

کمینه‌سازی نرخ تولید آنتروپی در مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی کوچ پرندگان

صدیقه جلیلی راد^۱، محمدحسن چراغعلی^۲، حسین احمدی دانش آشتیانی^۳

دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران جنوب، گروه مهندسی مکاترونیک، تهران، ایران

Email: s.jalilirad@hotmail.com

چکیده

در این مقاله به بررسی بهینه‌سازی ساختاری و فرآیندی مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای جهت کمینه‌سازی نرخ تولید آنتروپی پرداخته می‌شود. معادلات حاکم بر رفتارهای ترمودینامیکی این نوع مبدل‌ها استخراج شده و تابع تبدیلی بر مبنای این رفتارهای ترمودینامیکی و ساختار هندسی آنها توسعه یافته است. نقاط بهینه جهت کمینه‌سازی معادله نهایی که شامل پارامترهای مربوط به نرخ تولید آنتروپی و مساحت سطح مبدل است با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی کوچ پرندگان بدست آمده‌اند. این نقاط شامل مشخصات هندسی مبدل پوسته لوله‌ای مانند قطر خارجی لوله، آرایش لوله‌ها، تعداد عبور لوله، قطر پوسته، فاصله بین بفل‌ها و برش بفل‌هاست. نتایج نشان می‌دهد که الگوریتم بهینه‌سازی می‌تواند در عرض چند ثانیه با موفقیت بهترین طرح را از بین ده‌ها هزار طرح ممکن انتخاب نماید.

واژه‌های کلیدی: مبدل‌های حرارتی، بهینه‌سازی، نرخ تولید آنتروپی.

^۱ - کارشناس ارشد مهندسی مکاترونیک

^۲ - دانشیار مدیریت صنعتی

^۳ - استادیار مهندسی مکانیک

۱- مقدمه

بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی امروزه در سرتاسر جهان به عنوان یک چالش بزرگ پیش روی مهندسين و محققين قرار دارد. در کشور ما نیز به ویژه در سال‌های اخیر تلاش‌های قابل توجهی در این زمینه صورت گرفته است. از آنجایی که بخش عمده‌ای از انرژی مصرفی در صنایع استفاده می‌شود بنابراین اجزا و قطعات مصرف کننده انرژی در صنایع گوناگون بایستی مورد بازبینی و حتی طراحی مجدد قرار گیرند تا مصرف انرژی در آنها به صورت بهینه صورت پذیرد. مبدل‌های حرارتی به عنوان یکی از اجزاء اصلی در اغلب صنایع مانند صنایع نفت و گاز، پتروشیمی، خودروسازی، صنایع هوایی و ... کاربرد دارند. طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی فعالیت بسیار پیچیده و زمان‌بر و هزینه‌بر می‌باشد. بهینه‌سازی یک فعالیت مهم و تعیین کننده در طراحی ساختاری است. طراحان زمانی قادر خواهند بود طرح‌های بهتری ارائه کنند که بتوانند با روش‌های بهینه‌سازی در صرف زمان و هزینه طراحی صرفه‌جویی نمایند. بسیاری از مسائل بهینه‌سازی در مهندسی، طبیعتاً پیچیده‌تر و مشکل‌تر از آن هستند که با روش‌های مرسوم بهینه‌سازی نظیر روش برنامه‌ریزی ریاضی و نظایر آن قابل حل باشند. امروزه با پیشرفت و گسترش انواع روش‌های بهینه‌سازی و الگوریتم‌های هوشمند شاهد تحولات بزرگی در حل مسائل بهینه‌سازی پیچیده بوده‌ایم. هدف اصلی از این مقاله بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای به عنوان یکی از پرکاربردترین نوع مبدل با استفاده از الگوریتم کوچ پرندگان است.

در سال ۲۰۰۵ سلباش و همکارانش رویکرد جدیدی در طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای با استفاده از الگوریتم‌های ژنتیک از نقطه نظر اقتصادی ارائه دادند [۱]. هدف اصلی آنها در طراحی مبدل‌های حرارتی برآورد حداقل سطح انتقال حرارت مورد نیاز برای یک وظیفه حرارتی معین بود، بطوریکه بتوانند هزینه‌های کلی مبدل حرارتی را کنترل کنند. آنها الگوریتم ژنتیک را با تغییر متغیرهای طراحی شامل قطر بیرونی لوله، آرایش لوله، تعداد گذر لوله، قطر بیرونی پوسته، فاصله بفل و برش بفل با موفقیت برای طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای استفاده کردند. در سال ۲۰۰۷ نیز کاستا و کیروز طراحی مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای را بر اساس کمینه کردن سطح انتقال حرارت به منظور عملکرد حرارتی معین با متغیرهای تصمیم گسسته بهینه‌سازی کردند [۲]. در پژوهش دیگری، گاسلین و همکارانش در سال ۲۰۰۸ بکارگیری الگوریتم ژنتیک را در مسائل انتقال حرارت مرور نمودند. مقاله آنها کاربردهای مختلف الگوریتم‌های ژنتیک را در زمینه انتقال حرارت در طول ۱۵ سال اخیر نشان می‌دهد [۳].

در سال ۲۰۰۷ بابو و منور تکامل دیفرانسیلی و استراتژی‌های مختلف آن را برای طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای ارائه دادند [۴]. آنها یک فرایند کلی برای اجرای الگوریتم تکامل دیفرانسیلی با تابعی که از روش طراحی مبدل حرارتی بل استفاده می‌کند ارائه نمودند. فسقوری و همکاران وی در سال ۲۰۰۸ با استفاده از تجزیه و تحلیل حساسیت کلی و الگوریتم جستجوی هارمونی بهینه‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای را از دیدگاه اقتصادی انجام دادند [۵]. برای کاهش اندازه مساله بهینه‌سازی، پارامترهای هندسی که حداقل اثر در کل هزینه مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای دارند با استفاده از تجزیه و تحلیل حساسیت کلی شناسایی و سپس الگوریتم جستجوی هارمونی را که یک الگوریتم فراابتکاری است برای بهینه‌سازی پارامترهای مؤثر هندسی بکار بردند.

استفاده از یک رویکرد جدیدتر براساس الگوریتم ژنتیک برای طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای در سال ۲۰۰۸ توسط ارتگا و همکارانش صورت گرفت [۶]. این رویکرد از روش بل برای توصیف جریان در سمت پوسته بدون ساده‌سازی استفاده می‌کرد. روش بهینه‌سازی آنها شامل انتخاب مجموعه‌ای از پارامترهای هندسی اصلی مانند تعداد گذر لوله، قطر داخلی و خارجی

استاندارد لوله، آرایش و گام لوله، نوع سر، تخصیص (تعیین محل) مایعات، تعداد نوار آب‌بندی، فاصله بفل ورودی و خروجی، وافت فشار سمت پوسته و سمت لوله بوده و قیود هندسی و عملیاتی که معمولاً توسط کدهای طراحی توصیه می‌شود بود. در سال ۲۰۰۹ نیز طراحی و بهینه‌سازی مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای با به حداقل رساندن نرخ تولید آنتروپی با استفاده از الگوریتم ژنتیک توسط جو و همکارانش صورت گرفت [۷]. آنها تابع بی‌بعد نسبت نرخ تولید آنتروپی به نرخ انتقال حرارت در دمای ورودی مایع سرد را به عنوان تابع هدف به کار گرفتند و برخی از پارامترهای هندسی مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای را به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته و الگوریتم ژنتیک را برای حل این مساله بهینه‌سازی مورد استفاده قرار دادند.

بهینه‌سازی مبدل حرارتی متحدالمرکز با توربولیتورهای انژکتوری به منظور تعیین پارامترهای طراحی بهینه با استفاده از روش طراحی تجربی تاگوچی توسط تورگوت و همکارانش در سال ۲۰۱۱ انجام شد [۸]. آنها اثرات توربولیتورهای به شکل انژکتور درآمده با زاویه‌ها، قطر و تعداد مختلف را بر انتقال حرارت و افت فشار مورد بررسی قرار دادند. هدف آنها تجزیه و تحلیل پنج پارامتر تجربی موثر بر انتقال حرارت و افت فشار مبدل حرارتی متحدالمرکز دارای توربولیتور با استفاده از روش تاگوچی بود. در سال ۲۰۱۱، وحدت آزاد و عمیدپور در پژوهش دیگری مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای را بر اساس تئوری ساختاری بهینه‌سازی اقتصادی کردند [۹]. آنها رویکرد جدیدی را با هدف کاهش هزینه کل برای بهینه‌سازی مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای بکار بردند و با کمک این رویکرد توانستند هزینه‌های عملیاتی شامل پمپ غلبه بر افت فشار و هزینه‌های سرمایه‌گذاری مربوط به سطح انتقال حرارت را کاهش دهند. شاهین و همکارانش نیز در سال ۲۰۱۱ مطالعه‌ای با عنوان طراحی و بهینه‌سازی اقتصادی مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای با استفاده از الگوریتم کولونی مصنوعی زنبور عسل انجام دادند و رویکرد جدیدی از بهینه‌سازی مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای را ارائه دادند [۱۰]. آنها الگوریتم کولونی زنبور عسل را با تغییر دادن متغیرهای طراحی مثل طول لوله، قطر خارجی لوله، اندازه گام، فاصله بفل‌ها و غیره برای کمینه کردن هزینه کلی تجهیزاتی که شامل سرمایه اولیه و هزینه‌های سالانه مصرف انرژی بود بکار گرفتند.

۲- الگوریتم بهینه‌سازی کوچ پرندگان

الگوریتم بهینه‌سازی کوچ پرندگان یا ازدحام ذرات برای اولین بار در ۱۹۹۵ توسط کندی و ابرهات معرفی شد. این الگوریتم از حرکت دسته جمعی پرندگانی که به دنبال غذا هستند الهام گرفته شده است [۱۱].

الگوریتم به این ترتیب است که گروهی از پرندگان در فضایی به صورت تصادفی دنبال غذا می‌گردند. تنها یک تکه غذا در فضای مورد بحث وجود دارد اما هیچ یک از پرندگان محل دقیق غذا را نمی‌دانند و فقط فاصله خود را تا محل غذا می‌توانند حدس بزنند. یکی از بهترین استراتژی‌ها می‌تواند دنبال کردن پرنده‌ای باشد که کمترین فاصله را تا غذا داشته باشد. این استراتژی در واقع جان‌مایه الگوریتم است. هر راه حل در الگوریتم کوچ پرندگان معادل یک پرنده در الگوی حرکت جمعی پرندگان می‌باشد. هر پرنده یک مقدار برازندگی دارد که توسط یک تابع برازندگی محاسبه می‌شود. هر چه پرنده در فضای جستجو به هدف - غذا در مدل حرکت پرندگان - نزدیکتر باشد، شایستگی بیشتری دارد. همچنین هر پرنده دارای یک سرعت است که هدایت پرنده را بر عهده دارد. هر پرنده با دنبال کردن پرندگان بهینه در حالت فعلی، به حرکت خود در فضای مسأله ادامه می‌دهد. آغاز کار الگوریتم کوچ پرندگان به این شکل است که گروهی از ذرات به صورت تصادفی به وجود می‌آیند و با به روز کردن نسل‌ها سعی در یافتن راه حل بهینه می‌نمایند. در هر گام، هر پرنده با استفاده از دو بهترین مقدار به روز می‌شود. اولین مورد، بهترین موقعیتی است که تا کنون ذره موفق به رسیدن به آن شده است. موقعیت مذکور شناخته و ذخیره می‌شود. بهترین مقدار دیگری که توسط الگوریتم

مورد استفاده قرار می‌گیرد، بهترین موقعیتی است که تاکنون توسط جمعیت ذرات بدست آمده است. پس از یافتن این مقادیر، سرعت حرکت ذرات از رابطه (۱) و نیز مکان بعدی هر ذره از رابطه (۲) محاسبه می‌شود:

$$v_{i,t+1} = w \cdot v_{i,t-1} + c_1 \cdot r_1 \cdot (Pbest_i - P_{i,t}) + c_2 \cdot r_2 \cdot (Gbest_i - P_{i,t}) \quad (1)$$

$$p_{t+1} = p_t + V_t \quad (2)$$

در این روابط مقادیر r_1 و r_2 عددی تصادفی بین صفر و یک هستند و ضرایب C_1 و C_2 هم که ضرایب یادگیری نامیده می‌شوند معمولاً برابر ۲ مقداردهی می‌گردند.

۳- فرمول بندی مسأله

از آنجایی که تابع هدف نهایی تابعی از سطح انتقال حرارت و نرخ تولید آنتروپی خواهد بود رابطه لازم جهت بدست آوردن هر کدام از آنها به شرح زیر فرمول بندی می‌شود. سطح انتقال حرارت A عبارتست از [۱۲]:

$$A = \frac{Q}{K F LMTD} \quad (1)$$

طبق رابطه فوق جهت محاسبه A بایستی مقادیر Q (نرخ انتقال حرارت)، F (ضریب تصحیح وضعیت جریان)، K (ضریب هدایت حرارتی) و $LMTD$ (اختلاف دمای متوسط لگاریتمی) مشخص باشد. با فرض عدم اتلاف انرژی و اینکه تمامی گرمای منتقل شده توسط سیال گرم به سیال سرد انتقال می‌یابد فرمول نرخ انتقال گرما عبارت است از:

$$Q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{co} - T_{ci}) \quad (2)$$

که در آن، \dot{m}_h دبی جرمی سیال گرم، $C_{p,h}$ ظرفیت گرمایی ویژه سیال گرم در فشار ثابت، T_{hi} دمای ورودی سیال گرم، T_{ho} دمای خروجی سیال گرم، \dot{m}_c دبی جرمی سیال سرد، $C_{p,c}$ ظرفیت گرمایی ویژه سیال سرد در فشار ثابت، T_{co} دمای خروجی سیال سرد، T_{ci} دمای ورودی سیال سرد می‌باشد. طراحی مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای از دو بخش طراحی مربوط به پوسته و طراحی مربوط به لوله برخوردار است. ابتدا طراحی مربوط به لوله انجام داده می‌شود. بدین منظور رابطه جریان سیال داخل لوله به شرح زیر بیان می‌گردد:

$$V_i = \frac{\frac{\dot{m}}{\pi(d_i^2/4)\rho}}{\frac{N_T}{S}} \quad (3)$$

که در آن N_T تعداد لوله‌ها و S تعداد عبور است که N_T از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$N_T = c \left(\frac{D_G - 0.02}{d_o} \right)^n \quad (4)$$

بطوری که، D_G قطر پوسته و d_o قطر خارجی لوله می‌باشد. C ، n ضرایب ثابتی هستند که با توجه به آرایش جریان و تعداد عبور لوله ارائه شده‌اند. ضریب انتقال حرارت همرفتی سیال داخل لوله h_t را می‌توان با توجه به رابطه‌های زیر محاسبه کرد [۱۳]:

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} \left[3.657 + \frac{0.0677 (Re_t Pr_t \frac{d_i}{L})^{1.3}}{1 + 0.1 Pr_t (Re_t + \frac{d_i}{L})^{0.3}} \right] \quad Re_t < 2300 \quad (5)$$

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} \left\{ \frac{\frac{\lambda}{8} (Re_t - 1000) Pr_t}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\lambda}{8}} (Pr_t^{0.67} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{0.67} \right] \right\} \quad 2300 < Re_t < 1000 \quad (6)$$

$$\lambda = (1.82 \log_{10} Re_t - 1.64)^2 \quad \lambda = \text{ضریب اصطکاک داریسی} \quad (7)$$

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} 0.027 Re_t^{0.8} Pr_t^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{w,t}} \right)^{0.14} \quad Re_t > 10000 \quad (8)$$

ویسکوزیته دینامیکی سیال داخل لوله در دمای دیواره $\mu_{w,t}$ می باشد. بدین ترتیب طبق روابط فوق می توان ضریب انتقال حرارت همرفتی لوله را محاسبه کرد. در واقع می توان گفت هدف از طراحی لوله بدست آوردن ضریب انتقال حرارتی آن می باشد.

حال بایستی ضریب انتقال حرارت همرفتی پوسته را محاسبه کرد. جهت تخمین ضریب انتقال حرارت همرفتی پوسته ابتدا بایستی قطر معادل محاسبه شود. برای مبدل حرارتی پوسته لوله ای دو نوع آرایش مربعی و مثلثی برای لوله ها ممکن است. برای آرایش مربعی لوله ها قطر معادل پوسته به ترتیب زیر قابل محاسبه است:

$$D_e = \frac{1.27}{d_o} (S_t^2 - 0.785 d_o^2) \quad (9)$$

که در آن، D_e قطر معادل و d_o قطر خارجی لوله می باشد و $S_t = 1.25 d_o$. همچنین برای آرایش مثلثی لوله ها نیز قطر معادل از رابطه زیر بدست می آید:

$$D_e = \frac{1.10}{d_o} (S_t^2 - 0.197 d_o^2) \quad (10)$$

مساحت سطح مقطع عمود بر راستای جریان سیال توسط رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$A_s = \frac{(S_t - d_o) e D_G}{S_t} \quad (11)$$

که e فاصله بین بفل ها و D_G قطر پوسته است. سرعت سیال طرف پوسته برابر است با:

$$V_o = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \quad (12)$$

و عدد رینولدز آن نیز عبارتست از:

$$Re_s = \frac{V D_e}{\nu} \quad (13)$$

ضریب انتقال حرارت همرفتی پوسته برابر است با:

$$h_s = \frac{k_s}{D_e} j Re_s Pr_s^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{w,s}} \right)^{0.14} \quad (14)$$

که در آن، j ضریب ثابت حرارتی بی‌بعد می‌باشد که با توجه به روش کرن بدست می‌آید. ضریب انتقال حرارت کلی K که تابعی از ضرایب انتقال حرارت هر دو سمت پوسته و لوله و مقاومت حرارتی رسوب است عبارتست از:

$$\frac{1}{K} = \frac{d_o}{h_t d_i} + R_{fi} \frac{d_o}{d_i} + \frac{X_w}{K_w} + R_{fo} + \frac{1}{h_s} \quad (15)$$

که در آن، R_{fi} مقاومت حرارتی رسوب داخل لوله، X_w ضخامت لوله، K_w ضریب هدایت حرارتی لوله و R_{fo} مقاومت رسوب خارج لوله است. برای مبدل‌های حرارتی مطالعه شده در این مقاله، جریان از نوع عمود برهم فرض می‌شود. اختلاف دمای متوسط لگاریتمی $LMTD$ با آگاهی از درجه حرارت ورودی و خروجی سیال گرم و سرد می‌تواند از معادله زیر محاسبه شود:

$$LMTD = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} \quad (16)$$

ضریب تصحیح F نیز از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \frac{\ln \left(\frac{1-P}{1-PR} \right)}{\ln \left[\frac{2-P(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P(R+1+\sqrt{R^2+1})} \right]} \quad (17)$$

که در آن R و P از معادلات زیر بدست می‌آیند:

$$R = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{co} - T_{ci})} \quad (18)$$

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}} \quad (19)$$

که P بازده و R ضریب تصحیح می‌باشد.

در تمامی مبدل‌های حرارتی، وابستگی شدید فیزیکی و ترمودینامیکی بین انتقال حرارت و افت فشار وجود دارد. به ازای ظرفیت گرمایی ثابت، در مبدل حرارتی که در دست طراحی است، افزایش سرعت جریان منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. با این حال، افزایش سرعت جریان باعث افت فشار بیشتر در مبدل حرارتی می‌شود. به همین دلیل، در هنگام طراحی یک مبدل حرارتی، افت فشار باید توأم با انتقال گرما در نظر گرفته شود تا اینکه بتوان بهترین راه حل را برای این سیستم یافت.

افت فشار سمت لوله عبارتست از:

$$\Delta P_t = S \left[\lambda \frac{L}{d_i} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{w,t}} \right)^{-0.14} + 2.5 \right] \frac{\rho V_i^2}{2} \quad (20)$$

که در آن λ ضریب اصطکاک داریسی است. همچنین با توجه به روش کرن افت فشار سمت پوسته در یک مبدل حرارتی دارای بغل برابر است با:

$$\Delta p_s = 8 j_{f,k} \frac{D_G}{D_e} \frac{L}{e} \frac{\rho V_o^2}{2} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{w,s}} \right)^{-0.14} \quad (21)$$

که در آن $J_{f,k}$ ضریب تصحیح فشار بی بعد با توجه به روش کرن است. افت فشار کلی نیز از معادله زیر بدست می آید:

$$\Delta p = \frac{1}{\eta} \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \Delta P_t + \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \Delta P_s \right) \quad (22)$$

که در آن، η بازده پمپ است.

تلفات برگشت ناپذیری در مبدل های حرارتی برحسب تولید آنتروپی تخمین زده می شود. نرخ تولید آنتروپی ایجاد شده \dot{S}_{gen} توسط اختلاف دمای محدود ΔT را می توان از معادله زیر بدست آورد:

$$\dot{S}_{gen,\Delta T} = \int_i^o \left(\frac{\dot{m}c_p \Delta T}{T} \right)_{t,s} = (\dot{m}c_p)_t \ln \frac{T_t^o}{T_t^i} + (\dot{m}c_p)_s \ln \frac{T_s^o}{T_s^i} \quad (23)$$

که در آن T_t^o دمای خروجی سیال داخل لوله، T_t^i دمای ورودی سیال داخل لوله، T_s^o دمای خروجی سیال داخل پوسته و T_s^i دمای ورودی سیال داخل پوسته می باشد. برای سیال تراکم ناپذیر تحت شرایط غیر آدیاباتیک، نرخ تولید آنتروپی \dot{S}_{gen} ناشی از اصطکاک سیال عبارتست از:

$$\dot{S}_{gen,\Delta P} = \left(\dot{m} \frac{\Delta P}{\rho} \frac{\ln(T^o/T^i)}{T^o - T^i} \right)_{t,s} = \dot{m}_t \frac{\Delta P_t}{\rho_t} \frac{\ln(T_t^o/T_t^i)}{T_t^o - T_t^i} + \dot{m}_s \frac{\Delta P_s}{\rho_s} \frac{\ln(T_s^o/T_s^i)}{T_s^o - T_s^i} \quad (24)$$

نرخ تولید آنتروپی کلی نیز برابر است با:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{gen,\Delta T} + \dot{S}_{gen,\Delta P} \quad (25)$$

الگوریتم بهینه سازی بایستی پارامترهای طراحی را به گونه ای انتخاب کند که نرخ تولید آنتروپی بیان شده کمینه گردد و با استفاده از آن نرخ تولید آنتروپی و در نتیجه بی نظمی و برگشت ناپذیری سیستم به حداقل برسد. جهت ایجاد شرایط بهینه سازی تابع زیر به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده است.

$$\text{هدف تابع} = \dot{S}_{gen} A \quad (26)$$

دلیل در نظر گرفتن تابع هدف به صورت فوق این است که در مسائل مطرح شده در این مقاله نرخ تولید آنتروپی ناشی از تغییرات دما ثابت فرض می شود. علت این مساله داده های ورودی و خروجی سیال در داخل لوله و پوسته است. اگرچه می توان دما را نیز به عنوان یک پارامتر طراحی لحاظ کرده و به جای بهینه سازی مبدل به بهینه سازی فرآیند پرداخت. بنابراین در محاسبات این مقاله نرخ تولید آنتروپی کلی فقط تابعی از افت فشار است. اگر افت فشار حداقل باشد نتیجه مبدلی با ابعاد بسیار بزرگ خواهد بود که قطعاً صرفه اقتصادی ندارد. لذا جهت ایجاد شرایط بهینه سازی، حاصل ضرب نرخ تولید آنتروپی و سطح مقطع مبدل به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده است.

۴- نتایج و بحث

پارامترهای طراحی، تعداد حالات و محدوده تغییرات آنها که در مسئله بهینه سازی لحاظ شده اند در جدول زیر مشاهده می شود:

جدول ۱- پارامترهای طراحی، تعداد حالات و محدوده تغییرات آنها

پارامتر طراحی	تعداد حالات	محدوده تغییرات
قطر خارجی لوله	۱۰	۲۸-۱۰ میلی متر
آرایش لوله‌ها	۲	مربعی و مثلثی
تعداد عبور لوله	۵	۱-۲-۴-۶-۸
قطر پوسته	۲۰	۵۳۰-۱۵۰ میلی متر
فاصله بین بفل‌ها	۵	۰/۲ تا ۰/۴ قطر پوسته
برش بفل‌ها	۴	۰/۱۵-۰/۲۵-۰/۳۵-۰/۴۵ قطر پوسته
	تعداد کل حالات ممکن ۴۰۰۰۰	

همان‌گونه که در جدول فوق نشان داده شده است تعداد طرح‌های ممکن برای مبدل ۴۰۰۰۰ طرح است. بدیهی است که محاسبات دستی جهت رسیدن به طرح بهینه بسیار پر هزینه و زمان‌بر خواهد بود. بنابراین از الگوریتم بهینه‌سازی کوچ پرندگان استفاده شده است تا الگوریتم طرح بهینه را کشف کند. مقادیر ثابت بهینه‌سازی شامل ضخامت لوله‌ها و بازده پمپ به ترتیب برابر با ۲ میلی‌متر و ۰/۷ در نظر گرفته شده‌اند. هدف این است که با توجه به مقادیر ثابت مفروض برای فرآیند، الگوریتم بهینه‌سازی، پارامترهای طراحی را طوری تعیین کند که با توجه به نوع تابع هدف طرح بهینه بدست آید. بدیهی است که فرمول‌بندی ارائه شده علاوه بر پارامترهای طراحی شامل مقادیر ثابت دیگری نیز هستند که با توجه به شرایط فیزیکی و کاربردی مساله لحاظ می‌گردند. این مقادیر ثابت فرض شده و انتخاب آنها در دست طراح نیست و برای سه فرآیند مختلف در جدول ۲ ارائه شده‌اند.

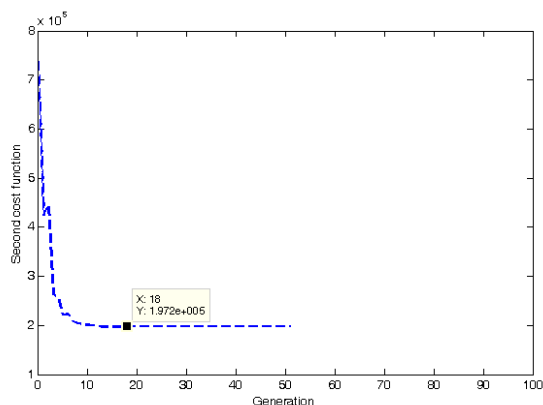
نمودارهای مربوط به عملکرد الگوریتم کوچ پرندگان و الگوریتم ژنتیک در رابطه با تابع هدف برای مورد اول جدول ۲ در شکل ۱ ارائه شده‌اند. همانگونه که مشاهده می‌شود مقدار تابع هدف بدست آمده توسط الگوریتم کوچ پرندگان (۱۹۵۷۳۷ J/Ks) هم از نظر مقدار و هم از نظر تعداد تکرار نسبت به مقدار تابع هدف ارائه شده توسط الگوریتم ژنتیک (۱۹۷۲۱۴ J/Ks) کمتر است. بنابراین عملکرد الگوریتم کوچ پرندگان در مورد تابع هدف در نظر گرفته شده بهتر است.

جدول ۲- موارد مورد مطالعه جهت بهینه‌سازی مبدل پوسته لوله‌ای

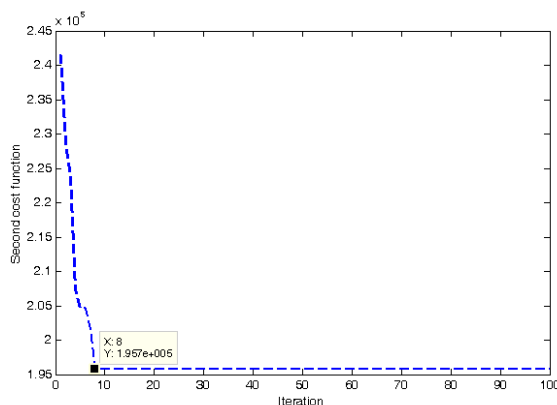
مشخصات مطالعات موردی								
	دبی سیال ($\frac{kg}{s}$)	T_{in} ($^{\circ}C$)	T_{out} ($^{\circ}C$)	ρ ($\frac{kg}{m^3}$)	c_p ($\frac{kJ}{kg K}$)	μ (Pa s)	k ($\frac{W}{m K}$)	$R_{fouling}$ ($\frac{m^2 K}{W}$)
(۱) سیال داخل پوسته: متانول	27.8	95	40	750	2.84	0.00034	0.19	0.00033
(۱) سیال داخل لوله: آب دریا	68.9	25	40	955	4.2	0.0008	0.59	0.0002
(۲) سیال داخل پوسته: نفت سفید	5.52	199	93.3	850	2.47	0.0004	0.13	0.00061

سیال داخل لوله: روغن مازوت (۲)	18.8	37.8	76.7	955	2.05	0.00358	0.13	0.00061
سیال داخل پوسته: آب مقطر (۳)	22.07	33.9	29.4	955	4.18	0.0008	0.62	0.00017
سیال داخل لوله: آب خام (۳)	35.31	23.9	26.7	999	4.18	0.00092	0.62	0.00017

شکل ۲ عملکرد الگوریتم کوچ پرندگان را طی فرآیند بهینه‌سازی تابع هدف برای موارد دوم و سوم نشان می‌دهد.

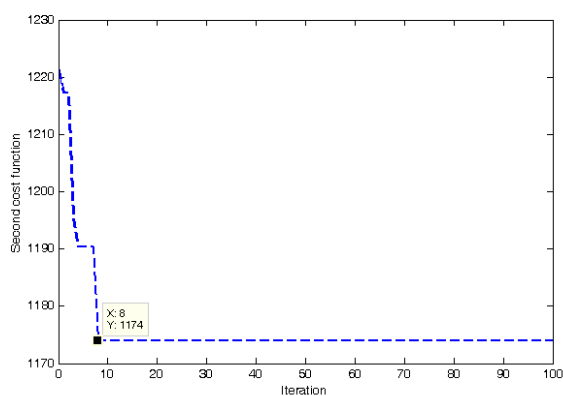


الگوریتم ژنتیک

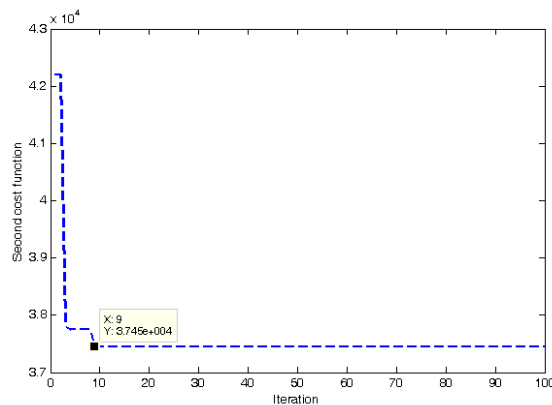


الگوریتم کوچ پرندگان

شکل ۱- مقایسه نمودار الگوریتم کوچ پرندگان با الگوریتم ژنتیک برای مورد اول از تابع هدف دوم بدون قید



مورد سوم



مورد دوم

شکل ۲- عملکرد الگوریتم کوچ پرندگان برای موارد دوم و سوم از تابع هدف دوم بدون قید

مقادیر عددی پارامترهای طراحی که توسط الگوریتم بهینه‌سازی پیشنهاد شده‌اند به همراه سایر پارامترها برای تابع هدف تعریف شده در جدول ۳ ارائه شده‌اند. واحدهای تمامی پارامترها واحدهای متداول و استاندارد SI است.

جدول ۳- نتایج حاصل از بهینه‌سازی برای تابع هدف

	مورد ۱	مورد ۲	مورد ۳
پارامتر	مقادیر بهینه	مقادیر بهینه	مقادیر بهینه
قطر پوسته	0.19	0.15	0.29
فاصله بفل‌ها	0.076	0.03	0.116
قطر خارجی لوله	0.028	0.028	0.028
آرایش لوله‌ها	مثلثی	مثلثی	مربعی
برش بفل‌ها	25%	25%	25%
تعداد عبور لوله‌ها	1	2	1
تعداد لوله‌ها	15	7	41
سرعت جریان در لوله	10.5	11.8	1.91
نرخ انتقال حرارت لوله	35878	5868	8355.5
افت فشار در لوله	226.34	649.67	9.3
سطح مقطع پوسته	0.0029	9e-4	0.0067
قطر معادل پوسته	0.0199	0.0199	0.028
سرعت جریان در پوسته	12.83	7.22	3.435
نرخ انتقال حرارت در لوله	10801	6091	10987
افت فشار در پوسته	466.07	333.9	30.57
نرخ انتقال حرارت کلی	1360.6	577.65	1464.3
سطح انتقال حرارت	127.63	33.1	47.55
افت فشار کلی	48.00	21.37	1.48
نرخ تولید آنتروپی دما	1429.3	1087.4	22.7
نرخ تولید آنتروپی فشار	104.26	43.95	3.42
نرخ تولید آنتروپی کلی	1533.56	1131.3	26.12

تابع هدف	1.9574e5	3.7449e4	1.174e3
----------	----------	----------	---------

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله به بهینه‌سازی ساختاری و ترمودینامیکی مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای پرداخته شد. روابط حاکم بر مبنای مراجع مختلف استخراج شده و نتایج طراحی شامل ابعاد و ساختارهای بهینه جهت کمینه‌سازی نرخ تولید آنتروپی و مساحت سطح مبدل ارائه گردید. مشخصات هندسی مبدل پوسته لوله‌ای شامل قطر خارجی لوله، آرایش لوله‌ها، تعداد عبور لوله، قطر پوسته، فاصله بین بفل‌ها و برش بفل‌ها پارامترهای طراحی انتخاب شده بودند. نتایج به ازای سه حالت مختلف از فرآیندهای متداول در صنعت ارائه شده و مقایسه نتایج حاصل از الگوریتم ژنتیک و الگوریتم کوچ پرندگان نشان از برتری الگوریتم کوچ پرندگان در بهینه‌سازی این نوع مبدل‌ها داشت. همان‌گونه که نشان داده شد با استفاده از روش ارائه شده در این مقاله می‌توان به راحتی مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای را بهینه‌سازی کرد.

علائم و نشانه‌ها

A	مساحت سطح مبدل	P	بازده حرارتی
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه سیال	Q	نرخ انتقال حرارت
d	قطر لوله	R	ضریب تصحیح
D_e	قطر معادل پوسته	R_f	مقاومت حرارتی رسوب
D_G	قطر پوسته	s	اندیس پوسته
e	فاصله بین بفل‌ها	S	تعداد عبور
F	ضریب تصحیح وضعیت جریان	\dot{S}_{gen}	نرخ تولید آنتروپی
h	ضریب انتقال حرارت همرفتی	t	اندیس لوله
i	اندیس پارامتر ورودی	T	دما
j	ضریب طراحی بر مبنای روش کرن	v	سرعت پرنده
K	ضریب هدایت حرارتی	V	سرعت سیال
K_w	ضریب هدایت حرارتی لوله	X_w	ضخامت لوله
$LMTD$	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی	μ	ویسکوزیته
\dot{m}_h	دبی جرمی سیال گرم	ρ	چگالی
N_T	تعداد لوله‌ها	λ	ضریب اصطکاک دارسی
o	اندیس پارامتر خروجی	ΔP	افت فشار
p	مکان پرنده		

مراجع

[1] Resat Selbas, Onder Kizilkan, Marcus Reppich, (2005), A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view, Chemical Engineering and Processing 45 (2006) 268–275.

- [2] Andre' L.H.Costa, Eduardo M.Queiroz,(2007), Design optimization of shell-and-tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering 28 (2008) 1798–1805.
- [3] Louis Gosselin, Maxime Tye-Gingras, François Mathieu-Potvin, Review of utilization of genetic algorithms in heat transfer problems, International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 2169–2188.
- [4] B.V.Babua, S.A.Munawar, Differential evolution strategies for optimal design of shell-and-tube heat exchangers, Chemical Engineering Science 62 (2007) 3720 – 3739.
- [5] M. Fesanghary , E.Damangir, I.Soleimani, Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm, Applied Thermal Engineering 29 (2009) 1026–1031.
- [6] José M.Ponce-Ortega, Medardo Serna-González, Arturo Jiménez-Gutiérrez, Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering 29 (2009) 203–209.
- [7] Jiangfeng Guo, Lin Cheng, Mingtian Xu, Optimization design of shell-and-tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm, Applied Thermal Engineering 29 (2009) 2954–2960.
- [8] Emre Turgut, Guls_ah Cakmak, Cengiz Yıldız, Optimization of the concentric heat exchanger with injector turbulators by Taguchi method, Energy Conversion and Management 53 (2012) 268–275.
- [9] Abazar Vahdat Azad, Majid Amidpour, Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory, Energy 36 (2011) 1087-1096.
- [10] Arzu Shencan Shahin, Bayram Kılıç, Ulaş Kılıç, Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm, Energy Conversion and Management 52 (2011) 3356–3362.
- [11] T. Kannadasan, S. Rajasekaran, (2012), Swarm Optimization based Controller for Temperature Control of a Heat Exchanger, International Journal of Computer Applications (0975 – 8887) Volume 38– No.4, January 2012.
- [12] Antonio C.Caputo, Pacifico M.Pelagagge, Paolo Salini, (2007), Heat exchanger design based on economic optimisation, Applied Thermal Engineering 28 (2008) 1151–1159.
- [13] R.K. Shah, K.J. Bell, The CRC Handbook of Thermal Engineering, CRC Press LLC, USA, 2000.