

## بهینه‌سازی مبادله‌گر صفحه- پره با استفاده از الگوریتم ژنتیک

حمید صفاری<sup>۱</sup> و امیر مسعودی<sup>۲</sup>

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه علم و صنعت ایران

( تاریخ دریافت: ۹۰/۲/۱۲؛ تاریخ پذیرش: ۹۱/۲/۳۰ )

### چکیده

در این مطالعه، مبادله‌گر حرارتی صفحه- پره با پره‌های offset-strip، برای سه حالت سیال عامل هوا- هوا، آب- هوا و آب- آب بهینه شده‌است. در گام نخست طراحی مبادله‌گر، ابتدا تحلیل کامل حرارتی و افت فشار به‌عمل آمده و با توجه به سه مشخصه‌ی هندسی پره‌ها (گام، ارتفاع و طول offset پره) و رابطه مقادیر انتقال حرارت و افت فشار با سرعت سیال عامل عبوری در هر حالت، حجم مبادله‌گر و هزینه کلی سالیانه آن بر مبنای رعایت میزان افت فشار مجاز داده شده در سمت هر دو سیال عبوری به‌عنوان قیده‌های مسئله، محاسبه شده است. سپس، الگوریتم ژنتیک به منظور جستجو و تعیین مقدار بهینه ابعاد مبادله‌گر، با رعایت قیده‌های افت فشار، به‌کار گرفته شده است. مقایسه نتایج حاصل با نتایج سایر محققان نشان می‌دهد، حجم مبادله‌گر بهینه شده برای هر سه حالت سیال عامل هوا- هوا، آب- هوا و آب- آب، از ۱۰ تا ۱۵ درصد و هزینه کلی سالیانه از ۵ تا ۲۵ درصد کاهش می‌یابد.

**واژه‌های کلیدی:** مبادله‌گر حرارتی صفحه- پره، الگوریتم ژنتیک، بهینه‌سازی، حجم کلی، افت فشار، سیال عامل

## Optimization of Plate-fin Heat Exchanger with Genetic Algorithm

H. Saffari and A. Masoudi

Mech. Eng. Dep't.

Iran Univ. of Sci. and Tech.

(Received: 2 May 2011; Accepted: 19 May 2012)

### ABSTRACT

In this study a Plate-Fin Heat Exchanger (PFHE) with offset-strip fins has been optimized on air-air, water-water and air-water working fluids types. In the first step - designing the PFHE - the heat transfer and pressure drop analyses were done. Considering the geometrical parameters of fins (pitch, height and offset length of fins) and the relationship of the amount of heat transfer and pressure drops with the velocity of working fluids in each types, the volume of PFHE and its total annual cost based on the allowable pressure drop on both sides as the constraints were calculated. Then, Genetic Algorithm (GA) was used for searching and optimization of the structure sizes of the PFHE considering pressure drop constraints. Comparing the current results with the literature shows that the volume of optimized PFHE for all three types decreases from 10 to 15% and the total annual cost declines from 5 to 25%.

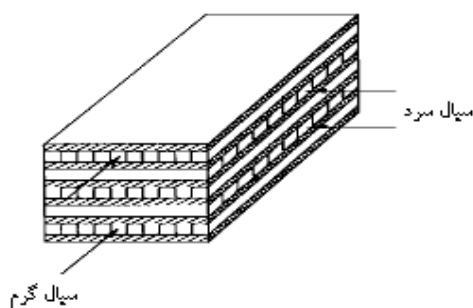
**Keywords:** Plate-fin Heat Exchanger, Genetic Algorithm, Optimization, Total Volume, Pressure Drop, Working Fluids

۱- استادیار (نویسنده پاسخگو): saffari@iust.ac.ir

۲- کارشناس ارشد: masoudi.amir@yahoo.com

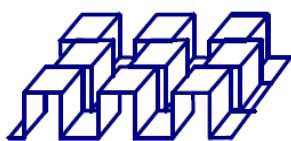
## ۱- مقدمه

فشرده‌گی، حجم کوچک و وزن کم، مشخصه‌ی عمومی مبادله‌گر حرارتی صفحه-پره<sup>۱</sup> است. در این نوع مبادله‌گر، وجود پره در مسیر عبور هر دو سیال، موجب ایجاد آشفتگی در جریان سیال گشته و بازده حرارتی را بالا می‌برد. استفاده از صفحات نازک آلومینیمی نیز موجب افزایش ضریب انتقال حرارت و کاهش وزن آن است. همان‌طور که در شکل ۱ مشاهده می‌شود، صفحه‌ها، دو سیال را از هم جدا نموده و پره‌ها با اتصال صفحات به یکدیگر جریان سیال را هدایت می‌کنند [۱].



شکل (۱): هسته‌ی مبادله‌گر صفحه-پره [۱].

با توجه به کاربرد پره‌های offset-strip (شکل ۲) و نقش تأثیرگذار آن‌ها در افزایش انتقال حرارت در مبادله‌گرهای صفحه-پره، تاکنون مطالعات گسترده‌ای در زمینه تحلیل انتقال حرارتی و افت فشاری این نوع پره‌ها توسط محققان صورت پذیرفته است.



شکل (۲): پره‌های Offset-Strip.

کیز<sup>۲</sup> و لاندن<sup>۳</sup> تحلیلی تجربی بر مبنای نواحی آرام، گذرا و مغشوش جریان برای سیال هوای عبوری از مبادله‌گر صفحه-

## فهرست علائم

$A$	سطح کلی مبادله‌گر، $m^2$
$b$	ارتفاع پره، $m$
$C$	ظرفیت گرمای ویژه، $W / K$
$C^*$	نسبت گرمای ویژه کوچکتر به بزرگتر
$C_A$	هزینه بر واحد سطح، $\$/m^2$
$C_{in}$	هزینه اولیه، $\$$
$C_{op}$	هزینه کارکردی، $\$$
$f$	ضریب اصطکاک
$G$	سرعت جرمی، $kg / m^2 s$
$h$	ضریب انتقال حرارت، $W / m^2 K$
$j$	ضریب کلبورن
$k_{el}$	هزینه انرژی الکتریکی مصرفی، $\$/MWh$
$l_s$	طول offset پره، $m$
$L$	ارتفاع مبادله‌گر، $m$
$L_c$	طول مبادله‌گر در جهت جریان سیال سرد عبوری، $m$
$L_h$	طول مبادله‌گر در جهت جریان سیال گرم عبوری، $m$
$n$	توان افزایش غیر خطی هزینه با افزایش سطح
$NTU$	تعداد واحدهای انتقال حرارت
$Pr$	عدد پرانتل
$P_f$	گام پره، $m$
$q$	انتقال حرارت انجام شده، $W$
$Re$	عدد رینولدز
$T_{c,in}$	دمای ورودی سیال سرد عبوری، $K$
$T_{h,in}$	دمای ورودی سیال گرم عبوری، $K$
$V_t$	دبی حجمی عبوری، $m^3 / s$
<b>علائم یونانی</b>	
$\varepsilon$	کارایی مبادله‌گر
$\tau$	ساعات کارکرد در سال، h/year
$\eta$	راندمان پمپ یا کمپرسور
$\eta_o$	راندمان کل سطح انتقال حرارت
$\Delta T$	اختلاف دمای ورودی و خروجی هر سیال، $K$
$\Delta p$	افت فشار کلی، $KPa$
$\Delta p_{core}$	افت فشار هسته مرکزی، $KPa$
$\Delta p_{in}$	افت فشار ورودی، $KPa$
$\Delta p_{out}$	افت فشار خروجی، $KPa$
$\sigma$	نسبت سطح آزاد جریان به سطح روبرویی آن
$\rho$	دانسیته، $kg / m^3$

1- Plate-fin Heat Exchanger  
2- Kays  
3- London

بهره خواهیم برد.

توابع مرسوم برای بهینه‌سازی این مبادله‌گر در مطالعات مختلف انجام شده، حجم، کارائی و هزینه آن می‌باشند. در سالهای اخیر، مطالعات فراوانی در زمینه بهینه‌سازی مبادله‌گرهای فشرده انجام پذیرفته است. پیکون<sup>۱۰</sup> و همکارانش روشی برای طراحی مبادله‌گر صفحه- پره بر اساس رابطه بین افت فشار، انتقال حرارت و حجم مبادله‌گر ارائه نمودند که در آن افت فشار به عنوان پارامتر طراحی در نظر گرفته شده بود [۹]. وانگ<sup>۱۱</sup> و همکارانش نیز، یک مبادله‌گر صفحه- پره طراحی کرده و ساختند و پس از انجام آزمایشات گوناگون بر روی آن با دو سیال هوا و آب داغ در حال جوش با دمای ثابت، نشان دادند که با افزایش دانسیته پره یا تعداد پره در واحد طول مبادله‌گر، میزان ضریب انتقال حرارت و افت فشار در هر دو سیال افزایش می‌یابد [۱۰]. در سال ۲۰۰۳، بومه<sup>۱۲</sup> و همکارانش با استفاده از یک روش عددی یک مبادله‌گر صفحه- پره چند جریانه از یک واحد جداسازی هوا را شبیه‌سازی کردند که در آن مبادله‌گر به بخش‌های مختلف تقسیم شده بود و در هر یک از این بخش‌ها خواص سیال‌ها، ظرفیت و ضریب انتقال حرارت ثابت در نظر گرفته می‌شد و سیال‌ها نیز در حالت تک یا دو فاز بودند [۱۱] و در ادامه، گوش<sup>۱۳</sup> و همکارانش در سال ۲۰۰۶ این روش را توسعه دادند و برای حل معادلات بقا برای هر بخش، از روش سعی و خطا استفاده نمودند [۱۲]. جیا<sup>۱۴</sup> و همکارانش پس از مطالعات گسترده طی سال‌های ۲۰۰۱ تا ۲۰۰۳، از روش‌های بهینه‌سازی سنتی استفاده کرده و نرم‌افزار مفیدی به منظور بهینه‌سازی یک مبادله‌گر صفحه- پره ابداع نمودند [۱۳ و ۱۴]. در سال ۲۰۰۷، کانگ<sup>۱۵</sup> و تسنگ<sup>۱۶</sup> آنالیزی بر اساس رابطه افت فشار و کارائی برای یک میکرومبادله‌گر فشرده جریان متقاطع ارائه دادند و با مقایسه نتایج حاصله از این آنالیز با داده‌های تجربی، نتیجه گرفتند که دماهای میانگین سیال‌های سرد و گرم در یک کارائی مشخص، بر انتقال حرارت و افت

پره با پره‌های offset-strip انجام دادند [۲]. ویتینگ<sup>۱</sup> روابطی برای محاسبه ضریب اصطکاک و ضریب کلبورن در نواحی آرام و مغشوش جریان هوای عبوری ارائه داد [۳]. در ادامه جوشی<sup>۲</sup> و وب<sup>۳</sup> با ارائه روابطی برای ناحیه گذرا، این تحلیل را گسترش و روابط به‌دست آمده توسط ویتینگ را تصحیح نمودند [۴]. منگلیک<sup>۴</sup> و برگلس<sup>۵</sup> با جمع‌بندی روابط موجود در مطالعات قبل از خود، روابط مناسبی با دقت خوب برای سه ناحیه آرام، گذرا و مغشوش جریان هوای عبوری، برای ضریب اصطکاک و ضریب کلبورن ارائه دادند [۵].

نکته جالب توجه آن است که تمامی این محققان بر لزوم انجام مطالعه‌ای مبسوط در تحلیل انتقال حرارتی و افت فشاری این نوع پره‌ها در مبادله‌گرهای صفحه- پره با تمرکز بر مایع بودن حالت سیال عبوری - همچون آب با عدد پرناتل بالا- تأکید کردند. هو<sup>۶</sup> و هرولد<sup>۷</sup> تأثیر عدد پرناتل بر ضریب اصطکاک و ضریب کلبورن را در حالتی که سیال عبوری هوا و یا آب باشد، به صورت عددی و تجربی بررسی نمودند و نتایجی به‌دست آوردند که در رابطه با ضریب کلبورن از نظر مهندسی چندان قابل قبول نبود [۷]. سرانجام در سال ۲۰۰۹، بومیک<sup>۸</sup> و لی<sup>۹</sup> یک مدل عددی سه‌بعدی به منظور آنالیز انتقال حرارت و افت فشار پره‌های offset-strip معرفی کردند و تأثیر رژیم جریان در سه حالت آرام، گذرا و مغشوش را بر انتقال حرارت و افت فشار بررسی نموده و روابط جامعی برای هر دو حالت هوا و آب ارائه دادند و نشان دادند که اختلاف بین ضریب اصطکاک در دو حالت آب و هوا ناچیز و قابل اغماض است و نیز ضریب کلبورن برای این دو سیال در ناحیه آرام با یکدیگر مطابقت دارند [۸]. به این ترتیب برای محاسبه ضرایب اصطکاک و کلبورن، از روابط به‌دست آمده توسط منگلیک و برگلس برای حالت هوا- هوا [۵] و بومیک و لی برای حالت آب- آب و آب- هوا [۸] که با دقت مناسبی در محدوده‌های پیشنهادی هریک همراه هستند،

10- Picon  
11- Wang  
12- Boehme  
13- Ghosh  
14- Jia  
15- Kang  
16- Tseng

1- Weiting  
2- Joshi  
3- Webb  
4- Manglik  
5- Bergles  
6- Hu  
7- Herold  
8- Bhowmik  
9- Lee

منظور آنالیز انتقال حرارت از روش  $\varepsilon$ -NTU استفاده می‌شود. در این مطالعه همچنین تحلیل جامعی از مشخصات فیزیکی و هندسی مبادله‌گر و نیز آنالیز کامل افت فشار در آن ارائه شده است. ارتباط معادلات انتقال حرارت و افت فشار، توسط معادله سرعت جرمی در هسته مبادله‌گر تحلیل می‌شود.

معمولاً انتخاب نوع ساختار و مشخصات هندسی مبادله‌گر در سمت هر دو سیال عبوری، بر اساس تجربه و تابع شرایط محیطی، نحوه نگهداری، ظرفیت ساخت، عمر مفید مورد انتظار مبادله‌گر و برخی پارامترهای دیگر می‌باشد. بنابر این پروسه طراحی شامل محاسبه ابعاد هسته اصلی مبادله‌گر با توجه به عملکرد حرارتی و فشاری مبادله‌گر می‌باشد. از آنجا که وجود قید افت فشار موجب می‌شود تا روند طراحی به یک پروسه سعی و خطا تبدیل گردد، لذا به منظور تحلیل آسان‌تر کلیه معادلات لازم در نرم‌افزار MATLAB پیاده سازی شده است.

برخی از فرضیات ساده‌کننده در طراحی این مبادله‌گر عبارتند از شرایط پایا، تبادل حرارت ناچیز با محیط، عدم وجود چاه یا چشمه‌ی حرارتی در دیواره‌ها یا جریان‌های عبوری، توزیع دمایی یکنواخت در سطح مقطع هر جریان سیال، استقلال ضرایب انتقال حرارت از دما و موقعیت، هدایت حرارتی طولی ناچیز و در نهایت عدم تغییر فاز در سیال‌های عبوری از مبادله‌گر.

## ۲-۱- تحلیل انتقال حرارت

به منظور تحلیل انتقال حرارت در مبادله‌گر، از بالانس حرارتی بین دو سیال استفاده می‌شود:

$$q = C_h \Delta T_h = C_c \Delta T_c \quad (1)$$

انتقال حرارت انجام شده نیز از روش  $\varepsilon$ -NTU به دست می‌آید:

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}), \quad (2)$$

که در آن،  $\varepsilon$  کارآئی مبادله‌گر،  $C_{\min}$  مقدار کمینه  $C_c$  و  $C_h$  می‌باشد.

استفاده از روش  $\varepsilon$ -NTU مستلزم محاسبه NTU است که خود تابعی از  $\varepsilon$  یا کارآئی مبادله‌گر و  $C^*$  یا نسبت گرمای ویژه کوچکتر به بزرگتر دو سیال است. برای محاسبه NTU علاوه بر استفاده از نمودارهای گرافیکی موجود در مراجع،

فشار جریان‌ها تأثیرگذار خواهد بود و در ادامه تأثیر کارآئی بر عملکرد مبادله‌گر را نیز بررسی نمودند [۱۵]. استفاده از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی مبادله‌گر صفحه-پره توسط پنگ<sup>۱</sup> و لینگ<sup>۲</sup> و از سال ۲۰۰۸ آغاز شد و در مطالعه انجام انجام شده توسط آن‌ها با استفاده از شبکه عصبی در الگوریتم ژنتیک، دو تابع هدف وزن کلی و هزینه سالانه‌ی یک مبادله‌گر صفحه-پره هوا-هوا بهینه شدند، به طوری که تابع هدف حداقل وزن، مبادله‌گری با کمترین ابعاد ممکنه و تابع هدف حداقل هزینه سالیانه، میزان بهینه افت فشار به منظور کاهش هزینه‌های مصرف انرژی در مبادله‌گر را تعیین کردند [۱۶]. در همان سال، ژئی<sup>۳</sup> و همکارانش با استفاده از الگوریتم الگوریتم ژنتیک دو تابع هدف حجم کلی و هزینه سالیانه‌ی یک مبادله‌گر صفحه-پره هوا-گاز را در دو حالت وجود قید افت فشار و عدم وجود قید افت فشار بهینه کردند [۱۷]. در ادامه مطالعات دیگری در زمینه بهینه‌سازی این مبادله‌گر انجام گرفت که از میان آنها می‌توان به پژوهشی که در سال ۲۰۱۰ و توسط صنایع و حاج عبداللهی در همین زمینه و با توابع هدف کارآئی و هزینه کلی سالانه‌ی مبادله‌گر صفحه-پره در حالت هوا-گاز انجام گرفت، اشاره کرد که در آن ابعاد اصلی مبادله‌گر و برخی مشخصات فیزیکی پره‌ها به عنوان متغیرهای مسئله در نظر گرفته شدند [۱۸].

با وجود تحقیقات وسیع انجام شده در زمینه بهینه‌سازی مبادله‌گر صفحه-پره، تا کنون مطالعه جامعی با محوریت بهینه‌سازی یک مبادله‌گر صفحه-پره با جریان‌های هوا-هوا، آب-هوا و آب-آب در حضور پره‌های offset-strip و با تابع هدف حداقل حجم مبادله‌گر و همچنین قید افت فشار صورت نپذیرفته است.

به این ترتیب هدف اصلی در این پژوهش، نخست طراحی و سپس بهینه‌سازی این مبادله‌گر با استفاده از الگوریتم ژنتیک، تحت شرایط فوق‌الذکر است.

## ۲- فرآیند طراحی

به منظور بهینه‌سازی مبادله‌گر، آنالیز کامل انتقال حرارت و افت فشار در آن ضروری است. در طراحی ابعادی مبادله‌گر، به

1- Peng  
2- Ling  
3- Xie

متوسط آن دستخوش تغییر شده و دچار افزایش و یا کاهش می‌شود. در ناحیه خروجی مبادله‌گر نیز به دلیل تغییر مجدد در سطح مقطع عبوری جریان، سیال انبساط آزاد دیگری را به همراه جدائی در جریان تجربه می‌کند.

افت کل فشار استاتیک برای هر سیال برابر با مجموع این مؤلفه‌های تغییر فشار است:

$$\Delta p = \Delta p_{in} + \Delta p_{core} + \Delta p_{out} \quad (۴)$$

در مجموع پس از انجام برخی ساده‌سازی‌ها، برای محاسبه کل افت فشار استاتیک در طرف هر یک از دو سیال عبوری از رابطه زیر استفاده می‌گردد [۱]:

$$\Delta p = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[ (1 + \sigma^2) \left[ \frac{\rho_o}{\rho_i} \right] + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left( \frac{1}{\rho} \right)_m \right] \quad (۵)$$

که در آن،  $G$  سرعت جرمی،  $r_h$  شعاع هیدرولیکی،  $\sigma$  نسبت سطح آزاد جریان به سطح روبرویی آن،  $f$  ضریب اصطکاک و  $(1/\rho)_m$  متوسط حجم مخصوص سیال در طول جریان عبوری است.

### ۲-۳- معادله سرعت جرمی

ارتباط معادلات انتقال حرارت و افت فشار برای هر سیال توسط معادله سرعت جرمی در هسته مبادله‌گر و از رابطه (۶) تعریف می‌شود که در آن  $\eta_o$  راندمان کل سطح انتقال حرارت،  $f$  ضریب کلیورن و  $Pr$  عدد پرانتل است [۱].

$$G = \left[ \left( \frac{2\Delta p \eta_o}{\left( \frac{1}{\rho} \right)_m \cdot Pr^{2/3} \cdot NTU} \right) \left( \frac{j}{f} \right) \right]^{1/2} \quad (۶)$$

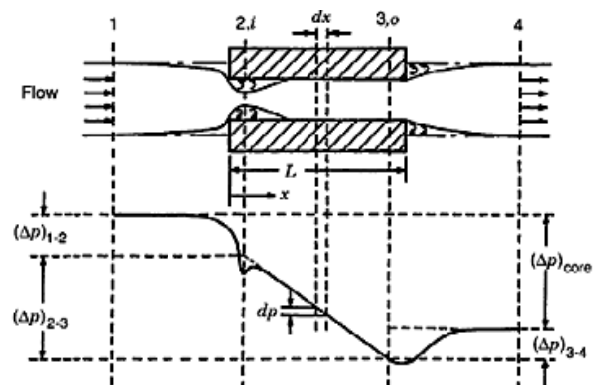
ضرایب اصطکاک و کلیورن برای حالتی که هر دو سیال عبوری هوا هستند، از روابط تجربی (۷) و (۸) که بر اساس رینولدز جریان سیال و خصوصیات فیزیکی پره‌های offset-strip بدست آمده، محاسبه می‌شوند. در این روابط،  $h' = b - \delta$ ،  $s = p_f - \delta$  و سایر پارامترها مشخصه‌های هندسی پره‌ها می‌باشند. روابط (۷) و (۸) در محدوده‌های  $0.5 < Pr < 15$  و  $120 < Re < 10^4$  با میزان بیشینه خطای  $\pm 20\%$  معتبرند [۵].

روابط متنوعی برای شرایط مختلف وجود دارد که در آنها NTU بر حسب  $\varepsilon$  و  $C^*$  بیان شده‌است. برای مبادله‌گر جریان متقاطع با دو سیال جدا از هم از رابطه (۳) که در آن  $I_n$  تابع بسل از مرتبه  $n$  است، استفاده می‌شود که مقدار NTU را با حدود ۴٪ تقریب محاسبه می‌کند [۲۰].

$$\varepsilon = 1 - \frac{[(1 + C^*) NTU] \{ I_0(2 NTU \sqrt{C^*}) + \sqrt{C^*} I_1(2 NTU \sqrt{C^*}) - \frac{1 - C^*}{C^*} \sum_{n=2}^{\infty} C^{* \frac{n}{2}} I_n(2 NTU \sqrt{C^*}) \}}{I_0(2 NTU \sqrt{C^*})} \quad (۳)$$

### ۲-۲- تحلیل افت فشار

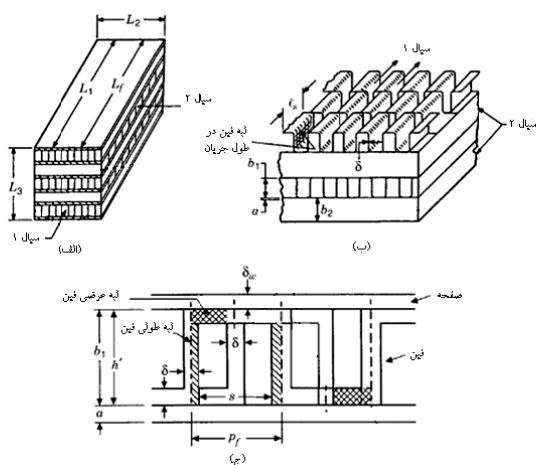
در این مطالعه تحلیل کامل افت فشار، شامل افت در ورودی، هسته مرکزی و خروجی مبادله‌گر برای هر یک از دو سیال عبوری از آن ارائه شده است. شکل ۳ نمای مسیر سیال عبوری را همراه با توزیع فشار استاتیک در طول مسیر نشان می‌دهد. جریان در ناحیه ورودی، یکنواخت فرض شده و به محض ورود به دلیل تغییر در سطح مقطع عبوری منقبض شده و در نتیجه فشار آن کاهش می‌یابد. به دنبال جدائی جریان در ناحیه ورودی، رویداد بعدی در این ناحیه، انبساط آزاد بازگشت‌ناپذیر می‌باشد.



شکل (۳): مؤلفه‌های افت فشار در یک

مسیر جریان سیال [۱].

در ناحیه میانی مبادله‌گر یا هسته مرکزی آن، جریان با اصطکاک قابل توجه مواجه شده و فشار آن به تدریج کاهش می‌یابد. با توجه به اینکه سیال در طول مسیر یا گرم و یا سرد می‌گردد، دانسیته آن تغییر می‌کند و در نتیجه سرعت



شکل (۴): مشخصات هندسی مبادله گر صفحه-پره با پره های offset-strip [۱].

#### ۴- الگوریتم ژنتیک

در این پژوهش از الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی مبادله گر استفاده شده است. الگوریتم ژنتیک روشی برای حل مسائل بهینه سازی است که از طبیعت الهام گرفته و فرآیندهای آن بر اساس تکامل زیستی انجام می شود. الگوریتم ژنتیک اغلب به عنوان روشی برای بهینه سازی توابع در دنیای واقعی شناخته می شود که با ایجاد یک جمعیت اولیه از کروموزوم ها (معمولاً به صورت تصادفی) به نمایندگی از یک سری پارامترهای طراحی آغاز به کار می کند. پس از تولید جمعیت اولیه، نوبت به انتخاب دو تن از والدین و تلفیق آنها در قالب یک یا دو فرزند و در نهایت جهش فرزندان می شود. فرزندان جدید جایگزین یکی از افراد ضعیف تر نسبت به خود در جمعیت می شوند. هر فرد<sup>۱</sup> از این جمعیت، پروسه ی بقا شامل انتخاب<sup>۲</sup>، تلفیق<sup>۳</sup> و جهش<sup>۴</sup> را به منظور تولید نمونه های جدید در فضای جستجو طی می کند تا به این ترتیب نسل بعدی که فرزندان نسل فعلی هستند، تولید گردد.

نسل جدید، شامل افرادی است که تنها صفات مناسب و مورد نظر طراح را از والدین خود به ارث برده اند. پس از تولید

$$j = 0.6522 \text{Re}^{-0.5403} \left(\frac{S}{h'}\right)^{-0.1541} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.1499} \left(\frac{\delta}{S}\right)^{-0.0678} \quad (7)$$

$$\times \left[ 1 + 5.269 \times 10^{-5} \text{Re}^{1.340} \left(\frac{S}{h'}\right)^{0.504} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.546} \left(\frac{\delta}{S}\right)^{-1.055} \right]^{0.1}$$

$$f = 9.6243 \text{Re}^{-0.7422} \left(\frac{S}{h'}\right)^{-0.1856} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.3053} \left(\frac{\delta}{S}\right)^{-0.2659} \quad (8)$$

$$\times \left[ 1 + 7.669 \times 10^{-8} \text{Re}^{4.429} \left(\frac{S}{h'}\right)^{0.920} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{3.767} \left(\frac{\delta}{S}\right)^{0.236} \right]^{0.1}$$

همچنین به منظور محاسبه  $j$  و  $f$  برای حالتی که دو سیال عبوری آب و هوا و یا هر دو آب هستند، از روابط تجربی (۹) و (۱۰) که فقط تابع رینولدز جریان می باشند، استفاده می شود [۸]. رابطه (۹) برای محدوده  $10 < \text{Re} < 3500$  و رابطه (۱۰) برای محدوده  $10 < \text{Re} < 950$  معتبر می باشد.

$$j = 0.489 \text{Re}^{-0.445} \quad (9)$$

$$f = 10 \text{Re}^{-0.68} \quad (10)$$

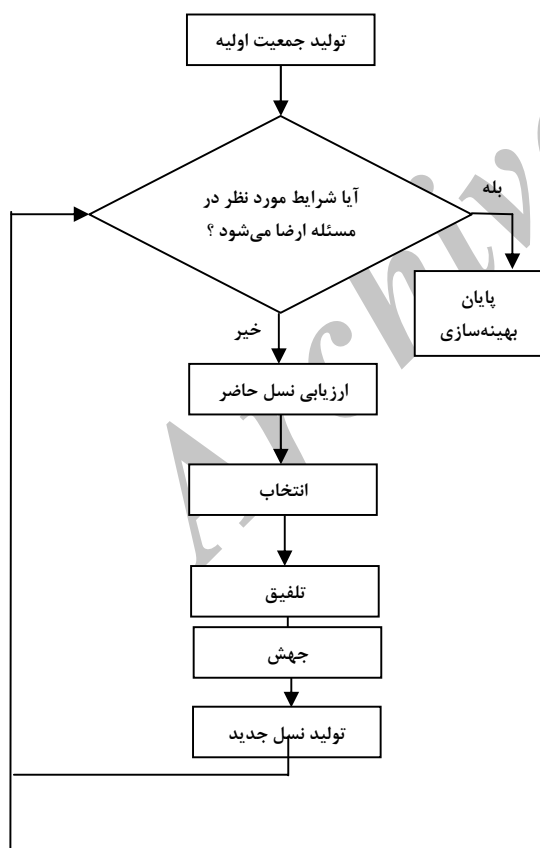
لازم به ذکر است هنگام استفاده از روابط (۱۰-۷)، مقادیر رینولدز و پراکتل هر جریان با مقادیر دامنه مجاز خود، کنترل شده است.

#### ۳- تحلیل هندسی

روند طراحی ابعادی مبادله گر صفحه-پره، نیازمند ارائه تحلیل کاملی از مشخصات هندسی سطوح انتقال حرارت و پره ها می باشد. در شکل ۴-الف شماتیک هسته یک مبادله گر جریان متقاطع صفحه-پره با پره های offset-strip در سمت سیال شماره ۱، در شکل ۴-ب شماتیک این پره ها و در شکل ۴-ج هندسه ایده آل این نوع پره ها نمایش داده شده است. سطح کلی انتقال حرارت که به هر سیال مربوط می شود، شامل سطح اولیه و ثانویه آن سیال است. در این مطالعه تحلیل کامل هندسی مبادله گر و پره های آن بر اساس مشخصات هندسی شکل ۴ ارائه و در طی روند طراحی استفاده شده است.

1- Individual  
2- Selection  
3- Crossover  
4- Mutation

ژنتیک، سه متغیر فوق مدام در حال تغییر بوده و نسل‌های جدید را با اعمال قوانین موجود در الگوریتم به‌وجود می‌آورند، تا زمانی که بهترین میزان تابع هدف- برابر با مقدار حداقل آن- به‌دست آید و در نهایت یکی از شروط توقف الگوریتم ژنتیک ارضا شود. واضح است که با تغییر پارامترهای هندسی مذکور در پره‌ها، ابعاد و در نتیجه حجم مبادله‌گر و نیز هزینه کلی سالیانه‌ی آن تغییر و مقادیر حداقل آن‌ها به‌دست می‌آید. جدول ۲ نشان‌دهنده محدوده تغییرات این متغیرها در فضای مسأله است. تعیین محدوده این متغیرها اختیاری است، لیکن تجربه نشان داده که مشخص نمودن این محدوده‌ها در نزدیکی مقادیر موجود در مراجع [۱۹و۱۸،۱] موجب تسریع در روند حل مسئله است. به همین دلیل، اندازه جمعیت، تعداد نسل‌ها و کسر تلفیق در الگوریتم ژنتیک بکار گرفته شده، به ترتیب برابر ۲۰،۱۰۰ و ۰/۸ در نظر گرفته شده‌است.



شکل (۵): فلوچارت الگوریتم ژنتیک.

چند نسل، نسلی شامل افراد برتر، که دارای کلیه شرایط بهینه می‌باشند، ایجاد می‌گردد و به این ترتیب مسأله به سمت یک راه حل بهینه تکامل می‌یابد. فلوچارت شکل ۵ نحوه عملکرد یک الگوریتم ژنتیک را نشان می‌دهد.

## ۵- بهینه‌سازی

تابع هدف مورد بررسی در الگوریتم ژنتیک عبارت است از حجم کلی مبادله‌گر. حجم کلی مبادله‌گر برابر است با حاصلضرب ابعاد هسته مبادله‌گر شامل  $L_c$  طول مبادله‌گر در جهت جریان سیال سرد عبوری،  $L_h$  طول مبادله‌گر در جهت جریان سیال گرم عبوری و  $L$  ارتفاع آن:

$$V = L_c \times L_h \times L, \quad (11)$$

ارتفاع مبادله‌گر- بعد سوم آن- در جهت عمود بر جریان حرکت دو سیال عبوری است. هزینه کلی سالیانه مبادله‌گر [۱۸] عبارت است از:

$$TAC = C_{in} + C_{op}, \quad (12)$$

که در آن،  $C_{in}$  هزینه اولیه مبادله‌گر و  $C_{op}$  هزینه کارکردی آن است و به ترتیب عبارتند از:

$$C_{in} = C_A \times A^n, \quad (13)$$

$$C_{op} = \left[ k_{el} \tau \frac{\Delta p V_t}{\eta} \right]_h + \left[ k_{el} \tau \frac{\Delta p V_t}{\eta} \right]_c, \quad (14)$$

که در آن‌ها،  $C_A$  هزینه بر واحد سطح،  $n$  توان افزایش غیر خطی هزینه با افزایش سطح،  $k_{el}$  هزینه انرژی الکتریکی مصرفی برای هر مگاوات ساعت،  $\tau$  ساعات کارکرد در سال،  $\eta$  راندمان پمپ یا کمپرسور و  $A$ ،  $\Delta p$  و  $V_t$  به ترتیب سطح کلی مبادله‌گر، افت فشار سمت هر سیال و دبی حجمی عبوری هر سیال می‌باشند. برخی از پارامترهای فوق طبق مرجع [۱۸] در جدول ۱ نشان داده شده‌اند.

همچنین افت فشارها در سمت هر دو سیال گرم و سرد، به عنوان قیود مسئله در نظر گرفته شده‌است. در طی بهینه‌سازی، تمامی مشخصه‌های فیزیکی پره‌ها، به جز سه مورد، ثابت و بر اساس مراجع لحاظ شده و سه بعد اصلی مبادله‌گر، بهینه می‌شود. سه مشخصه فیزیکی پره‌ها که به عنوان متغیرهای مسئله در طول بهینه‌سازی دستخوش تغییرات می‌شوند، عبارتند از: گام پره، فاصله بین صفحات یا ارتفاع پره و طول offset پره. در طول اجرای الگوریتم

می‌آید. همچنین میزان افت فشارهای به‌دست آمده از طراحی و مقایسه آن‌ها با میزان افت فشارهای مجاز در نظر گرفته شده برای هر دو سیال به شرح جدول ۴ می‌باشد. در این جدول مشاهده می‌گردد کاهش میزان اختلاف بین افت فشار حاصل از طراحی و افت فشار مجاز برای هر دو سیال به یک اندازه نیست. دلیل آن نیز این است که فرآیند طراحی ابعادی به طور موازی برای هر دو سیال پیش می‌رود و این افت فشارهای مجاز، عامل اساسی در کنترل و توقف روند طراحی محسوب می‌شوند. در نتیجه به محض نزدیک شدن افت فشار یکی از دو سیال به افت فشار مجاز برای همان سیال طبق محدوده تعیین شده در نرم‌افزار، روند طراحی بدون توجه به افت فشار در سیال دیگر، متوقف شده و پروسه طراحی پایان می‌یابد. به این ترتیب با وجود اختلاف ۱/۵۷٪ بین افت فشار به‌دست آمده و مقدار مجاز آن برای سیال سرد یا هوا، اختلاف ۷/۱۵٪ بین افت فشار به‌دست آمده و مقدار مجاز آن برای سیال گرم یا گاز مشاهده می‌گردد که افت فشارهای به‌دست آمده، از افت فشار مجاز برای دو سیال کمتر می‌باشند.

در مجموع پس از بررسی نتایج حاصل از طراحی ابعادی انجام شده در این مطالعه و مقایسه این نتایج با داده‌های حاصل از بررسی موردی موجود [۱]، که طی جدول ۳ ارائه شد، می‌توان نتیجه گرفت که مقادیر به‌دست آمده تطابق مطلوبی با مقادیر مرجع داشته و می‌توان روند طراحی ارائه شده را به حالت‌های دیگر سیال‌های عبوری مانند هوا-آب و آب-آب، تعمیم داد.

### جدول (۳): مقایسه‌ی مقادیر خروجی پروسه طراحی ابعادی

در این مطالعه با مقادیر موجود در [۱].

پارامتر مبادله‌گر	مطالعه حاضر	مرجع [۱]	اختلاف (%)
طول مبادله‌گر در جهت جریان گاز، m	۰/۲۹۷۲	۰/۳۰۰۰	-۰/۹۴
طول مبادله‌گر در جهت جریان هوا، m	۰/۲۸۴۲	۰/۳۰۰۰	-۵/۵۶
ارتفاع مبادله‌گر، m	۰/۹۳۶۶	۱/۰۰۰۰	-۶/۶۷
حجم مبادله‌گر، m <sup>3</sup>	۰/۰۷۹۱	۰/۰۹۰۰	-۱۳/۷۸
هزینه کلی سالیانه مبادله‌گر، \$	۱۵۴۶/۶۰	۱۵۱۸/۷۸	+۱/۷۸

### جدول (۱): مقدار پارامترهای روابط ۱۳ و ۱۴ [۱۸].

متغیر	مقدار
$C_A$ : هزینه بر واحد سطح، $\$/m^2$	۱۰۰
$n$ : توان افزایش غیرخطی هزینه با افزایش سطح، -	۰/۶
$k_{el}$ : هزینه انرژی الکتریکی مصرفی، $\$/MWh$	۳۰
$\tau$ : ساعات کارکرد در سال، h/year	۶۵۰۰
$\eta$ : راندمان پمپ یا کمپرسور، -	۰/۵

### جدول (۲): محدوده تغییرات متغیرها در فضای مسئله.

متغیر	محدوده تغییرات	گام تغییرات
گام پره، mm	۰/۲-۱/۵	۰/۰۱
فاصله بین صفحات، mm	۲-۳	۰/۰۱
طول offset پره، mm	۲-۳/۵	۰/۰۱

### ۶- بررسی تطبیقی نتایج طراحی

پس از طی فرآیند طراحی که شامل تحلیل کامل انتقال حرارت، افت فشار و هندسه مبادله‌گر مورد مطالعه می‌باشد و در نهایت منجر به تعیین سه بعد اصلی مبادله‌گر، یعنی طول، عرض و ارتفاع آن در شرایط معین ورودی برای هر یک از دو سیال عبوری از مبادله‌گر می‌گردد. نتایج به‌دست آمده از این طراحی و مقایسه آن با یک بررسی موردی [۱]، ارائه شده است. متذکر می‌گردد بررسی موردی مذکور، مربوط به یک مبادله‌گر صفحه-پره، هوا-هوا با پره‌های offset-strip است که مشخصات ورودی سیال‌های عبوری از آن و سایر مشخصات هندسی و فیزیکی آن برای پروسه طراحی ابعادی به‌صورت زیر است:

سیال‌های عبوری، ۲ kg/s هوا در دمای  $100^\circ C$  و فشار ۲۰۰ KPa و  $1/66$  kg/s گاز در دمای  $900^\circ C$  و فشار ۱۶۰ و نیز ضخامت صفحات و پره‌ها که هر دو از آلومینیوم ساخته شده‌اند، به ترتیب برابرند با ۰/۵ و ۰/۱۰۲ میلی‌متر. گام پره، فاصله بین صفحات و طول offset پره نیز به ترتیب برابرند با ۱/۰۵، ۲/۴۹ و ۳/۱۸ میلی‌متر و در نهایت افت فشار مجاز سمت جریان هوا ۸/۷۹ KPa و سمت جریان گاز ۹/۰۵ KPa می‌باشد.

پس از اعمال شرایط فوق به عنوان ورودی‌های مسئله، نتایج طراحی ابعادی مبادله‌گر به صورت جدول ۳ به‌دست



**جدول (۴):** مقایسه‌ی مقادیر افت فشار پروسه طراحی ابعادی در این مطالعه با مقادیر مجاز افت فشار [۱].

افت فشار	مطالعه حاضر	مرجع [۱]	اختلاف (%)
افت فشار سمت هوا، KPa	۸/۳۹	۸/۷۹	-۷/۱۵
افت فشار سمت گاز، KPa	۸/۹۱	۹/۰۵	-۱/۵۷

**۷- بررسی تطبیقی نتایج بهینه‌سازی**

با تعمیم نتایج بخش قبل و مقایسه نتایج حاصل از پروسه طراحی با نتایج حاصل از بهینه‌سازی مبادله‌گر، پروسه بهینه‌سازی در حالت‌های هوا- هوا، آب- هوا و آب- آب بررسی شده‌است. مشخصات سیال‌های ورودی برای حالت هوا- هوا مشابه حالت بخش قبل، در نظر گرفته شده‌است. مشخصات سیال‌های ورودی برای دو حالت آب- هوا و آب- آب نیز به ترتیب عبارت است از:  $7 \text{ kg/s}$  آب در دمای  $30^\circ \text{C}$  و فشار  $100 \text{ KPa}$  و  $5 \text{ kg/s}$  هوا در دمای  $30^\circ \text{C}$  و فشار  $100 \text{ KPa}$  و افت فشار مجاز سمت جریان آب  $2 \text{ KPa}$  و سمت جریان هوا  $10 \text{ KPa}$  و نیز  $10 \text{ kg/s}$  آب در دمای  $25^\circ \text{C}$  و فشار  $3 \text{ KPa}$  و  $3 \text{ kg/s}$  آب در دمای  $100^\circ \text{C}$  و فشار  $2 \text{ KPa}$  و افت فشار مجاز سمت هر دو جریان آب  $2 \text{ KPa}$  و سایر مشخصات هندسی فین‌ها مشابه حالت هوا- هوا است. نتایج بهینه‌سازی شامل ابعاد، حجم و هزینه کلی سالیانه مبادله‌گر و اختلاف این مقادیر با مقادیر حاصل از طراحی، که در بخش قبل اعتبارسنجی گردید، در جداول ۷ - ۵ برای هر سه حالت ارائه شده‌اند.

نمودارهای ارائه شده در شکل‌های ۶- الف الی ۶- و سیر تکاملی توابع هدف حجم و هزینه کلی سالیانه مبادله‌گر را در طول روند بهینه‌سازی در الگوریتم ژنتیک برای این سه حالت نشان می‌دهند. همچنین در جدول ۸، مقادیر به‌دست آمده برای متغیرهای مسئله پس از انجام بهینه‌سازی حجم مبادله‌گر و میزان اختلاف آن‌ها با مقادیر اولیه‌ی موجود در [۱] برای حالت هوا- هوا آمده است.

**جدول (۵):** مقایسه‌ی مقادیر حاصل از بهینه‌سازی حجم مبادله‌گر با مقادیر حاصل از طراحی برای حالت هوا- هوا.

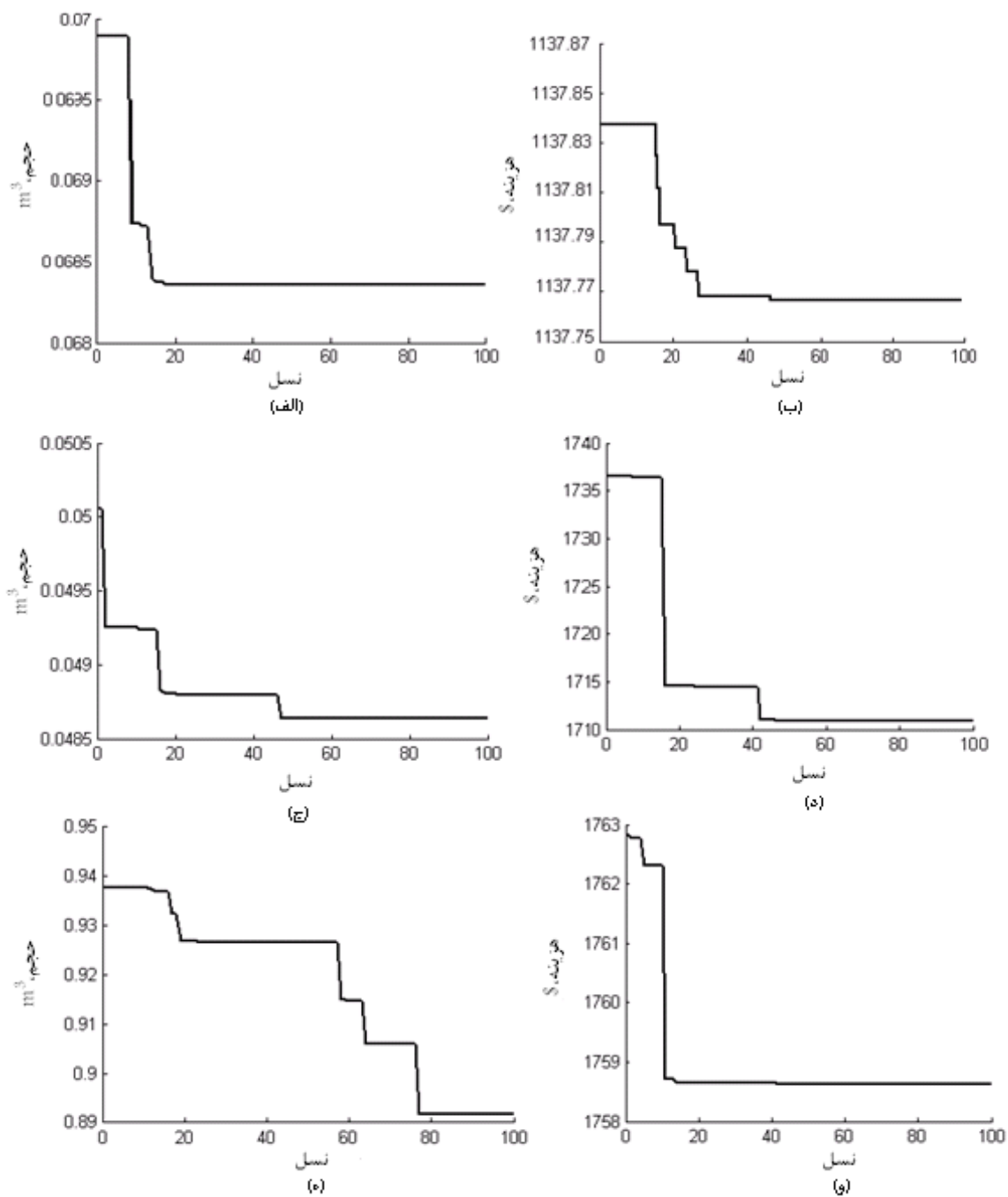
پارامتر مبادله‌گر	بهینه‌سازی	طراحی	اختلاف (%)
طول مبادله‌گر در جهت جریان گاز، m	۰/۲۶۱۸	۰/۲۹۷۲	-۱۳/۵۲
طول مبادله‌گر در جهت جریان هوا، m	۰/۲۵۰۳	۰/۲۸۴۲	-۱۳/۵۴
ارتفاع مبادله‌گر، m	۱/۰۵۳۳	۰/۹۳۶۶	+۱۱/۰۸
حجم مبادله‌گر، $\text{m}^3$	۰/۰۶۹۰	۰/۰۷۹۱	-۱۴/۶۴
هزینه کلی سالیانه مبادله‌گر، \$	۱۴۶۶/۸۰	۱۵۴۶/۶۰	-۵/۴۴

**جدول (۶):** مقایسه‌ی مقادیر حاصل از بهینه‌سازی حجم مبادله‌گر با مقادیر حاصل از طراحی برای حالت آب- آب.

پارامتر مبادله‌گر	بهینه‌سازی	طراحی	اختلاف (%)
طول مبادله‌گر در جهت جریان هوا، m	۰/۰۷۳۷	۰/۰۹۰۶	-۲۲/۹۳
طول مبادله‌گر در جهت جریان آب، m	۰/۳۰۴۳	۰/۳۷۴۰	-۲۲/۹۱
ارتفاع مبادله‌گر، m	۲/۱۶۷۷	۱/۵۷۲۰	+۲۷/۴۸
حجم مبادله‌گر، $\text{m}^3$	۰/۰۴۸۶	۰/۰۵۳۳	-۹/۶۷
هزینه کلی سالیانه مبادله‌گر، \$	۱۸۹۰/۴۰	۲۳۷۸/۱۰	-۲۵/۸۰

**جدول (۷):** مقایسه‌ی مقادیر حاصل از بهینه‌سازی حجم مبادله‌گر با مقادیر حاصل از طراحی برای حالت آب- آب.

پارامتر مبادله‌گر	بهینه‌سازی	طراحی	اختلاف (%)
طول مبادله‌گر در جهت آب سرد، m	۳/۴۹۱۰	۳/۷۸۲۳	-۸/۳۴
طول مبادله‌گر در جهت آب گرم، m	۳/۵۶۲۲	۳/۹۲۷۲	-۱۰/۲۵
ارتفاع مبادله‌گر، m	۰/۰۷۱۷	۰/۰۶۶۲	+۷/۶۷
حجم مبادله‌گر، $\text{m}^3$	۰/۸۹۱۸	۰/۹۸۲۸	-۱۰/۲۰
هزینه کلی سالیانه مبادله‌گر، \$	۲۳۳۹/۲۰	۲۴۴۶/۱۰	-۴/۵۷



شکل (۶): الف) سیر تکاملی حجم حداقل مبادله گر برای حالت هوا-هوا در الگوریتم ژنتیک.

ب) سیر تکاملی هزینه کلی سالیانه حداقل مبادله گر برای حالت هوا-هوا در الگوریتم ژنتیک.

ج) سیر تکاملی حجم حداقل مبادله گر برای حالت آب-هوا در الگوریتم ژنتیک.

د) سیر تکاملی هزینه کلی سالیانه حداقل مبادله گر برای حالت آب-هوا در الگوریتم ژنتیک.

ه) سیر تکاملی حجم حداقل مبادله گر برای حالت آب-آب در الگوریتم ژنتیک.

و) سیر تکاملی هزینه کلی سالیانه حداقل مبادله گر برای حالت آب-آب در الگوریتم ژنتیک.

## ۸- بحث

از جدول ۵ مشاهده می‌شود که پس از بهینه‌سازی یک مبادله‌گر صفحه- پره هوا- هوا با پره‌های offset-strip و با قید افت فشار، حجم بهینه مبادله‌گر در حدود ۱۵٪ نسبت به حجم اولیه آن که از طراحی به‌دست آمده بود، کاهش یافته و هزینه کلی سالیانه آن نیز در حدود ۵٪ کاهش می‌یابد. البته باید توجه شود که با وجود کاهش دو بعد مبادله‌گر در جهت جریان‌های عبوری، به دلیل کاهش گام پره و کاهش طول offset پره پس از بهینه‌سازی (جدول ۸)، بعد سوم یعنی ارتفاع مبادله‌گر، به دلیل افزایش فاصله بین صفحات یا همان ارتفاع پره‌ها افزایش می‌یابد، اما مجموع این تغییرات در نهایت منجر به کاهش حجم مبادله‌گر خواهد شد.

**جدول (۸):** مقایسه‌ی متغیرهای مسئله پس از بهینه‌سازی با مقادیر موجود [۱] برای حالت هوا- هوا.

مشخصه هندسی پره	بهینه‌سازی	طراحی	اختلاف (%)
گام پره، mm	۰/۳۵	۱/۰۵	-۲۰/۰۰
فاصله بین صفحات یا ارتفاع پره، mm	۲/۶۴	۲/۴۹	+۵/۶۸
طول offset پره، mm	۲/۰۴	۳/۱۸	-۵۵/۸۸

از جدول ۸ مشاهده می‌شود که پس از بهینه‌سازی گام پره با اختلاف ۲۰٪، مقداری برابر با یک سوم مقدار طراحی خواهد داشت. زیرا با کاهش گام پره، دانسیته پره یا همان تعداد پره در واحد طول افزایش می‌یابد و این موضوع سبب افزایش ضرایب انتقال حرارت در سمت هر دو سیال عبوری خواهد شد [۱۰]. این امر علیرغم ایجاد شرایط بهینه، احتمال بروز مشکلاتی در ساخت مبادله‌گر را به دنبال دارد. اگرچه با توجه به ضخامت حدوداً ۰/۱ میلی‌متری پره‌ها، ساخت پره‌هایی با گام ۰/۳۵ میلی‌متر امکان‌پذیر است.

فاصله بین صفحات یا ارتفاع پره‌ها به میزان اندکی افزایش می‌یابد. طول offset پره‌ها نیز در حدود ۵۵٪ کاهش می‌یابد. جداول ۶-۷ به ترتیب نتایج حاصل از بهینه‌سازی برای دو حالت آب- هوا و آب- آب را نشان می‌دهند. از جدول ۶

مشخص است که پس از انجام بهینه‌سازی در حالت آب- هوا، حجم مبادله‌گر در حدود ۹٪ و هزینه کلی سالیانه آن نیز ۲۵٪ کاهش می‌یابد. از جدول ۷ نیز مشاهده می‌گردد که پس از انجام بهینه‌سازی در حالت آب- آب، حجم مبادله‌گر بیش از ۱۰٪ و هزینه کلی سالیانه آن نیز بیش از ۴٪ کاهش می‌یابد.

در مقایسه روند طراحی و بهینه‌سازی این مطالعه با دیگر پژوهش‌های انجام شده نظیر [۱۹-۱۸]، متذکر می‌گردیم که روند طراحی در این مطالعه، روندی ابعادی است که محاسبه حجم مبادله‌گر، نتیجه نهایی آن خواهد بود، در صورتی که در مرجع [۱۹]، روند کاملاً نرخی است و حجم مبادله‌گر به عنوان ورودی مسئله، در نظر گرفته شده و کارآئی مبادله‌گر به عنوان نتیجه طراحی به‌دست آمده‌است. همچنین در پژوهش حاضر، افت فشار به عنوان قید مسئله، عاملی اساسی در روند طراحی و بهینه‌سازی است، در حالی که در مطالعه مرجع [۱۸] این چنین نیست. نکته قابل توجه دیگر در این مطالعه، توجه به عملکرد مبادله‌گر در سه حالت هوا- هوا، آب- هوا و آب- آب و ارائه نتایج بهینه‌سازی برای این سه حالت می‌باشد، در شرایطی که در پژوهش‌های [۱۹-۱۸] تنها حالت هوا- گاز بررسی شده است.

## ۹- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، سه پارامتر هندسی پره شامل گام پره، فاصله بین صفحات یا ارتفاع پره و نیز طول offset پره، به عنوان متغیرهای مسئله و افت فشارهای مجاز در طرف هر سیال به عنوان قیود مسئله در نظر گرفته شده و نتایج زیر حاصل شده است:

- ۱- پس از بهینه‌سازی یک مبادله‌گر صفحه- پره هوا- هوا با پره‌های offset-strip و با قید افت فشار، حجم بهینه مبادله‌گر بیش از ۱۵٪ و هزینه کلی سالیانه آن حدود ۵٪ در مقایسه با حجم و هزینه مبادله‌گر موجود در مرجع [۱] و در شرایط کاری یکسان کاهش یافته است،
- ۲- در حالت آب- آب از حجم بهینه مبادله‌گر بیش از ۱۰٪ و از هزینه کلی سالیانه آن نیز بیش از ۴٪ کاسته شده است و
- ۳- در حالت هوا- آب حجم بهینه مبادله‌گر کاهشی در حدود ۹٪ و هزینه‌ی کلی سالیانه آن کاهشی در حدود ۲۵٪ داشته است.

- مراجع
11. Boehme, R., Parise, J.A.R., and Pitanga, R. "Simulation of Multi-stream Plate-fin Heat Exchangers of an Air Separation Unit", *Cryogenics*, Vol. 43, No. 6, pp. 325-334, 2003.
  12. Ghosh, I., Sarangi, S.K., and Das, P.K. "An Alternate Algorithm for the Analysis of Multi-stream Plate Fin Heat Exchangers", *Int. J. Heat and Mass Trans.*, Vol. 49, No. 17, pp. 2889-2902, 2006.
  13. Kang, S. and Tseng, S. "Analysis of Effectiveness and Pressure Drop in Micro Cross-flow Heat Exchanger", *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 27, No. 5-6, pp. 877-885, 2007.
  14. Darvishi, M.M., Khaleghi, H., Raeisi-Dehkordi, M., and Kokabi, M. "Optimum Design of Rectangular Micro Heat Exchangers", *Aerospace Mech. J.*, Vol. 6, No. 2, pp. 61-70, 2010 (In Persian).
  15. Jia, R., Sunden, B., and Xuan, Y. "Design and Optimization of Compact Heat Exchangers", *Third Int. Conf. Compact Heat Exchangers and Enhancement Tech. for the Process Ind.*, Davos, Switzerland, pp. 135-142, 2001.
  16. Jia, R. and Sunden, B. "Optimal Design of Compact Heat Exchangers by an Artificial Neural Network Method", *ASME Summer Heat Trans. Conf.*, No. HT2003- 47141, 2003.
  17. Peng, H. and Ling, X. "Optimal Design Approach for the Plate-fin Heat Exchangers, Using Neural Networks Cooperated with Genetic Algorithms", *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 28, No. 5-6, pp. 642-650, 2008.
  18. Xie, G.N., Sunden, B., and Wang, Q.W. "Optimization of Compact Heat Exchangers by a Genetic Algorithm", *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 28, No. 8-9, pp. 895-906, 2008.
  19. Sanaye, S. and Hajabdollahi, H. "Thermal-Economic Multi-objective Optimization of Plate Fin Heat Exchanger, Using Genetic Algorithm", *Appl. Energy*, Vol. 87, No. 6, pp. 1893-1902, 2010.
  1. Shah, R.K. and Sekulic, D.P. "Fundamentals of Heat Exchanger Design", J. Wiley, London, UK, 2003.
  2. Kays, W.M. and London, A.L. "Compact Heat Exchanger", Third Ed., McGraw-Hill Book Company, NY, 1984.
  3. Weiting, A.R. "Empirical Correlation for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-strip Plate-fin Heat Exchangers", *J. Heat Trans.*, Vol. 97, No. 3, pp. 480-490, 1975.
  4. Joshi, H.M. and Webb, R.L. "Heat Transfer and Friction in the Offset-strip Fin Heat Exchangers", *Int. J. Heat and Mass Trans.*, Vol. 30, No. 1, pp. 69-84, 1987.
  5. Manglik, R.M. and Bregles, A.E. "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset-strip Fin Compact Heat Exchanger", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, Vol. 10, No. 2, pp. 171-180, 1995.
  6. Hu, S. and Herold, K.E. "Prandtl Number Effect on Offset Fin Heat Exchanger Performance: Predictive Model for Heat Transfer and Pressure Drop", *Int. J. Heat and Mass Trans.*, Vol. 38, No. 6, pp. 1043-1051, 1995.
  7. Hu, S. and Herold, K.E. "Prandtl Number Effect on Offset Fin Heat Exchanger Performance: Experimental Results", *Int. J. Heat and Mass Trans.*, Vol. 38, No. 6, pp.1053-1061, 1995.
  8. Bhowmik, H. and Lee, K. "Analysis of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in an Offset-strip Fin Heat Exchanger", *Int. Communications in Heat and Mass Trans.*, Vol. 36, No. 3, pp. 259-263, 2009.
  9. Picon, M.G., Polley, T., Torres, E., and Gallegos, A. "Surface Selection and Design of Plate-fin Heat Exchangers", *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 19, No. 9, pp. 917-931, 1999.
  10. Wang, J., Hirs, G.C., and Rollmann, P. "The Performance of a New Gas to Gas Heat Exchanger with Strip Fins", *Energy Conversion & Manag.*, Vol. 40, No. 15, pp.1743-1751, 1999.