



بررسی عددی ضخامت و تعداد پره‌های مختلف بر بهبود عملکرد کولرهای هوایی

احسان حسین زاده^۱، علی فلاوند جوزایی^{۲*}

۱. کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد اهواز، دانشگاه آزاد اسلامی، اهواز، ایران

۲. استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد اهواز، دانشگاه آزاد اسلامی، اهواز، ایران

*نویسنده مسئول: falavand@iau.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۰۴/۲۲ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۵/۲۶

چکیده

کولرهای هوایی یکی از تجهیزات مهم در صنایع نفت و گاز و پتروشیمی می‌باشند. با توجه به اینکه مشخصات پره‌ها در طراحی بهینه کولرهای هوایی نقش زیادی دارند، لذا در این مقاله تاثیر سه نوع پره (دایره‌ای، مستطیلی و شش وجهی)، ضخامت پره و فاکتور مهم تعداد پره بر اینچ بر نرخ انتقال حرارت، افت فشار و ضریب عملکرد یک کولر هوایی بررسی گردید. برای شبیه‌سازی از مشخصات یکی از کولرهای هوایی پتروشیمی‌های ماهشهر و برای حل معادلات حاکم و تجزیه و تحلیل نتایج، از نرم‌افزارهای استفاده شده است. نتایج نشان داد که میزان انتقال حرارت کولر هوایی با پره‌های چندوجهی از میزان انتقال حرارت کولر هوایی با پره دایره‌ای بیشتر است، با افزایش تعداد پره بر اینچ از ۳ تا ۱۲ برای پره دایره‌ای انتقال حرارت در حدود ۴۹/۶ درصد افزایش و برای پره شش وجهی حدود ۵۱/۵ درصد می‌باشد. افزایش افت فشار برای هر سه حالت از تعداد پره بر اینچ ۳ تا ۱۲ کم (حدود ۱٪) می‌باشد، ولی پس از آن و برای تعداد پره بر اینچ ۱۲ تا ۱۵ برای هر سه حالت مقدار افزایش افت فشار خیلی شدیدتر می‌شود. نتایج همچنین نشان داد که بیشترین ضریب عملکرد برای همه پره‌ها، در تعداد پره بر اینچ ۱۲ اتفاق می‌افتد. در مقایسه بین این سه نوع پره، تعداد پره بر اینچ ۳ تا ۶ پره‌های دایره‌ای ضریب عملکرد بالاتری نسبت به پره‌های شش وجهی دارند ولی برای تعداد پره بر اینچ بیشتر از ۶ پره‌های شش‌وجهی ضریب عملکرد بیشتری نسبت به پره‌های دایره‌ای و مستطیلی داشته‌اند. با افزایش ضخامت پره‌ها و افزایش تعداد پره بر اینچ میزان انتقال حرارت و افت فشار کولر هوایی هر دو افزایش می‌یابند، ولی میزان افزایش انتقال حرارت در محدوده ضخامت پره ۰/۲ تا ۰/۴ بیشتر است، و بعد از ضخامت پره ۰/۴ تا ۱/۲ با شدت کمتری افزایش انتقال حرارت و با شدت بیشتری افزایش افت فشار حاصل شده است. برای هر سه نوع پره، با افزایش ضخامت پره، در محدوده ۰/۲ تا ۰/۴ مقدار کاهش ضریب عملکرد کم و بعد با شدت بیشتری این ضریب کاهش می‌یابد.

کلمات کلیدی: کولر هوایی، پره، انتقال حرارت، افت فشار، ضریب عملکرد.

مقدمه

کولرهای هوایی^۱، مبدل‌های حرارتی هستند که معمولاً کاربردهای خاصی در صنایع دارند و منابع علمی کمتری به آنها و روش‌های طراحی آنها پرداخته است. از جمله منابع مهم برای کولرهای هوایی می‌توان از استاندارد API 661 [۱] نام برد، که به عنوان بهترین مرجع جهت طراحی، ساخت، عملکرد و تعمیر و نگهداری این نوع مبدل‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. سال‌های متمادی است که در جاهایی که دسترسی به آب جهت سرمایش محدود است، از هوا برای این منظور استفاده می‌شود. بیشترین گسترش استفاده از این نوع کولر در دهه ۶۰ میلادی رخ داد به صورتی که در برخی واحدهای طراحی شده در آن زمان، تمامی سرمایش واحدهای مورد نیاز از این طریق انجام می‌شد. از این مبدل‌ها جهت خارج ساختن حرارت از سیال و انتقال آن به هوا استفاده می‌شود. این مبدل‌ها از هوا با فشار اتمسفری که از روی لوله‌هایی با پره‌های متراکم گذر می‌کند و سیال داخل لوله را سرد و یا مایع می‌کند کار می‌کنند. جداره خارجی این لوله‌ها که به پره مجهز شده است تا سطح انتقال حرارت بین سیال گرم داخل لوله‌ها را با هوای خنک افزایش دهند. کولرهای هوایی همچنین در واحدهای زیادی از قبیل واحدهای پارازیلین، PTA و MTBE پتروشیمی‌ها استفاده می‌شوند. در سال‌های اخیر، مطالعات مختلفی بر روی پارامترهای موثر بر عملکرد حرارتی کولرهای هوایی پرداخته شده است. همچنین مطالعات متعددی بر روی تاثیر شکل فین را بر عملکرد حرارتی کولرهای هوایی انجام گردیده

¹ Air cooler



است. ژاو و همکاران [۲] در مقاله‌ای عملکرد فین‌های بیضوی، مستطیلی و دایره‌ای را با یکدیگر مقایسه کردند. نتایج آنها نشان داد که فین‌های مستطیلی با توجه به ایجاد جریان‌های آشسته در جریان هوای عبوری، نرخ انتقال حرارت بالاتری نسبت به فین‌های دایره‌ای دارند، اگرچه افت فشار نیز در آن‌ها بیشتر بود. رسولی و همکاران [۳] عملکرد فین‌های دایره‌ای و مستطیلی را با استفاده از نرم‌افزارهای HTFS⁺ و CFX مورد تحلیل قرار دادند و نتایج آنها نشان داد که فین‌های مستطیلی باعث افزایش حدود ۱۸ درصدی نرخ انتقال حرارت نسبت به فین‌های دایره‌ای می‌شوند. راول و همکاران [۴] با استفاده از تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی^۱ سه‌بعدی، به بررسی عملکرد فین‌ها پرداختند. آن‌ها نتیجه گرفتند که فین‌های چندوجهی به دلیل لبه‌های تیزتر، پدیده تلاطم بیشتری در جریان هوا ایجاد کرده و در نتیجه انتقال حرارت بیشتری نسبت به فین‌های دایره‌ای دارند. عباسی و جمشیدی [۵] عملکرد فین‌های مربعی و شش‌وجهی را در سیستم خنک‌کاری نیروگاه بررسی کرده و بیان نمودند که فین‌های شش‌وجهی در ناحیه تعداد پره بر اینچ^۲ ۱۰ تا ۱۳ بهترین عملکرد را از نظر تعادل انتقال حرارت و افت فشار دارند. سینگ و گوپتا [۶] با بررسی تجربی عملکرد حرارتی کولر هوایی با فین‌های مثلثی و دایره‌ای، بیان کردند که فین‌های مثلثی در شرایطی با جریان کم‌سرعت هوا بهتر عمل می‌کنند، در حالی که فین‌های دایره‌ای در سرعت‌های بالا افت فشار کمتری ایجاد می‌کنند. محمدی و عباسی [۷] در تحقیقات خود، فین‌های دایره‌ای و شش‌وجهی را از منظر عملکرد حرارتی و نسبت $Q/\Delta p$ مقایسه نمودند. آن‌ها نتیجه گرفتند که در محدوده تعداد پره بر اینچ بین ۸ تا ۱۲، فین‌های شش‌وجهی عملکرد بهتری نسبت به فین‌های دایره‌ای دارند. کریمی و معصومی [۸] در مقاله‌ای تاثیر شکل فین بر دمای خروجی سیال و مقاومت حرارتی کل سیستم را تحلیل کردند. آن‌ها دریافتند که فین‌های شش‌وجهی باعث کاهش مقاومت حرارتی به میزان ۱۵٪ در مقایسه با فین‌های دایره‌ای شدند. یوسفی و همکاران [۹] با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی، تاثیر شکل فین بر توزیع دما و سرعت جریان را تحلیل نمودند و به این نتیجه رسیدند که فین‌های چندوجهی به‌ویژه شش‌ضلعی، با حفظ افت فشار در حد معقول موجب افزایش انتقال حرارت می‌شوند. خلیلی و سعیدی [۱۰] با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلونت تحلیل حرارتی مبدل هوایی با فین‌های چندوجهی را انجام داده و نشان دادند که شکل فین تاثیر مستقیمی بر دمای سطحی و توزیع گرادیان دما دارد. در پژوهشی دیگر، کیم و همکاران [۱۱] با استفاده از شبیه‌سازی عددی و آزمایشگاهی، فین‌های دایره‌ای را با فین‌های شش‌وجهی مقایسه کردند. نتایج نشان داد که فین‌های شش‌وجهی باعث افزایش ۲۰ تا ۲۵ درصدی نرخ انتقال حرارت می‌شوند، در حالی که نسبت انتقال حرارت به افت فشار ($Q/\Delta p$) نیز در محدوده بهینه‌ای از تعداد پره بر اینچ (بین ۸ تا ۱۲) بهبود می‌یابد. لی و همکاران [۱۲] نیز با استفاده از تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی نشان دادند که فین‌های چندوجهی مانند فین‌های شش‌وجهی با ایجاد گردابه‌های موضعی یا افزایش تلاطم جریان و افزایش سطح مؤثر، عملکرد حرارتی مبدل‌های حرارتی را بهبود می‌بخشند. به‌ویژه برای کاربردهایی با فضای محدود، این نوع فین‌ها کارآمدتر بودند. چن و همکاران [۱۳] با انجام شبیه‌سازی عددی روی فین‌های لبه‌دار چندوجهی، نشان دادند که استفاده از اشکال چندوجهی در نواحی تعداد پره بر اینچ‌های بالا (بیش از ۱۲) تاثیر چندانی در افزایش $Q/\Delta p$ ندارد و حتی ممکن است باعث افزایش بی‌رویه افت فشار شود. وانگ و همکاران [۱۴] به بررسی اثر زاویه نصب و اتصال پره‌ها و همچنین ضخامت فین‌های چندوجهی پرداختند و نتایج آنها نشان داد که این پارامترها (زاویه و ضخامت فین) می‌توانند نقش مهمی در کنترل افت فشار، توزیع دما و افزایش بازدهی ایفا کنند. احمد و محمد [۱۵] در مقاله‌ای به بررسی هندسه‌های نوین فین، از جمله اشکال ترکیبی با فین‌های سوزنی پرداختند. آن‌ها بهبود ۳۰٪ نرخ انتقال حرارت را نسبت به فین‌های استاندارد دایره‌ای گزارش کردند. فلاح‌زاده و عسگری [۱۶] در پژوهشی، نتایج میدانی عملکرد کولرهای هوایی را قبل و بعد از تغییر فین‌ها از دایره‌ای به شش‌وجهی ثبت کردند. نتایج نشان داد بازده کلی کولر به‌طور میانگین ۱۰٪ افزایش یافته است. حسینی و بابایی [۱۷] در رساله خود، با مدل‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی و تحلیل انرژی و انرژی، عملکرد هندسه‌های مختلف فین را در شرایط آب‌وهوایی متغیر بررسی نمودند و فین‌های شش‌وجهی را در تمام حالات بهینه دانستند. تاناکا و همکاران [۱۸] با انجام مطالعات تجربی روی مبدل‌های حرارتی پره‌دار در ژاپن، نشان دادند که فین‌های شش‌وجهی در محیط‌های با رطوبت بالا عملکرد حرارتی

¹ Computational Fluid Dynamics (CFD)² Fin Per Inch (FPI)



بهتری دارند زیرا تمایل کمتری به تجمع ذرات و آب دارند. ژو و فنگ [۱۹] چند نوع فین مختلف را با کمک الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک از نظر راندمان انرژی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که فین‌های شش‌وجهی با ضخامت و زاویه بهینه‌شده می‌توانند عملکردی بین ۱۲ تا ۱۸ درصد بهتر از سایر اشکال داشته باشند. چن و همکاران [۲۰] به صورت عددی اثر تغییر تعداد پره‌ها و فاصله بین آن‌ها بر جریان حرارتی و افت فشار در هیت‌سینک‌های با پره صفحه‌ای^۱ را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان دادند که با افزایش تعداد پره‌ها می‌توان جریان حرارتی را تا ۲۴.۴۴٪ افزایش داد، در حالی که مصرف فلز تا ۶.۹۵٪ کاهش یافت. علی و خان [۲۱] در یک شبیه‌سازی، ضخامت و تعداد پره به‌طور همزمان بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که افزایش این دو پارامتر باعث کاهش دمای حداکثری، افت فشار و مقاومت حرارتی شده است. ضخامت بهینه در مطالعه حدود ۰/۲۵ میلی‌متر و تعداد بهینه ۱۵ عدد بود. هوانگ و همکاران [۲۲] مطالعه‌ای پارامتریک روی هیت‌سینک‌های خنک‌شونده با جریان طبیعی انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که فاصله بهینه بین پره‌ها در حدود ۸ میلی‌متر و ضخامت در حدود ۱ میلی‌متر است که ضریب انتقال حرارت را بهینه می‌کند. صوفونیا و تاناسی [۲۳] رویکرد جدید بهینه‌سازی هندسه پره‌ها در آرایه‌های دوره‌ای ارائه کردند. این مدل با استفاده از روش‌های انتهایی شکل^۲ توانستند انتقال حرارت را تا ۱۰۴٪ افزایش دهند؛ حتی در شرایط محدود، با فرض جریان ثابت، بهبود تا ۸٪ گزارش شد.

با وجود مطالعات گسترده و مرور مطالعات پیشین نشان می‌دهد که هنوز خلایه‌ای در زمینه مقایسه جامع عملکرد حرارتی و هیدرولیکی فین‌های دایره‌ای با فین‌های چندوجهی در شرایط عملیاتی متغیر و شرایط اقلیمی خاص ایران وجود دارد. همچنین بسیاری از مطالعات گذشته صرفاً به تحلیل حرارتی محدود شده و از منظر معیار ارزیابی عملکرد^۳ بررسی کاملی انجام نداده‌اند. همچنین هندسه فین به عنوان یکی از مهم‌ترین عوامل طراحی در کولرهای هوایی نقش کلیدی در بهینه‌سازی عملکرد حرارتی-هیدرولیکی ایفا می‌کند. فین‌های چندوجهی نظیر فین‌های چهاروجهی (مستطیلی) و شش‌وجهی در مقایسه با فین‌های دایره‌ای، به‌ویژه در محدوده بهینه تعداد پره بر اینچ، بازده بیشتری در انتقال حرارت و کاهش افت فشار و ضریب عملکرد داشته و می‌توانند در طراحی نسل جدید کولرهای هوایی صنعتی مورد توجه قرار گیرند. با این حال، طراحی این نوع فین‌ها نیازمند تحلیل‌های دقیق عددی و تجربی به‌منظور جلوگیری از افزایش شدید افت فشار و هزینه‌های اجرایی است. در نتیجه، انجام پژوهشی با رویکردی جامع که ضمن مقایسه فین‌های دایره‌ای، مستطیلی و شش‌وجهی، تاثیر همزمان ضخامت پره‌ها و تعداد پره بر اینچ، اثر متقابل نرخ انتقال حرارت، افت فشار، و راندمان حرارتی را بررسی کند، می‌تواند به طراحی بهینه کولرهای هوایی در صنایع حساس بویژه در صنایع پتروشیمی و نفت و گاز در کشور منجر شود.

مبانی نظری و شبیه‌سازی

برای تحلیل جریان سیال، شبیه‌سازی انتقال حرارت و افت فشار و یافتن کمیت‌های اصلی در میدان جریان می‌بایست معادلات مربوط به آن حل گردد. قوانین حاکم بر حرکت یک سیال شامل قانون بقاء جرم، اندازه حرکت و قانون بقاء انرژی می‌باشند. اعمال این قوانین به شکل‌گیری معادلات پیوستگی، مومنتوم، و انرژی منجر می‌شوند. به جز موارد ساده که بتوان معادلات را ساده‌سازی کرد و حل تحلیلی برای آن یافت، در اکثر موارد، حل تحلیلی این معادلات وجود ندارد و به همین دلیل است که از روش‌های عددی کمک گرفته می‌شود.

معادلات حاکم [۲۴]

معادله پیوستگی:

$$\nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (1)$$

¹ Plate-Fin

² shape optimization

³ Performance Evaluation Criteria (PEC)



معادله مومنتم:

$$\rho U \cdot \nabla U = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) \quad (2)$$

معادله انرژی:

$$\rho c_p U \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\lambda_f \nabla T) \quad (3)$$

در معادلات (۱) تا (۳)، پارامترهای ρ , U , T , P , C_p , μ_f , λ_f به ترتیب چگالی، سرعت، دما، فشار، ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، ویسکوزیته سیال موثر، هدایت حرارتی موثر می‌باشند. در طراحی مبدل‌های فشرده^۱ برای افزایش سطح تبادل حرارت از سطوح گسترش یافته یا پره استفاده می‌شود که در آن انتقال گرما هدایتی^۲ در داخل یک جسم و انتقال گرمای جابجایی و یا تشعشعی از سطوح آن روی می‌دهد. ضخامت پره و فاکتور مهم تعداد پره بر اینچ بر نرخ انتقال حرارت، افت فشار و ضریب عملکرد یک کولر هوایی در این مقاله بررسی گردیده است. برای این منظور ابتدا فرضیات تحلیل بیان می‌شود:

فرضیات پره ایده‌آل

- ۱- هدایت شعاعی به صورت تک بعدی است.
- ۲- حالت پایدار^۳ فرض می‌شود.
- ۳- انتقال حرارت تشعشعی قابل چشم پوشی است.
- ۴- ضریب انتقال حرارت هدایتی پره ثابت فرض می‌شود.
- ۵- دمای پایه پره ثابت فرض می‌شود.
- ۶- مقاومت حرارتی تماسی بین سطح ابتدایی و پره قابل چشم پوشی است.
- ۷- دمای سیال فرآیندی ثابت فرض می‌شود.

برای محاسبه راندمان پره می‌توان از رابطه (۴) استفاده نمود. که در آن η_f راندمان پره، h ضریب انتقال حرارت جابجایی، As مساحت سطح و θ_0 اختلاف دما بین هوا و دمای پایه پره است [۲۴].

$$\eta_f = \frac{Q_{Fin}}{Q_{Max}} = \frac{Q_{Fin}}{h A_s \theta_0} \quad (4)$$

قابل ذکر است که روش‌های بررسی عملکرد و راندمان پره در کتاب‌ها و هندبوک‌های متعددی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است [۲۵-۲۷]. در این تحقیق، به مقایسه دو روش پرکاربرد روش پره دایره‌ای معادل و روش سکتور پرداخته می‌گردد. حل تحلیلی پره‌های دایره‌ای از توابع بسل^۴ اصلاح شده طبق رابطه (۵) بیان می‌شود، که مطالعات زیادی برای ساده‌سازی فرمول‌های راندمان پره‌های دایره‌ای با نادیده گرفتن استفاده از توابع بسل اصلاح شده صورت گرفته و می‌توان به معادلاتی رسید که کمتر از ۱ درصد خطا داشته باشند [۲۸].

$$\eta_f = \frac{2r}{m(r_f^2 - r^2)} \left[\frac{K_1(mr)I_1(mr_f) - K_1(mr_f)I_1(mr)}{K_1(mr_f)I_0(mr) + K_0(mr)I_1(mr_f)} \right] \quad (5)$$

وانگ و همکاران [۲۹] معادلاتی را پیشنهاد نمودند که می‌توان جهت بررسی پارامتر $\emptyset$ از آنها کمک گرفت. پروتین و کلودیک [۳۰] معادله (۶) و (۷) را ارائه دادند.

¹ Compress exchanger

² conductive thermal

³ Steady State

⁴ Bessel Functions



$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \cos(mr\phi) ; m = \sqrt{\frac{2h}{\lambda_f \delta_f}} \quad (6)$$

$$\phi = \left(\frac{r_f}{r} - 1\right) \left(1 + 0.35 \ln\left(\frac{r_f}{r}\right)\right) \quad (7)$$

$$\phi_m = \left(\frac{r_f}{r} - 1\right) \left[1 + \left(0.3 + \left(\frac{m(r_f - r)}{2.5}\right)^{1.5 - \frac{1}{12} \frac{r_f}{r}} \left(0.26 \left(\frac{r_f}{r}\right)^{0.3} - 0.3\right)\right) \ln\left(\frac{r_f}{r}\right)\right] \quad (8)$$

در این معادلات h ضریب انتقال حرارت جابجایی، r شعاع، r_f شعاع پره، δ_f ضخامت فین می‌باشند. در اینجا دو روش برای محاسبه راندمان پره‌های شش‌گوش و مستطیلی از راندمان پره‌های دایره‌ای وجود دارد. دقیق‌ترین آن روش سکتور است [۳۰]. هر چند روش پره دایره‌ای معادل، ساده‌تر است و به صورت گسترده‌تر استفاده می‌شود.

روش پره‌های دایره‌ای معادل

گاردنر با روش پره‌های دایره‌ای معادل نشان داد که در حالت پره‌های مستطیلی و شش‌وجهی با در نظر گرفتن شعاع پره دایره‌ای معادل، راندمان پره می‌تواند مانند یک پره دایره‌ای رفتار کند [۳۱ و ۳۲]. برای محاسبه شعاع دایره‌ای معادل به دو روش امکان پذیر است اول شامل در نظر گرفتن یک پره دایره‌ای که سطح یکسان با پره چهار وجهی (مستطیلی) یا پره شش‌وجهی دارد. در روش دیگر از معادله (۹) برای پیدا کردن پره دایره‌ای معادل که راندمان مشابه‌ای با پره مستطیلی داشته باشد، و یا از معادله (۱۰) برای پره شش‌وجهی استفاده می‌شود.

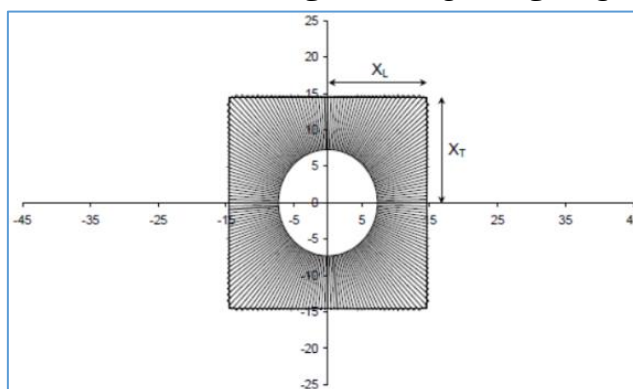
$$\frac{r_{f,eq}}{r} = 1.28 \frac{X_T}{r} \sqrt{\frac{X_L}{X_T}} - 0.2 \quad (9)$$

$$\frac{r_{f,eq}}{r} = 1.27 \frac{X_T}{r} \sqrt{\frac{X_D}{X_T}} - 0.3 ; 2X_D = \sqrt{P_l^2 + \frac{P_t^2}{4}} = \sqrt{4X_L^2 + X_T^2} \quad (10)$$

در این معادلات X_T , X_L به ترتیب گام طولی و گام عرضی هستند.

روش سکتور

روش سکتور می‌تواند به عنوان یک روش نیمه تحلیلی محسوب گردد. سطح پره همانطور که در شکل‌های شماره (۱) و (۲) نشان داده شده است، به چندین قطاع دایره‌ای از مرکز تیوب که به شکل هندسه پره بستگی دارد، تقسیم بندی می‌شود شعاع داخلی هر قطاع با شعاع تیوب برابر است و شعاع خارجی برابر است با فاصله مرکز تیوب تا نوک پره (بسته نوع پره) به این ترتیب تقریباً برای هر نوع شکل پره امکان پذیر است (مستطیلی، مربع و یا شش وجهی)، با توجه به اینکه جریان حرارتی هدایتی از قطاع زاویه‌ای کاملاً شعاعی است، راندمان پره مستطیلی یا شش وجهی میانگین وزنی سطح راندمان هر قطاع می‌باشد. معادله (۱۱) با فرض جریان شعاعی سطوح جانبی هر قطاع آدیاباتیک می‌باشد [۲۶].



شکل ۱: روش سکتور برای پره‌های مستطیلی [۲۶]



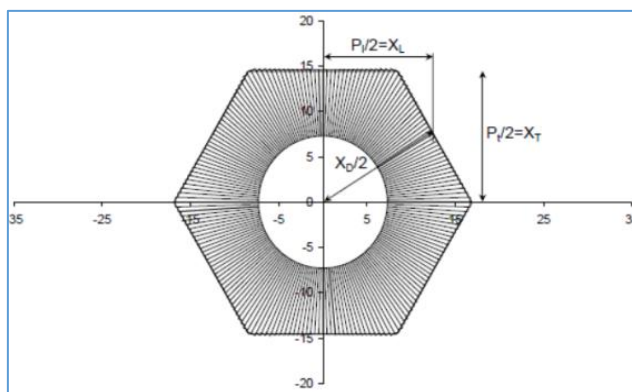
$$\eta_f = \sum_{i=1}^n \eta_i A_i / \sum_{i=1}^n A_i \quad (11)$$

ضریب عملکرد کولر هوایی

معیار ارزیابی عملکرد مبدل‌های حرارتی یا بطور خلاصه ضریب عملکرد معیاری است جهت ارزیابی عملکرد مبدل‌های حرارتی که معمولاً برای کولرهای هوایی از رابطه (۱۲) بدست می‌آید:

$$PEC = \dot{Q} / \Delta P \quad (12)$$

که در این رابطه $\dot{Q}$ نرخ انتقال حرارت و ΔP بیانگر میزان افت فشار کولر هوایی می‌باشد.



شکل ۲: روش سکتور برای پره‌های شش‌وجهی [۲۶]

نتایج و بحث

جهت تحلیل معادلات حاکم و تجزیه و تحلیل نتایج، برای پره‌های دایره‌ای از نرم‌افزار Aspen B-JAC و برای پره‌های چند وجهی (چهارضلعی و شش‌ضلعی) از نرم‌افزار EES استفاده شده است. برای بررسی ضخامت پره‌ها و تاثیر تعداد پره بر اینچ و نوع پره (پره‌های دایره‌ای، چهارضلعی و شش‌ضلعی) بر عملکرد حرارتی در کولرهای هوایی، از مشخصات یکی از کولرهای هوایی واقع در پتروشیمی‌های ماهشهر ایران، مشخصات و پارامترهای هندسی این کولر هوایی و خواص ترموفیزیکی سیالات آن در جداول (۱) و (۲) آورده شده است.

جدول ۱: پارامترهای هندسی کولر هوایی

قطر بیرونی لوله‌ها	۱۵/۸۸ میلی‌متر
ضخامت لوله‌ها	۱ میلی‌متر
الگوی لوله‌ها	مثلثی
جنس لوله‌ها	مسی
جنس پره‌ها	آلومینیوم
نوع پره‌ها	L-type tension wrapped
قطر بیرونی پره‌ها	۳۶ میلی‌متر
ضخامت پره‌ها	۰/۴ میلی‌متر
طول لوله‌ها	۲/۴ میلی‌متر
تعداد پاس لوله‌ها در هر باندل	۲
تعداد ردیف لوله‌ها در هر باندل	۴
تعداد لوله‌ها در هر باندل	۱۳۲
FPI (تعداد پره بر اینچ)	۱۰



جدول ۲: مشخصات و خواص ترموفیزیکی سیالات کولر هوایی

آب		هوا	
ورودی	خروجی	ورودی	خروجی
جرمی (kg/h)		۵۱۴۸۰	
۶۸۰۰۰		۲۵	
دمای عملیاتی (°C)		۴۰	
۹۰		۳/۵	
فشار عملیاتی (barg)		۳/۸	
ارتفاع از سطح دریا (m)		۳	
۰/۰۰۰۳۵		-	
ضریب رسوب (m².k/w)		-	

اعتبارسنجی

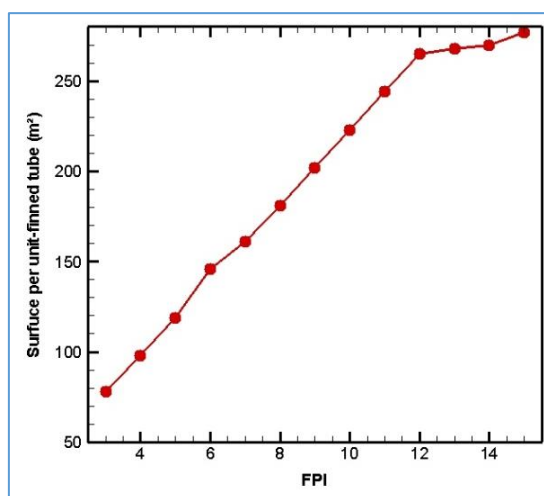
برای اعتبارسنجی، با توجه به مشخصات فنی و شرایط سیالات ورودی، برنامه برای کولر هوایی با پره‌های دایره‌ای اجرا شد. دماهای خروجی آب و هوای حاصل از برنامه با دماهای تجربی با هم مقایسه گردید، نتایج این بررسی در جدول (۳) آورده شده است. همانطور که از این جدول مشاهده می‌گردد دمای خروجی هوا از برنامه حدود ۲/۵ درصد کمتر از دمای تجربی، و دمای خروجی آب از برنامه نیز در حدود ۲ درصد کمتر از دمای تجربی بدست آمده است. این درصد اختلاف بین نتایج برنامه و نتایج تجربی نشان از دقت مناسب شبیه‌سازی توسط برنامه اجرا شده می‌باشد.

جدول ۳: مقایسه نتایج تجربی با نتایج برنامه

	دمای آب خروجی		دمای هوا خروجی	
	عملیاتی	برنامه	عملیاتی	برنامه
دمای عملیاتی (°C)	۵۳/۵	۵۲/۴۳	۳۲/۷	۳۱/۸۹
درصد خطا	۲		۲/۵	

تاثیر تغییرات تعداد پره بر اینچ بر عملکرد کولر هوایی

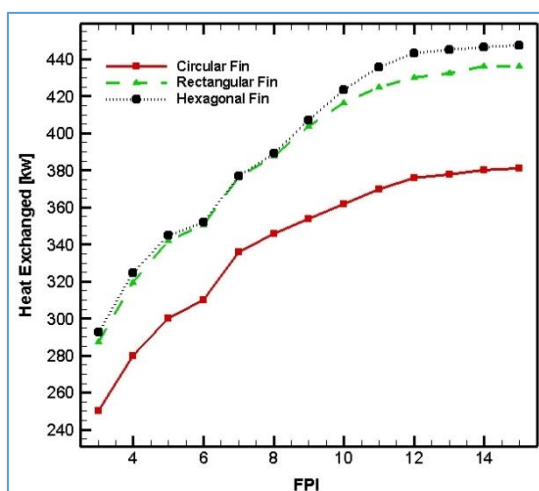
پس از اعتبارسنجی مدل عددی، تاثیر تغییرات تعداد پره بر اینچ در بازه ۳ تا ۱۵ بر انتقال حرارت، افت فشار و ضریب عملکرد مورد بررسی قرار گرفت. در ابتدا بررسی اثر تغییرات سطح مقطع انتقال حرارت لوله پره‌دار با تعداد پره در اینچ انجام شد. نتایج این بررسی در شکل (۳) نشان داده شده است. همانطور که از این شکل مشاهده می‌شود با افزایش تعداد پره بر اینچ، سطح مقطع انتقال حرارت لوله پره‌دار افزایش می‌یابد، این تغییرات از تعداد پره بر اینچ ۳ تا ۱۲ زیاد است و سطح مقطع انتقال حرارت لوله پره‌دار در حدود ۲/۴ برابر می‌شود، اما پس از افزایش تعداد پره بر اینچ به بیش از ۱۲، تغییرات و میزان افزایش سطح مقطع انتقال حرارت لوله پره‌دار نسبتاً جزئی و کم می‌باشد (حدود ۴/۵ درصد).



شکل ۳: تغییرات سطح مقطع انتقال حرارت لوله پره‌دار با تعداد پره در اینچ

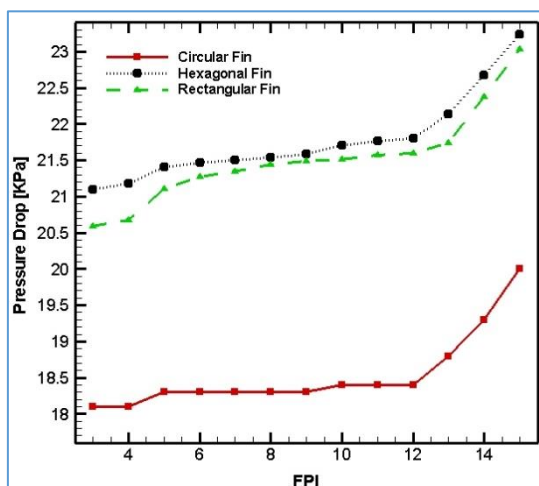


شکل (۴) تاثیر تعداد پره در اینچ بر میزان انتقال حرارت کولر هوایی را برای سه نوع پره دایره‌ای، و پره‌های چندوجهی (پره‌های مستطیلی و شش وجهی) نشان می‌دهد. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، افزایش تعداد پره در اینچ در هر سه نوع پره باعث افزایش انتقال حرارت از طریق لوله‌ها می‌شود. افزایش انتقال حرارت در ابتدا تا تعداد پره بر اینچ ۱۲ زیاد می‌باشد ولی پس از آن و برای تعداد پره بر اینچ ۱۲ تا ۱۵ نرخ این افزایش برای هر سه حالت تدریجی و کم می‌شود که علت آنرا در کاهش تدریجی سطح مقطع برای تعداد پره بر اینچ ۱۲ تا ۱۵ که در توضیحات شکل (۳) بیان شد می‌توان تفسیر کرد. همچنین با مقایسه نتایج شکل (۴) می‌توان مشاهده کرد که میزان انتقال حرارت کولر هوایی با پره‌های چند وجهی (پره‌های مستطیلی و شش وجهی) از میزان انتقال حرارت کولر هوایی با پره دایره‌ای بیشتر است، ضمناً از مشاهده این شکل می‌توان نتیجه گرفت که افزایش تعداد پره بر اینچ از ۳ تا ۱۲ برای پره دایره‌ای باعث افزایش حدود ۴۹/۶ درصدی (حدود ۱/۵ برابری) در حرارت تبدالی می‌گردد. این افزایش برای پره شش وجهی حدود ۵۱/۵ درصد است. همچنین، افزایش تعداد پره بر اینچ از ۱۲ تا ۱۵ برای پره دایره‌ای تنها باعث افزایش حدود ۲ درصدی در حرارت تبدالی می‌شود.



شکل ۴: تاثیر تعداد پره در اینچ بر میزان انتقال حرارت کولر هوایی برای سه نوع پره

تغییرات میزان افت فشار کولر هوایی نسبت به تعداد پره در اینچ برای سه نوع پره دایره‌ای، و پره‌های چندوجهی (پره‌های مستطیلی و شش وجهی) در شکل (۵) نمایش داده شده است. مطابق این شکل، با افزایش تعداد پره در اینچ، مقدار افت فشار در هر سه نوع پره افزایش می‌یابد.

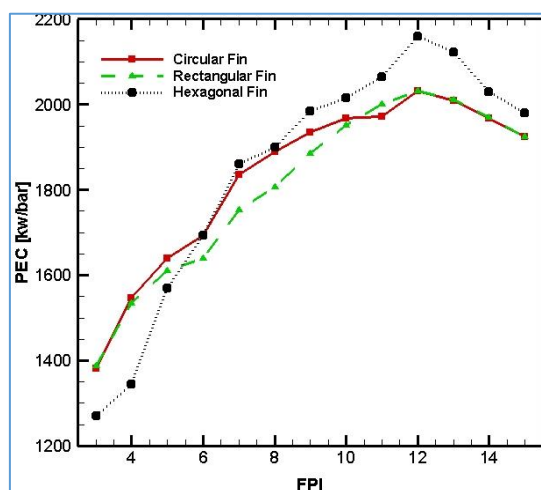


شکل ۵: تاثیر تعداد پره در اینچ بر افت فشار کولر هوایی برای سه نوع پره



افزایش افت فشار برای هر سه حالت در ابتدا از تعداد پره بر اینچ ۳ تا ۱۲ تنها باعث افزایش جزئی و کمی در مقدار افت فشار (حدود ۱٪) می‌شود، ولی پس از آن و برای تعداد پره بر اینچ ۱۲ تا ۱۵ نرخ این افزایش برای هر سه حالت مقدار افزایش افت فشار خیلی شدیدتر است. علت این امر بخاطر تغییرات کمتر سطح مقطع برای تعداد پره بر اینچ ۱۲ تا ۱۵ می‌باشد.

شکل (۶) نشان‌دهنده تاثیر تعداد پره در اینچ بر معیار ارزیابی عملکرد یا ضریب عملکرد کولر هوایی برای سه نوع پره دایره‌ای و پره‌های چندوجهی (مستطیلی و شش وجهی) می‌باشد. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، برای همه پره‌ها (هر سه نوع پره)، با افزایش تعداد پره در اینچ تعداد پره بر اینچ از ۳ تا ۱۲ ضریب عملکرد کولر هوایی افزایش می‌یابد، این افزایش ضریب عملکرد در کولر هوایی به معنای این است که در این محدوده میزان افزایش انتقال حرارت نسبت به افزایش افت فشار بیشتر است که باعث افزایش ضریب عملکرد کولر هوایی شده است. ولی افزایش تعداد پره در اینچ از ۱۲ تا ۱۵ سبب می‌شود که ضریب عملکرد مبدل حرارتی به تدریج کاهش یابد، کاهش ضریب عملکرد در این محدوده تعداد پره بر اینچ را می‌توان به این صورت تفسیر کرد که در این محدوده تاثیر افزایش افت فشار بر میزان افزایش انتقال حرارت بیشتر است که باعث کاهش ضریب عملکرد کولر هوایی در این محدوده تعداد پره در اینچ شده است. همچنین با مقایسه نتایج شکل (۶) می‌توان مشاهده کرد که بیشینه ضریب عملکرد مبدل حرارتی برای همه پره‌ها، در تعداد پره بر اینچ ۱۲ اتفاق می‌افتد. ضمناً در مقایسه بین این سه نوع، تعداد پره در اینچ از ۳ تا ۶ پره‌های دایره‌ای ضریب عملکرد بیشتری نسبت به پره‌های شش وجهی دارد ولی برای تعداد پره بر اینچ بیشتر از ۶ پره‌های شش‌وجهی ضریب عملکرد بیشتری نسبت به پره‌های دایره‌ای و پره‌های مستطیلی دارند.

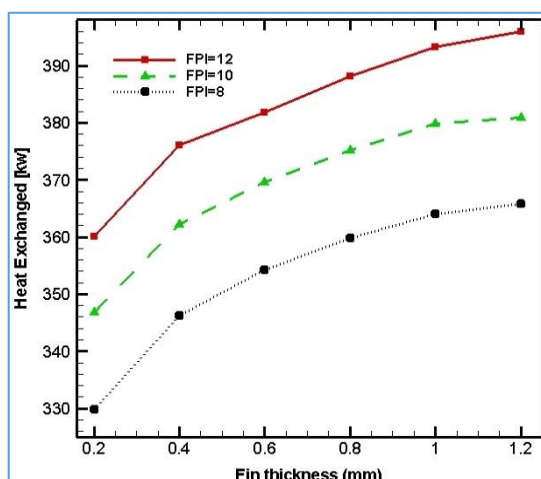


شکل ۶: تاثیر تعداد پره در اینچ بر ضریب عملکرد کولر هوایی برای سه نوع پره

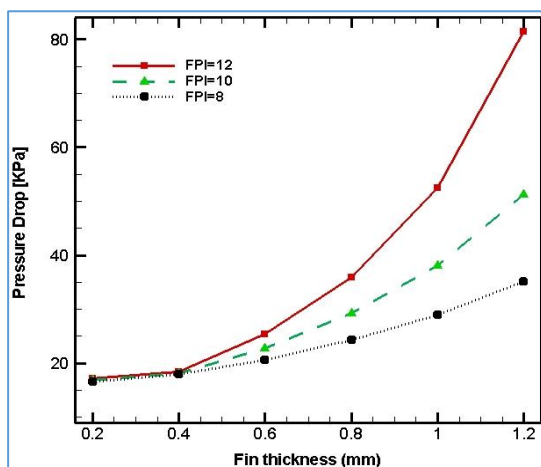
تاثیر ضخامت پره بر عملکرد کولر هوایی

شکل (۷) نشان‌دهنده تاثیر ضخامت پره‌ها (ضخامت پره ۰/۲ تا ۱/۲ میلی‌متر) بر میزان انتقال حرارت کولر هوایی برای سه تعداد پره در اینچ مختلف می‌باشد. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، میزان انتقال حرارت کولر هوایی افزایش می‌یابد. همچنین برای هر سه تعداد پره بر اینچ مختلف، با افزایش ضخامت پره‌ها، میزان انتقال حرارت افزایش می‌یابد. علت این افزایش انتقال حرارت کولر هوایی بخاطر افزایش سطح تماس لوله و پره‌ها با هوا می‌باشد، میزان افزایش انتقال حرارت در محدوده ضخامت پره ۰/۲ تا ۰/۴ بیشتر و بعد با شدت کمتری افزایش انتقال حرارت حاصل می‌گردد.

تغییرات میزان افت فشار کولر هوایی نسبت به ضخامت پره‌ها (ضخامت پره ۰/۲ تا ۱/۲ میلی‌متر) برای سه تعداد پره بر اینچ مختلف در شکل (۸) نمایش داده شده است. مطابق این شکل، میزان افت فشار کولر هوایی با افزایش تعداد پره بر اینچ افزایش می‌یابد. برای هر سه تعداد پره بر اینچ مختلف، با افزایش ضخامت پره‌ها، میزان افت فشار افزایش می‌یابد. علت این افزایش افت فشار را می‌توان بدلیل کاهش سطح مقطع عبور جریان هوا تفسیر کرد، همچنین افزایش میزان افت فشار کولر هوایی در محدوده ضخامت پره ۰/۲ تا ۰/۴ کم و بعد با شدت بیشتری افزایش افت بوجود می‌آید.

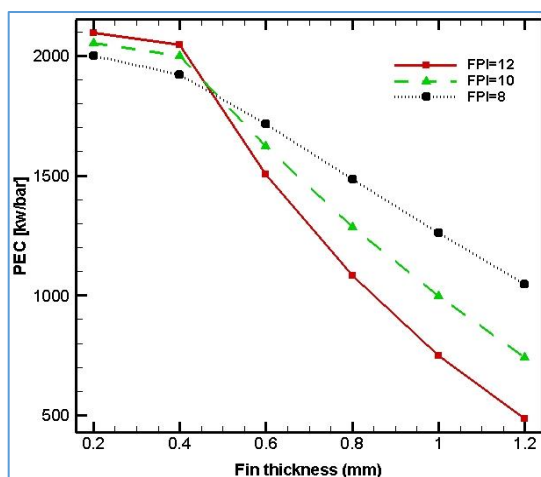


شکل ۷: تاثیر ضخامت پره بر میزان انتقال حرارت کولر هوایی برای سه تعداد پره بر اینچ مختلف



شکل ۸: تاثیر ضخامت پره بر میزان افت فشار کولر هوایی برای سه تعداد پره بر اینچ مختلف

شکل (۹) نشان‌دهنده تاثیر ضخامت پره‌ها (ضخامت پره ۰/۲ تا ۱/۲ میلی‌متر) بر معیار ارزیابی عملکرد کولر هوایی برای تعداد سه پره در اینچ مختلف می‌باشد. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، برای همه پره‌ها (هر سه نوع پره)، با افزایش ضخامت پره‌ها ضریب عملکرد کولر هوایی کاهش می‌یابد. نکته مهم دیگری که از شکل ۹ استنتاج می‌شود این است که در محدوده ضخامت پره ۰/۲ تا ۰/۴ مقدار کاهش ضریب عملکرد کم و بعد با شدت بیشتری این ضریب کاهش داشته است.



شکل ۹: تاثیر ضخامت پره بر ضریب عملکرد کولر هوایی برای سه تعداد پره بر اینچ مختلف



نتیجه‌گیری

- در این تحقیق تاثیر ضخامت پره‌ها و سه نوع پره مهم بر عملکرد یک کولر هوایی ارزیابی گردید و نتایج زیر بدست آمد:
- ۱- افزایش تعداد پره در اینچ در هر سه نوع پره باعث افزایش انتقال حرارت در کولرهای هوایی می‌شود. افزایش انتقال حرارت در ابتدا تا تعداد پره بر اینچ ۱۲ زیاد می‌باشد ولی پس از آن و برای تعداد پره بر اینچ ۱۲ تا ۱۵ نرخ این افزایش برای هر سه حالت تدریجی و کم می‌شود.
 - ۲- میزان انتقال حرارت کولر هوایی با پره‌های چندوجهی (پره‌های مستطیلی و شش وجهی) از میزان انتقال حرارت کولر هوایی با پره دایره‌ای بیشتر است.
 - ۳- افزایش تعداد پره در اینچ از ۳ تا ۱۲ برای پره دایره‌ای باعث افزایش انتقال حرارت کولر هوایی در حدود ۴۹/۶ درصدی و این افزایش برای پره شش وجهی حدود ۵۱/۵ درصد می‌شود. همچنین، افزایش تعداد پره بر اینچ از ۱۲ تا ۱۵ برای پره دایره‌ای تنها باعث افزایش حدود ۲ درصدی در حرارت تبادلی می‌شود.
 - ۴- با افزایش تعداد پره در اینچ، مقدار افت فشار در هر سه نوع پره افزایش می‌یابد. افزایش افت فشار برای هر سه حالت در ابتدا از تعداد پره بر اینچ ۳ تا ۱۲ تنها باعث افزایش جزئی و کمی در مقدار افت فشار (حدود ۱٪) می‌شود، ولی پس از آن و برای تعداد پره بر اینچ ۱۲ تا ۱۵ نرخ این افزایش برای هر سه حالت مقدار افزایش افت فشار خیلی شدیدتر است.
 - ۵- برای هر سه نوع پره، با افزایش تعداد پره در اینچ از ۳ تا ۱۲ ضریب عملکرد کولر هوایی افزایش می‌یابد، ولی افزایش تعداد پره در اینچ از ۱۲ تا ۱۵ سبب می‌شود که ضریب عملکرد مبدل حرارتی به تدریج کاهش یابد.
 - ۶- بیشترین ضریب عملکرد مبدل حرارتی برای همه پره‌ها، در تعداد پره بر اینچ ۱۲ اتفاق می‌افتد. ضمناً در مقایسه بین این سه نوع، تعداد پره در اینچ از ۳ تا ۶ پره‌های دایره‌ای ضریب عملکرد بیشتری نسبت به پره‌های شش وجهی دارد ولی برای تعداد پره بر اینچ بیشتر از ۶ پره‌های شش‌وجهی ضریب عملکرد بیشتری نسبت به پره‌های دایره‌ای و پره‌های مستطیلی دارند.
 - ۷- با افزایش ضخامت پره‌ها و افزایش تعداد پره در اینچ میزان انتقال حرارت کولر هوایی افزایش می‌یابد، میزان افزایش انتقال حرارت در محدوده ضخامت پره ۰/۲ تا ۰/۴ بیشتر و بعد با شدت کمتری افزایش انتقال حرارت خواهد داشت.
 - ۸- با افزایش ضخامت پره‌ها و افزایش تعداد پره در اینچ افت فشار کولر هوایی افزایش می‌یابد، افزایش میزان افت فشار کولر هوایی در محدوده ضخامت پره ۰/۲ تا ۰/۴ کم و بعد با شدت بیشتری افزایش افت فشار خواهد داشت.
 - ۹- برای همه پره‌ها (هر سه نوع پره)، با افزایش ضخامت پره‌ها ضریب عملکرد کولر هوایی کاهش می‌یابد، در محدوده ضخامت پره ۰/۲ تا ۰/۴ مقدار کاهش ضریب عملکرد کم و بعد با شدت بیشتری این ضریب کاهش داشته است.

مراجع

- [1] API 661 Standard., (2018). American Petroleum Institute: Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries Air-cooled Heat Exchangers.
- [2] Zhao, Y., Zhang, H., Xu, L., (2015). Comparative analysis of fin geometries on heat transfer performance in air-cooled heat exchangers. Applied Thermal Engineering, 89, 510–519.
- [۳] رسولی، م.، احمدی، ح.، و شریعتی، م. (۱۳۹۶)، تحلیل مقایسه‌ای عملکرد حرارتی کولر هوایی با فین‌های مختلف، نشریه مهندسی مکانیک ایران.
- [4] Rao, V., Kumar, D., Patel, R. (2017). CFD analysis of fin shape variation in heat exchangers. International Journal of Thermal Sciences, 116, 65–75.
- [۵] عباسی، م. و جمشیدی، ن. (۱۳۹۷)، بررسی عملکرد حرارتی فین‌های چندوجهی در مبدل‌های حرارتی، نشریه مهندسی مکانیک ایران.
- [6] Singh, K. & Gupta, A. (2018). Experimental study on non-circular fins in air-coolers. Energy Procedia, 144, 901–908.



- [۷] محمدی، ن. و عباسی، س. (۱۳۹۸)، تحلیل عددی عملکرد حرارتی فین‌های هندسی مختلف در کولر هوایی، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی شریف.
- [۸] کریمی، س. و معصومی، ح. (۱۳۹۹)، تحلیل مقاومت حرارتی فین‌ها در مبدل‌های هوایی، نشریه علوم حرارت و سیالات.
- [۹] یوسفی، ف.، کاوه، ن. و رضایی، م. (۱۴۰۰)، بررسی تاثیر شکل پره در مبدل حرارتی هوایی با استفاده از CFD، "نشریه مهندسی مکانیک کاربردی.
- [۱۰] خلیلی، م. و سعیدی، ع. (۱۴۰۰)، تحلیل عددی اثر هندسه فین در کولر هوایی، پژوهش‌نامه مهندسی مکانیک.
- [11] Kim, S. H., Lee, J., Park, J., (2019). Experimental and numerical study on hexagonal finned tubes for enhanced air-cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 132, 1164–1175.
- [12] Li, W., Yang, L., Zhao, F., (2020). Performance evaluation of polygonal fins using CFD simulation. *Energy Conversion and Management*, 221, 113152.
- [13] Chen, Y., Zhang, X., Lu, H., (2020). Performance limitation of polygonal fins at high FPI. *Applied Thermal Engineering*, 169, 114973.
- [14] Wang, X., Chen, Q., Du, S., (2021). Optimization of fin parameters in compact heat exchangers. *Thermal Science and Engineering Progress*, 22, 100857.
- [15] Ahmed, M., Mohammed, K., (2021). Hybrid fin design for enhanced air-side performance. *Heat Transfer Engineering*, 42(12), 1090–1101.
- [۱۶] فلاح‌زاده، ع. و عسگری، ح. (۱۴۰۱)، تحلیل تجربی عملکرد کولر هوایی با فین‌های شش‌ضلعی، پژوهش صنعتی پتروشیمی بندرامام.
- [۱۷] حسینی، م. و بابایی، ر. (۱۴۰۲)، بررسی بهینه‌سازی اگزورزی فین‌های غیرمردور در کولر هوایی، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه تبریز.
- [18] Tanaka, T., Yamamoto, S., & Kato, M., (2022). Experimental study on polygonal fins under humid environment. *Journal of Thermal Science and Technology*, 17(3), JTST0121.
- [19] Zhou, F., & Feng, Y., (2023). Multi-objective optimization of fin geometry using GA. *Energy Conversion and Management*, 277, 116550.
- [20] Chien, S., Lin, C., Chien, C., (2024). Numerical investigation of heat flow and pressure drop in plate-fin heat sinks. *Processes*, <https://doi.org/10.3390/pr12040744>.
- [21] Ali, A., Khan, M., (2023). Numerical study of the fluid flow and heat transfer in a finned heat sink using Ansys Icepak. *International Journal of Mechanical Engineering and Applications*, 11(3), 45-53.
- [22] Huang, Y., Li, J., Zhang, W., (2023). A parametric design study of natural-convection-cooled heat sinks. *Fluids*, <https://doi.org/10.3390/fluids8080234>.
- [23] Sofonea, V., Tanase, I., (2025). A unit-cell shape optimization approach for maximizing heat transfer in periodic fin arrays. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2504.03436>.
- [24] Çengel Y. A., Cimbala J. M., Ghajar A. J., (2022). *Fundamentals Of Thermal-Fluid Sciences*, "Mcgraw Hill LLC, Sixth Edition.
- [25] Kraus, A.D., Aziz, A., Welty, J., (2003). *Extended Surface Heat Transfer*, 2001, John Wiley & Sons
- [26] Bejan, A. & Kraus, A. D., *Heat Transfer Handbook*, John Wiley & Sons.
- [27] Kakac S., Liu H., Pramuanjaroenkij A., (2012). *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal, Design* Taylor & Francis Group, Third Edition,.
- [28] Hong, K.T., Webb, R.L., (1996). Calculation of fin efficiency for wet and dry fins, *HVAC &R Research*.
- [29] Wang, C.C., Webb, R.L., Chi, K.Y. , (2000). Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*.
- [30] Perrotin, T., Clodic, D., (2003). Fin Efficiency Calculation in Enhanced fin-and tube heat Exchanger in dry.
- [31] Gardner, K.A., (1945). Efficiency of extended surface, *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*.
- [32] Aspen Suite v11.1 Complete Software, Aspen B-jac Manual&Help book