



طراحی بهینه مبدل گرمایی صفحه‌ای پره‌دار با روش الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل

حسین زارع^۱، سالم بانونی^{۲*}، افشین قنبرزاده^۳

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز
۲- استادیار مهندسی مکانیک دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز
۳- استادیار مهندسی مکانیک دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز
* اهواز، صندوق پستی ۶۱۳۵۷۴۳۳۳۷، banooni@scu.ac.ir

چکیده- این مطالعه کاربرد الگوریتم زنبور عسل جهت طراحی بهینه مبدل گرمایی صفحه‌ای پره‌دار از دیدگاه اقتصادی را نشان می‌دهد. از این رو بهینه‌سازی دو تابع هدف به طور جداگانه مورد بررسی قرار می‌گیرد. در ابتدا کمینه‌سازی مساحت انتقال حرارت که به طور اساسی با هزینه‌های سرمایه‌گذاری مبدل حرارتی مرتبط است و سپس کمینه کردن افت فشار کلی که با هزینه‌های عملکرد مبدل حرارتی مرتبط می‌باشد، تحت محدودیت‌های فضایی، وظیفه حرارتی و افت فشار مجاز بررسی می‌شود. بر اساس کاربردها طول مبدل حرارتی، فرکانس پره، تعداد لایه‌های پره، طول نیزه پره، ارتفاع پره و ضخامت پره جهت بهینه‌سازی مطرح می‌شوند. همچنین قیود توسط تابع جریمه به کار برده می‌شوند. کارایی و دقت الگوریتم پیشنهادی با یک نمونه مورد مطالعه از منابع موجود بررسی شده است. مقایسه نتایج موجود با نتایج متناظر به دست آمده از الگوریتم ژنتیک و اجتماع ذرات نشان می‌دهد که الگوریتم زنبور عسل در حالت کمینه‌سازی مساحت انتقال حرارت به ترتیب ۱۸٪ و ۱۱٪ و در حالت کمینه‌سازی افت فشار به ترتیب ۱۳٪ و ۳/۵٪ بهتر از نتایج به دست آمده از الگوریتم ژنتیک و اجتماع ذرات می‌باشد. از این رو برای مطالعه چنین تحقیقاتی، این روش توصیه می‌شود.

کلیدواژه‌ها: بهینه‌سازی، مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، الگوریتم زنبور عسل، الگوریتم ژنتیک، الگوریتم اجتماع ذرات.

Optimal design of plate-fin heat exchangers by a bees algorithm

H. Zare¹, S. Banooni^{2*}, A. Ghanbarzadeh³

1- MSc Student of Mech. Eng., Ahvaz Shahid Chamran Univ., Ahvaz, Iran
2- Assist. Prof. of Mech. Eng., Ahvaz Shahid Chamran Univ., Ahvaz, Iran
3- Assist. Prof. of Mech. Eng., Ahvaz Shahid Chamran Univ., Ahvaz, Iran
* P.O.B. 6135743337, Ahvaz, Iran. banooni@scu.ac.ir

Abstract-This study explores application of a bees algorithm (BA) for economic optimal design of plate-fin heat exchangers. Therefore the optimization is targeting two single-objective functions separately. The first is the minimum heat transfer area which is mainly associated with the capital cost of the heat exchanger and the other is minimum total pressure drop that represents the operating cost for specific heat duty requirement under given space restrictions. Based on applications, heat exchanger length, fin frequency, numbers of fin layers, lance length of fin, fin height and fin thickness of the heat exchanger are considered for optimization. The constraints are handled by penalty function method. Also, the effectiveness and accuracy of the proposed algorithm is demonstrated through a case study. Comparing the results with the corresponding results using genetic algorithm (GA) and particle swarm optimization (PSO) algorithm reveals that the bees algorithm can converge to optimum solution with higher accuracy.

Keywords: Optimization, Pate-Fin Heat Exchangers, Bees Algorithm, Genetic Algorithm, Particle Swarm Algorithm.

۱- مقدمه

یکی از انواع مهم مبدل‌های حرارتی، مبدل‌های حرارتی فشرده^۱ می‌باشد. مزیت این مبدل‌ها، مساحت سطح انتقال حرارت وسیع در واحد حجم است که منجر به کاهش فضا، وزن، بهبود راندمان تبدیل انرژی، هزینه مورد نیاز و بهبود فرآیند طراحی در مقایسه با مبدل‌های معمولی می‌شود [۱]. یکی از انواع مهم مبدل‌های حرارتی فشرده، مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار می‌باشد. این مبدل‌ها به دلیل حجم و وزن کم، کارایی حرارتی بالا و توانایی چند جریانه، به طور گسترده در کاربردهای گاز-گاز از قبیل کرایوژنیک^۲ (تبرید در دمای خیلی کم)، میکروتوربین‌ها، صنایع پتروشیمی و نفتی، صنایع شیمیایی و صنعت هوا فضا به کار می‌روند [۲].

تعدادی از پره‌های معمول به کار رفته در این مبدل‌ها، پره‌های ساده، سوراخ‌دار، دندانه‌ای، موجی شکل و میله‌ای می‌باشند. پره‌های دندانه‌ای به دلیل انقطاع لایه مرزی و بنابراین ایجاد لایه مرزی نازکتر موجب افزایش در ضریب انتقال حرارت می‌شوند. بنابراین این پره‌ها کارایی انتقال حرارت بالاتری نسبت به پره‌های مسطح ساده دارند [۳]. طراحی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار یک کار پیچیده بر اساس فرآیند سعی و خطا می‌باشد که پارامترهای هندسی و عملکرد با ارضای نیازهای مشخص از قبیل دمای خروجی، وظیفه حرارتی و افت فشار انتخاب می‌شوند. بر طبق منابع، یکی از اهداف معمولی در طراحی مبدل‌های حرارتی وابسته به کمینه‌سازی هزینه سرمایه‌گذاری و عملکرد می‌باشد [۴]. در حالت کلی یک سرعت جریان بالا به معنی داشتن یک ضریب انتقال حرارت بالاتر و بنابراین یک مساحت انتقال حرارت پایین‌تر و متقابلاً هزینه سرمایه‌گذاری کمتری می‌باشد. در عین حال سرعت بالاتر در حالت کلی منجر به افت فشار بالاتر و بنابراین مصرف توان بالاتر و از این رو هزینه پمپاژ بالاتری می‌شود. بنابراین قبل از انجام هر طراحی بهینه، کمینه‌سازی هزینه باید به عنوان یک تابع هدف مهم مطرح شود [۵].

بیشتر کارهای انجام شده در زمینه بهینه‌سازی با استفاده از روش‌های سنتی ریاضی می‌باشد [۶-۹]. اخیراً الگوریتم ژنتیک بر اساس جستجوی تصادفی به طور گسترده در طراحی و

بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی فشرده مورد استفاده قرار می‌گیرد. احمدی و حاج عبداللهی [۱۰] الگوریتم ژنتیک را برای دستیابی به کمینه تولید آنتروپی و هزینه سالیانه کلی به عنوان دو تابع هدف در یک مبدل صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های دندانه‌ای به کار بردند. صنایع و حاج عبداللهی [۳] از الگوریتم ژنتیک برای دستیابی به بیشینه کارایی و کمینه هزینه سالیانه کلی به عنوان دو تابع هدف در یک مبدل صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های دندانه‌ای استفاده کردند. نجفی و همکاران [۱۱] نیز بهینه‌سازی چند هدفه را با کاربرد الگوریتم ژنتیک در دستیابی به پارامترهای طراحی بهینه برای مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به کار بردند. نرخ انتقال حرارت کلی و هزینه سالیانه کلی سیستم مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به عنوان دو تابع هدف مخالف در نظر گرفته شدند. ساندن و همکاران [۵] از الگوریتم ژنتیک برای طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی فشرده استفاده کردند. محققان کمینه‌سازی هزینه کلی سالیانه و همچنین حجم کلی را به عنوان تابع هدف و افت فشار را به عنوان یک قید مطرح کردند. میشر و همکاران [۶] از الگوریتم ژنتیک برای بهینه کردن مبدل حرارتی جریان متقاطع صفحه‌ای پره‌دار بر اساس قانون دوم ترمودینامیک، جهت کمینه کردن تعداد واحدهای تولید آنتروپی برای یک وظیفه حرارتی معین و تحت محدودیت‌های مکانی مشخص، استفاده کردند. مطالعه‌ای دیگر میشر و همکاران [۱۲] الگوریتم ژنتیک را برای طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به کار بردند. محققان کمینه کردن هزینه کلی سالیانه و هزینه کلی اقتصادی گرما را به عنوان تابع هدف مطرح نمودند.

اخیراً تعدادی از محققان کاربرد الگوریتم بهینه‌سازی اجتماع ذرات را برای بهینه کردن مبدل‌های حرارتی مطرح نموده‌اند. راثو و همکاران [۱۳] الگوریتم بهینه‌سازی اجتماع ذرات را برای بهینه کردن یک مبدل حرارتی جریان متقاطع صفحه‌ای پره‌دار با هدف کمینه کردن تعداد واحدهای تولید آنتروپی، حجم کلی و هزینه سالیانه کلی به ترتیب به کار بردند. پنگ و همکاران [۱۴] الگوریتم اجتماع ذرات بهبود یافته را برای یافتن پارامترهای طراحی بهینه یک مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار با افت فشارهای مجاز ارائه کردند.

در این مطالعه از الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل جهت بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار و به منظور کمینه

1. Compact Heat Exchangers
2. Cryogenics

- ۲- مبدل حرارتی در شرایط حالت پایدار کار می‌کند.
 ۳- ضریب انتقال حرارت و مساحت پخش ثابت و یکنواخت فرض می‌شود.
 ۴- ضخامت صفحات را ناچیز فرض می‌کنیم بنابراین مقاومت گرمایی و همچنین انتقال حرارت طولی دیواره‌ها قابل صرف‌نظر کردن می‌شود.
 ۵- تغییر خواص فیزیکی سیال‌ها با دما ناچیز است.
 ۶- سیال‌ها را گاز ایده‌آل فرض می‌کنیم.

در تحقیق کنونی چون دمای خروجی سیال‌ها نامعلوم است، از روش $NTU - \epsilon$ برای تحلیل مبدل حرارتی در فرآیند بهینه‌سازی استفاده شده است.

برای مبدل حرارتی جریان متقاطع با هر دو جریان غیر مخلوط کارایی به صورت رابطه (۱) تعیین می‌شود [۱۵].

$$\epsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) NTU^{0.22} \right] \{ \exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1 \} \quad (1)$$

که در آن: $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ با ناچیز در نظر گرفتن مقاومت گرمایی دیواره و فاکتور رسوب تعداد واحدهای انتقال طبق رابطه (۲) مشخص می‌شود.

$$\frac{1}{NTU} = \frac{C_{min}}{AU} = C_{min} \left[\frac{1}{(hA)_a} + \frac{1}{(hA)_b} \right] \quad (2)$$

ضریب انتقال حرارت در به طور عمومی در ترم‌هایی از رابطه کلبرن به صورت (۳) بیان می‌شود.

$$h = j C_p G Pr^{-2/3} \quad (3)$$

G در این رابطه، شار جرمی است که طبق رابطه (۴) تعریف می‌شود:

$$G = \frac{m}{A_{ff}} \quad (4)$$

A_{ff} مساحت جریان آزاد است و برای هندسه مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار مطرح شده در کار کنونی به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$A_{ff,a} = (H_a - t_a)(1 - n_a t_a) L_b N_a \quad (5)$$

$$A_{ff,b} = (H_b - t_b)(1 - n_b t_b) L_a N_b \quad (6)$$

به طور مشابه و با فرض هندسه مشابه در هر دو سمت مبدل مساحت‌های انتقال حرارت به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$A_a = L_a L_b N_a [1 + \{2n_a (H_a - t_a)\}] \quad (7)$$

$$A_b = L_a L_b N_b [1 + \{2n_b (H_b - t_b)\}] \quad (8)$$

ساختن مساحت کلی انتقال حرارت و افت فشار که به ترتیب متناسب با هزینه‌های سرمایه‌گذاری و هزینه عملکرد می‌باشند، استفاده شده است. دو هدف اصلی این مطالعه، اولاً بهینه کردن پارامترهای مؤثر در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار جهت کمینه کردن مساحت کلی انتقال حرارت و افت فشار و ثانیاً اثبات عملکرد خوب الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل جهت بهینه‌سازی این مبدل‌ها می‌باشد. تاکنون الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل برای بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار آزموده نشده است.

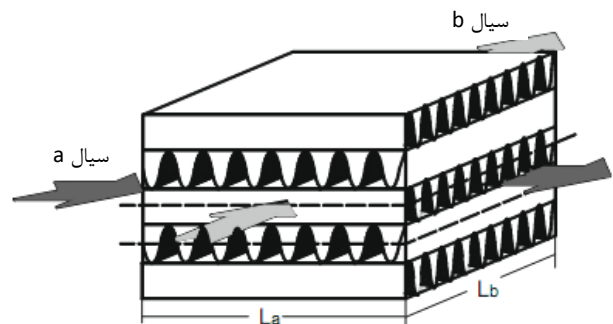
۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- مدل‌سازی گرمایی

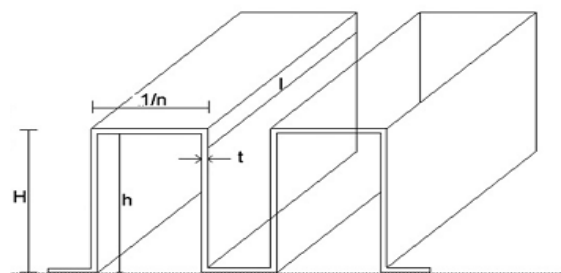
شکل‌های ۱ و ۲ به ترتیب نمایی از یک مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار جریان متقاطع و پره‌های دندانه‌ای با سطح مقطع مستطیلی را نشان می‌دهند.

از فرضیات زیر در تحلیل استفاده شده است:

- ۱- برای به حداقل رسانیدن تلفات گرمایی به محیط تعداد لایه‌های پره سمت هوا یکی بیشتر از تعداد لایه‌های سمت گاز فرض می‌شود ($N_b = N_a + 1$).



شکل ۱ نمایی از یک مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار [۲]



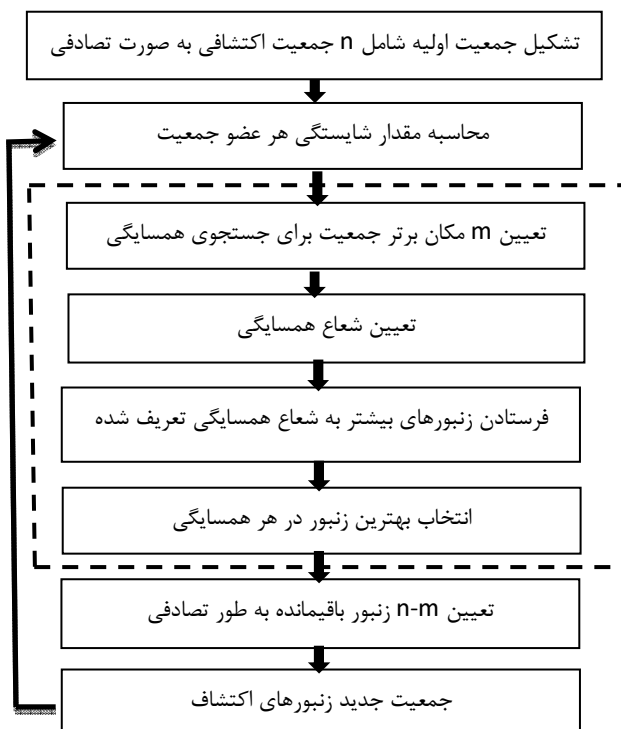
شکل ۲ نمایی از یک پره دندانه‌ای [۱۳]

۲-۲- الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل

الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل، یک الگوریتم جستجوی هوشمند دسته جمعی برای حل مسائل بهینه‌سازی است که اولین بار در سال ۲۰۰۶ توسعه یافت [۱۶]. این الگوریتم شبیه‌سازی رفتار جستجوی غذای گروه‌های زنبور عسل در طبیعت می‌باشد. این الگوریتم توانایی بهینه‌سازی مسائل یک یا چند هدفی را دارد. ویژگی‌های خاص این روش سبب می‌شود که نتوان آن را یک جستجوگر ساده تصادفی و تقلیدی بی‌دلیل از طبیعت دانست.

۲-۲-۱- مراحل اصلی الگوریتم زنبور عسل

فلوچارت مراحل اصلی الگوریتم زنبور عسل در شکل ۳ به طور خلاصه بیان شده است. با رجوع به منابع [۱۶-۱۸] می‌توان جزئیات بیشتری در مورد این الگوریتم به دست آورد. الگوریتم زنبور عسل به تعدادی پارامتر بستگی دارد که این پارامترها قبل از شروع الگوریتم باید توسط کاربر مشخص شوند (جدول ۱).



شکل ۳ فلوچارت پیشنهاد شده برای الگوریتم پایه زنبور عسل [۱۶]

بنابراین مساحت کلی انتقال حرارت مبدل حرارتی به صورت رابطه (۹) فرمولبندی می‌شود.

$$A = A_a + A_b \quad (9)$$

نرخ انتقال حرارت به صورت زیر است:

$$Q = \varepsilon C_{\min}(T_{a,1} - T_{b,1}) \quad (10)$$

همچنین افت فشار اصطکاکی برای دو سمت سیال به صورت زیر است:

$$\Delta P_a = \frac{4f_a L_a G_a^2}{2\rho_a d_{h,a}} \quad (11)$$

$$\Delta P_b = \frac{4f_b L_b G_b^2}{2\rho_b d_{h,b}} \quad (12)$$

روابط زیادی برای ارزیابی ضریب کلبرن و فاکتور اصطکاکی برای پره‌های دندانه‌ای موجود است. از معادلات (۱۳) و (۱۴) که توسط منگلیک و برگلز ارائه شده‌اند، در این تحقیق استفاده شده است.

$$j = 0.6522(Re)^{-0.5403}(\alpha)^{-0.1541}(\delta)^{0.1499} \\ (\gamma)^{-0.0678} \times [1 + 5.3 \times 10^{-5}(Re)^{1.34} \\ (\alpha)^{0.504}(\delta)^{0.456}(\gamma)^{-1.055}]^{0.1} \quad (13)$$

$$f = 9.6243(Re)^{-0.7422}(\alpha)^{-0.1856}(\delta)^{0.3053} \\ (\gamma)^{-0.2659} \times [1 + 7.7 \times 10^{-8}(Re)^{4.429} \\ (\alpha)^{0.920}(\delta)^{3.767}(\gamma)^{0.236}]^{0.1} \quad (14)$$

که در این روابط $\gamma = t/s$ ، $\delta = t/l$ ، $(H-t)\alpha = s/l$ و $s = \frac{1}{n} - t$ صورت زیر تعریف می‌شود.

$$D_h = \frac{4s(H-t)l}{2(sl + (H-t)l + t(H-t)) + ts} \quad (15)$$

همچنین عدد رینولدز به صورت رابطه (۱۶) است.

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} = \frac{mD_h}{A_{ff}\mu} \quad (16)$$

این معادلات برای $120 < Re < 10^4$ و محدوده‌های زیر معتبر می‌باشند.

$$0.134 < \alpha < 0.997, \quad 0.012 < \delta < 0.048, \\ 0.041 < \gamma < 0.121 \quad (17)$$

این معادلات روابط ضرایب f و j دارای ۲۰ درصد دقت با نتایج آزمایشی در رژیم‌های جریان آرام، گذرا و توربولانس می‌باشند. بنابراین نیاز به توصیف رژیم جریان برای یک شرایط عملکرد خاص نمی‌باشد و در نتیجه در بیشتر کاربردهای عملی بسیار مفید می‌باشد.

۳- توابع هدف، پارامترهای طراحی و قیود

در این مطالعه در حالت اول مساحت کلی انتقال حرارت که از رابطه (۹) محاسبه شده است به عنوان تابع هدف مطرح می‌شود. در حالت دوم افت فشار کلی که طبق رابطه (۱۸) قابل محاسبه است به عنوان تابع هدف مد نظر قرار می‌گیرد.

$$f(x) = \frac{\Delta P_a}{\Delta P_{a,max}} + \frac{\Delta P_b}{\Delta P_{b,max}} \quad (18)$$

هدف این تحقیق کمینه‌سازی مساحت انتقال حرارت که به طور اساسی با هزینه‌های سرمایه‌گذاری مبدل حرارتی مرتبط است و سپس کمینه کردن افت فشار کلی که با هزینه‌های عملکرد مبدل حرارتی مرتبط است می‌باشد.

یک مسئله بهینه‌سازی در حالت کلی، به صورت زیر تشریح می‌شود. یک مقدار ماکزیمم از تابع f برابر یک مقدار مینیمم از تابع $-f$ می‌باشد، بنابراین تمام مسائل بهینه‌سازی را می‌توان به فرم زیر در نظر گرفت.

$$\text{minimize } f_i(x) \quad i = 1, 2, \dots, l \quad (19)$$

$$\text{subject to } C_j(x) = 0 \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (20)$$

$$h_k(x) \geq 0 \quad k = 1, 2, \dots, q \quad (21)$$

$$X = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \quad (22)$$

در معادله (۱۹)، $f_i(x)$ ها توابع هدف، در معادله (۲۰)، $C_j(x)$ ها قیود تساوی، در معادله (۲۱)، $h_k(x)$ ها قیود نامساوی و در معادله (۲۲)، X بردار ستونی از n متغیر (بردار طراحی) می‌باشند. کلمه minimize به این معنا است که می‌خواهیم توابع هدف را به طور همزمان مینیمم کنیم. در معادله (۱۹)، اگر i برابر یک باشد، مسئله بهینه‌سازی را تک هدفه می‌نامند، که تنها بهینه کردن یک تابع هدف تحت محدودیت‌ها و قیود مسئله مد نظر می‌باشد.

جدول ۱ پارامترهای موجود در الگوریتم زنبور عسل

n	تعداد جمعیت زنبورهای اکتشاف
m	تعداد محل‌های انتخاب شده از بین n مکان مشاهده شده
e	تعداد بهترین مکان‌ها از بین m مکان انتخاب شده
nep	تعداد زنبورهایی که به e مکان انتخاب شده فرستاده می‌شود
nsp	تعداد زنبورهایی که به $m-e$ مکان باقیمانده فرستاده می‌شود
ngh	شعاع هر گلزار شامل محل بازدید و همسایگی‌اش
$itrate$	تعداد دفعات تکرار الگوریتم می‌باشد

علاوه بر این برای در نظر گرفتن اثر نقض قیود درجین فرآیند بهینه‌سازی یک مقدار دلخواه بزرگ که به تابع جریمه مشهور است نیز به تابع هدف افزوده می‌شود. بنابراین تابع هدف برای این کار به صورت زیر ارائه می‌شود.

$$\text{Minimize } f(x) = f(x) + \sum_{j=1}^m R_1 (g_j(x))^2 \quad (23)$$

در این رابطه R_1 پارامتر جریمه می‌باشد که در مقایسه با $f(x)$ دارای مقدار نسبتاً بزرگی است.

۴- نمونه مورد مطالعه

برای بررسی کاربرد الگوریتم ذکر شده یک نمونه مورد مطالعه از مرجع شاه^۳ و همکاران مطرح شده است [۱]. یک مبدل حرارتی گاز به هوا با جریان متقاطع دارای وظیفه حرارتی موردنیاز ۱۰۶۹/۸ کیلووات، به طور جداگانه برای کمینه کردن مساحت انتقال حرارت و افت فشار کلی طراحی شده است. مشخصات سایر شرایط عملکرد در جدول ۲ آورده شده است.

در این مطالعه تعداد هفت متغیر طراحی از قبیل طول جریان گرم، طول جریان سرد، فرکانس پره، تعداد لایه‌های پره، طول نیزه پره، ارتفاع پره و ضخامت پره به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی مطرح می‌شوند. همه متغیرها به جز تعداد لایه‌های پره پیوسته می‌باشند. ضخامت صفحه در مقدار ۵ میلیمتر ثابت فرض می‌شود و بنابراین به عنوان متغیر بهینه‌سازی مطرح نخواهد شد. محدوده تغییرات متغیرها در جدول ۳ آورده شده است.

۵- نتایج و بحث

۵-۱- کمینه‌سازی مساحت انتقال حرارت کلی

برای تعیین وظیفه حرارتی و افت فشار مجاز، مسئله بهینه‌سازی یافتن متغیرهای طراحی است که مساحت انتقال حرارت را که به طور اساسی با هزینه سرمایه‌گذاری مرتبط است کمینه می‌کند.

شکل ۴ نمودار همگرایی مساحت انتقال حرارت را به عنوان تابع هدف نشان می‌دهد. یک کاهش قابل توجه در تابع هدف در ابتدای فرآیند ارزیابی مشاهده شده است (بعد از ۱۵ تکرار).

جدول ۲ پارامترهای عملکرد انتخاب شده برای این مطالعه

پارامترها	سمت سیال گرم	سمت سیال سرد
نرخ جریان جرمی ($s^{-1}kg$)	۱/۶۶	۲
دمای ورودی ($^{\circ}C$)	۹۰۰	۲۰۰
حرارت ویژه ($Jkg^{-1}K^{-1}$)	۱۱۲۲	۱۰۷۳
چگالی ($m^{-3}kg$)	۰/۶۲۹۶	۰/۹۶۳۸
ویسکوزیته دینامیکی (Nsm^{-2})	$4/0.1 \times 10^{-5}$	$3/36 \times 10^{-5}$
عدد پرناتل	۰/۷۳۱	۰/۶۹۴
بیشینه افت فشار (Pa)	۹/۵۰	۸

جدول ۳ محدوده تغییرات پارامترهای طراحی

پارامتر	محدوده پایین	محدوده بالا
طول جریان گرم (m)	۰/۱	۱
طول جریان سرد (m)	۰/۱	۱
ارتفاع پره (mm)	۲	۱۰
ضخامت پره (mm)	۰/۱	۰/۲
فرکانس پره (m^{-1})	۱۰۰	۱۰۰۰
طول نیزه پره (mm)	۱	۱۰
تعداد لایه‌های پره جریان گرم	۱	۲۰۰

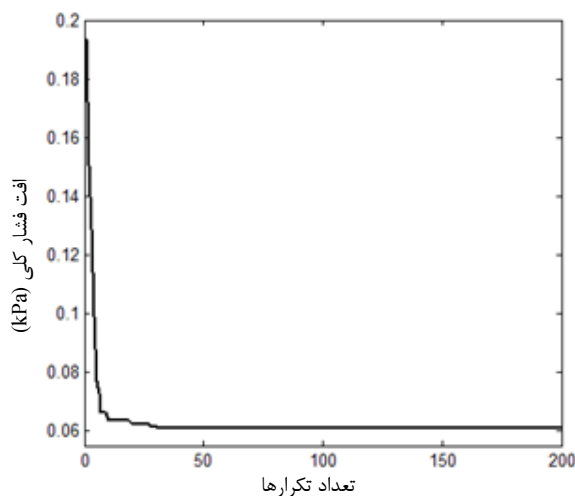
جدول ۴ نتایج طراحی اولیه و الگوریتم زنبور عسل برای کمینه کردن مساحت انتقال حرارت

متغیرها	طراحی اولیه [۲۱]	طراحی بهینه
طول جریان گرم (m)	۰/۳	۰/۲۱۹
طول جریان سرد (m)	۰/۳	۰/۲۳۳
ارتفاع پره (mm)	۲/۴۹	۶/۶۴
ضخامت پره (mm)	۰/۱	۰/۱۰۸
فرکانس پره (m^{-1})	۷۸۲	۹۲۰
طول نیزه پره (mm)	۳/۲	۲/۶۴
تعداد لایه‌های پره جریان گرم	۱۶۷	۸۱
افت فشار جریان گرم (k Pa)	۹/۳۴	۹/۲۲
افت فشار جریان سرد (k Pa)	۶/۹۰	۷/۸۴
طول فاقد جریان (m)	۱	۱/۱۶۳
مساحت انتقال حرارت (m^2)	۱۴۲/۷۵	۱۰۸/۸۶

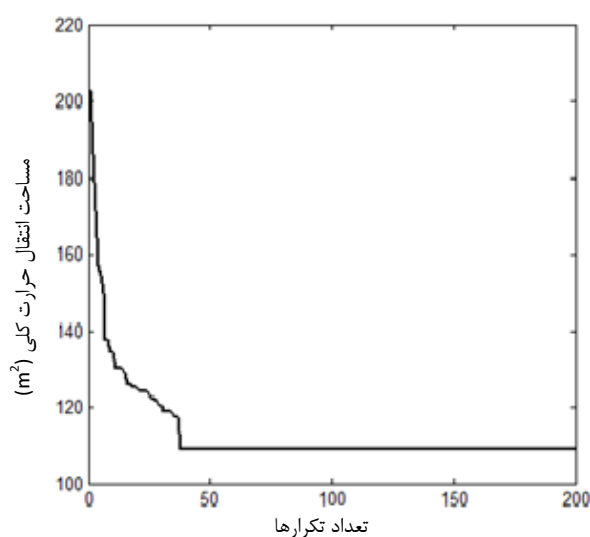
یک کاهش ۲۴٪ در مساحت انتقال حرارت توسط روش بهینه‌سازی در مقایسه با طراحی اولیه بوجود آمده است. دیده شد که در کمینه کردن طراحی مساحت انتقال حرارت فرکانس پره از ۷۸۲ به ۹۲۰ افزایش یافت و تقریباً به بیشینه حد خود رسید، در حالی که طول نیزه پره از ۳/۲ به ۲/۶۴ میلی‌متر کاهش یافت.

۵-۲- کمینه‌سازی افت فشار کلی

شکل ۵ نمودار همگرایی افت فشار کلی را به عنوان تابع هدف نشان می‌دهد. یک کاهش قابل توجه در تابع هدف در ابتدای فرآیند ارزیابی مشاهده شده است (بعد از ۱۰ تکرار). بعد از ۳۰ تکرار تابع هدف بدون تغییر می‌ماند.



شکل ۵ نمودار همگرایی افت فشار کلی به عنوان تابع هدف



شکل ۴ نمودار همگرایی مساحت انتقال حرارت کلی به عنوان تابع هدف

بعد از تقریباً ۴۰ تکرار به بعد تغییر در تابع هدف نسبتاً کوچک می‌شود. سرانجام کمینه مساحت انتقال حرارت مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار بعد از ۲۰۰ تکرار با مقدار ۱۰۸/۸۶ متر مربع پیدا می‌شود. جدول ۴ طراحی اولیه مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار و ساختار بهینه به دست آمده از الگوریتم زنبور عسل را نشان می‌دهد.

در حالت اول نتایج به دست آمده از الگوریتم زنبور عسل به ترتیب ۱۸٪ و ۱۱٪ بهتر از نتایج به دست آمده از الگوریتم ژنتیک و اجتماع ذرات می‌باشد. با روندی مشابه در حالت دوم نتایج به دست آمده از الگوریتم مطرح شده به ترتیب ۱۳٪ و ۳/۵٪ بهتر از نتایج به دست آمده از الگوریتم ژنتیک و اجتماع ذرات می‌باشد.

۶- نتیجه‌گیری

این تحقیق کاربرد موفق الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل را در طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار نشان داد. این الگوریتم در اکثر مسائل مهندسی گرمایی که شامل تعداد زیادی از متغیرهای گسسته و پیوسته و مقدار زیادی ناپیوستگی می‌باشند، به کار می‌رود. بر اساس کاربردها تعداد هفت پارامتر طراحی به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی مطرح شد و قیود با اضافه کردن یک تابع جریمه به تابع هدف به کار رفتند. از روش $NTU - \epsilon$ برای تحلیل گرمایی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار استفاده شد. به منظور آزمودن توانایی و دقت این الگوریتم جدید یک نمونه مورد مطالعه از منابع انتخاب شد. نتایج در هر دو تابع مساحت انتقال حرارت کلی و افت فشار کلی، اولاً نتایج بهتر الگوریتم زنبور عسل را در مقایسه با طراحی اولیه را نشان داد و ثانیاً نشان داده شد که الگوریتم زنبور عسل در مقایسه با الگوریتم‌های ژنتیک و اجتماع ذرات تحت تکرارها و جمعیت مشابه دقت بالاتری در همگرایی به نتایج بهینه دارد. فرایند طراحی ارائه شده برای مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در این مطالعه با استفاده از الگوریتم زنبور عسل، می‌تواند برای انواع دیگر مبدل‌های حرارتی از قبیل مبدل‌های حرارتی لوله‌ای پره‌دار، مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای و ریکاپراتورها به خوبی به کار رود. در عین حال انواع دیگر پره‌ها از قبیل پره‌های ساده، سوراخ‌دار، موجی شکل و کرکره‌ای می‌توانند در هر دو سمت جریان سرد و گرم به کار روند. بنابراین از الگوریتم زنبور عسل می‌تواند در طراحی انواع مختلف مبدل‌های حرارتی استفاده کرد.

۷- مراجع

- [1] Shah R. K., Sekulic D. P., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, New York, John Wiley, 2003.
- [2] Mishra M., Das P. K., Sarangi S., "Second Law Based Optimization of Cross Flowplate-Fin Heat Exchanger Design using Genetic Algorithm",

نتیجه نهایی ۰/۰۶۰۸ است که به طور قابل توجهی کمتر از مقدار ۱/۸۴۶ در طراحی اولیه است. جدول ۵ نتایج فرآیند بهینه‌سازی را نشان می‌دهد. هر دو طول جریان گرم و سرد تقریباً به بیشینه حد خود افزایش می‌یابند در حالیکه تعداد لایه‌های پره و فرکانس پره کاهش می‌یابند.

۵-۳- مقایسه بین الگوریتم مطرح شده با الگوریتم‌های ژنتیک و اجتماع ذرات

برای اثبات کارایی الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل جدول ۶ مقایسه بین مقادیر بهینه توابع هدف مطرح شده در این تحقیق را با نمونه مورد مطالعه یکسان با الگوریتم ژنتیک و همچنین الگوریتم بهینه‌سازی اجتماع ذرات نشان می‌دهد [۴]. الگوریتم مورد مطالعه توسط نرم‌افزار متلب برنامه‌نویسی شده است و نتایج حاصل از این الگوریتم، میانگین ۱۰ اجرای کد کامپیوتری مربوطه می‌باشد. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که الگوریتم زنبور عسل در هر دو حالت در همگرایی به نتایج بهینه دقت بالاتری دارد.

جدول ۵ نتایج بهینه شده برای کمینه‌سازی افت فشار

متغیرها	طراحی اولیه [۲۱]	نتایج بهینه
طول جریان گرم (m)	۰/۳	۰/۹۹۷
طول جریان سرد (m)	۰/۳	۰/۹۹۵
ارتفاع پره (mm)	۲/۴۹	۹/۷۸
ضخامت پره (mm)	۰/۱	۰/۱۹۹
فرکانس پره (m^{-1})	۷۸۲	۱۹۷
طول نیزه پره (mm)	۳/۲	۹/۲۹
تعداد لایه‌های پره جریان گرم	۱۶۷	۷۲
افت فشار جریان گرم (k Pa)	۹/۳۴	۰/۳۱
افت فشار جریان سرد (k Pa)	۶/۹۰	۰/۲۲
طول فاقد جریان (m)	۱	۱/۴۹
افت فشار کلی (k Pa)	۱/۸۴۶	۰/۰۶۰۸

جدول ۶ مقایسه نتایج حاصل از الگوریتم زنبور عسل با الگوریتم‌های ژنتیک و اجتماع ذرات [۴]

پارامترها	الگوریتم ژنتیک	الگوریتم اجتماع ذرات	الگوریتم زنبور عسل
مساحت انتقال حرارت کلی	۱۳۲/۵	۱۲۲/۵	۱۰۸/۸۶
افت فشار کلی	۰/۰۷۰	۰/۰۶۳	۰/۰۶۰۸

- [12] Mishra M., Das P. K., Sarangi S., "Optimum Design of Crossflow Plate-Fin Heat Exchangers through Genetic Algorithm", *International Journal of Heat Exchanger*, Vol. 5, No. 2, 2004, pp. 379-402.
- [13] Rao R. V., Patel V. K., "Thermodynamic Optimization of Cross Flow Plate-Fin Heat Exchanger using a Particle Swarm Optimization Algorithm", *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 49, No. 9, 2010, pp. 1712-1721.
- [14] Peng H., Xiang L., "Optimal Design Approach for the Plate-Fin Heat Exchangers using Neural Networks Cooperated with Genetic Algorithms", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, 2008, pp. 642-650.
- [15] Incropera F. P., Dewitt D. P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley and sons, 1998.
- [16] Pham D. T., Ghanbarzadeh A., Koc E., Otri S., Rahim S., and Zaidi M., "The Bees Algorithm a Novel Tool for Complex Optimization Problems", *In Proceedings of the 2nd International Virtual Conference on Intelligent Production Machines and Systems*, Elsevier Oxford, 2006, pp. 454-459.
- [17] Pham D. T., Ghanbarzadeh A., Koc E., and Otri S., "Application of The Bees Algorithm to Thetraining of Radial Basis Function Networks for Control Chart Pattern Recognition", *In Proceedings of The 5th cirp International Seminar on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering Ischia*, ITaly, , 2006, Pp. 711-716.
- [18] Pham D. T., Ghanbarzadeh A., Koc E., Otri S., Rahim S., Zaidi M., "The Bees Algorithm", *Cardiff University Technical Report-MEC 0501, Cardiff Manufacturing Engineering Centre*, 2005.
- [3] Sanaye S., Hajabdollahi H., "Thermal-Economic Multi-Objective Optimization of Plate Fin Heat Exchanger using Genetic Algorithm", *Appl. Energy*, Vol. 87, No. 6, 2010, pp. 1893-1902.
- [4] Yousefi M., EnayatifarR., DarusA. N., "Optimal Design of Plate-Fin Heat Exchangers by a Hybrid Evolutionary Algorithm", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2011, pp. 1-6.
- [5] Xie G. N., Sunden B., Wang Q.W., "Optimization of Compact Heat Exchangers by a Genetic Algorithm", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, 2008, pp. 895-906.
- [6] Reneaume J. M., Niclout N., "MINLP Optimization of Plate Fin Heat Exchangers", *chemical and Biochemical Engineering Quarterly*, 2003, pp. 65-76.
- [7] Reneaume J. M., NicloutN., "Plate Fin Heat Exchanger Design using Simulated Annealing" in: Rafiqul G., Sten Bay J. (Eds.), *Computer Aided Chemical Engineering*, 2001, pp. 481-486.
- [8] Reneaume J. M., Pingaud H., Niclout N., "Optimization of Plate Fin Heat Exchangers": a continuous formulation, *Chemical Engineering Research and Design*, 2000, pp. 849-859.
- [9] Muralikrishna K., Shenoy U.V., "Heat Exchanger Design Targets for Minimum Area and Cost", *Chemical Engineering Research and Design*, 2000, pp. 161-167.
- [10] Ahmadi P. Hajabdollahi H., "Cost And Entropy Generation Minimization Of A Cross Floe Plate Fin Heat Exchanger using Multi Objective Genetic Algorithm", *journal of heat transfer*, Vol. 133, 2011.
- [11] Najafi H., Najafi B., Hoseinpoori P., "Energy and Cost Optimization of a Plate and Fin Heat Exchanger using Genetic Algorithm", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, 2011, pp. 1839-1847.