

مدلسازی دینامیکی و بهینه سازی فنی اقتصادی یک سردخانه با بکارگیری سیالات کاری مختلف

زهرا السادات حسینی*
کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، رفسنجان، ایران
حسن حاج عبداللهی
استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، رفسنجان، ایران

چکیده

یک سردخانه به کمک چرخه تبرید تراکمی بخار مدلسازی و بهینه سازی شده است. پارامترهای طراحی عبارتند از: فشار تبخیرکن، فشار چگالنده، طول، ضخامت دیوارها، عرض و ارتفاع سردخانه، نرخ جریان مبرد و میزان مافوق گرم کردن و مادون سردکردن در تبخیرکن چگالنده، به منظور یافتن مقادیر بهینه پارامترهای طراحی از الگوریتم چند هدفه ژنتیک استفاده شده است. به علاوه در این سیستم سه مبرد که شامل R22، R134a و R407c است، بکاربرده شده است. هزینه کل سالیانه و ضریب عملکرد به عنوان دو تابع هدف انتخاب شده اند. حل بهینه نشان می‌دهد که R407c بهترین مبرد هم از دیدگاه ترمودینامیکی و هم دیدگاه اقتصادی، با ۹۱۴۸/۲ دلار برسال به عنوان هزینه کل سالیانه و ۶/۱۲ ضریب عملکرد. نتایج بهینه R407c نشان میدهد که هزینه کل سالیانه ۵۱۰۷۴ و ۸/۶۸ درصد و ضریب عملکرد ۹/۹۷ و ۱۳/۷۲ درصد به ترتیب در مقایسه با R22 و R134a، بهبود یافته است. شایان ذکر است که نتایج بهینه برای دو تابع هدف سازگارند، یعنی در کمترین هزینه کل سالانه، بیشترین مقدار ضریب عملکرد را داریم. به هرحال با استفاده از R407c به عنوان مبرد مبرد در سیستم کمترین مساحت زیربنایی برای سردخانه را داریم، R22 و R134a در رتبه بندی بعدی قرار دارند. **واژه‌های کلیدی:** سردخانه به کمک چرخه تبرید تراکمی بخار، مبرد، بهینه سازی الگوریتم چندهدفه ژنتیک، هزینه کل سالانه.

Dynamical modeling and Thermo-Economic Optimization of a Cold room Using Various Working Fluids

Z. S. Hosseini
H. Hajabdollahi

Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran
Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran

Abstract

A cold room assisted vapor-compression refrigeration cycle is dynamically modelled and optimized. The design parameters are evaporator pressure, condenser pressure, length, wall thickness and height of cold room, mass flow rate of refrigerant as well as the value of superheating/subcooling in evaporator/condenser. To find the optimum value of design parameters Multi Objective Genetic Algorithm (MOGA) is applied. Moreover three refrigerants included R22, R134a and R407c are used as working refrigerant in this system. Total annual cost (TACO) and coefficient of performance (COP) are selected as two objective functions. The optimum solutions show that R407c is the best refrigerant in both thermo dynamical and economical view points with 9148.2 \$/year as total annual cost and 6.12 for COP. The optimum result of R407c showed the total annual cost improved 50.74%, and 8.68% in comparison with R134a and R22 respectively. Furthermore, COP improved 9.97% and 13.72% in comparison with R134a and R22, respectively. It is worth mentioning the optimum results reveal the compatible between two objectives, the coefficient of performance and the total annual cost (in maximum point of COP have minimum point of TACO). However by using R407c as refrigerant of system have the minimum area of cold room, the refrigerants R134a and R22 are in the next ranking, respectively.

Keywords: Cold room assisted vapor-compression refrigeration cycle, Refrigerant, Multi objective Genetic Optimization, Total annual cost.

به منظور بهینه‌سازی سیستم‌های دینامیکی و حالت پایدار سیستم تبرید تراکمی بخار، نانس و همکارانش [۲] یک مدل ساده شده بی بعد ریاضی از سیستم تبرید تراکمی بخار را معرفی کردند. این سیستم به منظور مقایسه عملکرد سه مبرد R134a، R12 و R1234yf ارائه شد. آنها مشاهده کردند که R1234yf برای طراحی واقعی سیستم‌های تراکمی بخار (گرمایش، تهویه، تهویه مطبوع و تبرید) مناسب تر است.

برخی از دانشمندان به جنبه های ترمودینامیکی توجه کرده‌اند. به عنوان مثال دومانسکی و همکاران [۳] عملکرد ترمودینامیکی محدود چرخه تبرید تراکمی بخار را بررسی کردند. آنها مقادیر بهینه مورد نیاز برای عملکرد محدود چرخه تراکمی بخار را به دست آوردند. همچنین جین و ییهاو و همکاران [۴] یک مدل ترمودینامیکی را برای سیستم چندمنظوره تراکم بخار-جذب که شامل سیستم تبرید تراکمی بخار و سیستم تبرید بخار-جذب تک اثره است، ارائه دادند.

۱- مقدمه

امروزه یک زمینه‌ی عمده کاربرد علم ترمودینامیک، تبرید می‌باشد که عبارت است از انتقال گرما از یک نقطه با دمای پایین به نقطه نقطه ای با دمای بالاتر. وسایلی را که عامل ایجاد تبرید می‌باشند سردکن‌ها و یا پمپ‌های گرمایی و چرخه‌ی که برطبق آن عمل می‌کند چرخه تبرید تراکمی بخار می‌نامند.

در سالهای اخیر بسیاری از دانشمندان مطالعاتی در زمینه نظری، اکسرژی، ترمودینامیکی و بهینه سازی یک هدفه و چند هدفه‌ی چرخه‌های تبرید تراکمی بخار انجام داده‌اند.

به عنوان مثال یان جانگ و همکاران [۱] یک آنالیز نظری اکسرژی و انرژی انجام دادند که این آنالیز براساس عملکرد چرخه تبرید تراکمی بخار اصلاح شده بود. سپس آنها این آنالیز را با چرخه تبرید تراکمی بخار سنتی که با دو مبرد R600a و مخلوط R290 و R600a کار می‌کرد، مقایسه کردند.

۲. دمای سردخانه یکنواخت فرض شده است و فقط متغیر با زمان در نظر گرفته شده است.

۳. فرایند اختناق در شیر انبساط به صورت آیزنتروپیک فرض شده است.

برای به دست آوردن دمای ساعتی سردخانه، نرخ گرما دفع شده از تبخیرکن و نرخ دفع حرارت از چگالنده از معادله انرژی استفاده شده است. هر کدام از اجزا سیستم با جزئیاتشان در قسمت‌های زیر بحث و بررسی شده اند.

۲-۱- مدلسازی ترمودینامیکی

۲-۱-۱- کمپرسور

بازده آیزنتروپیک کمپرسور به صورت تعریف می شود:

$$\eta_{com} = \frac{\dot{W}_{com,s}}{\dot{W}_{com}} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_{2c}} \quad (1)$$

که در آن h مقدار آنتالپی را در هر حالتی نشان می‌دهد. علاوه بر آن زیر نویس‌های s و c به ترتیب حالت‌های آیزنتروپیک و واقعی کمپرسور هستند. از طرف دیگر بازده آیزنتروپیک کمپرسور می‌تواند به صورت زیر تابعی از نسبت فشار تعریف شود [۷].

$$\eta_{com} = c_1 - c_2(r_p) \quad (2)$$

که r_p نسبت فشار خروجی از کمپرسور به نسبت فشار ورودی است. (P_2 / P_1)

۲-۱-۲- مبادله‌کن‌های گرما شامل تبخیرکن و چگالنده

قانون اول ترمودینامیک برای تبخیرکن و چگالنده به صورت زیر است:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r(h_2 - h_3) = FUA_{cond}\Delta T_{LMTD,cond} \quad (3)$$

که \dot{m}_r نرخ جریان مبرد همچنین به ترتیب F ، A ، U ضریب کلی انتقال گرما، سطح انتقال گرمای چگالنده، ضریب تصحیح برای آرایش جریان و اختلاف دمای میانگین لگاریتمی است که برای چگالنده و تبخیرکن به صورت زیر می‌باشد:

$$\Delta T_{LMTD,cond} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{(T_2 - T_{air,out}) - (T_3 - T_{air,in})}{\log((T_2 - T_{air,out}) / (T_3 - T_{air,in}))} \quad (4)$$

$$\Delta T_{LMTD,evap} = \frac{(T_{cold,in} - T_1) - (T_{cold,out} - T_4)}{\log((T_{cold,in} - T_1) / (T_{cold,out} - T_4))} \quad (5)$$

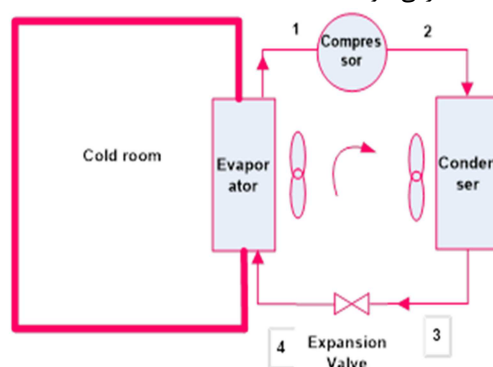
۲-۱-۳- شیراختناق

مبرد از چگالنده به فشار تبخیرکن با عبور از یک شیر انبساط آنتالپی ثابت ($h_3 = h_4$) اختناق می‌یابد.

عده ای از محققان به بررسی سردخانه‌ها پرداختند. هانگ مین و همکاران [۵] انتقال گرمای جابجایی اجباری را در یک سردخانه بررسی کردند و نتایج آن را با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه کردند. به منظور کاهش تلفات غذایی در یک سردخانه، لاگر و همکاران [۶] تغییر شکل و تحول محصولات راجه‌های مختلف سردخانه بررسی کردند در این مقاله ابتدا یک سردخانه به کمک چرخه تبرید تراکمی بخار واقع در شهر رفسنجان که مدلسازی سردخانه، دینامیکی و مدلسازی اجزای چرخه تبرید تراکمی، ترمودینامیکی انجام گرفته است. سپس با استفاده از الگوریتم چندهدفه ژنتیک بهینه شده است. بهینه سازی توسط این الگوریتم در واقع برای یافتن راه‌حل و مقادیر بهینه است. فشار تبخیرکن، فشار چگالنده، طول، ضخامت دیوارها عرض و ارتفاع سردخانه، نرخ جریان مبرد و میزان مافوق گرم کردن و مادون سرد کردن در تبخیرکن چگالنده، به عنوان پارامتر طراحی انتخاب شده‌اند. همچنین سه مبرد R407c، R22 و R134a به عنوان سیال کاری در سیستم مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

۲- مدل‌سازی

طرحواره از سردخانه به کمک چرخه تبرید تراکمی بخار (VCRC)، شامل یک کمپرسور الکتریکی، تبخیرکن، چگالنده و شیر اختناق برای نگهداری میوه در شکل ۱ نشان داده شده است. مبرد در حالت ۱ به صورت بخار اشباع یا بخار مافوق گرم وارد کمپرسور می‌شود و به فشار چگالنده، تراکم می‌یابد. دمای مبرد طی این فرایند تراکمی می‌یابد. مبرد سپس در دما و فشار بالاتر به صورت بخار مافوق گرم در حالت ۲ وارد چگالنده می‌شود و در نتیجه ی دادن گرما به محیط اطراف به صورت مایع اشباع در حالت ۳، چگالنده را ترک می‌کند. مبرد به صورت مایع اشباع در حالت ۳ با عبور از یک شیر انبساط یا لوله مویین به فشار تبخیرکن، خفقا می‌یابد. دمای مبرد طی این فرایند به زیر دمای فضای سرد شده افت می‌کند. مبرد در حالت ۴ به تبخیرکن وارد می‌شود و با جذب گرما از فضای سرد خانه کاملاً تبخیر می‌شود.



شکل ۱- طرحواره‌ای از سردخانه به کمک چرخه تبرید تراکمی بخار

عملکرد حرارتی این سیستم بر پایه فرضیات زیر است:

۱. مدلسازی تجهیزات تبرید در شبه حالت پایدار انجام گرفته است در حالی که سردخانه به صورت دینامیکی مدلسازی شده است.

نهایتاً ضریب عملکرد سیستم، نسبت خروجی مورد نظر به ورودی مورد نیاز است که بر طبق معادله زیر تعیین می‌گردد:

$$COP = \frac{\sum_{i=1}^N Q_{evap,i}}{\sum_{i=1}^N W_{com,i}} \quad (16)$$

که N تعداد ساعات کلی عملکرد سیستم در سال است.

۲-۳- مدل سازی اقتصادی

در این پژوهش دو پارامتر مهم به عنوان توابع هدف در نظر گرفته شده‌اند و بهینه سازی همزمان برای هر دو انجام گرفته شده است. یکی از آنها ضریب عملکرد سیستم است که در رابطه (۱۶) تعریف شد. دومین آن هزینه کل سالانه (TACO) است که شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری (هزینه سرمایه اجزای چرخه تبرید تراکمی و سردخانه) و هزینه عملکردی کمپرسور که از روابط زیر تخمین زده می‌شود:

$$C_{total} = aC_{inve} + C_{ope} \quad (17)$$

$$C_{inve} = C_{inve,cond} + C_{inve,evap} + C_{inve,com} + C_{inve,ev} + C_{inve,cold} = n_1(A_{cond})^{m_1} + n_2(A_{evap})^{m_2} + n_3(\dot{W}_{com})^{m_3} + n_4(\dot{m}_r)^{m_4} + n_5(V_{cold})^{m_5} \quad (18)$$

$$C_{ope} = C_{ope,com} = \dot{W}_{com} \times H_{ope} \times 8760 / \max_t \times K_{el} \quad (19)$$

که مقادیر ثابت m و n که بر پایه‌ی قیمت منطقه‌ای از تجهیزات تعیین می‌شود. H_{ope} و K_{el} به ترتیب تعداد ساعات عملکرد سیستم در سال و هزینه واحد الکتریکی می‌باشند. ضریب a در رابطه (۶-۱۹) ضریب هزینه کلی است که از رابطه زیر به دست می‌آید [۹]:

$$a = \frac{r}{1 - (1+r)^{-ni}} \quad (20)$$

که r و ni نرخ بهره و زمان استهلاک هستند.

مقادیر ثابت های سرمایه گذاری هزینه که در معادله (۱۸) استفاده شده‌اند بر اساس قیمت‌های موجود در بازار، در ذیل آمده است:

$$n = (748.6, 499.1, 233.3, 400, 295)$$

$$m = (0.16, 0.16, 0.95, 1, 1)$$

۳- توابع هدف، پارامترهای طراحی و قیود

در پژوهش انجام شده دو تابع هدف ضریب عملکرد (COP) و هزینه کلی سالانه داریم. همچنین فشار تبخیرکن، فشار چگالنده، طول، عرض، ارتفاع و ضخامت سردخانه، نرخ جریان مبرد، مقدار مافوق گرم شدن در تبخیرکن و مادون سرد شدن در چگالنده به عنوان ۹ پارامتر طراحی انتخاب شده‌اند. قیود ذکر شده در ذیل برای فرایند بهینه سازی در نظر گرفته شده‌اند:

$$r_p > 1.1$$

۲-۲- مدل‌سازی دینامیکی

۲-۲-۱- سردخانه

باتوجه به تغییر برخی پارامترها مانند دمای محیط و گرمای جذب شده توسط تبخیرکن با زمان (روشن و خاموش بودن آن) دمای سردخانه متغیر با زمان است و باید تعیین گردد. به این منظور معادله انرژی برای تمام سیستم سردخانه به عنوان حجم کنترل را به صورت زیر داریم:

$$E_{in} - E_{out} = E_{st} \quad (6)$$

$$Q_{loss} - Q_{cycle} = Mc_p(T(t+1) - T(t)) / dt \quad (7)$$

$$T(t+1) = ((Q_{loss} - Q_{cycle})dt / Mc_p) + T(t) \quad (8)$$

در این رابطه مقدار ثابت‌های C_p M مجموع ظرفیت گرمایی و جرم کل هوا و محصولات در سردخانه است. علاوه بر این $T(t+1)$ دمای ساعتی سردخانه و Q_{cycle} ظرفیت خنک کنندگی سیستم است. در واقع $Q_{cycle} = Q_{evap}$ زمانی است که تبخیرکن روشن است در حالی که اگر تبخیرکن خاموش باشد $Q_{cycle} = 0$ است. باید به این نکته توجه کرد روشن و خاموش شدن تبخیرکن بستگی به دمای سردخانه دارد که در قسمت های بعدی بحث خواهد شد.

همچنین Q_{loss} در رابطه بالا اتلاف گرمایی از سردخانه است که از رابطه ۹ با استفاده از ضریب اطمینان (sf) به صورت زیر شامل بار حاصل از دیوارهای سردخانه، بار محصولات، حرارت تنفس، بارهای متفرقه، بارهای نهفته و بارهای نفوذ که بر طبق معادله‌های زیر تعیین می‌گردند به دست می‌آید [۸]:

$$Q_{loss} = (Q_{wall} + Q_{prod} + Q_{resp} + Q_{mis} + Q_{lat} + Q_{inf}) \times sf \quad (9)$$

$$Q_{wall} = U \times A_{wall} \times \Delta T_{wall} \quad (10)$$

$$Q_{prod} = (M \times c_p \times \Delta T_{prod} / (24 \times 3600 \times cf)) \quad (11)$$

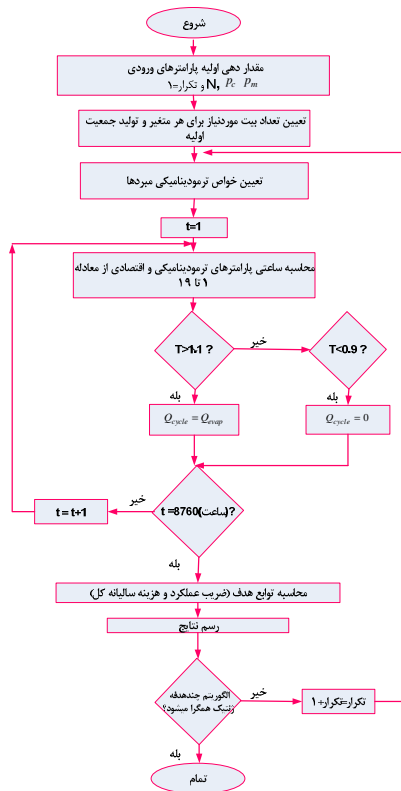
$$Q_{resp} = (M \times q_{resp}) / 1000 \quad (12)$$

$$Q_{mis} = ((P_{bulb} \times t) / 24 + (n_{pe} \times PEH \times t) / 24 + (P_M \times MPF \times t) / 24) \quad (13)$$

$$Q_{lat} = (M \times q_{lat}) / 24 \times 3600 \quad (14)$$

$$Q_{inf} = inf \times V^{0.449} \times dh \quad (15)$$

که در این رابطه U ، A و ΔT به ترتیب ضریب انتقال گرمای کلی، سطح انتقال گرمای سردخانه و اختلاف دمای طرفین دیوارهای سردخانه (داخل و خارج) هستند. علاوه بر این M ، q_{lat} ، C_p ، C_f ، PEH و MPF جرم کلی محصولات، بار نهفته در سردخانه، ضریب گرمای ویژه، ضریب سردکنندگی، توان الکتریکی لامپ، گرمای حاصل از افراد و ضریب توان الکتریکی موتور می‌باشند. همچنین در روابط بالا n ، inf ، t و dh به ترتیب تعداد افراد در سردخانه، زمان عملکرد سیستم، نرخ نفوذ، حجم سردخانه و تغییر آنتالپی هستند.



شکل ۲- الگوریتم حل مدلسازی و بهینه سازی سیستم

به منظور نگه داشتن دمای چگالنده بالاتر از دمای محیط برای فرایند چگالش، قید زیر در نظر گرفته شده است:

$$T_2 - T_{amb,max} > 10$$

علاوه بر این برای داشتن اختلاف دمای قابل قبول بین دمای تبخیرکن و دمای سردخانه قید در رابطه زیر را داریم:

$$T_4 < -5$$

در نهایت، برای نگهداری کیفیت محصولات سردخانه باید بیشترین و کمترین دمای سردخانه بین رنج دمایی $0.5 - 1.5$ °C مطابق زیر در نظر گرفته شود:

$$T_{max,cold} < 1.5$$

$$T_{min,cold} > 0.5$$

۴- الگوریتم حل مسئله

فرایند مدلسازی و بهینه سازی سردخانه تحت الگوریتم در شکل ۲ نشان داده شده است. به طور خلاصه روند گام به گام حل مسئله این الگوریتم در زیر آمده است:
پارامترهای الگوریتم چند هدفه ژنتیک (MOGA) همچون تعداد کروموزومها، احتمال جهش، مقدار نخبه گرایی، احتمال ادغام تنظیم می شوند.

۱. جمعیت اولیه تولید می شود و تعداد بیت های مورد نظر برای هر متغیر تعیین می گردد.
۲. خواص ترمودینامیکی میردها برای همه ی کروموزومها محاسبه می شود. (استخراج خواص از نرم افزار EES و کد نویسی آن در دماها و فشارهای مختلف انجام شده است و در محدوده ای که خواص را نداشتیم بهینه سازی حذف می شد)
۳. مدلسازی فنی اقتصادی سردخانه برای هر کروموزوم با استفاده از پارامترهای طراحی انجام می شود.
۴. فرایندهای ذکر شده برای تمامی ساعات در یک سال انجام شده و توابع هدف تعیین می شوند.
۵. این برنامه از مرحله سوم تکرار می شود تا زمانی که (MOGA) همگرا شود.

۶- بحث و نتایج

۱-۶ نتایج بهینه سازی برای کلیه میردها

پنج میرد شامل R22, R134a, R407c, R245 و R123 برای بهینه سازی سیستم انتخاب شده اند. فرایند بهینه سازی جداگانه برای همه ی میردها انجام شده است. پارامترهای طراحی و دامنه متغیر این پارامترها در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱- متغیرهای طراحی و محدوده ی آنها

پارامترها	از	تا
میزان مادون سرد کردن در چگالنده $\Delta T_{sub} (^{\circ}C)$.	۲۰
فشار تبخیرکن $P_1 (kPa)$	۱۰۰	۱۵۰۰
فشار چگالنده $P_2 (kPa)$	۲۰۰	۲۰۰۰
طول سردخانه L (m)	۲۰	۵۰
ضخامت دیوارهای سردخانه t (mm)	۵۰	۳۰۰
ارتفاع سردخانه H (m)	۵	۹
عرض سردخانه W (m)	۲۰	۵۰
میزان مافوق گرم کردن در تبخیرکن $\Delta T_{sup} (^{\circ}C)$.	۲۰
جرم میرد m (kg)	۰.۰۱	۱۰

۵- مشخصات سیستم مورد بررسی و طراحی

یک سردخانه به کمک سیستم تبرید تراکمی بخار ترمودینامیکی مدلسازی و بهینه سازی شده است. فرایند بهینه سازی برای شهر رفسنجان واقع در استان کرمان انجام گرفته است. این سردخانه باید برای نگهداری ۵۰۰ تن سیب طراحی شود. همچنین دو نفر با یک لیفتراک ۴.۱۷ kW روزانه به مدت ۳ ساعت در سردخانه کار می کنند. همچنین ضریب اطمینان و ضریب نرخ سرد کنندگی ۱/۱ و ۱ است [۸]. اگر دمای سردخانه بالاتر از ۱/۱ باشد تبخیرکن روشن است و گرما را از فضای داخل سردخانه می گیرد. در غیر اینصورت اگر دمای سردخانه کمتر از ۰/۹ شود تبخیرکن خاموش می شود.

۶-۲- حل بهینه

مقادیر بهینه توابع هدف برای هر سیال کاری که با استفاده از معادله‌های (۱۶) و (۱۷) محاسبه می‌شوند، در جدول ۲ آمده است. در این جدول مقادیر COP بر اساس بهترین سیال کاری انتخاب شده R22، R407c و R134a به ترتیب ۶/۱۲، ۵/۵۱ و ۵/۲۸ است. همچنین مقادیر TACO برای سه مبرد به ترتیب ۹۱۴۸/۲، ۹۶۱۲/۴ و ۹۹۴۲/۳ دلار بر سال است.

جدول ۲- مقادیر بهینه نهایی دو تابع هدف برای مبردهای مختلف

مطالعات موردی	R134a	R22	R407c
ضریب عملکرد (COP)	5.51	5.28	6.12
هزینه کل سالیانه (\$/year)	9612.4	9942.3	9148.2

نتایج حل بهینه نشان می‌دهد که با استفاده از R407c به عنوان سیال کاری، 50.74% و 8.68% بهبود در مقدار TACO در مقایسه با دو سیال کاری دیگر به ترتیب R22 و R134a داشتیم. همچنین استفاده از این مبرد (R407c) در سیستم ۹/۹۷٪ و ۱۳/۷۲٪ بهبود در مقادیر COP، در مقایسه با دو مبرد به ترتیب R22 و R134a را دارد.

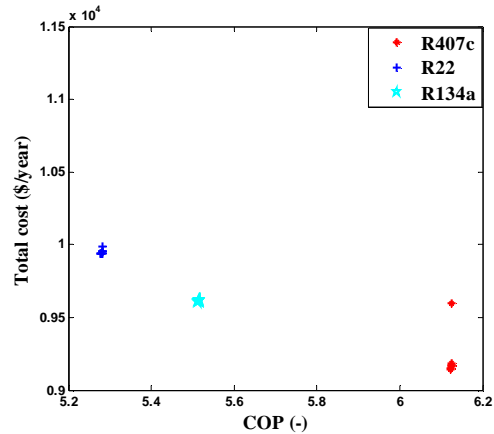
با در نظر گرفتن فرایند بالا مقادیر نهایی بهینه پارامترهای طراحی در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳- مقادیر بهینه پارامترهای طراحی برای مبردهای مختلف

مطالعات موردی	R134a	R22	R407c
میزان مادون سردکردن در چگالنده $\Delta T_{sub} (^{\circ}C)$	۳.۷	۵.۸	۰.۹
فشار تبخیرکن $P_1 (kPa)$	231.2	406.08	449.9
فشار چگالنده $P_2 (kPa)$	661.4	1100.0	1100.0
طول سردخانه L (m)	28.35	23.76	27.40
ضخامت دیوارهای سردخانه t (mm)	23.63	28.44	24.70
ارتفاع سردخانه H (m)	8.95	8.89	8.83
عرض سردخانه W (m)	50	50	50
میزان مافوق گرم کردن در تبخیرکن $\Delta T_{sup} (^{\circ}C)$	20.0	2.0	6.6
جرم مبرد m (kg)	0.244	0.322	0.244

با توجه به داده‌های جدول ۳ موارد زیر قابل بیان است:

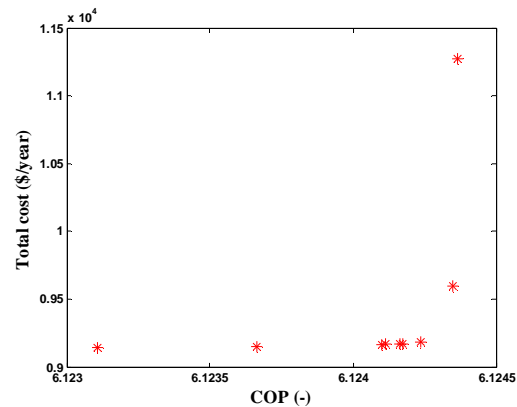
بهینه سازی الگوریتم ژنتیک برای ۴۰۰۰ تکرار، سایز جمعیت $n = 100$ نفر، احتمال جهش ژن $p_m = 0.045$ ، مقدار کنترل نخبه‌گرایی $c = 0.55$ و احتمال ادغام $p_c = 0.9$ جداگانه برای پنج مبرد ذکر شده در بالا، انجام شده است. قابل ذکر است که با توجه به قیود بیان شده در بخش ۶-۳ فصل قبل نتایج بهینه ای برای سیستم مورد بررسی با استفاده از مبردهای R245fa و R123 نداشتیم. نتایج بهینه دو تابع هدف COP و TACO برای سه مبرد دیگر در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳- جبهه‌ی بهینه پارتو برای سه مبرد R407c، R22 و R134a

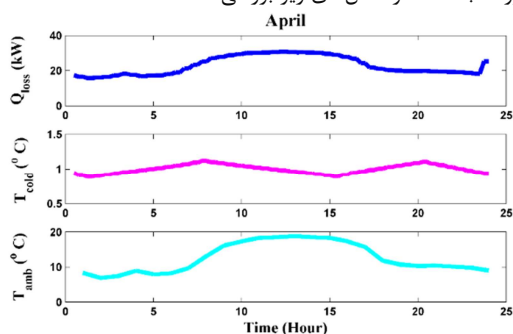
جبهه بهینه پرتو نشان می‌دهد که برخلاف سیستم‌های مبدل حرارتی و نیروگاه‌ها [۹ و ۱۰]، همزمان یک نقطه بهینه هم برای COP و هم برای هزینه داریم. در واقع در نقطه ای که بیشترین ضریب عملکرد (COP) را داریم، در همان نقطه نیز کمترین هزینه سالانه (TACO) مشاهده می‌شود.

علاوه بر این، مشاهده می‌شود که بهترین سیال کاری R407c است. R22 و R134a به ترتیب در رنج های بعدی قرار دارند. شکل زیر جبهه بهینه پرتو برای بهترین سیال کاری مورد مطالعه (R407c) را نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ۴ دیده می‌شود بیشترین مقدار COP برابر است با ۶/۱۲ در حالی که کمترین مقدار TACO برابر ۹۱۴۸/۲ دلار بر سال است.

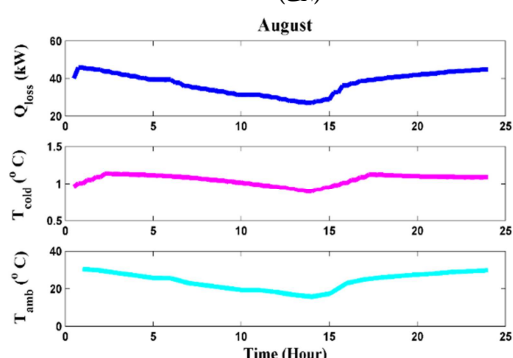


شکل ۴- جبهه‌ی بهینه پارتو برای بهترین مبرد (R407c)

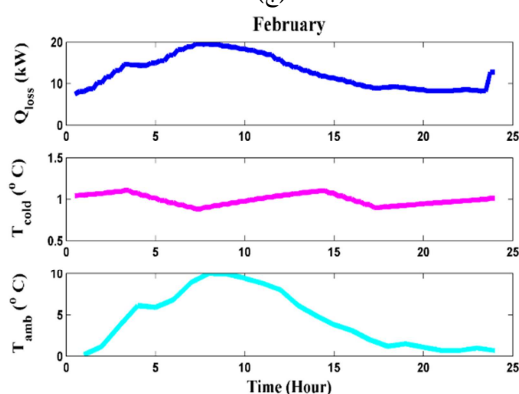
نمودار دمای سردخانه و بار سرمایی سردخانه برای دو میرد R134a و R407C شبیه هم هستند و این بخاطر این است که مقادیر Q_{loss} و T_{cold} برای این دو میرد اختلاف ناچیزی دارند. موارد کلی ذکر شده به صورت جداگانه در شکل‌های زیر بررسی شده است.



(الف)

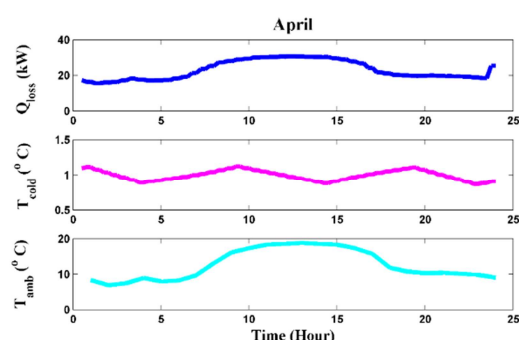


(ب)



(ج)

شکل ۵- تغییرات ساعتی بار گرمایی سردخانه، دمای سردخانه، دمای شهر رفسنجان در طول یک روز از ۶ ماه سال به ترتیب (الف) فروردین، (ب) مرداد، (ج) بهمن برای میرد R407c



R407C کمترین مقدار مادون سرد کردن چگالنده و کمترین مقدار دمای بحرانی را در مقایسه با دو میرد R134a و R22 دارد.

سیستم زمانی که با میرد R407C کار می‌کند بیشترین فشار تبخیرکن و فشار چگالنده را در مقایسه با دو سیال کاری مورد مطالعه دیگر دارد.

سیستم با سیال کاری R134a بیشترین مقدار مافوق گرم شدن تبخیرکن و دمای بحرانی را در مقایسه با دو سیال کاری R22 و R407C را دارد.

سیستم با سیال کاری R22 بیشترین نرخ جریان میرد را در مقایسه با دو سیال کاری مورد مطالعه دیگر دارد.

با استفاده از R134a به عنوان سیال کاری در سیستم بیشترین طول و ارتفاع و کمترین عرض سردخانه را در مقایسه با دو سیال کاری دیگر، داریم. این در حالی است که دو سیال کاری R22 و R407C به ترتیب، کمترین ارتفاع و طول را دارند.

سیستم با استفاده از هر سه سیال کاری R134a، R407C و R22 یک مقدار ضخامت دیوارهای سردخانه را دارد.

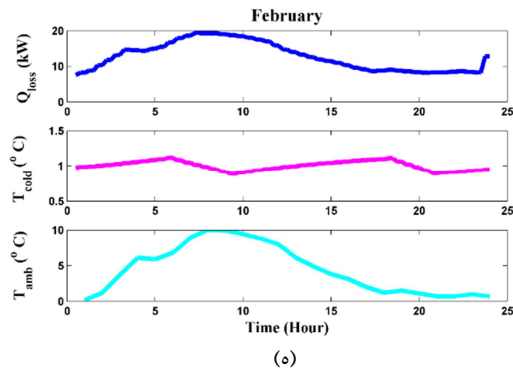
همچنین با استفاده از سیال کاری R407C در سیستم، کمترین مساحت زیر بنا را برای یک سردخانه داریم.

۳-۶- تغییرات ساعتی بار سرمایی و دمای سردخانه

تغییرات برخی از پارامترها در یک روز نظیر دمای سردخانه (معادله ۸)، بار سرمایی سردخانه (معادله ۹) و دمای محیط برای سه سیال کاری مورد مطالعه در ۱۲ ماه سال که به طور کامل بررسی شدند، این نتایج برای ۳ ماه سال در شکل‌های ۵ تا ۷ نشان داده شده است.

همانطور که پیش‌بینی شده بود، تغییرات بار سرمایی با تغییرات دمای محیط تقریباً یکسان است. و دلیل آن، این است که بار گرمایی به اختلاف دمای بیرون و درون سردخانه بستگی دارد (ΔT_{wall}) در معادله‌های (۹) و (۱۰) بستگی دارد. باید به این نکته توجه داشت که اختلاف دمای ساعتی محیط با دمای ساعتی سردخانه در ماه‌های گرم که بیشترین دمای محیط را دارند بیشتر از ماه‌های سرد سال است. به طور مثال بیشترین اختلاف دما در ماه گرم سال (در این پژوهش ماه شهریور)، به ترتیب ۳۲/۱۳، ۳۱/۹۹ و ۳۲/۱۵ برای R22، R134a و R407C وجود دارد این در حالی است که در ماه سرد سال (در این پژوهش اسفند) کمترین اختلاف دما را به ترتیب ۰/۸۲، ۰/۸۲ و ۰/۸۱ برای R22، R407C و R134a داریم.

در سیستم مورد بررسی زمانی که دمای سردخانه بیشتر از ۱/۱ درجه سلسیوس شد تبخیرکن روشن می‌شود و گرما را از محیط سردخانه جذب می‌کند و اگر دمای سردخانه به کمتر از ۰/۹ درجه سلسیوس رسید تبخیرکن خاموش می‌شود. با بررسی نمودارها می‌توان مشاهده کرد که در ماه‌های گرم سال تعداد دفعات روشن شدن تبخیرکن بیشتر از ماه‌های سرد سال است. همچنین تغییرات ساعتی

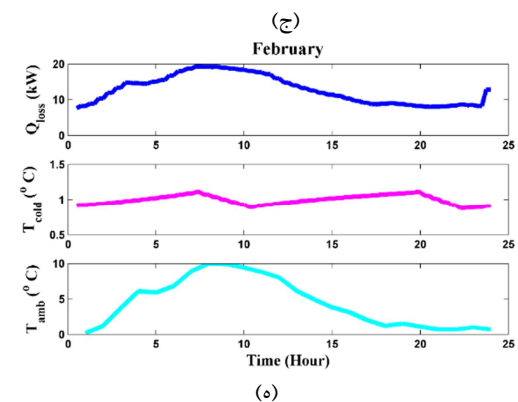
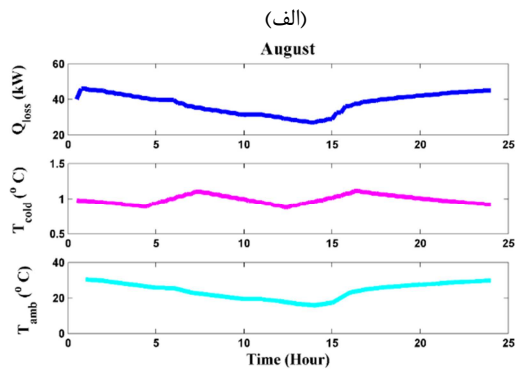


شکل ۷- تغییرات ساعتی بار گرمایی سردخانه، دمای سردخانه، دمای شهر رفسنجان در طول یک روز از ۳ ماه سال به ترتیب (الف) فروردین، (ج) مرداد، (ه) بهمن) برای مبرد R134a

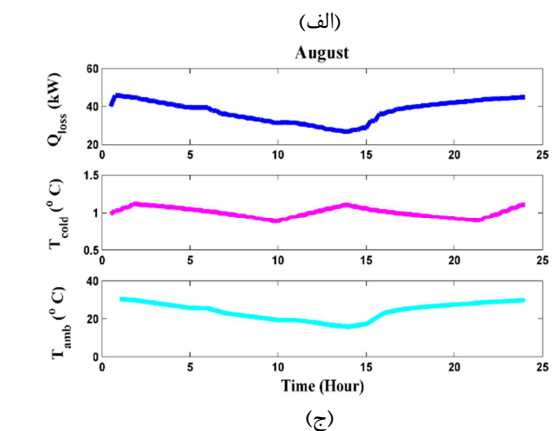
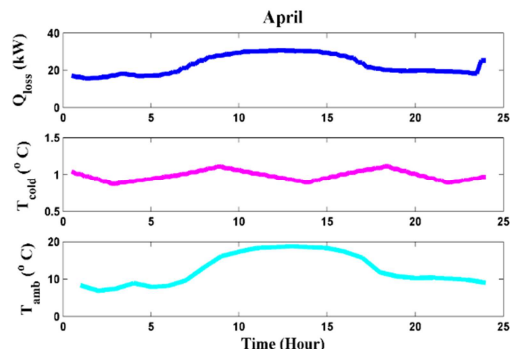
با دقت در شکل‌ها مشاهده می‌شود که به عنوان نمونه با بررسی R407C در ماه سرد (فروردین)، کمترین اختلاف دما بین دمای محیط و دمای داخل سردخانه را داریم این در حالی است که در ماه گرم (تیر) که در اینجا آورده نشده است، بیشترین اختلاف دما را داریم. به طور مثال در ساعت ۱۲ ظهر یک روز از ماه فروردین و تیر این مقدار به ترتیب برابر با ۱۷/۸۲ و ۲۷/۶۳ درجه سانتی‌گراد است. ساعات بیشتری از یک روز ماه تیر دمای سردخانه بالاتر از ۱/۱ است و این بدان معنا است که در این ماه تعداد دفعات روشن شدن تبخیرکن و جذب گرما از محیط داخلی سردخانه، زیاد است اما در ماه‌های دیگر (فروردین، اردیبهشت و خرداد) ساعاتی که دما کمتر از ۰/۹ است، بیشتر مشاهده می‌شود. دفعات بیشتری خاموشی تبخیرکن را در این ساعات داریم. بیشترین بار سرمایی سردخانه در ماه تیر با مقدار ۴۶/۴۶ کیلو وات و کمترین آن، در ماه فروردین با ۱۵/۷۵ کیلو وات اتفاق می‌افتد.

میانگین تغییرات ساعتی بار سرمایی سردخانه، دمای ساعتی سردخانه و همچنین دمای ساعتی شهر رفسنجان در یک روز از ۶ ماه سال برای مبردهای مورد بررسی در جداولی ارائه شده که در مقاله فقط برای مبرد R407C در جدول ۴ آمده است. با دقت و بررسی این جداول می‌توان به موارد زیر اشاره کرد.

- بیشترین بار سرمایی در ماه گرم سال (شهریور) را مبرد R22 دارد. R407C و R134a به ترتیب در رنج‌های بعدی قرار دارند.
- کمترین بار سرمایی در ماه سرد سال (اسفند) را مبرد R407C دارد. R134a و R22 در رتبه‌های بعدی قرار دارند.
- بیشترین مقدار میانگین دمای ساعتی سردخانه در فصل گرم، با استفاده از R407C به عنوان سیال کاری در سیستم را داریم.
- در یک روز از ماه سرد سال (اسفند)، میانگین دمای ساعتی شهر رفسنجان ۱/۸ درجه سلسیوس است این در حالی است که در همین زمان کمترین میانگین ساعتی دمای سردخانه ۰/۹۸ درجه سلسیوس با استفاده از دو مبرد R22 و R134a داریم.



شکل ۶- تغییرات ساعتی بار گرمایی سردخانه، دمای سردخانه، دمای شهر رفسنجان در طول یک روز از ۳ ماه سال به ترتیب (الف) فروردین، (ج) مرداد، (ه) بهمن) برای مبرد R22



۸- نماد ها

مساحت سطح انتقال گرما (m^2)	A
هزینه سرمایه گذاری (\$)	C
ضریب سردکنندگی (-)	Cf
ضریب عملکرد(-)	COP
ظرفیت گرمایی ویژه ($kJ/kg.K$)	c_p
اختلاف انتالپی (kJ/L)	dh
انرژی (kJ)	E
ضریب اصلاح (-)	F
انتالپی (kJ/L)	h
گرمای حاصل از افراد (kW)	PEH
نرخ نفوذ (L/s)	inf
نرخ بهره (-)	ni
نرخ جریان مبرد (kg/s)	\dot{m}
جرم محصولات (kg)	M
بیشترین زمان عملکرد (Hour)	max
ضریب قدرت موتور (-)	MPF
فشار (kPa)	P
قدرت (kW)	P
آهنگ انتقال گرما (kW)	\dot{Q}
بار گرمایی (kW)	Q
زمان استهلاک (year)	r
نسبت فشار در کمپرسور (-)	r_p
زمان عملکرد (hour)	t
هزینه کل سالیانه (\$/year)	TACO
ضریب انتقال گرمای کلی ($W/m^2.K$)	U
آهنگ انجام کار (kW)	\dot{w}
علائم یونانی	
هزینه واحد برق (\$/kWh)	K_{el}
اختلاف دما ($^{\circ}C$)	ΔT
زیرنویس ها	
محیط	amb
سردخانه	cold
کمپرسور	com
چگالنده	cond
تبخیرکن	evap
ورودی	in
نفوذ	inf
سرمایه گذاری	inve
نهفته	lat
اختلاف دمای لگاریتمی	LMTD
بیشترین	max
موتور	M
متفرقه	mis

- بیشترین دمای ساعتی شهر رفسنجان در ماه گرم سال (شهریور) برابر با 33/21 است این در حالی است که این بیشترین میانگین دمای ساعتی سردخانه در همین ماه به ترتیب متعلق به R407C، R22 و R134a است.

جدول ۴- مقادیر میانگین بار سرمایی ساعتی، دمای ساعتی سردخانه و دمای ساعتی شهر رفسنجان در یک روز از ۶ ماه سال برای مبرد R407c

	فروردین	خرداد	مرداد	مهر	آذر	بهمن
Q_{loss}	22.90	27.22	37.65	46.76	33.71	12.73
T_{cold}	0.99	1.00	1.05	1.34	1.00	0.99
T_{amb}	12.55	15.97	24.29	31.17	21.27	4.40

۷- نتیجه گیری

- در این پژوهش مدلسازی دینامیکی برای سردخانه ،مدلسازی ترمودینامیکی اجزای چرخه تبرید تراکمی و بهینه سازی دو هدفه انجام شده است. که میتوان به موارد زیر اشاره کرد:
- R407C کمترین مقدار مادون سرد کردن چگالنده و کمترین مقدار دمای بحرانی را در مقایسه با دو مبرد R134a و R22 دارد.
 - سیستم زمانی که با مبرد R407C کار می کند بیشترین فشار تبخیرکن و فشار چگالنده را در مقایسه با دو سیال کاری مورد مطالعه دیگر دارد.
 - سیستم با سیال کاری R134a بیشترین مقدار مافوق گرم شدن تبخیرکن و دمای بحرانی را در مقایسه با دو سیال کاری R407C و R22 را دارد.
 - سیستم با سیال کاری R22 بیشترین نرخ جریان مبرد را در مقایسه با دو سیال کاری مورد مطالعه دیگر دارد.
 - بیشترین بار سرمایی در گرم ترین ماه سال را R407C دارد این در حالی است که R22 کمترین بار سرمایی را در سردترین ماه سال دارد.
 - بیشترین دمای سردخانه در ماه گرم سال 1.22 درجه سانتی گراد را با استفاده از مبرد R22 داریم. کمترین این مقدار را R407C با ۰/۹۸ درجه سانتی گراد را دارد.
 - در ماه گرم سال دفعات روشن شدن تبخیرکن بیشتر از ماه سرد سال است یعنی در ماه گرم دمای سردخانه به دفعات بیشتری به دمای بالاتر از ۱/۱ درجه میرسد.
 - تغییرات بار سرمایی و دمای سردخانه با اختلاف کوچکی در یک رنج قرار دارند.
 - همزمان با هم دو تابع هدف ضریب عملکرد و هزینه کل سالانه بهینه شدند. یعنی در نقطه ای که کمترین هزینه را داشتیم در همان نقطه بیشترین ضریب عملکرد را نیز داشتیم. در صورتی که این فرایند بهینه سازی را در نیروگاه ها و یا مبدل های حرارتی نداریم.

کمترین	min
خروجی	out
عملکرد	ope
افراد	pe
محصولات	prod
مبرد	r
تنفس	resp
آیزنتروپیک	s
ذخیره	st
زمان	T
حجم سردخانه	vc
شیراختناق	v

۹-مراجع

- [1] Gang Y., Cui Ch. and Yu J.. Energy and exergy analysis of zeotropic mixture R290/R600a vapor-compression refrigeration cycle with separation condensation, *International Journal of Refrigeration* 53, pp.155-162, 2015.
- [2] Nunes T. K., et al. Modeling, simulation and optimization of a vapor compression refrigeration system dynamic and steady state response, *Applied Energy* 158, pp. 540-555, 2015.
- [3] Domanski, Piotr A., et al. A thermodynamic analysis of refrigerants: Performance limits of the vapor compression cycle, *International Journal of Refrigeration* 38, pp. 71-79, 2014.
- [4] Jain Vaibhav, Kachhwaha S. S. and Gulshan Sachdeva... Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system." *Energy Conversion and Management* 75, pp. 685-700, 2013.
- [5] Hoang, Hong-Minh, et al. "Preliminary study of airflow and heat transfer in a cold room filled with apple pallets: Comparison between two modelling approaches and experimental results." *Applied Thermal Engineering* 76 ,pp. 367-381, 2015.
- [6] Laguerre O., et al. Simplified heat transfer modeling in a cold room filled with food products, *Journal of Food Engineering* 149 pp.78-86, 2015.
- [7] Sayyaadi H, Amlashi EH, Amidpour M. "Multi-objective optimization of a vertical ground source heat pump using evolutionary algorithm." *Energy Conversion and Management* 50, pp. 2035-2046, 2009.
- [8] Roy j. DOSSAT, *Priciples of Refrigeration* ,8th ed, 2009.
- [9] Hajabdollahi Z., Hajabdollahi F., Tehrani M., Hajabdollahi H., Thermo-economic environmental optimization of Organic Rankin Cycle for diesel waste heat recovery, *Energy*, pp.1-55, 2013.
- [10] Hajabdollahi H., Investigating the effect of non-similar fins in thermoeconomic optimization of plate fin heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 82:152-161, 2015.