



مطالعه تجربی اثر افت فشار و انتقال حرارت چگالشی مبرد R-406a در لوله‌های مجهز به پره‌های دورپیچ در گام‌ها و طول‌های مختلف

علی یوسفی تیره شبانکاره^۱، سید علی آقا میر جلیلی^{۲*}، سید امیر عباس علومی^۳، محمدرضا سلیم پور^۴

^۱ دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، واحد یزد، دانشگاه آزاد اسلامی، یزد، ایران

^۲ دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد یزد، دانشگاه آزاد اسلامی، یزد، ایران

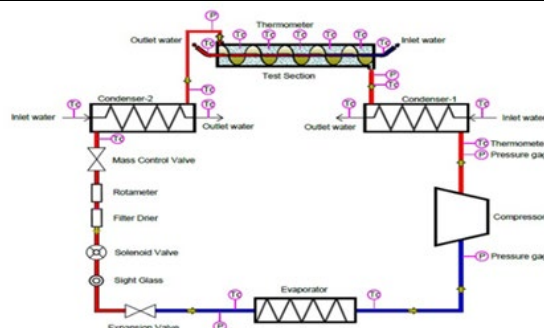
^۳ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد یزد، دانشگاه آزاد اسلامی، یزد، ایران

^۴ استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

برجسته‌ها

- به کارگیری مدل‌های مختلف TESF در مبدل حرارتی با مبرد R-406a به صورت تجربی با پره‌های پیچشی اطراف لوله در چند حالت
- مبرد ترکیبی R-406a جایگزین مناسبی برای سیستم‌های با مبرد R12 می‌باشد.
- افزایش ضریب انتقال حرارت و افت فشار با افزایش دبی جرمی و کیفیت بخار مبرد

چکیده گرافیکی



مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۱/۰۶/۰۹

بازنگری: ۱۴۰۱/۰۶/۱۹

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۸/۰۱

ارائه برخط: ۱۴۰۱/۰۹/۲۱

*نویسنده مسئول:

saa_mirjalily@iauyazd.ac.ir

کلیدواژه‌ها:

افت فشار

مبرد R-406a

دورپیچ

مقادیر پتانسیل تخریب لایه ازون (ODP)

پتانسیل گرمایش جهانی (GWP)

چکیده

مبرد R-134a مطابق با پروتکل مونترال، به عنوان جایگزینی بالقوه برای مبرد R12 پیشنهاد شده و مطابق با پروتکل کیوتو، استفاده از R-134a، که پتانسیل گرمایش جهانی قابل توجهی دارد، می‌بایست کاهش یابد. با بررسی تحقیقات انجام شده مبردی که بتواند چالش‌های پتانسیل تخریب لایه ازن ODP و پتانسیل گرمایش جهانی GWP را با هم برطرف کند ارائه نگردیده است. در مطالعه تجربی حاضر، مبرد ترکیبی سازگار با محیط زیست و با حداقل مقادیر ODP و GWP که از نظر عملکرد تقریباً مشابه R12 میباشد، مورد بررسی قرار گرفته است. آزمایش‌های انجام شده روی مبرد ترکیبی R-406a نشان می‌دهد که می‌تواند جایگزین مناسبی با توجه به مقادیر بسیار پایین ODP و GWP، برای مبرد R12 می‌باشد. در این مطالعه، افت فشار ناشی از اثر پیچش در چگالش بخار R-406a در مبدل‌های افقی با سیکل تبرید تراکمی و همچنین تغییرات ضریب انتقال حرارت بررسی شده است. در آزمایش‌های انجام شده پارامترهایی مانند جریان جرمی، دما و فشار برای مبرد R-406a و آب در قسمت ورودی و خروجی کندانسورها اندازه‌گیری شده است. با بررسی نتایج حاصله برای لوله‌های دارای دور پیچی مشخص گردید که با کاهش گام، انتقال حرارت و نیز افت فشار افزایش می‌یابد. استفاده از دورپیچ ضریب انتقال حرارت متوسط و افت فشار را به ترتیب تا حدود ۴۷٪ و ۲۲۰٪ نسبت به لوله صاف افزایش می‌دهد. در نهایت با استفاده از نتایج حاصل برای مبدل‌های با دورپیچ و بر اساس روابطی که به بهترین حالت با نتایج تجربی مربوط به افت فشار مطابقت داشته باشد، رابطه جدیدی برای افت فشار در مبدل با دورپیچ ارائه گردید. مقادیر محاسبه شده توسط این رابطه در محدوده تقریباً ۱۵ درصد مقادیر تجربی می‌باشد.

۱- مقدمه

دارد. بنابراین افزایش در عملکرد مبدل حرارتی در خلال تکنیک‌های بهبود مهم است و منجر به صرفه‌جویی قابل‌ملاحظه‌ای در هزینه مواد می‌شود. بعلاوه چنانچه یک مبدل فرسوده شود مقاومت برای انتقال حرارت افزایش می‌یابد این مشکلات برای مبدل‌های مورد استفاده در کاربردهای دریانوردی و صنایع شیمیایی خیلی رایج می‌باشد [۵، ۶]. علاوه بر این، اگر یک مبدل حرارتی فرسوده شود، مقاومت در برابر انتقال حرارت افزایش می‌یابد، که بیشتر در مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در کاربردهای دریایی و صنایع شیمیایی رایج است [۷]. در مواردی که مبدل حرارتی با سیالاتی با هدایت حرارتی پایین (گازها و روغن‌ها) و قابلیت املاح‌گیری پایین، کار می‌کنند نیاز به افزایش در شدت انتقال حرارت وجود دارد. شدت انتقال حرارت را می‌توان با به وجود آوردن یک اغتشاش در جریان سیال بهبود بخشید (بریدن لایه‌مرزی لزج و حرارتی) اما این فرآیند به‌وضوح توان مصرفی را افزایش می‌دهد که در نهایت هزینه‌های مصرفی را افزایش می‌یابد. [۸، ۹] ناگرانی و همکاران [۱۰] یک مطالعه جامع از اثرات یک سطح گسترده در ویژگی‌های انتقال حرارت ارائه کردند. تأثیر شیب لوله، باله‌های داخلی، و نوار پیچ‌خورده بر تراکم بخار در داخل لوله‌های افقی مورد مطالعه قرار گرفت. آن‌ها نشان دادند که شیب لوله تأثیر کمی بر میزان انتقال حرارت دارد، درحالی‌که ضریب انتقال حرارت (HTC) کندانسورهای افقی با قرار دادن یک نوار پیچ‌خورده تا ۳۰ درصد در مقایسه با یک لوله صاف افزایش یافته است. چیو و همکاران [۱۱] از ۱۶ فنر با قطر سیم و گام‌های مختلف برای افزایش انتقال حرارت درون لوله استفاده کرد. نتایج به‌دست‌آمده نشان داد که در یک توان پمپاژ ثابت و برای جریان تک‌فاز، HTC در اعداد رینولدز کمتر از ۱۲۰۰ تا ۳۰۰ درصد در مقایسه با لوله‌های صاف افزایش یافته است. تسای و همکاران [۱۲] ویژگی‌های انتقال حرارت را در یک مبدل حرارتی مزدوج با استفاده از سطح باله موج‌دار افزایش داد. لیائو و شین [۱۳] به‌طور تجربی انتقال حرارت و خواص اصطکاک و افت فشار ۴ لوله مختلف را با سطوح منبسط‌شده و نوارهای پیچ‌خورده دانه‌دار در داخل بررسی کردند. آن‌ها مشاهده کردند که میانگین عدد استانتون تا ۵/۸ برابر در داخل لوله با نوار پیچ‌خورده پیوسته با سطح انبساط و ضریب

با معرفی پروتکل مونترال و در روند کاهش تدریجی ODS، استفاده از انواع مبردهای CFC و HCFC ممنوع شده است. نگرانی‌های مربوط به تخریب لایه ازن و تغییرات آب‌وهوا در سطوح مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. تخریب لایه ازن با تغییرات آب و هوایی جهانی و فرآیندهای جوی مرتبط هستند. گازهای گلخانه‌ای مواد شیمیایی مخرب ازن نیز هستند که باعث تغییرات آب و هوایی می‌شوند. حذف تدریجی ODS برای آب‌وهوا مفید است. پروتکل کیوتو انتشار گازهای گلخانه‌ای را که به لایه اوزون آسیب می‌رساند را محدود می‌کند. تغییرات آب و هوایی ناشی از انتشار گازهای گلخانه‌ای ناشی از انسان ممکن است بازیابی لایه ازن را به تأخیر بیندازد؛ بنابراین، پیمان‌های مونترال و کیوتو باهم در ارتباط هستند، زیرا تغییرات آب‌وهوای جهانی و تخریب لایه ازن به هم مرتبط هستند [۱ و ۲]. از این‌رو، نادیده گرفتن ODP یا GWP مبردها به هیچ یک از این مشکلات کمک نمی‌کند. تأسیسات سرمایش و تهویه مطبوع به‌طور قابل توجهی در طی دهه‌ها پیشرفت کرده‌اند و به رشد و توسعه خود ادامه خواهند داد. بنابراین، توسعه مبردهای غیرمخرب ازن و گرمایش جهانی بسیار حائز اهمیت است [۳]. در سال‌های اخیر، قیمت‌های بالای انرژی باعث تلاش روزافزون برای ساخت مبدل‌های حرارتی با حداکثر بازده ممکن شده است. علاوه بر این، به حداقل رساندن اندازه مبدل حرارتی اغلب در کنار نیاز به افزایش انتقال حرارت مورد توجه می‌باشد. بعلاوه بعضی اوقات (مثلاً در کاربردهای فضایی) در کنار لزوم به افزایش انتقال حرارت نیاز به کوچک‌سازی مبدل حرارتی وجود دارد [۴]. مبدل‌های حرارتی کاربردهای گوناگونی در صنعت و مهندسی دارند. فرایند طراحی مبدل‌های حرارتی کاملاً پیچیده است زیرا صرف‌نظر از بررسی عملکرد و صرفه اقتصادی تجهیزات نیاز به تحلیل دقیق شدت انتقال حرارت و افت فشار دارد. دغدغه اصلی در طراحی یک مبدل حرارتی سوار کردن تجهیزات به‌طور فشرده و جمع‌وجور در کنار یکدیگر و به دست آوردن شدت انتقال حرارت بالاتر با استفاده از کمترین توان مصرفی می‌باشد. تکنیک‌هایی که برای بهبود انتقال حرارت بکار می‌رود بستگی به کاربردهای مهندسی

بررسی تجربی اثرات افت فشار ناشی از استفاده مبدل‌های با دورپیچ در گام‌ها و طول‌های مختلف به‌عنوان روشی جدید برای بهبود عملکرد سیستم و با کاهش سطح مبدل‌ها به همراه افزایش ضریب انتقال حرارت در چگالش مبرد R-406a در پارامترهای مختلف در آزمایشگاه بررسی شده است.

۲- دلیل استفاده از مبرد R-134a

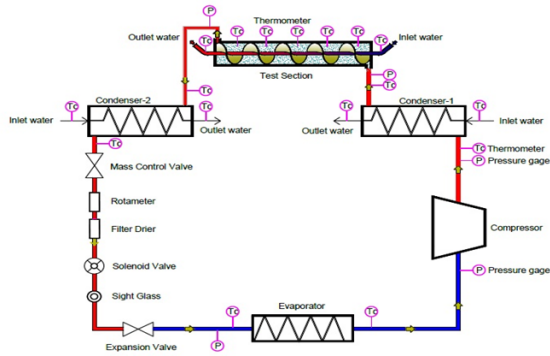
چند مبرد ترکیبی به‌عنوان مبرد جایگزین ارائه شده است، که هیچ یک از آن‌ها تمام شرایط از جمله خواص ترموفیزیکی خوب، ODP کم، GWP پایین، بالا بودن راندمان انرژی، غیرقابل اشتعال، غیر سمی، قابل اختلاط و سازگاری با روغن معدنی را برآورده نمی‌کنند [۴ و ۵]. در جدول ۱ فهرستی از مبردهای خالص و مخلوط همراه با مقادیر ODP و GWP آن‌ها نشان داده شده است [۶]. به دلیل اشتعال‌پذیری تأیید شده آن‌ها، استفاده از این مبردها در مقادیر زیاد به دلایل ایمنی ممنوع است [۷]. در ابتدا مقاله بررسی می‌کنیم که آیا مبرد R12 را می‌توان به‌صورت ترمودینامیکی با یک مبرد ترکیبی HCFC-406 در یک کمپرسور هرمتیک رفت و برگشتی برای سیستم‌های تبرید جایگزین کرد یا خیر. یک مطالعه محاسباتی مبرد خالص و مخلوط با استفاده از نرم‌افزار COOLPACK انجام شده است و مبرد مخلوط به‌صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفته و با آزمون پایه انجام شده با استفاده از مبرد R12 مقایسه شده است.

جدول (۱): جایگزین برای مبرد CFC و HCFC و اثرات زیست‌محیطی آن‌ها

مبرد	GWP	ODP	نقطه جوش (°C)
R12 (CFC)	۸۱۰۰	۰/۸۲	-۲۹/۷۹
R-134a (HCFC)	۱۹۰۰	۰/۰۳۶	-۳۲/۷۰

عامل اساسی که هنگام تصمیم‌گیری در مورد کمپرسور برای تأیید مبرد جایگزین باید در نظر گرفته شود، تغییرات فشار اشباع مایع با دمای مبرد (مخلوط) است. برای مبردهای با فشار بخار بیشتر از مبرد R12، ظرفیت کمپرسور باید کاهش یابد، درحالی‌که برای مبردهای با فشار بخار کمتر، ظرفیت کمپرسور باید افزایش یابد. علاوه بر این، شایان ذکر است که ظرفیت‌های پیش‌بینی شده به‌طور مستقیم با فشار بخار مرتبط

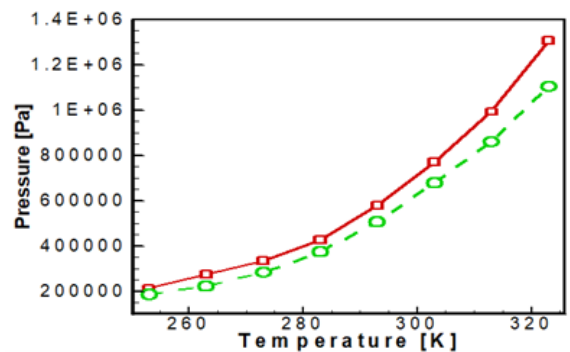
اصطکاک در مقایسه با لوله صاف حدود ۶/۵ برابر افزایش یافته است. سلیم پور و همکاران [۱۴] جابجایی اجباری و آرام را در یک لوله با ساختار مارپیچی با یک چیدمان را به‌صورت تجربی بررسی کردند. در آزمایش آن‌ها دمای دیواره لوله یکنواخت در نظر گرفته شده و نتایج آن‌ها نشان داد که افزایش در نسبت انحنای پره‌ها عدد رینولدز بهینه را کاهش می‌دهد. همچنین انتقال حرارت سیال با ویژگی وابسته به دما را در مبدل‌های حرارتی لوله‌ای پوسته/حلقه‌دار ارزیابی کردند. داده‌های آن‌ها نشان داد که افزایش در گام پیچ‌دار، عدد ناسلت داخلی را کاهش و افت فشار را افزایش می‌دهد. اخوان به آبادی و همکاران [۱۵] به‌طور تجربی افت فشار در تراکم مبرد R-134a را در داخل یک لوله صاف و لوله‌هایی با نواری پیچ‌خورده بررسی کردند. آن‌ها در مقایسه با لوله صاف در میانگین HTC تا ۸۰ درصد افزایش داشتند. میرجلیلی و همکاران [۱۶-۱۸] روش‌های مختلفی برای بهبود انتقال حرارت در کاربردهای مختلف را مورد مطالعه قرار داده‌اند و همچنین مطالعه تجربی افزایش انتقال حرارت در چگالش بخار مبرد R-406a داخل مبدل‌های با مجرای حلقوی همراه با دورپیچ را انجام دادند. در بررسی آزمایشگاهی ایشان آزمایش‌ها بر روی لوله صاف و لوله‌هایی با چهار نوع دورپیچی متفاوت صورت گرفت است. در هر آزمایش پارامترهای گوناگونی از قبیل دبی جرمی مبرد، دمای آب، فشار مبرد در ورودی و خروجی از کندانسورها و ... اندازه‌گیری شده است. با استفاده از داده‌های حاصله، ضرایب انتقال حرارت برای حالت‌های مختلف محاسبه شده است. نتایج به‌دست‌آمده برای لوله صاف با روابط موجود مقایسه کرده‌اند و روابطی که بهترین تطابق را با نتایج آزمایشگاهی مربوط را داشته به‌عنوان رابطه مبنا برای توسعه روابط جدید برای پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت برای لوله‌های مجهز به دورپیچ ارائه نموده‌اند. نتایج به‌دست‌آمده حاکی از آن است که با کاهش گام، انتقال حرارت افزایش می‌یابد. با استفاده از دورپیچ ضریب انتقال حرارت متوسط تا حدود ۴۷٪ نسبت به لوله صاف افزایش را نشان می‌دهد. اگرچه مطالعات مختلفی برای توسعه فرآیند انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی بدون در نظر گرفتن میزان افت فشار ایجاد شده و افزایش مصرف انرژی آن‌ها، در سطوح گسترده انجام شده است. در مطالعه حاضر باهدف



شکل (۲): دیاگرام شماتیک دستگاه تبرید آزمایشگاهی.

کندانسور اولیه یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای از نوع جریان مخالف است که مبرد R-406a داخل لوله درونی آن چگالیده می‌شود. برای آنکه در ورود به کندانسور اصلی مبرد دارای کیفیت مطلوب باشد از یک پیش‌کندانسور (اولیه) استفاده می‌کنیم. پیش‌کندانسور این امکان را فراهم می‌آورد که بتوانیم کیفیت بخار ورودی به کندانسور اصلی را از طریق تغییر دبی سیال خنک‌کن (که در اینجا آب است) تنظیم کنیم. در نتیجه می‌توان تأثیر کیفیت بخار ورودی به کندانسور اصلی را روی ضریب انتقال حرارت و افت فشار مورد بررسی قرار داد. این کندانسور یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای است که آب سرد در لوله داخلی و مبرد در قسمت محیطی لوله داخلی آن به صورت چرخشی جریان می‌یابد. لوله درونی این کندانسور از جنس مس با قطر داخلی ۷/۹ mm و قطر خارجی ۸/۱ mm بوده و طول آن ۱۰ متر می‌باشد. لوله بیرونی از جنس فولاد با قطر ۵۰ mm و طول ۰/۵ متر در نظر گرفته شده است. کندانسور مورد آزمایش لوله‌ای از جنس فولاد به طول ۰/۵ متر و قطر ۵۰ mm که در داخل این لوله، لوله‌ای به صورت دورپیچی شده مطابق شکل ۳ قرار گرفته که مبرد به صورت مارپیچ حول لوله مرکزی که از داخل سیال آب به صورت مخالف در جریان است تبادل حرارت می‌نماید. درجه حرارت در این کندانسور در پنج نقطه و در قسمت بالای لوله اندازه‌گیری می‌شود. همچنین در ورودی و خروجی کندانسور نیز درجه حرارت آب خنک‌کن اندازه‌گیری می‌شود. این اندازه‌گیری‌ها توسط ترموکوپل‌هایی از نوع PT100 که دقت اندازه‌گیری آن‌ها ۰/۱ درجه سانتی‌گراد کالیبره شده است انجام می‌شود. اندازه‌گیری فشار مبرد نیز در ورودی و خروجی از کندانسورها توسط فشارسنج‌ها انجام می‌گیرد. به منظور

است. در نتیجه، فشار و دمای اشباع (نقطه جوش) به تنهایی معیار مناسبی برای حجم جابجایی کمپرسور در مقایسه با حجم کل آن خواهد بود. فشارهای اشباع و دمای جوش مایع برای مبردهای R-12 و R-134a در شکل ۱ نشان داده شده است. پارامترهای عملیاتی (دمای کندانسور و اواپراتور) سیستم تأثیر بسزایی بر عملکرد کمپرسور و راندمان سیکل دارند. ظرفیت کمپرسور بیشتر توسط دمای تبخیر اواپراتور تعیین می‌شود که به عنوان دمای مکش یا تبخیر سیستم نیز شناخته می‌شود. شکل ۱ نشان می‌دهد که مبرد R-134a انتخاب خوبی به عنوان جایگزینی برای مبرد R12 است زیرا دارای خواص فشار-دمای قابل مقایسه و نزدیک به مبرد R12 می‌باشد. جورج اچ. گوپل [۱۹] مبرد R-134a را با نسبت درصدی ۴۱/۴/۵۵ مبردهای R22، R600 و R142 که همگی با روان کننده‌های روغن معدنی سازگار هستند ارائه نموده‌اند. این مبرد به دلیل تأثیر حداقل آن بر لایه اوزون، به عنوان گازهای دوستدار محیط‌زیست طبقه‌بندی می‌شود و از این رو به محیط‌زیست آسیب نمی‌رساند. سیستم‌های تهویه مطبوع و تبرید از مبرد R-406a به دلیل عمر طولانی و دوام زیاد آن نیز استفاده می‌کنند.



شکل (۱): نمودار تغییر فشار و دمای مایع اشباع.

۳- شرح دستگاه آزمایش

دستگاه طراحی شده برای آزمایش یک سیستم تبرید تراکمی بخار مجهز به کلیه وسایل اندازه‌گیری مورد نیاز می‌باشد. طرح شماتیک این سیستم در شکل ۲ نشان داده شده است. این سیستم شامل کمپرسور، کندانسور اولیه، کندانسور اصلی (کندانسور مورد آزمایش)، کندانسور ثانویه، لوله موئین، اواپراتور و تجهیزات لازم برای اندازه‌گیری داده‌ها می‌باشد.

D_i قطر داخلی، L طول لوله، e تعداد دورپیچ‌ها، P گام دورپیچ α زاویه پیچش کویل است. آزمایشات انجام شده تحت عناوین لوله‌های A، B، C، D و E مشخص شده است که هر کدام مربوط به هندسه‌ای خاص می‌باشد، در شکل ۴ نمایش داده شده است. در مجموع ۱۸۰ آزمایش با دبی جرمی متفاوت (0.01 kg/s ، 0.0124 kg/s ، 0.0151 kg/s ، 0.0182 kg/s ، 0.02 kg/s و 0.0225 kg/s) در ۶ کیفیت بخار مختلف برای کندانسور با لوله صاف و کندانسورهای مجهز به دور پیچ انجام شده است. حدود تغییرات پارامترهای کاری در جدول ۳ نشان داده شده است. ابتدا داده‌های آزمایشگاهی برای لوله صاف و سپس سیستم را از مبرد تخلیه کرده و کندانسور با دورپیچ موردنظر نصب می‌گردد و با انجام آزمایش‌های بعدی داده‌ها جمع‌آوری گردیده است. این داده‌ها با ابزارهای مختلف اندازه‌گیری شده‌اند که دقت اندازه‌گیری این تجهیزات متفاوت بوده و به شرح جدول ۴ ارائه شده است. عدم قطعیت دبی جرمی مبرد و دمای اشباع اندازه‌گیری شده با رابطه اسکولتز و کول [۲۰] به ترتیب کمتر از ۰/۴٪ و ۰/۵ درجه سانتی‌گراد و همچنین عدم قطعیت کل افت فشار اندازه‌گیری شده کمتر از ۱/۵ پاسکال می‌باشد.

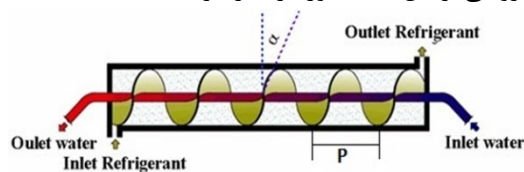
جدول (۲): ابعاد مشخصه مبدل‌های مجهز به دورپیچ

مدل	α [°]	P [mm]	e [mm]	L [mm]	D_i [mm]	D_o [mm]	D_e [mm]
A	۸۵	۴۰	۱۳	۵۰۰	۴۴	۵۹/۸	۵۰/۸
B	۸۰	۶۰	۹	۵۰۰	۴۴	۵۹/۸	۵۰/۸
C	۷۵	۸۰	۷	۵۰۰	۴۴	۵۹/۸	۵۰/۸
D	۶۵	۱۰۰	۵	۵۰۰	۴۴	۵۹/۸	۵۰/۸
E	-	-	-	۵۰۰	۴۴	۵۹/۸	۵۰/۸

جدول (۳): حدود تغییرات پارامترهای آزمایش

دبی جرمی مبرد (kg/s)	۰/۰۱-۰/۰۲۲۵
درجه حرارت چگالش متوسط ($^{\circ}\text{C}$)	۲۷/۸-۳۲/۲۴
شار حرارتی خنک‌کن متوسط در کندانسور اصلی (kW/m^2)	۴/۳۳-۱۴/۳
دبی جرمی آب خنک‌کن (kg/s)	۰/۰۱۷-۰/۱۵
درجه حرارت آب خنک‌کن ($^{\circ}\text{C}$)	۲۲-۲۳/۵
کیفیت بخار ورودی به کندانسور اصلی	۰/۲-۰/۸۵
گام دور پیچ (mm)	۴۰-۱۰۰

محاسبه افت فشار مبرد در کندانسور اصلی، یک اختلاف فشارسنج دیفرانسیلی دیجیتالی ساخت شرکت روزمونت با دقت ۳ پاسکال در قسمت ابتدا و انتهای کندانسور مورد آزمایش نصب شده است. تمام محیط کندانسورها و لوله‌های ارتباطی توسط عایق پلی‌یورتان کاملاً عایق‌کاری شده تا از نشت حرارتی به محیط جلوگیری شود. سیال خروجی از کندانسور اصلی قبل از ورود به فیلتر دایر، روتامتر توربینی و لوله موئین باید مقداری زیر سرد شود تا اگر مایع خروجی از کندانسور دقیقاً روی خط اشباع مایع قرار داشته باشد افت فشارهای ناشی از لوله‌کشی، فیلترها و ... باعث پدیده‌ی فلاش گاز می‌شوند و مقداری از مایع قبل از رسیدن به لوله موئین در مسیر تبدیل به بخار می‌شود. پس به دو دلیل مایع خروجی از کندانسور باید تا دمای پایین‌تر از دمای اشباع متناظر با فشار کندانسور زیر سرد باشد؛ اولاً ظرفیت سرمایش سیکل افزایش می‌یابد زیرا مایع بیشتری وارد اوپراتور می‌گردد و ثانیاً وجود حباب گاز در جریان ورودی به لوله موئین مکانیزیم تنظیم و اندازه‌گیری دبی که توسط روتامتر دیجیتالی با دقت 0.001 kg/s است را مختل می‌کند. زیر سردسازی در کندانسور ثانویه صورت می‌گیرد که درست پس از کندانسور اصلی قرار گرفته است. این کندانسور از لحاظ ساختاری کاملاً مشابه پیش کندانسور می‌باشد و تجهیزات لازم جهت اندازه‌گیری درجه حرارت آب و مبرد و همچنین فشار مبرد در ورود و خروجی از این کندانسور در نظر گرفته شده است.



شکل (۳): کندانسور اصلی (لوله با دورپیچ) طراحی شده و مورد مطالعه

۴- جمع‌آوری و تحلیل داده‌ها

در این تحقیق داده‌های آزمایشگاهی برای مبدل با لوله‌های دارای دورپیچ (کندانسور اصلی) برای چهار گام ۴، ۶، ۸ و ۱۰ میلی‌متری با قطر ۵۰ میلی‌متر جمع‌آوری شده است. پارامترهای مشخصه مبدل‌های دارای دورپیچ در جدول ۲ ارائه شده است. در جدول ۲، D_e قطر معادل، D_o قطر خارجی،

جدول (۴): دقت اندازه‌گیری پارامترهای مختلف

۰/۰۰۱	دبی جرمی مبرد (kg/s)
۰/۰۱	دبی جرمی آب خنک‌کن (kg/s)
۰/۰۱	درجه حرارت آب خنک‌کن (°C)
۰/۰۱	درجه حرارت لوله مسی (°C)
۳	اختلاف فشار (Pa)
۱	طول گام (mm)

۵- بررسی تغییرات انتقال حرارت چگالشی

ضرایب انتقال حرارت چگالشی ایجادشده مبرد R-406a در لوله صاف و همچنین لوله‌های مجهز به دورپیچ در شرایط مختلف محاسبه گردیده است. ضرایب انتقال حرارت با استفاده از مقادیر متوسط شار حرارتی، درجه حرارت چگالشی و درجه حرارت‌های داخلی دیواره لوله و کیفیت بخار نیز با متوسط‌گیری از کیفیت‌های بخار در ورودی و خروجی از کندانسور تحت آزمایش تحت تأثیر عوامل گوناگون، از قبیل سرعت جرمی مبرد، آب و پارامترهای هندسی دورپیچ بر فرآیند محاسبه‌شده است. بر اساس مطالعات انجام‌شده روی منابع موجود، مشخص گردید که روابط بسیار اندکی در این زمینه وجود دارد. با توجه به اینکه این روابط از تطابق چندانی خوبی با داده‌های ما نداشته‌اند، رابطه‌ای جهت پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت در لوله صاف و توسعه این رابطه با پارامترهای مربوط به افزایش‌دهنده انتقال حرارت ارائه گردید [۱۸]. از رابطه (۱) بویکو و کروژیلین [۲۱] به عنوان رابطه پایه استفاده‌شده است.

$$\overline{Nu} = 0.024 Pr^{0.43} Re_1^{0.8} \left(\frac{\left(\frac{\rho_1}{\rho_m} \right)_{in}^{0.5} + \left(\frac{\rho_1}{\rho_m} \right)_{out}^{0.5}}{2} \right) \quad (1)$$

به‌منظور در نظر گرفتن اثر دورپیچ بر ضریب انتقال حرارت، دو پارامتر نسبت تعداد دورها به قطر داخلی لوله (e/D) و نسبت گام دور پیچ به قطر داخلی لوله (P/D) را در معادله فوق وارد می‌کنیم. با توجه به اینکه پیش‌ازاین اخوان بهاباد [۲۲] در تلاش مشابهی به این نتیجه رسید که بجای استفاده از (e^2/pD_i) و (p/D_i) بهتر است از عبارت (e^2/pD_i) استفاده شود ما نیز چنین عمل کردیم البته با این تفاوت که



مدل A ($P = 40$ mm)



مدل B ($P = 60$ mm)



مدل C ($P = 80$ mm)



مدل D ($P = 100$ mm)



بدون دورپیچ-مدل E

شکل (۴): کندانسور اصلی (لوله با دورپیچ) طراحی‌شده در گام‌های مختلف و کندانسور با لوله صاف.

۶- معادلات تعادل فشار

افت فشار ایجادشده در لوله صاف و همچنین لوله‌های مجهز به دورپیچ با مبرد R-406a در شرایط مختلف محاسبه شد که در ادامه به بررسی آن‌ها پرداخته می‌شود. افت فشار کل شامل افت فشار استاتیکی و افت فشار مومنتی و افت فشار اصطکاکی می‌باشد:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{sta} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{fric} \quad (۶)$$

که در لوله‌های افقی از افت فشار استاتیکی صرف نظر می‌شود، در نتیجه داریم:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{sta} + \Delta P_{mom} \quad (۷)$$

که افت فشار مومنتی از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta P_{mom} = G_{total}^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} - \frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} - \frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} \right]_{in} \right\} \quad (۸)$$

که سرعت جرمی کل مایع و بخار و X کیفیت بخار است و ε ضریب وید (اثربخشی) می‌باشد و از رابطه اشتینر [۱۴] برای لوله‌های افقی محاسبه می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_G} P \left\{ \frac{(1+0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_v} - \frac{1-x}{\rho_l} \right)}{+ \frac{1.8(1-x)[g\sigma - \rho_v]^{0.25}}{G_{total}^2 \rho_l^{0.5}}} \right\}^{-1} \quad (۹)$$

با محاسبه افت فشار مومنتی، افت فشار اصطکاکی را می‌توان از داده‌های آزمایشگاهی به دست آورد. مطالعه منابع موجود روابط گوناگونی را برای تخمین افت فشار در چگالش بخار داخل لوله‌های صاف ارائه شده است. افت فشارهای محاسبه شده از داده‌های آزمایشگاهی مطالعه حاضر، با مقادیر افت فشار پیش‌بینی شده توسط روابط پیشنهادشده مقایسه گردید، که از بین آن‌ها، رابطه چیشلم [۲۴] برای افت فشار اصطکاکی در حالت دوفازی، جهت تحلیل‌های آینده انتخاب گردید که بهترین تطابق را نسبت به داده‌های آزمایشگاهی حاضر نشان می‌دهد. این رابطه بدین صورت می‌باشد:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{frict} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_L \Phi_{ch}^2 \quad (۱۰)$$

که ضریب تصحیح جریان دوفازی چیشلم می‌باشد و به صورت رابطه (۱۱) تعریف می‌شود:

$$\Phi_{ch}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left[\frac{Bx \frac{(2-n)}{2} (1-x) \frac{(2-n)}{2}}{+ x^{2-n}} \right] \quad (۱۱)$$

بجای قطر داخلی D_i از قطر معادل D_e استفاده کردیم. همچنین رویال و برگلز [۲۳] نیز در بسط رابطه برای لوله‌های دارای پره داخلی از عبارت $(b^2 / \omega D_i)$ استفاده کردند (که میانگین فاصله بین پره‌های داخلی در پایه و نوک پره‌ها و b ارتفاع پره است). سرانجام با مبنا قرار دادن رابطه (۲) و افزودن عباراتی جهت انعکاس آثار هندسی دور پیچ رابطه زیر پیشنهادشده است.

$$\overline{Nu}_c / \overline{Nu}_s = (c_1 + c_2 \frac{e^2}{pD_e})^{c_3} \quad (۲)$$

که در آن، \overline{Nu}_c و \overline{Nu}_s به ترتیب عدد ناسلت لوله صاف و لوله مجهز به دور پیچ می‌باشند و D_e نیز قطر معادل لوله می‌باشد و به صورت زیر محاسبه می‌شود:

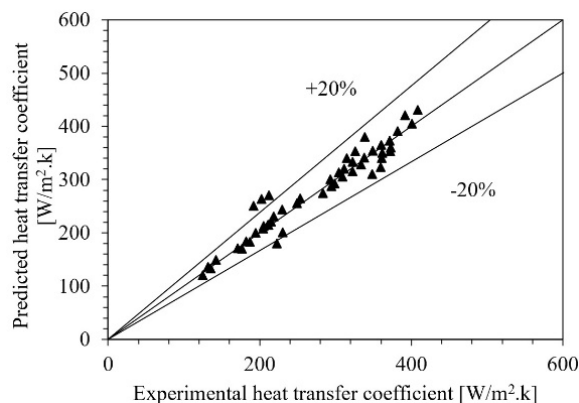
$$D_e = (D_i^2 - \gamma e) / (D_i + \gamma) \quad (۳)$$

$$\gamma = \pi e (D_i - e) (p \sin \alpha) \quad (۴)$$

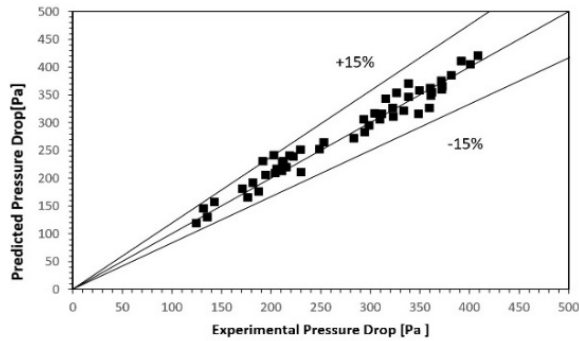
از داده‌های مربوط به لوله‌های مختلف با هندسه‌های گوناگون و آنالیز حداقل مربعات جهت یافتن ضرایب معادله فوق استفاده کردیم. سرانجام رابطه زیر حاصل شد:

$$\overline{Nu}_c / \overline{Nu}_s = (0.85 + 1.7 \frac{e^2}{pD_e})^{0.3} \quad (۵)$$

همچنین آنالیز خطای اندازه‌گیری برای تمام آزمایشات انجام شده و مقدار آن کمتر از $\pm 11\%$ به دست آمده است. شکل (۵) مقایسه بین پیش‌بینی‌های رابطه فوق و مقادیر آزمایشگاهی ضرایب انتقال حرارت را نشان می‌دهد، که از آن مشاهده می‌گردد که اکثر مقادیر پیش‌بینی شده در فاصله $\pm 20\%$ مقادیر آزمایشگاهی واقع شده‌اند که تطابق نزدیک رابطه با داده‌های آزمایشگاهی را نشان می‌دهد.



شکل (۵): مقایسه نتایج آزمایشگاهی با رابطه (۵).



شکل (۶): مقایسه داده‌های استخراج‌شده از رابطه پیشنهادی و داده‌های آزمایشگاهی افت فشار.

۷- ارائه نتایج، بحث و بررسی

در شکل‌های ۷ و ۸ اثرات کیفیت بخار، دبی جرمی و هندسه دورپیچ بر ضریب انتقال حرارت ارائه گردیده است. مشاهده می‌شود که ضریب انتقال حرارت با کاهش کیفیت بخار برای همه دبی‌های جرمی و همه هندسه‌ها کم شده است. این مسئله بدان سبب است که در کیفیت بخار بالا، لایه مایع روی دیواره داخلی لوله، نازکتر بوده و باعث مقاومت حرارتی کمتری را موجب می‌شود. ضریب انتقال حرارت با افزایش دبی جرمی و ثابت ماندن سایر پارامترها نیز افزایش می‌یابد. اثر دبی جرمی کاملاً قابل‌درک بوده، رفتار مشاهده‌شده با رفتار جریان در لوله صاف هم‌خوانی دارد. در دبی جرمی بالاتر بخار باعث آشفته‌گی بیشتر در فیلم مایع و در نتیجه موجب افزایش فیلم مایع و افزایش میزان جوشش می‌شود و همچنین باعث تغییر الگوی جریان از جداشونده موجی به حلقوی شده که این نیز باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌گردد. ورود یک دورپیچ به داخل لوله کندانسور ضریب انتقال حرارت بالاتری را نسبت به لوله صاف ایجاد می‌کند. با استفاده از دورپیچ و ایجاد جریان چرخشی در نتیجه آشفته‌گی لایه مایع و هسته بخار و همچنین جلوگیری از تشکیل لایه‌مرزی آرام باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌گردد. در هندسه‌های مورد آزمایش لوله A با کمترین گام بیشترین میزان انتقال حرارت را دارا می‌باشد [۱۸].

که n توان عدد رینولدز در رابطه بلازیوس است ($n = 0.25$) و پارامتر $B = 4/8$ و Y به صورت رابطه (۱۲) از اختلاف فشار اصطکاکی فازهای مایع و گاز به دست می‌آید:

$$Y^2 = \frac{(dp/dz)_v}{(dp/dz)_l} \quad (12)$$

که:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = f_l \frac{2\dot{m}_{total}^2}{d_l \rho_l} \quad (13)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_v = f_v \frac{2\dot{m}_{total}^2}{d_l \rho_v} \quad (14)$$

با فرض جریان آشفته، ضرایب اصطکاکی تک فازی به صورت رابطه (۱۵) تعریف می‌شود:

$$f_l = \frac{0.079}{Re_l^{0.25}} \quad (15)$$

$$Re_l = \frac{\dot{m}_{total} d_l}{\mu_l} \quad (16)$$

$$f_v = \frac{0.079}{Re_v^{0.25}} \quad (17)$$

$$Re_v = \frac{\dot{m}_{total} d_l}{\mu_v} \quad (18)$$

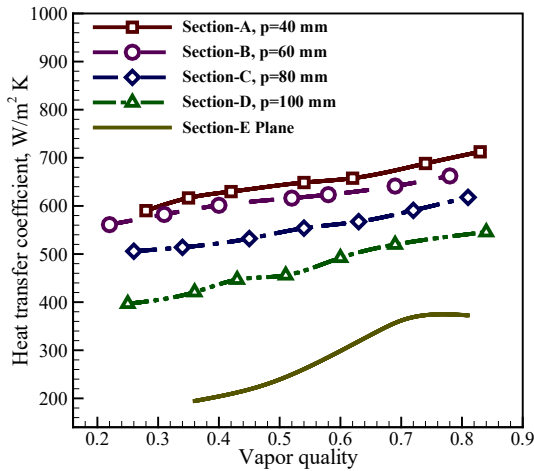
رابطه جدید به منظور پیش‌بینی افت فشار در لوله‌های مجهز به دورپیچ توسعه داده شده است، به همین منظور رابطه چیشلم [۲۴] که تطابق خوبی با داده‌های لوله صاف داشته که به عنوان رابطه پایه انتخاب گردیده و برای انعکاس اثر هندسی دور پیچ، پارامتر (e^2 / pD_i) را به صورت زیر در معادله پایه وارد شده است:

$$\Delta P_c / \Delta P_s = (c_1 + c_2 \frac{e^2}{pD_e})^{c_3} \quad (19)$$

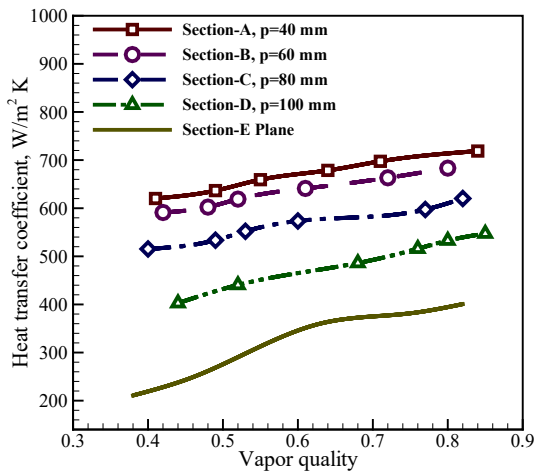
که در آن ΔP_c و ΔP_s به ترتیب افت فشار کل در لوله صاف و لوله با حضور دورپیچ می‌باشند و D_e قطر معادل لوله می‌باشد. و رابطه زیر با استفاده از آنالیز حداقل مربعات برای پیش‌بینی داده‌های لوله‌های مجهز به دورپیچ به دست آمده است:

$$\Delta P_c / \Delta P_s = (4 + 185 \frac{e^2}{PD_e})^{0.26} \quad (20)$$

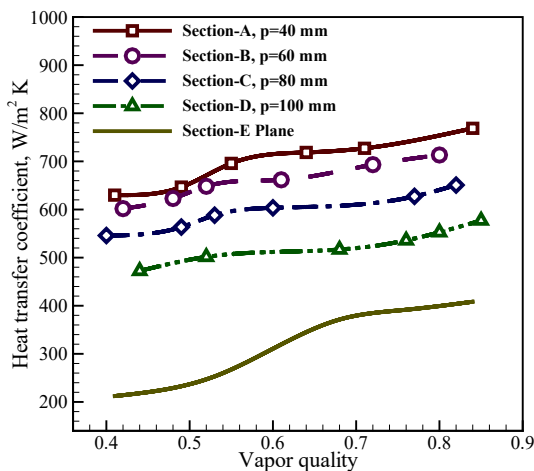
مقایسه‌ای که بین داده‌های پیش‌بینی شده با رابطه جدید و داده‌های آزمایشگاهی استخراج و در شکل ۶ نمایش داده شده است و انحراف داده‌ها در محدوده $\pm 15\%$ می‌باشد.



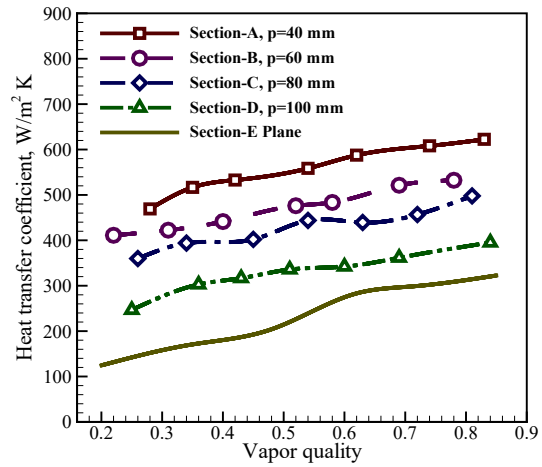
(د) دبی جرمی برابر با 0.182 kg/s



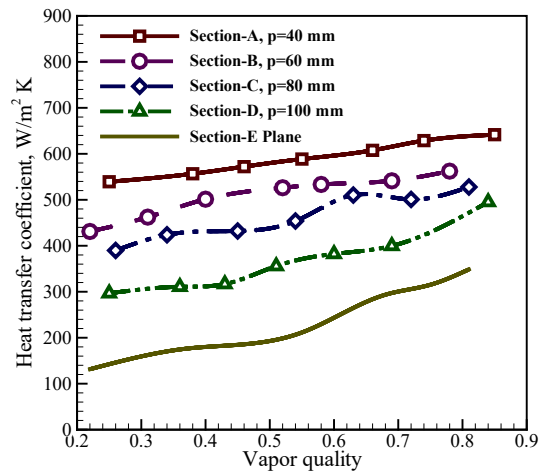
(ه) دبی جرمی برابر با 0.2 kg/s



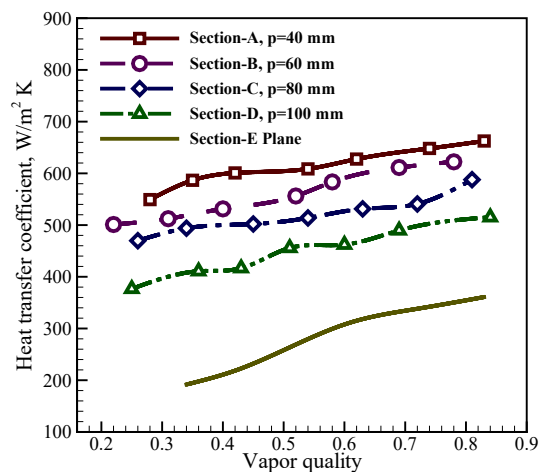
(ی) دبی جرمی برابر با 0.225 kg/s



(الف) دبی جرمی برابر با 0.1 kg/s



(ب) دبی جرمی برابر با 0.124 kg/s

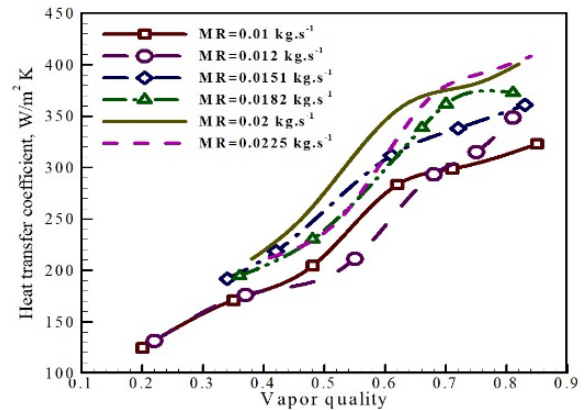


(ج) دبی جرمی برابر با 0.151 kg/s

شکل (۷): مقایسه ضریب انتقال حرارت و کیفیت بخار در دبی جرمی مختلف برای کندانسورهای مورد آزمایش.

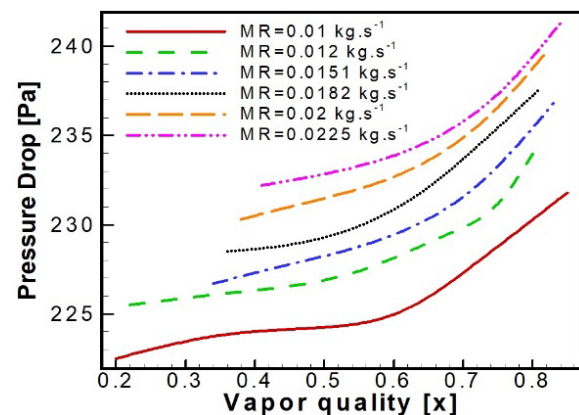
۷-۱- تأثیر دبی جرمی

داده‌های آزمایشگاهی برای لوله‌های با دورپیچ برای چهار حالت جمع‌آوری و پارامترهای آن در جدول ۲ فهرست شده است. شکل‌های ۱۰ الف تا ی تأثیر پارامترهای مختلف از جمله نرخ جریان جرمی، کیفیت بخار، و حالت‌های دورپیچ بر افت فشار را نشان می‌دهند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، قرار دادن یک ساختار دور پیچی در لوله کندانسور افت فشار بیشتری نسبت به لوله صاف ایجاد می‌کند. همان‌طور که قبلاً گفته شد، افت فشار در مبدل "A" در حالت باکیفیت بخار بالا در مقایسه با لوله صاف ۲۲۰٪ افزایش می‌یابد. همان‌طور که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود، افزایش افت فشار در جریان داخل لوله‌ها نیز تابع پیچیده‌ای از کیفیت بخار، جریان جرمی و هندسه لوله می‌باشد. علاوه بر این، با توجه به شکل‌های ۱۰ الف تا ی با افزایش تعداد گام‌ها و دبی جرمی، افت فشار افزایش می‌یابد و با کاهش تعداد گام‌های پیچشی، افت فشار شروع به کاهش می‌کند. به این دلیل است که وقتی تعداد گام‌ها افزایش می‌یابد، میزان اصطکاک افزایش و فشار اصطکاکی کاهش می‌یابد. ساختارهای پره‌ای کشیده پیچ‌خورده، در هسته بخار و فیلم مایع آشفتگی ایجاد می‌کنند که باعث افت فشار اصطکاکی می‌شود. این رفتار را می‌توان با این صورت توضیح داد که سطح اصطکاک در واحد طول با گام‌های پیچشی کمتر، افزایش می‌یابد و در نتیجه افت فشار بیشتر می‌شود. تغییرات افت فشار باکیفیت بخار برای لوله با دور پیچ A با پارامتر جریان جرمی در شکل ۱۱ نشان داده شده است. هنگام مقایسه شکل‌های ۱۰ الف تا و ۱۱ مشاهده می‌شود که افت فشار با افزایش جریان جرمی افزایش می‌یابد در حالی که با سایر پارامترها ثابت می‌مانند. درک اثر جریان جرمی بدین صورت است که با افزایش جریان جرمی، شدت تلاطم در لایه مایع و هسته بخار افزایش و در نتیجه تنش برشی افزایش می‌یابد. رفتار مشاهده شده با رفتار جریان در یک لوله صاف مطابقت دارد.

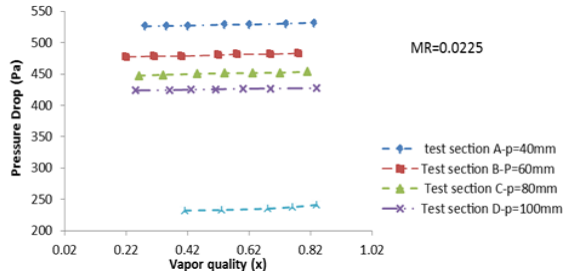


شکل (۸): مقایسه ضریب انتقال حرارت و کیفیت بخار در دبی جرمی مختلف برای کندانسور A.

در شکل ۹ تغییرات افت فشار چگالشی بر حسب کیفیت بخار در شارهای جرمی مختلف را در لوله صاف نشان می‌دهد. با توجه به شکل درمی‌یابیم که با افزایش کیفیت بخار، افت فشار چگالشی نیز افزایش می‌یابد. این مسئله بدان سبب است که در کیفیت بخار بالاتر حجم هسته بخار و نیز سرعت هسته بخار افزایش می‌یابد و این امر منجر به افزایش اختلاف سرعت بین هسته بخار و لایه مایع می‌شود و در نتیجه تنش برشی و به تبع آن افت فشار نیز افزایش می‌یابد و نیز مشاهده می‌شود با افزایش دبی جرمی افت فشار زیاد می‌شود، به این دلیل است که با افزایش دبی جرمی، شدت آشفتگی در لایه مایع و هسته بخار افزایش می‌یابد و در نتیجه منجر به افزایش تنش برشی می‌شود و این رفتار در سایر لوله‌های مورد آزمایش مشاهده شده است.

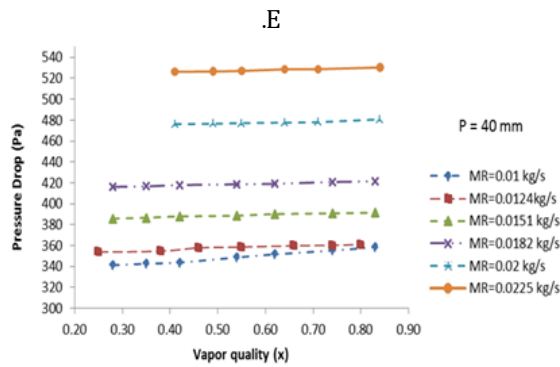


شکل (۹): تغییرات افت فشار چگالشی در کندانسور با لوله صاف.



(و) دبی جرمی برابر با ۰/۰۲۲۵ kg/s

شکل (۱۰): تغییرات افت فشار چگالشی نسبت به کیفیت بخار در کندانسور مجهز به دورپیچ A، B، C، D و لوله صاف



شکل (۱۱): تغییرات افت فشار چگالشی نسبت به کیفیت

بخار در دبی‌های جرمی مختلف در حالت لوله با دورپیچ A.

۸- نتیجه گیری

به کارگیری مدل‌های مختلف TESF در مبدل حرارتی با مبرد R-406a به صورت تجربی با پره‌های پیش‌ساز اطراف لوله در چند حالت و همچنین اثرات پارامترهای مختلف مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج زیر از داده‌های تجربی مطالعه حاضر استخراج گردید:

(۱) تغییرات دما و فشار مبرد ترکیبی R-406a مشابه

مبرد R12 بوده و بنابراین مبرد ترکیبی R-406a

جایگزین مناسبی برای سیستم‌های با مبرد R12

می‌باشد.

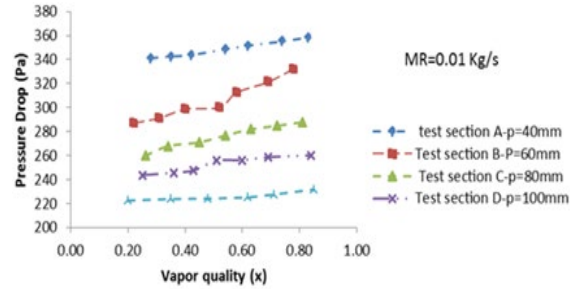
(۲) مبرد R-406a به عنوان یک مبرد ترکیبی با ODP

و GWP کم و همچنین غیرقابل اشتعال، با

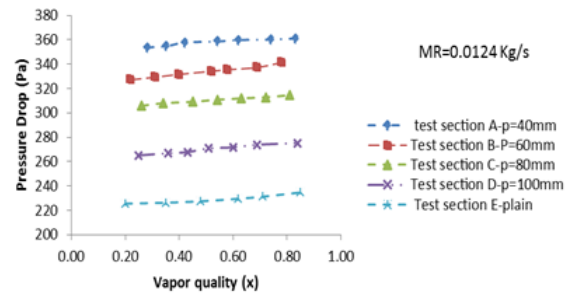
محیط زیست و تغییرات آب و هوایی سازگار و

در عین حال آسیب کمتری به لایه اوزون وارد می

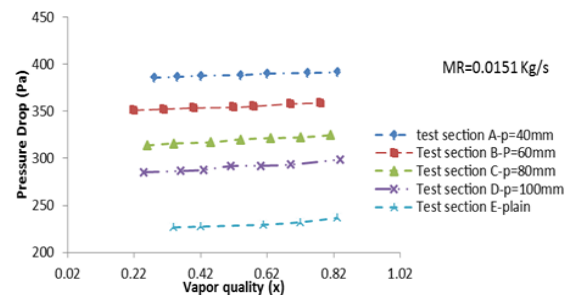
کند.



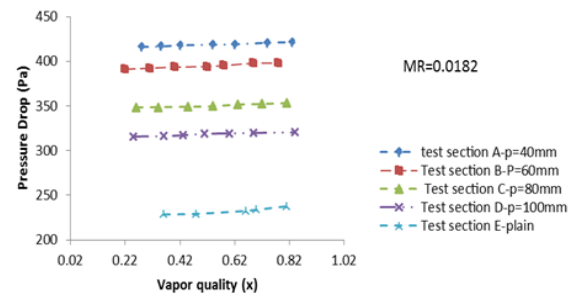
(الف) دبی جرمی برابر با ۰/۰۱ kg/s



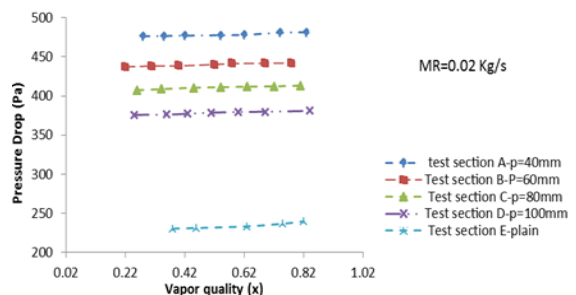
(ب) دبی جرمی برابر با ۰/۰۱۲۴ kg/s



(ج) دبی جرمی برابر با ۰/۰۱۵۱ kg/s



(د) دبی جرمی برابر با ۰/۰۱۸۲ kg/s



(ه) دبی جرمی برابر با ۰/۰۲ kg/s

مقدار ثابت	n	۳) میزان ضریب انتقال حرارت و افت فشار با افزایش دبی جرمی و کیفیت بخار مبرد زیاد می‌شود.
عدد ناسلت	Nu	
پتانسیل تخریب لایه ازون	ODP	۴) مشاهده گردید استفاده از دورپیچ، ضریب انتقال حرارت و افت فشار به ترتیب ۴۷٪ و ۲۲۰٪ نسبت به لوله صاف افزایش می‌دهد.
مواد تخریب‌کننده ازون	ODS	
گام دورپیچ	P	
فشار	p	۵) با افزایش تعداد دورپیچ و همچنین کاهش گام پیچش، افت فشار و ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد به طوری که بیشترین افزایش در لوله با بیشترین تعداد دور پیچی و کمترین گام دور پیچ می‌باشد.
افت فشار	ΔP	
عدد رینولدز	Re	
دما	T	
مبدل مورد آزمایش (TESF)	TS	۶) رابطه رویال و برگلز [۲۴] و چیشلم [۲۶] که بهترین تطابق را با داده‌های ضریب انتقال حرارت و افت فشار لوله صاف داشته‌اند، جهت تحلیل‌های بعدی برای لوله با دورپیچ و مبنای رابطه پیشنهادی انتخاب گردیده‌اند.
کیفیت بخار	x	
نسبت گرادیان فشار گاز به مایع	Y	
ثابت وید (ضریب اثربخشی)	ϵ	
معادله دوفازی چیشلم	Φ_{ch}	
لزجت دینامیکی	μ	
چگالی	ρ	
زاویه پیچش پره	α	۷) بر اساس داده‌های آزمایشگاهی، برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار در لوله‌های دارای دورپیچ، رابطه پیشنهادشده که مقادیر محاسبه‌شده با آن برای بیشتر داده‌ها به ترتیب در محدوده ۲۰±٪ و ۱۵±٪ مقادیر تجربی قرار می‌گیرد.
ثابت بولتزمن	σ	
میانگین فاصله بین پره‌های داخلی از پایه تا نوک پره	ω	
اصطکاک	fric	
ورود، داخلی	In, i	
حالت مایع	l	
خروج، خارجی	Out, o	
استاتیک	sta	
کلی (مایع و گاز)	tot	
حالت بخار	v	

۸- فهرست علائم

B	مقدار ثابت
b	ارتفاع پرها
CFC	مبردهای کلروفلوئروکربن
D	قطر
e	تعداد پره‌های دورپیچ
f	ضریب اصطکاک
G	سرعت جرمی
GWP	پتانسیل گرمایش جهانی
HC	مبرد هیدروکربنی
HTC	ضریب انتقال حرارت
HCFC	مبردهای هیدروکلروفلوئروکربن
L	طول مبدل مورد آزمایش
m	دبی جرمی
MR	نرخ دبی جرمی جریان مبرد

۹- مراجع

- [1] Secretariat UNEPO. Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer as Either Adjusted And/or Amended in London 1990, Copenhagen 1992, Vienna 1995, Montreal 1997, Beijing 1999: Incumbent; 2000.
- [2] Kumar KS, Rajagopal K. Computational and experimental investigation of low ODP and low GWP HCFC-123 and HC-290 refrigerant mixture alternate to CFC-12. Energy Conversion and Management. 2007;48(12):3053-62.
- [3] Andersen S. The Implications to the Montreal Protocol of the Inclusion of HFCs and PFCs in the

- [16] Mozaffari J, Mirjalily SAA, Ahrar AJ. Experimental investigation of enhancing influence of Al₂O₃ nanoparticles on the convective heat transfer in a tube equipped with twisted tape inserts. *Thermal Science*. 2021;25(1 Part B):541-51.
- [17] Fathian F, Mirjalily SAA, Salimpour MR, Oloomi SAA, Experimental investigation of convective heat transfer of single and multi-walled carbon nanotubes/water flow inside helical annuli, *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 2020;27(3).
- [18] Asadikia A, Mirjalily SAA, Nasirizadeh N, Kargarsharifabad H. Hybrid nanofluid based on CuO nanoparticles and singlewalled Carbon nanotubes: Optimization, thermal, and electrical properties. *International Journal of Nano Dimension*. 2020;11(3):277-89.
- [19] Yousefi Tیره Shabankare A, Mirjalily SAA, Oloomi SAA, Salimpour MR. Evaluation of flow and heat transfer in the condensation of R-406a vapor in circular tubes with extended surface of twisted fins. *Chemical Engineering Communications*. 2021:1-13.
- [20] Goble GH, Dahn C, Hardaway B, Miller R. *Some Safety Studies of a Ternary Refrigerant*. 1994.
- [21] Schultz RR. *Uncertainty analysis in boiling nucleation*. 1979.
- [22] Boyko L, Kruzhilin G. Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1967;10(3):361-73.
- [23] Akhavan-Behabadi M, Salimpour M, Kumar R, Agrawal K. Augmentation of forced convection condensation heat transfer inside a horizontal tube using spiral spring inserts. *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 2005;12(4).
- [24] Royal J, Bergles A. Augmentation of horizontal in-tube condensation by means of twisted-tape inserts and internally finned tubes. 1978.
- [25] GVC V. Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), 2006. *VDI-Wärmeatlas*. 10.
- [26] Chisholm D. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1973;16(2):347-58.
- Kyoto Protocol. Report of the TEAP HFC and PFC Task Force; UNEP; Nairobi, Kenya. 1999.
- [4] Jung D, Kim C-B, Cho S, Song K. Condensation heat transfer coefficients of enhanced tubes with alternative refrigerants for CFC11 and CFC12. *International Journal of Refrigeration*. 1999;22(7):548-57.
- [5] Garimella S, editor *Novel Energy Efficient and Environmentally Friendly Space-Conditioning Systems: Challenges and Opportunities*. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition; 2001: American Society of Mechanical Engineers.
- [6] Calm JM, Didion DA. Trade-offs in refrigerant selections: past, present, and future. *International Journal of Refrigeration*. 1998;21(4):308-21.
- [7] Calm JM, Hourahan GC. Refrigerant Data Summary. *Engineered systems*. 2001;18(11):74-7.
- [8] Devotta S, Padalkar A, Sane N. Performance assessment of HC-290 as a drop-in substitute to HCFC-22 in a window air conditioner. *International Journal of Refrigeration*. 2005;28(4):594-604.
- [9] Shah RK, Sekulic DP. *Fundamentals of heat exchanger design*: John Wiley & Sons; 2003.
- [10] Nagarani N, Mayilsamy K, Murugesan A, Kumar GS. Review of utilization of extended surfaces in heat transfer problems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;29:604-13.
- [11] Chiou J. Experimental investigation of the augmentation of forced convection heat transfer in a circular tube using spiral spring inserts. 1987.
- [12] Tsai S, Sheu TW, Lee S. Heat transfer in a conjugate heat exchanger with a wavy fin surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1999;42(10):1735-45.
- [13] Liao Q, Xin M. Augmentation of convective heat transfer inside tubes with three-dimensional internal extended surfaces and twisted-tape inserts. *Chemical Engineering Journal*. 2000;78(2-3):95-105.
- [14] Salimpour MR, Gholami H. Effect of inserting coiled wires on pressure drop of R-404A condensation. *International journal of refrigeration*. 2014;40:24-30.
- [15] Akhavan-Behabadi M, Kumar R, Mohammadpour A, Jamali-Asthiani M. Effect of twisted tape insert on heat transfer and pressure drop in horizontal evaporators for the flow of R-134a. *International Journal of Refrigeration*. 2009;32(5):922-30.



Experimental Study of the Pressure Drop and Condensed Heat Transfer of R-406a Refrigerant in Tubes Equipped with Extended Surface of Twisted Fins in Different Steps and Lengths

A.Y.T. Shabankare¹, S.A.A. Mirjalily^{2*}, S.A.A. Oloomi³, M.R. Salimpour⁴

¹ Ph.D. Student, Department of Mechanical Engineering, Yazd Branch, Islamic Azad University, Yazd, Iran

² Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Yazd Branch, Islamic Azad University, Yazd, Iran

³ Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Yazd Branch, Islamic Azad University, Yazd, Iran

⁴ Professor, Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

HIGHLIGHTS

- Employing different models of TESF in the heat exchanger with a406 R refrigerant experimentally with twisting fins around the tube in several modes.
- A406 R mixed refrigerant is a suitable alternative for systems with 12 R refrigerant.
- Increasing the amount of heat transfer coefficient and pressure drop with the increase of the mass flow rate and the quality of the refrigerant vapor.

ARTICLE INFO

Article history:

Article Type: Research paper

Received: 31 August 2022

Received in revised form: 10 September 2022

Accepted: 23 October 2022

Available online: 12 December 2022

*Correspondence:

saa_mirjalily@iauyazd.ac.ir

How to cite this article:

A.Y.T. Shabankare, S.A.A. Mirjalily, S.A.A. Oloomi, M.R. Salimpour. Experimental study of the pressure drop and condensed heat transfer of R-406a refrigerant in tubes equipped with extended surface of twisted fins in different steps and lengths. Journal of Aerospace Mechanics. 2023; 19(1):93-106.

Keywords:

Pressure Drop

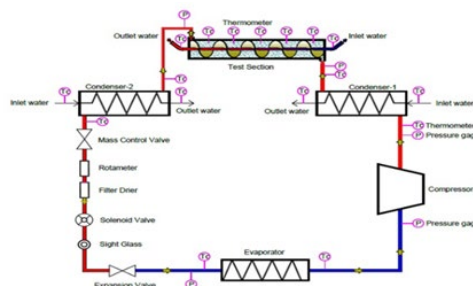
R-406a

Twisted Extended Fin Structure

ODP

GWP

GRAPHICAL ABSTRACT



ABSTRACT

Having been developed in accordance with the Montreal Protocol, R134a has been proposed as a potential replacement for R12. In accordance with the Kyoto Protocol, the use of R134a, which has a significant global warming potential, must be restricted. It has been stated that there is no one refrigerant or combination available that can address both the ozone depletion potential (ODP) and the global warming potential (GWP) concerns at the same time. According to the research, the goal of this effort was to produce an environmentally friendly refrigerant combination with minimal ODP and GWP values that perform virtually identically to R12 in terms of performance. With extremely low ODP and GWP values, R406a has the potential to be a useful refrigerant. Experimental investigations conducted on R406a refrigerant have shown that it may be a viable replacement for R12. In this research, the pressure drop created by the torsion in the steam condensation of R-406a inside the horizontal tubes and also changes in the heat transfer coefficient are investigated experimentally. In each experiment, parameters such as mass flow, refrigerant temperature and pressure, and water at the inlet and outlet of the condensers were measured. Examination of the results for annular and torsional fins pipes, it was determined that heat transfer and pressure drop increase with the reduction of the pitch. The use of spirals increases the average heat transfer coefficient and pressure drop by about 47% and 220%, respectively, compared to the pipe without fins. Finally, using the results from the twisted tubes and based on the relationships that best match the experimental results related to the pressure drop, a new relationship for the pressure drop in the twisted tubes was obtained. The values calculated by it are in the range of approximately 15% of the experimental values.