



اثر شرایط کاری روی عملکرد بهینه یک سیکل سرمایش جذب سطحی دو بستره

محمد شریفزاده¹، محسن قاضی خانی^{2*}، حمید نیازمند²

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

* مشهد، صندوق پستی 91779-48944، ghazikhani@um.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 08 مهر 1395

پذیرش: 17 آبان 1395

ارائه در سایت: 05 دی 1395

کلید واژگان:

سیستم جذب سطحی

اگزرژی

تأثیرپذیری

ضریب عملکرد

چکیده

در این پژوهش تحلیل انرژی و اگزرژی یک سیستم سرمایش جذب سطحی انجام شده است. سیلیکاژل و آب به عنوان جفت جاذب-جذب شوند در سیستم به کار رفته است. تحلیل با هدف تعیین اثر پارامترهای عملکردی روی زمان بهینه و سپس روی مقدار بیشینه ظرفیت سرمایش ویژه، ضریب عملکرد و تأثیرپذیری و مقدار کمینه بازگشتناپذیری های داخلی و خارجی انجام می شود. برای رسیدن به این هدف یک مدل ریاضی ظرفیت فشرده به همراه یک روش بهینه سازی با نام الگوریتم PSO استفاده شده است. در این مدل بازگشتناپذیری های داخلی و خارجی با روشی جدید و بدون محاسبه بازگشتناپذیری های اجزای داخلی سیکل محاسبه می شود. تحلیل انرژی نشان می دهد با افزایش دما و دبی جرمی آب گرم ورودی، بیشینه مقدار ظرفیت سرمایش ویژه افزایش می یابد و افزایش دمای آب گرم کننده باعث افزایش ضریب عملکرد می شود اما افزایش دبی جرمی آب گرم کننده ضریب عملکرد را کاهش می دهد. تحلیل اگزرژی نشان می دهد بسته به مقدار دما و دبی جرمی آب گرم ورودی 65-90 درصد از اگزرژی ورودی به وسیله بازگشتناپذیری های داخلی، 1-20 درصد به وسیله بازگشتناپذیری های خارجی از بین رفته و 8-14 درصد آن به منبع دمایی منتقل شده است. همچنین نتایج نشان می دهد اگر دبی جرمی آب گرم ورودی کمتر از 0.6 باشد، تأثیرپذیری در دمای 75°C بیشینه است، اما اگر دبی جرمی آب گرم ورودی بیشتر از 0.6 باشد تأثیرپذیری در دمای 65°C بیشینه است.

The effect of operating conditions on the optimal performance of a two-bed adsorption cooling cycle

Mohammad Sharifzadeh, Mohsen Ghazikhani*, Hamid Niazmand

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University, Mashhad, Iran.

*P.O.B. 91779-48944 Mashhad, Iran, ghazikhani@um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 29 September 2016
Accepted 07 November 2016
Available Online 25 December 2016

Keywords:
Adsorption system
Exergy
Effectiveness
Coefficient of performance

ABSTRACT

In this study, energy and exergy analysis of a two bed adsorption cooling system have been performed. Silica gel-water has been chosen as the adsorbent-refrigerant pair. Analysis is performed for evaluating the effect of operating conditions on the optimal timing and then on the maximum value of the SCP, COP, effectiveness and the minimum value of internal irreversibility and external irreversibility. A lumped parameter mathematical model and a global optimization method called the particle swarm optimization have been used for this purpose. In this model, internal and external irreversibility have been calculated with the new method without calculating irreversibility of the cycle internal component. Energy analysis showed that maximum of SCP increases with the increase of the mass flow rate and heat source temperature. Furthermore, an increase in the heat source temperature causes an increase in the COP, but an increase of the mass flow rate causes a decrease in the COP. Exergy analysis revealed that depending on the mass flow rate and heat source temperature, 65-90% of input exergy was expended by internal irreversibility, 1-20% was expended by external irreversibility and 8-14% is transferred to the cold reservoir in evaporator. The results also indicate, if the mass flow rate is less than 0.6 kg/s, the maximum of effectiveness occurs at 75°C , but if the mass flow rate is more than 0.6 kg/s, the maximum of effectiveness occurs at 65°C .

1- مقدمه

در این نوع سیستم سرمایش به جای کمپرسور مکانیکی از یک جامد به عنوان ماده جاذب¹ و یک سیال به عنوان ماده سرمازا² استفاده می شود. این جفت به عنوان کمپرسور گرمایی شناخته می شود. در میان جفت های جاذب-ماده سرمازا، سیلیکاژل³-آب و ژئولیت⁴-آب به ترتیب دارای بیشترین و کمترین ضریب عملکرد می باشند [1].

سرمایش جذب سطحی به تازگی به عنوان جایگزین سرمایش تراکمی و سرمایش جذب حجمی مورد توجه قرار گرفته است. این سیستم سرمایش نسبت به نوع تراکمی دارای دو مزیت است. اول اینکه از مواد نا آلاینده مانند آب به عنوان ماده سرمازا استفاده می کند. دوم اینکه می تواند از انرژی های تجدیدپذیر مانند نور خورشید و یا انرژی های حرارتی هدر رفته در صنایع دیگر بهره بگیرد.

¹ Adsorbent
² Refrigerant
³ Silica-gel
⁴ Zeolite

Please cite this article using:

M. Sharifzadeh, M. Ghazikhani, H. Niazmand, The effect of operating conditions on the optimal performance of a two-bed adsorption cooling cycle, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 583-592, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

نقطه‌ضعف این نوع سیستم سرمایش، ضریب عملکرد پایین آن‌ها نسبت به نوع تراکمی است [2]. علاوه بر این هنوز هزینه‌های اولیه و نگهداری این سیستم سرمایش نسبت به نوع تراکمی بالا است [3]. در نتیجه بهبود ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد در این سیستم‌ها ضروری است.

یکی از عوامل مؤثر در بهبود عملکرد سیستم سرمایش جذب سطحی، انتقال گرما و جرم در بستر جاذب¹ است. مهدوی خواه و نیازمند [4] با استفاده از یک مدل سه‌بعدی گذرا اثر خصوصیات هندسی بستر جاذب را بر ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد بررسی کردند. نتایج کار آن‌ها نشان می‌دهد که افزایش ارتفاع فین‌های بستر جاذب باعث افزایش ضریب عملکرد² و کاهش ظرفیت سرمایش مخصوص³ می‌شود.

میاژاکی و آکیساوا [5] با استفاده از مدل ظرفیت فشرده اثر خصوصیات مبدل‌های حرارتی را روی زمان بهینه سیکل سرمایش بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که افزایش تعداد واحد انتقال گرمای⁴ مبدل به علت بالا بردن کارایی مبدل باعث افزایش ظرفیت سرمایش مخصوص می‌شود.

راف و همکاران [6] با استفاده از یک مدل ترمودینامیکی اثر شرایط کاری را روی عملکرد سیکل جذبی خورشیدی بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که برای هراندازه از کلکتور خورشیدی یک‌زمان بهینه وجود دارد؛ بنابراین می‌توان اندازه کلکتور را با تنظیم زمان بهینه کوچک‌تر کرد.

معادله انرژی با همه شکل‌های انرژی به یک شیوه رفتار می‌کند و قادر به مشخص کردن فرایندهای محدودکننده پارامترهای عملکردی و محاسبه میزان تأثیر آن‌ها نیست؛ اما بر اساس قانون دوم ترمودینامیک، انرژی دارای کیفیت است و تحلیل انرژی نشان می‌دهد در طی فرایندهای مختلف چه مقدار از کیفیت انرژی کاسته شده و محل، دلیل و مقدار واقعی افت کیفیت انرژی را مشخص می‌کند. از این اطلاعات می‌توان برای طراحی سیستم‌های جدید و همچنین برای بهبود عملکرد سیستم‌های موجود استفاده کرد.

طالبیان و همکاران [7] با استفاده از یک مدل سه‌بعدی گذرا اثر خصوصیات هندسی بستر جاذب را بر میزان تخریب انرژی اجزای سیستم سرمایش جذب سطحی بررسی کردند. نتایج کار آن‌ها نشان می‌دهد بیشترین نرخ تخریب انرژی مربوط به دوره زمانی پیش‌گرمایش و پیش‌سرمایش است. هرچند زمان کوتاه این مراحل مانع افزایش انرژی کلی تخریبی می‌شود. از سویی دیگر زمان زیاد مراحل جذب و احیا سبب می‌شود تا مقدار تخریب انرژی در این مراحل بیشتر شود.

سو و همکاران [8] در یک پژوهش عددی با ارائه یک مدل ترمودینامیکی، تولید آنتروپی در یک سیکل سرمایش جذبی را تحلیل کرده‌اند. نتایج به‌دست‌آمده نشان داد که 90 درصد تولید آنتروپی به علت انتقال گرمای ضعیف در بستر جاذب رخ می‌دهد.

برای داشتن سرمایش پیوسته لازم است دو بستر به‌صورت موازی به کار گرفته شوند. این یعنی باید زمان پیش‌گرمایش با زمان پیش‌سرمایش و همچنین زمان احیا با زمان جذب برابر باشد. در نتیجه دو بازه زمانی برای یک نیم سیکل سرمایش مورد توجه است. تغییر این دو بازه زمانی ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد سیکل را تحت تأثیر قرار می‌دهد [2].

در یک پژوهش تجربی شیچ و نوک [9] اثر بازه‌های زمانی فرایندهای سیکل را روی عملکرد سیکل جذب سطحی بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که با افزایش زمان کل، عملکرد سیکل به علت رسیدن به تعادل

دینامیکی در سیستم بخار-سیلیکاژل و افزایش انتقال جرم، تغییر می‌کند. میازاکی و همکاران [3] در یک پژوهش عددی با ارائه یک روش جدید در زمان‌بندی فرایندهای سیکل، ظرفیت سرمایش سیکل جذبی را افزایش داده‌اند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که زمان‌بندی پیشنهادی نه‌تنها سرمایش پیوسته را فراهم کرده بلکه ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش را نیز افزایش داده است.

هم‌زمان با بررسی اثر زمان سیکل روی عملکرد، می‌توان اثر شرایط کارکردی را نیز روی عملکرد بررسی کرد. خان و همکاران [10] در یک پژوهش عددی اثر دمای آب گرم ورودی را روی عملکرد یک سیکل جذبی جدید سه بستره بررسی کردند. نتایج کار آن‌ها نشان می‌دهد که با افزایش دمای آب گرم ورودی از 50°C تا 90°C ظرفیت سرمایش مخصوص افزایش می‌یابد؛ اما بیشترین ضریب عملکرد مربوط به دمای 65°C تا 78°C است.

در یک پژوهش تجربی دی و همکاران [11] اثر دمای آب گرم ورودی را روی عملکرد سیکل بررسی کردند. نتایج کار آن‌ها نشان داد افزایش دمای آب گرم ورودی، ظرفیت سرمایش را افزایش می‌دهد؛ اما ضریب عملکرد در دماهای خیلی بالا کاهش می‌یابد.

در پژوهش‌های مربوط به بررسی اثر زمان سیکل، معمولاً یا اثر کل زمان سیکل بررسی می‌شود یا زمان‌بندی یکی از فرایندها تغییر می‌کند؛ اما با توجه به این‌که سیکل‌های یک بستره دارای چهار درجه آزادی و سیکل‌های چند بستره دارای دو درجه آزادی برای زمان هستند، برای بررسی کامل اثر زمان سیکل روی عملکرد، باید اثر تغییر هرکدام از درجات آزادی بررسی شود. بررسی اثر زمان از آن جهت مهم است که هنگام نصب دستگاه، باید سیستم الکترونیکی کنترل‌کننده دستگاه برنامه‌ریزی شود. یعنی برنامه‌ای تدوین شود که با توجه به شرایط کاری، طول زمان انجام فرایندها را کنترل کند. البته شرایط کاری بهینه تحت عنوان خصوصیات چیرهای جذب سطحی تجاری ارائه شده است، اما در مراجعه به این جدول‌ها به دو نکته باید توجه داشت. اول اینکه هنگام راه‌اندازی سیکل، بسته به موقعیت جغرافیای و شرایط محیطی، پارامترهایی مثل دما و دبی جرمی آب گرم ورودی متفاوت از مقادیر ذکر شده در جدول خواهد بود. دوم اینکه در هیچ منبعی، زمان بهینه برای فرایندها ارائه نشده است. اصولاً با توجه به شرایط کاری متفاوت، ارائه چنین بازه زمانی بی‌فایده خواهد بود. این مشکل را می‌توان با تعریف یک محدوده معین برای شرایط کاری و پیدا کردن زمان مناسب برای هر فرایند حل کرد.

در این پژوهش برای یک محدوده از شرایط کاری (چهار دما و شش دبی جرمی برای آب گرم‌کننده)، زمان انجام هر یک از فرایندهای سیکل با هدف بیشینه شدن ظرفیت سرمایش مخصوص و کمینه شدن بازگشت‌ناپذیری‌ها، محاسبه شده است. یک الگوریتم بهینه‌سازی چند هدفه می‌تواند شرایطی را که ظرفیت سرمایش مخصوص بیشترین و بازگشت‌ناپذیری‌ها کمترین است، پیدا کند. مدل‌سازی سیکل بر اساس مدل ظرفیت فشرده و بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات⁵ انجام شده است. در مدل ظرفیت فشرده معادلات انرژی برای اجزا سیکل به‌صورت معادله دیفرانسیل معمولی نوشته شده و بازگشت‌ناپذیری‌های داخلی و خارجی با روشی جدید و با استفاده از سه حجم کنترل محاسبه شده است. سپس این معادلات به کد فرترن تبدیل شده و با روش رانج کوتای مرتبه 4 حل شده است.

2- توصیف سیستم

اساس کار سیستم‌های جذب سطحی همانند سیستم‌های تراکمی است، با

⁵ Particle Swarm optimization(PSO)

¹ Adsorber

² Coefficient of Performance (COP)

³ Specific cooling power(SCP)

⁴ Number of Heat Transfer Unit(NTU)

مایع به بخار تبدیل می‌کند. گرمای نهان تبخیر در اواپراتور از طریق بار سرمایشی خارجی تأمین می‌شود. در پایان نیم سیکل اول، بستری که به کندانسور متصل بود، جدا شده و پیش سرد می‌شود. همچنین بستری که به اواپراتور متصل بوده از آن جدا شده و پیش گرم می‌شود. این کار جذب را برای فرایند جذب و احیا در نیم سیکل دوم آماده می‌کند. در نیم سیکل دوم ترتیب اتصال بسترها به کندانسور و اواپراتور عوض شده و تمام فرایندهای بالا تکرار می‌شود. سیستم‌های سرمایش جذب سطحی برای تولید سرمایش پیوسته احتیاج به حداقل دو بستر جذب، یک کندانسور و یک اواپراتور دارد. سرمایش در اواپراتور با تبخیر ماده سرمازا و جذب گرما از سیال گذرنده از تأسیسات سرمایشی ساختمان تأمین می‌شود [12]. شکل 1 نمایی از سیستم سرمایش جذب سطحی را نشان می‌دهد.

تغییرات دمایی بسترها، کندانسور و اواپراتور با استفاده از مدل ظرفیت فشرده¹ محاسبه شده است. فرض‌های در نظر گرفته شده در مدل ریاضی به شرح زیر است [13,11,5].

- توزیع دما و فشار در تمام مبدل‌های حرارتی یکنواخت است.
- ماده سرمازا می‌تواند به‌طور یکنواخت جذب شود.
- تمام مبدل‌های حرارتی و اتصالات کاملاً عایق هستند.
- از افت فشار بین اجزای سیکل صرف‌نظر می‌شود.

این تفاوت که در سیستم‌های جذبی به‌جای کمپرسور از دو بستر جذب استفاده می‌شود. این جاذب‌ها خصوصیتی دارند که می‌توانند در دماهای مختلف مقادیر متفاوتی از یک ماده جذب‌شونده را در خود نگه دارند. با وارد کردن گرما به سیستم می‌توان دما و مقدار ماده جذب شده و در نتیجه فشار را تنظیم کرد. این نوع سیستم تنظیم فشار را اصطلاحاً کمپرسور گرمایی می‌گویند.

در این سیستم‌ها یک بستر همراه با کندانسور بخش فشار بالا و بستر دیگر همراه با اواپراتور بخش فشار پایین سیکل را تشکیل می‌دهند. در یک نیم سیکل در بخش فشار بالا سیال گرم وارد بستر جذب شده و دمای جاذب را افزایش می‌دهد. در نتیجه ماده سرمازا از جاذب جدا شده و فشار بستر افزایش می‌یابد تا وقتی که فشار به فشار کندانسور برسد. سپس ماده سرمازا وارد کندانسور می‌شود. در کندانسور ماده سرمازا با از دست دادن گرمای نهان، چگالیده شده و با عبور از شیر انبساط وارد اواپراتور می‌شود. هم‌زمان، در بخش فشار پایین سیکل، سیال سرد وارد بستر جذب شده و دمای جاذب را کاهش می‌دهد. در نتیجه ماده سرمازا وارد جاذب شده و فشار بستر کاهش می‌یابد تا وقتی که فشار بستر به فشار اواپراتور برسد. در این حالت ماده سرمازا در حالت بخار از اواپراتور خارج شده و وارد بستر می‌شود. اواپراتور برای جبران ماده خارج شده و حفظ فشار، مقداری از ماده سرمازا را از حالت

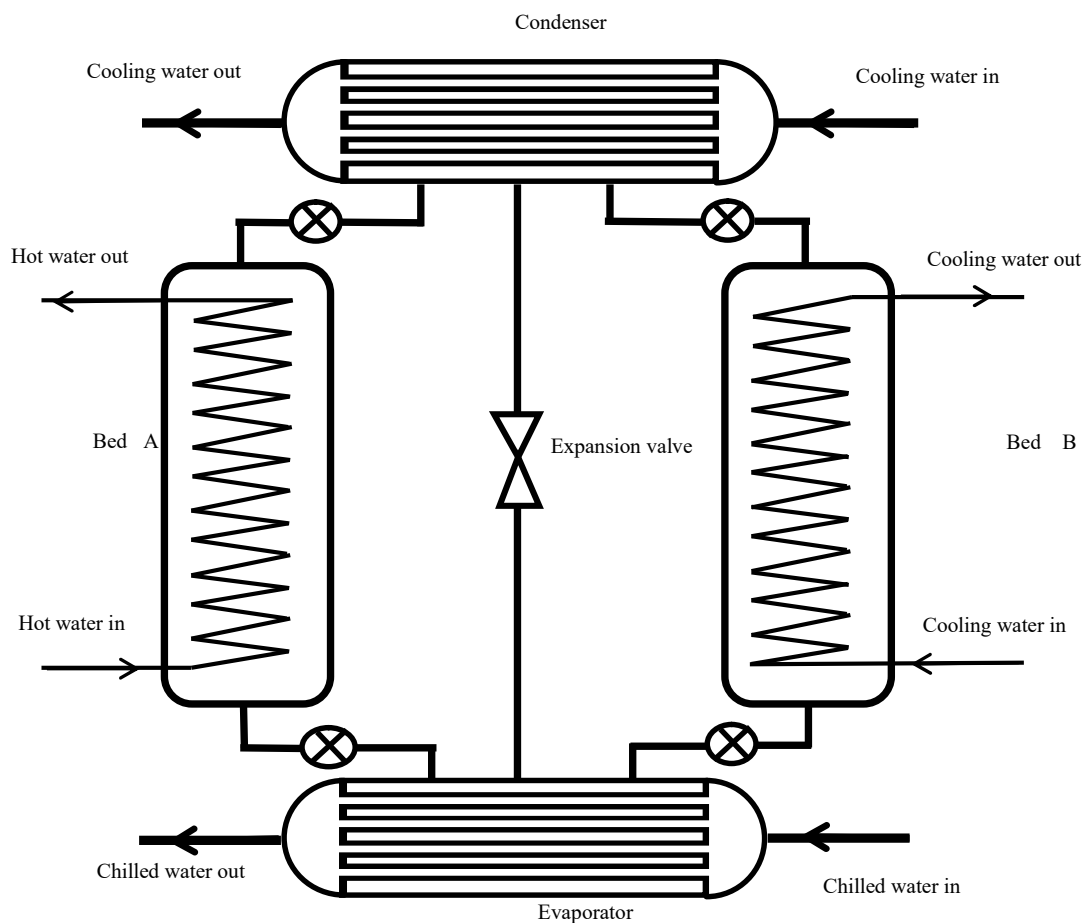


Fig. 1 Schematic of system

شکل 1 شماتیک سیستم

¹ Lumped-Parameter Model

$$D_s = D_{s0} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (9)$$

مقدار جذب شده در حالت تعادل q^* از رابطه تات³ (10) محاسبه می‌شود [16].

$$q^* = \frac{q_m k_0 \exp\left(-\frac{Q_{ads}}{RT}\right) P}{\left[1 + \left\{k_0 \exp\left(-\frac{Q_{ads}}{RT}\right) P\right\}^{\frac{1}{t_1}}\right]} \quad (10)$$

آریستوف و همکاران [17] بین نتایج آزمایشگاهی و معادلات (8,9,10) همبستگی⁴ ایجاد کرده و ثابت‌های این معادلات را محاسبه کرده‌اند. این ثابت‌ها در جدول 1 آورده شده است.

3-6- عملکرد سیستم

عملکرد سیستم با دو معیار ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش مخصوص سنجیده می‌شود. ضریب عملکرد به صورت نسبت سرمایش ایجاد شده در اواپراتور به توان گرمایی ورودی و ظرفیت سرمایش مخصوص به صورت سرمایش ایجاد شده در اواپراتور در یک سیکل به ازای واحد جرم جاذب تعریف می‌شود.

$$COP = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \{(\dot{m}C_p)_{chill}(T_{chill,in} - T_{chill,out})\} dt}{\int_0^{t_{cycle}} \{(\dot{m}C_p)_{des}(T_{h,in} - T_{h,out})\} dt} \quad (11)$$

$$SCP = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \{(\dot{m}C_p)_{chill}(T_{chill,in} - T_{chill,out})\} dt}{t_{cycle} W_s} \quad (12)$$

3-7- تحلیل انرژی

انرژی‌ها را می‌توان به دو شکل منظم و نامنظم دسته‌بندی کرد. انرژی‌های منظم بدون تغییر در محیط می‌توانند تماماً به کار تبدیل شوند؛ اما انرژی‌های نامنظم حتی بدون حضور اتلافات، تماماً به کار تبدیل نمی‌شوند. بخشی از انرژی‌های نامنظم را که می‌تواند به کار تبدیل شوند را انرژی و بخشی که نمی‌تواند به کار تبدیل شود را دسترس‌ناپذیری می‌نامند [18].

برای تحلیل انرژی می‌توان تمام اجزای سیکل سرمایش جذب سطحی را یک سیستم در نظر گرفت. در این صورت این سیستم با سه منبع دمایی تبادل حرارت دارد. تبادل حرارت از طریق سیال واسطه در مبدل‌های حرارتی انجام می‌شود. بازگشت‌ناپذیری خارجی که ناشی از اختلاف دما است، در این سه مرز رخ می‌دهد. در این پژوهش روشی ارائه شده است که بدون پرداختن به اجزای داخلی سیکل می‌توان بازگشت‌ناپذیری داخلی و خارجی را محاسبه کرد. شکل 2 نمایی از تبادل حرارت و انرژی را برای سیکل نشان می‌دهد.

جدول 1 پارامترهای استفاده شده در معادلات (8-10)

واحد	مقدار	نماد	تایم
(m ² s ⁻¹)	2.54 × 10 ⁻⁴	D _{so}	ثابت در معادله (9)
(J kg ⁻¹)	2.33 × 10 ⁶	E _a	انرژی فعال‌سازی
(Pa ⁻¹)	2 × 10 ⁻¹²	k ₀	ثابت در معادله (10)
(kg kg ⁻¹)	0.8	q _m	نسبت جذب لایه‌ای
(J kg ⁻¹)	2.76 × 10 ⁶	Q _{ads}	گرمای نهان جذب
(J kg ⁻¹ K ⁻¹)	4.62 × 10 ²	R	ثابت گاز (بخار آب)
بدون بعد	1.1	t ₁	ثابت در معادله (10)

³ Toth Equation

⁴ Correlation

3-1- معادله بقای انرژی برای بستر جاذب

معادله‌های (1) و (2) مدل انتقال گرما و بقای انرژی را برای بستر جاذب در حالت جذب و احیا بیان می‌کنند. در این دو معادله T_{w,in} و T_{w,out} به ترتیب دمای ورود و خروج آب گرم در فرایند احیا و آب سرد در فرایند جذب و همچنین T_{bed} دمای بستر را نشان می‌دهد [3].

$$T_{w,out} = T_{bed} + (T_{w,in} - T_{bed}) \exp\left(-\frac{U_{bed} A_{bed}}{\dot{m}_w C_{pw}}\right) \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \{ (W_s C_{p,s} + W_s q C_{p,w} + W_{bed} C_{p,bed}) T_{bed} \} = \phi W_s Q_{ads,des} \frac{dq}{dt} + \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (2)$$

در معادله (2) اگر بستر حالت احیا یا جذب باشد $\phi = 1$ و اگر در حالت پیش گرمایش یا پیش سرمایش باشد $\phi = 0$ است.

3-2- معادله بقای انرژی برای اواپراتور

معادله‌های (3) و (4) مدل انتقال گرما و بقای انرژی را برای اواپراتور بیان می‌کنند. در این دو معادله T_{chill,in} و T_{chill,out} به ترتیب دمای آب ورودی و خروجی به اواپراتور و همچنین T_{eva} دمای اواپراتور را نشان می‌دهند [3].

$$T_{chill,out} = T_{eva} + (T_{chill,in} - T_{eva}) \exp\left(-\frac{U_{eva} A_{eva}}{\dot{m}_{chill} C_{pw}}\right) \quad (3)$$

$$\frac{d}{dt} \{ (W_{w,eva} C_{p,w} + W_{eva} C_{eva}) T_{eva} \} = -\phi W_s L \frac{dq_{ads}}{dt} + \dot{m}_{chill} C_{p,w} (T_{chill,in} - T_{chill,out}) + C_{p,w} W_s T_{con} \frac{dq_{des}}{dt} \quad (4)$$

3-3- معادله بقای انرژی برای کندانسور

معادله‌های (5) و (6) مدل انتقال گرما و بقای انرژی را برای کندانسور بیان می‌کنند. بخار خارج شده از جاذب وارد کندانسور شده و با تبادل حرارت با آب سرد ورودی چگالیده می‌شود. در این دو معادله T_{con,in} و T_{con,out} به ترتیب دمای آب ورودی و خروجی به کندانسور و همچنین T_{con} دمای کندانسور را نشان می‌دهند [3].

$$T_{con,out} = T_{con} + (T_{con,in} - T_{con}) \exp\left(-\frac{U_{con} A_{con}}{\dot{m}_{con} C_{pw}}\right) \quad (5)$$

$$\frac{d}{dt} \{ (W_{w,con} C_{p,w} + W_{con} C_{con}) T_{con} \} = -\phi W_s L \frac{dq_{des}}{dt} + \dot{m}_{con} C_{p,w} (T_{con,in} - T_{con,out}) - C_{p,w} W_s T_{con} \frac{dq_{des}}{dt} \quad (6)$$

3-4- معادله بقای جرم

بقای جرم برای ماده سرمازا توسط معادله (7) بیان می‌شود. در این معادله از فاز گاز ماده سرمازا صرف‌نظر شده است [3].

$$\frac{dw_{w,con}}{dt} + \frac{dw_{w,eva}}{dt} + W_s \left(\frac{dq_{des}}{dt} + \frac{dq_{ads}}{dt} \right) = 0 \quad (7)$$

3-5- معادله نرخ جذب

برای محاسبه نرخ جذب آب درون سیلیکاژل نوع RD و SWS-1L از یک مدل خطی⁵ استفاده می‌شود که بر اساس مقاومت انتقال جرم درون ذرات جاذب بیان شده و توسط ساکودا و سوزوکی [14] و سپس سیرکار و هافن [15] ارائه شده است.

$$\frac{dq}{dt} = \frac{15 D_s}{R_p^2} (q^* - q) \quad (8)$$

نفوذپذیری سطحی سیلیکاژل D_s از رابطه آرنیوس⁹ محاسبه می‌شود [14].

¹ Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD)

² LDF (Liner Driving Force)

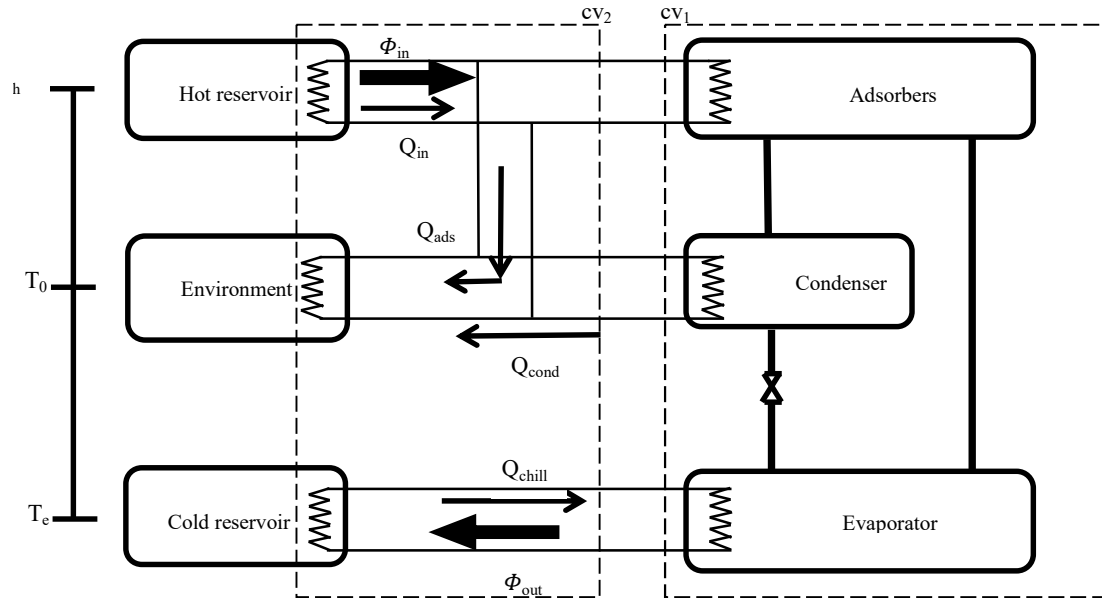


Fig. 2 Schematic of energy and exergy transfer

شکل 2 شماتیک انتقال انرژی و اگزرژی

[20].

جزء فیزیکی اگزرژی جریانی را می‌توان از رابطه (18) به دست آورد. در این معادله T_0 دمای محیط و s_0 و h_0 به ترتیب آنترپی و آنتالپی واحد جرم سیال انتقال‌دهنده گرما در حالت مرده است.

$$\Psi_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (18)$$

3-8- روش حل

مدل ظرفیت فشرده، معادلات بقای جرم و انرژی را به معادله‌های دیفرانسیل معمولی تبدیل می‌کند. در این پژوهش معادله‌های بقای جرم و انرژی برای تمامی اجزای سیکل در یک کد فرترن نوشته شده و با استفاده از روش مسائل مقدار اولیه و الگوریتم رانج‌کوتای مرتبه 4 حل شده‌اند. هرچند معادله‌ها وابسته به زمان هستند اما به خاطر سیکلی بودن فرایندها، انتخاب مقدار اولیه پارامترها تأثیری در حل ندارد و سیکل بعد از چند تکرار پایدار می‌شود. خواص ترمودینامیکی لازم در کد با استفاده از روابط ترمودینامیکی ارائه شده توسط استاندارد IAPWS1995 محاسبه شده است. استاندارد IAPWS1995 دستورالعملی برای محاسبه خواص ترمودینامیکی با استفاده از توابع حالت است. در این استاندارد تابع هلمهلتز برای آب به صورت حاصل جمع دو تابع تعریف شده است. تابع اول مربوط به گاز کامل و تابع دوم مربوط به مقدار باقی‌مانده است. هر دو تابع وابسته دما و چگالی بوده و تابع گاز کامل با 8 ضریب و تابع باقی‌مانده با 56 ضریب توصیف می‌شود. با مشتق‌گیری از تابع هلمهلتز نسبت به دما و چگالی و ترکیب آن‌ها می‌توان تمام خواص ترمودینامیکی از جمله فشار، انرژی داخلی، انتالپی و آنترپی را برای آب محاسبه کرد [21]. در این پژوهش مراحل محاسبه خواص ترمودینامیکی در یک مدول فرترن نوشته شده و در موقع لزوم در کد اصلی فراخوانی می‌شود.

4- اعتبارسنجی

شکل 3 مقایسه نتایج مدل پیشنهادی برای دمای خروجی آب گرم‌کننده، دمای خروجی آب سردکننده و دمای خروجی آب اواپراتور را با نتایج کار آزمایشگاهی ساها و همکاران [22] نشان می‌دهد.

کل سیستم شامل سه حجم کنترل است. حجم کنترل سیکل، حجم کنترل واسطه و حجم کنترلی که شامل محیط، منبع دمابالا و منبع دماب پایین است. هیچ‌گونه عدم تعادل و در نتیجه بازگشت‌ناپذیری در حجم کنترل سوم وجود ندارد؛ بنابراین حجم کنترل سوم در شکل 2 نشان داده نشده است. بازگشت‌ناپذیری داخلی در حجم کنترل 1 و بازگشت‌ناپذیری خارجی در حجم کنترل 2 رخ می‌دهد.

بازگشت‌ناپذیری داخلی را می‌توان با استفاده از معادله بالانس اگزرژی در رابطه (13) محاسبه کرد [19].

$$I_{cv} = \sum \Psi_{in} - \sum \Psi_{out} + \sum \Phi_Q + \sum \Phi_w \quad (13)$$

در این معادله Φ_w اگزرژی ناشی از کار ورودی، Φ_Q اگزرژی ناشی از گرمای عبوری از مرز، Ψ اگزرژی جریان جرم عبوری از مرزهای سیستم است. در حجم کنترل 1 کار و گرمای عبوری از مرزها و در حجم کنترل 2 کار عبوری از مرزها صفر است. بنابراین معادله (13) برای دو حجم کنترل به صورت معادله‌های (14) و (15) درمی‌آید.

$$I_{cv1} = \sum \Psi_{in} - \sum \Psi_{out} \quad (14)$$

$$I_{cv2} = \sum \Psi_{in} - \sum \Psi_{out} + \sum \Phi_Q \quad (15)$$

اگزرژی ناشی از انتقال گرما از رابطه (16) محاسبه می‌شود. در این رابطه T_{bond} دمای مرزی است که گرما از آن عبور می‌کند.

$$\Phi_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_{bond}} \right) \quad (16)$$

اگزرژی جریانی شامل اجزای مختلفی است. این اجزا همان‌طور که در رابطه (17) مشخص است شامل اگزرژی شیمیایی، اگزرژی جنبشی، اگزرژی پتانسیل و اگزرژی فیزیکی است.

$$\Psi = \Psi_{ch} + \Psi_k + \Psi_p + \Psi_{ph} \quad (17)$$

از آنجا که جریان‌های جرم مرتبط با هیچ‌گونه فرایند شیمیایی نیستند اگزرژی شیمیایی حذف خواهد شد. از طرفی به دلیل صرف‌نظر از اثرات جنبشی و پتانسیل، معادله اگزرژی (17) فقط شامل جزء فیزیکی خواهد بود

جدول 2 پارامترهای هندسی، شرایط کاری و خصوصیات گرمایی سیلیکاژل-آب

Table 2 The heat exchanger parameters of the basic design, the nominal operating conditions, and the thermal properties of water and silica gel

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
مساحت بستر جاذب	A_{bed}	2.46	(m^2)
مساحت کندانسور	A_{con}	3.73	(m^2)
مساحت اواپراتور	A_{eva}	1.91	(m^2)
گرمای ویژه بستر	$C_{p,bed}$	386	($J kg^{-1} K^{-1}$)
گرمای ویژه کندانسور	$C_{p,con}$	386	($J kg^{-1} K^{-1}$)
گرمای ویژه اواپراتور	$C_{p,eva}$	386	($J kg^{-1} K^{-1}$)
گرمای ویژه سیلیکا ژل	$C_{p,s}$	924	($J kg^{-1} K^{-1}$)
گرمای ویژه بخار آب	$C_{p,v}$	1870	($J kg^{-1} K^{-1}$)
گرمای ویژه آب	$C_{p,w}$	4186	($J kg^{-1} K^{-1}$)
گرمای نهان تبخیر	L	2.5×10^6	($J kg^{-1}$)
دبی جرمی آب گرم بستر	$\dot{m}_w$	1.28	($kg s^{-1}$)
دبی جرمی آب سرد بستر	$\dot{m}_w$	1.52	($kg s^{-1}$)
دبی جرمی آب کندانسور	$\dot{m}_{con}$	1.37	($kg s^{-1}$)
دبی جرمی آب اواپراتور	$\dot{m}_{chill}$	0.71	($kg s^{-1}$)
قطر ذرات سیلیکا ژل	R_p	1.7×10^{-4}	(m)
دمای آب گرم‌کننده بستر	$T_{w,in}$	85	($^{\circ}C$)
دمای آب خنک‌کننده بستر	$T_{w,in}$	30	($^{\circ}C$)
دمای آب کندانسور	$T_{con,in}$	30	($^{\circ}C$)
دمای آب اواپراتور	$T_{chill,in}$	14	($^{\circ}C$)
ضریب انتقال حرارت بستر	$U_{bed,ads}$	1400	($W m^{-2} K^{-1}$)
ضریب انتقال حرارت بستر	$U_{bed,des}$	1500	($W m^{-2} K^{-1}$)
ضریب انتقال حرارت کندانسور	U_{con}	4115	($W m^{-2} K^{-1}$)
ضریب انتقال حرارت اواپراتور	U_{eva}	2557	($W m^{-2} K^{-1}$)
جرم بستر	W_{bed}	64	(kg)
جرم کندانسور	W_{con}	24	(kg)
جرم اواپراتور	W_{eva}	12	(kg)
جرم سیلیکا ژل	W_s	20	(kg)

کرده و به هدف نزدیک‌تر می‌شود. در گام دوم دو نوع مقایسه انجام می‌شود. مقایسه اول بین موقعیت ذرات در همین گام انجام شده و موقعیت بهتر به‌عنوان مقدار بهینه منطقه‌ای² در حافظه ذخیره می‌شود. مقایسه دوم بین موقعیت‌های ذره در گام‌های قبلی انجام شده و موقعیت بهتر به‌عنوان مقدار بهینه محلی³ در حافظه ذخیره می‌شود. بردار جابجایی با استفاده از مقدار بهینه محلی و منطقه‌ای با درصد‌های وزنی دلخواه محاسبه می‌شود. در نهایت بعد از چند گام باید تمام موقعیت‌ها به یک سمت و در نهایت به یک نقطه همگرا شوند.

در این پژوهش بهینه‌سازی برای 4 دما و 6 دبی جرمی مختلف برای آب گرم ورودی انجام شده است؛ یعنی الگوریتم برای 24 حالت کاری، مقدار بهینه برای بازه زمانی فرایندهای جذب و احیا، بازه زمانی پیش‌گرمایش و پیش‌سرمایش و دبی آب سرد شده در اواپراتور را محاسبه کرده است.

5-2- اثر زمان بهینه نیم سیکل روی عملکرد سیستم

پارامترهای عملکردی سیکل مانند ضریب عملکرد، ظرفیت سرمایش مخصوص و بازده اگرژی همگی تابع چند پارامتر کلیدی مرتبه پایین‌تر مانند

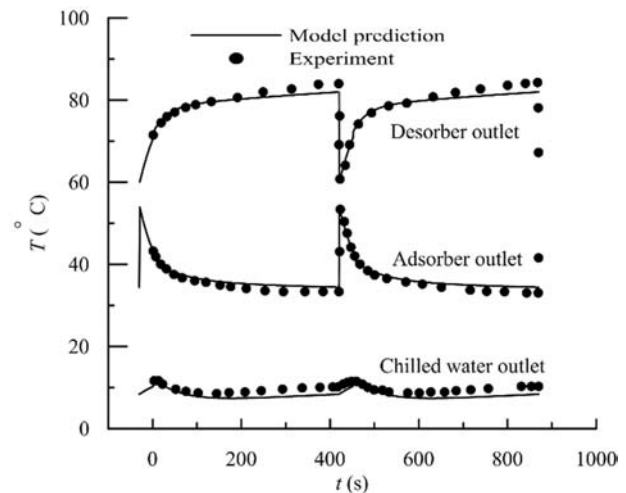


Fig. 3 The Experimental and simulated temperatures

شکل 3 دماهای حاصل از کار آزمایشگاهی و شبیه‌سازی

مدل‌سازی بر اساس شرایط استاندارد کاری سیستم‌های جذب سطحی انجام شده است. بونلن و همکاران [23] مقادیر پارامترها را در شرایط استاندارد کاری برای سیستم‌های جذب سطحی تجاری ارائه کرده‌اند. مقدار این پارامترها در جدول 2 ارائه شده است. البته مقادیر مربوط به شرایط کاری مقادیر نامی هستند که با توجه به شرایط جغرافیایی محل نصب، متفاوت با مقادیر ذکر شده در جدول هستند.

5- نتایج و بحث

5-1- بهینه‌یابی

در این پژوهش بهینه‌سازی دو هدفه انجام شده است. هدف اول بیشینه کردن مقدار سرمایش مخصوص در اواپراتور و هدف دوم کمینه کردن مقدار بازگشت‌ناپذیری در کل سیکل است. متغیرهای بهینه‌سازی بازه زمانی فرایند-های جذب و احیا و بازه زمانی پیش‌گرمایش و پیش‌سرمایش است. دبی آب سرد شده در اواپراتور به‌عنوان متغیر سوم بهینه‌سازی انتخاب شده است. علت این انتخاب کنترل دمای آب سرد شده در اواپراتور است؛ یعنی برای اینکه شرایط کاری مدل و شرایط کار واقعی یکسان باشد، دمای آب سرد شده در اواپراتور در تمام حالات ثابت فرض شده است؛ بنابراین یکی از قیود مسأله ثابت ماندن دمای آب سرد شده در اواپراتور است. همچنین لازم است هر یک از متغیرهای تصمیم مثبت باشند. به‌این‌ترتیب مسأله بهینه‌سازی شامل دو هدف، سه متغیر تصمیم و چهار قید است.

الگوریتم انتخاب شده برای بهینه‌سازی، الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات است. الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات که بر اساس رفتار پرندگان و ماهی‌ها هنگام یافتن غذا عمل می‌کند، اولین بار توسط ابره‌ه‌ارت و کندی [24] ارائه شده است.

در الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات در تکرار اول به تعداد 10 تا 30 موقعیت تصادفی داخل حوزه حل انتخاب می‌شود. در این پژوهش با توجه به تعداد متغیرهای تصمیم، فضای حل سه‌بعدی است. هر موقعیت اصطلاحاً ذره¹ نامیده می‌شود. مقدار پارامتری که باید بهینه شود، به ازای هر موقعیت محاسبه شده و موقعیتی که به هدف نزدیک‌تر باشد، در حافظه ذخیره می‌شود. در گام دوم نقاط جدید با استفاده از بردار جابجایی که دارای جهت و مقدار است، به دست می‌آیند؛ یعنی موقعیت هر ذره در فضای حل تغییر

² Global best

³ Local best

¹ Particle

4-5- اثر دبی جرمی و دمای آب گرم ورودی روی ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش مخصوص

شکل 6 اثر دبی جرمی و دمای آب گرم ورودی را روی بیشینه ظرفیت سرمایش نشان می‌دهد. ظرفیت سرمایش مخصوص رابطه مستقیم با گرمای جذب شده در اواپراتور و رابطه معکوس با زمان نیم سیکل دارد. افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی هم‌زمان باعث کاهش زمان نیم سیکل و کاهش گرمای جذب شده در اواپراتور می‌شود. در نتیجه ظرفیت سرمایش مخصوص افزایش می‌یابد. افزایش دمای آب گرم ورودی نیز زمان نیم سیکل را کاهش می‌دهد، اما چون مقدار ماده سرمازا در سیکل افزایش می‌یابد، گرمای جذب شده در اواپراتور زیاد تحت تأثیر قرار نمی‌گیرد. در نتیجه افزایش دما بیشتر از دبی جرمی آب گرم ورودی ظرفیت سرمایش مخصوص را تحت تأثیر قرار می‌دهد. شکل 7 اثر دبی جرمی و دمای آب گرم ورودی را روی ضریب عملکرد نشان می‌دهد. ضریب عملکرد رابطه مستقیم با گرمای جذب شده در اواپراتور و رابطه معکوس با گرمای وارد شده به بسترها دارد. افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی هم‌زمان باعث کاهش گرمای جذب شده در اواپراتور و کاهش گرمای وارد شده به بسترها می‌شود، ولی کاهش گرمای وارد شده به بسترها محسوس‌تر است. در نتیجه افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی، ضریب عملکرد را کاهش می‌دهد. اما افزایش دمای آب گرم ورودی به دامینی بالاتر از 75°C اثر چندانی روی ضریب عملکرد ندارد.

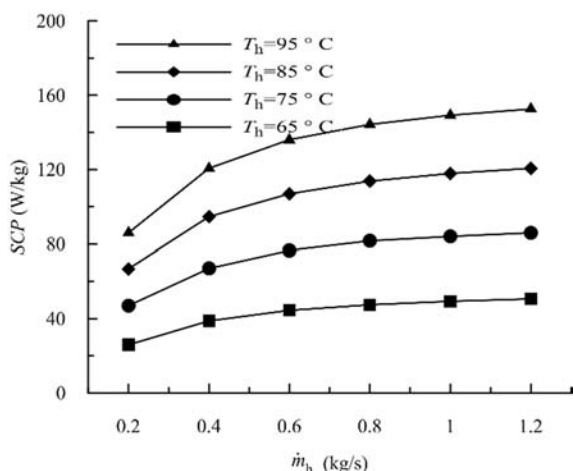


Fig. 6 The influence of the mass flow rate of the heat transfer media and the heat source temperature on SCP

شکل 6 اثر دما و دبی جرمی آب گرم ورودی روی ظرفیت سرمایش مخصوص

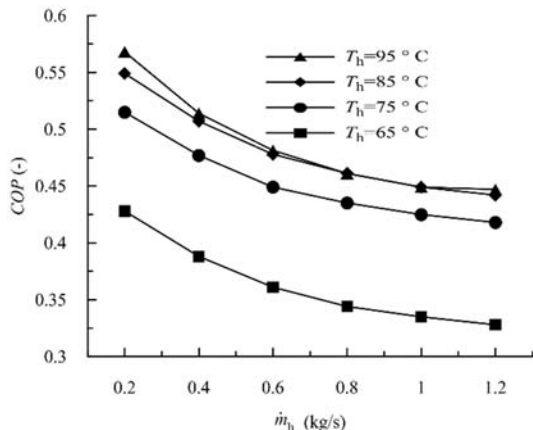


Fig. 7 The influence of the mass flow rate of the heat transfer media and the heat source temperature on COP

شکل 7 اثر دما و دبی جرمی آب گرم ورودی روی ضریب عملکرد

گرمای وارد شده به بسترها، سرمایش تولید شده در اواپراتور و دمای مرزها هستند. زمان نیم سیکل روی همه این پارامترها اثر مستقیم دارد. مثلاً اگر زمان نیم سیکل افزایش پیدا کند، تعداد دفعات استفاده از منبع حرارتی دما بالا کم شده و مقدار گرمای وارد شده به بسترها کاهش می‌یابد. همچنین بسترها زمان کافی برای کامل کردن فرایند جذب و احیا خواهند داشت و اواپراتور زمان بیشتری برای جذب گرما از آب سرد شده خواهد داشت؛ بنابراین هر عاملی که زمان نیم سیکل را تغییر دهد، عملکرد سیستم را متأثر خواهد کرد.

5-3- اثر دبی جرمی و دمای آب گرم ورودی روی زمان نیم سیکل

شکل 4 اثر دبی جرمی را روی زمان نیم سیکل نشان می‌دهد. افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی، زمان بهینه سیکل را کاهش می‌دهد. دبی جرمی بالاتر به معنای افزایش نرخ گرمای ورودی به سیکل و در نتیجه گرمایش سریع‌تر و زمان مورد نیاز کمتر برای سیکل بهینه است.

شکل 5 اثر دما را روی زمان نیم سیکل نشان می‌دهد. افزایش دمای آب گرم ورودی، زمان بهینه سیکل را کاهش می‌دهد. دمای بالاتر به معنای گرمایش سریع‌تر و آزاد شدن ماده سرمازا بیشتر و در نتیجه زمان مورد نیاز کمتر برای سیکل بهینه است.

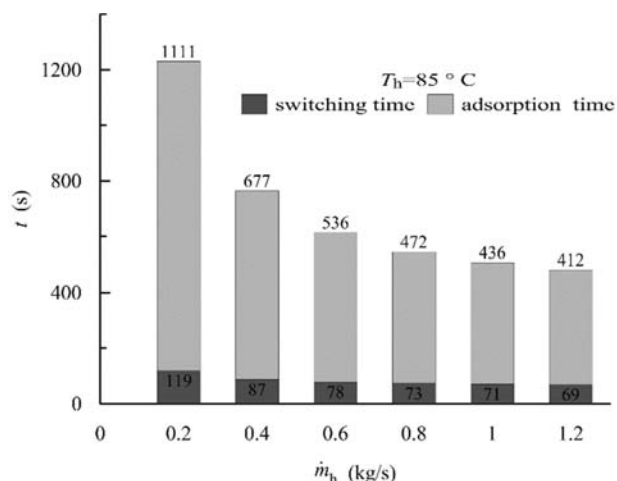


Fig. 4 The influence of the mass flow rate of the heat transfer media on half cycle time

شکل 4 اثر دبی جرمی آب گرم ورودی روی زمان نیم سیکل

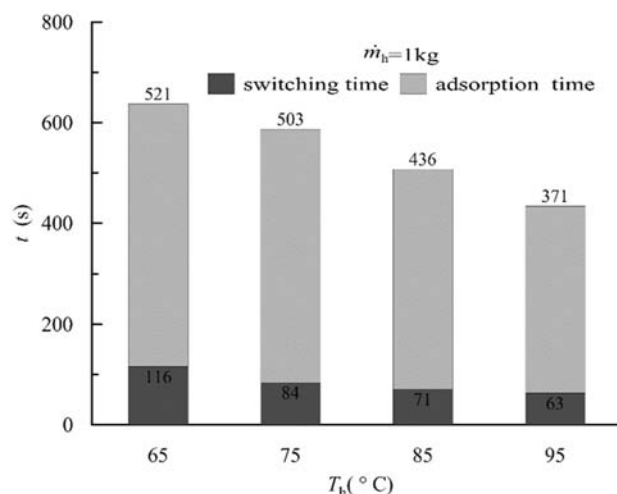


Fig. 5 The influence of the heat source temperature on half cycle time

شکل 5 اثر دمای آب گرم ورودی روی زمان نیم سیکل

می‌دهد. برخلاف بازگشت‌ناپذیری‌های داخلی که ناشی از اتلافات داخلی و گرادیان دمای داخلی هستند، بازگشت‌ناپذیری‌های خارجی تنها ناشی از اختلاف دما در محل عبور گرما از مرزها هستند. مقدار بازگشت‌ناپذیری خارجی وابسته به دو عامل گرمای منتقل شده و اختلاف دما در مرز است. افزایش گرمای منتقل شده در مرز و افزایش اختلاف دما در مرز باعث افزایش بازگشت‌ناپذیری خارجی می‌شود. در مرز اواپراتور دماها ثابت است و با افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی، فقط گرمای منتقل شده افزایش می‌یابد. در نتیجه با افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی، بازگشت‌ناپذیری خارجی در مرز اواپراتور افزایش می‌یابد. در مرز منبع دما بالا، افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی از یک طرف باعث افزایش گرمای منتقل شده و در نتیجه افزایش نابودی انرژی می‌شود؛ از طرف دیگر باعث کاهش اختلاف دما و در نتیجه کاهش نابودی انرژی می‌شود. در مرز محیط نیز شرایطی مشابهی وجود دارد. در دبی‌های کم شیب افزایش نابودی انرژی (ناشی از افزایش گرمای منتقل شده) بیشتر از شیب کاهش نابودی انرژی (ناشی از کاهش اختلاف دما) است؛ در نتیجه بازگشت‌ناپذیری خارجی حالت نزولی دارد. پس در کل افزایش دبی

5-5- اثر دبی جرمی و دمای آب گرم ورودی روی تأثیرپذیری

شکل 8 نحوه توزیع بازگشت‌ناپذیری‌های داخلی و خارجی و انرژی وارد شده به منبع دما پایین را برحسب درصد نشان می‌دهد. درصد انرژی وارد شده به منبع دما پایین که در واقع همان تأثیرپذیری است. تأثیرپذیری با ضریب عملکرد و دما رابطه مستقیم دارد. از طرفی قبلاً ذکر شد که ضریب عملکرد رابطه معکوس با دبی جرمی آب گرم ورودی دارد. در نتیجه افزایش دبی جرمی باعث کاهش تأثیرپذیری و افزایش دما باعث افزایش تأثیرپذیری می‌شود. نکته قابل توجه این است که در دبی جرمی کم بیشینه تأثیرپذیری در دمای 75°C و در دبی جرمی بالا بیشینه تأثیرپذیری در دمای 75°C است.

5-6- اثر دبی جرمی و دما روی تأثیرپذیری و بازگشت‌ناپذیری داخلی

و خارجی

انرژی وارد شده به سیکل توسط منبع دما بالا توسط دو عامل بازگشت-ناپذیری‌های داخلی و خارجی از بین رفته و مقدار باقی‌مانده در منبع دما پایین ذخیره می‌شود.

همان‌طور که قبلاً ذکر شد، سیکل جذب سطحی با سه منبع دمای در ارتباط است. بازگشت‌ناپذیری خارجی در محل تبادل گرما با این سه منبع رخ

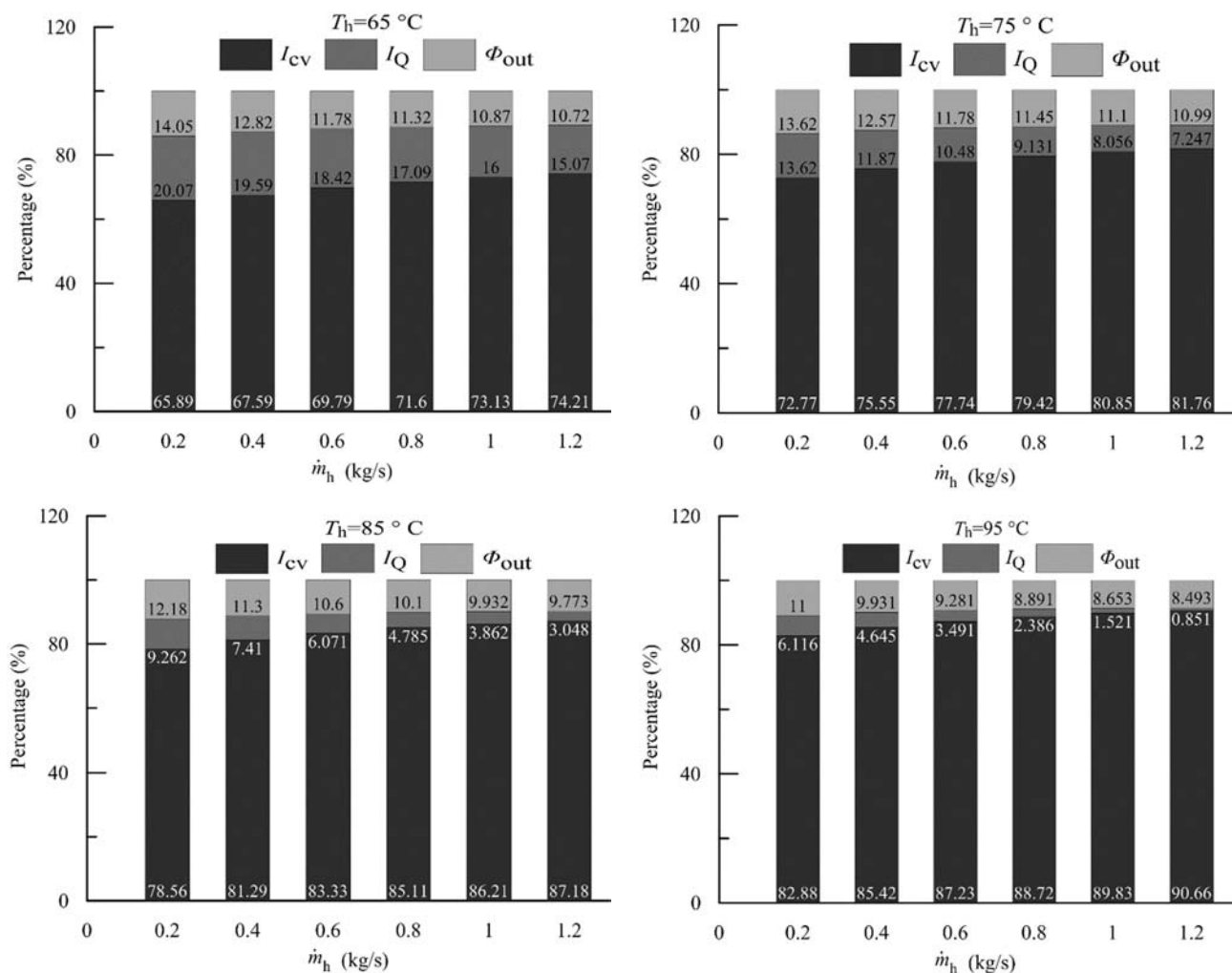


Fig.8 The influence of the mass flow rate of the heat transfer media and the heat source temperature on exergy percentage

شکل 8 اثر دما و دبی آب گرم ورودی روی درصد انرژی

c_p	ظرفیت گرمایی ویژه ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
D_s	نفوذپذیری سطحی (m^2s^{-1})
D_{so}	ثابت در معادله (9)
E_a	انرژی فعال‌سازی (Jkg^{-1})
effectiveness	تأثیرپذیری
h	آنتالپی (Jkg^{-1})
k_o	ثابت در معادله (10)
L	گرمای نهان تبخیر (Jkg^{-1})
$\dot{m}$	نرخ جریان جرمی (kg s^{-1})
P	فشار (Pa)
$Q_{ads,des}$	گرمای نهان جذب (Jkg^{-1})
q	نسبت جذب (kgkg^{-1})
q^*	نسبت جذب در حالت تعادل (kgkg^{-1})
q_m	نسبت جذب لایه‌ای (kgkg^{-1})
R	ثابت گاز ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
R_p	قطر متوسط ذرات جاذب (m)
s	آنتروپی ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
SCP	ظرفیت سرمایش ویژه (Wkg^{-1})
T	دما (K)
T_0	دمای محیط (K)
t	زمان (s)
t_1	ثابت در معادله (10)
U	ضریب انتقال حرارت کلی ($\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$)
W	جرم (kg)

علائم یونانی

Φ	اگرژی ناشی از انتقال حرارت (W)
Ψ	اگرژی ناشی از جریان جرم (W)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
τ	عمر متوسط موضعی هوا (s)

زیر نویس‌ها

ads	جذب
bond	مرز سیستم
ch	شیمیایی
Chill	آب‌خنک کننده
con	چگالنده
cv	حجم کنترل
cycle	چرخه
ph	فیزیکی
des	احیا
eva	تبخیر کننده
h	گرمایش
in	ورودی
out	خروجی
s	جاذب
w	آب

8- مراجع

- [1] A. A. Askalany, M. Salem, I. M. Ismael, M. G. Morsy, B. B. saha, An overview on adsorption pairs for cooling, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 19, pp. 565-572, 2013.
- [2] W. Chekirou, R. Boussehain, M. Feidt, A. Karaali, N. Boukheit, Numerical results on operating parameters influence for a heat recovery adsorption machine, *Energy Procedia*, Vol. 6, pp. 202-216, 2011.

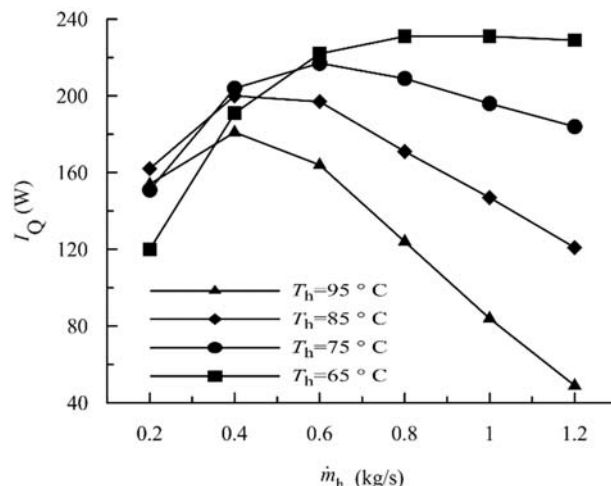


Fig. 9 The influence of the mass flow rate of the heat transfer media and the heat source temperature on external irreversibility

شکل 9 اثر دما و دبی آب گرم ورودی روی بازگشت‌ناپذیری خارجی

جرمی آب گرم ورودی در دبی‌های کم باعث افزایش بازگشت‌ناپذیری خارجی (نقش مهم‌تر مقدار گرما) و در دبی‌های بالا باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری خارجی (نقش مهم‌تر اختلاف دما) می‌شود. در نتیجه یک بیشینه برای بازگشت‌ناپذیری خارجی در دبی‌های متوسط وجود دارد. شکل 9 نشان می‌دهد با کاهش دمای آب گرم ورودی، بیشینه بازگشت‌ناپذیری خارجی افزایش یافته و مکان آن به سمت دبی‌های بالاتر جابه‌جا می‌شود.

6- خلاصه و نتیجه‌گیری

در این پژوهش با استفاده از یک مدل ظرفیت فشرده گذرا اثر تغییر شرایط کاری مانند دما و دبی جرمی آب گرم ورودی روی بهترین عملکرد سیکل بررسی شده است. یعنی برای چهار دما و شش دبی جرمی آب گرم ورودی، بهترین عملکرد سیکل با استفاده از تحلیل انرژی و اگرژی و الگوریتم پهنه‌سازی ازدحام ذرات محاسبه شده و نتایج زیر به دست آمده است.

- با افزایش دما و دبی جرمی آب گرم ورودی، بیشینه مقدار ظرفیت سرمایش ویژه افزایش می‌یابد و افزایش دمای آب گرم‌کننده باعث افزایش ضریب عملکرد می‌شود اما افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی ضریب عملکرد را کاهش می‌دهد.
- تحلیل اگرژی نشان می‌دهد بسته به مقدار دما و دبی جرمی آب گرم ورودی 65-90 درصد از اگرژی ورودی به وسیله بازگشت‌ناپذیری‌های داخلی، 1-20 درصد به وسیله بازگشت‌ناپذیری‌های خارجی از بین رفته و 8-14 درصد آن به منبع دما پایین منتقل شده است.
- نتایج نشان می‌دهد با کاهش دمای آب گرم ورودی، بیشینه بازگشت‌ناپذیری خارجی افزایش یافته و این بیشینه در دبی‌های جرمی بالاتر رخ می‌دهد.
- همچنین نتایج نشان می‌دهد اگر دبی جرمی آب گرم ورودی کمتر از 0.6 kg/s باشد، تأثیرپذیری در دمای 75 °C بیشینه است، اما اگر دبی جرمی آب گرم ورودی بیشتر از 0.6 kg/s باشد تأثیرپذیری در دمای 65 °C بیشینه است.

7- فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
COP	ضریب عملکرد

- 12, No. 2, pp. 44-30, 2012. (in Persian فارسی)
- [14] A. Sakoda, M. Suzuki, Fundamental study on solar powered adsorption cooling system, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, Vol. 17, No. 1, pp. 52-57, 1984.
- [15] S. Sircar, J.R. Hufton, Why Does the Linear Driving Force Model for Adsorption Kinetics Work?, *Adsorption*, Vol. 6, No. 2, pp. 137-147, 2000.
- [16] H. T. Chua, K. C. Ng, W. Wang, C. Yap, X. L. Wang, Transient modeling of a two-bed silica gel-water adsorption chiller, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 4, pp. 659-669, 2004.
- [17] Y. I. Aristov, M. M. Tokarev, G. Cacciola, G. Restuccia, Selective water sorbents for multiple applications, 1. CaCl₂ confined in mesopores of silica gel: Sorption properties, *Reaction Kinetics and Catalysis Letters*, Vol. 59, No. 2, pp. 325-333, 1996.
- [18] T. J. Kotas, Chapter 2 - Basic exergy concepts, in: *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Eds., pp. 29-56: Butterworth-Heinemann, 1985.
- [19] K. Wark, Chapter 3 - Availability Analysis, in: *Advanced Thermodynamic For Engineering*, First Edition, pp. 80-123, McGraw-Hill, 1994.
- [20] H. Kian, A. Sedaghat, Multi-Criteria Optimization of a solar cooling system assisted ground source Heat Pump system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 1, pp. 51-62, 2015. (in Persian فارسی)
- [21] W. Wagner, A. Pruß, The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, Vol. 31, No. 2, pp. 387-535, 2002.
- [22] B. Saha, E.C. Boelman, T. Kashiwagi, Computer simulation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle –the influence of operating conditions on cooling output and COP, *ASHRAE Transactions*, Vol. 101, No. 2, pp. 348-357, 1995
- [23] E.C. Boelman, B.B. Saha, T. Kashiwagi, Experimental investigation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle – the influence of operating conditions on cooling output and COP, *ASHRAE Transactions*, Vol. 101, No. 2, pp. 358-366, 1995
- [24] R. Eberhart, J. Kennedy, A new optimizer using particle swarm theory, *Proceedings of the Sixth International Symposium on Micro Machine and Human Science*, IEEE Xplore, pp. 39-43, 1995.
- [3] [3] T. Miyazaki, A. Akisawa, B. B. Saha, I. I. El-Sharkawy, A. Chakraborty, A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, No. 5, pp. 846-853, 2009.
- [4] M. Mahdavihah, H. Niazmand, Effects of platefinned heat exchanger parameters on the adsorption chiller performance, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, No. 1, pp. 939-949, 2013.
- [5] T. Miyazaki, A. Akisawa, The influence of heat exchanger parameters on the optimum cycle time of adsorption chillers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 13, pp. 2708-2718, 2009.
- [6] R. A. Rouf, K. C. Amanul Alam, M. A. Hakim Khan, Effect of operating conditions on the performance of adsorption solar cooling run by solar collectors, *Procedia Engineering*, Vol. 56, pp. 607-612, 2013.
- [7] H. Talebian, M. Mamourian, H. Niazmand, Exergy analysis of adsorbent bed in adsorption chillers, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 2, pp. 70-78, 2014. (in Persian فارسی)
- [8] K. Thu, Y. Kim, A. Myat, W. Chun, K. Ckoon, Entropy generation analysis of an adsorption cooling cycle, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 60, pp. 143-155, 2013.
- [9] M. Szyz, M. Nowak, Operation of an adsorption chiller in different cycle time conditions, Numerical simulation of advanced adsorption refrigeration chiller with mass recovery, *Chemical and Process Engineering*, Vol. 35, No. 1, pp. 109-119, 2014.
- [10] M. Z. I. Khan, S. Sultana, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Numerical simulation of advanced adsorption refrigeration chiller with mass recovery, *Journal of Naval Architecture and Marine Engineering*, Vol. 3, No. 2, pp. 59-67, 2006.
- [11] J. Di, J. Y. Wu, Z. Z. Xia, R. Z. Wang, Theoretical and experimental study on characteristics of a novel silica gelewater chiller under the conditions of variable heat source temperature, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, No. 3, pp. 515-527, 2007.
- [12] H. Z. Hassan, A. A. Mohamad, H. A. Al-Ansary, Development of a continuously operating solar-driven adsorption cooling system: Thermodynamic analysis and parametric study, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 48, pp. 332-341, 2012.
- [13] A. behbahaninia, M. sayfekar, Study of the performance of a solar adsorption cooling system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol.