



مدل سازی، طراحی و بهینه سازی مبدل های حرارتی چند جریانی با فین نواری به منظور یکپارچه سازی

جریان های حرارتی

وحید بهمنش^۱ - مهرانگیز قاضی^۲ - محمد نیکیان^۳

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تاکستان، تاکستان، ایران

۲ و ۳- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تاکستان، تاکستان، ایران

Vahidbehmanesh@gmail.com

چکیده:

مدلسازی ترمودینامیکی و هیدرولیکی مبدل های چند جریانی در این پژوهش مورد بررسی قرار گرفته شده است و در ادامه مدل سازی اقتصادی این نوع مبدل ها ارائه شده و در انتها بهینه سازی هزینه سالیانه انجام شده است. در این پژوهش از مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با پره نواری استفاده شده است که تعدادی جریان به صورت متقاطع با یکدیگر به تبادل حرارت می پردازند روش حل نیز بر مبنای یکنواخت سازی حرارتی کلیه جریان های موجود است پس از مدل سازی بهینه سازی با پارامترهای ورودی طول، عرض و گام فین و تابع هدف هزینه نهایی سالیانه با روش الگوریتم ژنتیک انجام می گردد و در انتها نتایج بدست آمده با نتایج مقالات مرجع مشابه مقایسه می گردد.

کلید واژگان: مبدل حرارتی چند جریانی، مبدل صفحه ای فین دار چند جریانی، تکنولوژی پینچ، یکنواخت سازی عملکرد حرارتی

Modeling Design and Optimization of a Multistream Heat Exchanger with Offset Strip Fins in Order to Integrate the Heat Streams

Vahid Behmnaesh¹, Mehrangiz Ghazi², Mohammad Nikian³

1- MSc Student, Department of Mechanical Engineering, Takestan Branch, Islamic Azad University, Takestan, Iran

2,3-Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Takestan Branch, Islamic Azad University, Takestan, Iran

Abstract:

In this study, the total annual (TAC) is considered as the objective function, total annual cost also included investment cost and operating cost. Fin length, fin pitch and fin height are considered as parameters of optimizations. HX in countercurrent arrangement, characterized by the maximization of allowable pressure as design objective is extended to the design of multi-fluid exchangers. Applicability of the methodology is demonstrated on two different case studies and results of the current method are compared with literature. In former studies design of Plate-Fin Heat Exchanger with rectangular fin is presented and flow consider as Counter-courent. the results showed that by changing solution methodology to uniform heat distribution, with optimization result improve to save 20% of annual cost. in this reasarch by using same methodology and change heat exchanger's fin to offset-strip we reach lower total annual cost than rectangular fins.

Keywords: Multisrteam Plate fin Heat Exchanger, Off-strip Fin, Total Annual Cost, Pressure Drop, Uniform Heat Distribution

۱- مقدمه :

طراحی‌های اخیر برای مبدل حرارتی چند جریانی تحلیل به صورت مقطع به مقطع و به صورت مستقل برای هر جریان انجام می‌گیرد. یک حالت ساده از مبدل‌های حرارتی چند جریانی، مدل سه جریانی است. سورلی [۶] یک تئوری طراحی برای مبدل حرارتی سه جریانی و صفحه‌ای پرده‌دار را ارائه کرد که در حالت معمولی جریان سرد از نظر دمایی ایزوله باشد. اولدس و بارون [۷] کارسورلی را با آنالیز موردی که تمام جریان‌ها با هم تبادل دمایی دارند، ادامه دادند که به بسیاری از مبدل‌های حرارتی سه جریانی که در تبرید کار می‌کنند مربوط می‌شود. پراساد و گروکول [۸-۹] در فرمولاسیون خود روش‌های ساده سازی دیفرانسیلی برای طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای پرده‌دار را به کار بردند. وجود گرادیان دمای صفر در پره نزدیک مرکز کانال توسط چاتو [۱۰-۹] مطرح شد. این نظریه توسط پراساد [۱۱] برای مطالعه الگوی لایه انباشته در مبدل‌های حرارتی چند جریانی استفاده شد. پافنبرگ [۱۲] یک روش کلی برای تجزیه و تحلیل مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار با استفاده از روش المان محدود ارائه کرد. اثرات انتقال محوری و خواص فیزیکی متغیر در تجزیه تحلیل در نظر گرفته شد، اگرچه تبادل حرارتی با محیط زیست نادیده گرفته شد. لو و همکارانش [۱۳] یک مدل تحلیلی از یک مبدل چند جریانی با خواص فیزیکی ثابت ارائه کردند و در یک مقاله جداگانه [۱۴] نویسندگان یک راه حل تحلیلی کلی برای پیش بینی عملکرد حرارتی مبدل‌های حرارتی چند جریانی و شبکه آنها را پیشنهاد دادند، این مدل علاوه بر آن برای انواع دیگر مبدل‌های حرارتی تک بعدی مانند مبدل حرارتی پوسته و لوله مناسب می‌باشد. ((تکنولوژی پینچ)) روشی است که معمولاً برای آنالیز شبکه‌های مبدل حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. پولی و پیکون-نویز [۱۵] و همکاران پیکون-نویز [۱۶-۱۷] این تکنولوژی را برای مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار چند جریانی بر اساس استفاده از دیاگرام دما-آنتالپی یا منحنی مرکب گسترش دادند. هدف طراحی آنها حداکثر استفاده از افت فشار مجاز و تضمین بار حرارتی همگن در تمام کانال و تولید تعداد مساوی از کانال‌های سرد و گرم است. وانگ و همکاران [۱۸] یک روش جدید برای طراحی مبدل‌های حرارتی چند جریانی صفحه‌ای از طریق بهینه سازی شبکه مبدل‌های حرارتی ارائه کردند. پژوهشی راجع به مدلسازی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار چندجریانی با فین مستطیلی ارائه شد که بر اساس یکنواخت سازی حرارتی کلیه جریان‌های حرارتی موجود می‌باشد. دو اصل توزیع مساوی جریان در هر کانال و اصل یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال در نظر گرفته می‌شود به صورتی که باید تعداد جریان‌های سرد و گرم مساوی باشند و این مهم با تقسیم متناسب ظرفیت گرمایی جریان‌های سرد و گرم امکان‌پذیر می‌باشد با استفاده منحنی خمیده و بازه آنتالپی موجود و در نظر گرفتن جریان مرجع و در انتها تعمیم به کل جریان‌ها مبدل را طراحی می‌شود. الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی با تابع هدف هزینه و افت فشار و پارامترهای هندسی فین استفاده شد و در انتها با مقالات مرجع مقایسه شدند.

افزایش قیمت انرژی از یک سو و کاهش سوخت‌های فسیلی از سوی دیگر موجب گردید تا محققان از سیستم‌های یکپارچه سازی حرارتی به منظور کاهش مصرف انرژی در صنایع مختلف استفاده نمایند. در این روش جریان‌های حرارتی یک یا چند واحد با یکدیگر به تبادل حرارتی می‌پردازند. یک روش مفهومی به منظور بررسی پتانسیل این سیستم‌ها یکپارچه سازی تکنولوژی پینچ است. در این روش بر اساس مقدار ΔT_{min} در مبدل‌های حرارتی مقدار بازیافت حرارت بین جریان‌های حرارتی مشخص می‌گردد. سپس بر اساس قواعد این روش از مبدل‌های حرارتی دو جریانی به منظور رسم شبکه مبدل‌های حرارتی برای بازیافت حرارت استفاده می‌شود. در این پایان‌نامه به جای استفاده از مبدل‌های حرارتی دو جریانی، پتانسیل استفاده از مبدل‌های حرارتی چند جریانی در سیستم‌های یکپارچه سازی حرارتی بررسی می‌گردد. در این روش از منحنی ترکیبی به منظور بررسی حرارتی و دمایی مبدل‌های حرارتی استفاده می‌گردد. بدیهی است طراحی و استفاده از مبدل‌های حرارتی چند جریانی علاوه بر پیچیدگی بسیار بالاتر نسبت به مبدل‌های حرارتی دو جریانی دارای روش‌ها و الگوریتم‌های طراحی متفاوتی نیز می‌باشد. در این پایان‌نامه به منظور مدل سازی حرارتی مبدل‌های حرارتی چند جریانی از اصل یکسان سازی دمای دیواره بر هر سطح عمود بر راستای جریان‌ها استفاده می‌شود. تابع هدف به منظور ارزیابی سیستم بهینه، هزینه نهایی سالیانه شامل مجموع هزینه سرمایه گذاری و هزینه عملیاتی می‌باشد از کدنویسی در محیط برنامه MATLAB به منظور شبیه سازی روش مذکور استفاده خواهد شد.

۲- پیشینه تحقیق:

اولین پیشرفت در کارهای انجام شده در حوزه مبدل‌های حرارتی چند جریانی در سیستم‌های برودتی انجام گرفت [۱]. این مبدل‌ها از نوع پوسته لوله مارپیچ و صفحه‌ای پره دار بود، مدل مارپیچی قادر بود تنها یک جریان سرد و چند جریان گرم را مورد بررسی قرار دهد اما مبدل صفحه‌ای قادر به تحلیل تعداد زیادی از هر جریان بود. اولین مبدلی‌هایی که در ابتدا بیشتر مورد توجه بود مبدل‌های دو جریانی بود که فرمول‌های تحلیلی برای آنها در منابع مربوط به مبدل‌های حرارتی داده شده است [۲-۳]. تحلیل آنالیزهای چند جریانی با آنالیزهای دو جریانی بسیار متفاوت است، ویژگی‌هایی مانند بای پس انتقال حرارت [۴] یا بالا رفتن دما [۵] در مبدل‌های چند جریانی شایع است. به طور کلی تحقیقات انجام شده بر روی مبدل صفحه‌ای بر اساس روش ساده سازی به نام "فرض دمای دیواره مشترک" صورت گرفته است، که با این فرض در هر نقطه عمود بر راستای جریان، تمامی صفحات جدا کننده دارای دمای یکسان می‌باشد. در مطالعات جدید این فرض را برای تحلیل‌های جامع‌تری که حتی تمام راه‌هایی که سیال گرم در واحد چند جریانی می‌تواند برود و انتقال حرارت هدایتی آن در لایه-های غیر مجاور از طریق پره انجام می‌گیرد را بررسی می‌کند. در

۳- روش طراحی مبدل حرارتی چند جریانی صفحه‌ای فین‌دار:

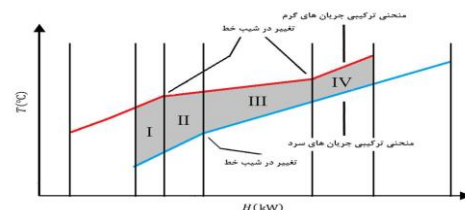
۱. رسم منحنی ترکیبی به ازای ΔT_{min} معین و تعیین بازه‌های آنتالپی
۲. استخراج روابط مربوط به اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی
۳. استخراج روابط اصل یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال
۴. تعیین جریان مرجع
۵. مدل‌سازی و استخراج روابط هندسی فین‌های نواری
۶. مدل‌سازی حرارتی مبدل چند جریانی با فین نواری
۷. یکسان‌سازی ارتفاع بازه‌های آنتالپی
۸. مدل‌سازی اقتصادی
۹. الگوریتم و روش بهینه‌سازی

۳-۱- منحنی ترکیبی و بازه‌های آنتالپی

استفاده از منحنی ترکیبی به منظور طراحی یک مبدل حرارتی چندجریانی شامل دو مرحله به صورت زیر است:

- ۱- رسم منحنی ترکیبی به ازای ΔT_{min} معین برای جریان‌های موجود.
- ۲- تعیین بازه‌های آنتالپی از روی منحنی ترکیبی و استخراج دماهای ورود و خروج هر جریان در هر بازه آنتالپی

منحنی ترکیبی از دو منحنی یکی برای جریان‌های سرد (منحنی بالایی) و دیگری برای جریان‌های گرم (منحنی بالایی) تشکیل شده است. اگر گرمای ویژه برای هر جریان ثابت فرض گردد، منحنی ترکیبی از تعدادی خطوط مستقیم با شیب‌های مختلف تشکیل شده است. هر شکستگی در هر دما بیانگر ورود یا خروج حداقل یک جریان در آن دما می‌باشد. ناحیه همپوشانی منحنی‌های گرم و سرد بیانگر ناحیه‌ای است که در آن جریان‌های سرد و گرم به تبادل حرارت می‌پردازند. به ازای هر شکستگی در منحنی ترکیبی که بیانگر ورود یا خروج حداقل یک جریان می‌باشد، می‌توان یک بازه آنتالپی تشکیل داد. به عبارت دیگر هر بازه آنتالپی بازه‌ای در یک منحنی ترکیبی است که در آن هیچ جریانی از آن خارج یا به آن وارد نمی‌شود. نکته مهم این است که دمای کلیه‌ی جریان‌های سرد و گرم در ورودی و خروجی هر بازه آنتالپی مقدار یکسانی می‌باشد یا به عبارت دیگر بار حرارتی هر بازه آنتالپی به ازای یک ΔT_{min} ثابت دارای مقدار معلوم و مشخصی است، به طور مثال در منحنی ترکیبی شکل ۱ تعداد بازه‌های آنتالپی که در آن صرفاً جریان‌های حرارتی به تبادل حرارتی می‌پردازند چهار بازه می‌باشد.



شکل (۱) نمونه‌ای از یک منحنی ترکیبی برای چند جریان حرارتی. (ستوده، ۱۳۹۳، ۱۲۱-۱۳۱)

۲-۲- توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال

برای رعایت اصل مساوی جریان‌ها باید به گونه‌ای طراحی را انجام دهیم که مقدار جریان‌های گرم و سرد برابر باشد و برای رسیدن به این مهم می‌توان نسبت بین ظرفیت گرمایی جریان‌های گرم و سرد را مانند رابطه زیر در نظر گرفت:

$$\left(\frac{CP_{hot \ passage}}{CP_{cold \ passage}} \right) = \frac{1}{\sum CP_{hot}} \quad (1)$$

یعنی برای رسیدن به تعداد مساوی جریان‌های گرم و سرد باید نسبت بین ظرفیت جریان گرم مشخص شود و تقسیم جریان به همان اندازه‌ی باشد.

۳-۳- اصل یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال

به منظور اصل یکنواخت‌سازی ستری میدان دما در دیواره‌های جدا کننده در هر جهت هر سزح عمود بر هر جریان باید عملکرد حرارتی همه‌ی کانال‌های گرم و همه کانال‌های سرد دارای عملکرد حرارتی مشابه یکدیگر باشد. به عبارتی دیگر با توجه به شکل ۳ برای جریان‌های گرم می‌توان نوشت:

$$(\eta hA)_{H1} = (\eta hA)_{H2} = \dots = (\eta hA)_{Hn} \quad (2)$$

و به طور مشابه برای جریان‌های سرد:

$$(\eta hA)_{C1} = (\eta hA)_{C2} = \dots = (\eta hA)_{Cn} \quad (3)$$

از آن جایی که در روش حاضر جریان‌های حرارتی در بازه‌های آنتالپی مورد بررسی و طراحی قرار می‌گیرند لذا با توجه به مساوی بودن دما در ابتدا و انتهای هر بازه آنتالپی برای هر جریان سرد و هر جریان گرم، می‌توان نتیجه گرفت که دمای دیوار در هر صفحه عمود بر امتداد جریان برابر می‌باشد. بنابراین در هر بازه آنتالپی می‌بایست با انتخاب سطوح حرارتی مناسب مقدار ηhA برای همه جریان‌های سرد و گرم برابر شود.

۳-۴- انتخاب جریان مرجع و جریان تابع

در طراحی مبدل حرارتی چند جریانی با جریان مخالف ابتدا باید منحنی ترکیبی را رسم کنیم. در ادامه باید جریان مرجع و جریان‌های وابسته مشخص شود. طراحی در هر بازه آنتالپی بر اساس جریان مرجع انجام می‌گیرد. همچنین یک جریان به نام جریان بحرانی باید برای طراحی مشخص شود، که آن تنها جریانی است که می‌تواند از ماکزیمم افت فضا مجازش استفاده شود. جریان بحرانی با جریان مخالفش به نام جریان مرجع همسان می‌شود و با استفاده از جریان مرجع هر بازه آنتالپی طراحی آن بازه را انجام می‌دهیم.

برای این منظور اصل یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال با توجه به جریان‌های مرجع و تابع برای جریان‌های گرم و سرد می‌بایست به صورت رابطه زیر برقرار گردد:

$$(\eta hA)_{h,ref} = (\eta hA)_{h,func} \quad (4)$$

$$(\eta hA)_{c,ref} = (\eta hA)_{c,func} \quad (5)$$

۴- طراحی هیدرولیکی مبدل حرارتی صفحه‌ای فین دار با فین نواری

که در آن A_f مساحت فین، A_{cell} مساحت یک سلول تنها و η_f بازده یک فین به تنهایی می باشد. می توانیم مساحت فین را به صورت زیر به دست آوریم:

$$(۱۷)$$

$$A_f = 2(b - t_f)x + 2(b - 2t_f)t_f + ct_f$$

و بازده سطح فین برابر است با:

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (۱۸)$$

که:

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_f t_f}} \quad (۱۹)$$

و (۲۰)

$$l = \frac{b}{2}$$

که K_f ضریب انتقال حرارت رسانشی سطح فین است. با توجه به رابطه (۸) مقدار ضریب اصطکاک (f) و ضریب کولبرن (j) برای فین نواری به صورت زیر تعریف می شود

$$(۲۱)$$

$$f = 9.6243(Re)^{0.7422}(\alpha)^{0.1856}(\delta)^{0.3053}(\gamma)^{0.2659} \times [1 + 7.669 \times 10^{-8}(Re)^{4.429}(\alpha)^{0.920}(\delta)^{3.767}(\gamma)^{0.236}]^{0.1} \quad (۲۲)$$

$$j = 0.6522(Re)^{0.5432}(\alpha)^{0.1541}(\delta)^{0.1499}(\gamma)^{0.0678} [1 + 5.269 \times 10^{-5}(Re)^{1.34}(\alpha)^{0.504}(\delta)^{0.456}(\gamma)^{-1.055}]^{0.1}$$

که تعاریف زیر را برای روابط بالا نیز باید مشخص کنیم:

$$(۲۳)$$

$$\alpha = \frac{c}{b}$$

$$\delta = t_f/x \quad (۲۴)$$

$$\gamma = t_f/c \quad (۲۵)$$

از آنجایی که عدد رینولدز برابر:

$$(۲۶)$$

$$Re = \frac{Gd_h}{\mu} \quad Re = \frac{Gd_h}{\mu}$$

و شار جرمی برابر:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} \quad (۲۷)$$

می توان j و f و در نتیجه افت فشار را محاسبه کرد و در ادامه داریم:

$$h = j c_p G Pr^{-\frac{2}{3}} \quad (۲۸)$$

$$h = St G c_p \quad (۲۹)$$

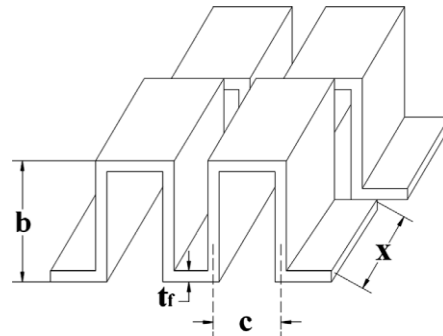
با محاسبه عدد استانتون می توان ضریب انتقال حرارت جابه جایی را محاسبه کرد.

$$St = \frac{j}{Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (۳۰)$$

۵- مدل سازی

به این منظور باید ضریب کلی انتقال حرارت در این مبدل حرارتی محاسبه گردد. با صرف نظر کردن از انتقال حرارت هدایت در صفحه های جدا کننده بدون از دست دادن کلیت مساله می توان نوشت:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{\eta_{o,h} h_h A_h} + \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_c} \quad (۳۱)$$



شکل (۲) قسمتی از یک فین نواری مستطیلی

قطر هیدرولیکی را می توان به صورت رابطه (۶) تعریف کرد.

$$d_h = \frac{4A}{P} \quad (۶)$$

که برای یک فین نواری به صورت زیر تعریف می شود

$$d_h = \frac{(4c-t_f)(b-t_f)x}{2((c-t_f)x+(b-t_f)x+(b-t_f)t_f)+(c-t_f)t_f-t_f^2} \quad (۷)$$

همچنین سطح آزاد جریان از رابطه زیر تعریف می شود

$$A_{ff} = \frac{d_h A_{tot}}{4L} \quad (۸)$$

سطح انتقال حرارت در هر صفحه فین دار برابر است با مجموع سطح انتقال حرارت صفحه و سطح انتقال حرارت فین ها، در این صورت مساحت کل انتقال حرارت در هر صفحه فین دار را می توان به صورت رابطه (۲۳) نوشت.

$$A_{tot} = A_p + A_{fin} \quad (۹)$$

همچنین می توان از رابطه زیر نیز قابل محاسبه می باشد.

$$A_{tot} = (\beta V_p)_c + (\beta V_p)_h \quad (۱۰)$$

که در آن β سطح انتقال حرارت به واحد حجم هر سلول می باشد و V_p حجم بین صفحات برای جریان های سرد و گرم می باشد و از رابطه های زیر به دست می آید.

$$\beta = \frac{A_{cell}}{V_{cell}} = \frac{2(b-t_f)x+2(c-t_f)x+2(b-t_f)t_f+ct_f}{b_c x} \quad (۱۱)$$

$$V_{p,c} = L_c L_h b_c (N_p + 1) \quad (۱۲)$$

$$V_{p,h} = L_c L_h b_h N_p \quad (۱۳)$$

با فرض اینکه تعداد جریان های گرم با N_p باشد و تعداد جریان های سرد برابر با $N_p + 1$ باشد، بنابراین:

$$N_p = \frac{L_n - b_c - 2t_w}{b_h + b_c + 2t_w} \quad (۱۴)$$

که در آن t_w ضخامت صفحه و L_c ، L_h و L_n به ترتیب طول جریان سرد، طول جریان گرم و طول بدون جریان می باشد. (شکل ۴-۶) بازده کلی سطح (η_s) را می توان از رابطه زیر به دست آورد.

$$\eta_s = 1 - F_R(1 - \eta_f) \quad (۱۵)$$

و

$$F_R = \frac{A_f}{A_{cell}} \quad (۱۶)$$

است. مقدار E (توان پمپاژ) را می‌توان به صورت رابطه (۳۹) محاسبه نمود:

$$E = \frac{\dot{m}\Delta P}{\rho\eta_p} \quad (39)$$

که در آن η_p راندمان پمپ یا کندانسور می‌باشد.

۷- یکسان‌سازی ارتفاع در کلیه بازه‌های آنتالپی

از آنجایی که در این روش هر بازه آنتالپی مستقل از بازه دیگر و بر حسب جریان مرجع آن بازه طراحی می‌گردد، لذا فارغ از عرض مبدل حرارتی که برای همه بازه‌های آنتالپی یکسان در نظر گرفته می‌شود، ارتفاع و طول بازه‌ها با یکدیگر برابر نمی‌باشد. به این منظور در این مرحله می‌بایست ارتفاع کلیه بازه‌های آنتالپی یکسان گردد. ارتفاع یک مبدل حرارتی صفحه‌ای- فین‌دار را میتوان به صورت مجموع فاصله بین صفحات (عبارت اول) و مجموع ضخامت صفحات (عبارت دوم) به صورت رابطه (۴۰) محاسبه نمود.

$$H = \sum_{i=1}^{NS} (NP \times b)_i + (1 + \sum_{i=1}^{NS} NP) t_p \quad (40)$$

که در آن NP تعداد کانال‌های هر جریان و t_p ضخامت صفحات می‌باشد.

۸- بهینه‌سازی

خلاصه الگوریتم کلی بهینه‌سازی یک مبدل حرارتی چند جریان‌ی صفحه‌ای- فین‌دار بر مبنای موارد ذکر شده قبلی در شکل ۳ نشان داده شده است.

با استفاده از الگوریتم ژنتیک و با تغییر پارامترهای ورودی هندسی فین به بهینه‌سازی تابع هدف خود یعنی هزینه نهایی سالیانه می‌رسیم. حال با این تعاریف در این بهینه‌سازی متغیرهای اصلی (تصمیم‌گیری) پارامترهای هندسی فین شامل ارتفاع، گام و ضخامت فین در هر جریان است که دامنه و گام تغییرات برای ارتفاع، طول و گام فین در جدول ۱ نشان داده شده است. ضخامت فین‌ها طبق استانداردهای معمول ساخت دارای مقادیر 0.102، 0.152، 0.254 و 0.813 میلی‌متر می‌باشد. عرض مبدل حرارتی که جزو درجه آزادی سیستم محسوب نمی‌گردد، به منظور مقایسه با مراجع ۱ متر در نظر گرفته شده است. بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک با 100 تولید مثل، احتمال کراس اور 0.8 و احتمال جهش 0.4 انجام گرفته است.

جدول (۱) محدوده تغییرات پارامترهای ورودی به منظور بهینه‌سازی

متغیر	پایین حد	بالا حد	گام
ارتفاع فین (mm)	0.4	10	0.01
گام فین (mm)	1.5	2.5	0.01
طول فین (mm)	2	4	0.01

۸-۱ مطالعه موردی:

دو مورد برای مطالعه مورد بررسی قرار گرفته است. در مورد

که در آن $\eta_{0,c}$ بازده کلی سطح، h ضریب انتقال حرارت و A سطح انتقال حرارت است. در عین حال اندیس‌های c و h به ترتیب برای جریان سرد و گرم دلالت دارد. مقدار h از رابطه (۲۸) محاسبه می‌شود که در آن برای محاسبه مقدار z از رابطه (۲۲) به دست می‌آید و رینولدز نیز از رابطه (۲۵) به دست می‌آید. با محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی می‌توان مقدار NTU را به صورت رابطه (۴-۵۳) محاسبه نمود:

$$NTU = \frac{UA}{(mc)_{min}} \quad (32)$$

که NTU تعداد مراحل انتقال است. با فرض آرایش جریان مخالف به منظور بهینه‌سازی عملکرد حرارتی مبدل حرارتی می‌توان مقدار NTU را بر حسب ϵ و C و به صورت زیر نوشت:

$$NTU = \frac{1}{C-1} \ln \frac{\epsilon-1}{\epsilon C-1} \quad (33)$$

که C نسبت گرمای ویژه است. از طرفی با معلوم بودن دماهای ورودی و خروجی در هر بازه آنتالپی می‌توان مقدار ϵ را به صورت زیر محاسبه نمود:

$$\epsilon = \frac{c_h(T_{in}-T_{out})}{c_{min}(T_{in}-t_{in})} \quad (34)$$

که در آن T_{in} دمای ورودی جریان گرم، T_{out} دمای خروجی جریان گرم و t_{in} نیز دمای ورودی جریان سرد می‌باشد. حال با به دست آمدن NTU از رابطه (۳۳) و مساوی قرار دادن با رابطه (۳۴) می‌توان طول مبدل حرارتی را به دست آورد.

۶- مدل‌سازی اقتصادی

مدل‌های اقتصادی مختلفی به منظور ارزیابی اقتصادی واحدهای صنعتی از جمله مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای- فین‌دار وجود دارد. در این مقاله به منظور مقایسه بهتر نتایج این مقاله با دو مرجع کیز و نونز از همان روابط استفاده می‌کنیم. به این منظور هزینه سالیانه نهایی را می‌توان به صورت رابطه (۳۵) تعریف نمود:

$$TAC = CI + OM \quad (35)$$

هزینه سرمایه‌گذاری را می‌توان به صورت (۴-۵۷) نوشت:

$$CI = (f_c + A \times u_c) \times c_1 \quad (36)$$

که A سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی و مقادیر u_c و f_c در جدول ۴-۱ آورده شده است. c_1 که به صورت رابطه (۴-۵۸) تعریف می‌گردد:

$$(37)$$

$$c_1 = \frac{(1+i)^a}{a}$$

که i نرخ بهره سالیانه و a عمر استهلاک سیستم می‌باشد. از طرفی هزینه عملیاتی و نگهداری سیستم را می‌توان به صورت رابطه زیر نوشت:

$$OMC = \frac{(E_h + E_c) f_e t_{ope}}{1000} \quad (38)$$

که E_h و E_c مقدار توان پمپاژ به ترتیب در جریان‌های گرم و سرد f_e هزینه الکتریسیته بابت پمپاژ و t_{ope} مدت زمان سالیانه عملکرد سیستم می‌باشد که مقدار دو مورد آخر در جدول ۱ نشان داده شده

با استفاده از جدول ۴ می‌توان مدل‌سازی اقتصادی این مبدا را انجام داد. حال با استفاده از نرم‌افزار MATLAB به روش الگوریتم ژنتیک مقدار ابعاد مبدا و در نتیجه آن هزینه سالیانه این مبدا به دست آمده و با بقیه مراجع به صورت زیر به مقایسه گذاشته شده است. در جدول ۵ ابعاد مبدا بهینه شده توسط این پژوهش با دیگر مقالات آورده و مقایسه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود عرض مبدا برای همه حالات 1m در نظر گرفته شده و مقدار طول، ارتفاع و حجم مبدا توسط مراجع مختلف بررسی شده. همانطور که مشاهده می‌شود با استفاده از دو اصل توزیع مساوی جریان و اصل یکنواخت سازی عملکرد حرارتی نتایج پژوهش ستوده بهبود زیادی پیدا کرده است. در این پژوهش نیز با به کار بردن این دو اصل و تنها با استفاده از فین نواری به جای فین مستطیلی به این نتیجه می‌رسیم که با فین نواری می‌توان با ابعاد و مبدا کوچکتری به دمای مورد نظر رسید. مقدار طول مبدا از برابر قرار دادن دو فرمول (۳۳) و (۳۴) بدست می‌آید و مقدار ارتفاع نیز با یکسان سازی ارتفاع تمام ۳ بازه با استفاده از فرمول (۴۰) بدست می‌آید. در جدول ۶ مقدار هزینه نهایی سالیانه مبدا حرارتی که از فرمول‌های ۳۵-۳۹ بدست آمده بهینه شده و با مراجع دیگر مقایسه می‌گردد.

ابتدا مقدار هزینه سالیانه بر حسب $\frac{\$}{year}$ محاسبه گردیده و مقدار بهبود هر روش با روش اول جودا مقایسه گردیده است. درصد بهبود نسبت به بدترین حالت محاسبه شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود به دلیل پیوسته در نظر گرفتن متغیرها و همچنین تغییر نوع فین به نتایج بهتری نسبت به پژوهش‌های قبلی رسیدیم. مقدار ۰.۸٪ نسبت به روش ستوده بهتر شده است و نسبت به بدترین حالت ۰.۳۹٪ بهتر شده است. بنابراین مشخص می‌شود که فین نواری می‌تواند انتقال حرارت بیشتری نسبت به فین مستطیلی داشته باشد و هزینه‌های ما را به حداقل برساند. مورد مطالعاتی دوم نیز یک مثال صنعتی با ۴ جریان گرم و ۵ جریان سرد است که اطلاعات فرآیندی جریان‌های آن در جدول ۷ نشان داده شده است. این پژوهش ابتدا توسط (خرم منش، ۲۰۰۷، ۱۲۷-۱۳۴) به منظور بسط مفهوم تجزیه فرآیندها از آن استفاده شد و در ادامه توسط جودا مورد بررسی قرار گرفت.

جدول (۵) مقایسه ابعاد مبدا حرارتی روش حاضر و دیگر مراجع برای

مورد مطالعاتی اول

حجم (m ³)	ارتفاع (m)	طول (m)	
0/46	0/60	0/76	بهینه بی‌کون-خونز
0/48	0/53	0/90	روش اول (جودا)
0/36	0/42	0/85	روش دوم (جودا)
0/30	0/40	0/74	روش اول ستوده (GA)
0/30	0/40	0/74	روش دوم ستوده (PSO)
0/25	0/37	0/68	روش حاضر

مطالعاتی اول، ۲ جریان سرد و ۲ جریان گرم در یک مبدا به انتقال حرارت می‌پردازند که جدول ۲ خلاصه‌ای از اطلاعات فرآیندی جریان‌های موجود را نشان می‌دهد. که در آن T_s و T_t به ترتیب دمای سطح و دمای کل می‌باشد. ΔP_a اختلاف فشار، \dot{m} دبی جرمی، ρ چگالی، C_p گرمای ویژه و μ ویسکوزیته دینامیکی سیال‌ها می‌باشد. ۲ جریان گرم به نام های H1 و H2 با ۲ جریان سرد به نام‌های C1 و C2 به تبادل دما می‌پردازند. تمامی جریان‌ها به صورت مایع می‌باشند. در مقالات مرجع بدون محاسبه دقیق مقدار ΔT_{min} را برابر با ۲۰ فرض کردند. بنا بر اینکه هدف در این پژوهش محاسبه ΔT_{min} نمی‌باشد و برای مقایسه با مراجع ما نیز همان مقدار را فرض میکنیم.

جدول (۲) اطلاعات فرآیندی جریان‌های مربوط به مطالعه موردی اول

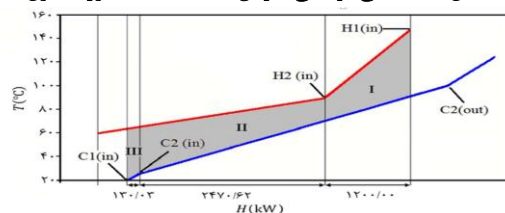
μ (m ² /s)	$C_p = \frac{J}{kgK}$	ρ (kg/m ³)	\dot{m} (kg/s)	ΔP_a (kPa)	T_t (°C)	T_s (°C)	بازه
0/0003	800	700	25	46	60	150	H1(0)
0/0004	750	700	106/7	60	60	90	H2(0)
0/0005	900	750	27/7	30	125	20	C1(0)
0/0005	800	750	37/5	86	100	35	C2(0)

با استفاده از منحنی خمیده به ۳ بازه آنتالپی می‌رسیم که مورد بررسی قرار گرفته‌اند. منحنی خمیده با $\Delta T_{min} = 20$ رسم شده‌اند، همانطور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود ۶ بازی آنتالپی وجود دارد و نحوه ورود و خروج جریان‌ها مشخص است

جدول (۳) جزئیات بازه‌های آنتالپی مربوط به جریان‌های مطالعه موردی اول

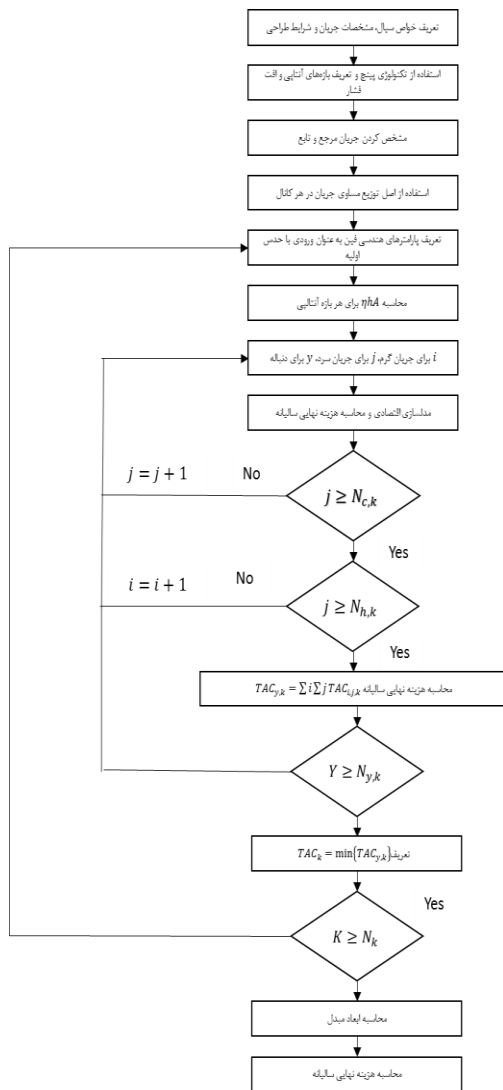
بازه آنتالپی	$T_{c,in}$ (°C)	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)	$T_{h,out}$ (°C)	ΔT_{lm} (°C)
I	70	150	90	91/8	35/76
II	25	90	65/3	70	28/97
III	20	65/3	64	25	42/12

شکل (۴) منحنی ترکیبی جریان‌های به مطالعه موردی اول



مقادیر هزینه سالیانه مطابق فرمول‌های ۳۵ الی ۳۹ محاسبه می‌شود که ضرایب محاسباتی آن در جدول ۴ آمده است و در هر دو مورد مطالعه شده یکسان است. در این جدول u_c ضریب برای محاسبه مقدار هزینه سرمایه گذاری می باشد که بر حسب دلار برای هر متر محاسبه می‌شود $(\frac{\$}{m^2})$ و با افزایش متر از هزینه آن نیز بیشتر می‌شود. همچنین نیز f_c ضریبی بر حسب $\$$ برای محاسبه هزینه سرمایه گذاری می‌باشد. f_e مقدار هزینه الکتریسیته بابت پمپاژ است و بر حسب $\frac{\$}{kWh}$ نشان داده می‌شود، همچنین t_{ope} مدت زمان سالیانه عملکرد سیستم می‌باشد و بر حسب ثانیه است. \dot{I} مقدار نرخ بهره سالیانه بر حسب درصد و a عمر استهلاک سیستم بر حسب سال است.

شکل (۵) خلاصه الگوریتم حل مبدل حرارتی چند جریان‌ی با فین‌نواری



پس از بهینه‌سازی نتایج بدست آمده با دیگر مراجع مقایسه شد که در جدول ۹ مقایسه ابعاد بدست آمده برای مبدل حرارتی مورد مقایسه قرار گرفته است. همانطور که مشخص است طول بدست آمده در روش جوذا ۱/۸۲ متر بوده و در روش حاضر ۰/۹۸ متر می‌باشد که حتی از بهترین حالت که ۱/۱ متر می‌باشد کمتر است. همچنین ارتفاع آن نیز نسبت به تمامی حالات کمتر شده است. به این ترتیب طول، ارتفاع و حجم مبدل با فین‌نواری به ترتیب 0.98 m ، 3.49 m^3 و 3.42 m^3 می‌باشد. در جدول ۱۰ نیز هزینه نهایی سالیانه مبدل بدست آمده و با دیگر مراجع به مقایسه گذارده شده است. همانطور که مشخص است هزینه نهایی

جدول (۹) مقایسه نتایج روش حاضر و سایر مراجع برای مطالعه موردی دو

حجم (m^3)	ارتفاع (m)	طول (m)	بهینه پیکونونوز
۵/۵۳	۴/۹۸	۱/۱۱	روش اول (جوذا)
۶/۷۷	۳/۷۲	۱/۸۲	

جدول (۶) ضرایب محاسباتی استفاده شده در فرمول‌های (۳۵-۳۹)

پارامتر	$u_c (\frac{\$}{m^2})$	$f_c (\$)$	$f_e (\frac{\$}{kWh})$	$t_{ope} (s)$	$i (\%)$	$a (year)$
مقدار	1900	30000	0/650	8000	15	10

جدول ۶ مقایسه هزینه نهایی سالیانه روش حاضر و سایر مراجع برای مطالعه موردی اول

درصد بهبود	هزینه نهایی سالیانه ($\frac{\$}{year}$)	بهینه پیکونونوز روش اول (جوذا)
16/86	575978/4	روش دوم (جوذا)
---	692813/63	روش (ستوده)
27/86	501007/68	روش حاضر
31/55	474237/01	
39/23	421022/84	

جدول (۷) اطلاعات فرآیندی جریان‌های مربوط به مطالعه موردی دوم

$\mu (\frac{Ns}{m^2})$	$C_p (\frac{J}{kgK})$	$\rho (\frac{kg}{m^3})$	$m (\frac{kg}{s})$	$\Delta P_e (kPa)$	$T_c (^\circ C)$	$T_h (^\circ C)$	Δ
0/0003	2250	730	26/6	62	60	220	H1(I)
0/0004	2120	700	47/6	86	40	327	H2(I)
0/000016	2500	5/11	160	20	60	160	H3(I)
0/0003	2150	920	74/4	45	160	220	H4(I)
0/00001	2800	5/17	125	10	138	85	C1(g)
0/0005	1500	850	133	65	300	140	C2(I)
0/0003	2800	810	25	55	164	35	C3(I)
0/000012	1715	850	35	32	170	60	C4(g)
0/0004	2100	800	47/6	97	300	100	C5(I)

منحنی ترکیبی مورد مطالعاتی دوم معرف موازنه‌ی حرارتی کل فرآیند است که از یک منحنی سرد و گرم و یک منحنی گرم تشکیل شده است. در جدول ۸ مشخصات بازه‌های آنتالی که شامل ۱۰ بازه می‌باشد نشان داده شده است.

جدول (۸) جزئیات بازه‌های آنتالی مربوط به جریان‌ها برای مطالعه

موردی دوم

$\Delta T_{lm} (^\circ C)$	$T_{c,out} (^\circ C)$	$T_{h,out} (^\circ C)$	$T_{c,in} (^\circ C)$	$T_{h,in} (^\circ C)$	بازه آنتالی
52/52	231	220	195/3	7/32	I
49/25	3/195	196/3	170	220	II
25/94	170	189/6	164	196/3	III
21/57	164	160	142	189/6	IV
18/25	142	185/5	140	160	V
19/04	140	157/6	138	158/8	VI
18/98	138	118/2	100	157/6	VII
19/28	100	105/4	85	118/2	VIII
28/94	85	99/6	60	150/4	IX
49/94	60	96/5	35	99/6	X

- محدودیت برای هر جریان در کد نویسی برای رعایت افت فشار مجاز برای هر جریان در نظر گرفته شد.
- مقدار ΔT_{min} یک مقدار ثابت فرض شد.

۳-۸- پیشنهادات:

- بعضی از پیشنهادات ممکن به صورت زیر خلاصه می‌شود:
- به جای بررسی یک مدل فین در کل مبدل همه انواع فین‌ها با یکدیگر بررسی شود و بهترین نوع فین برای هر کانال انتخاب شود که محاسبات را بسیار پیچیده می‌کند.
- در پژوهش‌های قبلی از تغییر فاز سیال صرف‌نظر شد، می‌توان تغییر فاز سیال را بررسی کرد که مسئله را بسیار پیچیده می‌کند.
- در این پژوهش نوع آرایش جریان مخالف در نظر گرفته شد، در پژوهش‌های آتی می‌توان تمامی آرایش‌ها را همزمان بررسی کرد.
- بهینه سازی در این مسئله با تابع هدف هزینه نهایی انجام گرفت، می‌توان تابع هدف نهایی را به طور مثال افت فشار و یا پارامترهای مهم دیگری مانند ضریب E در نظر گرفت.
- از الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی استفاده شد که می‌شود الگوریتم‌های فراابتکاری دیگری را استفاده کرد.
- جنس فین را می‌توان به عنوان پارامتری مجزا در نظر گرفت.
- می‌توان حالت بهینه‌تری را در همین پژوهش بدست آورد که شرط رعایت بیشترین افت فشار در هر جریان را نقض می‌کند، با در نظر گرفتن حداکثر افت فشار هر جریان.
- در این پژوهش مقدار ΔT_{min} مقداری در نظر گرفته شد که در مراجع استفاده شد، در صورتی که ΔT_{min} می‌تواند بر هزینه نهایی تاثیر بگذارد. افزایش مقدار ΔT_{min} می‌تواند بر بازافت حرارتی و در نتیجه کاهش هزینه سرمایه اثر بگذارد. با افزایش آن موجب افزایش مصرف بی‌تولیتی‌ها و در نتیجه افزایش هزینه‌های عملکردی می‌گردد. می‌توان با بررسی تغییر مقدار ΔT_{min} به بهینه سازی مبدل حرارتی مورد مطالعه پرداخت.

۹- فهرست علائم

- A_{cell} : مساحت انتقال حرارت کل یک فین (m^2)
- A_{front} : مساحت انتقال حرارت پیشانی (m^2)
- A_{ff} : مساحت سطح آزاد جریان (m^2)
- A_{tot} : مساحت کل انتقال حرارت (m^2)
- A_{fin} : مساحت انتقال حرارت فین (m^2)
- b : ارتفاع فین
- C_p : گرمای ویژه ($\frac{j}{kgK}$)
- C : گام فین (m)
- C_{min} : حداقل بین C_h و C_c ($\frac{W}{K}$)
- C_{max} : حداکثر بین C_h و C_c ($\frac{W}{K}$)

روش دوم (جودا)	۱/۲۷	۳/۷۸	۴/۸۰
روش اول (ستوده)	۱/۱۰	۳/۶۸	۴/۰۱
روش دوم (ستوده)	۱/۱۰	۳/۶۸	۴/۰۱
روش حاضر	۰/۹۸	۳/۴۹	۳/۴۲

جدول (۱۰) مقایسه هزینه نهایی سالیانه روش حاضر و سایر مراجع برای

مطالعه موردی دوم

درصد بهبود	هزینه نهایی سالیانه (\$/year)	بهینه پیکون-تونز
۹/۰۴	۹۶۱۲۶۸۳/۵	روش اول (جودا)
-----	۱۰۰۰۷۱۹۱	روش دوم (جودا)
۱۸/۸۲	۸۲۶۹۲۱۳	روش (ستوده)
۱۹/۸۲	۸۰۲۳۱۹۸	روش حاضر
۲۲/۹	۷۷۱۱۷۴۱	

بدست آمده توسط فین نواری نسبت به بدترین حالت ۲۲/۹ درصد بهبود داشته است و نسبت به روش ستوده ۳ درصد بهتر شده است. پس با فین نواری می‌توان با ابعاد مبدل کوچکتر و هزینه پایین‌تر به دمای خروجی مورد نظر دست پیدا کرد.

۲-۸- بحث و نتایج:

- نتایج و نکات کلی بدست آمده از این پژوهش عبارتند از:
- استفاده از یک الگوریتم جدید برای طراحی مبدل‌های حرارتی چند جریانی
- استفاده از اصل یکنواخت سازی حرارتی کلیه جریان‌ها برای مدل‌سازی حرارتی، که نسبت به پژوهش‌های مرجع به نتایج بهینه تری ختم شد.
- استفاده از فین نواری به جای فین مستطیلی در مبدل چند جریانی مورد پژوهش. رسیدن به ای نتیجه که فین‌نواری می‌تواند طول مبدل را برای رسیدن به اهداف حرارتی مورد نظر کوچک کند.
- کاهش قابل توجه پیچیدگی‌ها و افزایش سرعت بهینه سازی با استفاده همزمان از دو اصل یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی در هر کانال و توزیع مساوی جریان‌ها.
- استفاده از آرایش جریان مخالف سبب بالا بردن بازدهی حرارتی شد.
- در این روش تعداد کانال‌های جریان یک عددی طبیعی به دست می‌آید در صورتی که در روش مراجع دیگر اعداد اعشاری بودند.
- امکان بهینه سازی با پارامترهای ورودی مشخصات هندسی فین و تابع هدف هزینه نهایی سالیانه با الگوریتم ژنتیک به دلیل اهمیت کاهش هزینه‌ها در صنعت مربوطه، باعث اهمیت این پژوهش و پژوهش‌های مشابه می‌گردد.

G.F. Hewitt, N. Afgan (Eds.), Heat Exchangers – Theory and Practice, Hemisphere Publishing, New Work, 1983, pp. 495–506.

[5] Y.N. Fan, How to design plate fin heat exchangers, Hydrocarbon Process. 45 (11) (1966) 211–217.

[6] T. Sorlie, Three fluid heat exchanger design theory, counter and parallel flow, Technical Report 54, Department of Mechanical Engineering, Stanford University Stanford, 1962.

[7] D.D. Aulds, R.F. Barron, Three-fluid heat exchanger effectiveness, Int. J. Heat Mass Transfer 10 (1967) 1457–1462.

[8] B.S.V. Prasad, S.M.K.A. Gurukul, Differential method for sizing multistream plate fin heat exchangers, Cryogenics 27 (1987) 257–262.

[9] B.S.V. Prasad, S.M.K.A. Gurukul, Differential methods for the performance prediction of multistream plate fin heat exchangers, J. Heat Transfer 114 (1992) 41–49

[10] J.C. Chato, R.J. Lverman, J.M. Shah, Analyses of parallel flow multistream heat exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer 14 (1971) 1691–1703

[11] B.S.V. Prasad, The performance prediction of multistream plate fin heat exchangers based on stacking pattern, Heat Transfer Eng. 12 (1991) 58–70.

[12] J. Paffenbarger, General computer analysis of multistream plate fin heat exchangers, in: R.K. Shah, A.D. Kraus, D. Metzger (Eds.), Compact Heat Exchangers – A Festschrift for A.L. London, Hemisphere Publishing, New York, 1990, pp. 727–746.

[13] X. Luo, K. Li, M. Li, Prediction of the thermal performance of multistream plate fin heat exchangers, Int. J. Heat Exchangers (2001) 47–60.

[14] X. Luo, M. Li, W. Roetzel, A general solution for one dimensional multistream heat exchangers and their networks, Int. J. Heat Mass Transfer 45 (2002) 2695–2705.

[15] G.T. Polley, M. Picon Nunez, Understanding Multistream Heat Exchanger Design, February, 2001. Available from: <www.pinchtechnology.com>.

[16] G.T. Polley, M. Picon Nunez, Methodology for the design of multistream plate-fin heat exchangers, in: B. Sundén, P.J. Heggs (Eds.), Recent Advances in Analysis of Heat Transfer for Fin Type Surfaces, WIT Press, 2000, pp. 251–276.

[17] M. Picon Nunez, G.T. Polley, M. Medina-Flores, Thermal design of multistream heat exchangers, Appl. Thermal Eng. 22 (2002) 1643–1660.

[18] A.F. Sotoudeh M. Amidpour, M. Ghazi, (2015) Hydraulic and thermal modeling and optimization of rectangular finned multi stream plate-fin heat exchangers by Genetic Algorithm, Modares Mechanical Engineering, vol.15, No.12, pp.121-131 (In Persian)

C_{min} و C_{max} : نسبت بین

f : ضریب اصطکاک

d_h : قطر هیدرولیکی

k : ضریب انتقال حرارت هدایت سیال $\left(\frac{w}{m^{\circ}C}\right)$

L : طول مبدل حرارتی (m)

\dot{m} : دبی جرمی $\left(\frac{kg}{s}\right)$

m : عدد مورد استفاده در محاسبه راندمان $\left(\frac{1}{m}\right)$

Re : عدد رینولدز

St : عدد استانتون

N : تعداد کانال‌ها

NTU : تعداد مراحل انتقال

l_c : طول معادل (m)

Pr : عدد پرانتل

t : دمای جریان سرد $^{\circ}C$

T : دمای جریان گرم $^{\circ}C$

علامت یونانی

ρ : چگالی $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

μ : ویسکوزیته دینامیکی $\left(\frac{kg}{m.s}\right)$

ε : ضریب اثر مبدل حرارتی

v : حجم مخصوص $\left(\frac{m^3}{kg}\right)$

η_s : بازده کل سطح

η_f : بازده فین

α : مساحت انتقال حرارت یک طرف از مبدل حرارتی به حجم کل

مبدل $\left(\frac{m^2}{m^3}\right)$

β : مساحت انتقال حرارت یک طرف از مبدل حرارتی به حجم بین

صفحات در آن سمت $\left(\frac{m^2}{m^3}\right)$

زیروندها

c : جریان سرد

h : جریان گرم

فین: fin

جریان تابع: fun

جریان مرجع: ref

ورودی: in

خروجی: out

صفحه: p

۱۰- مراجع:

[1] E.E. Abadsick, H.W. Scholz, Coiled tubular heat exchangers, in: Advances in Cryogenics, 18, Plenum Press, New York, 1973, pp. 42–51.

[2] W.M. Kays, A.L. London, Compact Heat Exchangers, third ed., McGraw-Hill, New York, 1984.

[3] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, Fundamentals of Heat Transfer, second ed., John Wiley, New York, 1985.

[4] L. Haseler, Performance calculation methods for multistream plate fin heat exchangers, in: J. Taborek,