



مدل سازی حرارتی - هیدرولیکی و بهینه سازی مبدل های حرارتی چند جریانی صفحه ای - فین دار با فین های مستطیلی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

امیرفرهنگ ستوده¹، مجید عمیدپور^{2*}، مهرانگیز قاضی³

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

3- استادیار، گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تاکستان، ایران

*تهران، صندوق پستی 1999143344، amidpour@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 تیر 1394

پذیرش: 21 مهر 1394

ارائه در سایت: 24 آبان 1394

کلید واژگان:

مبدل های حرارتی چند جریانی صفحه ای -

فین دار

فین های مستطیلی

هزینه نهایی سالیانه

افت فشار

یکنواخت سازی عملکرد حرارتی

چکیده

در این مقاله، به منظور مدل سازی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای - فین دار چند جریانی با فین های مستطیلی یک روش شرح و بسط داده می شود. روشی که به منظور مدل سازی حرارتی این نوع مبدل های حرارتی در این مقاله پیشنهاد می گردد. بر مبنای یکنواخت سازی حرارتی کلیه جریان های حرارتی موجود می باشد. بر این مبنای جریان های حرارتی موجود در یک مبدل حرارتی چند جریانی با در نظر گرفتن دو اصل توزیع مساوی جریان های حرارتی در هر کانال و اصل یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال در آن توزیع می گردد. در این روش با رسم منحنی ترکیبی مربوط به جریان های حرارتی موجود می توان بازه های آنتالپی در کل مبدل حرارتی را تعیین نمود. این بازه های آنتالپی هر یک به صورت مستقل طراحی شده و سپس با استفاده از تغییر افت فشار در هر بازه به کمک تغییر پارامترهای هندسی فین ها، ارتفاع تمام این بازه های طراحی شده یکسان می گردد. مدل سازی هندسی، حرارتی و هیدرولیکی این نوع مبدل حرارتی بر مبنای پارامترهای هندسی فین های مستطیلی انجام و کمینه سازی هزینه نهایی سالیانه شامل مجموع هزینه های سرمایه گذاری و عملیاتی در نظر گرفته شده است. متغیرهای اصلی این مسأله پارامترهای هندسی فین ها مانند گام، ارتفاع و ضخامت فین می باشد. از الگوریتم ژنتیک به عنوان ابزار بهینه سازی تابع هدف در این مقاله استفاده شده است. روش ارائه شده بر یک مطالعه موردی اعمال و نتایج مستخرج از روش حاضر با نتایج مراجع دیگر مقایسه شده است.

Hydraulic and thermal modeling and optimization of rectangular finned multi stream plate-fin heat exchangers by Genetic Algorithm

Amir Farhang Sotoodeh¹, Majid Amidpour^{1*}, Mehrangiz Ghazi²

1-Department of Energy System, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

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

*P.O.B. 1999143344, Tehran, Iran, amidpour@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 21 July 2015

Accepted 13 October 2015

Available Online 15 November 2015

Keywords:

Multi Stream Plate- Fin Heat Exchanger

Rectangular Fin

Total Annual Cost

Pressure Drop

Uniform Heat Distribution

ABSTRACT

The modeling and optimization of rectangular finned multi stream plate-fin heat exchangers are presented in this paper. The proposed method for thermal modeling of this type of heat exchangers is based on uniform heat distribution along the plates. So, the heat streams are distributed along the multi stream heat exchanger based on two principles: equal quantity of stream channel distribution and uniform heat distribution in each of the channels. The geometric, thermal and hydraulic modeling and design of the multi stream heat exchanger is carried out based on rectangular fin specifications. The total annual cost (TAC), the summation of capital investment and operating and maintenance costs are regarded as objective function to be minimized. The main variables are heat exchanger core dimension such as length, width, height and the fin geometric parameters such as fin pitch and height. The genetic algorithm is utilized as optimization tool to minimize the total annual cost of the multi stream plate-fin heat exchanger. The proposed method is applied to a case study. The results of the current method are compared with the literatures.

1- مقدمه

بسیاری از صنایع اعم از صنایع نفت، گاز، پتروشیمی، نیروگاهی، غذایی، شیمیایی و غیره دارای جریان های مختلفی از سیالات هستند که به دلیل ماهیت فرآیندهای موجود در این گونه صنایع، این جریان ها ناگزیر از تبادل

حرارت اعم از گرفتن حرارت و یا دادن حرارت می باشند. به دلیل پیوسته بودن اکثریت این فرآیندها، عملیات تبادل حرارت بین این جریان ها در مبدل های حرارتی انجام می گیرد. مبدل های حرارتی به دلیل وسعت کاربرد دارای انواع بسیار متنوع و متعددی می باشد به گونه ای که این نوع مبدل های

Please cite this article using:

A. F. Sotoodeh, M. Amidpour, M. Ghazi, 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, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

حرارتی را می‌توان از دیدگاه‌های مختلف به انواع گوناگونی دسته بندی نمود. از یک دیدگاه، مبدل‌های حرارتی از نظر تعداد جریان‌های تبادل کننده حرارت به مبدل‌های حرارتی دو جریانی و چندجریانی تقسیم می‌گردد. مبدل‌های حرارتی چند جریانی یک واحد تبادل حرارت بین چند جریان گرم و سرد به صورت همزمان می‌باشد. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای- فین‌دار متداول‌ترین نوع مبدل‌های حرارتی چندجریانی می‌باشد که در صنایع مختلف به خصوص صنایع گاز و پتروشیمی کاربرد فراوان دارد. اهمیت استفاده از این نوع مبدل‌های حرارتی به گونه‌ای است که به طور مثال در صنایع مایع سازی گاز طبیعی بین 20 تا 30 درصد هزینه سرمایه‌گذاری را تشکیل می‌دهد و عملکرد آن بر روی طراحی و عملکرد سایر تجهیزات به خصوص پمپ‌ها و کمپرسورها اثر شایانی دارد. برخلاف مبدل‌های حرارتی دو جریانی که دارای روش‌های طراحی مشخص و بالغی می‌باشند، مبدل‌های حرارتی چند جریانی هنوز دارای الگوریتم و روش ثابت و کاملی به منظور طراحی نمی‌باشد. گرچه محققان روش‌های مختلفی را به این منظور ارایه نموده‌اند، با این وجود هنوز روش جامعی مانند روش‌های LMTD و ϵ -NTU که در مبدل‌های حرارتی دو جریانی کاربرد فراوان دارند در این نوع مبدل‌های حرارتی قابلیت ارائه ندارد. تعداد زیاد جریان‌ها و در نتیجه تعداد زیاد پارامترهای طراحی موجب شده است که طراحی این نوع مبدل‌های حرارتی دارای پیچیدگی و حجم زیادی باشد. اساساً دو روش کلی به منظور طراحی این نوع مبدل‌های حرارتی تاکنون ارائه شده است. روش‌های دیفرانسیلی و روش‌های طراحی مفهومی. در روش‌های دیفرانسیلی بسته به فرضیات در نظر گرفته شده، معادلات دیفرانسیل مربوط به انتقال حرارت و انرژی در جریان‌های مختلف استخراج می‌شود. حل این معادلات دیفرانسیل بسته به نوع آن از روش‌های مختلف تحلیلی و یا عددی انجام می‌گیرد. با توجه به سنگینی مراحل انجام طراحی در این روش تاکنون روشی به منظور بهینه‌سازی پارامترهای مبدل‌های حرارتی با استفاده از این روش ارائه نشده است. کائو [1] و ولف [2] جزء نخستین کسانی بودند که در زمینه مبدل‌های حرارتی چند جریانی از روش دیفرانسیلی استفاده نمودند. آن‌ها نشان دادند که در غیاب انتقال حرارت هدایت طولی (محوری) در امتداد صفحات جدا کننده و لحاظ کردن خواص ثابت، معادلات حاکم بر مسأله یک دستگاه معادلات دیفرانسیل خطی شامل دمای جریان‌ها و صفحات جداکننده می‌باشد. چاتو و همکاران [3] به منظور اجتناب از فرض خواص ثابت در مبدل‌های حرارتی پیشنهاد نمودند که مبدل حرارتی به تعداد زیادی قطعات کوچک‌تر تقسیم گردد که در این قطعات بتوان خواص سیال را با دقت بالاتری ثابت فرض نمود. آن‌ها با استفاده از یک «ماتریس انتقال کلی» توانستند رفتار کلی مبدل حرارتی را تحلیل و پیش‌بینی نمایند. بنت ویچ [4] با در نظر گرفتن مبدل حرارتی به صورت پایا و نیز با صرفنظر کردن از اثرات هدایت طولی و تغییرات خواص سیال یک مدل ایده‌آل ارائه نمود که در آن پروفیل دما بین صفحات به صورت یک سهمی در نظر گرفته شده بود. در این روش جواب معادلات توسط روش تفاضل محدود برای معادلات منتج بر حسب شرایط اولیه و شار حرارتی بین دیوارهای جداکننده حاصل گردید. یوان و همکاران [5] به منظور طراحی مبدل‌های حرارتی چند جریانی روش دیگری را که دارای دو مرحله می‌باشد پیشنهاد نمودند. در مرحله اول (مرحله پیش‌بینی) طراحی اولیه مبدل حرارتی بر مبنای اصل تعادل موضعی انجام گرفته و در مرحله دوم و مرحله اصلاح، چیدمان جریان‌ها مجدداً با استفاده از نتایج محاسبات دیفرانسیلی توزیع دما بازنگری می‌گردد. استرلو [6] یک روش حل عمومی برای

مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای ارائه نمود. وی با استفاده از مدل سازی ساده ریاضی و حصول دستگاه معادلات دیفرانسیل خطی ضمن مدل‌سازی تقسیم جریان‌ها در مبدل حرارتی موفق به ارایه دماهای خروجی هر جریان گردید. گوش و همکاران [7] به منظور ارزیابی مبدل‌های حرارتی چند جریانی یک روش عددی بر مبنای دو نوع تقسیم‌بندی در مبدل حرارتی ارایه نمودند. آن‌ها از دو روش انشعاب سطح و افراز متوالی به این منظور استفاده نمودند. در روش انشعاب سطح، سطوح کلی مبدل حرارتی به چندین مبدل حرارتی دو جریانی که با یکدیگر در بر هم کنش حرارتی می‌باشند تقسیم می‌گردد. همچنین با استفاده از روش افراز متوالی هر جریان در راستای طولی به چند بخش تقسیم می‌گردد.

در روش‌های مفهومی از یکسری فرضیات مشخص به صورت مفهومی به منظور طراحی این نوع مبدل‌های حرارتی استفاده می‌گردد. پیکون نونز و لویز روبلز [8] یک روش مفهومی جدید برای چیدمان مسیرهای جریان در مبدل‌های حرارتی چند جریانی پیشنهاد نمودند. مهم‌ترین ویژگی این روش در این است که بار حرارتی یکنواخت به کمک انتخاب صحیح نوع و هندسه فین‌ها در هر مسیر جریان ایجاد می‌گردد. در این روش تعداد جریان‌های سرد و گرم یکسان و برای هر جریان متناسب با نرخ ظرفیت گرمایی آن می‌باشد. پیکون نونز و همکاران [9] روشی به منظور طراحی حرارتی مبدل‌های چند جریانی صفحه‌ای- فین‌دار ارائه نمودند. طراحی آن‌ها بر مبنای نمودار دما- آنتالپی و طراحی بلوک به بلوک بنا نهاده شده است. جودا و پلی [10] روش ارائه شده توسط نونز و همکاران [9] را از دیدگاهی دیگر ارتقاء دادند. نظر آن‌ها بر این بود که استفاده از همه بازه‌های آنتالپی در یک نمودار دما- آنتالپی به صورت یک بلوک باعث افزایش تعداد بلوک‌ها و پیچیدگی طراحی می‌گردد. لذا آن‌ها معیاری تعریف کردند تا بتوانند برخی از این بازه‌های آنتالپی را با یکدیگر ادغام نمایند. خرم‌منش و همکاران [11] مفهوم تجزیه فرآیندها را در طراحی مبدل‌های حرارتی چند جریانی گسترش داده‌اند. آن در این رهیافت استفاده از دو یا چند مبدل حرارتی چند جریانی به جای یک مبدل چند جریانی واحد را از نقطه نظر اقتصادی و حرارتی بررسی نمودند. گویال و همکاران [12] از روش تحلیل حجم محدود به منظور ارزیابی یک مبدل حرارتی چندجریانی با کاربرد در صنایع سرمایه‌ش عمیق استفاده نمودند. تیان و همکاران [13] آرایش و چیدمان قرارگیری جریان‌ها در یک مبدل حرارتی چندجریانی را به منظور دستیابی به بیشترین بار حرارتی مورد تحلیل قرار دادند.

در این مقاله یک مبدل حرارتی چندجریانی صفحه‌ای- فین‌دار با فین‌های مستطیلی مدل‌سازی و بهینه می‌گردد. روش طراحی حرارتی ارایه شده در این مقاله یک روش مفهومی و بر اساس یکنواخت‌سازی عملکرد حرارتی کلیه جریان‌های گرم و به طور مشابه کلیه جریان‌های سرد می‌باشد. این روش بر دو اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال و یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال بنا نهاده شده است. به منظور بررسی دمای جریان‌ها از منحنی ترکیبی استفاده شده و بر طبق آن بازه‌های آنتالپی مربوط به آن تشکیل می‌گردد. هر بازه آنتالپی به صورت مجزا و مستقل طراحی شده ولی از آن جایی که به منظور ساخت این نوع مبدل‌های حرارتی لازم است ارتفاع کل مبدل حرارتی یکسان باشد لذا در مرحله بعد لازم است ارتفاع کلیه بازه‌های آنتالپی یکسان گردد. یکسان‌سازی ارتفاع این بازه‌های آنتالپی با تغییر پارامترهای هندسی هر بازه آنتالپی و در نتیجه میزان افت فشارهای جریان‌های آن بازه امکان‌پذیر است. از طرفی دیگر هزینه نهایی

سالیانه یک مبدل حرارتی برابر است با مجموع هزینه‌های سرمایه‌گذاری و عملیاتی در آن مبدل حرارتی. هزینه سرمایه‌گذاری یک مبدل حرارتی تابعی از مساحت انتقال حرارت در آن و هزینه عملیاتی آن تابعی از افت فشار جریان‌های آن است. دو پارامتر افت فشار و سطح انتقال حرارت و در نتیجه هزینه‌های ناشی از آن‌ها با یکدیگر رابطه معکوس دارد. لذا لازم است در این نوع مبدل‌های حرارتی پارامترهای هندسی به نوعی تعیین گردند تا هزینه نهایی سالیانه در آن کمینه گردد. متغیرهای اصلی بهینه‌سازی پارامترهای هندسی فین‌ها شامل گام، ارتفاع و ضخامت فین می‌باشد. تعداد زیاد پارامترها و حدود آن‌ها ایجاب می‌کند تا از الگوریتم ژنتیک به منظور کمینه‌سازی تابع هدف در این مقاله استفاده شود. به منظور بررسی روش ارائه شده از یک مطالعه موردی استفاده و نتایج بهینه‌سازی این نوع مبدل‌های حرارتی با سایر مراجع مقایسه شده است. بطور کلی نوآوری‌های این مقاله در مقایسه با سایر کارها را می‌توان به صورت زیر نوشت:

1. ارائه یک روش جدید به منظور بهینه‌سازی یک مبدل حرارتی چندجریانی صفحه‌ای - فین‌دار با هدف یکپارچه‌سازی حرارتی جریان‌ها و با لحاظ کردن هزینه نهایی سالیانه به عنوان تابع هدف.
2. استفاده از پارامترهای هندسی فین‌ها به عنوان یک کمیت گسسته در فرایند بهینه‌سازی برخلاف کارهای انجام گرفته شده توسط سایر محققین در این زمینه.
3. ارائه یک روش مفهومی به منظور طراحی حرارتی مبدل‌های حرارتی چندجریانی بر اساس منحنی ترکیبی و اصل دمای دیواره مشترک مساوی.

2- روش طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای - فین‌دار چندجریانی

الگوریتم روش حاضر دارای مراحل شامل موارد زیر است:

1. رسم منحنی ترکیبی به ازای ΔT_{min} معین و تعیین بازه‌های آنتالپی
 2. استخراج روابط مربوط به اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی
 3. استخراج روابط اصل یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال
 4. تعیین جریان مرجع
 5. مدل‌سازی و استخراج روابط هندسی و هیدرولیکی فین‌های مستطیلی
 6. مدل‌سازی حرارتی مبدل چندجریانی با فین مستطیلی
 7. یکسان‌سازی ارتفاع بازه‌های آنتالپی
 8. مدل‌سازی اقتصادی
 9. الگوریتم و روش بهینه‌سازی
- در ادامه، هر یک از مراحل مذکور با جزییات کافی شرح داده خواهد شد.

2-1- منحنی ترکیبی و بازه‌های آنتالپی

استفاده از منحنی ترکیبی به منظور طراحی یک مبدل حرارتی چند جریانی دارای دو مرحله به صورت زیر می‌باشد:

1. رسم منحنی ترکیبی به ازای ΔT_{min} معین برای جریان‌های موجود.

2. تعیین بازه‌های آنتالپی از روی منحنی ترکیبی و استخراج دماهای

ورودی و خروجی هر جریان در هر بازه آنتالپی

در شکل 1 نمونه‌ای از یک منحنی ترکیبی به ازای یک ΔT_{min} معین آورده شده است. منحنی ترکیبی از دو منحنی یکی برای جریان‌های گرم (منحنی بالایی) و دیگری برای جریان‌های سرد (منحنی پایینی) تشکیل شده است. اگر گرماهای ویژه برای هر جریان ثابت فرض گردد، منحنی ترکیبی از تعدادی خطوط مستقیم با شکستگی‌های مختلف تشکیل می‌گردد. هر شکستگی در هر دما بیان‌گر ورود یا خروج حداقل یک جریان در آن دما می‌باشد. ناحیه همپوشانی منحنی‌های گرم و سرد که در شکل 1 با رنگ خاکستری نشان داده شده است، بیان‌گر ناحیه‌ای است که در آن جریان‌های گرم و سرد به تبادل حرارتی می‌پردازند. برای آگاهی از چگونگی و جزییات رسم منحنی ترکیبی می‌توان به مراجع [14-16] مراجعه نمود. به ازای هر شکستگی در هر منحنی ترکیبی که بیان‌گر ورود و 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 حایز اهمیت این است که دمای کلیه جریان‌های گرم و سرد در ورودی و خروجی هر بازه‌ی آنتالپی مقداری یکسان می‌باشد یا به عبارتی دیگر بار حرارتی هر بازه آنتالپی به ازای یک ΔT_{min} ثابت دارای مقداری معلوم و مشخص است. به طور مثال در منحنی ترکیبی شکل 1 تعداد بازه‌های آنتالپی که در آن‌ها صرفاً جریان‌های حرارتی (و نه یوتیلیتی‌ها) به تبادل حرارتی می‌پردازند، چهار بازه می‌باشد. در روش طراحی مبدل‌های حرارتی مندرج در این مقاله هر بازه آنتالپی به صورت مجزا طراحی می‌گردد.

2-2- فرض دمای دیواره مشترک مساوی

در روش حاضر از فرض دمای دیواره مشترک یکسان در طراحی مبدل‌های حرارتی چند جریانی استفاده می‌شود. بر طبق این فرض که در جهت ساده‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی چند جریانی از آن استفاده می‌شود، در هر نقطه عمود بر جهت جریان، همه دیواره‌های جداکننده جریان‌ها دارای دمای یکسان می‌باشند. این شرط زمانی قابل استحصال است که بار حرارتی و عملکرد حرارتی همه کانال‌های جریان‌های گرم و همه کانال‌های جریان سرد یکسان باشد. به طور مثال نرخ انتقال حرارت از جریان به جریان در شکل 2 را می‌توان به صورت رابطه (1) نوشت:

$$\delta q = \eta h_{H1} T_{H1} - T_w A = \eta h_{C1} T_w - T_{C1} A \quad (1)$$

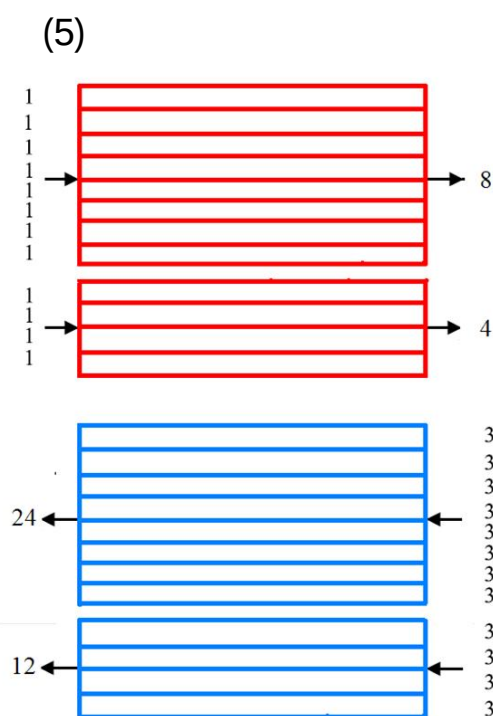
که در رابطه (1)، q بار حرارتی هر کانال، h ضریب انتقال حرارت، η بازده سطح و T_w دمای دیواره و T_{H1} و T_{C1} دمای توده‌ای جریان‌های گرم و سرد می‌باشد.

به منظور برابری و یکنواختی بار و عملکرد حرارتی هر کانال باید دو اصل در این نوع از مبدل‌های حرارتی چندجریانی برقرار باشد. این دو اصل عبارتند از:

1. اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال
2. اصل یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال

2-2-1- اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال

برای آن که بار حرارتی هر جریان (گرم یا سرد) یکنواخت باشد، جریان‌ها باید به گونه‌ای در مبدل حرارتی توزیع گردند که تعداد جریان‌های گرم و سرد با یکدیگر برابر باشند. به این منظور می‌توان نسبت بین ظرفیت گرمایی هر



شکل 3 چگونگی آرایش جریان‌ها به منظور یکسان‌سازی تعداد جریان‌ها

نوشت:

$$T_{H1} - T_{W1} \quad T_{H2} - T_{W2} \quad \dots \quad T_{Hn} - T_{Wn} \quad (5)$$

$$T_{W1} - T_{C1} \quad T_{W2} - T_{C2} \quad \dots \quad T_{Wn} - T_{Cn} \quad (6)$$

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 دیواره در هر صفحه عمود بر امتداد جریان برابر می‌باشد. بنابر این در هر بازه آنتالپی می‌بایست با انتخاب سطوح حرارتی مناسب مقدار ηhA برای همه جریان‌های سرد و گرم برابر شود.

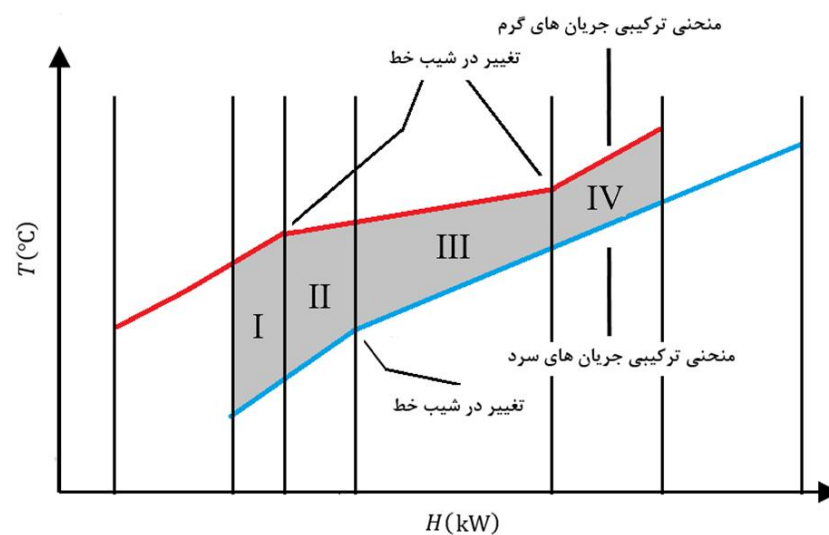
استفاده همزمان از دو اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال و یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال باعث می‌شود که هیچ تفاوتی بین تمام جریان‌های گرم (به طور مشابه تمام جریان‌های سرد) از نقطه نظر حرارتی وجود نداشته باشد و از حیث نرخ انتقال حرارت تفاوتی نمی‌کند که کدام جریان سرد با کدام جریان گرم به تبادل حرارت می‌پردازد. علت آن است که تمام جریان‌های گرم به تمام جریان‌های سرد بار حرارتی مساوی منتقل می‌نمایند. در شکل 4 نمودار دما بر حسب طول مبدل حرارتی برای یک مبدل حرارتی 4 جریانی که در آن دو اصل توزیع مساوی جریان‌های حرارتی در هر کانال و یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال برقرار است، نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می‌شود، به دلیل یکسان بودن عملکرد جریان‌های گرم و سرد، نمودار دمای جریان‌های گرم (و سرد) بر یکدیگر منطبق می‌باشد.

2-2-3- تعیین جریان مرجع

در این روش، در هر بازه آنتالپی یک جریان گرم و یک جریان سرد به عنوان جریان مرجع در آن بازه آنتالپی انتخاب می‌گردد. طراحی هر بازه آنتالپی بر مبنای این جریان‌های مرجع انجام می‌گیرد. سایر جریان‌های گرم و سرد که به آن‌ها در این روش جریان‌های تابع اطلاق می‌گردد، بر حسب این جریان‌های مرجع طراحی می‌گردند. به این منظور اصل یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال با توجه به جریان‌های مرجع و تابع برای جریان‌های گرم و سرد می‌بایست به صورت (7) و (8) برقرار گردد:

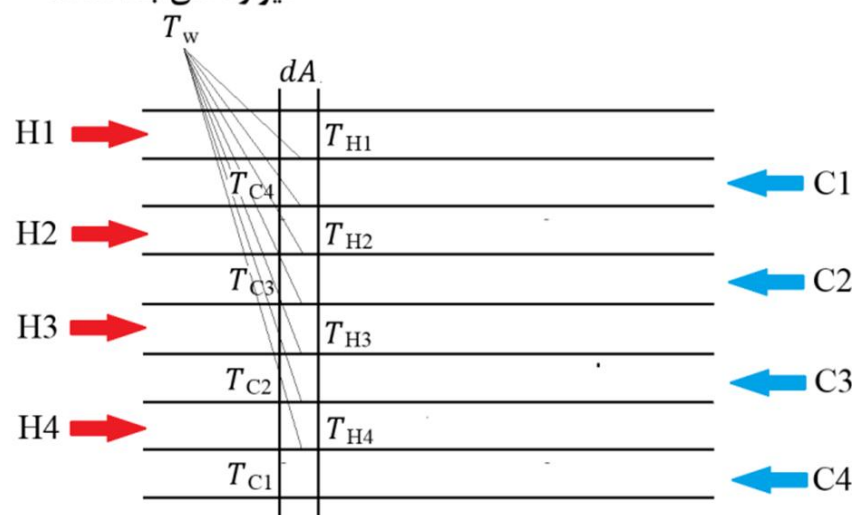
$$\eta hA_{h \text{ ref}} \quad \eta hA_{h \text{ func}} \quad (7)$$

$$\eta hA_{c \text{ ref}} \quad \eta hA_{c \text{ func}} \quad (8)$$



شکل 1 نمونه ای از یک منحنی ترکیبی برای چند جریان حرارتی

دیواره های جداکننده



شکل 2 نمایی از یک مبدل چند جریانی و دمای سیالات در مقطعی عمود بر جریان

جریان گرم به هر جریان سرد را مطابق رابطه (2) در نظر گرفت:

$$\frac{CP_h}{CP_c} = \frac{\sum CP_h}{\sum CP_c} \quad (2)$$

به‌طور مثال در شکل 3 چیدمان و توزیع جریان‌ها به گونه‌ای انجام گرفته شده که تعداد جریان‌های گرم و سرد با یکدیگر برابر باشد. ظرفیت گرمایی در این شکل برای جریان‌های گرم موجود 4 و 8 (به طور مثال 10^3 و 20^3) و برای جریان‌های سرد 12 و 24 (به طور مثال 10^3 و 20^3) است. طبق رابطه (2) می‌توان نوشت:

$$\frac{CP_h}{CP_c} = \frac{\sum CP_h}{\sum CP_c}$$

یعنی به منظور برابری تعداد جریان‌ها، نسبت بین ظرفیت گرمایی جریان‌های گرم به سرد باید 1 به 3 باشد.

2-2-2- اصل یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال

به منظور یکنواخت سازی میدان دما در دیواره های جداکننده در جهت هر سطح عمود بر هر جریان باید عملکرد حرارتی همه کانال های گرم و همه کانال های سرد دارای عملکرد حرارتی مشابه یکدیگر باشد. به عبارتی دیگر با توجه به شکل 2 برای جریان‌های گرم می‌توان نوشت:

$$\eta hA_{H1} \quad \eta hA_{H2} \quad \dots \quad \eta hA_{Hn} \quad (3)$$

و به طور مشابه برای جریان های سرد:

$$\eta hA_{C1} \quad \eta hA_{C2} \quad \dots \quad \eta hA_{Cn} \quad (4)$$

این شرایط را می‌توان با انتخاب سطوح مناسب حرارتی برای هر جریان استحصال نمود. در صورت برقراری روابط (3) و (4) در هر صفحه عمود بر هر مقطع مبدل حرارتی در امتداد طول آن و با در نظر گرفتن رابطه (1) می‌توان

سطح انتقال حرارت در هر صفحه فین‌دار برابر است با مجموع سطح انتقال حرارت صفحه و سطح انتقال حرارت فین‌ها. در این صورت مساحت کل انتقال حرارت در یک صفحه فین‌دار را می‌توان به صورت رابطه (12) نوشت:

$$A_{tot} = A_p + A_{fin} \quad (12)$$

که A_{tot} سطح کل انتقال حرارت، A_p سطح انتقال حرارت صفحه و A_{fin} سطح انتقال حرارت فین‌ها می‌باشد. می‌توان سطح کل انتقال حرارت برای هر صفحه فین‌دار با فین مستطیلی را به صورت رابطه (13) نوشت:

$$A_{tot} = WL + b \left(\frac{W}{s} \right) L = WL \left(1 + \frac{b}{s} \right) \quad (13)$$

که L طول مبدل حرارتی می‌باشد. به همین صورت نسبت سطح انتقال حرارت فین‌ها به کل سطح انتقال حرارت را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\eta_o = \left(\frac{A_{fin}}{A_{tot}} \right) = \eta_f \quad (14)$$

که η_o بازده کلی سطح و η_f بازده فین می‌باشد. با جای‌گذاری رابطه (13) در رابطه (14) می‌توان نتیجه گرفت:

$$\eta_o = \frac{s}{s + b} \eta_f \quad (15)$$

به این ترتیب بازده کلی سطح را می‌توان بر حسب بازده فین و پارامترهای هندسی فین نوشت. از طرفی مقدار افت فشار سیال در هر صفحه فین‌دار به طول L و قطر هیدرولیکی d_h را می‌توان به صورت رابطه (16) نوشت [17]:

$$\Delta P = \nu f \frac{L}{d_h} G^2 \quad (16)$$

که f ضریب فانینگ، ν حجم مخصوص سیال و G شار جرمی سیال در هر صفحه است. شار جرمی سیال به صورت رابطه (17) تعریف می‌گردد:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} \quad (17)$$

که $\dot{m}$ دبی جرمی سیال عبوری می‌باشد. با جای‌گذاری رابطه (17) در رابطه (16) می‌توان نوشت:

$$\Delta P = \nu f \frac{L}{d_h} \frac{\dot{m}^2}{A_{ff}^2} \quad (18)$$

می‌توان مقدار ضریب فانینگ را برحسب عدد رینولدز به صورت رابطه (19) نوشت [9]:

$$f = \xi \tau^{-1} \quad (19)$$

که ξ عدد رینولدز و τ ضرایب ثابت می‌باشند. عدد رینولدز را می‌توان به صورت رابطه (20) تعریف نمود:

$$\frac{G d_h}{\mu} \quad (20)$$

که μ ویسکوزیته دینامیکی سیال است. با جای‌گذاری رابطه (20) در رابطه (19) می‌توان نوشت:

$$f = \xi \left(\frac{G d_h}{\mu} \right)^{-\tau} \quad (21)$$

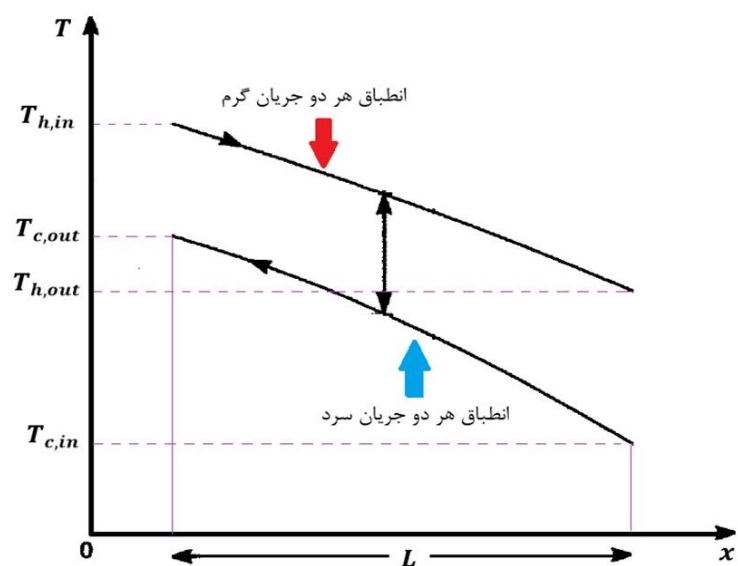
از طرفی با جای‌گذاری رابطه (21) در رابطه (18) می‌توان نوشت:

$$\Delta P = \nu \xi \left(\frac{\dot{m} d_h}{\mu A_{ff}} \right)^{-\tau} \frac{L}{d_h} \frac{\dot{m}^2}{A_{ff}^2} \quad (22)$$

با مرتب کردن رابطه (22) می‌توان نتیجه گرفت:

$$\Delta P = \nu \xi \left(\frac{\dot{m}}{\mu} \right)^{-\tau} \dot{m}^{-\tau+2} d_h^{-\tau-1} A_{ff}^{\tau-2} L \quad (23)$$

با جای‌گذاری مقدار d_h و A_{ff} از روابط (10) و (11) در رابطه (23)



شکل 4 نمودار توزیع دما در یک بازه آنتالپی از یک مبدل حرارتی چهارجریانی با رعایت اصل اول و دوم

به این ترتیب می‌توان با انتخاب سطوح حرارتی مناسب بر حسب پارامترهای هندسی فین‌ها روابط (7) و (8) را ارضا نمود.

3-2- پارامترهای هندسی فین‌های مستطیلی

از آن جایی که در این بخش از فین‌های مستطیلی در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای - فین‌دار استفاده می‌گردد لذا قبل از آن که سایر روابط و روش‌های طراحی استخراج گردد لازم است مشخصات هندسی و هیدرولیکی این نوع فین‌ها بیان گردد. نمای کلی یک صفحه حرارتی دارای فین‌های مستطیلی در شکل 5 به تصویر کشیده شده است. همان‌طور که در شکل 5 نشان داده شده است، پارامترهای هندسی یک فین مستطیلی شامل ضخامت فین، گام فین و ارتفاع فین به ترتیب با s ، t_f و b نشان داده شده‌است.

قطر هیدرولیکی را می‌توان به صورت رابطه (9) تعریف نمود:

$$d_h = \frac{A}{p} \quad (9)$$

با توجه به شکل 5 و رابطه (9) مقدار قطر هیدرولیکی برای یک فین مستطیلی را می‌توان به صورت رابطه (10) نوشت:

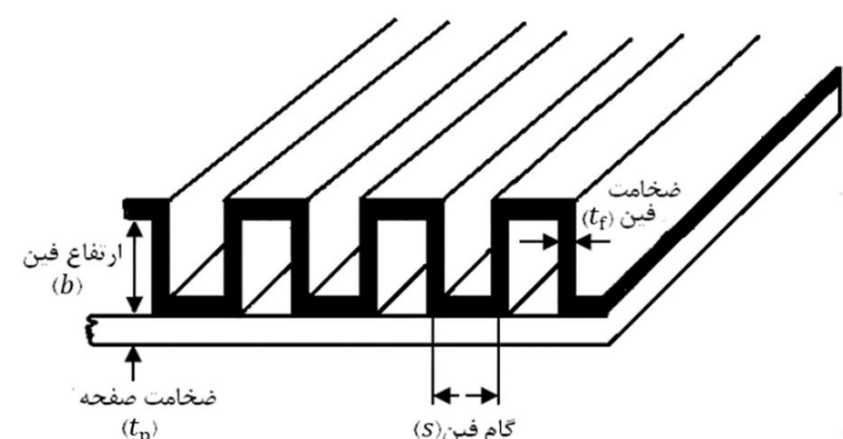
$$d_h = \frac{s - t_f}{s} \frac{b}{b} \quad (10)$$

با توجه به شکل 5، می‌توان سطح آزاد جریان را برای یک صفحه به عرض W به صورت رابطه (11) به دست آورد:

$$A_{ff} = (s - t_f) b \left(\frac{W}{s} \right) \quad (11)$$

که A_{ff} سطح جریان آزاد است. نسبت سطح انتقال حرارت فین‌ها به کل سطح برابر است با:

$$\frac{A_{fin}}{A_{tot}} = \frac{WL \left(\frac{b}{s} \right)}{WL \left(\frac{b}{s} \right) + \frac{b}{s}}$$



شکل 5 نمای کلی یک صفحه حرارتی دارای فین‌های مستطیلی

$$\left\{ \left(\frac{\dot{m}}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p - \frac{2}{3} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma} \left(\frac{W}{s} \right)^{\gamma} \left(\frac{s}{s-t_f} \frac{b\eta_f}{b} \right) \left(\frac{s-t_f}{s-t_f+b} \right)^{-\gamma-1} s - t_f \quad b \quad -1 \right\}_{\text{func}} \quad (36)$$

4-2- مدل سازی حرارتی

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 جداکننده و بدون از دست دادن کلیت مسئله می توان نوشت:

$$\overline{UA} = \overline{U_h A_h} = \overline{U_c A_c} = \overline{\eta_o h_h A_h} = \overline{\eta_o h_c A_c} \quad (37)$$

که η_o بازده کلی سطح، h ضریب انتقال حرارت و A سطح انتقال حرارت است. در عین حال اندیس های h و c به ترتیب به جریان گرم و سرد دلالت دارد. مقدار h از رابطه (28) محاسبه می شود که در آن برای محاسبه مقدار j با استفاده از روابط (10) و (17) عدد رینولدز را برای هر کانال می توان به صورت رابطه (38) نوشت:

$$\frac{G d_h}{\mu} = \frac{\frac{\dot{m}}{NP} \frac{2}{s-t_f+b} \frac{b}{s}}{\mu} = \frac{\dot{m} s}{\mu W s - t_f \quad b \quad NS} \quad (38)$$

بازده کلی سطح طبق رابطه (15) به دست می آید که در آن بازده فین را می توان به صورت رابطه (39) تخمین زد:

$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad (39)$$

در رابطه (39) می توان به جای L_c تقریباً مقدار $\frac{b}{2}$ را قرار داد و مقدار m نیز به صورت رابطه (40) تعریف می گردد:

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kt_f}} \quad (40)$$

که k ضریب هدایت فین می باشد. با قرار دادن رابطه (40) در رابطه (39) و قرار دادن آن در رابطه (15) می توان بازده کلی سطح را محاسبه نمود. با جایگذاری بازده کلی سطح (رابطه (15))، مقدار ضریب انتقال حرارت (رابطه (28)) و سطح انتقال حرارت (رابطه (13)) در رابطه (37) می توان مقدار ضریب کلی انتقال حرارت را به صورت رابطه (41) بیان نمود:

$$\frac{1}{UA} = \sum_{j=1}^2 \left\{ \frac{\Gamma L \left(\frac{\dot{m}}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p - \frac{2}{3} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma}}{\left(\frac{W}{s} \right)^{\gamma} \left(\frac{s+b\eta_f}{s+b} \right) \left(\frac{2}{s-t_f+b} \right)^{-\gamma-1} s - t_f \quad b \quad -1} \right\}_j \quad (41)$$

با محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی می توان مقدار NTU را به صورت رابطه (42) محاسبه نمود:

$$NTU = \frac{UA}{mc_{\min}} \quad (42)$$

که NTU تعداد مراحل انتقال است. با فرض آرایش جریان مخالف به منظور بهینه سازی عملکرد حرارتی مبدل حرارتی می توان مقدار NTU را بر حسب ε و C به صورت زیر نوشت [18]:

$$NTU = \frac{\varepsilon - C}{\varepsilon C - C} \quad (43)$$

که C نسبت گرمای ویژه است. از طرفی با معلوم بودن دماهای ورودی و خروجی در هر بازه آنتالپی می توان مقدار ε را به صورت (44) محاسبه نمود:

$$\varepsilon = \frac{C_h T_{\text{in}} - T_{\text{out}}}{C_{\min} T_{\text{in}} - t_{\text{in}}} \quad (44)$$

می توان افت فشار در هر صفحه فین دار مستطیلی را بر حسب پارامترهای هندسی آن به صورت رابطه (24) نوشت:

$$\Delta P = \nu \xi \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\tau} \dot{m}^{-\lambda+2} \left[\frac{s-t_f}{s-t_f+b} \frac{b}{b} \right]^{-\tau-1} \left[s - t_f \quad b \quad \left(\frac{W}{s} \right) \right]^{\tau-2} L \quad (24)$$

از طرفی ضریب کولبرن را می توان از رابطه (25) به دست آورد:

$$j = \frac{2}{3} \quad (25)$$

که عدد پراتل و عدد استانتون است که هر یک به ترتیب به صورت روابط (26) و (27) تعریف می شوند:

$$\frac{C_p \mu}{k} \quad (26)$$

$$\frac{h}{C_p G} \quad (27)$$

با قرار دادن رابطه (27) در رابطه (25) می توان نوشت:

$$h = j C_p G \left(\frac{2}{3} \right) \quad (28)$$

که در آن C_p ظرفیت گرمایی و j ضریب کولبرن است. مشابه ضریب فانیگ، می توان نوشت:

$$j = \Gamma^{-\gamma} \quad (29)$$

که عدد رینولدز و Γ و γ ضرایب ثابت است. از طرفی مقدار $\eta h A$ را می توان به صورت رابطه (30) نوشت:

$$\eta h A = \eta \left(j C_p \frac{\dot{m}}{A_{\text{ff}}} \left(\frac{2}{3} \right) \right) A \quad (30)$$

از آن جایی که:

$$\frac{A}{A_{\text{ff}}} = \frac{L}{d_h} \quad (31)$$

لذا می توان نوشت:

$$\eta h A = \eta \left(j \dot{m} C_p \frac{L}{d_h} \left(\frac{2}{3} \right) \right) \quad (32)$$

با جایگذاری j از رابطه (29) در رابطه (32) و برای یک کانال:

$$\eta h A = \eta \left(\frac{\dot{m}}{NS} C_p \frac{L}{d_h} \left(\frac{2}{3} \right) \Gamma \left(\frac{\dot{m} d_h}{NS \mu A_{\text{ff}}} \right)^{-\gamma} \right) \quad (33)$$

با جایگذاری مقدار d_h از رابطه (10)، مقدار A_{ff} از رابطه (11) و η از رابطه (15) در رابطه (34) می توان مقدار $\eta h A$ را به صورت رابطه (34) نوشت:

$$4 \Gamma L \left(\frac{\dot{m}}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p - \frac{2}{3} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma} \left(\frac{s}{s} \frac{b\eta_f}{b} \right) \left(\frac{s-t_f}{s-t_f+b} \right)^{-\gamma-1} \left[s - t_f \quad b \quad \left(\frac{W}{s} \right) \right]^{\gamma} \eta \quad (34)$$

و در نتیجه:

$$\eta h A = 4 \Gamma L \left(\frac{\dot{m}}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p - \frac{2}{3} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma} \left(\frac{W}{s} \right)^{\gamma} \left(\frac{s}{s} \frac{b\eta_f}{b} \right) \left(\frac{s-t_f}{s-t_f+b} \right)^{-\gamma-1} s - t_f \quad b \quad -1 \quad (35)$$

بنابراین با جایگذاری رابطه (35) در روابط (7) یا (8) می توان نوشت:

$$\left\{ \left(\frac{\dot{m}}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p - \frac{2}{3} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma} \left(\frac{W}{s} \right)^{\gamma} \left(\frac{s}{s} \frac{b\eta_f}{b} \right) \left(\frac{s-t_f}{s-t_f+b} \right)^{-\gamma-1} s - t_f \quad b \quad -1 \right\}_{\text{ref}}$$

جدول 1 ضرایب محاسباتی به منظور استفاده در روابط 46 تا 50 [19]						
پارامتر	u_c	f_c	f_e	t_{ope}	i	a
مقدار	1900	30000	0/065	8000	15	10

3- الگوریتم بهینه‌سازی

خلاصه الگوریتم کلی بهینه‌سازی یک مبدل حرارتی چندجریانی صفحه‌ای - فین‌دار بر مبنای موارد مطروح در بخش‌های قبلی در شکل 6 نشان داده شده است.

4- مطالعه موردی

در این بخش به منظور بررسی قابلیت روش و الگوریتم این مقاله و به منظور طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی چندجریانی صفحه‌ای - فین‌دار با فین‌های مستطیلی از دو مطالعه موردی استفاده می‌گردد.

4-1-1- شرح فرآیند

مطالعه موردی اول ابتدا توسط نونز و همکاران [9] و سپس جودا و همکاران [17] مورد بررسی قرار گرفته شده است. جدول 2 جریان‌های موجود در این مطالعه موردی شامل دوجریان گرم و دو جریان سرد و خواص ترموفیزیکی آن‌ها را نشان می‌دهد. نونز و همکاران [9] بدون محاسبه دقیق ΔT_{min} بهینه، مقدار آن را 20°C فرض نمودند. از آن جایی که در این مقاله هدف به دست آوردن ΔT_{min} نمی‌باشد لذا به منظور مقایسه بهتر نتایج با نتایج مراجع [17، 9] مقدار ΔT_{min} همان مقدار 20°C در نظر گرفته می‌شود.

مطالعه موردی دوم شامل نه جریان حرارتی (چهار جریان گرم و پنج جریان سرد) است که نخستین بار توسط خرم منش و عمیدپور [11] به منظور بسط مفهوم تجزیه فرآیندها از آن استفاده شد و سپس توسط جودا و همکاران [19] مورد بررسی قرار گرفت. جدول 3 جریان‌های موجود در این مطالعه موردی و خواص ترموفیزیکی جریان‌های آن را نشان می‌دهد. در این مطالعه موردی نیز به منظور مقایسه بهتر نتایج با نتایج مراجع [19] مقدار ΔT_{min} برابر 18°C (همان مقداری که جودا و همکاران [19] در نظر گرفته بودند) در نظر گرفته می‌شود.

4-1-1-1- منحنی ترکیبی و بازه‌های آنتالپی

منحنی ترکیبی جریان‌های مطالعه موردی اول در شکل 7 رسم شده است. در این شکل بازه‌های آنتالپی و بار حرارتی هر یک از آن‌ها به ازای ΔT_{min} برابر 20°C نشان داده شده است. همچنین جریان‌های ورودی و خروجی از هر بازه آنتالپی نیز در شکل 7 به تصویر کشیده شده است. همان طور که ملاحظه می‌گردد در ناحیه بازیافت حرارتی برای جریان‌های موجود در این فرآیند سه بازه آنتالپی تشکیل می‌گردد. جدول 4 مقادیر دمایی هر بازه را نشان می‌دهد. همچنین شکل 8 این بازه‌های آنتالپی را با جزئیات بیشتری نشان می‌دهد. همچنین برای مورد مطالعاتی دوم به ازای ΔT_{min} برابر 20°C با رسم منحنی ترکیبی و محاسبات مربوط تعداد ده بازه آنتالپی به دست می‌آید که در جدول 5 جزئیات دمایی مربوط به هر بازه آنتالپی نشان داده شده است. به این ترتیب در مطالعه موردی اول برای سه بازه آنتالپی و برای مطالعه موردی دوم برای ده بازه آنتالپی محاسبات طبق الگوریتم انجام خواهد گرفت.

4-2-2- بهینه‌سازی

بهینه‌سازی تابع هدف موردنظر که کمینه‌سازی هزینه سالیانه نهایی است بر

به این ترتیب با محاسبه NTU از رابطه (43) و مساوی قرار دادن آن با رابطه (42) می‌توان طول مبدل حرارتی را به صورت (45) به دست آورد:

$$L = \frac{\varepsilon - \varepsilon_c}{\varepsilon C - \varepsilon_c C} mc \min \sum_{j=1}^2 \left\{ \frac{\left(\frac{W}{S} \right)^{\gamma} \left(\frac{s+b\eta_f}{s+b} \right) \left(\frac{2}{s-t_f+b} \right)^{-\gamma-1} s - t_f b^{-1}}{\Gamma L \left(\frac{m}{NS} \right)^{-\gamma+1} \left(C_p - \frac{2}{3} \right) \left(\frac{1}{\mu} \right)^{-\gamma}} \right\} \quad (45)$$

2-5- 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 [19، 9] از همان روابط و معادلات مرجع [19] در این مقاله نیز استفاده می‌شود. به این منظور هزینه سالیانه نهایی را می‌توان به صورت رابطه (46) تعریف نمود:

$$TAC = CI + OM \quad (46)$$

هزینه سرمایه‌گذاری را می‌توان به صورت (47) نوشت [19]:

$$CI = f_c A + u_c C_1 \quad (47)$$

که A سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی و مقادیر u_c و f_c در جدول 1 آورده شده است. C_1 به صورت رابطه (48) تعریف می‌گردد [19]:

$$C_1 = \frac{i^a}{a} \quad (48)$$

که i نرخ بهره سالیانه و a عمر استهلاک سیستم می‌باشد. از طرفی هزینه عملیاتی و نگهداری سیستم را می‌توان به صورت (49) نوشت [19]:

$$OMC = \frac{E_h + E_c f_e t_{ope}}{E} \quad (49)$$

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 مقادیر دو مورد آخر در جدول 1 نشان داده شده است. مقدار E (توان پمپاژ) را می‌توان به صورت رابطه (50) محاسبه نمود [19]:

$$E = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho \eta_p} \quad (50)$$

که η_p راندمان پمپ یا کمپرسور می‌باشد.

2-6- یکسان‌سازی ارتفاع در کلیه بازه‌های آنتالپی

از آن جایی 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 (51) محاسبه نمود:

$$H = \sum_{i=1}^{NS} NP_i b_i + \left(\sum_{i=1}^{NS} NP_i \right) t_p \quad (51)$$

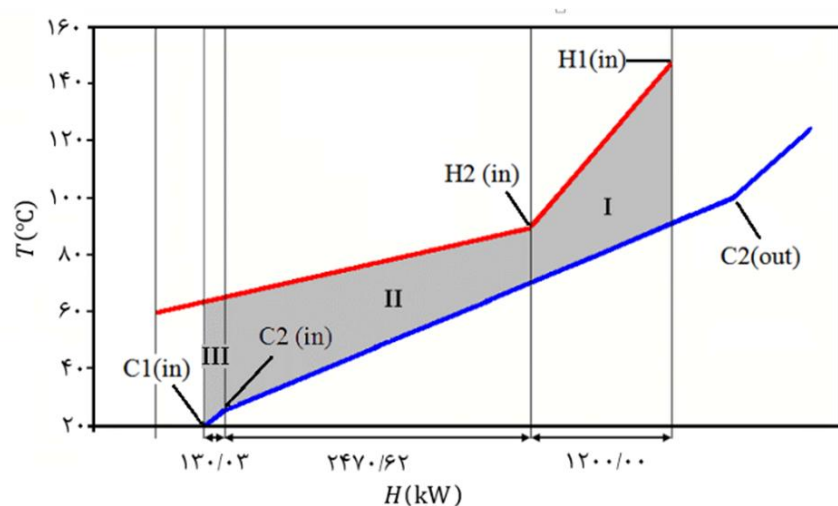
که در آن NP تعداد کانال‌های هر جریان و t_p ضخامت صفحات می‌باشد. به این ترتیب عبارت اول در رابطه (51) برابر با مقدار ارتفاع ناشی از فضای بین کل صفحات و عبارت دوم در آن برابر مجموع ضخامت کل صفحات است که مجموع این دو عبارت ارتفاع کل مبدل حرارتی را نتیجه می‌دهد. از تغییر پارامترهای هندسی فین‌ها به منظور یکسان‌سازی ارتفاع در بازه‌های آنتالپی استفاده خواهد شد.

جدول 2 اطلاعات فرآیندی جریان های مربوط به مطالعه موردی [9]

کد	T_s °C	T_t °C	ΔP_a	$\dot{m}$ (—)	ρ (—)	C_p (—)	μ (—)
0/0003	150	60	46	25	700	800	0/0003
0/0004	90	60	60	106	700	750	0/0004
0/0005	20	125	30	27/7	750	900	0/0005
0/0005	35	100	86	37/5	750	800	0/0005

جدول 3 اطلاعات فرآیندی جریان های مربوط به مطالعه موردی [11]

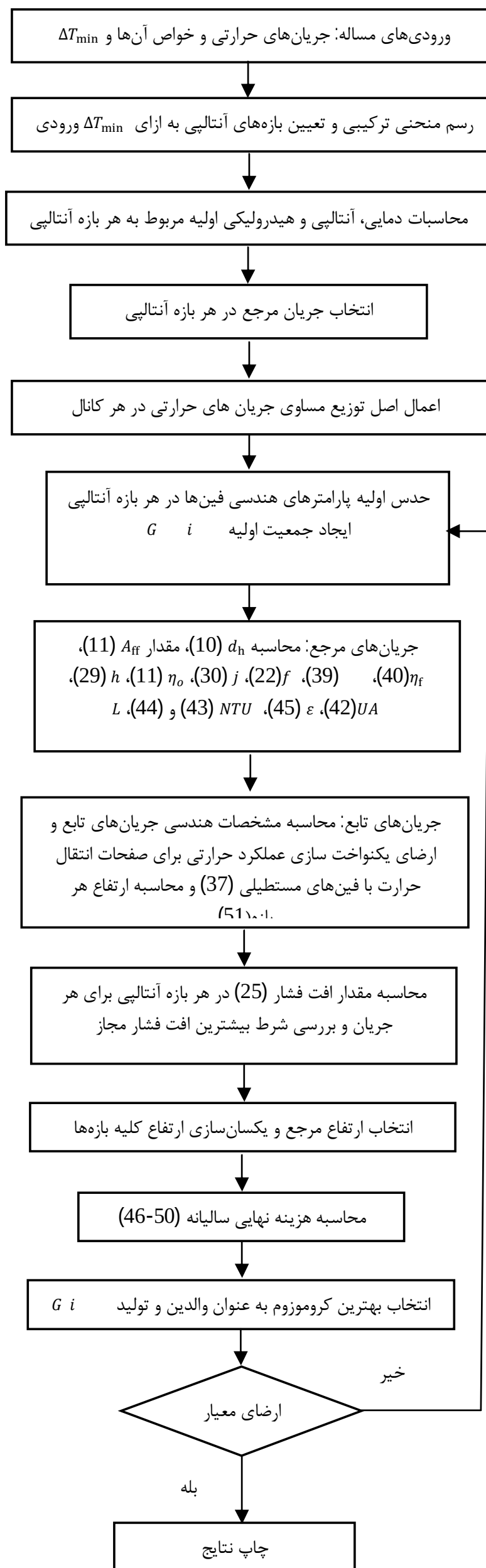
کد	T_s °C	T_t °C	ΔP_a	$\dot{m}$ (—)	ρ (—)	C_p (—)	μ (—)
0/0003	220	60	62	26	730	2250	0/0003
0/0004	327	40	86	47	700	2120	0/0004
0/00016	160	60	20	160	11	2500	0/00016
0/0003	220	160	45	74	920	2150	0/0003
0/00001	85	138	10	125	17	2800	0/00001
0/0005	140	300	65	133	850	1500	0/0005
0/0003	35	164	55	25	810	2800	0/0003
0/00012	60	170	32	35	14	1715	0/00012
0/0004	100	300	97	47	800	2100	0/0004



شکل 7 منحنی ترکیبی جریان های مربوط به مطالعه موردی

جدول 4 جزئیات بازه های آنتالپی مربوط به جریان های مطالعه موردی اول

بازه	$T_{h\ in}$ °C	$T_{c\ in}$ °C	$T_{h\ out}$ °C	$T_{c\ out}$ °C	ΔT_{lm} °C
1	150	70	90	91/8	35/76
2	90	25	65/3	70	28/97
3	65/3	20	64	25	42/12



شکل 6 خلاصه الگوریتم بهینه سازی مبدل حرارتی چندجریانی با فین های مستطیلی

جدول 6 دامنه و گام تغییرات برای ارتفاع و گام فین‌ها

متغیر	پایین حد	بالا حد	گام
ارتفاع فین b	2	20	0/01
گام فین s	1	8	0/01

جدول 7 مقایسه نتایج روش حاضر و سایر مراجع برای مطالعه موردی اول

طول	ارتفاع	حجم ³	
0/76	0/6	0/46	بهینه مرجع [9] توسط [19]
0/90	0/53	0/48	روش اول مرجع [19]
0/85	0/42	0/36	روش دوم مرجع [19]
0/74	0/40	0/30	روش حاضر (الگوریتم ژنتیک)
0/74	0/40	0/30	روش حاضر (PSO)

جدول 8 مقایسه نتایج روش حاضر و سایر مراجع برای مطالعه موردی دوم

طول	ارتفاع	حجم ³	
1/11	4/98	5/53	بهینه مرجع [9] توسط [19]
1/82	3/72	6/77	روش اول مرجع [19]
1/27	3/78	4/80	روش دوم مرجع [19]
1/10	3/68	4/01	روش حاضر (الگوریتم ژنتیک)
1/10	3/68	4/01	روش حاضر (PSO)

جدول 9 مقایسه هزینه نهایی سالیانه روش حاضر و سایر مراجع برای مطالعه موردی اول

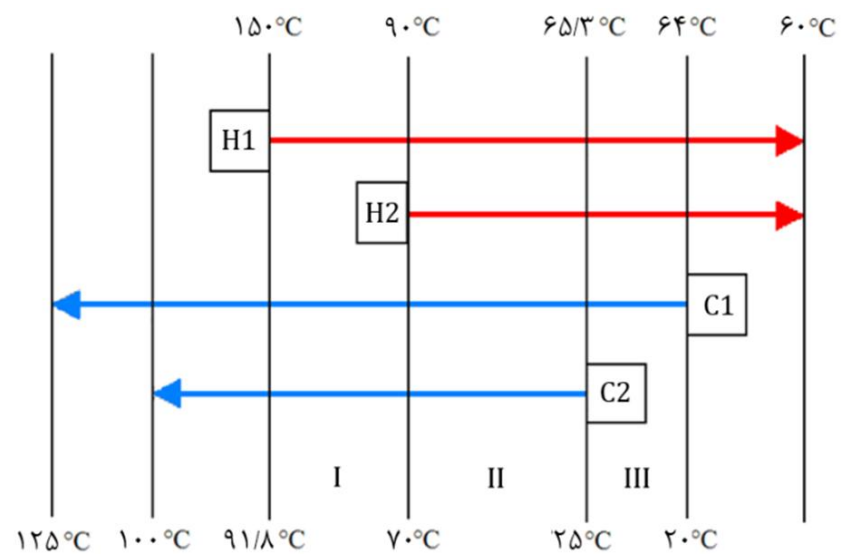
هزینه نهایی سالیانه	درصد بهبود	
575978/94	16/86	بهینه مرجع [9] توسط [19]
692813/63	---	روش اول مرجع [19]
501007/68	27/68	روش دوم مرجع [19]
474237/01	31/55	روش حاضر

جدول 10 مقایسه هزینه نهایی سالیانه روش حاضر و سایر مراجع برای مطالعه موردی دوم

سالیانه نهایی هزینه	بهبود درصد	
9612683/5	9/04	بهینه مرجع [9] توسط [19]
10007191	---	روش اول مرجع [19]
8269213	18/82	روش دوم مرجع [19]
8023198	19/82	روش حاضر

مبدل‌های حرارتی چندجریانی استفاده شده است. در مقابل در این مقاله از فین‌های مستطیلی با پارامترهای هندسی متغیر به صورت یک کمیت پیوسته به این منظور استفاده شده است. به دلیل پیوسته بودن متغیرهای اصلی در این روش تعداد حالت‌های مورد بررسی نسبت به روش مراجع [19,9] و در نتیجه حجم محاسبات و پیچیدگی حل به صورت چشمگیری افزایش پیدا می‌نماید. از طرفی پیوسته بودن مقادیر متغیرهای اصلی موجب می‌گردد تا گستره طراحی نسبت به مراجع [19,9] افزایش پیدا نموده و از این حیث جواب بهینه در روش کنونی نسبت به مراجع [19,9] بهبود پیدا نماید.

همان‌طور که در جداول 7 و 8 نشان داده شده است، طول، ارتفاع و در نتیجه حجم حالت بهینه در روش کنونی نسبت به نتایج بهینه مراجع [19,9] کاهش داشته است. بنابر نتایج اکتسابی طول، ارتفاع و حجم بهینه



شکل 8 بازه های آنتالپی به دست آمده برای مطالعه موردی

جدول 5 جزییات بازه های آنتالپی مربوط به جریان‌های مطالعه موردی دوم

بازه	$T_{hin} \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{cin} \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{hout} \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{cout} \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{lm} \text{ } ^\circ\text{C}$
327	195/3	220	231	52/52	
220	170	196/3	195/3	25/49	
196/3	164	189/6	170	25/94	
189/6	142	160	164	21/57	
160	140	158/5	142	18/25	
158/5	138	157/6	140	19/04	
157/6	100	118/2	138	18/89	
118/2	85	105/4	100	19/28	
105/4	60	99/6	85	28/94	
99/6	35	96/5	60	49/94	

اساس الگوریتم شکل 6 انجام می‌گیرد. متغیرهای تصمیم (اصلی) پارامترهای هندسی فین‌های مستطیلی شامل ارتفاع، گام و ضخامت فین در هر جریان است که دامنه و گام تغییرات برای ارتفاع و گام فین‌ها در جدول 6 نشان داده شده و 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 [17,9] برابر واحد طول در نظر گرفته شده است. بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک با 100 تولیدمثل، احتمال کراس اور 0/8 و احتمال جهش 0/4 انجام گرفته شده است. کلیه محاسبات و الگوریتم‌ها در محیط نرم افزار متلب نسخه 8/1 سال 2013 کدنویسی شده است. به منظور تأیید نتایج بهینه‌سازی مستحصل از الگوریتم ژنتیک، هر دو مطالعه موردی با استفاده از روش بهینه‌سازی PSO نیز بهینه و جواب‌های آن با جواب‌های خروجی از الگوریتم ژنتیک مقایسه می‌گردد.

در جداول 7 و 8 مقادیر هندسی کل مبدل حرارتی چندجریانی بهینه شامل طول، ارتفاع و حجم در مقایسه با نتایج مستخرج از مراجع به ترتیب برای مطالعه موردی اول و دوم نشان داده شده است. جداول 9 و 10 هزینه نهایی سالیانه حالت بهینه در این مقاله با هزینه نهایی سالیانه مراجع به ترتیب برای مطالعه موردی اول و دوم مقایسه شده است.

4-3- بحث و نتایج

در مراجع [19,9] از 57 نوع فین مختلف بر اساس داده‌های مرجع معتبر کیز و لندن [20] و به صورت یک کمیت گسسته به منظور طراحی و بهینه‌سازی

در مبدل حرارتی مطالعه موردی اول در روش کنونی به ترتیب 0/74m، 0/40m و $0/74^2$ و برای مورد مطالعاتی دوم به ترتیب 1/10m، 3/68m و $4/01^2$ می باشد. از طرفی در جداول 9 و 10 مقدار هزینه نهایی کمینه در هر یک از روش های مورد استفاده در مراجع [19،9] و روش کنونی به منظور مقایسه بهتر آورده شده است. درصد بهبود نسبت به بدترین حالت (روش اول مرجع [19]) محاسبه شده است. همان طور ملاحظه می گردد به دلیل پیوسته در نظر گرفتن متغیرها در این روش مقدار بهینه آن نسبت به سایر مراجع دارای بهترین مقدار است. کمینه هزینه نهایی سالیانه در مطالعه موردی اول در این روش نسبت به بدترین حالت بهینه (روش اول مرجع [19]) 31/55 درصد و نسبت به بهترین حالت بهینه در مراجع (روش دوم مرجع [19]) 5/35 درصد بهبود داشته است. همچنین در مطالعه موردی دوم این مقادیر به ترتیب برابر 19/82 درصد (روش اول مرجع [19]) و 2/98 درصد (روش دوم مرجع [19]) می باشد. همچنین حالت بهینه مستحصل از هر دو روش الگوریتم ژنتیک و PSO در هر دو مطالعه موردی نتایج یکسانی را نشان می دهد.

سایر نتایج و نکات مهم و لازم در این زمینه را می توان به صورت خلاصه به صورت زیر بیان نمود:

- جریان های مرجع در حالت بهینه (کمینه هزینه نهایی سالیانه) در بازه اول و ، در بازه دوم و و در بازه سوم و در نظر گرفته شده اند.
- تعداد زیاد پارامترهای موجود و بازه گسترده تغییرات هر یک موجب می گردد که بتوان صرفا از الگوریتم های بهینه سازی تصادفی نظیر الگوریتم ژنتیک به منظور بهینه سازی سیستم استفاده نمود.
- حالت های بهینه تر از جواب به دست آمده نیز می تواند حاصل گردد که شرط بیشترین افت فشار در هر جریان را نقض می نماید. در کد کامپیوتری نوشته شده قیودی به منظور حذف حالت هایی که در آن افت فشار مجاز نقض می گردد لحاظ شده است.
- جواب های بهینه به دست آمده در این روش در یک ΔT_{min} ثابت و برابر مقدار فرض شده آن در مراجع [19،9] حاصل گردید. در صورتی که مقدار ΔT_{min} نیز می تواند بر مقدار هزینه نهایی سالیانه تاثیر گذار باشد. افزایش مقدار ΔT_{min} موجب کاهش ناحیه بازیافت حرارتی و در نتیجه کاهش هزینه سرمایه گذاری می گردد. با این وجود از طرفی دیگر افزایش مقدار ΔT_{min} موجب افزایش میزان مصرف یوتیلیتی های سرد و گرم و در نتیجه افزایش هزینه های عملکردی می گردد. بدیهی است کاهش مقدار ΔT_{min} اثری معکوس بر موارد فوق الذکر دارد. به این ترتیب می توان مقدار ΔT_{min} را نیز به عنوان یک متغیر در مسأله وارد نمود که در این صورت پیچیدگی های مسأله به خصوص در حالتی که پارامترهای هندسی فین ها نیز مانند روش کنونی یک کمیت پیوسته هستند افزایش بسیار چشمگیری پیدا می کند. همچنین نوع مدل سازی مسأله و برخی روابط باید تغییر و بعضا به مسأله اضافه گردد.

5- نتیجه گیری

در این مقاله، به منظور مدل سازی، طراحی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای- فین دار با فین های مستطیلی یک روش جدید بر مبنای یکنواخت سازی حرارتی کلیه جریان های حرارتی و بر اساس منحنی ترکیبی ارایه گردید. نتایج کلی و دستاوردهای مهم این مقاله را می توان به صورت زیر بیان نمود:

- ارایه یک الگوریتم جدید به منظور بهینه سازی مبدل های حرارتی چندجریانی صفحه ای- فین دار با فین های مستطیلی که به دلیل ماهیت چندجریانی بودن آن دارای پیچیدگی های زیادی است
- کاهش قابل توجه پیچیدگی ها و افزایش سرعت بهینه سازی با استفاده همزمان از دو اصل توزیع مساوی جریان های حرارتی در هر کانال و یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال.
- به دلیل محدودیت در روش هایی که از متغیرهای گسسته

استفاده می کنند، در بسیاری موارد استحصال اصل یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال به صورت دقیق عملا امکان پذیر نمی باشد. در صورتی که در روش کنونی که از متغیرهای پیوسته به منظور طراحی و بهینه سازی مبدل های حرارتی چندجریانی استفاده شده است، حصول اصل یکنواخت سازی عملکرد حرارتی در هر کانال به صورت دقیق کاملا عملی و امکان پذیر می باشد.

- بهینه سازی یک مبدل حرارتی چندجریانی با در نظر گرفتن هزینه نهایی سالیانه به عنوان تابع هدف با علم به این مطلب که کاهش هزینه نهایی سالیانه این نوع مبدل های حرارتی تأثیر اقتصادی قابل ملاحظه ای در صنعت مربوط به آن دارد.
- به دلیل الگوریتم خاص این روش، تعداد کانال های مربوط به هر جریان یک عدد طبیعی به دست می آید در حالی که در سایر روش ها این تعداد یک عدد اعشاری است که از نقطه نظر ساخت و عملیاتی عملا امکان پذیر نیست.
- استفاده از این روش در دو مبدل حرارتی چندجریانی برگرفته از مراجع به عنوان مطالعه موردی نشان می دهد که استفاده از این روش می تواند نسبت به سایر روش ها کاهش قابل ملاحظه ای را در هزینه نهایی سالیانه ایجاد نماید.

6- فهرست علائم

A	سطح (m^2)
A_{ff}	مساحت سطح آزاد جریان (m^2)
A_{fin}	مساحت انتقال حرارت سطوح ثانویه یا فین ها (m^2)
A_{tot}	مساحت انتقال حرارت کل (m^2)
b	ارتفاع فین (m)
C	نسبت گرماهای ویژه
c_p	گرمای ویژه ($kJkg^{-1}K^{-1}$)
d_h	قطر هیدرولیکی (m)
E	توان پمپاژ (kW)
f	ضریب فانینگ
	نسبت سطح انتقال حرارت فین ها به کل سطح
G	شار جرمی ($kgm^{-2}s$)

دیواره

7- مراجع

- [1] S. Kao, A systematic design approach for a multistream exchanger with interconnected wall, *ASME Paper*, Vol. 61, pp. 255-260, 1961.
- [2] J. Wolf, General solution of the equations of parallel flow multichannel heat exchangers, *Internantional Journal of Heat Mass Transfer*, pp. 901-919, 1964.
- [3] J.C. Chato, R.J. Lverman, J.M. Shah, Analyses of parallel flow multistream heat exchangers, *Internantional Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 14, No. 9, pp. 1691-1703, 1971.
- [4] M. Bentwich, Multistream countercurrent heat exchangers, *Journal of Heat Transfe*, vol.4, pp. 458-463, 1973.
- [5] Z.X. Yuan, Y.L. Ma, G.P. Xia, W.Q. Tao, Computer implementation of the passage arrangement for plate-fin heat exchangers according to local balance principle, *Journal of Thermal Science*, Vol. 6, pp. 190-196, 1997.
- [6] O. Strelow, A general calculation method for plate heat exchangers, *Internantional Journal of Thermal Science*, Vol. 39, pp. 645-658, 2000.
- [7] I. Ghosh, S.K. Sarangi, P.K. Das, An alternate algorithm for the analysis of multi-stream plate fin heat exchangers, *Internantional Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 2889-2902, 2006.
- [8] M. Picón-Núñez, J.L. López Robles, Flow passage arrangement and surface selection in multi-stream plate-fin heat exchangers, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 26, pp. 5-14, 2005.
- [9] Picon-Núñez, M., Polley G.T. and Medina-Flores M., Thermal design of multi-stream heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 1643-1660, 2002.
- [10] F.Joda, G.T.Polley, Improving MSHE Design Procedure Using Genetic Algorithm and Reduced Number of Sections, *Internantional Journal of Enviromental Research*, Vol. 7, No. 2, pp. 303-318, 2013.
- [11] M. Khorrammanesh, M. Amidpour, M.R.J. Nasr, Application of process decomposition in multi-stream plate fin heat exchangers design to use in heat recovery networks, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 46, pp. 941-954, 2007.
- [12] M.Goyal, A. Chakravarty, M.D.Atrey, Two dimensional model for multistream plate fin heat exchangers, *Cryogenics*, vol. 61, No. 1, pp. 70-78, 2014.
- [13] Q. Tian, G. He, L. Zhao, D.Cai, L.Chen, Passage arrangement optimization of multi-stream plate-fin heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, vol.73 No. 1, pp. 961-972, 2014.
- [14] R.Smith, *Chemical Process Design and Integration*, Second Editition, pp. 357-385, Chichester, West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd, 2005.
- [15] I.C.Kemp, *Pinch Analysis and Process Integration*, Second Editition, pp. 42-98, USA: Wiley, 2007.
- [16] U.V. Shenoy, *Heat Exchnger Network Synthesis*, Second Editition, , pp. 98-140, , Houston, Texas: Gulf Publishing Company, 1995.
- [17] A.F.Sotoodeh, M.Amidpour, M.Ghazi, Design and analysis of plate fin heat exchangers in constant volume, constant heat transfer area and constant pressure drop to obtain maximum energy recovery, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp37-334, 2015 (In Persian).
- [18] F.P. Incropera, D.P.Dewitt, T.L.Bergman, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th Edition, pp. 689-691, New York: Wiley, 2006.
- [19] F.Joda, N.Tahouni, M.H.Panjeshahi, Application of Genetic Algorithm in Design and Optimisation of Multi-Stream Plate-Fin Heat Exchangers, *The Candidian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 91, pp. 870-881, 2013.
- [20] W.M. Kays, A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, third Edition, pp. 120-155, New York: McGraw-Hill, 1984.

گاز

h فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)

j ضریب کولبرن

k ضریب هدایت ($\text{Wm}^{-1}\text{s}^{-2}$)

L طول (m)

l مایع

L_c طول معادل (m)

m عدد مورد استفاده در محاسبه راندمان فین (m^{-1})

$\dot{m}$ دبی جرمی (kgs^{-1})

NS تعداد کانال‌ها

NTU تعداد مراحل انتقال

P فشار (Pa)

p محیط ترشده (m)

عدد پراتل

q بار حرارتی (W)

عدد رینولدز

s گام فین (m)

عدد استانتون

T دما $^{\circ}\text{C}$

t_f ضخامت فین (m)

t_p ضخامت صفحه (m)

U ضریب کلی انتقال حرارت (Wm^{-2}K)

V حجم مبدل حرارتی (m^3)

W عرض صفحه (m)

علائم یونانی

ρ چگالی (kgm^{-3})

μ ویسکوزیته دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)

ε ضریب اثر مبدل حرارتی

ξ ضریب محاسبه ضریب فانینگ

γ توان محاسبه ضریب کولبرن

τ توان محاسبه ضریب فانینگ

Γ ضریب محاسبه ضریب کولبرن

ν حجم مخصوص ($\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$)

η_o بازده کلی سطح

η_f بازده فین

زیرنویس‌ها

جریان سرد

جریان گرم

فین

جریان تابع

ورودی

خروجی

صفحه

جریان مرجع

کل