



بهینه‌سازی دو هدفه افزایش نرخ انتقال حرارت و کاهش هزینه کلی در مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته‌لوله‌ای

محسن امینی^۱، مجید بازارگان^{۲*}

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
۲- دانشیار مکانیک تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
* صندوق پستی ۱۹۹۹۱۴۳۳۴۴، bazargan@kntu.ac.ir

چکیده- در این پژوهش، بهینه‌سازی مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته‌لوله‌ای با دو هدف افزایش نرخ انتقال حرارت و کاهش هزینه کلی، توسط الگوریتم ژنتیک انجام شده است. تمامی استانداردها و قیدهای مورد نیاز برای هندسه مبادله‌کن، قید حداقل و حداکثر سرعت جریان‌ها و قید حداکثر افت فشارها در فرایند بهینه‌سازی رعایت شده‌اند. رابطه بین توابع هدف و متغیرهای بهینه‌سازی، به صورت ضمنی و به شدت پیچیده می‌باشد. هدایت الگوریتم ژنتیک با این ملاحظه صورت پذیرفته است که از قرار گرفتن مقادیر متغیرهای بهینه‌سازی در بهینه محلی جلوگیری شود. در این مطالعه ابتدا بهینه‌سازی با یازده متغیر انجام پذیرفته و نمودار پارتو مربوطه به دست آمده است. مقایسه نتایج با داده‌های موجود بهبود چشم‌گیر انتقال حرارت و کاهش موثر هزینه کلی را در بر داشته است. در گام بعدی، با توجه به اینکه سیال خنک‌کننده در مطالعه موردی انجام شده آب دریا می‌باشد، دبی جرمی سیال خنک‌کننده به عنوان متغیر دوازدهم اضافه و فرایند بهینه‌سازی تکرار گردید. نمودار پارتو به دست آمده نسبت به حالت قبل بهبود قابل توجهی را نشان می‌دهد.
کلیدواژگان: بهینه‌سازی، مبادله‌کن پوسته‌لوله‌ای، الگوریتم ژنتیک.

Two objective optimization of heat transfer rate and total cost decrement in shell-and-tube heat exchangers

M. Amini¹, M. Bazargan^{2*}

1- MSc Student of Mech. Eng. Dept., K. N. Toosi Univ. of Tech., Tehran, Iran

2- Assoc Prof of Mech. Eng. Dept., K. N. Toosi Univ. of Tech., Tehran, Iran

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

Abstract-In this research, optimization of shell-and-tube heat exchangers with dual objectives of achieving upper heat transfer rate and lower total cost has been done by the Genetic algorithm. All geometrical constraints and standards, minimum and maximum velocity limits as well as maximum allowable pressure drops are considered in optimization process. Relations between the objective functions and optimization variables have many complexities so that the gradient approach employed by many optimization algorithms may not be adequate. Special care has been taken in employing Genetic algorithm to assure that the optimized values of variables are not trapped in local optimum domains. To evaluate the precision of computer code of current study, a comprehensive case study has been considered. The optimization has been accomplished by considering 11 variables. In a next attempt the mass flow of cooling fluid, which is the sea water in the case under study, has been added as the 12th variable. The obtained Pareto plots show that the optimized parameters suggested by this study provide upper heat transfer rate and simultaneous lower total cost relative to available results.

Keywords: Optimization, Shell-And-Tube, Genetic Algorithm.

۱- مقدمه

برای افزایش نرخ انتقال حرارت در مبادله‌کن‌های حرارتی، تکنیک‌های متفاوتی می‌توان به صورت همزمان به کار برد. طبق رابطه کلی نرخ انتقال حرارت جابجایی درون مبادله‌کن حرارتی، که به صورت $Q=U_0 \times A_0 \times F \times \Delta T_{LMTD}$ می‌باشد، تکنیک‌هایی که منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی کلی (U_0)، افزایش سطح انتقال حرارت (A_0) و افزایش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (ΔT_{LMTD}) می‌شوند، منجر به افزایش نرخ انتقال حرارت جابجایی درون مبادله‌کن حرارتی می‌گردند. به جریان انداختن دو سیال در جهت مخالف یک‌دیگر منجر به بهره بردن بیشتر از پتانسیل اختلاف دما در انتقال حرارت جابجایی می‌شود. دسته لوله‌ها در افزایش سطح انتقال حرارت در واحد حجم نقش مهمی دارند. با فل‌ها برای عرضی کردن جهت جریان روی دسته لوله‌ها به کار می‌روند و بنابراین در افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت پوسته نقش دارند. بسیاری از تکنیک‌هایی که برای افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی به کار برده می‌شوند، با افزایش سرعت جریان سیال و یا ایجاد اغتشاش‌هایی در جریان سیال تأمین می‌شوند. افزایش سرعت سیال و ایجاد اغتشاش در جریان سیال به نوبه خود باعث افزایش بیشتر افت فشار جریان سیال‌ها و بنابراین افزایش هزینه پمپ کردن جریان سیال می‌شوند. هزینه اولیه مبادله‌کن به مساحت سطح انتقال حرارت وابسته است و هزینه جاری مبادله‌کن به افت فشارها بستگی دارد. بنابراین، اغلب اوقات تنظیم کردن پارامترها برای افزایش نرخ انتقال حرارت و رسیدن به مقدار انتقال حرارت مورد نیاز، با افزایش هزینه کلی همراه می‌شود. این امر، لزوم بهینه‌سازی پارامترهای مؤثر در یک مبادله‌کن را یادآور می‌شود به نحوی که بتوان با صرف کم‌ترین هزینه ممکن، بیش‌ترین نرخ انتقال حرارت را تأمین نمود. رابطه پیچیده بین توابع هدف و متغیرهای بهینه‌سازی، موجب عدم کارایی الگوریتم‌هایی می‌شود که اساس یافتن مقادیر بهینه در آن‌ها، مبتنی بر مشتق‌گیری از متغیرها می‌باشد. همچنین تعداد زیاد متغیرها بر وسعت بهینه‌های محلی می‌افزاید و احتمال قرار گرفتن در بهینه‌های محلی را برای سایر الگوریتم‌های کلاسیک تشدید می‌کند. الگوریتم ژنتیک به صورت آماری، تأثیر مقادیر مختلف متغیرهای بهینه‌سازی را بر روی توابع هدف بررسی می‌کند. این الگوریتم، به صورت

هم‌زمان چندین جواب مختلف تحت عنوان جمعیت را برای توابع هدف در نظر می‌گیرد و جواب‌های مناسب‌تر را طی یک سری قواعد تکاملی، متولد می‌سازد و طی یک سری قواعد دیگر از موضعی شدن فرایند جستجو جلوگیری می‌کند. در بهینه‌سازی دو هدفه، الگوریتم ژنتیک توابع هدف کروموزم‌های برتر را در یک نمودار تحت عنوان نمای پارتو رسم می‌کند. هر نقطه پارتو نشان دهنده یک طراحی بهینه برای مبادله‌کن برای دو هدف مذکور است. در پژوهش‌های پیشین در زمینه بهینه‌سازی مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته‌لوله‌ای فعالیت‌های گوناگونی صورت گرفته است.

آندر و همکاران [۲]، در یک بهینه‌سازی یک هدفه، هزینه اولیه مورد نیاز برای انجام یک بار حرارتی مشخص در یک مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله‌ای را کمینه کردند. آن‌ها ۷ متغیر هندسی را برای فرایند بهینه‌سازی در نظر گرفتند. جوز و همکاران [۳]، در یک بهینه‌سازی یک هدفه، مجموع هزینه اولیه و هزینه جاری ناشی از افت فشارها را در یک مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله‌ای کمینه کردند. در مطالعه‌ای دیگر [۴]، عدد سینرجی^۱ که به عنوان تعامل بین میدان سرعت سیال و بردار اختلاف دما می‌باشد، برای بهینه‌سازی مبادله‌کن به کار گرفته شد. در بررسی آن‌ها اثبات می‌شود که نرخ انتقال حرارت حتی در حالتی که عدد رینولدز و عدد پرانتل ثابت است، با افزایش ضرب داخلی بردار سرعت در بردار اختلاف دما می‌تواند افزایش یابد. آن‌ها هزینه کلی مورد نیاز برای یک نرخ انتقال حرارت مشخص را کمینه کردند.

در پژوهشی دیگر [۵]، از تئوری ساختاری^۲ که الهام گرفته از برخی فرایندهای موجود در طبیعت است در مبادله‌کن پوسته لوله به کار گرفته شد و با بهینه‌سازی بر این اساس، هزینه کلی سالیانه پایین آورده شده است. صنایع و همکاران [۶]، با استفاده از الگوریتم ژنتیک یک بهینه‌سازی دوهدفه با اهداف افزایش بازده و کاهش هزینه کلی با در نظر گرفتن ۷ متغیر بهینه‌سازی انجام دادند. الگوریتم‌های بهینه‌سازی که در سال‌های اخیر استفاده می‌شده، غالباً الگوریتم‌های فرا ابتکاری و تکاملی بوده‌اند و از این میان می‌توان به الگوریتم جستجوی هارمونی [۷]، الگوریتم کوچ پرندهگان [۸] و الگوریتم کلونی زنبور عسل [۹] نیز اشاره نمود. گانگالی و همکاران [۱۰] با

1. Field Synergy Number

2. Constructal Theory

در نظر گرفتن تمامی جزئیات و پیچیدگی‌های سمت پوسته مبادله‌کن استفاده شده است.

۲-۱- محاسبه نرخ انتقال حرارت در روش ε -NTU

بازده تعداد زوجی از گذر لوله از رابطه (۱) محاسبه می‌شود [۱]. مقدار C^* در رابطه (۲) محاسبه می‌شود. مقادیر C_{\min} و C_{\max} در روابط (۳) و (۴) محاسبه می‌شود. مقدار NTU در رابطه (۵)، مقدار A_o در رابطه (۶) و مقدار U_o در رابطه (۷) محاسبه می‌شود. بیشترین نرخ انتقال حرارت ممکنه به ازای سیال‌های مشخص و دبی جرمی‌های مشخص از رابطه (۸) محاسبه می‌شود و نرخ انتقال حرارت واقعی از رابطه (۹) محاسبه می‌شود.

$$\varepsilon = 2 \times \left((1+C^*) + (1+C^{*2})^{\frac{1}{2}} \right)^{-1} \times \left(\frac{1 + \exp(-NTU(1+C^{*2})^{\frac{1}{2}})}{1 - \exp(-NTU(1+C^{*2})^{\frac{1}{2}})} \right) \quad (1)$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2)$$

$$C_{\min} = \min((\dot{m}Cp)_{\text{shell}}, (\dot{m}Cp)_{\text{tube}}) \quad (3)$$

$$C_{\max} = \max((\dot{m}Cp)_{\text{shell}}, (\dot{m}Cp)_{\text{tube}}) \quad (4)$$

$$NTU = \frac{U_o A_t}{C_{\min}} \quad (5)$$

$$A_t = \pi \times d_o \times L \times N_t \quad (6)$$

$$U_o = \left(\frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + R_{i,f} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \times \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2 \times k_w} + R_{o,f} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (7)$$

$$Q_{\max} = C_{\min} \times (T_{hi} - T_{ci}) \quad (8)$$

$$Q = \varepsilon \times Q_{\max} \quad (9)$$

محاسبات مورد نیاز برای روش P-NTU برای مبادله‌کن پوسته‌لوله‌ای دارای ۳ گذر لوله در مرجع [۱] موجود است.

۲-۲- محاسبه هزینه کلی

هزینه اولیه برای مبادله‌کن حرارتی پوسته‌لوله‌ای از جنس $(CS-SS)^3$ در رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود [۱۱]. هزینه جاری در رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود [۱۲]. در رابطه (۱۱)،

استفاده از نرم‌افزار فلونت به بررسی اثر زاویه بافل‌های مارپیچ بر روی عملکرد مبادله‌کن حرارتی پوسته‌لوله‌ای پرداختند. آن‌ها زاویه ۴۵ درجه را برای بافل‌های مارپیچ بهترین زاویه یافتند. بدین صورت که نسبت به بافل‌های تکه‌ای در افت فشار یکسان، ضریب انتقال حرارت بزرگتری را در سمت پوسته موجب می‌شوند. برای ارزیابی نتایج حاصل از این پژوهش، یک مطالعه موردی از متن کتاب مبادله‌کن‌های حرارتی شاه [۱]، انتخاب شده و در قالب دو مثال به صورت مجزا بررسی شده و نقاط پارتوی حاصل از بهینه‌سازی در هر دو حالت به تفصیل شرح داده شده است. در مثال اول، ۱۱ متغیر بهینه‌سازی مربوط به طراحی مبادله‌کن در فرایند بهینه‌سازی دخالت داده شده‌اند. لازم به ذکر است که در نظر گرفتن این تعداد متغیر به صورت همزمان برای فرایند بهینه‌سازی، در ادبیات موجود برای این کار بی سابقه است. این ۱۱ متغیر شامل محل قرارگیری سیال‌ها، قطرهای درونی و بیرونی انتخاب شده از لوله‌های تی ای ام ای^۱ بزرگتر از ۳/۴ اینچ، تعداد گذرهای لوله، تعداد لوله‌ها، نسبت گام لوله به قطر لوله، نوع چیدمان لوله‌ها، طول لوله، فاصله بافل‌های ابتدایی و انتهایی مبادله‌کن به قطر پوسته، فاصله بافل‌های میانی به قطر پوسته، برش بافل به قطر پوسته و تعداد نوارهای آب‌بندی می‌باشد. در مثال دوم، فرض شده است که انتخاب مقدار دبی جرمی آب خنک کننده که مربوط به آب دریا می‌باشد، تا حدودی اختیاری می‌باشد. از این رو علاوه بر ۱۱ متغیر قبلی، دبی جرمی آب دریا به عنوان یکی دیگر از متغیرها در فرایند بهینه‌سازی منظور شده است. در هر دو مثال، نقاط پارتوی دارای نرخ انتقال حرارت بالاتر و هزینه کلی پایین‌تر نسبت به شاه [۱] حاصل شده است. افزون بر این، در مثال دوم با وجود هزینه کلی یکسان نسبت به مثال اول، نرخ‌های انتقال حرارت بالاتری نیز حاصل شده است.

۱- روش‌ها و روابط حاکم

در این پژوهش، برای محاسبه نرخ انتقال حرارت در مبادله‌کن حرارتی دارای ۲ و ۴ گذر لوله از روش ε -NTU و برای محاسبه نرخ انتقال حرارت در مبادله‌کن دارای ۳ گذر لوله از روش P-NTU استفاده شده است. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت پوسته و افت فشار سمت پوسته از روش بل دلاور^۲ [۱] با

1. TEMA
2. Bell-Dellaware

3. Carbon Steel-Stainless Steel

۲-۴- افت فشار سمت لوله

افت فشار درون لوله، ناشی از اصطکاک در طول لوله و تلفات ناشی از انقباض و انبساط ناگهانی در ورود و خروج از لوله است. رابطه (۱۷) مجموع این افت فشارها را نشان می‌دهد [۱]. رابطه (۱۸) برای محاسبه ضریب اصطکاک درون لوله در رینولدزهای کوچکتر از ۲۱۰۰، رابطه (۱۹) برای بازه رینولدز بین ۲۱۰۰ تا ۴۰۰۰ و رابطه (۲۰) برای بازه رینولدز ۴۰۰۰ تا 5×10^6 به کار گرفته شده‌اند.

$$\Delta p_t = \frac{\dot{m}_t^2}{2\rho_t A_{o,t}^2} \left(\left(\frac{4fl}{d_i} \right) + (1 - \sigma^2 + k_c) - (1 - \sigma^2 - k_e) \right) \times n_p \quad (17)$$

$$f = \frac{16}{Re_t} \quad (18)$$

$$f = .0054 + 2.3 \times 10^{-8} \times Re_t^{\frac{3}{2}} \quad (19)$$

$$f = .00128 + .1143 \times Re_t^{-.311} \quad (20)$$

۲-۵- ضریب انتقال حرارت جابجایی درون پوسته

روابط (۲۱) و (۲۲) مربوط به روش بل دلاور برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت پوسته می‌باشند [۱].

$$h_o = h_{id} j_c j_1 j_b j_s j_r \quad (21)$$

$$h_{id} = j_{id} c_{ps} \left(\frac{\dot{m}_s}{A_{o,cr}} \right) \left(\frac{k_s}{cp_s \mu_s} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{-.14} \quad (22)$$

ضرایب تصحیح j_c ، j_1 ، j_b ، j_s و j_r انحراف جریان واقعی از جریان عرضی ایده‌ال را ملاحظه و محاسبه می‌کنند.

۲-۶- افت فشار درون پوسته

در روش بل دلاور، پوسته به سه قسمت تبدیل می‌شود و افت فشار هر کدام جداگانه محاسبه می‌شود. رابطه (۲۳) مجموع افت فشارهای این ۳ ناحیه را نشان می‌دهد [۱].

$$\Delta p_s = \left((N_b - 1) \Delta p_{b,id} R_b + N_b \Delta p_{w,id} \right) R_l + 2 \left(\Delta p_{b,id} \left(1 + \frac{N_{rcw}}{N_{rec}} \right) \right) R_b R_s \quad (23)$$

۲-۷- قیدها و استانداردها

در رابطه (۲۴)، قطر پوسته محاسبه می‌شود و سپس

میزان بازده در تبدیل توان الکتریکی به توان هیدرولیکی (η)، برابر $0/6$ در نظر گرفته شده است. طول عمر مبادله‌کن (n_y) برابر با ۱۰ سال، هزینه هر کیلووات ساعت کارکرد (k_{el}) برابر با $0/15$ دلار بر کیلووات ساعت، میزان تخفیف سالانه (i) برابر $10/1$ و تعداد ساعات کارکرد (T) برابر با ۷۵۰۰ ساعت در طی یک سال در نظر گرفته شده است. انتخاب این مقادیر، برگرفته از پژوهش صنایع و همکاران [۶] می‌باشد که یک مبادله‌کن حرارتی پوسته‌لوله‌ای از کارخانه مس سرچشمه کرمان را بررسی کرده‌اند. هزینه کلی همانند رابطه (۱۲) برابر با مجموع این دو هزینه می‌باشد.

$$C_{in} = 8500 + 409 \times A_o^{.89} \quad (10)$$

$$C_{op} = \frac{1}{\eta} \times \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \times \Delta p_t + \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \times \Delta p_s \right) \times \sum_{k=1}^{my} \frac{k_{el} \times \tau}{(1+i)^k} \quad (11)$$

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

۲-۳- ضریب انتقال حرارت جابجایی درون لوله

رابطه (۱۳) مربوط به محاسبه عدد ناسلت درون لوله برای اعداد رینولدز کوچک‌تر از ۲۱۰۰ و رابطه (۱۴) برای اعداد رینولدز در بازه 8000 تا 5×10^6 و رابطه (۱۵) برای اعداد رینولدز در بازه 2100 تا 8000 به کار می‌رود [۱]. در رابطه (۱۶) ضریب انتقال حرارت جابجایی درون لوله، با توجه به عدد ناسلت درون لوله محاسبه می‌شود.

$$Nu_{laminar} = 4.364 \quad (13)$$

$$Nu_{turbulent} = \frac{\left(\frac{f}{2} \right) (Re_t - 1000) \times pr_t}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \times \left(pr_t^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (14)$$

$$Nu_t = \left(1.33 - \frac{Re_t}{6000} \right) \times Nu_{laminar} + \left(-.33 + \frac{Re_t}{6000} \right) \times Nu_{turbulent} \quad (15)$$

$$h_i = \frac{Nu_t \times k_t}{d_i} \quad (16)$$

کنترل شده است. مقدار مساحت سطح مقطع جریان بین دو بافل در مرکز پوسته برای چیدمان ۳۰ و ۹۰ درجه از رابطه (۳۳) و برای چیدمان ۴۵ درجه از رابطه (۳۴) محاسبه می‌شود. با افزایش فاصله بافل و افزایش گام لوله، این مساحت‌ها افزایش می‌یابد و با کاهش فاصله بافل و کاهش گام لوله، این مساحت کاهش می‌یابد. کنترل این مساحت در ابتدا توسط فاصله بافل‌ها صورت می‌گرفته و اگر تا حدود انتهایی مجاز فاصله بافل، همچنان قید سرعت سمت پوسته ارضا نگردیده باشد، با استفاده از تغییر دادن گام لوله کنترل شده است.

$$A_{ocr,min} = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \times v_{s,max}} \quad (31)$$

$$A_{ocr,max} = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \times v_{s,min}} \quad (32)$$

$$A_{o,cr} = \left[D_s - D_{otl} + \frac{D_{ctl} \times (X_t - d_o)}{X_t} \right] L_{b,c} \quad (33)$$

$$A_{o,cr} = \left[D_s - D_{otl} + \frac{D_{ctl} \times 2(p_t - d_o)}{X_t} \right] L_{b,c} \quad (34)$$

در روابط (۳۵) و (۳۶) حداکثر افت فشارهای مجاز سمت پوسته و سمت لوله که در این پژوهش کنترل شده ذکر شده است. اگر در حین فرایند بهینه‌سازی افت فشار سمت پوسته، بیشتر از مقدار مجاز باشد در وعده اول با افزایش برش بافل کنترل می‌شود. اگر تا حداکثر برش بافل مجاز هنوز قید افت فشار ارضا نشود، در وعده دوم با افزایش گام لوله‌ها کنترل می‌شود و اگر با رسیدن گام لوله به حداکثر مقدار مجاز خود، همچنان این افت فشار کنترل نشود، با افزایش فاصله بافل کنترل خواهد شد. اگر در حین فرایند بهینه‌سازی افت فشار سمت لوله از مقدار مجاز خود بیشتر شود، در وعده اول با کاهش تعداد گذر لوله کنترل می‌شود و اگر همچنان قید حداکثر افت فشار مجاز ارضا نشود در وعده دوم با استفاده از لوله‌های تی‌ای‌ام‌ای دارای قطر درونی بزرگ‌تر کنترل می‌شود. این شیوه کنترل سرعت‌ها و افت فشارها کاملاً موفقیت آمیز بوده است.

$$\Delta p_s \leq 20 \text{ kPa} \quad (35)$$

$$\Delta p_t \leq 20 \text{ kPa} \quad (36)$$

۲- بهینه‌سازی دو هدفه با الگوریتم ژنتیک

در الگوریتم ژنتیک، هر متغیر بهینه‌سازی یک ژن محسوب

نزدیک‌ترین قطر پوسته استاندارد تی‌ای‌ام‌ای بزرگ‌تر یا مساوی این مقدار برای محاسبات به کار می‌رود. در رابطه (۲۵) فاصله بافل‌های میانی به قطر پوسته و فاصله بافل‌ها در ابتدا و انتهای مبادله‌کن را همانند آن‌چه در استانداردها توصیه شده است [۱۳]، در فرایند بهینه‌سازی با الگوریتم ژنتیک رعایت کرده است. رابطه (۲۶)، بازه معمول و رایج برش بافل به قطر پوسته و رابطه (۲۷)، نسبت استاندارد گام لوله به قطر لوله را که در این پژوهش به کار گرفته شده اند نشان می‌دهد. طبق رابطه (۲۸)، نسبت طول مبادله‌کن به قطر مبادله‌کن در بازه ۳ تا ۱۵ کنترل شده است.

$$D_s = 0.637 \times \left[\frac{CL}{CTP} \times N_t \times \pi \times PR^2 \times d_o^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (24)$$

$$0.2 \leq \frac{L_{bc}}{D_s} \leq 1 \quad 0.3 \leq \frac{L_{bi}}{D_s} = \frac{L_{bo}}{D_s} \leq 1 \quad (25)$$

$$0.18 \leq \frac{L_c}{D_s} \leq 0.4 \quad (26)$$

$$1.25 \leq \frac{p_t}{d_o} \leq 1.5 \quad (27)$$

$$3 \leq \frac{L}{D_s} \leq 15 \quad (28)$$

سینات [۱۴]، توصیه کرده است که به جهت جلوگیری از رسوب، سرعت سمت پوسته بزرگتر از ۰/۳ و سرعت سمت لوله بزرگتر از ۱ و به جهت جلوگیری از ارتعاش و خوردگی، سرعت سمت پوسته کمتر از ۱ و سرعت سمت لوله کمتر از ۲/۵ باشد. روابط (۲۹) تا (۳۴) مربوط به کنترل بازه سرعت‌ها است. در این پژوهش با استفاده از روابط (۲۹) و (۳۰) کم‌ترین و بیش‌ترین مقدار مجاز سمت لوله‌ها با استفاده از بیش‌ترین و کم‌ترین مقدار مجاز سرعت سمت لوله محاسبه و در فرایند بهینه‌سازی کنترل شده است.

$$N_{t,min} = \frac{\dot{m}_t}{n_p \times v_{t,max} \times \rho \times \frac{\pi}{4} \times d_i^2} \quad (29)$$

$$N_{t,max} = \frac{\dot{m}_t}{n_p \times v_{t,min} \times \rho \times \frac{\pi}{4} \times d_i^2} \quad (30)$$

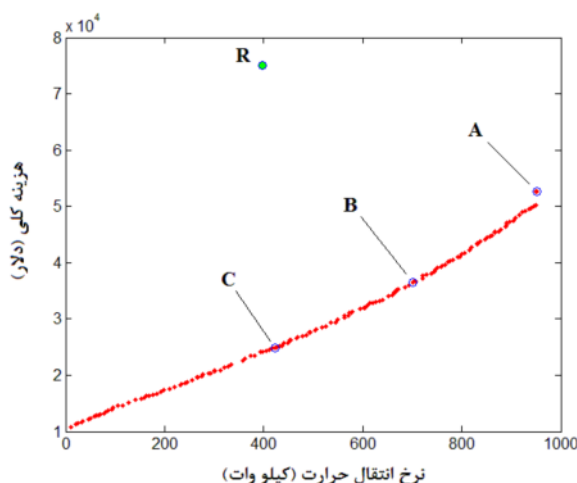
در روابط (۳۱) و (۳۲)، کم‌ترین و بیش‌ترین مقدار مجاز مساحت جریان بین دو بافل در مرکز پوسته با استفاده از بیش‌ترین و کم‌ترین مقدار مجاز سرعت سمت پوسته محاسبه و

آب ۰/۰۰۰۰۸۸ ۰/۶۳۴ ۰/۰۰۰۷۲۳ ۴۱۸۷ ۹۹۳

۴-۱- مثال یک

در این مثال، ۱۱ متغیر برای فرایند بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است. شکل ۱، نمای پارتوی حاصل از بهینه‌سازی در مثال ۱ را نشان می‌دهد. محور Y محور هزینه کلی است و محور X ، نرخ انتقال حرارت را نشان می‌دهد. نقطه R وضعیت توابع هدف توسط شاه [۱] را نشان می‌دهد. هر کدام از نقاط پارتو در این شکل، یک طراحی بهینه برای مبادله‌کن حرارتی پوسته لوله‌ای می‌باشد. از میان این نقاط پارتو، بستگی به نرخ انتقال حرارت مورد نیاز از روی محور X نقطه پارتوی مورد نظر انتخاب می‌شود و سپس با استفاده از مقادیر متغیرهای بهینه‌سازی مربوط به آن نقطه پارتو که توسط الگوریتم ژنتیک ارائه می‌شود، می‌توان اقدام به ساخت مبادله‌کن حرارتی نمود. نقاط پارتوی A ، B و C از جمله نقاط پارتویی می‌باشند که به صورت همزمان در سمت راست نقطه R (دارای نرخ انتقال حرارت بیشتر) و در سمت پایین نقطه R (دارای هزینه کلی کمتر) می‌باشند.

جدول ۲ مقادیر متغیرهای بهینه نقاط پارتوی انتخابی را نشان می‌دهد. نقطه R در مطالعه شاه [۱] دارای نرخ انتقال حرارت $۳۹۷/۲۱$ کیلو وات و $۲۶/۱۸$ متر مربع مساحت سطح انتقال حرارت، $۱۷/۷۱$ کیلو پاسکال افت فشار در سمت لوله و $۱۱۴/۲۷$ کیلو پاسکال افت فشار در سمت پوسته می‌باشد که در مجموع منجر به هزینه کلی برابر با ۷۵۰۶۹ دلار شده است.



شکل ۱ نمای پارتو در مثال ۱

نقطه پارتوی C دارای نرخ انتقال حرارت $۴۲۲/۱۸$ کیلو وات و مساحت سطح انتقال حرارت $۴۴/۴۲$ متر مربع و افت فشار

می‌شود و ترکیب تمامی متغیرهای بهینه‌سازی در کنار هم یک کروموزوم محسوب می‌شوند. در این الگوریتم، در ابتدا به اندازه تعداد جمعیت، کروموزوم‌هایی به صورت تصادفی تولید می‌شود. پس از محاسبه توابع هدف کروموزوم‌ها، کروموزوم‌های برتر انتخاب می‌شوند. کروموزوم‌های انتخاب شده طبق یک سری اصول، ترکیب و جهش می‌یابند. اصول ترکیب می‌کوشند که ژن‌های خوب نسل قبلی را به نسل بعدی منتقل کنند و اصول جهش می‌کوشند که به صورت تصادفی، ژن‌هایی به نسل بعد منتقل کنند که در نسل قبلی وجود ندارند و بدین طریق از فضای موضعی جستجو خارج شوند. کروموزوم‌های برتر نسل جدید جایگزین کروموزوم‌های ضعیف نسل قبل می‌شوند. نسل جدید اکنون باید فرایند محاسبه توابع هدف، انتخاب، ترکیب، جهش و جایگزینی را در تکرارهای متوالی طی کنند. کروموزوم‌های برتر در بهینه‌سازی‌های چند هدفه، کروموزوم‌هایی هستند که حداقل در یکی از توابع هدف از سایر کروموزوم‌ها بهتر باشند و در بقیه توابع هدف، حداقل مساوی باشند. هر کدام از کروموزوم‌های جدید که این قابلیت را داشته باشد، بر کروموزوم‌های قدیمی غالب می‌شوند و توسط نقاط پارتو نشان داده می‌شوند. با تکرارهای فراوان، کروموزوم‌های مختلف مسأله بر همدیگر غالب می‌شوند تا این که یکی از شروط توقف الگوریتم ارضا شود.

۳- بررسی مطالعه موردی و نتایج

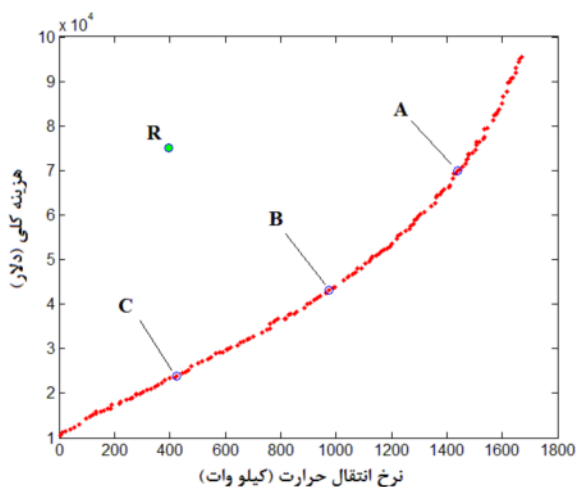
برای مطالعه موردی، چنان‌چه پیش از این گفته شد از داده‌های رایج شده توسط شاه [۱] بهره گرفته شده است. جریان $۳۶/۳$ کیلوگرم بر ثانیه روغن در دمای $۶۵/۶$ درجه سانتی‌گراد با $۱۸/۱$ کیلوگرم بر ثانیه آب دریا در دمای $۳۲/۲$ درجه سانتی‌گراد باید خنک شود. جدول ۱ خواص سیال‌ها را در این مطالعه موردی نشان می‌دهد. نتایج رایج شده توسط شاه [۱] شامل افت فشارها در سمت لوله و پوسته و همچنین نرخ انتقال حرارت کلی می‌باشد. این مطالعه موردی در دو مثال جداگانه در بخش‌های ۴-۱ و ۴-۲ بررسی شده است.

جدول ۱ خواص سیال‌های مربوط به مطالعه موردی

عنوان	ضریب رسوب	K	μ	C_p	ρ
روغن	۰/۰۰۰۱۷۶	۰/۱۴	۰/۰۶۴۶	۲۰۹۴	۸۴۹

در این مثال، افزون بر ۱۱ متغیر در نظر گرفته شده در مثال قبل، دبی جرمی آب دریا به عنوان یکی دیگر از متغیرهای بهینه‌سازی در فرایند بهینه‌سازی وارد شده است. شکل ۲ نمای پارتوی حاصل از بهینه‌سازی در مثال ۲ را نشان می‌دهد. همان‌طور که از این شکل ملاحظه می‌شود، نقاط پارتوی زیادی وجود دارد که دارای نرخ انتقال حرارت بالاتر و هزینه کلی پایین‌تری نسبت به R می‌باشند. در این جا سه نقطه پارتوی A، B و C نقاط انتخابی از میان این نقاط هستند که مقادیر متغیرهای بهینه آن‌ها ارایه می‌شود.

جدول ۳، مقادیر متغیرهای بهینه این نقاط پارتو را نشان می‌دهد. نقطه پارتوی C با نرخ انتقال حرارت ۴۲۳/۴۳ کیلو وات و مساحت سطح انتقال حرارت ۴۱/۳۲ متر مربع و افت فشار سمت لوله ۳/۲۰۴ کیلو پاسکال و افت فشار سمت پسته ۸/۰۸۹ کیلو پاسکال منجر به هزینه کلی ۲۳۸۰۹ دلار شده است و بنابراین دارای نرخ انتقال حرارت بیشتر و هزینه کلی کمتری نسبت به نقطه R می‌باشد. همچنین نقطه پارتوی B با نرخ انتقال حرارت ۹۷۳/۵۶ کیلو وات و هزینه کلی ۴۳۰۹۳ دلار و نقطه پارتوی A با نرخ انتقال حرارت ۱۴۳۸/۱۹ کیلو وات و هزینه کلی ۷۰۰۱۹ دلار نقاط پارتوی پیشنهادی هستند که دارای نرخ انتقال حرارت بیشتر و هزینه کلی پایین‌تر نسبت به نقطه R هستند. همان‌طور که از جدول مشخص می‌باشد، تمامی مقادیر متغیرهای بهینه‌سازی، در بازه رایج و استاندارد قرار دارند. افزون بر این، سرعت جریان‌ها و افت فشارها نیز در بازه کنترل شده قرار دارند.



شکل ۲ نمای پارتوی حاصل از مثال ۲

سمت لوله ۷/۶۵۷ کیلو پاسکال و افت فشار سمت پسته ۹/۱۸۸ کیلو پاسکال، دارای هزینه کلی ۲۴۹۱۸ دلار است که دارای نرخ انتقال حرارت بیشتر و هزینه کلی قابل توجه کمتر از R می‌باشد.

همچنین نقطه پارتوی B با نرخ انتقال حرارت ۷۰۰/۴۴ کیلو وات و هزینه کلی ۳۶۴۹۵ دلار و نقطه پارتوی A با نرخ انتقال حرارت ۹۵۱/۱۴ کیلو وات و هزینه کلی ۵۲۶۷۰ دلار نقاط پارتوی پیشنهادی هستند که به صورت هم‌زمان دارای نرخ انتقال حرارت بیشتر و هزینه کلی کمتری نسبت به R می‌باشند. همان‌طور که از نتایج جدول ۲ مشخص است، نقاط پارتو از لحاظ هزینه اولیه دارای هزینه اولیه اندکی بیشتر از نقطه R می‌باشند ولی در نقاط پارتو آن‌چنان افت فشارها و مخصوصاً افت فشار سمت پسته، بهینه و کاهش یافته‌اند که در هزینه کلی کاهش قابل ملاحظه‌ای نسبت به R پیدا کرده‌اند.

جدول ۲ مقادیر متغیرهای بهینه نقاط پارتوی انتخابی در مثال ۱

فهرست	A	B	C	R [1]
$Q(kW)$	۹۵۱/۱۴	۷۰۰/۴۴	۴۲۳/۱۸	۳۹۷/۲۱
هزینه کلی (دلار)	۵۲۶۷۰	۳۶۴۹۵	۲۴۹۱۸	۷۵۰۶۹
هزینه اولیه (دلار)	۳۸۷۵۰	۲۶۶۱۳	۱۸۷۸۴	۱۵۰۶۱
هزینه جاری (دلار)	۱۳۹۲۰	۹۸۸۲	۶۱۳۴	۶۰۰۰۸
$\Delta P_t(kPa)$	۱۹/۳۷۷	۱۲/۹۸۴	۷/۶۵۷	۱۷/۷۱
$\Delta P_s(kPa)$	۱۹/۹۹۸	۱۴/۵۲۶	۹/۱۸۸	۱۱۴/۲۷
$V_t (m/s)$	۱/۰۰۲۳	۱/۰۰۴۴	۱/۰۰۷۷	۱/۶۵۱۴
$V_s (m/s)$	۰/۳۱۵۶	۰/۳۵۹۱	۰/۳۶۱۷	۱/۳۰۴۲
$A_o (m^2)$	۱۵۸/۰۶۱	۸۶/۴۵۲	۴۴/۴۲۰	۲۶/۱۸
قطر پسته (m)	۰/۶۳۵	۰/۶۸۵۸	۰/۶۳۵	۰/۳۳۶
جایگاه روغن	پوسته	پوسته	پوسته	پوسته
$d_o (m)$	۰/۰۲۵۴	۰/۰۲۲۲۳	۰/۰۲۲۲۳	۰/۰۱۹
$d_i (m)$	۰/۰۱۷۰۱	۰/۰۱۶۶۹	۰/۰۱۸۰۱	۰/۰۱۶۶
تعداد گذر لوله	۳	۴	۴	۲
تعداد لوله	۲۴۰	۳۳۲	۲۸۴	۱۰۲
گام به قطر لوله	۱/۳۰۹۹	۱/۲۵۶۴	۱/۳۳۸۸	۱/۳۱۶
نوع چیدمان لوله	۴۵	۴۵	۴۵	۴۵
طول لوله (m)	۸/۲۵۳	۳/۷۲۹	۲/۲۴	۴/۳
$L_{bi}/D_s, L_{bo}/D_s$	۱	۰/۹۹۹۹	۰/۹۴۸۸	۰/۹۴۶
L_{bc}/D_s	۰/۹۹۹۸	۰/۸۵۹۶	۰/۸۱۵۱	۰/۸۳
L_c/D_s	۰/۱۸۵۶	۰/۱۸۰۳	۰/۱۸۷۵	۰/۲۵۸
تعداد نوار آب‌بندی	۴	۴	۴	۱

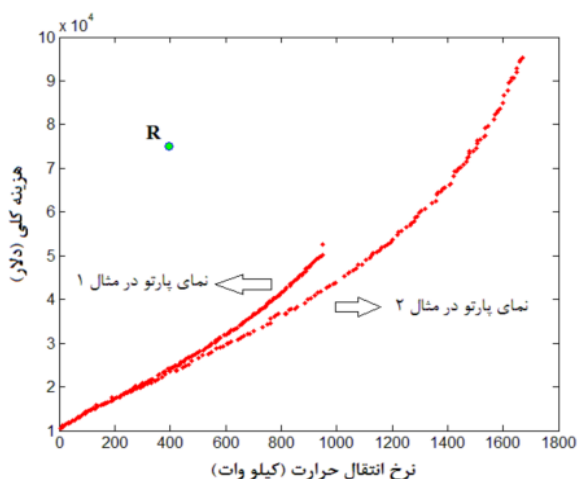
۴-۲- مثال ۲

علت افزایش نرخ انتقال حرارت در مثال دوم، کاهش C^* بدون کاهش C_{min} بوده است که در فضای جستجوی مثال دو با تغییر دادن دبی جرمی سیال خنک کننده توسط الگوریتم ژنتیک می‌توانسته است حاصل بشود. بازده به C^* و NTU بستگی دارد. در یک C^* مشخص، اگر مقادیر متغیرهای بهینه‌سازی منجر به افزایش NTU شوند، بازده افزایش می‌یابد. همچنین در یک NTU مشخص، اگر مقادیر متغیرهای بهینه‌سازی منجر به کاهش C^* بشوند، بازده افزایش می‌یابد. مقدار C^* را می‌توان توسط دبی‌های جرمی کنترل کرد. در مثال دوم مطالعه موردی، فضای جستجو برای الگوریتم ژنتیک فراهم است که از هر دو عامل افزایش NTU و کاهش C^* برای افزایش نرخ انتقال حرارت بهره برده شود. از همین رو در مثال دوم، نرخ انتقال حرارت بیشتری نسبت به مثال اول کسب شده است.

این موارد موجب می‌شود که مقادیر متغیرهای موجود در این جدول، علاوه بر این که مقادیر بهینه‌ای برای توابع هدف می‌باشند، از لحاظ عملی نیز کاملاً عملی و استاندارد برای ساخت مبادله‌کن حرارتی باشند.

۳-۴- بحث در نتایج

شکل ۳ نمای پارتوی حاصل از مثال ۲ را با نمای پارتوی حاصل از مثال ۱ مقایسه می‌کند. از این شکل مشخص می‌باشد که در یک هزینه کلی یکسان، نقاط پارتو در مثال دوم دارای نرخ انتقال حرارت بیشتری نسبت به نقاط پارتو در مثال یک می‌باشند. همچنین نمای پارتوی مثال ۲ به نرخ‌های انتقال حرارت بیشتری در فضای جستجو دست یافته است که در نمای پارتوی مثال ۱ چنین نرخ‌های انتقال حرارتی موجود نبوده است.



شکل ۳ مقایسه نمای پارتو در مثال ۲ با نمای پارتو در مثال ۱

جدول ۳ مقادیر متغیرهای بهینه نقاط پارتوی انتخابی در مثال ۲

فهرست	A	B	C	R [1]
Q (kW)	۱۴۳۸/۱۹	۹۷۳/۵۶	۴۲۳/۴۳	۳۹۷/۲۱
هزینه کلی (دلار)	۷۰۰۱۹	۴۳۰۹۳	۲۳۸۰۹	۷۵۰۶۹
هزینه اولیه (دلار)	۵۲۷۸۵	۳۰۹۸۴	۱۸۱۷۱	۱۵۰۶۱
هزینه جاری (دلار)	۱۷۲۳۴	۱۲۱۰۹	۵۶۳۸	۶۰۰۰۸
ΔP_1 (kPa)	۱۶/۴۵۲	۷/۸۴۹	۳/۲۰۴	۱۷/۷۱
ΔP_2 (kPa)	۱۷/۵۵۳	۱۶/۲۶۴	۸/۰۸۹	۱۱۴/۲۷
Vt (m/s)	۱/۰۰۳۲	۱/۰۰۰۵	۱/۰۰۳۶	۱/۶۵۱۴
Vs (m/s)	۰/۳۰۰۳	۰/۳۷۰۹	۰/۳۵۳	۱/۳۰۴۲
Ao (m ²)	۲۴۷/۴۹۷	۱۱۱/۴۹۴	۴۱/۳۲	۲۶/۱۸
قطر پوسته (m)	۰/۸۲۸۲	۰/۷۳۶۶	۰/۶۳۵	۰/۳۳۶
جرم آب (kg/s)	۴۴/۹۹۱۸	۴۴/۹۹۱۸	۴۴/۴۹۸۷	۱۸/۱
جایگاه روغن	پوسته	پوسته	پوسته	پوسته
d_o (m)	۰/۰۲۵۴	۰/۰۲۲۲۳	۰/۰۲۲۲۳	۰/۰۱۹
d_i (m)	۰/۰۲۳۶۳	۰/۰۱۹۷۴	۰/۰۲۰۴۵	۰/۰۱۶۶
تعداد گذر لوله	۴	۳	۲	۲
تعداد لوله	۴۱۲	۴۴۴	۲۷۲	۱۰۲
گام به قطر لوله	۱/۲۵۰۲	۱/۲۵۰۲	۱/۳۹۱۹	۱/۳۱۶
نوع چیدمان لوله	۴۵	۴۵	۴۵	۴۵
طول لوله (m)	۷/۵۲۸	۳/۵۹۶	۲/۱۷۶	۴/۳
$Lbi/Ds, Lbo/Ds$	۰/۹۷۶۸	۰/۹۷۲۵	۰/۹۵۷۹	۰/۹۴۶
Lbc/Ds	۰/۷۰۲۸	۰/۷۳۴۴	۰/۷۵۵۳	۰/۸۳
Lc/Ds	۰/۱۸۱۷	۰/۱۸۲	۰/۱۸۲	۰/۲۵۸
تعداد نوار آب‌بندی	۴	۵	۳	۱

۴- نتیجه‌گیری

از آنجا که در مبادله‌کن‌های حرارتی، متغیرهای طراحی، رفتار متناقضی را بین اهداف مطلوب افزایش نرخ انتقال حرارت و کاهش هزینه کلی به وجود می‌آورند، در طراحی مبادله‌کن‌های حرارتی باید بهبود عملکرد حرارتی مبادله‌کن به صورت هم‌زمان در کنار در نظر گرفتن هزینه کلی بررسی شود. به این منظور در این پژوهش، در یک مطالعه موردی، بهینه‌سازی دو هدفه مبادله‌کن‌های حرارتی پوسته‌لوله‌ای به منظور افزایش نرخ انتقال حرارت و کاهش هزینه کلی بررسی شده است. از آنجا

f	ضریب اصطکاک سمت لوله	که الگوریتم‌های کلاسیک، به صورت مؤثر قادر به یافتن مقادیر
F	ضریب تصحیح اختلاف دمایی لگاریتمی	بهینه کلی موجود در فضای جستجوی با تعداد متغیر زیاد
h_i	ضریب انتقال حرارت جابجایی درون لوله ($Wm^{-2}k^{-1}$)	نمی‌باشند، این بهینه‌سازی توسط الگوریتم ژنتیک که از جمله
h_{id}	ضریب انتقال حرارت جابجایی ایده‌آل بر روی دسته لوله‌ها ($Wm^{-2}k^{-1}$)	الگوریتم‌های فراابتکاری بوده انجام شده است. مقادیر متغیرهای
h_o	ضریب انتقال حرارت درون پوسته ($Wm^{-2}k^{-1}$)	بهینه‌سازی علاوه بر اینکه باید منجر به افزایش نرخ انتقال
J_b	فاکتور تصحیح ضریب انتقال حرارت سمت پوسته به دلیل جریان‌های کنارگذر	حرارت و کاهش هزینه کلی شوند، باید تمامی ملاحظات و
J_c	فاکتور تصحیح ضریب انتقال حرارت سمت پوسته مربوط به برش بافل‌ها و فاصله بافل‌ها	استانداردهای مورد نیاز برای عملیاتی شدن مبادله‌کن حرارتی
J_{id}	ضریب کلبرن برای دسته‌لوله ایده‌آل	را رعایت کنند. لذا فضای جستجوی الگوریتم ژنتیک، به وسیله
J_l	فاکتور تصحیح ضریب انتقال حرارت سمت پوسته برای اثرات ناشی دیوارک	تمامی استانداردهای مورد نیاز مقید شده است. در مثال یک،
J_r	فاکتور تصحیح ضریب انتقال حرارت سمت پوسته برای اثرات رینولدز	۱۱ متغیر بهینه‌سازی و در مثال دو با اضافه کردن دبی جرمی
J_s	فاکتور تصحیح ضریب انتقال حرارت برای فاصله متغیر بافل‌ها در ورود و خروج جریان سمت پوسته	آب خنک کننده، ۱۲ متغیر بهینه‌سازی برای فرایند جستجو
K_c	ضریب تلفات انقباضی در ورود جریان به لوله‌ها	انتخاب شده است. در یک هزینه کلی یکسان، نرخ انتقال
K_e	ضریب تلفات انبساطی در خروج جریان از لوله‌ها	حرارتی که در مثال دوم حاصل شده است بیشتر از مثال اول
K_s	ضریب هدایت حرارتی سیال پوسته ($Wm^{-1}k^{-1}$)	بوده است. علت بهبود نتایج در مثال دوم این است که در مثال
K_t	ضریب هدایت حرارتی سیال سمت لوله ($Wm^{-1}k^{-1}$)	۲، دبی جرمی آب خنک کننده عنوان یکی دیگر از
K_w	ضریب هدایت حرارتی لوله ($Wm^{-1}k^{-1}$)	متغیرهای بهینه‌سازی، فضای جستجوی وسیع‌تری را برای
L	طول لوله (m)	الگوریتم ژنتیک فراهم کرده است. مقایسه نقاط پارتوی حاصل
L_{bc}	فاصله بافل‌های میانی (m)	از مثال دوم با مثال اول، و مشاهده بهبود نتایج مثال دوم،
L_{bi}	فاصله بافل‌ها در ورودی جریان سمت پوسته (m)	یادآور این نکته است که در صورت امکان، مقدار مناسب دبی
L_{bo}	فاصله بافل‌ها در خروجی جریان سمت پوسته (m)	جرمی نیز در فرایند بهینه‌سازی در کنار سایر متغیرهای بهینه‌
L_c	برش بافل (m)	سازی، بهینه شود.
m_c	دبی جرمی سیال سرد (kgs^{-1})	
m_h	دبی جرمی سیال گرم (kgs^{-1})	
m_s	دبی جرمی سیال سمت پوسته (kgs^{-1})	
m_t	دبی جرمی سیال سمت لوله (kgs^{-1})	
N_b	تعداد بافل‌ها	
n_p	تعداد گذر لوله‌ها	
$N_{r,cc}$	تعداد ردیف لوله‌ها در جریان متقاطع بین بافل‌ها	
$N_{r,cw}$	تعداد مؤثر ردیف لوله‌ها در جریان متقاطع در ناحیه پنجره	

۵- فهرست علائم

A_o	مساحت سطح انتقال حرارت (m^2)
$A_{o,cr}$	مساحت جریان بین دو بافل در مرکز پوسته (m^2)
$A_{o,t}$	کل مساحت سطح مقطع لوله‌ها در یک گذر لوله (m^2)
C_{in}	هزینه اولیه مبادله‌کن (\$)
C_L	ثابت مربوط به جانمایی لوله
C_{op}	هزینه جاری مبادله‌کن (\$)
Cp_s	ظرفیت حرارتی ویژه سیال سمت پوسته ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
Cp_t	ظرفیت حرارتی ویژه سیال سمت لوله ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
C_{total}	هزینه کلی مبادله‌کن (\$)
C_{TP}	ثابت مربوط به شمار لوله
d_i	قطر درونی لوله‌ها (m)
d_o	قطر بیرونی لوله‌ها (m)
D_s	قطر پوسته (m)

۶- مراجع

[1] R.K. Shah, P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*, John Wiley & Sons, Inc., 2003.

[2] L.H. Costa, M. Queiroz, "Design optimization of shell-and-tube heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, 2008, pp. 1798-1805.

[3] J. M. Ponce-Ortega, M. Serna-Gonzalez, A. Jimenez Gutierrez, "Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, 2009, pp. 203-209.

[4] J. Guo, M. Xu, L. Cheng, "The application of field synergy number in shell-and-tube heat exchanger optimization design", *Applied Energy*, Vol. 86, 2009, pp. 2079-2087.

[5] A.V. Azad, M. Amidpour, "Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory", *Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 1087-1096.

[6] S. Sanaye, H. Hajabdollahi, "Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, 2010, pp. 1937-1945.

[7] 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*, Vol. 29, 2009, pp. 1026-1031.

[8] V.K. Patel, R.V. Rao, "Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, 2010, pp. 1417-1425.

[9] A. S. Sahin, B. Kilic, U. Kilic, "Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm", *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, 2011, pp. 3356-3362.

[10] Y. G. Lei, Y. L. He, R. Li, Y. F. Gao, "Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles", *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 47, 2008, pp. 2336-2345.

[11] M. Taal, I. Bulatov, J. Klemes, P. Stehlik, "Cost estimation and energy price forecasts foreconomic evaluation of retrofit projects", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, 2003, pp. 1819-1835.

[12] A.C. Caputo, P.M. Pelagagge, P. Salini, "Heat exchanger design based on economic optimization", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, 2008, pp. 1151-1159.

[13] R. W. Serth, *process heat transfer: principles and applications*, Academic Press, 2007.

[14] R.K. Sinnott, Coulson & Richardson's *Chemical Engineering Design*, second ed., Vol. 6, Butter Worth-Heinemann, Oxford, UK, 1996.

N_t	تعداد لوله‌ها
NTU	تعداد واحدهای انتقال حرارت
Nu_t	عدد ناسلت جریان سمت لوله
PR	نسبت گام لوله به قطر لوله
pr_t	عدد پرائتل سیال سمت لوله
Q_{max}	بیشترین نرخ انتقال حرارت امکان‌پذیر برای سیال‌های ورودی به مبادله‌کن حرارتی (W)
R_b	فاکتور تصحیح افت فشار درون پوسته برای جریان‌های کنارگذر
Re_t	عدد رینولدز جریان سمت لوله
R_{if}	ضریب رسوب جریان سمت لوله (m^2kW^{-1})
R_i	فاکتور تصحیح افت فشار درون پوسته برای اثرات نشستی دیوارک
R_{of}	ضریب رسوب جریان سمت پوسته
R_s	فاکتور تصحیح افت فشار درون پوسته به دلیل اثرات نواحی ورودی و خروجی جریان سمت پوسته
$T_{c,i}$	دمای ورودی سیال سرد (K)
$T_{h,i}$	دمای ورودی سیال گرم (K)
U_o	ضریب انتقال حرارت جابجایی کلی ($Wm^{-2}k^{-1}$)
v_s	سرعت جریان سمت پوسته (ms^{-1})
v_t	سرعت جریان سمت لوله (ms^{-1})
C^*	نسبت حاصل ضرب ظرفیت حرارتی و دبی جرمی بین دو سیال
$\Delta p_{b,id}$	افت فشار ایده‌آل بین بافل‌های میانی (Pa)
Δp_s	افت فشار سمت پوسته (Pa)
Δp_t	افت فشار سمت لوله (Pa)
$\Delta p_{w,id}$	افت فشار ایده‌آل معادل در ناحیه پنجره بافل (Pa)
$E_{\Delta p}$	توان مصرفی الکتروپمپ (W)
ϵ	بازده حرارتی
μ_s	ویسکوزیته دینامیکی سیال سمت پوسته (Pa.s)
$\mu_{s,w}$	ویسکوزیته دینامیکی سیال سمت پوسته در دمای دیواره (Pa.s)
μ_t	ویسکوزیته دینامیکی سیال سمت لوله (Pa.s)
ρ_s	چگالی سیال سمت پوسته (kgm^{-3})
ρ_t	چگالی سیال سمت لوله (kgm^{-3})