



## مدل‌سازی، طراحی و تحلیل مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای - فین‌دار با حجم ثابت به منظور حصول بیشترین بازیافت حرارتی در افت فشار و سطح انتقال حرارت ثابت

امیرفرهنگ ستوده<sup>1</sup>، مجید عمیدپور<sup>2\*</sup>، مهرانگیز قاضی<sup>3</sup>

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه‌نصیرالدین طوسی، تهران

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه‌نصیرالدین طوسی، تهران

3- مربی، گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، تاکستان

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

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 28 خرداد 1393

پذیرش: 15 مرداد 1393

ارائه در سایت: 04 آبان 1393

کلیدواژگان:

مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای - فین‌دار

بازیافت انرژی

افت فشار

سطح انتقال حرارت

انتخاب سطح

### چکیده

هدف از ارائه این مقاله دستیابی به بیشترین بازیافت حرارتی در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای - فین‌دار با در نظر گرفتن حجم و مساحت انتقال حرارت ثابت در یک اختلاف فشار معین برای هر جریان است. این مقاله روشی را برای انتخاب سطوح و طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار که در آن بیشترین افت فشار مجاز در یک حجم و سطح انتقال حرارت ثابت مورد استفاده قرار بگیرد، ارائه می‌کند. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار متعددی با داشتن اختلاف در نوع فین، هندسه فین و ابعاد مبدل حرارتی (طول، عرض و ارتفاع) شرط حجم و سطح انتقال حرارت ثابت را ارضاء می‌کند. اعمال شرط استفاده از بیشترین افت فشار مجاز و از آنجایی که نوع فین و ابعاد مبدل حرارتی با در نظر گرفتن شرط حجم و سطح ثابت و به دست می‌آید سبب می‌شود که با استفاده از مدل‌سازی حرارتی و هیدرولیکی دماهای خروجی هر جریان را در هر مبدل حرارتی به دست آورد. مبدل حرارتی که دارای بیشترین دمای خروجی جریان سرد باشد به عنوان بهترین مبدل حرارتی از دیدگاه بیشترین بازیافت حرارتی انتخاب می‌شود. در این مقاله از یک پیش‌گرم‌کن متداول یک نیروگاه توربین گاز که از نوع مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار است، به عنوان مطالعه موردی برای اعمال روش ارائه شده استفاده شده است.

## Modeling, Design and Analysis of Plate-Fin Heat Exchanger in Constant Volume, Constant Heat Transfer Area and Constant Pressure Drop to Obtain Maximum Energy Recovery

Amir Farhang Sotoodeh<sup>1</sup>, Majid Amidpour<sup>2\*</sup>, Mehrangiz Ghazi<sup>3</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of technology, Tehran, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of technology, Tehran, Iran

3- 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 18 June 2014

Accepted 06 August 2014

Available Online 26 October 2014

#### Keywords:

Plate-fin heat exchanger

energy recovery

pressure drop

heat transfer area

surface selection

### ABSTRACT

The purpose of this paper is to reach the maximum energy recovery or maximum cold stream outlet terminal temperature in a plate fin heat exchanger (PFHE) with constant volume and heat transfer area for a specified maximum pressure drop. This paper presents a methodology in surface selection and design of PFHE where full pressure drop utilization is taken as a design objective in constant heat exchanger volume and heat transfer area. Several kinds of PFHE with different fin type and geometries and different heat exchanger width, length and height could satisfy the constant volume and area condition. Setting maximum pressure drop could reduce these heat exchangers. While the fin type and dimension of each heat exchanger is extracted due to constant volume-area and pressure drop conditions respectively, the terminal temperature of the heat exchanger would be calculated utilizing thermo-hydraulic modeling of the PFHE. A typical gas turbine regenerator is chosen as case study. The methodology is applied to this case study and results are shown. The surfaces which result in maximum energy recovery are specified. In the cases in which energy recovery of some surfaces would be approximately the same, other parameters such as frontal area and flow length will be considered.

### 1- مقدمه

پتروشیمی، گاز، نیروگاهی، صنایع هوایی و غیره کاربرد فراوان دارد. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار از تعدادی صفحه تشکیل شده است که در فواصل معین روی یکدیگر چیده شده و در بین این صفحات فین قرار داده شده است

مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار یکی از متداول‌ترین انواع مبدل‌های حرارتی فشرده است که در صنایع مختلف از جمله صنایع شیمیایی،

Please cite this article using:

A. F. Sotoodeh, M. Amidpour, M. Ghazi, Modeling, Design and Analysis of Plate-Fin Heat Exchanger in Constant Volume, Constant Heat Transfer Area and Constant Pressure Drop to Obtain Maximum Energy Recovery, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp. 337-344, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

یا مبدل‌های صفحه‌ای فین‌داری را که بیشترین بازایافت حرارت را با در نظر گرفتن بیشترین افت فشار مجاز ایجاد می‌کند، به‌دست آورده شود. منظور از بیشترین بازایافت حرارتی در واقع این است که بیشترین دمای خروجی برای جریان سرد و کم‌ترین دمای خروجی برای جریان گرم به‌دست آید. مبنای اولیه این روش همان حجم ثابت هسته مبدل حرارتی و نیز مساحت انتقال حرارت ثابت است. با استفاده از یک الگوریتم خاص آن دسته از سطوح ثانویه (فین) که شروط ثابت بودن حجم مبدل و سطح انتقال حرارت را ارضاء می‌کند، به‌دست‌آورده می‌شوند. اعمال شرط استفاده از بیشترین افت فشار مجاز و استفاده از مدل‌سازی هیدرولیکی و هندسی در این نوع مبدل‌های حرارتی، موجبات به دست آوردن ابعاد هسته (طول، عرض و ارتفاع) مبدل حرارتی را فراهم می‌نماید. فرض حجم ثابت یک فرض هندسی است که در مورد این نوع مبدل‌های حرارتی رایج است. از آن جایی که این نوع مبدل‌های حرارتی در زمره مبدل‌های فشرده است و در بسیاری از کاربردها حجم اشغال‌شده توسط آن‌ها حائز اهمیت است؛ بنابراین در این مقاله به‌منظور مقایسه بهتر، حجم مبدل‌ها ثابت در نظر گرفته شده است. ضمن آن‌که شروط ثابت بودن سطح انتقال حرارت و نیز افت فشار به‌ترتیب به معنای ثابت بودن هزینه سرمایه‌گذاری و عملیاتی و در نتیجه هزینه کلی سالیانه مبدل حرارتی است. می‌توان با دانستن نوع، هندسه فین‌ها و نیز ابعاد مبدل حرارتی و به کمک مدل‌سازی حرارتی، دمای خروجی جریان‌های گرم و سرد را به‌دست آورد. آن مبدل حرارتی که دارای بیشترین دمای خروجی جریان سرد و کم‌ترین دمای خروجی جریان گرم باشد، به‌عنوان مبدل حرارتی که دارای بیشترین بازایافت حرارتی است، در نظر گرفته می‌شود. برای آن‌که هر دو جریان بتوانند از بیشترین افت فشار مجاز خود استفاده نمایند، نوع جریان در این مبدل‌های حرارتی، متقاطع در نظر گرفته شده است. در مواردی که مبدل‌های حرارتی دارای بازایافت حرارتی نزدیک به یکدیگر باشند، عوامل دیگری نظیر مساحت سطح پیشانی و طول جریان می‌تواند باعث انتخاب یک مبدل حرارتی گردد. برای بررسی و تحلیل این روش از یک پیش‌گرم‌کن متداول در نیروگاه‌های گازی به‌عنوان مطالعه موردی استفاده و نتایج آن نمایش داده شده است.

## 2- انتخاب سطح

نمای کلی یک مبدل حرارتی صفحه‌ای فین‌دار دو جریانی از نوع جریان متقاطع در شکل 1 آورده شده است. یکی از مهم‌ترین پارامترهای طراحی در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار، نوع و هندسه فین است. انواع گسترده‌ای از فین‌ها را می‌توان در این نوع مبدل‌های حرارتی مورد استفاده قرار داد که هر کدام مزایا و معایبی دارد. یکی از منابع بسیار موثق و معتبر در مورد ویژگی فین‌ها که بر مبنای داده‌های آزمایشگاهی تنظیم شده، مرجع [2] است که با وجود گذشت بیش از دو دهه از ارائه آن، کماکان مرجع اصلی بسیاری از مقالات علمی است. همچنین تلاش‌های زیادی توسط محققین مختلف برای پیش‌بینی عددی ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک در سطوح ثانویه انجام گرفته است که در اغلب موارد سازگاری مناسبی با داده‌های آزمایشگاهی ندارد. همچنین روابط اصلاح شده زیادی نیز بر مبنای همین داده‌های آزمایشگاهی توسط محققین ارائه شده است که در صنایع مختلف به‌خصوص آن‌هایی که دارای حساسیت بالایی نیستند، کاربرد زیادی دارد. برای کاربردهای حساس و خاص که نیاز به دقت بسیار بالایی دارد بهتر است از آزمایش‌های مستقیم برای به‌دست‌آوردن پارامترهای مربوط به فین‌ها

و از نوعی جوش با فناوری خاص برای اتصال آن‌ها استفاده می‌شود. اساساً از فین‌ها به دو منظور اصلی استفاده می‌شود: استفاده به‌عنوان سطوح انتقال حرارت ثانویه برای افزایش انتقال حرارت و به‌عنوان تکیه‌گاه. این نوع مبدل‌های حرارتی دارای ضریب تراکم بالا بوده و اختلاف دماهای خروجی بسیار پایین در آن‌ها قابل دستیابی است. در این مقاله مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار دو جریانی که کاربرد فراوانی در صنایع مختلف دارد، مورد بررسی قرار می‌گیرد. طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار دو جریانی تقریباً در دسترس بوده و روش‌های مختلفی برای طراحی و تحلیل آن‌ها توسط محققین ارائه شده است [1-5]. گستره وسیعی از انواع فین‌ها نظیر فین‌های صفحه‌ای، کنگره‌ای، موجی، نواری و غیره در این نوع مبدل‌های حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. برخی از محققین روش‌هایی را برای انتخاب سطوح حرارتی این نوع مبدل‌های حرارتی ارائه نموده‌اند. کوول یک روش کلی برای مقایسه انواع سطوح انتقال حرارت ارائه نموده است [6]. کمپل و روشنف [7] روشی برای انتخاب سطح بهینه جهت به‌دست‌آوردن کم‌ترین حجم برای این‌گونه مبدل‌های حرارتی ارائه کرده است. آن‌ها یک بازایافت حرارتی توربین‌گاز را به‌عنوان مطالعه موردی بررسی کرده‌اند. رهیافتی بر مبنای مفهوم شاخص عملکرد حجمی برای انتخاب سطح در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار توسط پیکون نونز و همکاران [8] ارائه شده است. شاخص عملکرد حجمی مذکور بیانگر کوچک‌تر بودن حجم مبدل حرارتی است. انتخاب سطح و استفاده از بیشترین افت فشار مجاز مبنای کار این محققین بوده است. همچنین روش‌ها، الگوریتم‌ها و توابع هدف گوناگونی برای بهینه‌سازی این‌گونه مبدل‌های حرارتی توسط محققین ارائه شده است. زارع و همکاران [9] از روش بهینه‌سازی زنبورعسل برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار استفاده نموده‌اند. ژی و همکاران [10]، میشر و همکاران [11] و میشر و داس [12] از روش ژنتیک الگوریتم برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار استفاده کردند. تابع هدف آن‌ها به ترتیب کمینه‌سازی هزینه کلی سالیانه [10]، کمینه‌سازی انرژی تولیدی و هزینه کلی سالیانه [11] و در نهایت کمینه‌سازی هزینه نهایی ترمو-اکونومیک [12] است. یو و همکاران [13] افت فشار و کمینه کردن وزن مبدل حرارتی را به‌عنوان تابع هدف قرار داده و از روش بهینه‌سازی فازی برای این کار استفاده نمودند. صنایع و حاج عبداللهی [14] از الگوریتم NSCA-II<sup>1</sup> برای به‌دست‌آوردن بیشترین تأثیرپذیری و کمترین هزینه سالیانه به‌عنوان دو تابع هدف استفاده نمودند. نجفی و همکاران [15] دو تابع هدف متفاوت یعنی نرخ انتقال حرارت و هزینه کلی سالیانه را در نظر گرفته و با استفاده از بهینه‌سازی دو هدفه به کمک ژنتیک الگوریتم دسته جواب‌های بهینه را به دست آورده‌اند. حسینی راد و همکاران [16] به روش دینامیک سیالات محاسباتی اثرات دامنه فین‌های موجی را بر میزان تغییرات ضریب انتقال حرارت و افت فشار جریان‌ها بررسی نمودند. دزفولی و محرابیان [17] ضریب کلی انتقال حرارت را در مبدل‌های صفحه‌ای جریان مخالف محاسبه و تحلیل نموده‌اند. صادقی و همکاران [18] اثرات توزیع جریان بر رسوب‌گیری مبدل حرارتی را به‌صورت عددی و با استفاده از صفحات مبدل‌های حرارتی با و بدون توزیع‌کننده‌های جریان، مورد مطالعه قرار داده‌اند.

در این مقاله روش جدیدی برای انتخاب سطوح انتقال حرارت و طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین‌دار ارائه می‌شود. هدف این روش آن است که در یک مبدل حرارتی با حجم ثابت و مساحت انتقال حرارت ثابت، آن مبدل

1- Non-dominated sorting genetic algorithm

## 2-2- مدل سازی هیدرولیکی و هندسی

رابطه کلی برای محاسبه افت فشار در یک مبدل حرارتی صفحه ای فین دار را می توان به صورت رابطه (7) بیان کرد. [2]

$$\Delta P = \frac{G^2 v_{in}}{2} \left[ (K_i + 1 - \sigma^2) + 2 \left( \frac{v_{out}}{v_{in}} - 1 \right) + \left( f \frac{A}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_{in}} \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \right] \quad (7)$$

در رابطه (7) و در داخل کروشه عبارت های اول تا چهارم به ترتیب اثرات افت فشار در ورودی، افت فشار ناشی از شتاب شارش جریان، افت فشار هسته مبدل حرارتی و اثر خروج سیال روی افت فشار است. از آن جایی که خواص سیالات در طول مبدل حرارتی معمولاً تغییرات شدیدی ندارند، پس اثر افت فشار ناشی از شتاب شارش تقریباً در مقایسه با افت فشار هسته مبدل حرارتی قابل صرف نظر کردن است. همچنین از آن جایی که نوع توزیع کننده های ورودی و خروجی در تمامی مبدل های حرارتی این مقاله برای مقایسه بهتر یکسان در نظر گرفته شده است، در نتیجه دلیل اختلاف اثر این نوع افت فشارها نسبت بین سطح جریان آزاد و جریان سطح پیشانی در هر کدام از حالات است. در بخش بحث و نتیجه گیری نشان داده خواهد شد که اثرات آن برای مقایسه مبدل های حرارتی تقریباً ثابت بوده و بررسی آن عملاً اثر قابل ملاحظه ای در نتایج ندارد. بنابراین همان طور که در بخش بحث و نتیجه گیری نشان داده خواهد شد، می توان با صرف نظر کردن از اثر سایر افت فشارها (نه الزاماً مقدار عددی آن ها، بلکه به دلیل ثابت بودن تقریبی آن ها) می توان افت فشار در این نوع مبدل های حرارتی را صرفاً بر مبنای افت فشار اصلی آن، یعنی افت فشار هسته اصلی مبدل و به صورت رابطه ساده شده (8) نوشت.

$$\Delta P = f \frac{G^2 v A}{2 A_{ff}} \quad (8)$$

که در این رابطه  $f$  ضریب اصطکاک و  $A_{ff}$  سطح جریان آزاد است. با در نظر گرفتن  $w$  به عنوان دبی جرمی جریان  $i$ ، شار جرمی  $G_i$  را می توان به صورت رابطه (9) تعریف کرد.

$$G_i = \frac{w_i}{A_{ff,i}} \quad (9)$$

با ترکیب روابط (8) و (9) و بازنویسی آن رابطه (10) به دست می آید.

$$\frac{f}{A_{ff}^3} = \frac{2 \Delta p}{w^2 v A} \quad (10)$$

مقدار ضریب اصطکاک را می توان برای بسیاری از سطوح ثانویه که جریان های آن دارای اعداد رینولدز بین 500 تا 10.000 باشد به صورت تابعی از عدد رینولدز بیان نمود [8]. (رابطه 11)

$$f = \xi \text{Re}^{-\lambda} \quad (11)$$

که در آن  $\xi$  و  $\lambda$  ضرایب ثابت بوده و مقدار آن ها برای هر نوع فین متفاوت است. در این مقاله ضرایب مذکور بر اساس داده های مرجع [2] محاسبه می شود. همچنین مساحت سطح جریان آزاد را می توان به صورت زیر نوشت:

$$A_{ff} = \frac{w d_h}{\text{Re} \mu} \quad (12)$$

با قرار دادن روابط (11) و (12) در رابطه (10) می توان رابطه (13) را

نوشت.

$$\frac{f}{A_{ff}^3} = \frac{\text{Re}^3 \mu^3 \xi \text{Re}^{-\lambda}}{w^3 d_h^3} = \frac{2 \Delta p}{w^2 v A} \quad (13)$$

با بازنویسی رابطه (12) رابطه (14) به دست می آید.

$$\text{Re} = \left( \frac{2 \Delta p w d_h^3}{\mu^3 \xi v A} \right)^{\frac{1}{3-\lambda}} \quad (14)$$

عدد رینولدز و مساحت سطح جریان آزاد را می توان به ترتیب با حل

استفاده کرد. در این مقاله از داده های مرجع [2] در مورد فین ها، مشخصات و هندسه آن ها استفاده می شود.

در این مقاله نوع سطوح ثانویه بر مبنای دستیابی به بیشترین نرخ انتقال حرارت یا بالاترین دمای خروجی جریان سرد (در نتیجه پایین ترین دمای خروجی جریان گرم) در یک سطح انتقال حرارت ثابت، حجم ثابت هسته مبدل حرارتی و با در نظر گرفتن بیشترین افت فشار مجاز (که ثابت است) انتخاب می گردد.

## 1-2- روش انتخاب سطح

نسبت بین سطح انتقال حرارت یک سطح به حجم کل آن را می توان به صورت رابطه (1) نوشت.

$$\alpha_i = \frac{A_i}{V} \quad (1)$$

سطح کلی انتقال حرارت برابر است با مجموع سطوح انتقال حرارت هر دو جریان. بنابراین مساحت کل انتقال حرارت را می توان به صورت رابطه (2) بیان نمود.

$$A = A_1 + A_2 = \alpha_1 V + \alpha_2 V = V(\alpha_1 + \alpha_2) \quad (2)$$

بنابراین می توان رابطه (3) را به این شکل نوشت:

$$\frac{A}{V} = \alpha_1 + \alpha_2 \quad (3)$$

از آن جایی که حجم مبدل حرارتی و سطح کل انتقال حرارت ثابت فرض شده است، بنابراین مجموع  $\alpha_1$  و  $\alpha_2$  باید دارای مقدار ثابت و برابر  $\frac{A}{V}$  باشد. این شرط انتخاب سطح را ساده تر می کند، زیرا انتخاب یک سطح به معنی انتخاب سطح دیگر نیز است. نسبت بین سطح انتقال حرارت یک سطح به حجم کل آن را می توان به صورت رابطه (4) نوشت.

$$\alpha_1 = \frac{b_1 \times \beta_1}{b_1 + b_2 + 2t_p} \quad (4)$$

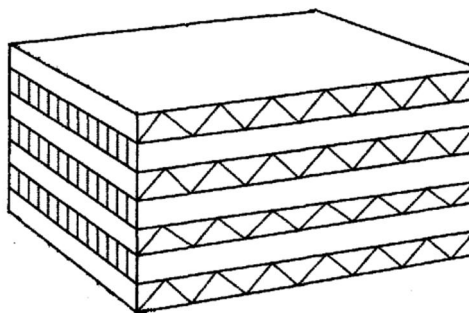
که در آن  $b$  ارتفاع فین،  $t_p$  ضخامت صفحات و  $\beta$  نسبت بین سطح انتقال حرارت و حجم هر سطح است.  $\beta$  را می توان به صورت رابطه (5) تعریف نمود.

$$\beta_i = \frac{A_i}{V_i} \quad (5)$$

با ترکیب معادلات (2) و (4) می توان رابطه (6) را نتیجه گرفت.

$$\frac{A}{V} = \alpha_1 + \alpha_2 = \frac{(b_1 \times \beta_1) + (b_2 \times \beta_2)}{b_1 + b_2 + 2t_p} \quad (6)$$

هدف روش انتخاب سطح پیدا کردن سطوحی است که در رابطه (6) صدق می کنند. الگوریتم جستجو باید به نحوی باشد که بتواند در بین تعداد زیادی از انواع فین ها و هندسه آن ها سطوحی را استخراج کند که رابطه (6) را ارضاء می کنند. در واقع این به آن معنا است که زوج فین هایی که در رابطه (6) صدق می کند، فین هایی هستند که شرط حجم ثابت مبدل و سطح ثابت انتقال حرارت را ارضاء می کنند.



شکل 1 نمای کلی یک مبدل حرارتی صفحه ای فین دار دو جریانی متقاطع

## 3-2- ضریب انتقال حرارت

ضریب کلی انتقال حرارت برای جریان های گرم و سرد را می توان به ترتیب به صورت رابطه (24) نوشت.

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{\eta_{o,h} h_h} + \frac{t_p}{A_h(K)} + \frac{1}{\frac{A_c}{A_h}(\eta_{o,c} h_c)} \quad (24-1)$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_{o,c} h_c} + \frac{t_p}{A_c(K)} + \frac{1}{\frac{A_h}{A_c}(\eta_{o,h} h_h)} \quad (24-2)$$

که در آن  $t_p$  ضخامت صفحه و  $K$  ضریب هدایت گرمایی آن است. در معادلات بالا ضریب انتقال حرارت را می توان به صورت رابطه (25) به دست آورد.

$$h = (St)(G)(C_p) \quad (25)$$

که در آن  $St$  عدد استانتون بوده که به صورت رابطه (26) تعریف می شود.

$$St = \frac{j}{Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (26)$$

که در آن  $Pr$  عدد پراتل و  $j$  ضریب کولبرن است که در این مقاله مقادیر آن از مرجع [2] به دست آورده می شود. بازه کلی سطح در روابط (1)- (24) و (24-2) را می توان به صورت رابطه (27) بیان کرد.

$$\eta_{o,i} = 1 - \left(\frac{A_{fin}}{A_{tot}}\right)_i (1 - \eta_{f,i}) \quad (27)$$

که بازه فین در رابطه (27) را می توان به صورت رابطه (28) تخمین زد.

$$\eta_{f,i} = \frac{\tanh(m_i L_i)}{m_i L_i} \quad (28)$$

در رابطه (28) می توان به جای  $L$  تقریباً مقدار  $\frac{b}{2}$  را قرار داد و مقدار  $m$  را نیز می توان به صورت رابطه (29) تعریف کرد.

$$m = \sqrt{\frac{2h_i}{k_i t_{f,i}}} \quad (29)$$

که در آن  $K$  ضریب هدایت فین است. با حل معادلات بالا و با استفاده از روش  $NTU - \varepsilon$  می توان دمای خروجی هر جریان و در نتیجه بار حرارتی کل مبدل حرارتی را به دست آورد.

نکته بسیار مهم دیگری که طراحان در برخی کاربردهای خاص مبدل های حرارتی صفحه ای فین دار با آن مواجه می شوند، محدودیت مساحت پیشانی و یا محدودیت طول جریان است. در چنین مواردی این قید را می توان به الگوریتم طراحی اضافه کرد. همچنین زمانی که طراح با چنین قیودی مواجه نیست و دمای خروجی دو یا چند مبدل حرارتی در حدود بیشینه دمای (جریان سرد) به دست آمده قرار دارند، می توان برای جانمایی مناسب تر مبدل حرارتی در محل نصب، مبدل حرارتی که دمای خروجی جریان سرد آن نزدیک حالت بهینه باشد، ولی دارای مساحت پیشانی و یا طول جریان مناسب تری است را انتخاب کرد. چنین مواردی به عنوان یک گزینه اختیاری به الگوریتم طراحی که در شکل 2 آورده شده است اضافه می شود.

با شبیه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای فین دار مطابق با مدل سازی ارائه شده، می توان برحسب شرایط مورد نظر مبدل حرارتی را طبق نمودار کلی شکل 2 طراحی کرد.

## 4- مطالعه موردی

یک بازیاب حرارتی متداول در یک نیروگاه گازی به عنوان مطالعه موردی انتخاب شده است. این بازیاب حرارتی یک مبدل حرارتی صفحه ای فین دار است که در آن گرمای موجود در گازهای خروجی از توربین گاز سبب پیش گرم کن شدن هوای ورودی به محفظه احتراق توربین گاز و در نتیجه کاهش مصرف انرژی در آن می شود؛ بنابراین هرچه بازیافت حرارتی در این مبدل

روابط (12 و 14) به دست آورد. با محاسبه عدد رینولدز و سطح جریان آزاد می توان مساحت سطح پیشانی را برای هر جریان به دست آورد. نسبت بین سطح جریان آزاد و سطح پیشانی به صورت رابطه (15) تعریف می شود.

$$\sigma_i = \frac{A_{ff,i}}{A_{fr,i}} = \alpha_i r_{h,i} \quad (15)$$

که در این رابطه  $r_{h,i}$  شعاع هیدرولیکی و  $A_{fr,i}$  مساحت سطح پیشانی است. از آن جایی که نوع و هندسه فین در مراحل قبلی انتخاب شده است، پس نسبت سطح انتقال حرارت یک جریان به حجم کل ( $\alpha$ ) و شعاع هیدرولیکی ( $r_h$ ) برای آن سطح مشخص است. با مشخص بودن این پارامترها می توان مساحت سطح پیشانی را به دست آورد. با به دست آوردن مساحت سطح پیشانی برای هر سطح و ترکیب آن با رابطه تعیین حجم مبدل حرارتی و با در نظر گرفتن این که آرایش جریان ها متقاطع در نظر گرفته شده است، ابعاد هندسی (طول، عرض و ارتفاع) مبدل حرارتی محاسبه می شود (روابط 16-18).

$$L_1 L_3 = X \quad (16)$$

$$L_2 L_3 = Y \quad (17)$$

$$L_1 L_2 L_3 = V \quad (18)$$

که در آن  $L_1$  و  $L_2$  به ترتیب طول جریان های 1 و 2 و  $L_3$  طول بدون جریان است. با داشتن مساحت پیشانی و در نتیجه  $X$  و  $Y$  می توان  $L_3$  و در نتیجه  $L_1$  و  $L_2$  را محاسبه کرد.  $L_3$  را می توان به صورت رابطه (19) به دست آورد.

$$L_3 = \frac{XY}{V} \quad (19)$$

با به دست آوردن نوع فین، هندسه فین و نیز ابعاد مبدل حرارتی که شرط ثابت بودن حجم و سطح انتقال حرارت و نیز ماکزیمم افت فشار را ارضاء می نماید، می توان دمای خروجی هر جریان را با استفاده از مدل سازی حرارتی مندرج در بخش بعد به دست آورد.

## 3- مدل سازی حرارتی

با داشتن مشخصات هندسی مبدل حرارتی که از بخش قبل به دست آمده است، می توان دمای خروجی جریان های مبدل حرارتی را مطابق مدل سازی زیر به دست آورد.

3-1- روش  $NTU - \varepsilon$ 

در این مقاله برای محاسبه عملکرد حرارتی مبدل حرارتی از روش  $NTU - \varepsilon$  استفاده می شود. رابطه  $NTU - \varepsilon$  در مبدل های حرارتی جریان متقاطع به صورت رابطه (20) نوشته می شود [19].

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU(1+C)} [I_0(2NTU\sqrt{C}) + \sqrt{C} I_1(2NTU\sqrt{C})] - \frac{1-C}{C} \sum_{n=2}^{\infty} C^{\frac{n}{2}} (2NTU\sqrt{C})^n \quad (20)$$

که در آن  $I$  تابع بسل اصلاح شده و  $C$ ،  $\varepsilon$  و  $NTU$  به ترتیب نسبت ظرفیت، ضریب اثر مبدل و تعداد مراحل انتقال است که هر کدام به صورت رابطه های (21-23) تعریف می شوند.

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (21)$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (22)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (23)$$

که در آن  $U$  ضریب کلی انتقال حرارت و  $C_{min}$  برابر با کوچک ترین مقدار  $C_h$  یا  $C_c$  است.

بر مبنای مشخصات این 25 حالت و نیز با در نظر گرفتن افت فشار هسته اصلی هر جریان مطابق جدول 1، خلاصه نتایج طراحی هر مبدل حرارتی در

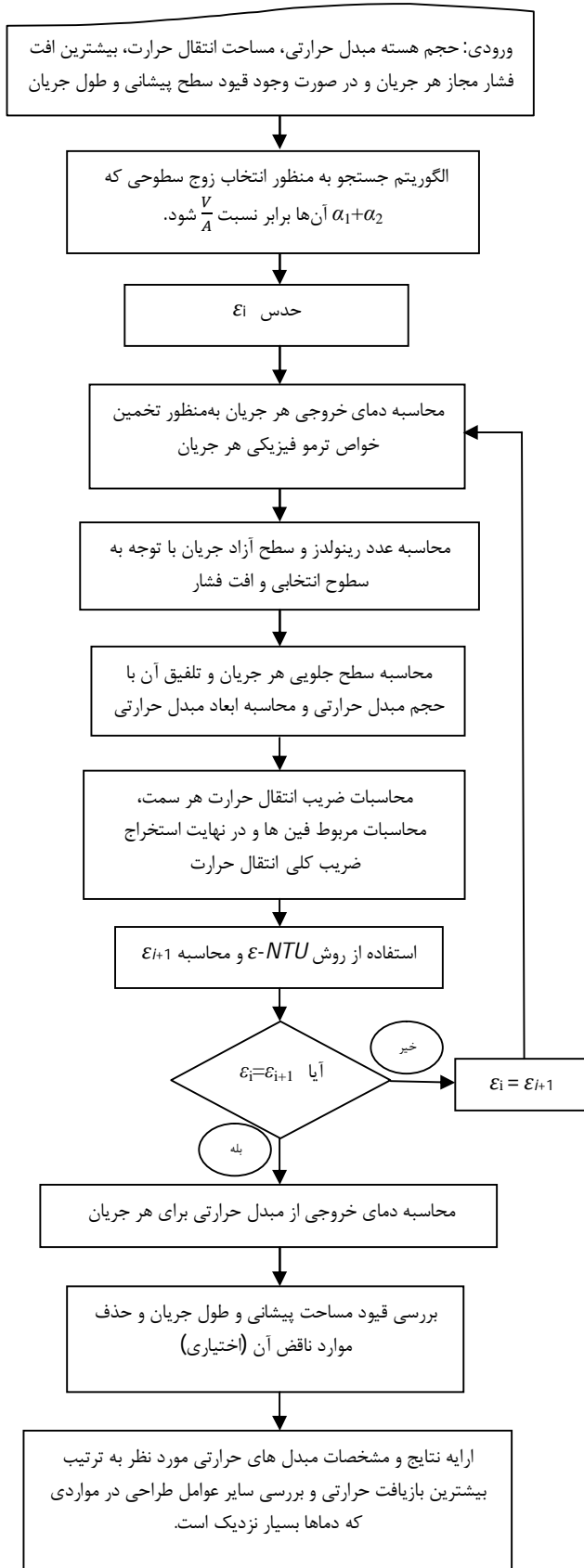
حرارتی بیشتر انجام بگیرد، مصرف انرژی در محفظه احتراق کاهش بیشتری می‌یابد. نمای کلی این بازیاب حرارتی در شکل 3 نشان داده شده است. این مطالعه موردی در مراجع [2] و [6] نیز مورد بررسی قرار گرفته‌است. دو روش نسبتاً متفاوت برای طراحی مبدل‌های صفحه‌ای فین‌دار در این دو مرجع ارائه شده که در هر دو مورد از این مطالعه موردی استفاده شده است. مشخصات جریان گرم (گازهای خروجی از توربین) و جریان سرد (هوای ورودی به محفظه احتراق) در جدول 1 آورده شده است. حجم مبدل حرارتی و سطح انتقال حرارت ثابت و به‌ترتیب  $3/82\text{m}^3$  و  $3724\text{m}^2$  مطابق مرجع [6] در نظر گرفته شده است. انتخاب فین‌ها باید به‌گونه‌ای باشد که مجموع نسبت سطح هر جریان به حجم کل یعنی  $\alpha_1 + \alpha_2$  تقریباً 975 باشد. با در نظر گرفتن 1/5% تلرانس، بازه  $960 < \alpha_1 + \alpha_2 < 990$  برای انتخاب سطوح در نظر گرفته می‌شود. تمام محاسبات براساس الگوریتم ارائه شده، در محیط نرم‌افزار متلب نسخه 7/12 سال 2011 کدنویسی شده است. در ابتدا با استفاده از الگوریتم جستجو که طبق روش ارائه شده در نرم‌افزار متلب نوشته شده است، سطوحی که واجد شرط است، مشخص می‌شود. الگوریتم جستجو قادر است در بین تعداد زیادی از فین‌های موجود و هندسه مربوط به آن‌ها سطوحی را استخراج کند که رابطه (6) را ارضاء کند. سپس مبدل‌های حرارتی موردنظر طراحی شده و به کمک کد رایانه‌ای آن مبدل حرارتی که بیشترین بازیافت حرارتی را داشته باشد و محدودیت‌های مساحت سطح پیشانی و یا طول جریان (در صورت وجود) را ارضاء کند، مشخص می‌شود.

### 5- بحث و نتایج

برای صحت‌گذاری روی شبیه‌سازی مدل ارائه شده، نتایج یکی از شبیه‌سازی‌ها با نتایج کیز و لندن [2] و نونز و همکاران [6] مقایسه و در جدول 2 نشان داده شده است. جدول 2 نشان می‌دهد که نتایج مدل‌سازی ارائه شده در این مقاله به نتایج این مراجع بسیار نزدیک است. سطوح ثانویه در هر سه شبیه‌سازی یکسان است. جدول 3 سطوحی که شرط ثابت بودن حجم و سطح انتقال حرارت را در این بازیاب ارضاء می‌کند، نشان می‌دهد. سیزده زوج سطح مختلف با کمک الگوریتم جستجو استخراج شده است. کم‌ترین و بیشترین مقدار  $\alpha_1 + \alpha_2$  به‌ترتیب 960/4 و 989/5 است. میانگین  $\alpha_1 + \alpha_2$  برای این سیزده زوج سطح 975/35 است.

باید دقت شود که هر زوج سطح را می‌توان به دو صورت در مبدل حرارتی استفاده کرد. برای نمونه در مبدل اول سطح 1 برای سمت گرم و سطح 2 برای سمت سرد استفاده می‌شود و بالعکس. برای نمونه در نخستین زوج سطح می‌توان سطح کنگره‌ای 6/06 را برای جریان سرد و سطح کنگره‌ای 11/1 را برای جریان گرم استفاده کرده و یا به‌صورت برعکس یعنی سطح کنگره‌ای 11/1 را برای جریان سرد و سطح کنگره‌ای 6/06 را برای جریان گرم. طبیعی که نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی برای این دو نوع چیدمان متفاوت است.

برای متمایز کردن این دو نوع چیدمان حرف (الف) بر چیدمانی دلالت دارد که مطابق جدول 3، سطح اول برای جریان سرد و سطح دوم برای جریان گرم است و حرف (ب) برعکس این چیدمان را بیان می‌کند. با توجه به این‌که هر دو سطح در هفتمین زوج از سطوح از یک نوع است، بنابراین تعداد کل حالتی که در نظر گرفته می‌شود 25 حالت است. یعنی 25 مبدل حرارتی برای این مطالعه موردی می‌توان طراحی کرد که شروط حجم ثابت مبدل، سطح ثابت انتقال حرارت و افت فشار بیشینه را ارضاء کند.



شکل 2 نمودار کلی روش ارائه شده

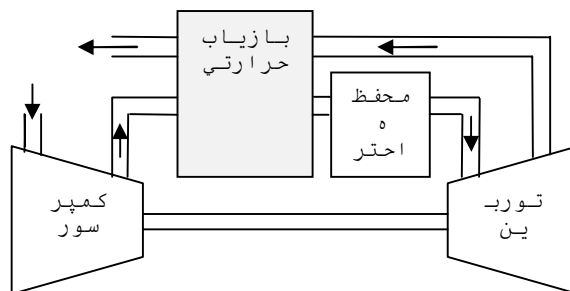
جدول 4 آورده شده است. مساحت سطح انتقال حرارت برای هر دو سمت سرد و گرم، ابعاد هسته مبدل حرارتی و دماهای خروجی هر جریان برای این 25 مبدل حرارتی در جدول 4 به تصویر کشیده شده است. همان‌طور که در جدول 4 مشاهده می‌شود دمای خروجی برخی از این مبدل‌های حرارتی به نسبت سایر حالت‌ها چندان مطلوب و مناسب نیست؛ برای نمونه حالت‌های 1-الف، 1-ب، 4-الف، 5-الف، 5-ب، 7، 11-ب، 12-ب، 13-ب. برخی مبدل‌های دیگر دماهای خروجی نسبتاً بهتری دارند مانند 9-الف و 9-ب. بهترین دماهای خروجی به ترتیب متعلق به مبدل‌های حرارتی 11-الف، 6-الف، 3-الف و 3-ب است. بهترین دمای خروجی مربوط به مبدل حرارتی 11-الف است که دمای خروجی جریان سرد و گرم آن به ترتیب  $364^{\circ}\text{C}$  و  $245/8^{\circ}\text{C}$  است.

با توجه به این‌که دمای خروجی جری آن‌های سرد و گرم در برخی حالات بسیار نزدیک به یکدیگر است، بنابراین می‌توان برخی عوامل دیگر را در کنار شرط بهترین دمای خروجی بررسی کرد. برای نمونه در برخی حالت‌ها با این دماهای خروجی بسیار مطلوب است ولی این امر سبب ایجاد مساحت سطح پیشانی بالا و در نتیجه طول جریان پائین می‌شود که در برخی کاربردها مطلوب نیست. بدین منظور در چنین شرایطی که ممکن است شرط محدودیت مساحت سطح پیشانی موجود باشد از حالت‌هایی که دماهای خروجی آن مقداری بدتر ولی شرط مساحت سطح پیشانی را ارضاء می‌کند، می‌توان استفاده کرد. برای نمونه مبدل 11-الف با این‌که بهترین شرایط دماهای خروجی را دارد، ولی مطابق جدول 4 دارای سطح پیشانی زیادی است. بدین منظور از مبدل حرارتی 6-الف که دماهای خروجی آن مقدار کمتری را دارد، ولی مطابق جدول (4) دارای سطح پیشانی و طول جریان مناسب‌تری است، استفاده کرد. این امر را می‌توان در صورت نیاز به صورت سامانمند وارد الگوریتم محاسبات کرد که این امر در شکل 2 نیز نشان داده شده است.

همچنین در قسمت مدل‌سازی عنوان شد که از اثرات سایر افت‌های فشار در مقایسه با افت فشار هسته اصلی مبدل حرارتی می‌توان صرف‌نظر کرد. برای بررسی بیشتر صحت این مطلب کلیه افت فشارهای مربوط به سطوح انتخابی محاسبه و در جدول (5) آورده شده است. مشاهده می‌شود که افت فشار سایر عوامل در مقایسه با افت فشار هسته اصلی مبدل حرارتی قابل صرف‌نظر است. همچنین نتیجه بسیار مهم‌تر که در این مدل‌سازی کاربرد بیشتری دارد این است که مقادیر سایر افت فشارها در صورت ثابت فرض کردن افت فشار هسته در تمامی حالت‌ها مقدار تقریباً ثابتی دارد.

### 6- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک روش جدید برای طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فین دار با استفاده از بیشترین افت فشار مجاز در حجم ثابت مبدل و سطح انتقال حرارت ثابت ارائه شد. این الگوریتم با اعمال شرط حجم و مساحت ثابت به منظور یافتن ترکیب فین‌هایی که این شروط را ارضا می‌کنند آغاز می‌شود. استفاده از بیشترین افت فشار مجاز به علاوه استفاده از شرط حجم ثابت منجر به حل معادلاتی می‌گردد که ابعاد مبدل حرارتی را نتیجه می‌دهد. با دانستن نوع، هندسه فین‌ها و نیز ابعاد مبدل حرارتی می‌توان دماهای خروجی مبدل حرارتی را به دست آورد. بهترین نوع مبدل حرارتی از دیدگاه بازیافت حرارتی مبدلی است که دمای جریان سرد آن بیشترین و دمای جریان گرم آن کمترین مقدار را داشته باشد. از آن‌جایی که این دماها در برخی مبدل‌های



شکل 3 نمای کلی از یک نیروگاه گازی با بازیاب

جدول 1 ویژگی جریان‌های ورودی، حجم و سطح مبدل

ویژگی	جریان سرد	جریان گرم
نوع سیال	هوا	گاز خروجی از توربین
دبی جرمی (kg/s)	24/3	24/7
دمای ورودی ( $^{\circ}\text{C}$ )	175	430
فشار ورودی (bar)	9/1	1/03
بیشترین افت فشار در هسته اصلی مبدل حرارتی (Pa)	3718	2688

جدول 2 مقایسه نتایج یکی از شبیه‌سازی‌ها با سایر مراجع

مدل حاضر	کیز و لندن [2]	نونز و همکاران [6]	
کنگره‌ای	کنگره‌ای	کنگره‌ای	فین جریان سرد
3/8 - 6/06	3/8 - 6/06	3/8 - 6/06	
تخت 11/1	تخت 11/1	تخت 11/1	فین جریان گرم
3/82	3/82	3/84	حجم مبدل ( $\text{m}^3$ )
1/83	1/83	1/83	طول (m)
0/85	0/91	0/85	عرض (m)
2/46	2/29	2/46	ارتفاع (m)
4074	4090	3981	Re (سمت سرد)
1265	1370	1275	Re (سمت گرم)
267	255	262	$h_c(W/m^2^{\circ}\text{C})$
89	85	91	$h_m(W/m^2^{\circ}\text{C})$
364	366	366	$T_{c2}(^{\circ}\text{C})$
246	247	247	$T_{h2}(^{\circ}\text{C})$

جدول 3 سطوح انتخابی توسط الگوریتم طراحی

سطح اول	$\alpha_1$	سطح دوم	$\alpha_2$	$\alpha_1 + \alpha_2$	
کنگره‌ای 6/06	401/1	کنگره‌ای 11/1	574/8	975/9	1
کنگره‌ای 6/06	401/1	نواری 11/1	574/8	975/9	2
کنگره‌ای 6/06	277/1	نواری 12/2	712/4	989/5	3
کنگره‌ای 6/06	323/7	موجی 11/5	658/1	981/8	4
کنگره‌ای 6/06	443/4	سوراخ‌دار 13/95	527/8	971/2	5
کنگره‌ای 6/06	401/1	تخت 11/1	574/9	976	6
کنگره‌ای 8/7	480/8	کنگره‌ای 8/7	480/8	961/6	7
کنگره‌ای 8/7	334/1	تخت 11/1	651/9	986	8
نواری 15/2	450/3	تخت 9/03	522/0	972/3	9
نواری 15/61	570/2	تخت 6/2	399/5	969/7	10
نواری 24/12	422/3	تخت 6/2	538/1	960/4	11
تخت 2	167/4	تخت 30/33	821/9	989/3	12
تخت 9/03	520/9	تخت 15/8	449/1	970	13

4/79	135/23	1/39	52/41	5-ب
4/66	131/40	1/30	48/92	6-الف
4/76	134/31	1/36	51/31	6-ب
4/78	135/04	1/50	56/59	7
4/65	131/21	1/43	54/12	8-الف
4/49	126/43	1/51	57/10	8-ب
4/57	128/60	1/43	53/81	9-الف
4/56	128/41	1/25	47/21	9-ب
4/42	124/22	1/30	48/95	10-الف
4/62	130/32	1/30	48/64	10-ب
4/67	131/68	1/50	56/41	11-الف
4/48	125/98	1/54	58/19	11-ب
4/38	123/21	1/28	48/16	12-الف
4/26	119/54	1/44	54/37	12-ب
4/43	124/57	1/46	55/25	13-الف
4/51	134/95	1/52	57/32	13-ب

7- فهرست علائم

A	مساحت انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )
A <sub>ff</sub>	سطح جریان آزاد (m <sup>2</sup> )
A <sub>fin</sub>	سطح جریان جلویی (m <sup>2</sup> )
A <sub>fr</sub>	سطح حرارتی فین (m <sup>2</sup> )
A <sub>tot</sub>	سطح کل انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )
b	فاصله بین صفحات (m)
C	نسبت ظرفیت
d <sub>h</sub>	قطر هیدرولیکی (m)
t	ضریب اصطکاک
G	شار جرمی (kgs <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> )
h	ضریب انتقال حرارت (W.m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
j	ضریب کولبرن
k	ضریب هدایت (W.m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )
K <sub>e</sub>	ضریب افت فشار خروجی
K <sub>i</sub>	ضریب افت فشار ورودی
L	طول (m)
NTU	تعداد مراحل انتقال
P	فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل
r <sub>h</sub>	شعاع هیدرولیکی (m)
Re	عدد رینولدز
St	عدد استانتون
T	دما (°C)
t <sub>f</sub>	ضخامت فین (m)
t <sub>p</sub>	ضخامت بین صفحات (m)
U	ضریب کلی انتقال حرارت (W.m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
V	حجم (m <sup>3</sup> )
w	دبی جرمی (kgs <sup>-1</sup> )
علائم یونانی	
α	نسبت سطح یک جریان به حجم کل

حرارتی می‌تواند به یکدیگر نزدیک باشد، عوامل دیگری نظیر مساحت سطح پیشانی و طول جریان می‌تواند ملاک انتخاب مبدل حرارتی مناسب‌تر باشد. این روش بر روی بازیاب یک نیروگاه گازی به‌عنوان مطالعه موردی مورد بررسی قرار گرفت. طبق الگوریتم، سطوحی را که مناسب این مبدل حرارتی است استخراج شده و هر زوج سطح از نقطه نظر حرارتی و هیدرولیکی برای رسیدن به بیشترین افت فشار شبیه‌سازی گردید. نتایج مربوط به این مطالعه موردی نمایش داده شده و این نتایج مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته شده است.

جدول 4 خلاصه نتایج طراحی هر مبدل حرارتی

ردیف	A <sub>c</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	T <sub>c2</sub>
1-الف	1532/02	1/830	0/574	3/634	321/0
1-ب	2195/90	1/588	0/694	3/469	350/4
2-الف	1532/02	1/830	0/626	3/337	315/7
2-ب	2195/90	1/781	0/694	3/092	347/0
3-الف	1058/49	1/447	0/616	4/282	363/4
3-ب	2721/53	1/704	0/548	4/088	362/7
4-الف	1236/40	1/597	0/511	4/683	328/1
4-ب	2513/86	1/423	0/605	4/435	360/2
5-الف	1693/76	1/951	0/563	3/479	274/4
5-ب	2016/38	1/556	0/739	3/321	308/9
6-الف	1532/02	1/830	0/849	2/547	363/7
6-ب	2195/90	2/402	0/692	2/298	361/1
7	1836/60	1/711	0/626	3/563	336/8
8-الف	1276/22	1/364	1/072	2/611	361/8
8-ب	2490/32	3/039	0/499	2/517	361/5
9-الف	1720/18	0/982	1/306	2/980	341/8
9-ب	1994/08	3/748	0/362	2/814	343/8
10-الف	2178/06	1/098	2/429	2/434	358/9
10-ب	1526/03	3/967	0/392	2/454	357/4
11-الف	1613/14	0/444	1/718	5/007	364/0
11-ب	2055/37	4/767	0/147	5/469	332/6
12-الف	639/60	1/759	0/308	7/062	359/5
12-ب	3139/84	1/012	644/0	5/863	334/3
13-الف	1989/74	3/743	0/603	1/691	340/4
13-ب	1715/44	1/874	1/304	1/563	336/2

جدول 5 مقادیر سایر افت فشارها سطوح انتخابی به‌منظور مقایسه

ردیف	جریان سرد		جریان گرم	
	مجموع سایر افت فشارها (Pa)	درصد سایر افت فشارها	مجموع سایر افت فشارها (Pa)	درصد سایر افت فشارها
1-الف	57/32	1/52	134/95	4/78
1-ب	55/31	1/47	134/28	4/76
2-الف	58/04	1/54	136/11	4/82
2-ب	61/32	1/62	138/58	4/90
3-الف	53/23	1/41	132/78	4/71
3-ب	46/71	1/24	130/52	4/63
4-الف	55/35	1/47	136/34	4/83
4-ب	46/60	1/24	128/47	4/56
5-الف	47/22	1/25	128/32	4/56

- [7] J.F. Campbell, W.M. Roshnow, Gas turbine regenerators: a method for selecting the optimum plate-finned surf face pair for minimum core volume, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35 912, pp 3441-3450, 1992.
- [8] M. Picon-Nunez, G.T. Polley, E. Torres-Reyes, A. Gallegos-Munoz, Surface selection and design of plate-fin heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, pp. 917-931, 1999.
- [9] H.Zare, S.Banooni, A.Ghanbarzadeh, *Optimal design of plate-fin heat exchanger by a bees algorithm*, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 5, pp. 22-29, 2013. (In Persian).
- [10] G.N. Xie, B. Sunden, Q.W. Wang, Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 28, pp. 895-906, 2008.
- [11] M. Mishra, P.K. Das, S. Sarangi, Second law based optimization of crossflow plate-fin heat exchanger using genetic algorithm, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 29, pp. 2983-2989, 2009.
- [12] M. Mishra, P.K. Das, Thermoeconomic design-optimization of crossflow plate-fin heat exchanger using genetic algorithm, *Int. J. Exergy*, Vol. 6 (6), pp. 237-252, 2009.
- [13] X.C. Yu, Z.Q. Cui, Y. Yu, Fuzzy optimal design of the plate-fin heat exchangers by particle swarm optimization, *International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery*, Jinan, China, 2008.
- [14] S. Sanaye, H. Hajabdollahi, Thermal-economic multi-objective optimization of plate fin heat exchanger using genetic algorithm, *Appl. Energy*, Vol. 87, pp. 1893-1902, 2009.
- [15] H.Najafi, B.Najafi, P.Hoseinpoori, Energy and cost optimization of a plate and fin heat exchanger using genetic algorithm, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 1839-1847, 2011.
- [16] S.E.Hoseinirad, M.K.Aliabadi, F.Hormozi, Investigating of wave domain on heat transfer and pressure drop in wavy-finned plate fin heat exchanger, 3<sup>rd</sup> International conference of oil and energy industrial heat exchangers, 1390, Tehran, Iran. (In Persian).
- [17] M.R.A.Dezfuli, M.A.Mehrabian, Investigating heat transfer rate and total heat transfer coefficient of counter current plate heat exchangers, 16<sup>th</sup> Mechanical Engineering Conference Kerman, Iran. (In Persian).
- [18] Z.Sadeghi, A.Abdalkhani, A.Changlavee, Numerical investigation of fouling effects on heat transfer rate in plain plate heat exchangers.
- [19] A.Franco, N. Giannini, Optimum thermal design of modular compact heat exchangers structure for heat recovery steam generators, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 25, pp. 1293-313, 2005.

نسبت سطح یک جریان به حجم آن	$\beta$
نسبت بین سطح جریان آزاد و جلویی	$\sigma$
لزجت دینامیکی	$\mu$
بازده	$\eta$
ضریب اثر مبدل	$\varepsilon$
زیرنویس‌ها	
جریان سرد	c
جریان گرم	h
ورودی	in
میانگین	m
کمترین	min
بیشترین	max
خروجی	out

## 8- مراجع

- [1] R.K. Shah, *Compact Heat Exchangers & Enhancement Technology*, Begell House Pub, 1999.
- [2] W.M. Kays, A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, third ed., McGraw-Hill, New York, 1984.
- [3] M.Niknam, A.Hojaji Najaf Abadi, O.Nematollahi, H.Ahmadi Danesh, *Determining the estimation equations heat exchanger cost in Iran*, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 1, pp. 32-40, 2012. (In Persian).
- [4] R.K.Shah, P.Sekulic, *Fundamental of heat exchanger design*, John Wiley and Sons, Inc., 2003
- [5] E.M.Smith, *Advances in thermal design of heat exchangers*, John Wiley and Sons, Ltd., 2005.
- [6] T.A. Cowell, A general method for the comparison of heat transfer surfaces, *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 288-294, 1990