مجله مهندسی مکانیک مدرس، مرداد 1397، دوره 18، شماره 05، صص 120-131

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی عددی و تجربی عملکرد اینترکولر خودرو تحت شرایط نایکنواختی سرعت و دمای هوای ورودی به آن

محمد صادق بردبار[1]، علی شایق[2]، سعید خردمند[3*]، محسن آقا سید میرزابزرگ[3]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین‌شهر

2- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز، شیراز

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، شاهین‌شهر

* شاهین‌شهر، صندوق پستی 83145/115، kheradmand@mut-es.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 23 دی 1396

پذیرش: 18 اسفند 1396

ارائه در سایت: 23 فروردین 1397

کلید واژگان:

اینترکولر

فین-لوله

فین-صفحه

رادیاتور

مبدل

چکیده

این مقاله به بررسی و مقایسهٔ عملکرد اینترکولر فین-لوله و فین-صفحه در شرایط مختلف کاری (نایکنواختی سرعت و نایکنواختی دمای هوای ورودی جلوی خودرو همراه با تأثیر رادیاتور) جهت بهینه‌سازی چیدمان اینترکولر در سیستم خنک‌کاری می‌پردازد. یک مدل دو بعدی برای مبدل‌های فین-لوله (اینترکولر فین-لوله و رادیاتور) و یک مدل سه بعدی برای اینترکولر فین-صفحه، به کمک روش تعداد واحدهای انتقال، توسعه داده شدند. مدل فین-لوله به روش تست تونل باد و مدل فین-صفحه با داده‌های موجود در نشریات معتبر اعتبارسنجی شدند. نتایج نشان دادند که عملکرد اینترکولر فین-صفحه حداقل 6.25٪ بهتر از اینترکولر فین-لوله است. با دوبرابر شدن نسبت منظر میزان افزایش انتقال حرارت برای اینترکولر فین-صفحه و فین-لوله به ترتیب 1.5٪و 5٪ است. افزایش نایکنواختی سرعت به میزان 0.8 باعث کاهش عملکرد اینترکولر فین-لوله و فین-صفحه به ترتیب به میزان 13.8٪ و 19.6٪ می‌شود. این میزان کاهش عملکرد، میزان بیشینه‌ایست که در چیدمان اینترکولر در کنار چرخ‌ها و بالای سر موتور ایجاد می‌شود. با افزودن رادیاتور به سیستم، و ایجاد مانع، برای اینترکولر فین-لوله و فین- صفحه عملکرد حرارتی به ترتیب حدود 4.5٪ و 2.4٪ تضعیف می‌شود در حالی‌که تغییر مکان مانع اثری بر عملکرد اینترکولرها نمی‌گذارد. وجود سپر و موانع دیگر در جلوی خودرو باعث ایجاد چنین تأثیری بر اینترکولر خواهد شد. افت فشار اینترکولر فین-لوله 37.5٪ کمتر از اینترکولر فین-صفحه است.

Experimental and numerical investigation of car intercooler at non-uniformity of velocity and temperature conditions

Mohammad Sadegh Bordbar[1], Ali Shayegh[2], Saeid Kheradmand[1*], Mohsen Agha Seyed Mirzabozorg[1]

1- Department of Mechanical Engineering, Maleke-ashtar University of Technology, Shahinshahr, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Shiraz University, Shiraz, Iran

* P.O.B. 83145/115, Shahinshahr, Iran, kheradmand@mut-es.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 13 January 2018
Accepted 09 March 2018
Available Online 12 April 2018

Keywords:
Intercooler
Fin-tube
Plate-fin
Radiator
Heat exchanger

ABSTRACT

This article was carried out to investigate and compare fin-tube and plate-fin intercooler at different conditions (non-uniformity of velocity and non-uniformity of temperature of car inlet air with radiator effects) to optimize intercooler layout in cooling system. A tow-dimensional code for fin-tube heat exchangers (fin-tube intercooler and radiator) and a three-dimensional code for plate-fin intercooler were developed by $\varepsilon - NTU$ method. Fin-tube model was validated with experimental tunnel test data and plate fin was validated by available data at literature. Results showed that plate-fin performance at least 6.25% better than fin-tube intercooler. Doubling the aspect ratio caused 1.5% and 5% increase of plate-fin and fin-tube intercooler heat transfer respectively. When non-uniformity of velocity increases to 0.8, heat transfer decreases 13.8% and 19.6% for fin-tube and plate-fin intercooler respectively. This reduction in performance is the maximum value that is produced in planting intercooler along the wheels and above the engine. Applying radiator in system and planting block result in approximately 4.5% and 2.4% impairing performance of fin-tube and plate-fin intercooler respectively while changing position of block dose not effect on intercooler performance. The presence of shields and other obstacles in front of the car will create such an impact on the intercooler. Pressure drop of fin-tube intercooler 37.5% lower than plate-fin intercooler.

1- مقدمه

اینترکولر یکی از اجزای مهم در خودروهای دیزلی است. با نصب اینترکولر بر سر هوای شارژ شده، در این خودروها، علاوه‌بر کاهش سوخت و کاهش آسیب‌های ناشی از دمای بالا، می‌توان توان خودرو را افزایش داد. همچنین استفاده از اینترکولر در خودروهای بنزینی در حال گسترش است. دلیل اصلی رویکرد گسترده در استفاده از اینترکولر، افزایش توان موتور است.

بهینه‌سازی مبدل حرارتی یکی از موضوعات مهم در صنعت است که محققین زیادی بر روی آن مطالعه کرده‌اند. دهکردی و احمدی ندوشن بر روی اثر پارامترهای مؤثر بر بهینه‌سازی سطوح گسترش یافته مبدل حرارتی هواخنک کار کردند [1]. ابتدا با استفاده از دو قید سطح لوله و نسبت سطح کلی تبادل حرارت به سطح لوله برخی پارامترهای هندسی بهینه شد و سپس با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت، فواصل بین پره‌ها و ارتفاع پره‌ها بهینه شد. زارع و همکاران مبدل گرمایی صفحه‌ای پره‌دار را با روش الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل بهینه کردند [2]. به روش زنبور عسل مساحت کلی انتقال حرارت و افت فشار کمینه شد و سپس کمینه‌سازی با روش‌های الگوریتم ژنتیک و اجتماع ذرات انجام شد. نتایج نشان دادند که الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل بهتر از دو الگوریتم دیگر عمل می‌کند. شکوهمند و همکاران به بهینه‌سازی لولهٔ پره‌دار حلقوی با استفاده از تئوری ساختاری پرداختند [3]. در کار آن‌ها بهینه‌سازی براساس پارامترهای هندسی و فیزیکی با هدف افزایش انتقال حرارت انجام شد. و روابط تجربی برای بهینه‌سازی انتقال حرارت، تعداد پره و هندسهٔ پره ارائه شد.

برخی از محققین به‌طور مستقیم بر روی اینترکولر در سیستم‌های مختلف تولید قدرت کار کردند. میرزابزرگ و همکاران بر روی مدل‌سازی انتخاب اینترکولر و توربوشارژر وسایل پرنده کار کردند [4]. ورودی مدل‌سازی آن‌ها ارتفاع پروازی و توان موردنیاز وسیله پرنده و خروجی آن تعداد اینترکولرها و توربوشارژرهای موردنیاز برای بهترین عملکرد مجموعه پیشرانش بود. حمزه‌ای و همکاران به بررسی تأثیر نصب محافظ فین بر روی اینترکولر کار کردند [5]. شبیه‌سازی آن‌ها با کمک نرم‌افزار فلوئنت انجام شد. طبق کار انجام شده توسط آن‌ها نصب محافظ باعث افزایش انتقال حرارت و جلوگیری از آسیب فین‌ها به دلیل اصلاح خطوط جریان می‌شود. صادق و همکاران به بررسی تأثیر استفاده از اینترکولر در سیستم تولید توان زیردریایی‌ها پرداختند [6]. طبق کار آن‌ها با افزودن اینترکولر به سیستم قدرت زیردریایی، توان ترمزی و بازده حجمی به ترتیب 29.25٪ و 25.24٪ افزایش و مصرف سوخت ویژه ترمزی 3.2٪ کاهش پیدا می‌کند.

مطالعات زیادی بر روی کیفیت افزایش توان توسط اینترکولر در اثر افزایش چگالی، صورت گرفته است. جی-بات و همکاران در سال 2016 بر روی کاهش آلایندگی موتور تنفس طبیعی به وسیله‌ی نصب اینترکولر مطالعه کردند [7]. آن‌ها به وسیله‌ی نرم افزار جی-تی پاور موتور دیزل دوسیلندره‌ی تنفس طبیعی و موتور دیزل با توربوشارژر و اینترکولر و دوسیلندره را شبیه-سازی کردند و نتایج را با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه کردند. همچنین آن‌ها به مقایسه‌ی قدرت تولیدی در موتور تنفس طبیعی، موتور با توربوشارژر و موتور بدون توربوشارژر پرداختند. آن‌ها مشاهده کردند که با اضافه کردن توربوشارژر قدرت موتور حدوداً 18٪ افزایش داشته است. با اضافه کردن توربوشارژر و اینترکولر توان به میزان 24٪ افزایش می‌یابد. در این‌جا سهم اینترکولر برای افزایش توان به میزان 6٪ بوده است. برامنیک و همکاران در سال 1998 مطالعه‌ای بر روی اینترکولر با جریان ناپایا انجام دادند و مدلی را برای آن ارائه کردند [8]. نتیجه‌ی کار آن‌ها یافتن دما، فشار، نرخ دبی عبوری از اینترکولر و همچنین ضریب تأثیر به وسیله‌ی مدل ارائه شده بود. طبق کار آن‌ها اینترکولر توان خروجی را افزایش، و میزان سوخت مصرفی را کاهش می‌دهد.

استفاده از اینترکولر در شرایط مختلف نیاز به طراحی‌های متفاوت و چیدمان‌های بهینه برای سیستم خنک‌کاری تولید قدرت دارد. رانجان و همکاران در سال 2016 مطالعه‌ای بر روی افزایش بازدهی دستگاه خنک‌کاری سیستم انتقال قدرت، با استفاده‌ی بهینه از سیستم جلوبندی خودرو مطالعه کردند [9]. آن‌ها مطالعه‌ی (تأثیر شارژ هوای خنک‌کننده، افت فشار هوای ورودی، عملکرد فشار و افزایش فشار هوای محیط) برای چیدمان‌های مختلف اینترکولر، رادیاتور، کمپرسور و فن را برای یک چیدمان نهایی کارآمد برای یک سیستم خنک‌کاری انتقال قدرت گزارش کردند. در سه چیدمان مختلف؛ جای اینترکولر را بالا، وسط و پایین متصل کردند و نمودارها را براساس آن ترسیم، و مزایای هر روش را بیان کردند. تورن و همکاران در سال 1993 مطالعه‌ی عددی و آزمایشگاهی بر روی اینترکولر وسیله‌ی نقلیه، انجام دادند [10]. آن‌ها جریان با تلاطم زیاد در یک کانال اینترکولر را برای تحقیق خود انتخاب کردند و از کد استار سی-دی استفاده کردند و نهایتاً کار خود را با داده‌های تجربی مقایسه کردند. اینترکولر آن‌ها از نوع نصب شده در بالای سر موتور[1] بود. نتیجه‌ی کار آن‌ها این بود که با بهینه کردن مسیر ورود هوای محیط، نیاز به هوای کمتری خواهد بود و در نتیجه، درگ کمتری به خودرو وارد خواهد آمد.

شرایط کارکرد اینترکولر در موارد مختلف، توسط محققین مورد بررسی قرار گرفته است. این تحقیقات تنها به بررسی چیدمان‌های خاصی از مبدل‌ها پرداخته‌اند و برای بهینه کردن آن‌ها و یا انتخاب بهترین نوع چیدمان، از بین چند چیدمان خاص، انتخاب یکی از آن‌ها را براساس مقاومت هیدرولیکی و عملکرد حرارتی پیشنهاد کرده‌اند. در حالی‌که تحقیق حاضر با استفاده از نرم‌افزار متلب به بررسی یک متد کلی برای انتخاب نوع چیدمان پرداخته است. بعلاوه استفاده از سپر، بوق و دیگر وسایل در جلوی خودرو باعث ایجاد اختلال در عملکرد اینترکولر می‌شود که نیاز به بررسی دارد و توسط محققین بررسی نشده است. همچنین استفاده از روش‌های مختلف نصب اینترکولر بر روی خودرو نیز باعث نایکنواختی سرعت هوای ورودی می‌شود که با مدل‌سازی قابل بررسی است. این مقاله در همین راستا به بررسی و مقایسهٔ عملکرد دو نوع از رایج‌ترین اینترکولرهای مورد استفاده در صنعت می‌پردازد تا محققین را برای انتخاب بهترین اینترکولر در چیدمان‌های مختلف کمک کند. پیش‌بینی می‌شود نتایج این تحقیق برای طراحی اینترکولر خودروها در شرایط مختلف مفید واقع شود.

2- شرح آزمایش‌ها و وسایل اندازه‌گیری

یک مبدل با لوله‌های تخت لوور دار و ابعاد هسته‌ی 420×730 تحت آزمایش قرار گرفت. "شکل 1" مشخصات هندسی مبدل فین-لوله با پره‌های کروگیت و لوور شده را نشان می‌دهد. گام فین 1.5625 میلی‌متر و گام لوور 1.5 میلی‌متر است. ضخامت لوله‌ی رادیاتور مورد آزمایش 0.135 میلی‌متر و ضخامت پره‌ی لوردار 0.04 میلی‌متر است. شماتیک دستگاه تست تونل باد رادیاتور مورد آزمایش، به همراه تجهیزات خنک‌کاری در "شکل 2" نشان داده شده است. آزمایش‌ها در سرعت‌های 2 تا 9 متر بر ثانیه برای هوای ورودی، و دبی 40 و 80 لیتر بر دقیقه برای آب رادیاتور تکرار شدند. برای خنک کردن آب رادیاتور، در سمت سرد از فین‌های لوردار با آرایش کروگیت استفاده شده است و برای شبیه‌سازی رادیاتور از آب گرم در دمای 80 درجه‌ی سلسیوس و هوای 20 درجه‌ی سلسیوس به‌عنوان سیال عامل استفاده شده است. برای یافتن عدد ناسلت سمت گرم از فرمول‌های در دسترس موجود در منابع معتبر استفاده شده است [11]. دماهای هوا و آب، قبل از ورود، توسط ترموکوپل‌های نوع تی[2] اندازه‌گیری شدند. تجهیزات اندازه‌گیری دبی هوا براساس استاندارد ایزو 5167 میزان دبی عبوری هوا را در

[1] Top Mount Intercooler
[2] T-type

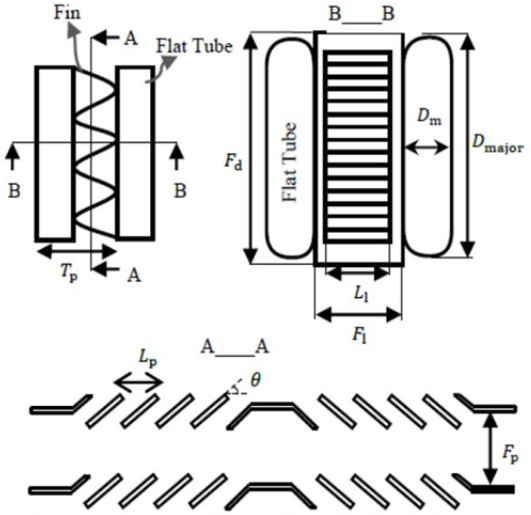

Fig. 1 Geometry of corrugated louver fin used in fin-tube heat exchanger

شکل 1 هندسهٔ فین کروگیت و لوور دار که برای مبدل فین-لوله مورد استفاده قرار گرفته است

طول آزمایش اندازه‌گیری کردند. چهار فشارسنج و چهار ترموکوپل در ورودی و خروجی جریان آب و هوا به‌وسیله‌ی برد داده دما و فشار را اندازه‌گیری می‌کنند. یک فن با قدرت 15 کیلووات برای مکش هوا به داخل تونل در انتهای تونل نصب شده است. جهت ساده‌سازی مسئله و به کارگیری فرض یکنواختی توزیع هوا در ورودی رادیاتور، از صاف‌کننده‌ی هوا در ورودی تونل استفاده شده است.

3- روش عددی

سه مدل مجزا برای بررسی تأثیر رادیاتور بر اینترکولر و تأثیر شرایط مختلف بر عملکرد اینترکولر توسعه داده شد. کدهای رادیاتور و اینترکولر فین-لوله تفاوت‌های جزئی دارند. مشخصات فین، در سمت هوا برای رادیاتور و اینترکولر فین-لوله یکسان است. اما تعداد ردیف لوله در اینترکولر فین-لوله یک ردیف و برای رادیاتور بیش از یک ردیف است. سمت گرم در هر دو مبدل بدون پره درنظر گرفته شده است.

3-1- معادلات حاکم

پارامتر نایکنواختی دمای هوا به‌صورت رابطهٔ (1) تعریف می‌شود.

$$\text{Non-Uniformity of Temperature Parameter } (NUTP) = \sum (|T_{i,j}-T_{avg}|)/T_{avg} \quad (1)$$

که در آن $T_{i,j}$ دمای سلول (i,j) ام و T_{avg} دمای میانگین است.

پارامتر نایکنواختی سرعت هوا به صورت رابطهٔ (2) تعریف می‌شود [15].

$$\text{Non-Uniformity of Temperature Parameter } (NUTP) = \sum (|V_{i,j}-V_{avg}|)/V_{avg} \quad (2)$$

که در آن $V_{i,j}$ سرعت سلول (i,j) ام و V_{avg} سرعت میانگین است.

3-1-1- معادلات مبدل فین-لوله

تأثیر نایکنواختی هوای ورودی، برای اینترکولرهای فین-لوله و فین-صفحه بررسی شده است.

برای محاسبه‌ی ضریب جابجایی گرمایی سمت هوا، از رابطه‌های (3) و (4) استفاده شده است [12]. رابطه‌ی (3) برای مبدل‌های لووردار استفاده می‌شود.

$$j = Re_{Lp}^{-0.49}\left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.27}\left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0.29}\left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.23}\left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68}\left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28}\left(\frac{\delta_t}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (3)$$

$$h = \frac{jKRePr^{\frac{1}{3}}}{D} \quad (4)$$

سمت گرم برای هر دو نوع مبدل، بدون فین است و در کار حاضر برای ضریب جابجایی در حالت بدون فین از روابط (5-الف) (5-ج) تا استفاده شده است و ضریب اصطکاک در آن از رابطهٔ (5-د) محاسبه می‌شود [11].

$$h = 1.86\left(\frac{k}{d}\right)\left(Re\cdot Pr\cdot\frac{d}{LT}\right)^{\frac{1}{3}}, Re < 2300 \quad (\text{5-الف})$$

$$h = \frac{(k/d)\cdot(Re-1000)Pr\cdot f}{2\,(1+12.7\cdot(f/2)^{0.5}(Pr^{2.3}-1)}, 2300<Re<10^4 \quad (\text{5-ب})$$

$$h = \frac{(k/d)\cdot((f/2)\cdot Re\cdot Pr)}{1.07+12.7\sqrt{\left(\frac{f}{2}\right)\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)}}, 10^4<Re<5\times10^4 \quad (\text{5-ج})$$

$$f = (1.58\cdot\log(Re)-3.28)^{-2} \quad (\text{5-د})$$

بعد از یافتن ضریب جابجایی هر دو سمت سرد و گرم، می‌توان ضریب جابجایی کلی را محاسبه کرد. برای یک لولهٔ فین‌شده، مقاومت کل برای مبدل فین‌دار به صورت معادله‌ی (6) است [11].

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{hot}h_{hot}A_{hot}} + \frac{t}{k_{wall}A_{wall}} + \frac{1}{h_{cold}A_{cold}} \quad (6)$$

مقاومت دیوار به دلیل بالا بودن رسانایی دیوار قابل اغماض است. بنابراین می‌توان از معادله‌ی ساده شده‌ی 7 برای محاسبهٔ ضریب کلی انتقال حرارت مبدل‌ها استفاده کرد [11].

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{hot}h_{hot}A_{hot}} + \frac{1}{h_{cold}A_{cold}} \quad (7)$$

رابطهٔ بین ضریب کلی انتقال حرارت و تعداد واحدهای انتقال به صورت معادلهٔ (8) است. بعد از یافتن ضریب انتقال گرما، انتقال گرمای مبدل نیز از رابطه‌ی (9) به‌دست می‌آید [11].

$$NTU = UA/C_{min} \quad (8)$$

$$Q = \varepsilon C_{min}(T_{w,in} - T_{a,in}) \quad (9)$$

برای محاسبه‌ی ضریب اصطکاک نیز از روابط چانگ و همکاران استفاده شده است [13].

افت فشار هوا نیز برای مبدل فین-صفحه از رابطه‌ی (10) محاسبه می‌شود [11].

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_{in}}\left[(k_c+1+\sigma^2)+2\left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}}-1\right)+ f\frac{A_t}{A_{min}}\frac{\rho_{in}}{\rho} - (1-k_e-\sigma^2)\left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}}\right)\right] \quad (10)$$

برای محاسبه‌ی ضریب انتقال گرمای مبدل مخلوط نشونده مجموعه روابط کاملی در نشریات آمده است که برای هر دو سمت سرد و گرم و براساس تعداد ردیف منظم شده و در این مقاله استفاده شده است [14].

از آن‌جایی که تست‌ها با تونل باد انجام شده است و تونل باد مجهز به دینامومتر و کنترل دما نبوده است، بنابراین از پارامتر اتلاف ویژه برای ارزیابی سیستم خنک‌کاری می‌توان بهره برد [15]. پارامتر اتلاف ویژه به‌صورت معادلهٔ (11) تعریف می‌شود.

$$SD = \frac{Q}{(T_{hot,in} - T_{out,in})} = \varepsilon C_{min} \quad (11)$$

برای ارزیابی سیستم خنک‌کاری از تغییرات پارامتر اتلاف ویژه به‌صورت معادلهٔ (12) استفاده می‌شود [15].

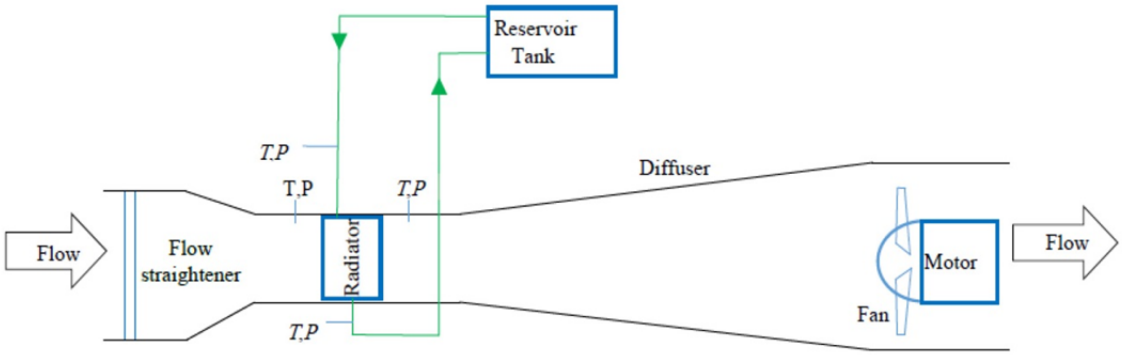

Fig. 2 schematic diagram of Radiator wind tunnel test system

شکل 2 طرح کلی دستگاه تست تونل باد رادیاتور

$$SD \text{ تغییرات} = \frac{SD - SD_{\text{ref}}}{SD_{\text{ref}}} \times 100 \quad (12)$$

3-1-2- عادلات مبدل فین-صفحه

مقاومت کل با معادله‌ی (6) محاسبه شده و برای محاسبه‌ی عدد کولبرن از معادله‌های (13) و (14) استفاده شده است [17].

$$j = 0.46(l/D_h)^{-0.16}\ (h_f/p_f)^{0.18}\mathrm{Re}^{-0.536},\quad \mathrm{Re} < 1000 \quad (13)$$

$$j = 0.215(l/D_h)^{-0.3}\ (h_f/p_f)^{0.09}\mathrm{Re}^{-0.368},\quad \mathrm{Re} > 1000 \quad (14)$$

برای محاسبه‌ی ضریب اصطکاک نیز از معادله‌های (15) و (16) استفاده شده است [17].

$$f = 7.66(l/D_h)^{-0.38}\ (h_f/p_f)^{0.09}\mathrm{Re}^{-0.712},\quad \mathrm{Re} < 1000 \quad (15)$$

$$f = 1.14(l/D_h)^{-0.78}\ (h_f/p_f)^{0.53}\mathrm{Re}^{-0.189},\quad \mathrm{Re} > 1000 \quad (16)$$

تغییرات فشار در ورودی و خروجی مبدل فین-صفحه همانند مبدل فین-لوله از معادله‌ی (10) محاسبه می‌شود.

3-2- روش میکرومبدل (مولتی-زون)

روش مورد استفاده برای تحلیل مبدل‌ها، روش تعداد واحدهای انتقال است. اما این روش در صورتی که برای کل مبدل مورد استفاده قرار گیرد نمی‌تواند تأثیرات نایکنواختیِ هوا را ببیند. برای رسیدن به این مهم، مبدل به شبکه‌ای از مبدل‌های کوچک تقسیم‌بندی شده و هر یک از این مبدل‌ها به روش تعداد واحدهای انتقال تحلیل شدند.

3-2-1- مبدل فین-لوله

"شکل 3" شماتیک مبدل فین-لوله را برای رادیاتور و اینترکولر نشان می‌دهد. برای رادیاتور در هر ردیف، چند لوله وجود دارد. اما برای اینترکولر در هر ردیف فقط یک لوله وجود دارد. مطابق "شکل 3" مبدل، به یک شبکه‌ی m×n تقسیم‌بندی می‌شود. برای رادیاتور در لوله آب جریان دارد و برای اینترکولر در لوله، هوای شارژ شده جریان دارد. در هر تقسیم‌بندی یک المان از سمت سرد و یک المان از سمت گرم، که در کنار یکدیگر قرار دارند و تبادل حرارت انجام می‌دهند، به‌عنوان یک مبدل کوچک، درنظر گرفته می‌شوند دو تحلیل گرمایی به روش تعداد واحدهای انتقال، انجام می‌شود و دماهای خروجی و گرمای کل مبدل محاسبه می‌شوند. برای سمت گرم، خروجی هر مرحله، ورودی مرحله‌ی بعد خواهد بود. مثلا مطابق "شکل 3" خروجی $[I-1,J]$ ورودی $[I-1,J+1]$ خواهد بود. همچنین "شکل 3" دو میکرومبدل را به‌صورت بزرگنمایی شده در کنار یکدیگر نشان می‌دهد که ویژگی کدنویسی مذکور در آن مشهود است. همان‌طوری که مشاهده می‌شود، هر کدام از این میکرومبدل‌ها شامل یک المان از سمت سرد و یک المان از سمت گرم است (کل ستون I شامل فضای بین لوله‌هاست و نشان‌دهندهٔ سمت سرد است و کل ستون I-1 شامل لوله است که نشان‌دهندهٔ سمت گرم است). همان‌طوری که مشاهده می‌شود برای سمت گرم مبدل، خروجیِ میکرومبدل اول، برابر ورودیِ میکرومبدل دوم خواهد بود. جریان هوای ورودی به‌صورت یکنواخت درنظر گرفته می‌شود که با شرایط آزمایش نیز مطابقت دارد. اندازه‌ی المان‌ها یکسان درنظر گرفته شده است. هر المان دارای یک دما و فشار ورودی و یک دما و فشار خروجی است که این پارامترها

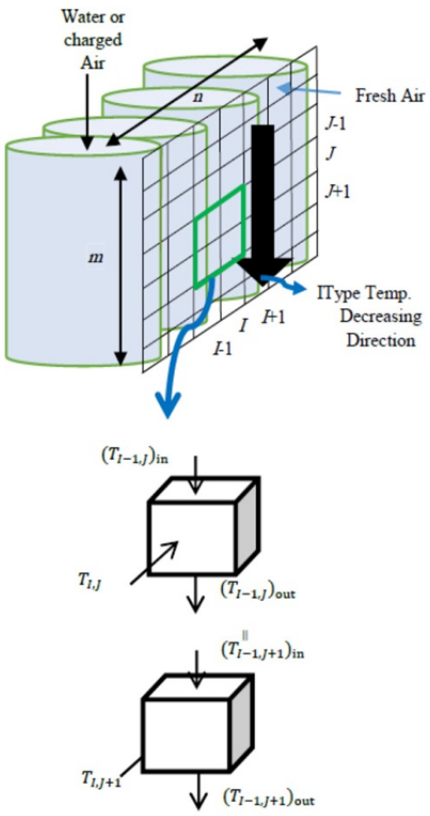

Fig. 3 Fin-tube heat exchanger temperature grid (radiator or intercooler) and IType temperature decreasing direction

شکل 3 ماتریس دمای مبدل فین-لوله (رادیاتور یا اینترکولر) و جهت کاهش دمای نوع آی

به‌ترتیب در کل صفحه‌ی ورودی و کل صفحه‌ی خروجی آن المان ثابت هستند. در "شکل 3"، جهت کاهش دمای نوع آی برای تمام ستون‌های ماتریس ورودی ترسیم شده است. نایکنواختی هوایِ نوعِ آی[1] به‌صورت کاهش دما در ماتریسِ دمایِ ورودی، از بالا به پایین ماتریس، تعریف می‌شود.

الگوریتم کد مربوط به اینترکولر فین-لوله و رادیاتور در "شکل 4" آورده شده است. مدل حاضر، قابلیت تحلیل رادیاتور و اینترکولر را به‌صورت سری دارد. تحلیل‌های صورت گرفته، با دو سبک بدون رادیاتور و با رادیاتور، صورت گرفتند. به این صورت که داده‌های متفاوت دما در ابتدا در مرحله‌ی ورودی داده‌ها انتخاب می‌شود. برای اینترکولر فین-لوله، این داده‌ها می‌توانند خروجی رادیاتور نوع یو[2]، خروجی رادیاتور نوع آی و یا دمای محیط باشند. بعد از تعیین میزان دبی، با یک حدسِ دما برای ورودی المان اول، محاسبات به روش تعداد واحدهای انتقال شروع می‌شود.

3-2-2- مبدل فین-صفحه

"شکل 5" شماتیک مبدل فین-صفحه را همراه با نحوه‌ی شبکه‌بندی آن نشان می‌دهد. ورودی هر دو سمت سرد و گرم به صورت یک شبکه‌ی $m \times n$ است که برای سمت سرد در "شکل 5" نشان داده شده است. همانند قبل، هر المان شامل یک جزء از سمت سرد و یک جزء از سمت گرم است. پس از تحلیل و یافتن دما، فشار و گرما برای هر جزء، دماها و فشارهای المان‌های بعدی برابر این مقادیر می‌شوند. برای سمت سرد خروجی المان $[I,J,K+1]$ ورودی المان $[I,J+1,K+1]$ و برای سمت گرم خروجی المان $[I-1,J,K]$ ورودی المان $[I,J,K]$ است. "شکل 5" چهار میکرومبدل را به‌صورت بزرگنمایی شده در کنار یکدیگر نشان می‌دهد. موقعیت این میکرومبدل‌ها بر روی ماتریس‌های شبکه‌بندی مبدل نشان داده شده است. این میکرومبدل‌ها در شکل اصلی، پنهان هستند ولی موقعیت آن‌ها در ماتریس شبکه‌بندی که در سمت راست و بالای مبدل قرار دارد به وضوح مشخص گردیده است. با توجه به معلوم بودن اندیس نودها در ماتریس ورودی، نحوهٔ ارتباط پارامتر دما برای میکرومبدل‌ها نشان داده شده است. ردیف‌های k و k+1 به ترتیب مربوط به سمت گرم و سمت سرد میکرومبدل‌هاست و از ترکیب ردیف‌های J و J+1 با ردیف‌های I و I+1 چهار میکرومبدل تشکیل می‌شوند. همان‌طوری که در شکلِ بزرگنمایی شده مشاهده می‌شود خروجیِ هر میکرومبدل، ورودیِ میکرومبدل بعد برای هر دوسمت سرد و گرم خواهد بود. در صورتی که فشار و دمای ورودی برای اینترکولر فین-صفحه یکنواخت باشد تمام صفحات دارای توزیع دما و فشار یکسانی در خروجی خواهند بود و تحلیل یک صفحه از سمت سرد و یک صفحه از سمت گرم کافی خواهد بود [16]. در "شکل 5"، جهت کاهش دمای نوع یو برای تمام ستون‌های ماتریس ورودی، ترسیم شده است. نایکنواختی هوای نوع یو به‌صورت کاهش دما در ماتریس دمایِ ورودی، به‌صورت یو شکل، تعریف می‌شود. در نیمه‌ی اول ستون‌های ماتریس، دما کاهش، و در نیمه‌ی سمت راستِ ستون‌های ماتریس، دما افزایش می‌یابد.

الگوریتم کد مربوط به اینترکولر فین-صفحه در "شکل 4" آورده شده است. تفاوت کدهای فین-لوله و فین-صفحه در نوع محاسبات ضریب انتقال گرما براساس نوع فین‌هاست.

3-3- ورودی‌های برنامه

سه مدل‌سازی ارائه شده قادر هستند با ورودی‌های نایکنواخت دما و سرعت به بررسی تأثیرات این نوع نایکنواختی‌ها در مبدل‌های فین-لوله و فین-صفحه کمک کنند. تفاوت کار حاضر با کار نگ و همکاران این است که نگ و همکاران تنها به بررسی اثر نایکنواختی سرعت و بحث در مورد شرایط خاصی از چیدمان رادیاتور پرداختند [15]. حال آن‌که تحقیق حاضر به بحث راجع به اثرات نایکنواختی در چیدمان‌های مختلف مبدل‌ها و تأثیر موانعی مانند بوق و سپر و نایکنواختی دما در عملکرد آن‌ها پرداخته است. بنابراین ورودی‌های مدل‌سازی حاضر شامل هوای ورودی سمت سرد با نایکنواختی‌های مختلف سرعت و دما از نوع آی و یو بوده است اما ورودی مدل‌سازی نگ و همکاران تنها نایکنواختی سرعت را شامل می‌شود. همچنین ورودی برنامهٔ رانجان و همکاران و تورن و همکاران که به ترتیب بر روی چیدمان مبدل‌های خودرو و شکل جلوبندی خودرو کار کردند نیز یکنواخت بوده است [10,9].

3-4- اعتبارسنجی

مدل‌های رادیاتور و اینترکولر فین-لوله به وسیله‌ی داده‌های تجربی اعتبارسنجی شدند. مدل فین-صفحه نیز به‌وسیله‌ی داده‌های تجربی موجود در نشریات اعتبارسنجی شد [16]. اطلاعات اعتبارسنجی کد مبدل فین-لوله در جدول 1 آمده است. نتایج مقایسه‌ی شبیه‌سازی رادیاتور با نتایج تجربی در "شکل 6" آورده شده است. در این آزمایش دمای ورودی هوا 20 درجه‌ی سلسیوس، دمای ورودی آب 80 درجه‌ی سلسیوس و دبی آب 80 و 40 لیتر

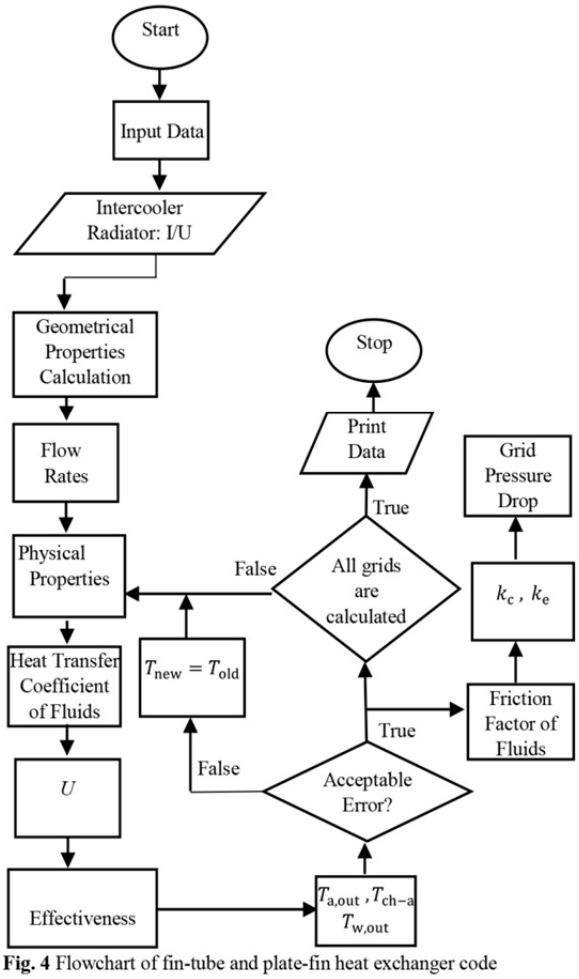

Fig. 4 Flowchart of fin-tube and plate-fin heat exchanger code

شکل 4 فلوچارت مدل‌سازی مبدل فین-لوله و فین-صفحه

[1] IType
[2] UType

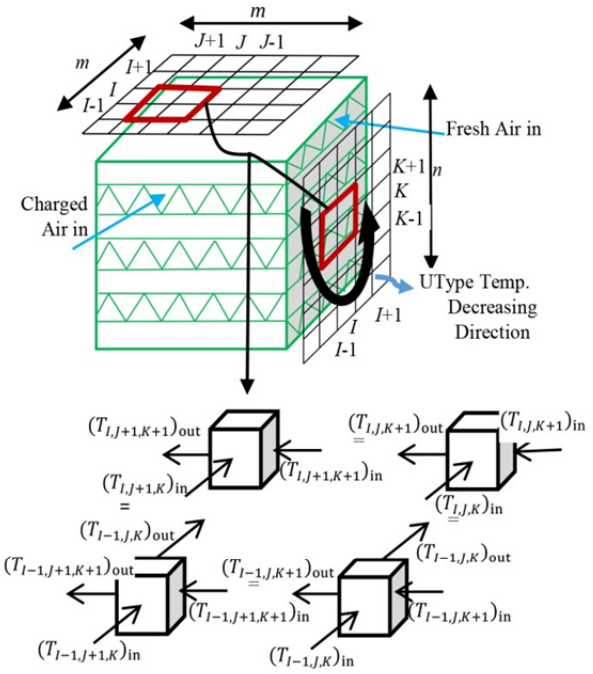

Fig. 5 Plate-fin heat exchanger temperature grid and UType temperature decreasing direction

شکل 5 ماتریس دمای مبدل فین-صفحه (رادیاتور یا اینترکولر) و جهت کاهش دمای نوع یو

بر دقیقه بود. مطابق "شکل 6" نتایج شبیه‌سازی رادیاتور با نتایج تجربی حداکثر 5٪ خطا دارد که تطابق قابل‌قبولی را با نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد.

"شکل 7" نیز تغییرات بازده انتقال گرما را برحسب دبی هوای شارژ شده برای مبدل فین-صفحه نشان می‌دهد. شبیه‌سازی برای چهار دبی متفاوت هوای شارژ شده و دو دبی مختلف هوای تازه بررسی شدند. داده‌های تجربی از نشریات معتبر گرفته شده است [16]. براساس این نتایج، شبیه‌سازی اینترکولر فین-صفحه با نتایج تجربی حداکثر 2٪ خطا دارد که تطابق قابل قبولی را نشان می‌دهد.

"شکل 8" تغییرات گرمای انتقالی اینترکولر فین-لوله را برحسب واحدهای شبکه‌بندی نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای mهای مختلف نتایج کدنویسی تغییری نمی‌کند. اما به ازای nهای مختلف میزان گرمای انتقالی تغییر می‌کند. با افزایش تعداد n، میزان انتقال حرارت افزایش می‌یابد. اختلاف انتقال حرارت با افزایش n، کاهش می‌یابد که این نشان دهندهٔ همگرایی نتایج مدل‌سازی است. این مشاهدات نشان می‌دهد که نتایج شبیه‌سازی اینترکولر فین-لوله مستقل از شبکه‌بندی است.

"شکل 9" مطالعه‌ی شبکه‌بندی اینترکولر فین-صفحه را برحسب انتقال حرارت مبدل، نشان می‌دهد. با افزایش m میزان انتقال حرارت مبدل کاهش پیدا می‌کند. اما میزان این انتقال حرارت کمتر از 0.1٪ است. روند کاهشی اختلاف نقاط متوالی نشان‌دهندهٔ همگرایی مدل‌سازی است. افزایش n باعث افزایش تخمین انتقال حرارت مبدل می‌شود. این مشاهدات نشان دهنده‌ی استقلال برنامه‌ی کامپیوتری از شبکه‌بندی مبدل است.

4- نتایج

ویژگی پارامتر اتلاف ویژه این است که از دماهای ورودی مستقل و به دبی‌های ورودی وابسته است [15]. در صورتی که این ویژگی‌ها در مدل‌سازی حاضر صدق کند، صحت کد، با وجود عدم کنترل دما در ورودی اثبات خواهد شد.

"شکل 10" تغییرات پارامتر اتلاف ویژه برای مبدل فین-لوله را برحسب تغییرات دمای هوای محیط نشان می‌دهد. تغییرات برای سه سرعت 11.4، 13 و 16.3 متر بر ثانیه و بین دمای 10 تا 40 درجه‌ی سلسیوس به‌دست آمدند. این بازه‌ی دما، بازه‌ی مرسوم کارکرد اتومبیل است. مقدار پارامتر اتلاف ویژه در 25 درجه‌ی سلسیوس مبنا قرار داده شده است و با برابر قرار دادن اتلاف ویژه با اتلاف ویژهٔ مبنا در رابطهٔ (12)، مقدار درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه صفر خواهد شد و هرچه دما تغییر می‌کند، درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه افزایش می‌یابد. اما درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه در بازه‌ی وسیعی از دما کمتر از 1.5٪ است. بنابراین "شکل 10" نشان می‌دهد که تغییرات دمای ورودی اثری بر نتایج نهایی ندارد.

درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه برای مبدل فین-لوله برحسب تغییرات دمای هوای شارژ شده کمتر از 2.5٪ است (شکل 11). تغییرات در بازه‌ی دمایی 112 تا 142 درجه‌ی سلسیوس و با سه سرعت 11.4، 13 و 16.3 متر برثانیه به‌دست آمدند. پارمتر اتلاف ویژه برای تغییرات دمای هوای شارژ ورودی حساسیت بیشتری را نسبت به دمای هوای محیط نشان می‌دهد. اما این تغییرات نیز به اندازه‌ی کافی کوچک هستند و نشان‌دهنده‌ی استقلال نتایج از دمای هوای شارژ شده می‌باشند.

برخلاف دما، گرمای انتقالی، برای مبدل فین-لوله به شدت به دبی هوای شارژ شده بستگی دارد (شکل 12). درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه بین

جدول 1 مشخصات مبدل به‌کار رفته در اعتبارسنجی رادیاتور (mm)

Table 1 Parameters of heat exchanger in radiator validation

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
F_p	1.5625	D_m	2
F_l	7.7	D_{major}	8
L_l	6.3	RH	420
θ	30	RW	730
F_d	84	k_f	400
T_p	9.7	N	5
δ_t	0.04	Nct	70
N_{LB}	5	N_f	640
tt	0.135	L_p	1.5

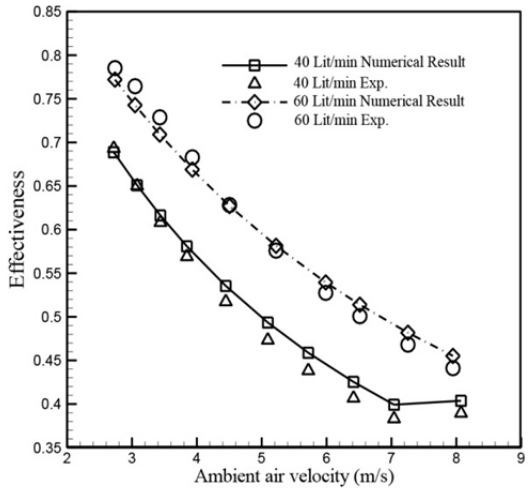

Fig. 6 Comparison of radiator simulation and experimental test

شکل 6 مقایسهٔ شبیه‌سازی و نتایج تجربی رادیاتور

دبی‌های 0.4 تا 1.6 کیلوگرم بر ثانیه برای هوای شارژ شده و با سه سرعت مختلف هوای ورودی به‌دست آمده است. این تغییرات با افزایش دبی هوای شارژ شده افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش سرعت ورودی هوا از 11.4 تا 16.3 متر بر ثانیه تأثیر تغییرات دبی بر درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه افزایش می‌یابد. پارامتر اتلاف ویژه به گرمای تبادل شده و گرمای تبادل شده به دبی هوای شارژ شده و دبی هوای ورودی بستگی دارد.

"شکل 13" درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه برحسب دمای هوای ورودی اینترکولر فین-صفحه را نشان می‌دهد. این تغییرات برای بازه‌ی دمایی بین 10 تا 40 درجه‌ی سلسیوس و با سه سرعت 11.4، 13 و 16.3 متر بر ثانیه به‌دست آمدند. درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه برای این مبدل کمتر از 0.6٪ است. این تغییرات نشان می‌دهد که حساسیت دمای هوای ورودی برای مبدل فین-صفحه به پارامتر اتلاف ویژه کمتر از مدل دوبعدی مبدل فین-لوله است.

درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه برای مبدل فین-صفحه برحسب تغییرات دمای هوای شارژ شده کمتر از 0.2٪ است (شکل 14). تغییرات در بازه‌ی دمایی 112 تا 142 درجه‌ی سلسیوس و با سه سرعت 11.4، 13 و 16.3 متر برثانیه به‌دست آمدند. تغییرات در این حالت برای تمامی سرعت‌ها

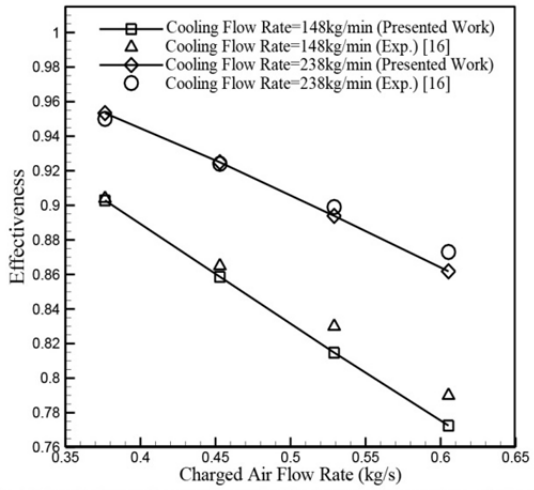

Fig. 7 Simulation and experimental effectiveness comparison of plate-fin intercooler

شکل 7 مقایسهٔ شبیه‌سازی و نتایج تجربی ضریب انتقال گرما برای مبدل فین-صفحه

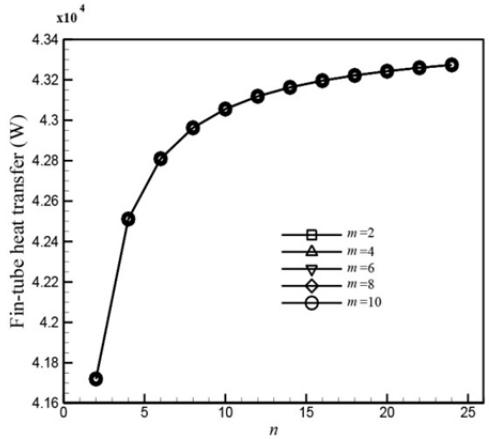

Fig. 8 Grid independent test for fin-tube heat exchanger

شکل 8 تست استقلال جواب‌ها از تعداد گره‌ها برای مبدل فین-لوله

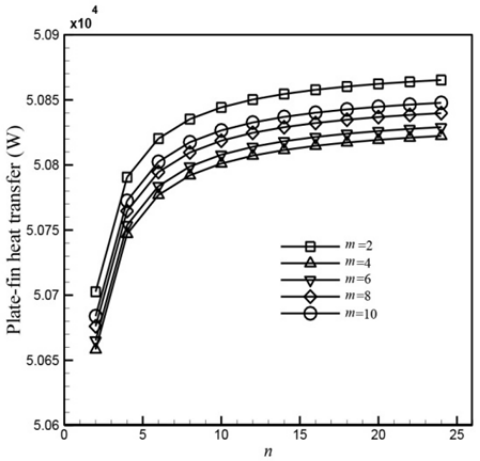

Fig. 9 Grid independent test for plate-fin heat exchanger

شکل 9 تست استقلال جواب‌ها از تعداد گره‌ها برای مبدل فین-صفحه

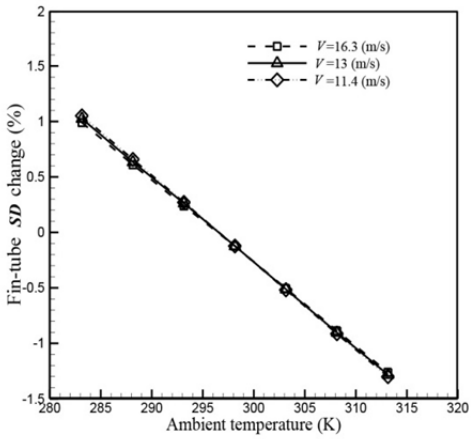

Fig. 10 Fin-tube *SD* change percentage test for ambient temperature

شکل 10 تست تغییرات درصد اتلاف ویژهٔ مبدل فین-لوله برای دمای محیط

بسیار کم است و نشان می‌دهد نتایج اینترکولر فین-صفحه نیز مستقل از دمای هوای شارژ شده است. دمای مبنا برابر 400 کلوین انتخاب شده بنابراین مقدار تغییرات پارامتر اتلاف ویژه در این نقطه برابر صفر است و با افزایش یا کاهش دما تغییرات پارامتر اتلاف ویژه افزایش می‌یابد. دلیل تغییرات بیشتر این پارامتر، با کاهش دما از 400 کلوین، تغییرات ضریب انتقال گرماست.

درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه برای اینترکولر فین-صفحه برحسب دبی هوای شارژ شده در "شکل 15" نشان داده شده است. دبی هوای شارژ شده از 0.4 تا 1.6 کیلوگرم بر ثانیه تغییر می‌کند. سرعت هوای ورودی 16.3، 13 و 11.4 است. مقدار دبی مبنا در این اندازه‌گیری 1 کیلوگرم بر ثانیه است. با تغییر دبی هوای شارژ شده، نتایج بشدت تحت تأثیر قرار می‌گیرد. درصد تغییرات پارامتر اتلاف ویژه با افزایش دبی شارژ ورودی و افزایش سرعت ورودی افزایش می‌یابد.

"شکل 16" تغییرات عملکرد اینترکولر فین-لوله و فین-صفحه را در شرایط نایکنواختی‌های مختلف هوای ورودی نشان می‌دهد. نایکنواختی در این‌جا به صورتی فرض شده است که اگر مبدل به دوقسمت (نیمهٔ چپ و نیمهٔ راست) تقسیم شده باشد، با افزایش نایکنواختی، در نیمهٔ راست مبدل سرعت افزایش، و در نیمهٔ چپ مبدل سرعت کاهش می‌یابد نایکنواختی سرعت، در اینترکولرهای نصب شده در کنار خودرو[1] و اینترکولرهای نصب

[1] Side Mount Inter Cooler

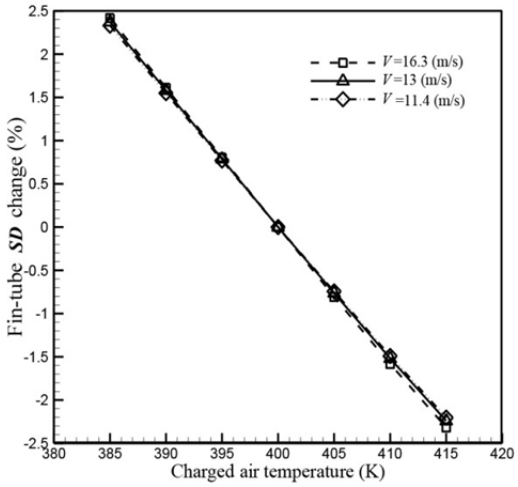

Fig. 11 Fin-tube *SD* change percentage test for charged air temperature

شکل 11 تست تغییرات درصد اتلاف ویژهٔ مبدل فین-لوله برای دمای هوای شارژ شده

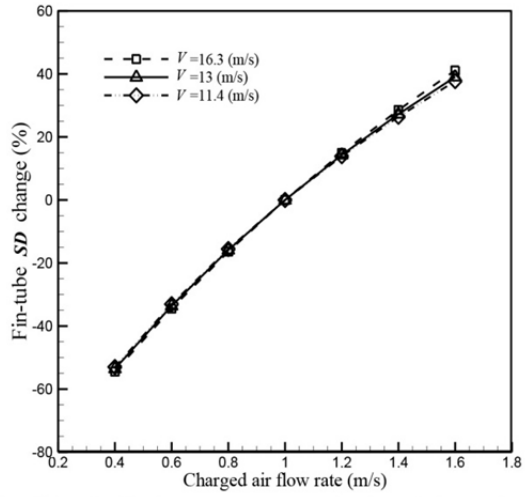

Fig. 12 Fin-tube *SD* change percentage test for charged air mass flow rate

شکل 12 تست تغییرات درصد اتلاف ویژهٔ مبدل فین-لوله برای دبی هوای شارژ شده

شده در بالای سر موتور به‌دلیل نحوهٔ قرارگرفتن اینترکولر و نحوهٔ وزش هوای جلوی خودرو بیشتر از حالتی است که اینترکولر در جلوی خودرو[1] نصب شود زیرا چیدمآن‌های اول و دوم به‌دلیل وجودِ مضاعفِ موانعِ عبورِ هوا، باعث ایجاد مقاومت هیدرولیکی بیشتری خواهند شد. گرچه چنین تفاوتی در مقاومت هیدرولیکی باعث تفاوت در دبی عبوری مبدل‌ها نیز می‌شود، در این‌جا دبی‌ها ثابت در نظر گرفته شده و هدف فقط بررسی تأثیر نایکنواختی بوده است. به‌علاوه نوع نایکنواختی در حالت واقعی متفاوت است، اما بررسی این نوع نایکنواختی می‌تواند تعیین‌کنندهٔ اثر نایکنواختی سرعت بر عملکرد اینترکولر باشد. رویکرد تحقیقات پیشین در تعیین چیدمان بهینه با کار حاضر متفاوت بوده و غالباً براساس مقاومت هوا و افزایش دبی عبوری از مبدل بوده است [10,9]. در کل ماتریس هوای ورودی، سرعت ثابت و برابر 10 متر بر ثانیه خواهد ماند. "شکل 16" نشان می‌دهد که افزایش نایکنواختی سرعت به میزان 0.8 باعث کاهش عملکرد اینترکولر فین-لوله و فین-صفحه به ترتیب به میزان 13.8٪ و 19.6٪ می‌شود.

[1] Front Mount Intercooler

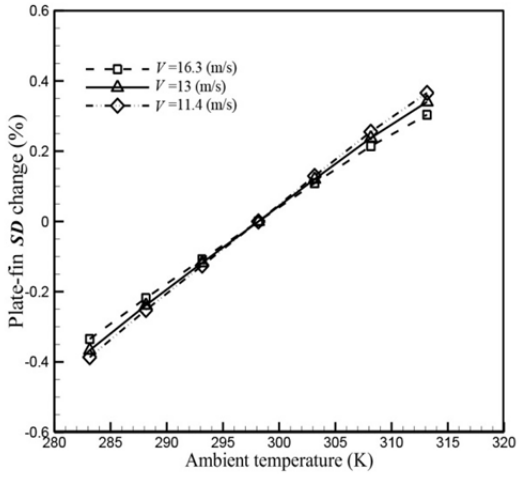

Fig. 13 Plate-fin *SD* change percentage test for ambient temperature

شکل 13 تست تغییرات درصد اتلاف ویژهٔ مبدل فین-صفحه برای دمای هوای محیط

"شکل 17" تغییرات گرمای انتقالی اینترکولرها را برحسب سرعت هوای ورودی نشان می‌دهد. میزان انتقال حرارت با افزایش سرعت هوای ورودی زیاد می‌شود. با افزایش سرعت هوای ورودی دبی هوای ورودی افزایش می‌یابد. سرعت ورودی از 6 تا 10 متر بر ثانیه افزایش می‌یابد. دفع حرارت اینترکولر فین-صفحه همواره بیشتر از اینترکولر فین-لوله است. با افزایش دمای ورودی اینترکولر، اختلاف عملکرد دو مبدل افزایش می‌یابد. بیشترین اختلاف انتقال حرارت در سرعت 10 متر بر ثانیه و برابر 8.83٪ و کمترین آن در 6 متر بر ثانیه و برابر 6.25٪ است. این نتیجه ضمن توجه به این‌که قیمت و وزن اینترکولر فین-لوله نصف فین-صفحه است و همچنین اینترکولر فین-صفحه در سایزهای متنوع‌تری یافت می‌شود، می‌تواند به طراحان خودرو برای انتخاب اینترکولر بهینه کمک کند.

با افزایش نسبت منظر میزان حرارت دفع شده از اینترکولرها افزایش می‌یابد (شکل 18). تغییرات گرمای انتقالی برای اینترکولر فین-لوله بیشتر از اینترکولر فین-صفحه است. میزان افزایش انتقال حرارت برای اینترکولر فین-صفحه و فین-لوله به ترتیب 1.5٪ و 5٪ است. با افزایش نسبت منظر که به صورت طول اینترکولر در جهت هوای شارژ شده به ارتفاع اینترکولر تعریف می‌شود، ضمن ثابت ماندن دبی، مساحت ورودی سمت گرم کم می‌شود و عدد رینولدز افزایش می‌یابد و درنتیجه بازده انتقال گرما افزایش می‌یابد. تعداد ردیف‌های لوله برای اینترکولر فین-لوله در نسبت منظرهای 0.714، 0.883، 1 و 1.4 به ترتیب 70، 55، 50 و 46 و مساحت ورودی برای اینترکولر فین-صفحه به ترتیب 0.53، 0.49، 0.45 و 0.38 متر مربع است در حالی که دبی هوای شارژ شده ثابت است.

یکی از قابلیت‌های مدل‌سازی حاضر، بررسی نحوهٔ عملکرد اینترکولر در هنگام وجود مانع بر سر راه ورودی اینترکولر است. هدف از بررسی وجود مانع، شناخت نحوهٔ کارکرد مبدل، هنگام کاربرد سپر و اجزایی از این قبیل در جلوی خودرو است. مکان موانع در "شکل 19" نشان داده شده است. شش حالت مورد مطالعه قرار گرفتند و در دو حالت نایکنواختی دمای ورودی نوع آی و نوع یو نتایج برای هر دو اینترکولر به‌دست آمدند. در صورتی‌که هوای ورودی شامل نایکنواختی توزیع هوای ورودی نباشد، پنج مانع اثر یکسانی دارند و تغییر مکان مانع عملکرد اینترکولر را مورد تأثیر قرار نمی‌دهد. در این‌جا فرض شده است که هوا از رادیاتور نوع آی و نوع یو عبور کرده و به

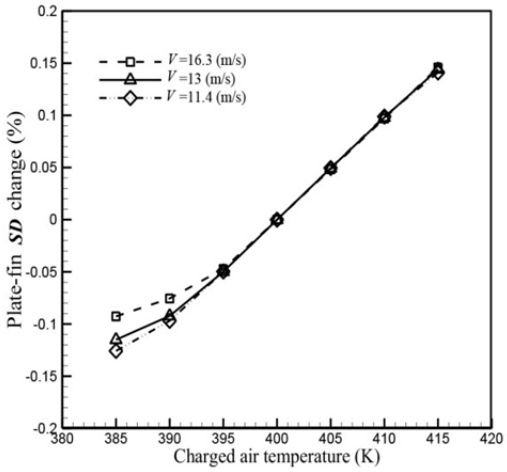

Fig. 14 Plate-fin *SD* change percentage test for charged air temperature

شکل 14 تست تغییرات درصد اتلاف ویژهٔ مبدل فین-لوله برای دمای هوای شارژ شده

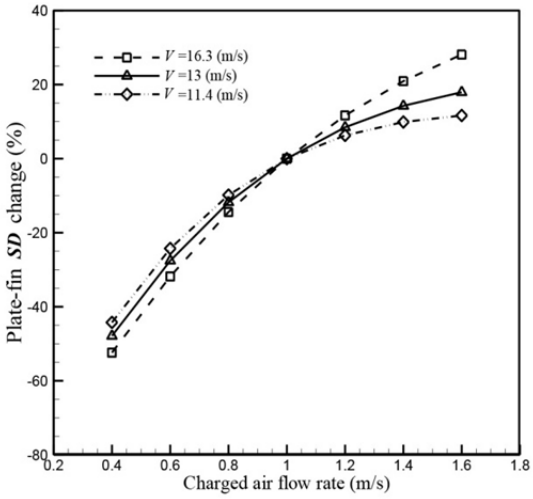

Fig. 15 Plate-fin *SD* change percentage test for charged air mass flow rate

شکل 15 تست تغییرات درصد اتلاف ویژهٔ مبدل فین-لوله برای دبی هوای شارژ شده

اینترکولر رسیده باشد. در این‌حالت دو نوع نایکنواختی، به‌طور پیش‌بینی شده، برای اینترکولرها رخ خواهد داد. میزان نایکنواختی دمای هوای ورودی در هر دو نوع نایکنواختی، برابر 0.0875 است.

نحوهٔ عملکرد اینترکولر فین-صفحه در مواجهه با موانع مختلف، هنگام ورودِ هوای نایکنواخت نوع یو، از خروجیِ رادیاتور، در "شکل 20" نشان داده شده است. نایکنواختی نوع یو به صورتی است که در سمت راست مبدل دما از بالا به پایین در حال کاهش و در سمت راست مبدل وضعیت معکوس است و به طور کلی جهت کاهش دما به‌صورت یو است بنابراین بیشترین دما در سمت چپ و کمترین دما در سمت راست وجود دارد. مطابق "شکل 20" کمترین میزان دفع حرارت در حالت 2 اتفاق می‌افتد زیرا با قرار دادن مانع در موقعیت دمای کمتر، میانگین دمای کل ماتریس هوای ورودی افزایش، و در نتیجه انتقال حرارت کاهش می‌یابد. در حالت 3 نیز بیشترین دفع حرارت با وجود مانع مشاهده می‌شود. دلیل این مورد نیز کاهش میانگین دما، به‌دلیل قرار گرفتن مانع در بالاترین دمای ماتریس ورودی است. در مورد 1 نیز بیشترین دفع حرارت به دلیل عدم وجود مانع مشاهده می‌شود. انتقال حرارت مورد 6 از همهٔ موارد بجز 3 بهتر بوده است. در حالتی که هوای ورودی از نوع نایکنواختی دمای هوای نوع یو باشد، وجود مانع حداقل 2.44٪ عملکرد حرارتی را تضعیف می‌کند زیرا با ایجاد مانع، دبی هوای ورودی به میزان کمی کاهش می‌یابد این در حالی است که انتقال حرارت در اثر تغییر مکان مانع حداکثر 1٪ تغییر خواهد داشت.

"شکل 21" میزان دفع حرارت مبدل فین-صفحه را در شرایط هوای ورودی رادیاتور نوع آی نشان می‌دهد. به‌عبارت دیگر خروجی هوای رادیاتور نوع آی، ورودی اینترکولر است. بیشترین دما در بالای ماتریس ورودی قرار دارد. بنابراین همان‌طور که انتظار می‌رود، دفع حرارت حالت‌های 2 و 3 از حالات 4 و 5 بیشتر است. همانند قبل بیشترین دفع حرارت در حالت بدون مانع رخ می‌دهد و حالت 6 نیز دفع حرارتی مابین حالات 3 و 4 دارد این درحالی است که انتقال حرارت حالات 2 با 3 و 4 با 5 برابر است. در حالتی که هوای ورودی از نوع نایکنواختی دمای هوای نوع آی باشد، وجود مانع حداقل 2.42٪ عملکرد حرارتی را تضعیف می‌کند.

"شکل 22" عملکرد اینترکولر فین-لوله را در شرایط ورودی هوای رادیاتور نوع یو نشان می‌دهد. بیشترین و کمترین دفع حرارت برای حالتی که

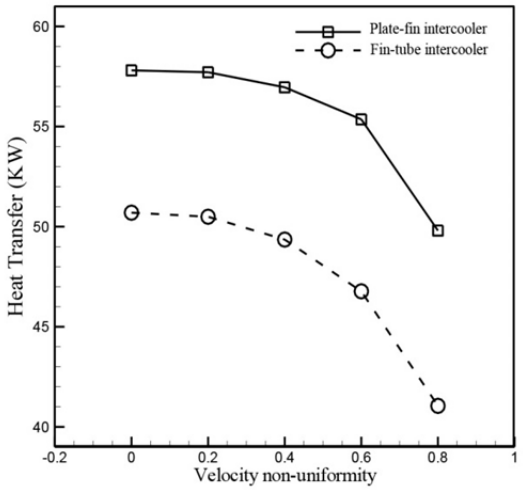

Fig. 16 Non-uniformity of velocity effects on intercoolers

شکل 16 تأثیر نایکنواختی سرعت هوای ورودی بر عملکرد اینترکولرها

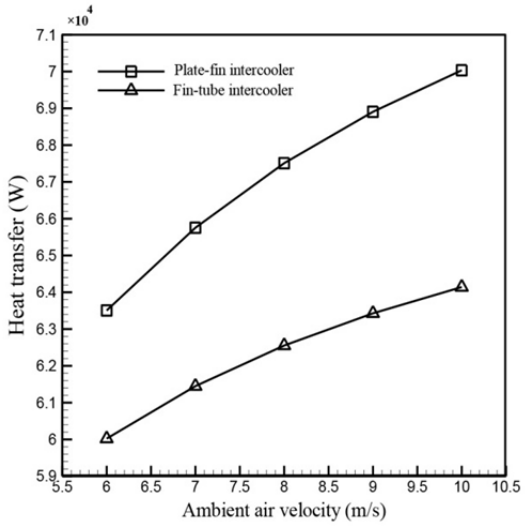

Fig. 17 Inlet fresh air velocity effects on intercooler

شکل 17 تأثیرات سرعت هوای ورودی بر اینترکولر

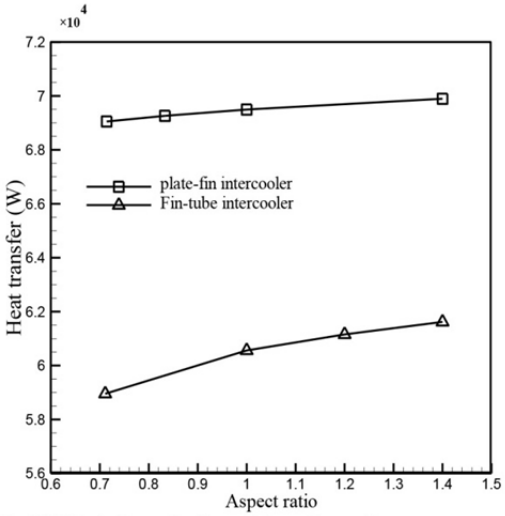

Fig. 18 Effect of aspect ratio on intercooler performance

شکل 18 تأثیر نسبت منظر بر عملکرد اینترکولر

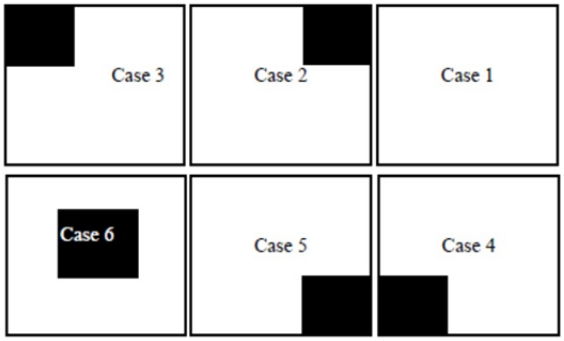

Fig. 19 Block position in front of intercooler and radiator

شکل 19 موقعیت مانع در جلوی اینترکولر و رادیاتور

مانع وجود دارد، به ترتیب در موارد 3 و 2 رخ می‌دهد. در مورد 1 نیز بیشترین دفع حرارات، به‌دلیل عدم وجود مانع مشاهده می‌شود. انتقال حرارت مورد 6 از موارد 3 و 4 ضعیف‌تر و از موارد 2 و 5 بهتر است. در حالتی که هوای ورودی از نوع نایکنواختی دمای هوای نوع یو باشد، وجود مانع در اینترکولر فین-لوله حداقل 4.6٪ عملکرد حرارتی را تضعیف می‌کند در حالی که انتقال حرارت در اثر تغییر مکان مانع حداکثر 1٪ تغییر کرده است.

"شکل 23" میزان دفع حرارت مبدل فین-لوله را در شرایط هوای ورودی رادیاتور نوع آی نشان می‌دهد. همانند قبل، دفع حرارت حالت‌های 2 و 3 از حالات 4 و 5 بیشتر است و بیشترین دفع حرارت در حالت بدون مانع رخ می‌دهد و حالت 6 نیز دفع حرارتی مابین حالات 3 و 4 دارد این درحالی است که انتقال حرارت حالات 2 با 3 و 4 با 5 برابر است. در حالتی که هوای ورودی اینترکولر فین-لوله از نوع نایکنواختی دمای هوای نوع آی باشد، وجود مانع حداقل 4.5٪ عملکرد حرارتی را تضعیف می‌کند. در صورت تغییر مکان موانع نیز تغییرات دفع حرارت کمتر از 1٪ خواهد بود.

"شکل 24" توزیع افت فشار اینترکولر فین-لوله را نشان می‌دهد. این تغییرات براساس معادلهٔ (10) محاسبه شده است. هوایِ ورودیِ اینترکولر، هوای محیط است (سیستم بدون رادیاتور است). فشار ورودی اینترکولر در این حالت برابر 100 kpa و دمای ورودی اینترکولر، 20 درجهٔ سلسیوس درنظر گرفته شده است. افت فشار کل مبدل برابر مجموع افت فشار ناشی از ورودی مبدل، افت فشار ناشی از خروجی مبدل و افت فشار ناشی از اصطکاک

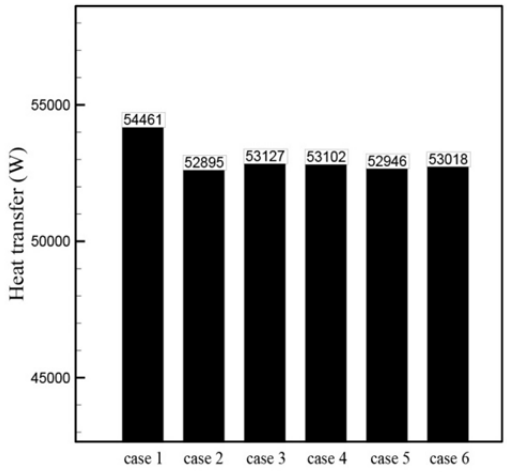

Fig. 20 Effect of block on plate-fin intercooler at UType non-uniformity of temperature (radiator effect on intercooler)

شکل 20 تأثیر وجود مانع بر عملکرد اینترکولر فین-صفحه در حالت نایکنواختی نوع یو برای هوای ورودی (تأثیر رادیاتور بر اینترکولر)

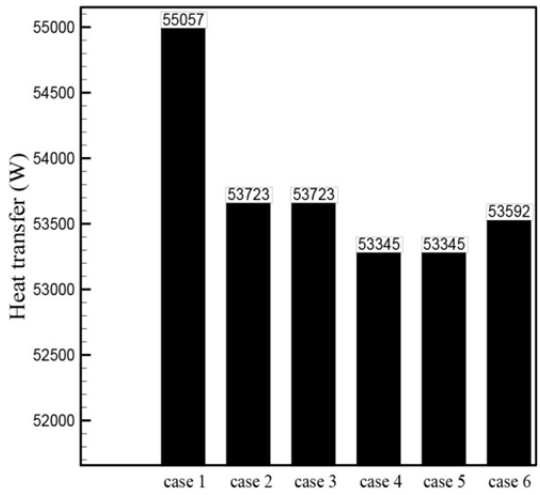

Fig. 21 Effect of block on plate-fin intercooler at IType non-uniformity of temperature (radiator effect on intercooler)

شکل 21 تأثیر وجود مانع بر عملکرد اینترکولر فین-صفحه در حالت نایکنواختی نوع آی برای هوای ورودی (تأثیر رادیاتور بر اینترکولر)

است. مشاهده می‌شود که افت فشار مبدل از بالا به پایین کاهش می‌یابد. طبق معادلهٔ (10) افت فشار مبدل تابع چگالی ورودی و خروجی، سرعت، شکل دهانه‌ی ورودی و خروجی، مساحت مبدل، ویسکوزیته و قطر هیدرولیکی است. با فرض ثابت ماندن ویژگی‌های هندسی می‌توان افت فشار را تابع چگالی و ویسکوزیته و در نتیجه دما دانست.

"شکل 25" توزیع افت فشار اینترکولر فین-صفحه را نشان می‌دهد. با مقایسه‌ی "شکل 24 و 25" مشاهده می‌شود که افت فشار مبدل فین-لوله 37.5٪ کمتر از مبدل فین-صفحه است. بیشینه و کمینه‌ی افت فشار در مبدل فین-صفحه به ترتیب 11200 و 1030 پاسکال است.

5- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

مطالعهٔ حاضر به بررسی عملکرد اینترکولر فین-لوله و فین-صفحه و مقایسهٔ آن‌ها در شرایط نایکنواختی سرعت و نایکنواختی دمای هوای جلوی خودرو

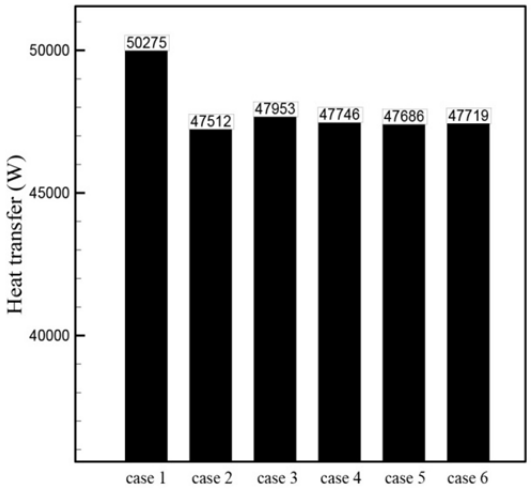

Fig. 22 Effect of block on fin-tube intercooler at UType non-uniformity of temperature (radiator effect on intercooler)

شکل 22 تأثیر وجود مانع بر عملکرد اینترکولر فین-لوله در حالت نایکنواختی نوع یو برای هوای ورودی (تأثیر رادیاتور بر اینترکولر)

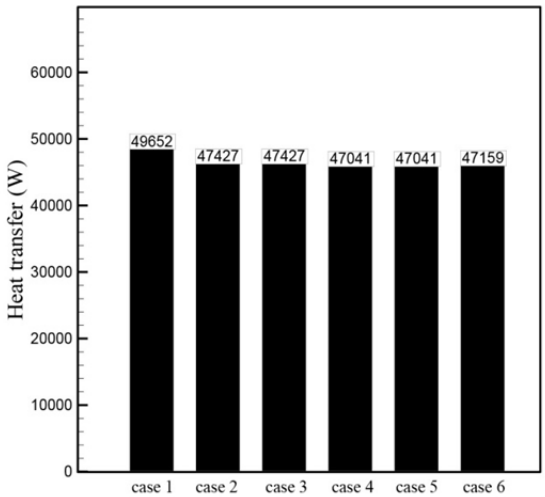

Fig. 23 Effect of block on fin-tube intercooler at IType non-uniformity of temperature (radiator effect on intercooler)

شکل 23 تأثیر وجود مانع بر عملکرد اینترکولر فین-لوله در حالت نایکنواختی نوع آی برای هوای ورودی (تأثیر رادیاتور بر اینترکولر)

همراه با تأثیر رادیاتور بر روی اینترکولر می‌پردازد. تست استقلال جواب‌ها از تعداد گره‌ها و استقلال جواب‌ها از دمای ورودی سمت گرم و سرد نیز انجام شدند. آزمایش تونل باد برای اعتبارسنجی مبدل فین-لوله در سرعت‌های 2 تا 9 متر بر ثانیه برای هوای ورودی، و دبی 40 و 80 لیتر بر دقیقه برای آب رادیاتور تکرار شدند. نتایج به صورت زیر جمع‌بندی می‌شوند:

- عملکرد اینترکولر فین-صفحه حداقل 6.5٪ بهتر از اینترکولر فین-لوله است این مورد نشان‌دهندهٔ این است که در صورتی که وزن و قیمت اینترکولر مورد اهمیت نباشد و چالش اصلی، بهبود عملکرد اینترکولر باشد، بهتر است که از اینترکولر فین-صفحه به‌جای فین-لوله استفاده شود.
- با دو برابر شدن نسبت منظر میزان افزایش انتقال حرارت برای اینترکولر فین-صفحه و فین-لوله به ترتیب 1.5٪و 5٪ است.
- افزایش نایکنواختی سرعت به میزان 0.8 باعث کاهش عملکرد اینترکولر فین-لوله و فین-صفحه به ترتیب به میزان 13.8٪ و 19.6٪ می‌شود. بنابراین نصب اینترکولر در کنار خودرو و بالای سر موتور باعث کاهش چشمگیر عملکرد اینترکولر می‌شود و باید سعی شود اینترکولر در جلوی خودرو نصب شود. همچنین ایجاد شرایطی برای کاهش نایکنواختی، مانند نصب فن یا طراحی آیرودینامیکی مبدل، علاوه بر افزایش دبی هوای عبوری، باعث کاهش اثر نایکنواختی سرعت هوا خواهد شد.
- با افزودن رادیاتور به سیستم، و ایجاد مانع، برای اینترکولر فین-لوله و فین-صفحه عملکرد حرارتی به‌ترتیب حدود 4.5٪ و 2.4٪ تضعیف می‌شود. زیرا با ایجاد مانع، دبی هوای ورودی به میزان کمی کاهش می‌یابد. بنابراین در طراحی بهینه حتی‌الامکان باید از نصب موانعی مانند سپر جلوی اینترکولر خودداری شود.
- تغییر مکان مانع اثری بر عملکرد اینترکولرها نمی‌گذارد.
- افت فشار اینترکولر فین-لوله 37.5٪ کمتر از اینترکولر فین-لوله است. بنابراین اینترکولر فین-صفحه بهتر است در شرایطی استفاده شود که افت فشار اهمیت زیادی ندارد. این شرایط معمولا در چیدمان‌هایی که اینترکولر در بالای سر رادیاتور قرار دارد (اما در جلوی خودرو و نه در بالای سر موتور) کارا خواهد بود و در

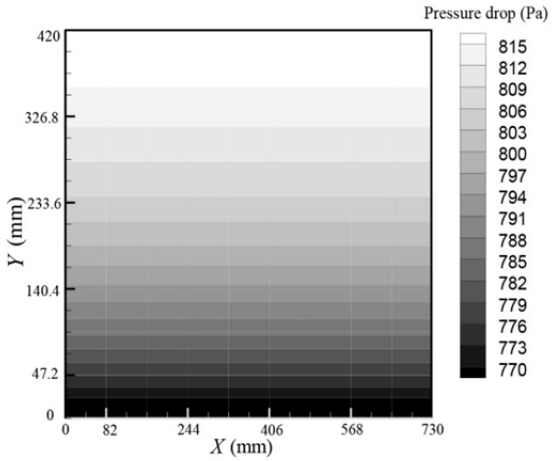

Fig. 24 Pressure drop distribution for fin-tube intercooler at outlet

شکل 24 توزیع افت فشار خروجی اینترکولر فین-لوله

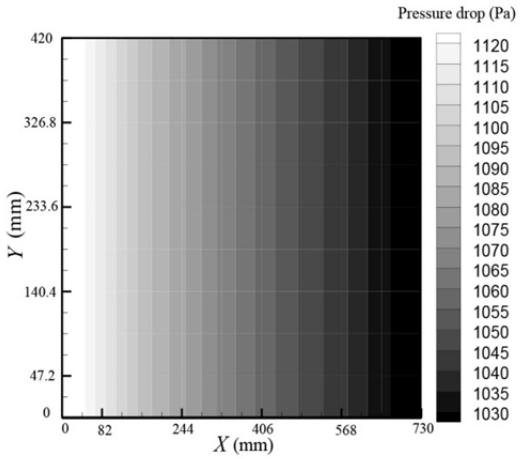

Fig. 25 Pressure drop distribution for plate-fin intercooler at outlet

شکل 25 توزیع افت فشار خروجی اینترکولر فین-صفحه

چیدمان‌هایی که پشت اینترکولر مبدل دیگری قرار دارد استفاده از مبدل فین-لوله پیشنهاد می‌شود.

- به طور کلی پیشنهاد می‌شود در شرایطی که نیاز به انتقال حرارت زیادی داریم و افت فشار اهمیت کمتری دارد اولا از اینترکولر فین-صفحه به جای فین-لوله استفاده شود و ثانیا اینترکولر در جلوی خودرو نصب شود و ثالثا از نصب موانع جلوی اینترکولر اجتناب شود. اما تغییر مکان مانع تأثیری بر هوای یکنواخت ورودی ندارد.

6- فهرست علایم

A_t	مساحت کلی مبدل (m^2)
A_{min}	مساحت کمینهٔ مبدل (m^2)
C_{min}	ضریب گرمایی ویژهٔ کمینه
D_h	قطر هیدرولیکی (m)
D_m	قطر کوچک خارجی لوله (m)
D_{major}	قطر بزرگ خارجی لوله‌های صاف (m)
f	ضریب اصطکاک
F_d	عمق فین در جهت جریان (m)
F_l	ارتفاع فین (m)
F_p	گام فین (m)
G	شتاب گرانش (m^2/s)
h_f	ارتفاع فین مبدل فین-صفحه (m)
j	عدد کولبرن
K_c	ضریب افت فشار ورودی
K_e	ضریب افت فشار خروجی
K_f	رسانایی حرارتی فین
l	طول فین استریپ در جهت جریان برای مبدل فین-صفحه (m)
L_l	طول لوور (m)
L_p	گام لوور (m)
N	تعداد ردیف لوله
N_{ct}	تعداد لوله در هر ردیف
N_f	تعداد فین در هر متر
N_{LB}	تعداد دسته لوور
ΔP	افت فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
P_f	گام فین مبدل فین-صفحه (m)
Pr	عدد پرانتل
Q_{max}	گرمای انتقالی بیشینه
RD	ضخامت مبدل فین-لوله (m)
Re	عدد رینولدز
RH	ارتفاع مبدل فین-لوله (m)
RW	پهنای مبدل فین-لوله (m)
SD	اتلاف ویژه
T_p	گام لوله (m)
tt	ضخامت دیوارهٔ لوله (m)
U	ضریب کلی انتقال حرارت ($Wm^{-2}K^{-1}$)
V	سرعت (ms^{-1})
Y_l	طول لولهٔ مبدل فین-لوله (m)

علایم یونانی

α	زاویهٔ لوور (rad)
δ_f	ضخامت فین (m)
η	بازده سطح
θ	زاویهٔ لوور (°)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
σ	نسبت سطح کمینه به سطح جلویی مبدل
ν	ویسکوزیتهٔ سینماتیکی (m^2s^{-1})

زیرنویس‌ها

a	هوا
ch	هوای شارژ شده
w	آب

7- مراجع

[1] A. M. Dehkordi, A. Ahmadi Nodoshan, The effect of constructural important parameters on optimization of rate of heat transfer in heat exchanger developed layers, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 1, pp. 173–180, 2016. (in Persian فارسی)

[2] H. Zare, S. Banooni, A. Ghanbarzadeh, Optimal design of plate-fin heat exchangers by a bees algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 5, pp. 22–29, 2012. (in Persian فارسی)

[3] H. Shokohmand, S. Mahjoub, M. R. Salimpour, Optimal architecture design of circular finned tube using constructal theory, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 1, pp. 317–323, 2016. (in Persian فارسی)

[4] M. A. S. Mirzabozorg, S. Kheradmand, A. Roueini, A C-programming code for selecting the optimum turbocharged propulsion system for UAV's, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 1, pp. 39–50, 2017. (in Persian فارسی)

[5] G. Sadegh, S. Kheradmand, A. mostofizadeh, R. Seyfi, Investigation of air intercooler at diesel marin engines, *8th International Conference on Internal Combustion Engines*, Tehran, Iran, February 17-19, 2014. (in Persian فارسی)

[6] M. Hamzei, N. Taherian, A. Mojarad, Simulation and numerical investigation of planting plates in air compressor intercoolers, *9th International Conference on Heat Exchangers*, Tehran, Iran, Decemer 14-16, 2017. (in Persian فارسی)

[7] P. G. Bhat, S. Thipse, N. V. Marathe, N. V. Pawar, Virtual approach of up gradation of a two cylinder naturally aspirated diesel engine to turbocharged intercooled configuration for meeting stringent emission limits, *Society of Automotive Engineers Technical Paper*, No. 2016-28-0088, 2016.

[8] P. A. Bromnick, R. J. Pearson, D. E. Winterbone, Intercooler model for unsteady flows in engine manifolds, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 212, No. 2, pp. 119–132, 1998.

[9] R. Ranjan, L. Brahmasani, P. Khan, Development of an efficient power train cooling system with effective utilization of front end opening for a utility vehicle, *Society of Automotive Engineers Technical Paper*, No. 2016-01-0652, 2016.

[10] N. J. A. Thorne, S. J. Charlton, S. A. MacGregor, A. R. Hughes, Computational and experimental investigation of airflow through a vehicle intercooler duct, *Society of Automotive Engineers Technical Paper*, No. 931097, 1993.

[11] S. Kakac, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, Third Edittion, pp. 427-449, New York: CRC press, 2012.

[12] Y. J. Chang, C. C. Wang, A generalized heat transfer correlation for Iouver fin geometry, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, No. 3, pp. 533–544, 1997.

[13] Y. J. Chang, W. J. Chang, M. C. Li, C. C. Wang, An amendment of the generalized friction correlation for louver fin geometry, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 21, pp. 4250–4253, 2006.

[14] C. C. Wang, R. L. Webb, K. Y. Chi, Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 21, No. 4, pp. 218–226, 2000.

[15] E. Y. Ng, P. W. Johnson, and S. Watkins, An analytical study on heat transfer performance of radiators with non-uniform airflow distribution, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 219, No. 12, pp. 1451–1467, 2005.

[16] A. Hribernik, J. J. Moskwa, Transient response of a cross-flow charge air intercooler and its influence on engine operation, *Transacations-American Society of Mechanical Engineers Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol. 122, No. 3, pp. 483–489, 2000.

[17] A. R. Wieting, Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 97, No. 3, pp. 488–490, 1975.