



تأثیر کلاف درون لوله‌ای بر عملکرد حرارتی مبدل حرارتی خودرو

کوروش گودرزی^{*۱}، قدرت‌اله عزیزی^۲

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه یاسوج، یاسوج، ایران، kgoudarzi@yu.ac.ir
گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه یاسوج، یاسوج، ایران، ghodratazizi9@gmail.com
^{**} نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۷۴۱۲۲۲۱۷۱۱

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:
دریافت: ۰۲ آذر ۱۳۹۲
پذیرش: ۰۸ بهمن ۱۳۹۲
کلیدواژه‌ها:
سامانه خنک‌کاری خودرو
مبدل حرارتی
کلاف درون لوله‌ای (ک.د.ل.)

در این تحقیق، مطالعه‌ای آزمایشگاهی برای بررسی اثر کلاف درون لوله‌ای (ک.د.ل.) بر عملکرد مبدل حرارتی خودروی پژو ۴۰۵ اجرا شده است. برای این منظور از دستگاهی آزمایشگاهی برای شبیه‌سازی سامانه خنک‌کاری خودرو و بررسی تأثیر ک.د.ل. بر عملکرد حرارتی مبدل استفاده شده است. از نوعی ک.د.ل. به شکل سیم نازک فولادی موج مانند، درون لوله مبدل حرارتی برای افزایش نرخ انتقال حرارت استفاده می‌شود. نتایج نشان می‌دهند که در این حالت، ضریب انتقال حرارت به مقدار ۵ تا ۴۱ درصد و به طور متوسط حدود ۲۳ درصد افزایش می‌یابد. همچنین نتایج با شبیه‌سازی‌های موجود مقایسه شد که نشان از صحت نتایج دارد.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

(۱) مقدمه

سامانه خنک کاری در خودرو تأثیر فراوانی دارد تا جایی که اختلال در عملکرد این سامانه، حتی برای مدتی کوتاه، می‌تواند خسارات جبران ناپذیری به موتور وارد کند. نامناسب بودن این سامانه علاوه بر اینکه باعث کاهش بازده موتور می‌شود، تبعات مخربی بر سایر سامانه‌های تأثیر پذیر از عملکرد سامانه خنک کاری به دنبال دارد.

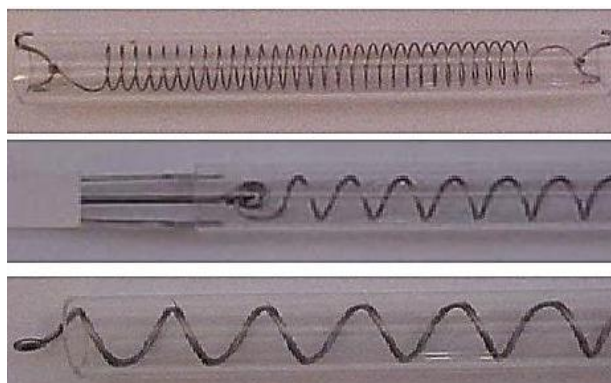
از طرف دیگر با توجه به تمایل به کاهش مصرف سوخت، شکل بدنه خودروها به گونه ای در حال تغییر است که نیروی مقاوم وارد بر خودرو به حداقل مقدار خود برسد. این تغییر در شکل بدنه، باعث کاهش سطح ورودی هوا در جلوی خودرو شده که کار سامانه خنک کاری را مشکل تر کرده است. به همین سبب، امروزه به طراحی، توسعه و بهینه سازی سامانه خنک کاری خودروها توجه چشمگیری می‌شود.

مهمترین بخش سامانه خنک کاری خودرو مبدل حرارتی است. اجزاء اصلی این بخش، هسته مرکزی انتقال حرارت (مخزن بالا و پایین)، پایه های نصب و اتصالات اند. حدود ۳۰ درصد از انرژی تولیدی موتور را مبدل حرارتی مبدل دفع می‌کند.

به طور کلی، برای افزایش بازده حرارتی مبدل دو روش فعال و غیرفعال وجود دارد. تفاوت عمده بین روش‌های فعال و غیر فعال این است که روش‌های فعال برای بهبود انتقال حرارت نیاز به انرژی خارجی دارند در صورتی که روش‌های غیر فعال احتیاج به چنین توان خارجی ندارند. در روش‌های غیر فعال عموماً از سطوح اصلاح شده یا اصلاح هندسی راهگانه‌های جریان یا از ترکیب یک کلاف درون لوله‌ای (ک.د.ل.)^۱ یا تجهیزاتی اضافی استفاده می‌کنند.

به استثنای سطوح گسترش یافته که مساحت سطح انتقال حرارت مؤثر را افزایش می‌دهد، سایر روش‌های غیر فعال با آشفته کردن یا دگرگون سازی رفتار جریان سیال موجود باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شوند. این راه با مقداری افت فشار همراه می‌باشد. در مورد روش‌های فعال، بکارگیری توان بیرونی اضافی در قالب تجهیزات اصلاح کننده جریان باعث بهبود نرخ انتقال حرارت می‌شود [۱].

کلاف‌های درون لوله‌ای انواع مختلفی از وسایل افزاینده انتقال حرارت‌اند که تغییر جهت مماسی به جهت محوری مزیت مهم این تجهیزات است. در شکل (۱)، نمونه‌هایی از آنها نشان داده شده است. کاربرد کلاف‌های سیمی درون لوله‌ای را اولین بار چینی‌ها مطرح کردند و به یکی از موفق‌ترین ابتکارهای مهندسی تبدیل شد. بر اثر عبور جریان سیال کلاف‌های سیمی که حرکت رفت و برگشتی یا دورانی دارند، باعث جریان یافتن سیال در راستای شعاعی می‌شود که این انتقال جرم باعث افزایش حرارت جابجائی می‌شود.



شکل ۱: نمونه‌هایی از کلاف‌های درون لوله‌ای

از طرفی با از بین بردن لایه مرزی، مقاومت اعمالی آن را کم می‌کند. همچنین با زاویه دادن به سیال در برخورد با سطح جامد، احتمال تشکیل رسوب کم می‌شود و در صورت تشکیل رسوب باعث کنده شدن آن می‌شود [۲].

مطالعات فراوانی درخصوص بکارگیری ک.د.ل. و تأثیر آنها بر سامانه‌های حرارتی انجام شده‌اند. بخشی از این تحقیقات برای ک.د.ل. در جریان‌های آرام و بخشی دیگر در جریان‌های مغشوش است [۳].

مطالعات اولیه برای طراحی مناسب و بهینه‌سازی هندسی مبدل حرارتی‌اند. به عنوان نمونه وب^۲ و همکاران [۴] با استفاده از روش‌های نیمه تحلیلی، جریان عبوری از پره‌های مبدل حرارتی و همچنین تغییر جنس مبدل حرارتی را بررسی نمودند. مطالعه دیگر را اسر^۳ و همکاران [۵] در شرکت فیات برای دستیابی به دمای هوای ورودی خنک کن که منجر به جوش آمدن آب داخل مبدل حرارتی می‌شود؛ انجام دادند.

بیشتر کارهای انجام شده بر روی مبدل‌های حرارتی فشرده مخصوصاً مبدل حرارتی خودرو به مطالعه افت فشار سمت هوای مبدل حرارتی برمی‌گردد. اولیت^۴ و همکاران [۶] با شبیه سازی ریاضی، تأثیر متغیرهای مختلف نظیر شار جریان عبوری از مبدل حرارتی را بر عملکرد سامانه خنک کاری به صورت عددی بررسی نمودند. آنها نشان دادند که با افزایش شار هوای عبوری، ظرفیت خنک‌کنندگی افزایش می‌یابد؛ به صورتی که مشتق منحنی ظرفیت خنک‌کنندگی با افزایش شار کاهش پیدا می‌کند.

گفورد^۵ و همکاران [۷] تأثیر اجزای پایین دست پروانه را، نظیر موتور، بر عملکرد دمنده‌های محوری در سامانه خنک کاری خودرو بررسی کردند. آنها نشان دادند اجزای پایین دست پروانه، در کاهش فشار و در نتیجه کاهش شار جریان سهم مؤثری دارند.

² Webb

³ Ecer

⁴ Oliet

⁵ Gifford

¹ Tube insert

می‌توان معادله آتی را برای نرخ انتقال حرارت Q بر حسب ضریب تبادل حرارتی بین دو سیال نوشت [۹]:

$$Q = Q_C = Q_h = FUA\Delta T_{LMTD} \quad (5)$$

که F ضریب تصحیح، UA ضریب انتقال حرارت کل مبدل در مساحت انتقال حرارت و ΔT_{LMTD} اختلاف میانگین لگاریتمی‌اند و از معادله آتی محاسبه می‌شود [۹]:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (6)$$

همچنین مقدار ضریب انتقال حرارت کل در مبدل از معادله آتی به دست می‌آید [۹]:

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{U_0 A_0} + R_w + \frac{1}{U_1 A_1} \quad (7)$$

که در آن U_i ضریب انتقال حرارت، A_i مساحت مؤثر انتقال حرارت سمت داخل لوله، R_w مقاومت لوله، U_0 ضریب انتقال حرارت و A_0 مساحت مؤثر انتقال حرارت سمت بیرون‌اند. جمله دوم با توجه به نازک بودن لوله‌های به کار رفته در مبدل‌های حرارتی از معادله آتی محاسبه می‌شود:

$$R_w = t / A_i k_w \quad (8)$$

که در آن t ، ضخامت و k_w ضریب انتقال هدایتی لوله‌اند. به طور کلی ضریب انتقال حرارت جابجائی در مبدل حرارتی h_i مطابق معادله آتی محاسبه می‌شود:

$$h_i = Nu_i k_i / D_{h,i} \quad (9)$$

که در آن k_i ، ضریب هدایت حرارتی آب و $D_{h,i}$ قطر آبی (هیدرولیکی)‌اند. قطر آبی از معادله آتی محاسبه می‌گردد [۹].

$$D_{h,i} = 4S_p / P_p \quad (10)$$

که در آن S_p مساحت سطح مقطع و P_p محیط تر شده‌اند که بر اساس هندسه مبدل حرارتی محاسبه می‌گردند. ضریب اصطکاک f نیز به کمک معادله (۱۱) محاسبه می‌شود:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (11)$$

که U سرعت متوسط جریان و ΔP افت فشار در داخل مبدل حرارتی‌اند.

همچنین، عدد ناسلت (Nu_i) عددی بدون بُعد است که بر حسب مشخصات جریان و خواص فیزیکی محاسبه می‌شود. برای جریان‌های آرام و مغشوش درون لوله، می‌توان از معادله‌های ارائه شده در منابع استفاده کرد. به طور مثال، در این تحقیق، از معادله آتی برای محاسبه عدد ناسلت استفاده می‌شود [۱۰].

$$Nu = 0.28 Re^{0.35} Pr^{0.36} \quad (12)$$

در سال‌های اخیر نیز پیغمبرزاده و همکاران در مطالعه‌ای آزمایشگاهی تأثیر نانوسیال را بر عملکرد حرارتی مبدل خودرو بررسی کردند. آنها در غلظت‌های مختلف نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم و در شارهای مختلف در جریان مغشوش نشان دادند که با بکارگیری نانوسیال به جای آب در مبدل حرارتی خودرو می‌توان افزایش چشمگیری را در ضریب انتقال حرارت مشاهده نمود [۸].

بررسی تحقیقات انجام شده درخصوص مبدل حرارتی خودروها تاکنون نشان می‌دهد که افزایش بازده مبدل حرارتی و بهبود عملکرد سامانه خنک کاری از مهمترین مسائل طراحان خودرو است. علی‌رغم تحقیقات محدود انجام شده برای افزایش بازده سامانه خنک‌کاری، تا کنون هیچ مطالعه‌ای مبنی بر استفاده از ک.دل. در مبدل حرارتی خودرو برای بهبود بازده انجام نگرفته است.

بنابراین در این مقاله به عنوان ابتکاری جدید از این روش برای بهبود عملکرد سامانه خنک کاری موتور بهره گرفته شده است. در واقع با اجرای مطالعه‌ای تجربی، تأثیر ک.دل. بر عملکرد حرارتی مبدل خودرو بررسی شده است. در ادامه مباحث نظری، دستگاه آزمایش و روش اجرای آزمون‌ها ارائه می‌شوند. در پایان مقدار تأثیر استفاده از ک.دل. در مبدل حرارتی خودرو شرح داده می‌شود.

۲ مبانی نظری

در استفاده از مبدل‌های حرارتی فشرده لازم است تا مبانی اصلی تعیین نرخ انتقال حرارت در مبدل شرح داده شود. به طور کلی هر مبدل دارای دو سمت سرد و گرم است. نرخ انتقال حرارت سمت سرد $Q_c (W)$ از معادله آتی محاسبه می‌شود:

$$Q_C = C_C (T_{C,0} - T_{C,i}) \quad (1)$$

که در آن $T_{C,0}$ ، $T_{C,i}$ و C_C بترتیب دمای ورودی، دمای خروجی و ظرفیت حرارتی سیال سرد‌اند. ظرفیت حرارتی سیال سرد از معادله آتی به دست می‌آید:

$$C_C = m_c C_{p,c} \quad (2)$$

که در آن m_c نرخ جریان جرمی و $C_{p,c}$ ظرفیت حرارتی ویژه سیال سرد‌اند.

همچنین برای سیال گرم نرخ انتقال حرارت، Q_h از معادله آتی محاسبه می‌گردد:

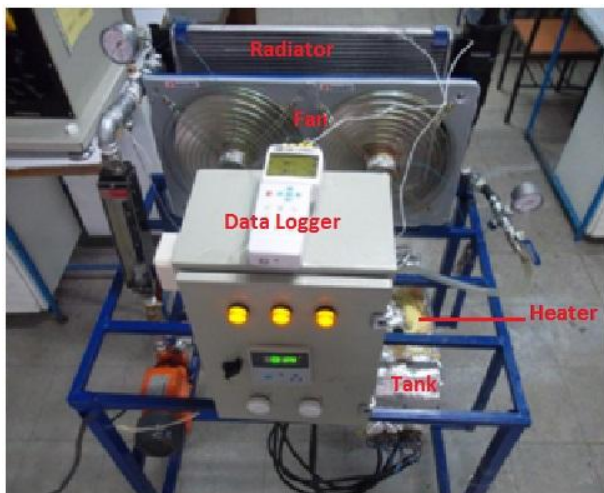
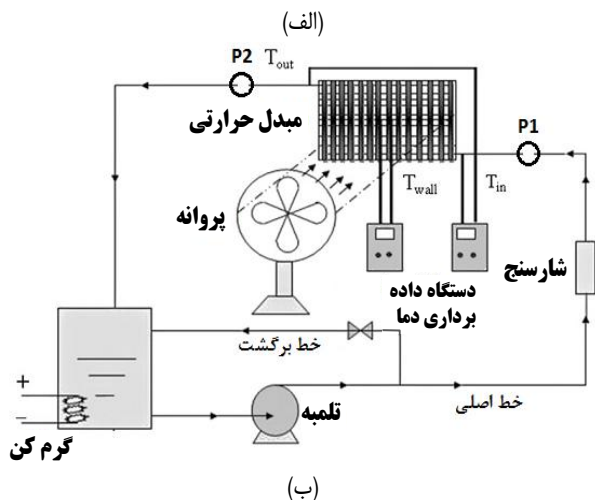
$$Q_h = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3)$$

که در آن $T_{h,i}$ ، $T_{h,o}$ و C_h بترتیب دمای ورودی، دمای خروجی و ظرفیت حرارتی سیال گرم‌اند. ظرفیت حرارتی سیال گرم بر اساس معادله آتی محاسبه می‌شود:

$$C_h = m_h C_{p,h} \quad (4)$$

که m_h نرخ جریان جرمی و $C_{p,h}$ ظرفیت حرارتی ویژه سیال گرم‌اند.

دماهای اندازه‌گیری شده در دستگاه داده‌برداری ثبت می‌شوند. همچنین، از شارسنجی (روتامتر) برای اندازه‌گیری شار جریان استفاده شده است. افت فشار بوجود آمده در مبدل حرارتی نیز به کمک دو فشارسنج نصب شده در ورودی و خروجی مبدل حرارتی اندازه‌گیری می‌شود.



شکل ۲: دستگاه آزمایش؛ (الف) نمای دستگاه (ب) تصویر دستگاه



شکل ۳: کلاف درون لوله‌ای آزمون‌ها

مقادیر فیزیکی متعلق به خواص مواد در دمای متوسط سمت داخل مبدل حرارتی محاسبه می‌شوند. چنانچه تغییرات و تفاوت دمای دو سمت مبدل زیاد باشد، تغییرات خواص مواد زیاد است و باید اثر آنها را در نظر گرفت. البته در این مقاله خواص ثابت فرض شده اند. استفاده از ک.د.ل. از آن لحاظ که باعث افزایش نرخ انتقال حرارت می‌باشد بسیار حائز اهمیت است ولی این نکته را نباید فراموش کرد که این وسایل باعث افزایش افت فشار و در نتیجه افزایش مصرف انرژی نیز می‌شوند. بنابراین در عملکرد با قدرت ثابت تلمبه در حالت با و بدون ک.د.ل. می‌توان این متغیر عملکردی را معرفی کرد [۱۱].

$$\eta = \left(\frac{h_c}{h_s} \right)_{pp} = \left(\frac{Nu_c}{Nu_s} \right)_{pp} = \left(\frac{f_s}{f_c} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

که h_c ضریب انتقال حرارت متعلق به مبدل حرارتی اصلاح شده با ک.د.ل. به h_s ضریب انتقال حرارت متعلق به مبدل حرارتی بدون ک.د.ل. با یک قدرت مکش ثابت است. زیرنویس c بیانگر لوله اصلاح شده با ک.د.ل. و زیرنویس s معرف لوله صاف بدون ک.د.ل. است.

۳) دستگاه آزمایش

شکل (۲) دستگاه آزمایشگاهی مورد استفاده در این تحقیق را نشان می‌دهد. با توجه به ماهیت آزمایش به منظور شبیه سازی خنک‌کاری در مبدل حرارتی خودرو، دستگاه آزمایش از تجهیزات مکانیکی و برقی شامل مخزن ذخیره، گرمکن برای گرم کردن سیال، لوله‌های اتصال، تلمبه برای انتقال سیال، شارسنج برای اندازه‌گیری جریان آب، نمایشگر دما، مبدل حرارتی خودرو (مبدل حرارتی جریان متقاطع)، پروانه، اتصالات و دمابان تشکیل شده است.

برای تبادل حرارت از مبدل حرارتی آلومینیومی جریان متقاطع با لوله پره دار با طول ۰٫۶۲۹ متر و عرض ۰٫۳۸ متر استفاده شده است. این مبدل شامل ۴۰ لوله افقی است و هر لوله بزرگ دارای یک صفحه جداکننده در وسط است که جمعاً شامل ۸۰ عدد لوله است. فاصله بین لوله‌ها را پره‌های نازک آلومینیومی که به صورت عمود بر لوله‌ها قرار دارند پر کرده‌اند. سطح مقطع لوله مبدل حرارتی غیر مدور و اندازه آن، ۰٫۰۱۵۶ × ۰٫۰۱۲ متر است.

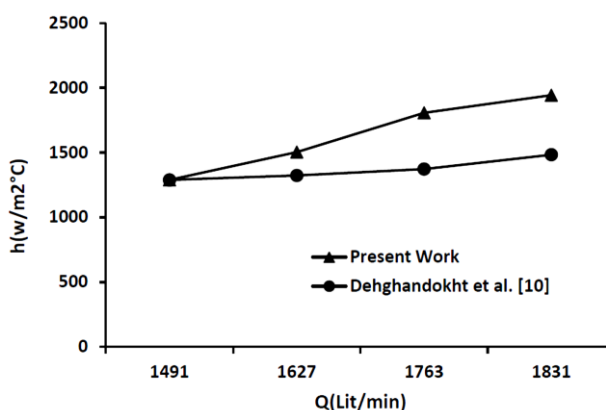
برای محاسبات، به دماهای ورودی و خروجی سیال در مبدل حرارتی و دمای دیواره مبدل حرارتی نیاز است. بنابراین برای اندازه‌گیری دماها بدین شرح عمل شد:

- ۲ عدد دماسنج نوع K به قطر ۱ میلی‌متر و دقت ۱ درجه سانتی‌گراد برای اندازه‌گیری دماهای ورودی و خروجی سیال درون مبدل حرارتی
- ۲ عدد دماسنج دیگر از همان نوع نیز بر روی دیواره مبدل حرارتی و روی لوله‌ها یکی بر روی لوله شماره ۱۰ (شکل ۳) از بالا و دیگری روی لوله شماره ۱۰ (شکل ۳) از پایین

بار برای ۷ شار مختلف (هفت رینولدز متفاوت یعنی از رینولدز حدود ۱۰۰۰ تا ۲۱۰۰) انجام گرفته است.

شکل (۵) تغییرات ضریب انتقال حرارت بر حسب عدد رینولدز در حالت‌های با و بدون استفاده از ک.دل. را نشان می‌دهد. همان طور که از شکل پیداست مقدار ضریب انتقال حرارت در حالت استفاده از ک.دل. با افزایش عدد رینولدز افزایش پیدا کرده است. متوسط این مقدار مطلوبی است. چنانچه در شکل مشاهده می‌شود مقدار افزایش انتقال حرارت در اعداد رینولدز متفاوت است. به طوری که کمترین مقدار آن برای رینولدز ۱۸۰۰ و به مقدار ۵ درصد و بیشترین مقدار آن برای رینولدز ۱۲۰۰ و به مقدار ۴۱ درصد است. علت این افزایش در ضریب انتقال حرارت را می‌توان به افزایش نرخ انتقال اندازه حرکت جریان درون مبدل حرارتی به واسطه قرار دادن ک.دل. نسبت داد. با توجه به اثر منفی (افزایش افت فشار) که ک.دل. در کنار همه آثار مثبتش دارد؛ بررسی مقدار افت فشار ایجاد شده به واسطه استفاده از ک.دل. ضروری است. بر این اساس افت فشار موجود در مبدل حرارتی در دو حالت با و بدون ک.دل. در شکل (۶) با هم مقایسه شده است.

نتایج نمودار حاکی از آن است که با افزایش شار عبوری از مبدل حرارتی مقدار افت فشار حاصل از بکار بردن ک.دل. بیشتر می‌شود. چنانچه مشاهده می‌شود اختلاف موجود در مقدار افت فشار بوجود آمده در مبدل حرارتی با بکارگیری ک.دل. در مبدل حرارتی چندان زیاد نیست و این نشان دهنده آن است که استفاده از ک.دل. به طور کلی برای مبدل حرارتی مفید است. با این وجود و به دلیل اثر تقابلی افت فشار و ضریب انتقال حرارت در مبدل حرارتی و برای ارزیابی دقیق تر عملکرد مبدل حرارتی از متغیر ضریب عملکرد استفاده می‌شود. این متغیر در بخش مقدمه به طور کامل معرفی شده است.



شکل ۴: مقایسه نظری و تجربی ضریب انتقال حرارت بر اساس عدد رینولدز

بنابراین به کمک معادله های ۵ و ۹ و داده های به دست آمده از دماسنج ها ضریب انتقال حرارت برای تمامی حالت ها (با و بدون ک.دل.) تعیین می‌شود. از معادله ۱۱ نیز ضریب اصطکاک برای تمامی حالت ها به دست می‌آید. سپس با داشتن ضریب انتقال حرارت، عدد ناسلت و همچنین ضریب اصطکاک و با استفاده از معادله ۱۲ ضریب عملکرد حرارتی مبدل حرارتی محاسبه می‌گردد. افت فشار ایجاد شده در مبدل حرارتی نیز اختلاف بین فشار نشان داده شده در فشارسنج های ورودی و خروجی مبدل حرارتی است. برای آشفته نمودن جریان و بهبود ضریب انتقال حرارت از سیم فولادی با قطر ۰,۲۵ میلی‌متر به شکلی خاص درون لوله مبدل حرارتی استفاده شد. نحوه نصب نیز به گونه‌ای بود که هم افت فشار کم باشد و هم درون لوله بخوبی قرار گیرد. سیم به صورت موجی (بالا-پایین) با دامنه ۷ میلی‌متر و فاصله بین دو قله، ۹ میلی‌متر در داخل راهگاه‌های مبدل حرارتی قرار داده شد. شکل (۳) ک.دل. مورد استفاده را نشان می‌دهد.

۴) بحث و بررسی نتایج

سیال استفاده شده در این آزمایش آب مقطر تهیه شده از یک دستگاه آب مقطر دو بار تقطیر است. در ابتدا آزمایش در شارهای مختلف (یعنی رینولدزهای مختلف) برای مبدل حرارتی پژو ۴۰۵ انجام و سپس با قرار دادن ک.دل. در داخل مبدل حرارتی و در محل های هدف دوباره برای همان شارهای قبلی، آزمایش‌ها تکرار شدند. در نهایت به کمک دماهای به دست آمده از آزمایش‌ها در شرایط مختلف و همچنین معادله‌های بیان شده برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و ضریب عملکرد حرارتی؛ ضریب انتقال حرارت سیال درون مبدل حرارتی و ضریب عملکرد کلی مبدل حرارتی همراه با افت فشار ایجاد شده در مبدل حرارتی به دست آمدند.

شکل (۴) مقایسه نظری و تجربی ضریب انتقال حرارت بر حسب عدد رینولدز را در تحقیق حاضر و منابع دیگر نشان می‌دهد.

همان طور که از شکل مشخص است با افزایش عدد رینولدز، ضریب انتقال حرارت سیال درون مبدل حرارتی بیشتر می‌شود. همچنین اختلاف نتایج تجربی کار حاضر با نتایج معادله تجربی ارائه شده دهقاندهخت بیشتر می‌شود. البته چنانچه در شکل نیز مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز اختلاف بیشتر می‌گردد که این نشان‌دهنده عدم اعتبار شبیه سازی دهقاندهخت است که در رینولدزهای بزرگ از صحت آن کاسته می‌شود.

پس از آزمایش مبدل حرارتی بدون ک.دل.، این بار آزمایش‌های قبل با مبدل حرارتی که ک.دل. در داخل آن جاسازی شده؛ انجام می‌شود. در این حالت پس از قرار دادن ک.دل. درون لوله های مبدل حرارتی؛ آزمایش‌های لازم با آب مقطر انجام می‌گیرد. آزمایش‌ها این

این بخاطر آن است که با توجه به هندسه مبدل حرارتی در رینولدزهای بزرگ به دلیل اثر شدید اندازه حرکت جریان و نزدیک شدن به جریان مغشوش تأثیر افت‌های اصطکاکی یعنی افت فشار بسیار زیاد می‌شود. چنانچه در شکل مشاهده می‌شود ضریب عملکرد از ۱,۱۷ تا ۱,۴۲ برای رینولدزهای مختلف تغییر می‌کند.

در نهایت تحلیل خطا با محاسبه خطاهای اندازه‌گیری انجام شد. به طوری که محدوده عدم قطعیت برای ضریب انتقال حرارت از خطاهای اندازه‌گیری شار سنج، قطر آبی و دماسنج‌ها به دست می‌آید. برای ضریب عملکرد نیز علاوه بر خطاهای ذکر شده، خطای فشارسنج نیز اضافه می‌گردد. بر اساس تحلیل خطای شرح داده شده مفت^۱ [۱۲] حداکثر خطای اندازه‌گیری برای ضریب انتقال حرارت و ضریب عملکرد حرارتی بترتیب ۱۵,۸ و ۱۸,۳ است.

۶ نتیجه‌گیری

هدف این پژوهش استفاده از ک.د.ل. در مبدل حرارتی و بررسی تأثیر آن بر عملکرد مبدل حرارتی خودرو بود. با شبیه‌سازی سامانه خنک‌کاری خودرو در آزمون تجربی این موضوع بررسی شد. نتیجه اصلی این تحقیق بیانگر این است که استفاده از ک.د.ل. در مبدل حرارتی سامانه خنک‌کاری خودرو علاوه بر اینکه ضریب انتقال حرارت را افزایش می‌دهد؛ عملکرد حرارتی مبدل حرارتی را بویژه در رینولدزهای کوچک بهبود می‌دهد. نتایج نشان می‌دهند که ضریب انتقال حرارت به طور متوسط تا ۲۳ درصد افزایش می‌یابد و ضریب عملکرد از ۱,۱۷ تا ۱,۴۲ برای رینولدزهای مختلف تغییر می‌کند.

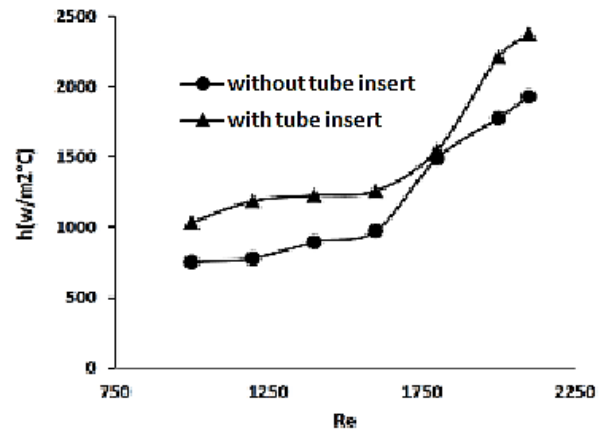
تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله از هم‌فکری و همکاری دانشکده مهندسی دانشگاه یاسوج کمال سپاسگزاری را دارند.

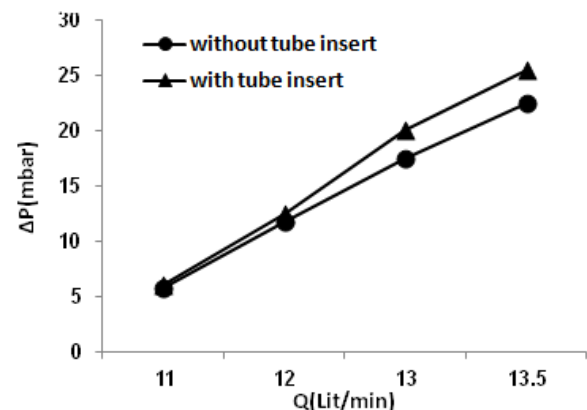
References

- [1] A. Bejan, D.K. Allan, Heat transfer handbook, Hoboken, John Wiley and Sons Inc., 2003
- [2] A.E. Bergles, Techniques to augment heat transfer. In: V.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, E. Ganie (Editors), Handbook of heat transfer amplification, New York, McGraw-Hill, 1985
- [3] S. Liu, M. Sakr, A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 19, pp. 64-81, 2013
- [4] A. Sahnoun, R.L. Webb, Prediction of heat transfer and friction for louver fin geometry, Journal of heat transfer, Vol. 114, No. 4, 1992

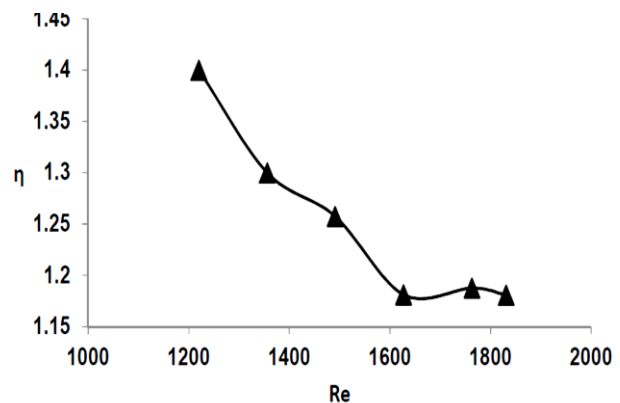
شکل (۷) ضریب عملکرد مبدل حرارتی دارای ک.د.ل. را در شارهای مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل نمایان است، ضریب عملکرد ک.د.ل. بزرگتر از واحد است و این یعنی بکارگیری ک.د.ل. درون مبدل حرارتی عملاً امکان‌پذیر و اقتصادی است. البته در رینولدزهای بزرگتر اثر ک.د.ل. کمتر می‌شود.



شکل ۵: ضریب انتقال حرارت بر حسب عدد رینولدز با و بدون ک.د.ل.



شکل ۶: تغییرات افت فشار درون لوله‌های مبدل حرارتی بر حسب شار عبوری با بکار بردن ک.د.ل.



شکل ۷: ضریب عملکرد مبدل حرارتی دارای ک.د.ل.

- [10] M. Dehghandokht, M.G. Khan, A. Fartaj, S. Sanaye, Flow and heat transfer characteristics of water and ethylene glycol/water in a multi-port serpentine meso-channel heat exchanger, *International Journal Thermal Science*, Vol. 50, pp. 1615-1627, 2011
- [11] S. Eiamsa-ard, P. Seemawute, K. Wongcharee, Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, No. 6, pp. 711-719, 2010.
- [12] R.J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental results, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 3-17, 1988
- [5] A. Ecer, Air flow and heat transfer analysis of an automotive engine radiator to calculate air-to-boil temperature, SAE International, Paper No. 951015, 1996
- [6] C. Oliet, A. Oliva, J. Castro, C.D. Perez-Segarra, Parametric studies on automotive radiators, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 2033-2043, 2007
- [7] N.L. Gifford, E. Savory, R.J. Martinuzzi, Experimental study of automotive cooling fan aerodynamics, SAE World Congress, Detroit, Michigan, USA, Paper 07HX-56, 2007
- [8] S.M. Peyghambarzadeh, S.H. Hashemabadi, M.S. Jamnani, S.M. Hoseini, Improving the cooling performance of automobile radiator with Al₂O₃/water nano-fluid, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 8, pp. 1833-1838, 2011
- [9] R.K. Shah, Heat exchanger basic design method, *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Hemisphere, New York, pp. 21-72, 1983



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir



Effect of the tube insert in vehicle radiator on thermal performance

K. Goudarzi^{1*}, G. Azizi²

¹Mechanical Engineering, College of Engineering, Yasouj University, Yasouj, Iran, kgoudarzi@iust.ac.ir

²Mechanical Engineering, College of Engineering, Yasouj University, Yasouj, Iran, ghodratazizi9@gmail.com

*Corresponding Author, Phone Number: +98-7412221711

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 23 November 2013

Accepted: 15 December 2013

Keywords:

Vehicle cooling system

Radiator

Tube insert

ABSTRACT

In this work, an experimental study has been performed to evaluate the effect of the tube insert in an engine cooling system (the radiator of Peugeot 405). Experimental setups, as an automobile cooling system, was simulated to perform experiments for assessing the effect of the tube insert in the thermal performance of the radiator. A tube insert with a thin wire of a sinusoidal profile steel tube, as a turbulator, was used in the radiator. Results showed that when tube inserts were used, we reached 23% average value, 5% minimum value and 41% maximum value for the heat transfer coefficient enhancement. Also, experimental data exhibited a good agreement with correlations of other researchers.

© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.