مجله مهندسی مکانیک مدرس، فروردین 1397، دوره 18، شماره 01، ص‌ص 413-422

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تحلیل سیستم خنک‌کاری جداگانه بلوک و سرسیلندر

سعید روحانی[1]، آرش محمدی[2*]، مسعود ضیابشرحق[3]

1- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

3- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* تهران، صندوق پستی 1678815811، amohammadi@srttu.edu

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 12 آبان 1396
پذیرش: 08 دی 1396
ارائه در سایت: 29 دی 1396

کلید واژگان:
خنک‌کاری جداگانه
زمان گرم‌شدن

چکیده

کاهش مدت زمان گرم شدن موتور احتراق داخلی، باعث کاهش مصرف سوخت و آلایندگی می‌شود. داغ‌ترین نقاط موتور احتراق داخلی نزدیکی سوپاپ دود و بین سیلندرها قرار دارد که به بیشترین میزان خنک‌کاری نیاز دارد؛ در حالی که ورودی مایع خنک‌کننده از طریق بلوک می‌باشد که در دمای پایین‌تری نسبت به سرسیلندر قرار دارد. در نتیجه خنک‌کاری بلوک بیش از مقدار لازم صورت می‌گیرد تا از دمای بیشینه در سرسیلندر اطمینان حاصل شود. از سوی دیگر، کاهش دبی سیال خنک‌کننده، سبب افزایش دمای بلوک، کاهش میزان مصرف سوخت ویژه ترمزی و کاهش آلاینده‌های HC و CO شده و نیز از طرفی باعث افزایش دمای سرسیلندر شده که سبب ایجاد مشکلاتی از قبیل افزایش میزان تولید NO_X می‌گردد. یک روش برای حل این مشکل، خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر می‌باشد. در این روش مایع خنک‌کننده پس از خروج از پمپ به دو مسیر مجزا برای بلوک و سرسیلندر تقسیم می‌شود. به این ترتیب می‌توان دبی سیال مورد نیاز برای خنک‌کاری هر کدام را بطور جداگانه تعیین کرد. در این تحقیق به منظور محاسبه‌ی مدت زمان گرم شدن موتور، مدار خنک‌کاری موتور ملی در خودرو سمند مدل‌سازی شده است. برای اعتبار سنجی، نتایج عددی افت فشار در راهگاه آب موتور، دبی رادیاتور و مدت زمان گرم شدن موتور با نتایج حاصل از تست خنک‌کاری مقایسه شده و در انتها اثر جداسازی مدار خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر موتور ملی بر مدت زمان گرم شدن موتور مورد مطالعه قرارگرفته است. نتایج، کاهش مدت زمان گرم شدن به میزان 15 درصد را نشان می‌دهد.

Analysis of block and cylinder head separate cooling system

Saeed Rohani[1], Arash Mohammadi[2*], Masoud Ziabasharhagh[1]

1- Department of Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran
2- Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran
* P.O.B. 1678815811 Tehran, Iran, amohammadi@srttu.edu

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 03 November 2017
Accepted 29 December 2017
Available Online 19 January 2018

Keywords:
Split cooling
Warm-up time

ABSTRACT

Reduction in warm up time of engine reduces fuel consumption and emissions. The hot spots of IC engine are near the exhaust valves and between the cylinders space which need the maximum value of cooling. Coolant at inlet of the block, having a temperature lower than the cylinder head. As a result, the block cooling is more than necessary value to ensure that maximum temperature in the cylinder head is lower that critical value. Reduction in coolant flow rate is associated with block temperature rise, reduction of brake specific fuel consumption and HC and CO emissions. On the other hand, increasing the cylinder head temperature causes problems such as an increase in the production of NOx. One method to solve this problem, is separate cooling of block and cylinder head. In this method, the coolant at the outlet the pump, is divided into two separate paths one for the block and one for cylinder head, and thus, the flow rate which required for cooling each part must be set separately. In this study, to calculate the warm up time, the cooling circuit of national engine has been modeled. To validate, the numerical results of pressure loss of coolant in the engine water jacket, radiator flow rate and warm up time have been compared with the results of the cooling test. At last, the influence of separation of block and cylinder head cooling circuit of engine on warm up time has been studied. Results show 15 percent reduction in warm-up time.

1- مقدمه

سیستم خنک‌کاری موتور احتراق داخلی به‌گونه‌ای طراحی می‌شود که دفع حرارت در بدترین شرایط کارکرد موتور (بار کامل در ماکزیمم دور موتور) را تضمین نماید. حال آن‌که این شرایط تنها حدود پنج درصد زمان استفاده وسیله نقلیه را شامل می‌شود. این رویکرد باعث افزایش مصرف سوخت می‌شود که با مدیریت سیستم حرارتی می‌تواند کاهش پیدا کند [1]. دمای مایع خنک‌کاری به طور مستقیم بر دمای بدنه و عملکرد موتور تأثیر می‌گذارد. مصرف سوخت، بازده موتور وجود آلاینده‌هایی نظیر هیدروکربن نسوخته و منوکسید کربن و اصطکاک تحت تأثیر دمای سیستم خنک‌کاری موتور می‌باشد. بیشتر مطالعات و آزمایش‌هایی که در گذشته در زمینه

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:
Please cite this article using:
S. Rohani, A. Mohammadi, M. Ziabasharhagh, Analysis of block and cylinder head separate cooling system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 01, pp. 413-422, 2018 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.32.9]

سیستم خنک‌کاری موتور انجام شده به بهبود توان موتور و کاهش آلاینده‌ها از طریق کاهش میزان خنک‌کاری (افزایش دمای سیستم خنک‌کاری) منجر شده است. به علاوه کاهش خنک‌کاری در موتور از طریق کاهش دبی جریان مایع خنک‌کننده می‌تواند توان مورد نیاز برای پمپ را کاهش دهد. کاهش زمان گرمایش موتور باعث کاهش لزجت روغن، افزایش روان‌کاری و کاهش تلفات توانی ناشی از اصطکاک می‌شود. این تاثیرها بر روی موتورهای بنزینی به دلیل دمای پایینتر روغن نسبت به موتورهای دیزل بیشتر می‌باشد [2]. در سیستم خنک‌کاری معمول، به‌دلیل ارتباط میان راهگاه‌های خنک‌کاری بلوک و سر سیلندر موتور خنک‌کاری بلوک بیش از حد لازم انجام می‌شود تا از افزایش دمای بیش از حد نقاط داغ سرسیلندر جلوگیری کند. زیرا می‌تواند باعث اثرهایی چون سوختن واشر سر سیلندر شود. دمای پایین مایع خنک‌کننده در بلوک، باعث کاهش دمای گازهای حاصل از احتراق و افزایش آلاینده‌هایی نظیر هیدروکربن‌های نسوخته و منوکسیدکربن میشود. همچنین توان موتور کاهش می‌یابد [3]. به همین دلیل بهتر است تا حد ممکن دمای بلوک افزایش پیدا کند تا آلاینده‌هایی نظیر مونوکسید کربن و هیدروکربن نسوخته کاهش پیدا کند و دمای سرسیلندر تا حدی کاهش پیدا کند تا اکسیدهای نیتروژن کاهش پیدا کند. برای کنترل دمای بلوک و سرسیلندر موتور، به عنوان یک راه کار می‌توان خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر به طور جداگانه انجام گیرد. که باعث می‌شود دبی سیال خنک‌کننده به بلوک و سر سیلندر به صورت مجزا کنترل شود. این روش مزایای بسیاری را در کاهش آلاینده‌ها و مصرف سوخت ویژه به همراه دارد. در موتورهای دیزل تبخیر قطرات سوخت و اشتعال خود به خودی فرایندهایی هستند که با دما کنترل میشوند، کاهش دمای سیال خنک‌کاری، تأخیر در اشتعال را افزایش می‌دهد [4]. دو اشکال عمده در سیستم‌های خنک‌کاری معمولی وجود دارد. اول اینکه حجم زیاد سیال خنک‌کننده در این سیستم موجب افزایش زمان گرم شدن موتور می‌شود، دوم این‌که وقتی موتور در حالت بار جزئی عمل می‌نماید، سیستم خنک‌کاری باعث دفع حرارت بیش از مقدار لازم موتور می‌شود. برای غلبه بر این مشکلات نیاز به یک سیستم خنک‌کاری پیشرفته است که هدف عمده آن حساسیت بیشتر میزان خنک‌کاری به شرایط کارکرد موتور است. روش‌های مدیریت هوشمند خنک‌کاری مانند استفاده از ترموستات و پمپ آب برقی، خنک‌کاری با در نظر گرفتن پدیده جوشش، خنک‌کاری دقیق و مدار خنک‌کاری جداگانه بلوک و سرسیلندر موتور راه حل مناسبی برای کنترل خنک‌کاری موتور می‌باشد. در این تحقیق اثر خنک‌کاری جداگانه بلوک و سر سیلندر روی کاهش زمان گرمایش موتور ملی بررسی شده است. زیرا کاهش زمان گرمایش خود باعث کاهش میزان مصرف سوخت و آلاینده‌ها می‌شود. برای شبیه‌سازی مدار خنک‌کاری خودرویی از نرم‌افزار جی‌تی‌کول[1] و برای شبیه‌سازی مدار قدرت موتور از نرم‌افزار جی‌تی‌پاور[2] از زیر مجموعه نرم‌افزارهای جی‌تی‌سوییت[3] از شرکت گاما تکنولوژی[4] استفاده شده است. این نرم‌افزار توانایی شبیه‌سازی یک‌بعدی سیستم قدرت و سیستم خنک‌کاری خودرو را برای شرایط گذرا و پایدار، دارا می‌باشد. پس از شبیه‌سازی قسمت‌های مختلف موتور، سیستم عملکرد و خنک‌کاری با هم کوپل می‌گردد.

1-1- سیستم خنک‌کاری جداگانه بلوک و سرسیلندر

در این سیستم خنک‌کاری، سیال خنک‌کننده پس از خروج پمپ به دو مسیر مجزا برای خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر تقسیم می‌شود. به این ترتیب، دمای بلوک و سرسیلندر موتور به وسیله کنترل میزان دبی جریان ورودی مایع خنک‌کننده به هریک از آن‌ها، تعیین می‌گردد. در این شرایط، کاهش دبی سیال خنک‌کننده به بلوک، افزایش دمای در بلوک موتور که در محدوده طراحی باشد باعث کاهش تولید آلاینده‌های هیدروکربن نسوخته و منوکسید کربن، کاهش لزجت روغن و کاهش مصرف سوخت ویژه می‌شود. همچنین افزایش دمای بلوک باعث انبساط بیشتر پیستون وکاهش فاصله بین پیستون و دیواره سیلندر می‌شود که اگر تحت کنترل نباشد می‌تواند باعث سایش پیستون، افزایش اصطکاک و کاهش توان موتور شود. این امر سبب می‌شود که مخلوط سوخت و هوایی که در فرآیند تراکم در فاصله بین پیستون و دیوار سیلندر محبوس می‌شود که خود منبع تولید هیدروکربن‌های نسوخته می‌باشد، کاهش یابد [5]. از سوی دیگر کاهش جزئی دمای مایع خنک‌کننده در سرسیلندر باعث کاهش تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن، افزایش چگالی هوای ورودی و در نتیجه افزایش بازده موتور می‌شود. مهمترین اثر خنک‌کاری جداگانه بلوک و سرسیلندر موتور کاهش زمان گرم شدن موتور از حالت استارت سرد می‌باشد. شکل 1 شمایی از یک سیستم خنک‌کاری جداگانه را نشان می‌دهد.

مایع خنک‌کننده در ورودی موتور (خروجی پمپ آب) به دو مجرا یکی به بلوک و دیگری به سرسیلندر تقسیم می‌شود. برای خروج آب نیز دو مجرای مجزا وجود دارد. ایده اصلی برای سیستم خنک‌کاری جداگانه بر این مبنا است که دمای سیال در بلوک افزایش می‌یابد. با توجه به این موضوع طرح دیگری که بنظر می‌رسد، معکوس نمودن مسیر جریان خنک‌کاری در سیستم‌های خنک‌کاری معمول است. به این ترتیب که جریان سیال ابتدا وارد سرسیلندر و سپس وارد بلوک موتور گردد و آنجا خارج شود. در این صورت سیال خنک‌کننده با جذب حرارت بیشتر در سرسیلندر خنک‌کاری را افزایش می‌دهد و در بلوک دمای بیشتری را دارا می‌باشد. به این تر تیب دمای سرسیلندر کاهش پیدا می‌کند و دمای بلوک افزایش می‌یابد [6]. این سیستم در عمل دارای دو مشکل اساسی می‌باشد:

1- به‌دلیل حرکت سیال از بالا به پائین در راه‌گاه‌های ارتباطی بین سرسیلندر و بلوک موتور، در صورت تبخیر سیال و تشکیل حباب در سیستم، حرکت سیال در جهت عکس حرکت حباب‌ها انجام می‌شود؛ که این مسئله امکان بوجود آمدن بخار در بعضی نقاط را فراهم می‌کند و در این صورت امکان افزایش دمای جامد در آن نقاط وجود خواهد داشت.

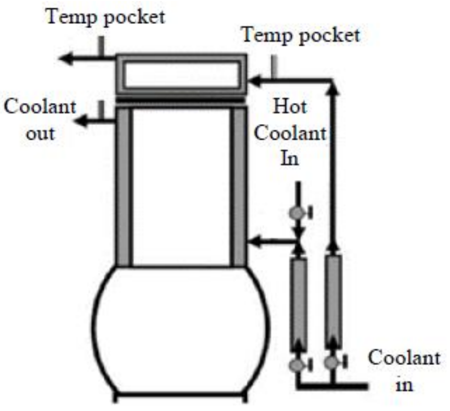

Fig. 1 The schematic of a separate cooling system

شکل 1 شماتیکی از یک سیستم خنک‌کاری جداگانه

[1] GT-Cool
[2] GT-Power
[3] GT-Suite
[4] Gama Technology

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.32.9]

2- به دلیل وجود مسئله انتقال حرارت به وسیله جابجائی آزاد، جهت حرکت سیال که ناشی از اختلاف فشار ایجاد شده توسط پمپ آب است، در جهت عکس نیروی وارده به سیال در اثر پدیده جابجائی آزاد خواهد شد. این مسئله به ایجاد اختلاف فشار بیشتر در دو طرف پمپ آب و کاهش دبی سیال خنک‌کننده منجر می‌شود.

بنابراین با توجه به مطالعات انجام شده در انواع سیستم‌های خنک‌کاری، سیستم خنک‌کاری دوگانه از اهمیت ویژه‌ای برای کاربرد برخوردار می‌باشد. بیشتر مطالعاتی که بر روی سیستم خنک‌کاری موتور و بهبود آن صورت گرفته، به کاهش آلاینده‌ها و کاهش مصرف سوخت ویژه اشاره دارد. این امر در سیستم خنک‌کاری جداگانه با افزایش دما در بلوک و کاهش دما در سرسیلندر، محقق می‌شود [7]. راس و همکارانش [8]، در آزمایشی بر روی یک موتور تک سیلندر دو سوپاپ، با مدار خنک‌کننده مستقل برای بلوک و بستار را مورد بررسی قرار داده‌اند. آزمایش با دو نوع سوخت متفاوت و بصورت خودرویی انجام گرفت. در این آزمایش دمای مایع خنک‌کننده سرسیلندر و بلوک موتور به طور جداگانه از دمای 71 تا 110 درجه سانتی‌گراد افزایش دادند و تأثیر افزایش دما را بر کاهش تولید هیدروکربن نسوخته بررسی کردند. سارویا و همکارانش [9] اثر خنک‌کاری جداگانه را روی میزان تولید هیدروکربن نسوخته، منوکسید کربن و بازده ترمزی موتور را بررسی کردند. در این آزمایش، برای جلوگیری از ورود مایع خنک‌کننده به بستار، از یک صفحه فلزی در فضای بین سرسیلندر و بلوک موتور استفاده شد. به این ترتیب ورودی مایع خنک‌کننده به داخل بلوک موتور، همان ورودی اصلی و خروجی آن در 100 میلی‌متر بالاتر از نقطه مرگ پایین، تعبیه شده بود. در بارهای مختلف موتور، سرعت موتور در مقدار ثابت 1500 دور بر دقیقه نگاه داشته شد. آنها نشان دادند مصرف سوخت ویژه، هیدروکربن نسوخته و مونوکسید کربن کاهش می‌یابد. کبایاشی و همکارانش [10]، سیستم خنک‌کاری جداگانه را در یک موتور 1.3 لیتری چهار سیلندر درونسوز، مورد بررسی قرار دادند. در این آزمایش، افزایش دمای مایع خنک‌کننده بلوک موتور از 80 به 95 درجه سانتی‌گراد، باعث کاهش گشتاور اصطکاک به میزان 4 درصد شد. همچنین کاهش دمای مایع خنک‌کننده سرسیلندر از 80 به 50 درجه سانتی‌گراد، باعث افزایش هیدروکربن نسوخته به میزان 10 درصد شد. فینلای و همکارانش [11]، سیستم خنک‌کاری جداگانه را برای یک موتور 1.1 لیتری چهار سیلندر استفاده کردند. آنها نشان دادند، افزایش دمای مایع خنک‌کننده تا 100 درجه سانتی‌گراد، مصرف سوخت ویژه را 4 تا 6 درصد کاهش می‌دهد. همچنین، هیدروکربن نسوخته نیز به میزان 20 تا 30 درصد کاهش میبابد. اما اکسیدهای نیتروژن به میزان 20 درصد افزایش می‌یابد. به همین ترتیب، نشان دادند که استفاده از سیستم خنک‌کاری جداگانه، باعث کاهش نیاز به نرخ جریان تا 40 درصد می‌شود، که این امر، به دلیل افزایش سرعت مایع خنک‌کننده درون راهگاه، از 1.4 تا 4 متر بر ثانیه است. گولیمونت و همکارانش [12] تأثیر افزایش دمای بلوک و سرسیلندر موتور بر روی هیدروکربن نسوخته را بررسی کردند. آنها نشان دادند با کاهش دمای مایع خنک‌کننده سرسیلندر از 90 به 35 درجه سانتی‌گراد، هیدروکربن نسوخته به مقدار 35 تا 45 درصد افزایش می‌یابد و همچنین با کاهش دمای بلوک موتور به همین مقدار، هیدروکربن نسوخته به میزان 18 تا 23 درصد افزایش دارد. چانفرا و همکارانش [13] با استفاده از خنک‌کاری جداگانه بلوک و سرسیلندر، کاهش 2 تا 5 درصد در مصرف سوخت، 20 درصد در تولید منوکسیدکربن و 10 درصد در تولید هیدروکربن نسوخته را با افزایش دمای مایع خنک‌کننده از 90 تا 110 درجه سانتی‌گراد، گزارش کردند. همچنین با استفاده از سیستم خنک‌کننده جداگانه برای یک موتور 3.8 لیتری، یک پمپ مایع خنک‌کننده مکانیکی 2 تا 3 کیلو وات را با یک پمپ الکتریکی 600 واتی جایگزین کردند. همچنین نشان دادند با افزایش دمای مایع خنک‌کننده از 90 به 110 درجه سانتی‌گراد، کاهش هیدروکربن نسوخته به مقدار 17 درصد و منوکسید کربن به مقدار 15 درصد خواهد بود. چوی و همکارانش [14]، توانستند با استفاده از سیستم خنک‌کاری جداگانه برای یک موتور 1.2 لیتری، یک پمپ مایع خنک‌کننده مکانیکی 1 کیلو وات را با یک پمپ الکتریکی 30 تا 80 واتی جایگزین نمایند. اسمان و همکاران [16,15]، اثر خنک‌کاری جداگانه در بلوک و سرسیلندر را در یک موتور 1.3 لیتری تنفس طبیعی بررسی کردند. آنها برای شبیه‌سازی از آنالیزهای یک بعدی و سه بعدی استفاده کردند. نتایج آنها نشان داد که سرعت سیال خنک‌کننده در نقاط داغ در سرسیلندر با استفاده خنک‌کاری جداگانه افزایش می‌یابد. همچنین در قسمت‌های مختلف سیستم خنک‌کاری اثر افت فشار و دبی حجمی را مطالعه نمودند. سوجانیا [17] سیستم خنک‌کاری که توسط اسمان و همکاران طراحی شده بود در یک موتور نمونه بکار بردند و نتایج آن را بصورت عملی بررسی نمودند. با توجه به کاهش نیاز به دبی سیال خنک‌کننده آنها قطر پولی استاندارد پمپ آب را افزایش دادند. در این مطالعه، با استفاده از شبیه‌سازی یک‌بعدی، در ابتدا سیستم خنک‌کاری خودرویی ای‌اف7 توسط نرم‌افزار جی‌تی‌کول و مدار عملکرد توسط جی‌تی‌پاور شبیه‌سازی شدند. برای حل حرارتی و محاسبه دمای آب و قطعات جامد هر دو نرم افزار با هم کوپل شده اند. برای اعتبار سنجی نتایج عددی افت فشار در راهگاه آب موتور (خروجی پمپ تا ورودی ترموستات)، دبی سیال خنک‌کننده در رادیاتور و نمودار دمای آب سیال خنک‌کننده خروجی موتور (زمان لازم برای گرمایش) با نتایج حاصل از تست خنک‌کاری مقایسه شده است [18]. در انتها اثر جداسازی مدار خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر موتور ای‌اف7 بر زمان گرمایش مورد مطالعه قرارگرفته است. دراین حالت، میزان دبی مایع خنک‌کننده عبوری از هریک از بلوک و سرسیلندر تعیین و اثر آن بر دمای موتور و سیال خنک‌کننده، مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج کاهش زمان گرم شدن به میزان 15 درصد را نشان می‌دهد.

2-1- معادلات حاکم

حل عددی جریان در مدار شبیه‌سازی شده، به کمک معادله پیوستگی، معادله مومنتوم و معادله انرژی انجام می‌پذیرد. معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی در معادله‌های (1) تا (3) آورده شده است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k)=0 \quad (1)$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_j}{\partial t}+u_k\frac{\partial u_j}{\partial x_k}\right)=\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i}+\rho f_i \quad (2)$$

$$\rho\frac{\partial e}{\partial t}+\rho u_k\frac{\partial e}{\partial x_k}=\sigma_{ij}\frac{\partial u_j}{\partial x_i}-\frac{\partial q_j}{\partial x_j} \quad (3)$$

با توجه به حل هزمان مدار عملکرد و خنک‌کاری لازم است انتقال حرارت به گونه‌های هدایت و جابجایی مدل شوند. مقدار انتقال فوریه هدایت در واحد سطح و بر واحد زمان را می‌توان با کمک معادله (4) بیان نمود.

$$\dot{q}_x=\frac{\dot{Q}}{A}=-k\frac{dT}{dx} \quad (4)$$

که k ضریب انتقال حرارت هدایتی است. حرارت به شکل هدایت حرارتی از سطح داخلی دیواره‌های بلوک و سرسیلندر به سطح خارجی و مجاور مایع خنک‌کننده انتقال می‌یابد.

مقدار انتقال حرارت جابجایی بوسیله یک سیال و سطح جامدی که دارای

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.32.9]

حرکت نسبی نسبت به یکدیگر می‌باشند، منتقل می‌شود. شار حرارت جابجائی اجباری که به یک سطح جامد با دمای T_W توسط یک جریان سیال با دمای متوسط T منتقل می‌شود از رابطه (5) محاسبه می‌شود.

$$\dot{q} = h_c\,(T - T_W) \tag{5}$$

که درآن h_c ضریب انتقال حرارت جابجائی است. مقدار h_c توسط رابطه (6) محاسبه می‌شود. ثابت‌های m و n تجربی می‌باشند که با توجه به فیزیک مسئله و پس از آزمایش‌های متعدد تعیین می‌شوند.

$$\left(\frac{h_c L}{k}\right) = \text{const.}\times\left(\frac{\rho v L}{\mu}\right)^m\left(\frac{C_p \mu}{k}\right)^n \tag{6}$$

3-1- موتور پایه

مدل استفاده شده برای شبیه‌سازی، موتور ملی ای‌اف7[1] با تنفس طبیعی، دارای 4 سیلندر و حجم 1650 سی‌سی می‌باشد. مدار عملکرد موتور و سامانه‌ی خنک‌کاری بصورت یک بعدی و در دو حالت خنک‌کاری معمولی و خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر شبیه‌سازی شده‌است. در این شبیه‌سازی منحنی مشخصهٔ عملکردی پمپ آب و ترموستات به عنوان ورودی‌های نرم‌افزار وارد شده‌است. همچنین نمودارهای افت فشار نسبت به دبی جریان عبوری برای رادیاتور و بخاری نیز در نرم‌افزار وارد شده و شبیه‌سازی مدار خنک‌کاری انجام شده است. پس از اعتبارسنجی برای تحلیل مدار خنک‌کاری جداگانه بلوک و سرسیلندر موتور مورد استفاده قرار می‌گیرد.

2- مدل‌سازی مدار خنک‌کاری موتور ای‌اف7

مدل‌سازی مدار هیدرولیکی سیستم خنک‌کاری موتور ای‌اف7 را می‌توان به دو بخش مدار داخلی (مدار خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر) و مدار خارجی موتور (شامل لوله‌ها، رادیاتور، فن، پمپ، ترموستات و بخاری) تقسیم کرد. مدل‌سازی مدار هیدرولیکی سیستم خنک‌کاری مورد نظر، به‌جهت تعیین فشار و دبی جریان سیال خنک‌کننده در قسمت‌های مختلف مدار خنک‌کاری می‌باشد. برای مدل‌سازی مشخصات موتور مانند؛ حجم موتور، نسبت تراکم، جنس و ابعاد قطعات مختلف موتور و نتایج حاصل از آزمایش موتور از قبیل داده‌های سوخت، اصطکاک، عملکرد فن و عملکرد پمپ در دور و بارهای مختلف، مورد استفاده قرار می‌گیرد. ابتدا مدار خنک‌کاری موتور، با مدل‌سازی راه‌گاه آب در داخل بلوک و سرسیلندر موتور و تعیین قطر، طول، جنس و زاویه خم‌های لوله‌های مدار خنک‌کاری و همچنین مدل‌سازی رادیاتور، پمپ، فن، ترموستات و سایر موارد انجام پذیرفته و سپس موتور و سیستم خنک‌کاری به صورت یکپارچه برای تحلیل حرارتی جریان مورد استفاده قرار می‌گیرد. دراین‌حالت مایع خنک‌کننده پس از عبور از پمپ وارد بلوک موتور شده و همزمان با خنک‌کاری بلوک، وارد سرسیلندر می‌شود و سپس از سرسیلندر موتور خارج می‌گردد. شکل 2 شمایی از مدار خنک‌کاری موتور ای‌اف7 با تنفس طبیعی را نشان می‌دهد.

پس از مدل‌سازی و حل عددی مدار هیدرولیک سیستم خنک‌کاری موتور ای‌اف7 با تنفس طبیعی، می‌بایستی نتایج حاصل از حل عددی با نتایج به‌دست آمده از آزمایش موتور مورد نظر، مقایسه گردد. برای این منظور افت فشار و دبی سیال خنک‌کننده در دورهای 2000، 3500 و 5500 دور بر دقیقه و بار روی موتور به میزان 2 بار، مورد بررسی قرار می‌گیرد. نمودار شکل 3 افت فشار جریان خروجی از موتور را نسبت به جریان ورودی موتور، با داده‌های آزمایشگاهی مورد مقایسه قرار می‌دهد.

[1] EF7

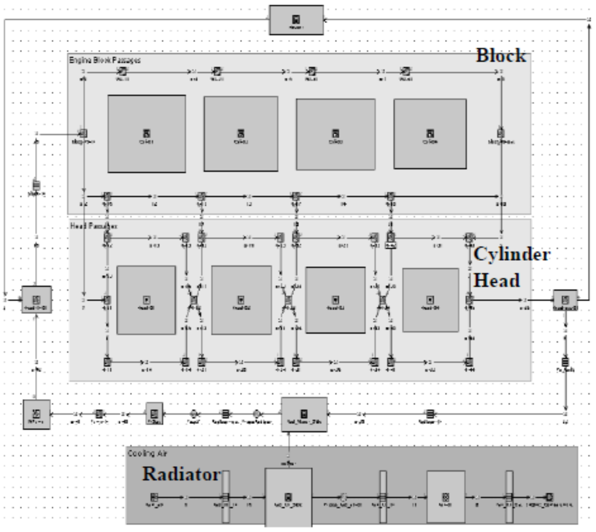

Fig. 2 The schematic of Cooling circuit in GT-COOL software

شکل 2 شمایی از مدار خنک‌کاری یک بعدی موتورEF7 در نرم افزار GT-COOL

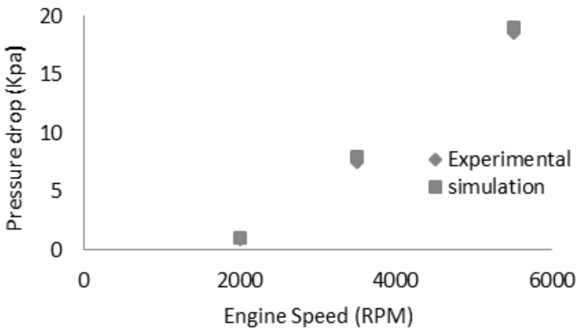

Fig. 3 Pressure drop graph of the cooling fluid passing through coolant circuit

شکل 3 نمودار افت فشار سیال خنک‌کننده عبوری از موتور EF7

نمودارهای فوق، به صورت جدول 1 نشان داده شده است. مقادیر و خطاهای به‌دست‌آمده از نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی تا حد خوبی همخوانی دارد.

مقادیر فشار در قسمت‌های مختلف موتور در دور 2000 دور در دقیقه در شکل 4 نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل 4 مشاهده می‌شود، فشار در ورودی موتور 184 kPa و در خروجی آن 183 kPa به‌دست‌آمده است. مقدار افت فشار 1 kPa می‌باشد.

به همین ترتیب، مقادیر دبی سیال خنک‌کننده‌ی عبوری از رادیاتور در دور 2000 rpm در شکل 5 نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، مقدار دبی سیال عبوری از رادیاتور، 28.9 لیتر بر دقیقه می‌باشد. بعد از حل جریانی با نرم افزار جی‌تی‌کول، حل حرارتی با کوپل نرم افزارهای جی‌تی‌کول و جی‌تی‌پاور انجام می‌شود. در شکل 6 شمایی از مدار عملکرد

جدول 1 مقادیر و خطاهای حاصل از نتایج به‌دست‌آمده برای افت فشار موتور سیستم خنک‌کاری موتور EF7

Table 1 Values and errors of the results for engine pressure drop of the engine cooling system

دور موتور (rpm)	افت فشار حاصل از حل عددی (kPa)	افت فشار حاصل از نتایج آزمایشگاهی (kPa)	درصد خطا
2000	1	0.9	11
3500	8	7.5	6.7
5500	19	18.6	0.5

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.32.9]

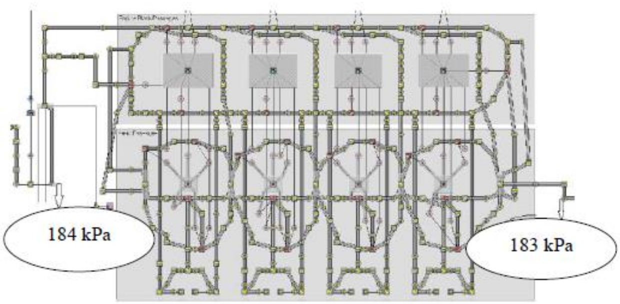

Fig. 4 Coolant pressure in engine channels at the speed of 2000 rpm

شکل 4 فشار سیال خنک‌کننده در راه‌گاه‌های موتور در دور 2000 rpm

موتور ای‌اف7 نشان داده شده است. برای حل لازم است شرایط عملکرد موتور به عنوان شرایط اولیه داده شود تا زمان گرم شدن موتور محاسبه شود. سپس با نتایج حاصل از تست خنک‌کاری مورد مقایسه قرار می‌گیرد. برای این منظور مدل شبیه‌سازی شده برای شرایط کاری جدول 2 در نظر گرفته شده و اجرا می‌شود.

دمای به‌دست آمده از خروجی آب موتور شبیه‌سازی شده در شرایط کاری ذکر شده در جدول 2 با نتایج آزمایشگاهی در شرایط یکسان، در نمودار شکل 7 نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که دمای سیال خنک‌کننده، حدود470 ثانیه پس از شروع به‌کار سرد موتور، دچار نوسانات حاصل از باز شدن مسیر جریان در ترموستات شده و پس از 130 ثانیه به حالت پایا

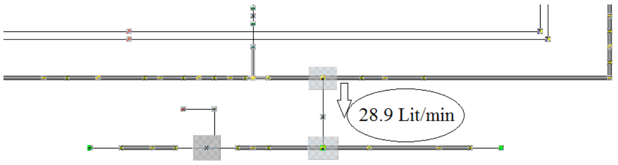

Fig. 5 Coolant flow rate in the radiator circuit at 2000 rpm

شکل 5 دبی سیال خنک‌کننده در مدار رادیاتور در 2000 rpm

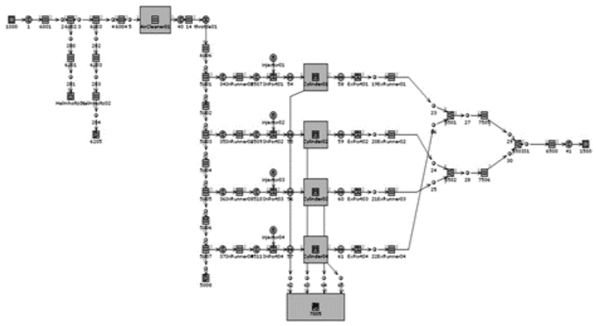

Fig. 6 The schematic of Performance circuit of naturally aspirated engine

شکل 6 شمایی از مدار شبیه‌سازی قدرت موتور EF7 با تنفس طبیعی

جدول 2 شرایط اولیه مدل شبیه‌سازی مدار خنک‌کاری موتور EF7 با تنفس طبیعی

Table 2 Initial conditions of the simulation model of naturally aspirated engine cooling circuit

دور موتور	2000 rpm
فشار متوسط ترمزی (BMEP)	2 bar
دمای سیال خنک‌کننده	17 ºC
دمای محیط	17 ºC
دمای قطعات داخلی موتور	17 ºC

می‌رسد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نتایج حاصل از شبیه‌سازی و نتایج به‌دست آمده از عملکرد موتور در شرایط آزمایشگاهی، تقریبا یکسان بوده و بنابراین می‌توان از مدل شبیه‌سازی شده، برای مدل‌سازی مدار خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر موتور ای‌اف7 با تنفس طبیعی استفاده نمود. تعدادی از مقادیر عددی و خطای موجود در نتایج شکل 7، به صورت جدول 3 ارائه شده است. در موتور ای‌اف7 با مدار خنک‌کاری معمولی، میزان دبی سیال عبوری از بلوک و سرسیلندر، در هریک از سیلندرها، به‌دلیل وارد شدن مقداری از جریان، از بلوک به سرسیلندر، با یکدیگر متفاوت می‌باشد، بنابراین برای بررسی نتایج حاصل از شبیه‌سازی مدار حرارتی در یکی از سیلندرها، معیار انتخاب سیلندر؛ میزان دبی عبوری سیال خنک‌کننده در سیلندر مورد نظر و یکسان بودن آن با میانگین دبی سیال ورودی و خروجی در بلوک و سرسیلندر، در نظر گرفته می‌شود.

شکل 8 مقادیر دبی سیال خنک‌کننده در قسمتی از مدار خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر موتور ای‌اف7، در 200 ثانیه پس از استارت سرد را نشان می‌دهد. در این زمان مسیر عبور جریان از ترموستات کاملا بسته بوده و سیال خنک‌کننده تنها در مدار بخاری جریان دارد. با توجه، به میزان دبی سیال خنک‌کننده عبوری در مدار خنک‌کاری موتور، مشاهده می‌شود که میانگین دبی ورودی و خروجی بلوک و همچنین سرسیلندر، حدود 8 لیتر بر دقیقه در بلوک و 3.8 لیتر بر دقیقه در سرسیلندر می‌باشد؛ که این میزان دبی، نزدیک به میزان دبی سیال عبوری از سیلندر شماره‌ی 3 می‌باشد. بنابراین به عنوان نمونه، می‌توان از سیلندر مورد نظر برای بررسی نتایج استفاده نمود.

شکل 9 نمودار نرخ انتقال حرارت گازهای حاصل احتراق از زمان شروع به کار سرد موتور به دیواره‌ی سیلندر شماره‌ی 3 در شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. همچنین، نمودار تغییرات دمای میانگین دیوار بلوک در نمودار

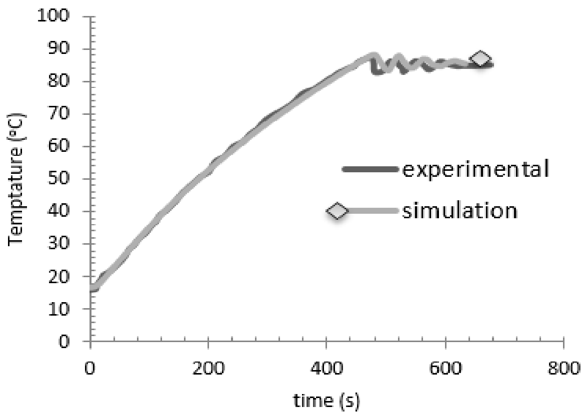

Fig. 7 Change curves of the coolant temperature at engine outlet in test and simulation modes

شکل 7 منحنی های تغییرات دمای مایع خنک کننده خروجی از موتور در حالت آزمایشی و شبیه سازی

جدول 3 مقادیر و خطاهای حاصل از نتایج به‌دست‌آمده برای دمای سیال خنک‌کننده در سیستم خنک‌کاری موتور EF7

Table 3 Values and errors of the results for coolant temperature in the engine EF7 cooling system

زمان (s)	دمای سیال خنک‌کننده حاصل از حل عددی (ºC)	دمای سیال خنک‌کننده حاصل از نتایج آزمایشگاهی (ºC)	درصد خطای نسبی
61	26.80	25.73	3.99
145	43.2	41.8	3.24
379	77.5	75.3	2.83
619	84	83.2	0.95

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.32.9]

شکل 10 نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل‌های 9 و 10 مشاهده می‌شود، نرخ انتقال حرارت از گازهای داغ حاصل از احتراق؛ به بلوک، از زمان

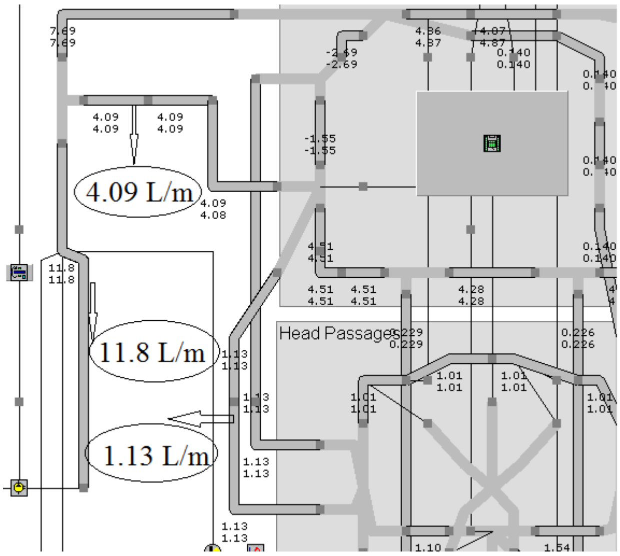

Fig. 8 Temperature distribution in engine cooling System circuit

شکل 8 کانتور نرخ جریان سیال خنک‌کننده در مدار سیستم خنک‌کاری موتور EF7

شروع به کار سرد موتور، با افزایش دمای بلوک موتور، کاهش یافته تا در شرایط پایدار به مقدار ثابتی می‌رسد.

به همین ترتیب نمودار نرخ انتقال حرارت از بلوک به سیال خنک‌کننده‌ی عبوری از سیلندر مورد نظر، از زمان شروع به کار سرد موتور، به صورت شکل 11 به‌دست می‌آید. همانطور که مشاهده می‌شود، در ابتدا به دلیل اختلاف دمای کم بین دیوار و مایع خنک‌کننده میزان شار حرارتی منتقل شده بین دیواره بلوک و مایع خنک‌کننده کم بوده و سپس با افزایش دمای دیوار افزایش می‌گردد و با افزایش دمای مایع خنک‌کننده به مقدار ثابتی میرسد.

به همین ترتیب نمودار تغییرات دمای سیال خنک‌کننده عبوری از سیلندر مورد نظر در نمودار شکل 12 مشاهده می‌شود. با توجه به شکل 12 مشاهده میشود در زمان شروع به کار موتور تا زمان حدود 470 ثانیه دمای مایع خنک‌کننده افزایش یافته و با باز شدن ترموستات دچار نوسان شده و پس از حدود 140 ثانیه پایدار می‌گردد.

شکل 13 نمودار تغییرات میانگین دمای دیواره‌ی سیلندر اول و چهارم موتور در سیستم خنک‌کاری معمولی موتور ای‌اف7 را نشان میدهد.

همان‌گونه که در شکل 13 مشاهده می‌شود، دمای دیواره‌ی سیلندر اول 130 و دمای دیواره‌ی سیلندر چهارم 140 درجه‌ی سانتی‌گراد به‌دست آمده‌است، که به میزان 10 درجه‌ی سانتی‌گراد با یکدیگر اختلاف دارد. این

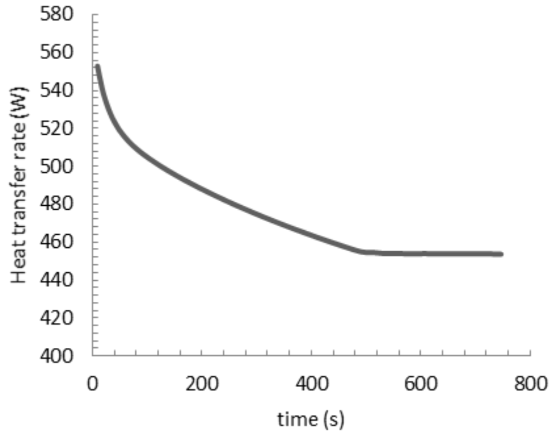

Fig. 9 Heat transfer rate graph of combustion gases to cylinder block No.3

شکل 9 نمودار نرخ انتقال حرارت گازهای حاصل از احتراق به بلوک سیلندر شماره‌ی 3

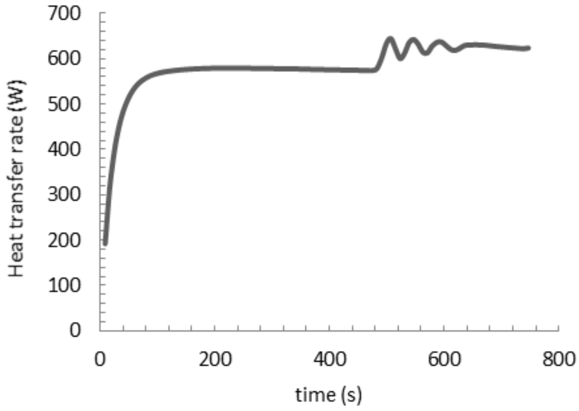

Fig. 11 Heat transfer rate graph from cylinder block wall to fluid cooling of cylinder block No.3

شکل 11 نمودار نرخ انتقال حرارت از دیواره بلوک به سیال خنک‌کننده‌ی سیلندر شماره‌ی 3

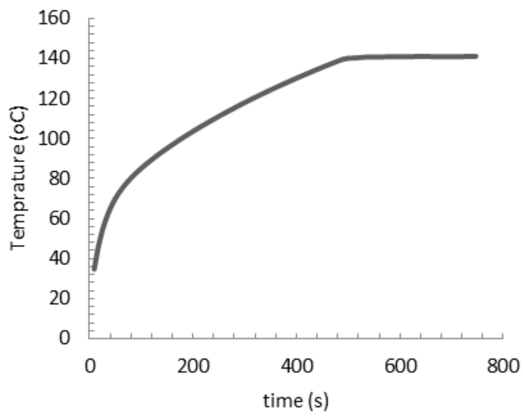

Fig. 10 The average temperature variation of the cylinder wall No.3

شکل 10 نمودار تغییرات میانگین دمای دیواره‌ی سیلندر شماره‌ی 3

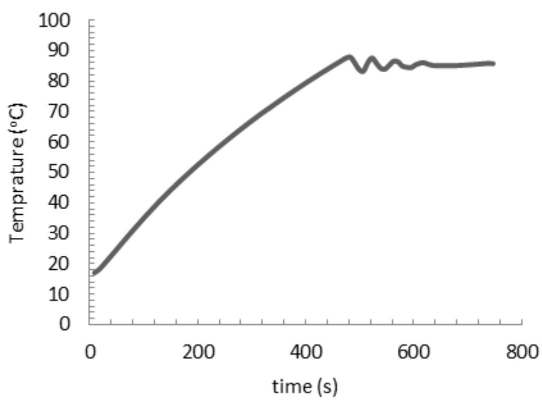

Fig. 12 Fluid cooling temperature graph of cylinder No.3

شکل 12 نمودار دمای سیال خنک‌کننده‌ی عبوری از سیلندر شماره‌ی 3

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.32.9]

اختلاف می‌تواند به دلیل خنک‌کاری زیاد سیلندر شماره‌ی 1 در مقایسه با سیلندر شماره‌ی 4، به‌دلیل دبی حجمی بیشتر سیال خنک‌کننده در سیلندر شماره‌ی 1 باشد. در این حالت به‌دلیل بزرگتر بودن ضریب جابجایی در سیال خنک‌کننده‌ی عبوری از سیلندر شماره‌ی 1 نسبت به سیلندر شماره‌ی 3، مقدار کمتری از شار حرارتی گذرنده از بلوک شماره‌ی 1 صرف افزایش دمای دیواره‌ی سیلندر شماره‌ی 1 می‌شود و دمای آن به میزان کمتری افزایش می‌یابد. تفاوت موجود در مقدار دمای دیواره‌ی سیلندرهای مختلف در موتور، می‌تواند سبب اختلاف در میزان شارحرارتی انتقال یافته از گازهای حاصل از احتراق به دیواره‌ی سیلندر و درنتیجه، اختلاف در قدرت به‌دست‌آمده در سیلندرها شود، که این موضوع باعث کارکرد نامناسب موتور می‌گردد.

3- مدل‌سازی مدار خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر موتور ای‌اف7

برای مدل‌سازی مدار خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر در موتور ای‌اف7 با تنفس طبیعی، از مدار حرارتی به‌دست‌آمده برای سیستم خنک‌کاری معمولی موتور ای‌اف7 با تنفس طبیعی استفاده می‌شود. به‌این‌ترتیب، با ایجاد تغییر در راه‌گاه‌های عبوری سیال در بلوک و سرسیلندر، ارتباط میان مدار خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر از بین می‌رود. برای این منظور، ابتدا راه‌گاه‌های ارتباطی میان بلوک و سرسیلندر مسدود می‌شود. سپس برای ورود سیال خنک‌کننده در سرسیلندر و خروج سیال از بلوک راه‌گاهی در نظر گرفته می‌شود. بنابراین برای ورود سیال خنک‌کننده به موتور سیال، پس از عبور از پمپ مایع خنک‌کننده، وارد یک سه‌راهی شده و در آن‌جا دبی سیال میان بلوک و سرسیلندر به نسبت تعیین شده، تقسیم می‌گردد. به همین ترتیب در خروجی موتور نیز، سیال خنک‌کننده عبوری از بلوک و سرسیلندر موتور به طور جداگانه، وارد یک سه‌راهی شده و در آن‌جا با هم مخلوط می‌گردد و سپس وارد محفظه ترموستات می‌گردد. شکل 14 شمایی از سیستم خنک‌کاری با مدار جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر موتور ای‌اف7 را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل 14 مشاهده می‌شود، برای هرکدام از سرسیلندر و بلوک موتور، یک ورودی و یک خروجی جداگانه درنظر گرفته شده است.

شکل 15 شمایی از مدار شبیه‌سازی سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر موتور ای‌اف7 را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل دیده می‌شود ارتباط بین خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر (دو مستطیل خاکستری رنگ در شکل 15) قطع شده است. همان‌گونه که در شکل 15 مشاهده می‌شود، در خروجی پمپ مایع خنک‌کننده، می‌بایستی یک سه‌راهی برای تقسیم دبی سیال خنک‌کننده‌ی خروجی از پمپ میان بلوک و سرسیلندر، در نظر گرفته شود.

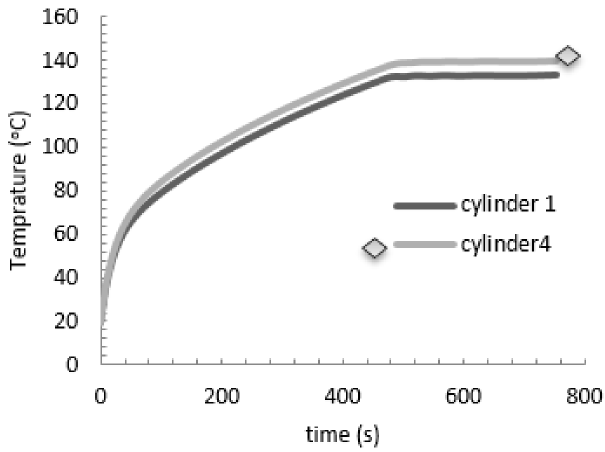

Fig. 13 Change graph of the average temperature of the first and fourth cylinder walls of the conventional cooling system

شکل 13 نمودار تغییرات میانگین دمای دیواره‌ی سیلندر اول و چهارم موتور در سیستم خنک‌کاری معمولی

4- بررسی نتایج حاصل از شبیه‌سازی سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر موتور ای‌اف7

با توجه به مشخصات ذکر شده برای سه‌راهی مورد نظر، دبی جریان سیال خنک‌کننده در بلوک و سرسیلندر، در زمان 200 ثانیه پس از شروع به‌کار سرد موتور، به‌صورت کانتور نشان داده‌شده در شکل 16 به‌دست می‌آید. با توجه به شکل 16، دبی سیال خنک‌کننده‌ی عبوری از بلوک و سرسیلندر؛ به

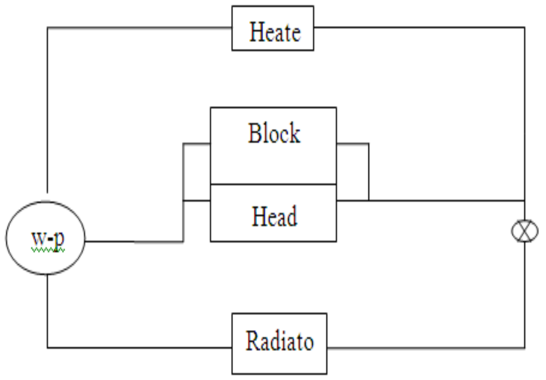

Fig. 14 Schematic of the separate block and cylinder head cooling circuit of Engine EF7 cooling system

شکل 14 شمایی از مدار خنک‌کاری جداگانه بلوک و سرسیلندر سیستم خنک‌کاری موتور EF7

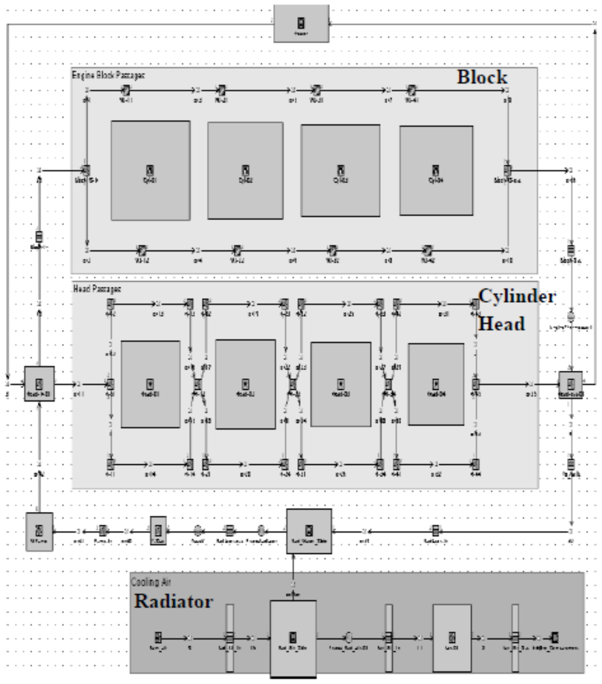

Fig. 15 Simulation circuit of the separate block and cylinder head cooling system of Engine EF7

شکل 15 شمایی از مدار شبیه‌سازی سیستم خنک‌کاری جداگانه بلوک و سرسیلندر موتور EF7

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.32.9]

ترتیب، 8.02 و 3.8 لیتر بر دقیقه به‌دست آمده‌است که با میانگین دبی به دست‌آمده برای سیال عبوری از بلوک و سرسیلندر در سیستم خنک‌کاری معمولی، یکسان می‌باشد. بنابراین با توجه به مدار خنک‌کاری مدل‌سازی‌شده برای سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر موتور ای‌اف7، می‌توان عملکرد حرارتی سیستم خنک‌کاری مورد نظر را، مورد بررسی قرار داد. پس از مدل‌سازی مدار خنک‌کننده‌ی جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر سیستم خنک‌کاری موتور مورد نظر، اکنون نتایج حاصل از جداسازی مدار خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر، با نتایج به‌دست‌آمده از سیستم خنک‌کاری معمولی، مورد مقایسه قرار می‌گیرد.

شکل 17، نمودار تغییرات دمای سیال خنک‌کننده را در سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر، در مقایسه با سیستم خنک‌کاری معمولی نشان می‌دهد. همان‌گونه که در شکل 17 مشاهده می‌شود، زمان گرم شدن سیال خنک‌کننده در سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر، حدود 70 ثانیه (15 درصد)، در مقایسه با سیستم خنک‌کاری معمولی، کاهش یافته است. با توجه به یکسان بودن میزان دبی سیال خنک‌کننده‌ی عبوری از سیلندر شماره‌ی 3 در هر دو سیستم خنک‌کاری، می‌توان از سیلندر مورد نظر، برای مقایسه‌ی نتایج به‌دست‌آمده از جداسازی مدار خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر موتور، نسبت به مدار خنک‌کاری معمولی موتور ای‌اف7 استفاده نمود. نمودار نرخ انتقال حرارت از گازهای حاصل از احتراق؛ به دیوار سیلندر شماره‌ی 3 در شبیه‌سازی، در دو حالت سیستم خنک‌کاری معمولی و سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر، در شکل 18 نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل 18 مشاهده می‌شود، نرخ انتقال حرارت از گازهای حاصل از احتراق، به بلوک در سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر، در زمان کمتری نسبت به سیستم خنک‌کاری معمولی، کاهش یافته و به مقدار ثابت می‌رسد.

شکل 19 نمودار تغیرات دمای دیواره‌ی سیلندر شماره‌ی 3 در شبیه‌سازی را، نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل 19 مشاهده می‌شود، دمای بلوک در سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر، در زمان کمتری نسبت به سیستم خنک‌کاری معمولی، افزایش یافته و به مقدار ثابت می‌رسد. این موضوع می‌تواند یکی از دلایل کاهش سریع‌تر نرخ انتقال حرارت از گازهای حاصل از احتراق به بلوک در سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر در مقایسه با سیستم خنک‌کاری معمولی، باشد.

به‌همین‌ترتیب نمودار نرخ انتقال حرارت از دیوار سیلندر به سیال خنک‌کننده‌ی عبوری از سیلندر شماره‌ی 3، از زمان شروع به کار سرد موتور، به صورت شکل 20 به‌دست می‌آید.

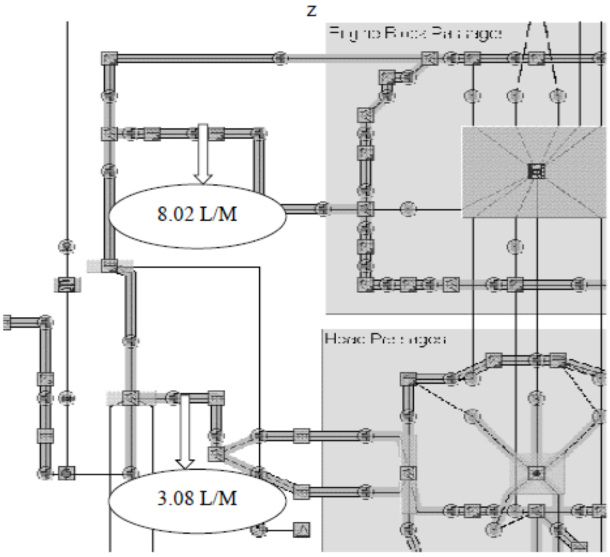

Fig. 16 Fluid flow rate contour at the engine inlet

شکل 16 مدار شبیه‌سازی سیستم خنک‌کاری جداگانه بلوک و سرسیلندر موتور EF7

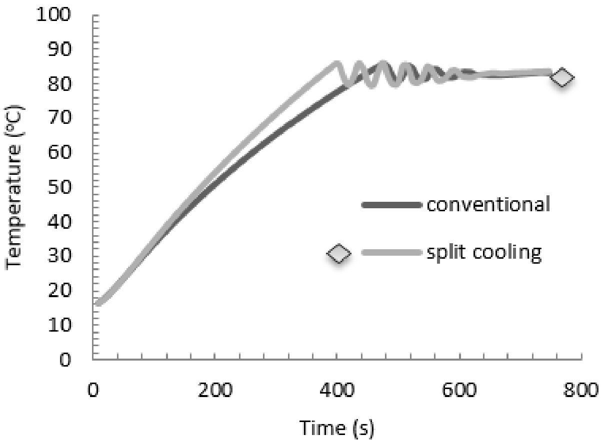

Fig. 17 Temperature graph of the cooling fluid leaving the naturally aspirated engine EF7

شکل 17 نمودار دمای سیال خنک‌کننده خروجی از موتور EF7 با تنفس طبیعی

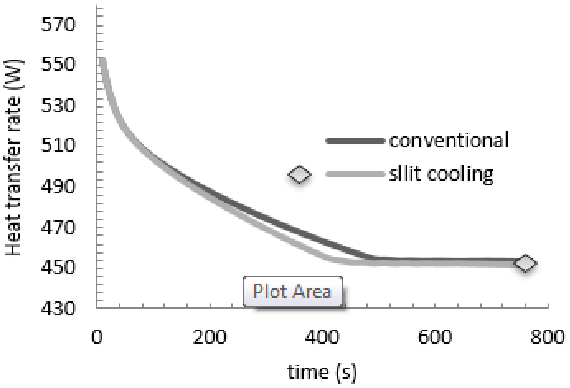

Fig. 18 Heat transfer rate graph of combustion gases to cylinder block No.3

شکل 18 نمودار نرخ انتقال حرارت گازهای حاصل از احتراق به بلوک در سیلندر شماره‌ی 3

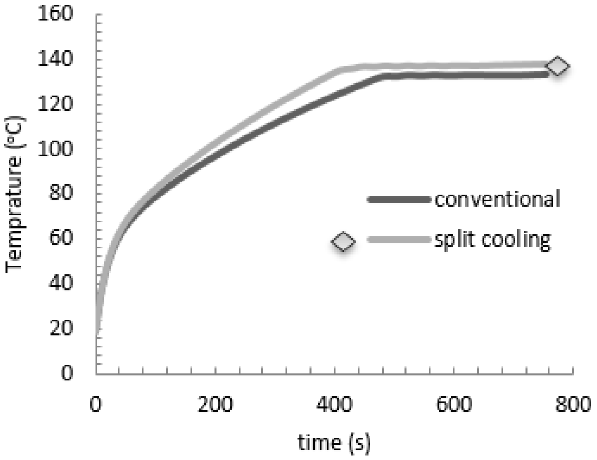

Fig.19 The average temperature variation of the cylinder wall No.3

شکل 19 نمودار تغییرات دمای دیواره‌ی سیلندر شماره‌ی 3

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.32.9]

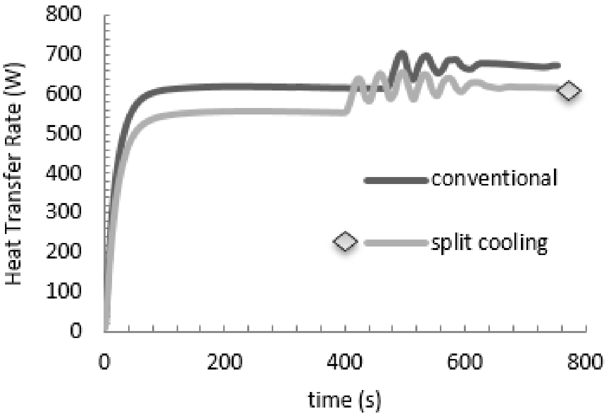

Fig. 20 Heat transfer rate graph from cylinder block wall to fluid cooling of cylinder block No.3

شکل 20 نمودار نرخ انتقال حرارت از دیوار سیلندر به سیال خنک‌کننده‌ی عبوری از سیلندر شماره‌ی 3

با توجه به شکل 20، مشاهده می‌شود که نرخ انتقال حرارت از دیوار بلوک به سیال خنک‌کننده در سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر موتور، مقداری افزایش یافته است. این موضوع می‌تواند به‌دلیل افزایش اختلاف دمای بین بلوک و سیال خنک‌کننده‌ی عبوری از آن در سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر در مقایسه با سیستم خنک‌کاری معمولی، باشد. شکل 21، نمودار افزایش دمای سیال عبوری از سیلندر شماره‌ی 3 را نشان می‌دهد. در این حالت، با توجه به ثابت بودن شار حاصل از احتراق در زمان شروع به‌کار سرد موتور در هر دو سیستم خنک‌کاری، افزایش سریعتر دمای دیوار سیلندر شماره‌ی 3 در سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر را، می‌توان ناشی از افزایش سریعتر دمای موتور و دمای سیال خنک‌کننده، در سیلندرهای ابتدایی موتور دانست.

شکل 22 دمای دیواره‌ی سیلندر اول و چهارم را در حالت خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر موتور، نشان می‌دهد. همان‌گونه که در شکل 22 مشاهده می‌شود، دمای دیوار سیلندر اول و چهارم در سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر، تقریبا یکسان بوده و اختلاف ناچیزی دارد که این اختلاف می‌تواند به‌دلیل تغییر در دمای سیال خنک‌کننده، به هنگام عبور از سیلندرها باشد.

یکی از مشکلاتی که در جداسازی مدار خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر موتور ای‌اف7 با تنفس طبیعی به‌وجود می‌آید، محبوس شدن سیال

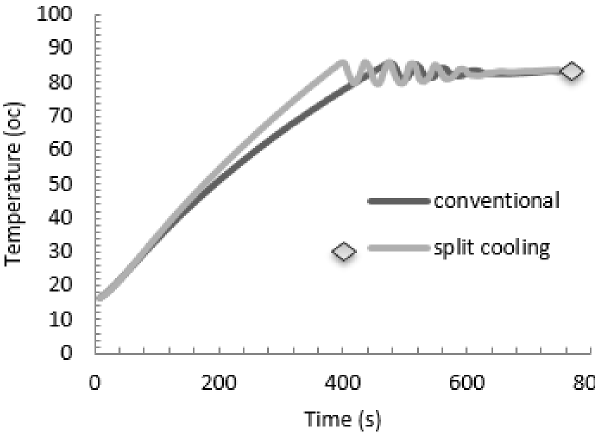

Fig. 21 Fluid cooling temperature graph of cylinder No.3

شکل 21 نمودار تغییرات دمای سیال خنک‌کننده‌ی عبوری از سیلندر شماره‌ی 3

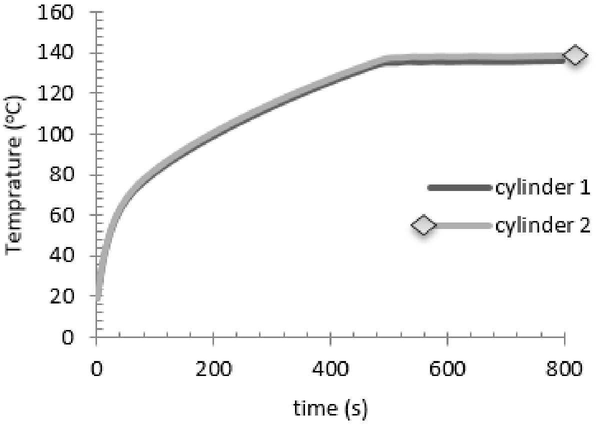

Fig. 22 Change graph of the average temperature of the first and fourth cylinder walls of the splitt cooling system

شکل 22 نمودار تغییرات میانگین دمای دیواره‌ی سیلندر اول و چهارم موتور در سیستم خنک‌کاری جداگانه‌ی بلوک و سرسیلندر

خنک‌کننده در قسمتی از سرسیلندر، به‌دلیل مسدود نمودن راه‌گاه عبور جریان از بلوک به سرسیلندر می‌باشد. با مسدود شدن مسیر عبور جریان از بلوک به سرسیلندر، سیال خنک‌کننده در این نقاط ساکن شده و خنک‌کاری در این نقاط انجام نمی‌گیرد. در نتیجه دمای سیال خنک‌کننده افزایش کمی داشته و در مقابل، دمای نقاط مذکور در سرسیلندر به مقدار زیادی افزایش می‌یابد. درنتیجه برای جلوگیری از آسیب‌رسیدن به قطعات موتور، می‌بایستی در این نقاط خنک‌کاری با روش‌های خاصی انجام گیرد.

5- نتیجه‌گیری

در این تحقیق برای کاهش میزان مصرف سوخت و آلایندگی اثر خنک‌کاری جداگانه بدنه و بستار روی موتور ملی ای‌اف7 بررسی شده است. از آنجا که کاهش زمان گرم شدن موتور اثر قابل توجهی روی کاهش آلاینده‌های تولیدی موتور دارد، از این‌رو نمودار دمای سیال خنک‌کننده خروجی از موتور (شکل 17) به عنوان شاخص کاهش آلایندگی مورد توجه قرار گرفته است. مدار خنک‌کاری موتور ملی ای‌اف7 در خودروی سمند با نرم افزار جی‌تی‌کول و مدار عملکرد موتور در نرم افزار جی‌تی‌پاور مدل‌سازی شده است. برای اعتبارسنجی نتایج عددی افت فشار در راهگاه آب موتور، دبی رادیاتور و زمان گرمایش با نتایج حاصل از تست خنک‌کاری مقایسه شده است. در انتها اثر جداسازی مدار خنک‌کاری بلوک و سرسیلندر موتور ای‌اف7 بر زمان گرمایش مورد مطالعه قرارگرفته است. نتایج کاهش زمان گرم شدن به میزان 15 درصد را نشان می‌دهد. ولی یک مشکل عمده محبوس شدن سیال خنک‌کننده در قسمتی از سرسیلندر، به‌دلیل مسدود نمودن راه‌گاه عبور جریان از بلوک به سرسیلندر می‌باشد. با مسدود شدن مسیر عبور جریان امکان تشکیل لایه بخار در قسمت جدایش بلوک و سرسیلندر و افزایش قابل توجه دما در این نقاط می‌شود. بنابراین لازم است برای حل این مشکل راه حلی در نظر گرفته شود.

6- فهرست علایم

C_p	ظرفیت گرمایی ویژه $(Jkg^{-1}K^{-1})$
e	انرژی داخلی سیال (Jkg^{-1})
H	ضریب انتقال حرارت $(Wm^{-2}K^{-1})$
k	ضریب رسانایی $(Wm^{-1}K^{-1})$
$\dot{q}$	شار حرارتی (Wm^{-2})

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.32.9]

T دما (K)

U سرعت (ms^{-1})

علایم یونانی

μ لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)

ρ چگالی (kgm^{-3})

σ تنش برشی

زیرنویس‌ها

c جابجایی

j مولفه بردار

W سطح

7- مراجع

[1] I. C. Finlay, G. R. Gallacher, T. W. Biddulph, R. A. Marshall, The application of precision cooling to the cylinder head of a small automotive petrol engine, *SAE*, Technical Paper 880263, 1988.

[2] S. Furuhama, H. Suzuki, Temperature, Distribution of piston rings and piston in high speed diesel engine, *Bulletin of the JSME*, Vol. 22, pp. 1788-1795, 1979.

[3] C. Li, Piston Thermal deformation and friction considerations, *SAE*, Technical paper 820086, 1982.

[4] W. H. Course, D. L. Anglin, *Automotive Engines*, tenth Ed., pp. 574-588, :New Yourk:Mc Graw Hill pub, 1995.

[5] H. P. Willumeit, P. Steinberg, H. Otting, B. Scheibner, W. Lee, New temperature control criteria for more efficient gasoline engines, *SAE*, Technical Paper 841292, 1984.

[6] G. Einaudi, W. Mortara, Engine cooling electronic control system, *SAE*, Technical Paper 885085, 1988.

[7] H. Couetouse, D. Gentile, Cooling system control in automotive engines, *SAE*, Technical Paper 920788, 1992.

[8] S. Russ, E. W. Kaiser, W. O. Siegl, Effect of cylinder head and engine block temperature on HC emissions from a single cylinder spark ignition engine, *SAE*, Technical Paper 952536, 1995.

[9] A. Rehman1, R. M. Sarviyal, S. Dixit, R. K. Pandeyl, The influence of coolant temperature on the performance of a four stroke spark ignition engine employing a dual circuit cooling system, *CIGR Journal*, Vol. 12, No. 1, pp. 84-90, 2010.

[10] H. Kobayashi, K. Yoshimura, T. Hirayama, A study on dual circuit cooling for higher compression ratio, *SAE*, Technical Paper 841294, 1984.

[11] I. C. Finlay, W. Tugwell, T. W. Biddulph, R. A. Marshall, Review of engine cooling technologies for modern engines, *SAGE Journal of Automobile Engineeering*, Vol. 218, pp. 120-130, 2004.

[12] P. Guillemot, B. Gatellier, P. Rouverirolles, The influence of coolant temperature on unburned hydrocarbon emissions from a spark ignition engine, *SAE*, Technical Paper 941962, 1994.

[13] M. Chanfreau, B. Gessier, A. Farkh, P. Y. Geels, The need for an electrical water valve in a thermal management intelligent system (THERMISTM), *SAE*, Technical Paper 2003-01-0274, 2003.

[14] K. Choi, K. Kim and K. Lee, Investigation of emission characteristics affected by new cooling system in a diesel engine, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 23, pp. 1866-1870, 2009.

[15] A. Osman, A. S. Sabrudin, M. S. Hussin, Z. A. Bakri, Design and simulations of an enhanced and cost effective engine split cooling concept, *SAE*, Technical Paper 2013-01-1640, 2013.

[16] A. Osman, M. A. Hussin, S. F. Zainal Abidin, Testing and development of an enhanced and cost effective engine split cooling circuit, *SAE*, Technical Paper 2015-01-1650, 2015.

[17] C. Soujanya, V. Sundaram, S. Kumar, Testing and development of an enhanced and cost effective engine split cooling circuit, simulation of split engine cooling system, *SAE*, Technical Paper 2015-26-0196, 2015.

[18] S. Rohani, M. basharhagh, A. mohammadi, Analysis of block and cylinder head separate cooling system of engine EF7, *8th International Conference on Internal Combustion Engines*, No. ICICE08_077, 2013. (in persian فارسی)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-20]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.32.9]