

مدل سازی و بهینه سازی فنی و اقتصادی سیستم سرمایشی هیبرید-دسیکنت

سپهر صنایع^۱، شهرام صدقی قادیکلایی^{۲*}

تاریخ دریافت مقاله:

۱۳۸۹/۳/۵

تاریخ پذیرش مقاله:

۱۳۸۹/۹/۱۰

چکیده:

در سیستم‌های سرمایش تراکمی رایج، برای حذف بار نهان هوا، آن را تا پایین‌تر از نقطه شبنم سرد می‌کنند تا بخار آب موجود در هوا چگالیده شده و از آن خارج شود. سپس هوای رطوبت‌زدایی شده مجدداً گرم می‌شود تا به دمای مورد نظر برای ورود به فضای تهویه برسد. در این روش رطوبت‌زدایی دو بار تهویه به دستگاه وارد می‌شود: (۱) انرژی مورد نیاز برای کاهش دمای هوا تا پایین‌تر از دمایی که در آن چگالش بخار آب موجود در هوا رخ می‌دهد. (۲) انرژی مورد نیاز برای بازگرمایش هوا و رساندن دمای هوا به شرایط آسایش. برای کاهش این بار، می‌توان از سیستم رطوبت‌زدای دسیکنت به عنوان یک مکمل در کنار سیستم‌های سرمایش تراکمی استفاده کرد تا سیستمی اقتصادی‌تر و هوایی با کیفیت بالاتر داشته باشیم. در این مقاله به بهینه‌سازی فنی و اقتصادی سیستم سرمایش هیبرید-دسیکنت مایع پرداخته شده است. در چنین سیستم‌هایی در مرحله اول، هوا از واحد رطوبت‌زدای دسیکنت و در مرحله دوم از تبخیرکننده سیستم سرمایش تراکمی عبور می‌کند. دسیکنت مایع، با استفاده از حرارت خارج شده از چگالنده سیستم سرمایش تراکمی و نیز انرژی حاصل از سوختن گاز طبیعی بازیافت خواهد شد. ضریب عملکرد سیستم و هزینه سالانه کل (هزینه سرمایه‌گذاری و عملکردی)، توابع هدف می‌باشند و با استفاده از تکنیک الگوریتم ژنتیک، بهینه‌سازی دو متغیره انجام می‌شود. نتایج حاصل برای شرایط مورد مطالعه (دو شهر اهواز و بندرعباس) با شرایط کاری، ۱۲ ساعت در روز و ۶ ماه در سال و به مدت ۱۵ سال، نشان می‌دهد که هزینه سیستم سرمایش هیبرید-دسیکنت در شهر اهواز و بندرعباس به ترتیب ۱۰٪ و ۲۴٪ نسبت به سیستم سرمایش تراکمی ارزان‌تر است. همچنین مصرف برق در شهر اهواز و بندرعباس به ترتیب ۵۷۵/۰ کیلووات و ۶۶۴/۰ کیلووات به ازای هر تن تبرید نسبت به سیستم سرمایش تراکمی کاهش خواهد یافت.

کلمات کلیدی:

سیستم سرمایش هیبرید-
دسیکنت، هزینه کل سالیانه،
بهینه‌سازی چند هدفه

(۱) آزمایشگاه بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی - دانشکده مهندسی، مکانیک دانشگاه علم و صنعت

(۲) shshedghi@iust.ac.ir

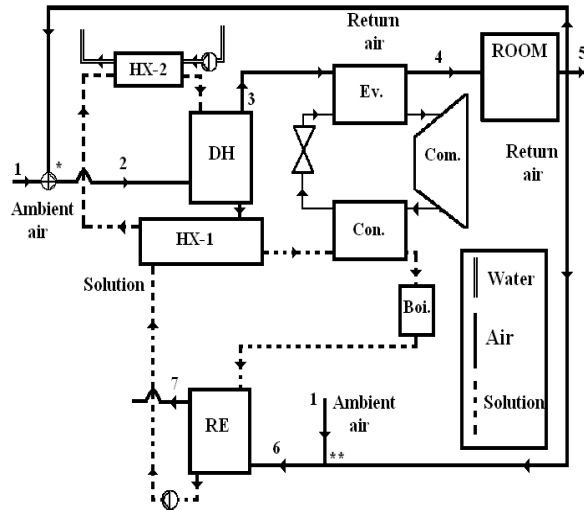
* نویسنده مسئول، sepehr@iust.ac.ir

مقدمه

در واحدهای معمول تهویه مطبوع، هوای خشک و رطوبت‌زدایی شده به طور همزمان از طریق انتقال حرارت بین هوای موجود و سطح خنک تبخیر کننده حاصل می‌شود. به هر حال کنترل فرآیند رطوبت‌زدایی، تحت این وضعیت و تأمین شرایط آسایش ضعیف خواهد بود. یکی از روش‌های مؤثر برای افزایش کنترل رطوبت‌زدایی و تأمین شرایط آسایش از طریق مصرف بهینه انرژی، تکنولوژی رطوبت‌زدایی توسط جاذب‌های دسیکنت می‌باشد. این روش یکی از روش‌های نوین تولید سرمایش و تهویه مطبوع است که در سال‌های اخیر مورد توجه محققان واقع شده است. به عنوان یک توضیح ساده در مورد این نوع سیستم‌ها می‌توان گفت در سیستم‌های سرمایش به کمک رطوبت‌گیری با دسیکنت، رطوبت هوا توسط دسیکنت حذف می‌شود و سپس به کمک روش‌های مختلف سرد سازی، شرایط دمایی هوا به مقدار مورد نظر رسانده می‌شود.

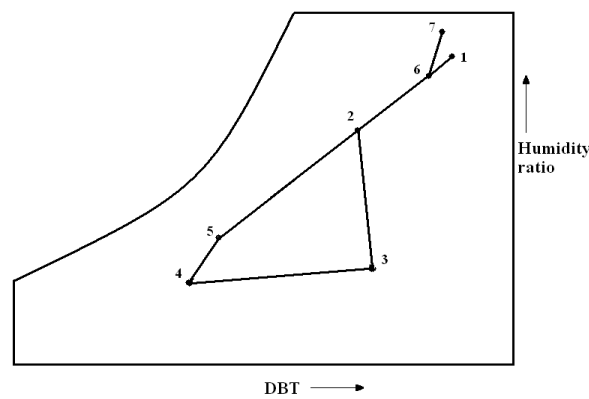
سرانه مصرف برق هر مشترک خانگی در ایران ۲۵۰۰ کیلووات ساعت در سال است، در حالی که متوسط سرانه مصرف برق هر مشترک خانگی در دنیا حدود ۶۰۰ کیلووات ساعت در سال است [۳]. سیستم‌های سرمایشی که در ایران مورد استفاده قرار می‌گیرند در نقاط مختلف متفاوت می‌باشند. از جمله این سیستم‌ها که عمدتاً در مناطق جنوب و شمال کشور به علت آب و هوای گرم و مرطوب مورد استفاده قرار می‌گیرند، سیستم سرمایش تراکمی می‌باشد. مطالعات اولیه نشان می‌دهد که در اثر استفاده از وسایل سرمایشی همچون سیستم سرمایش تراکمی در فصل گرم سال ۱۳۸۴، باری معادل ۷۵۰۰ مگاوات بر شبکه سراسری تحمیل شده است [۷].

محققان زیادی بر روی عملکرد سیستم‌های سرمایشی هیبرید دسیکنت تحقیقات خود را انجام داده‌اند. مازی و همکاران [۶]، به مطالعه سیستم سرمایشی دسیکنت جامد پرداخته و به این نتیجه رسیدند که با استفاده از سیستم مذکور هزینه عملکرد سیکل در مقایسه با سیستم‌های رایج تا حدود ۳۵٪ کاهش می‌یابد. آن‌ها همچنین دریافتند که اگر از انرژی حرارتی هدر رفته سیکل، برای بازیافت دسیکنت استفاده شود، این مقدار تا ۸۵٪ افزایش خواهد یافت. قدار و همکاران [۱۰]، به بررسی عملکرد سیستم سرمایشی دسیکنت مایع در رستورانی در شهر بیروت پرداختند. بر اساس مطالعات آن‌ها، اندازه سیستم سرمایشی تراکم بخار بکار برده شده از ۴۰ (kW) به ۲۸ (kW) کاهش خواهد یافت. آن‌ها همچنین به این نتیجه رسیدند که، اگر از انرژی حرارتی حاصل از گاز طبیعی برای بازیافت دسیکنت استفاده شود، مدت زمان بازگشت سرمایه‌گذاری اولیه ناچیز خواهد بود اما در صورت استفاده از انرژی خورشیدی به کمک کلکتوری به اندازه $۸۶/۱۶ (m^2)$ این مدت زمان به ۱۱ سال افزایش خواهد یافت. لیو و همکاران [۱۲]، به مطالعه بخش رطوبت‌زدا و بازیاب این نوع سیستم‌ها پرداخته و روابط تحلیل قابل قبولی برای راندمان حرارتی و رطوبت‌زدایی آن بدست آوردند. منوال [۵]، به مطالعه خواص ترموفیزیکی محلول کلرید لیتیم با آب به عنوان ماده دسیکنت پرداخت.



شکل ۱: سیستم سرمایشی هیبرید-دسیکنت

در این مقاله به بررسی سیستم سرمایشی هیبرید-دسیکنت پرداخته شده است. سیکل مورد نظر مطابق شکل (۱) می‌باشد. محلول کلرید لیتیم با آب به عنوان محلول دسیکنت در نظر گرفته شده است. ضریب عملکرد سیستم و هزینه سالانه آن، دو تابع هدفی هستند که از طریق بهینه‌سازی دو متغیره، مورد بررسی قرار گرفته‌اند. برای مقایسه کاربردی سیستم سرمایش هیبرید-دسیکنت و سیستم‌های سرمایشی متداول، دو شهر اهواز و بندرعباس مورد بررسی قرار گرفته‌اند. بر اساس محاسبات انجام شده، هزینه سیستم سرمایش هیبرید-دسیکنت در شهر اهواز ۱۰٪ و در شهر بندرعباس ۲۴٪ نسبت به سیستم سرمایش تراکمی ارزان‌تر خواهد شد. همچنین مصرف برق در شهر اهواز به میزان ۵۷۵/۰ کیلووات و در شهر بندرعباس به میزان ۶۶۴/۰ کیلووات به ازای هر تن تبرید نسبت به سیستم سرمایش تراکمی کاهش خواهد یافت.



شکل ۲: منحنی رطوبت‌سنجی سیستم سرمایش هیبرید-دسیکنت

مدل‌سازی

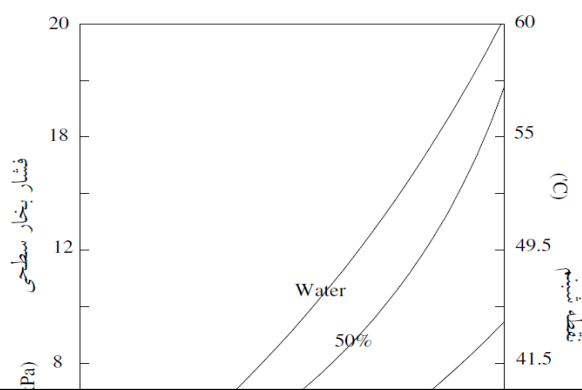
مکانیزم رطوبت‌زدایی توسط دسیکنت‌ها

جاذب‌ها موادی هستند که توانایی جذب و نگهداری گازها و مایعات را دارا می‌باشند. دسیکنت‌ها زیرمجموعه‌ای از جاذب‌ها می‌باشند که این خاصیت را نسبت به آب دارند. دسیکنت‌ها به هر دو صورت جامد و مایع مورد استفاده قرار می‌گیرند. پروسه جذب رطوبت بوسیله دسیکنت‌های مایع بسیار شبیه به نحوه عملکرد یک سیستم شستشوی هوا است. در این روش هوا مستقیماً در مجاورت با محلول دسیکنت قرار می‌گیرد. در دماهای یکسان فشار بخار آب موجود در محلول دسیکنت از فشار بخار آب موجود در هوا پایین‌تر است، هوای عبوری از روی محلول دسیکنت بدلیل اختلاف فشار موجود، رطوبت خود را از دست می‌دهد و این رطوبت جذب محلول دسیکنت می‌شود. تعدادی از دسیکنت‌های مایع متداول عبارتند از: محلول کلرید لیتیم، محلول برمید سدیم، اتیلن گلیکول و محلول برمید لیتیم.

فشار بخار آب موجود در محلول دسیکنت با دمای محلول نسبت مستقیم و با غلظت آن نسبت عکس دارد. شکل (۳) تأثیر افزایش غلظت اتیلن گلیکول مایع بر فشار بخار آب موجود در آن را نشان می‌دهد.

همان‌طور که در شکل دیده می‌شود، با افزایش غلظت محلول دسیکنت، نمودار به یک خط راست تبدیل می‌شود و فشار بخار آب موجود در سطح دسیکنت و در نتیجه رطوبت نسبی تعادلی بین محلول و هوای مجاورش کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر با افزایش غلظت محلول دسیکنت، پتانسیل رطوبت‌زدایی هوا توسط محلول افزایش می‌یابد.

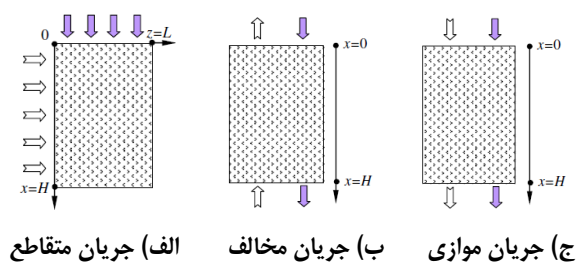
پارامتر دیگری که بر میزان جذب رطوبت مؤثر است، دمای محلول دسیکنت می‌باشد. طبق شکل با افزایش دمای دسیکنت دمای نقطه شبنم هوای تعادلی نیز افزایش می‌یابد، به عبارت دیگر ظرفیت جذب رطوبت توسط دسیکنت کاهش می‌یابد و هر چقدر که غلظت محلول دسیکنت کمتر باشد، این اثر شدیدتر خواهد بود. بازیافت محلول دسیکنت بعد از جذب رطوبت، براساس همین خاصیت است. در این فرآیند دمای محلول دسیکنت را افزایش می‌دهند و در نتیجه با افزایش فشار بخار موجود در سطح دسیکنت، بخار آب از دسیکنت خارج و به داخل هوای احیاء وارد می‌گردد. فرآیند رطوبت‌زدایی و بازیافت به سطح تماس و زمان بستگی دارد. هرچه زمان تماس و سطح تماس بیشتر باشد راندمان رطوبت‌زدایی و بازیافت بیشتر خواهد بود. به همین دلیل از تماس دهنده‌های مختلفی برای ایجاد سطح کافی بین محلول دسیکنت و هوای مجاورش استفاده می‌شود. برخی تماس دهنده‌های متداول عبارتند از: برج پاششی، برج پر شده (پکینگ) به هر دو صورت منظم و نامنظم.



شکل ۳: فشار بخار سطحی در محلول آب-تری اتیلن گلیکول

مدل سازی سیستم

برای بررسی فنی و اقتصادی سیستم سرمایشی دسیکنت، نیازمند یک مدل ترمودینامیکی می‌باشیم. یکی از پارامترهای مهم در مدل سازی برج‌های پرشده رطوبت‌زدا و بازیاب، آرایش جریان سیال در داخل آن می‌باشد. همانطور که در شکل (۴) مشخص است، آرایش جریان در این نوع برج‌ها به سه نوع جریان موازی، جریان مخالف و جریان متقاطع تقسیم می‌شود.



شکل ۴: نمای شماتیک رطوبت‌زدا/بازیاب

در این مقاله در هر دو بخش رطوبت‌زدا و بازیاب از آرایش جریان مخالف استفاده کردیم. بر این اساس راندمان رطوبت‌زدایی و حرارتی برج طبق مرجع [۱۲] به صورت زیر بدست می‌آیند:

$$\varepsilon_h = \frac{1 - e^{-NTU(1-m^*)}}{m^* - e^{-NTU(1-m^*)}} \quad (1)$$

$$\varepsilon_m = \varepsilon_h + k \frac{m^*(1 - e^{-NTU}) - (1 - e^{-m^*NTU})}{m^* - e^{-NTU(1-m^*)}} \quad (2)$$

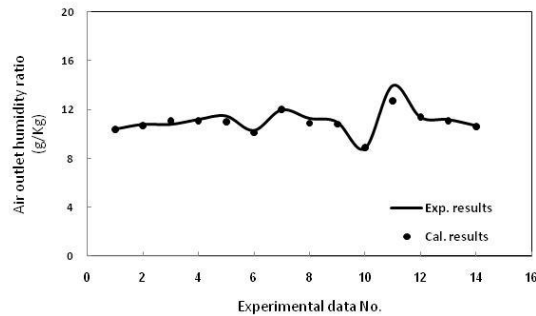
$$NTU = \frac{\gamma_{m,G} \cdot A}{\dot{m}_a} \quad (3)$$

شایان ذکر است که محلول دسیکنت بکار رفته در این مقاله کلرید لیتیم با آب می‌باشد و خواص آن نیز بر اساس مرجع [۵] بدست می‌آید.

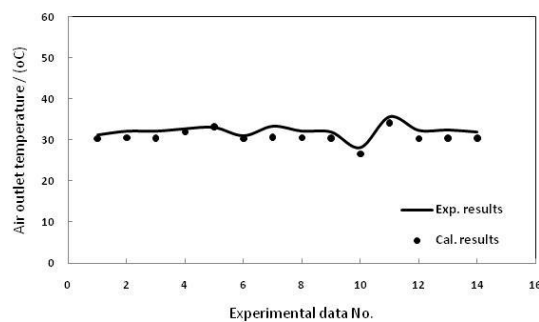
ضریب انتقال حرارت و جرم، ضرایب مهمی هستند که بر اساس مرجع [۹] محاسبه می‌شوند.

اعتبارسنجی مدل

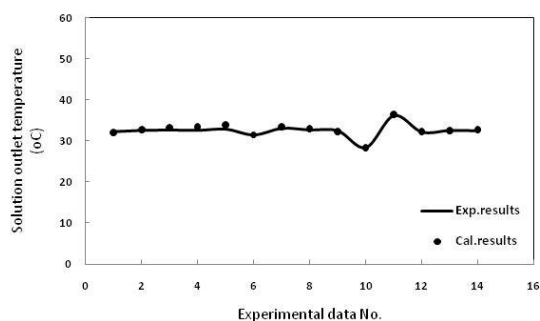
برای اعتبارسنجی نتایج، آن‌ها را با نتایج تجربی موجود در مرجع [۹]، مقایسه کرده‌ایم. هندسه و پارامترهای مورد بررسی مطابق مرجع مذکور می‌باشد.



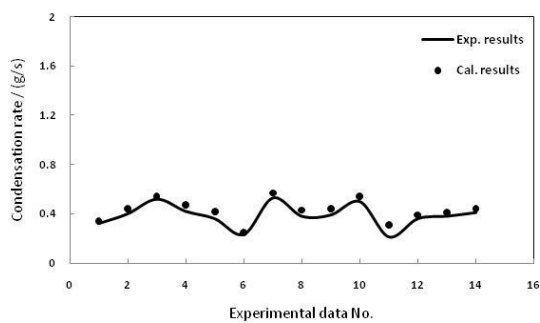
شکل ۵: مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی (نسبت رطوبت هوا در خروجی رطوبت‌زدا)



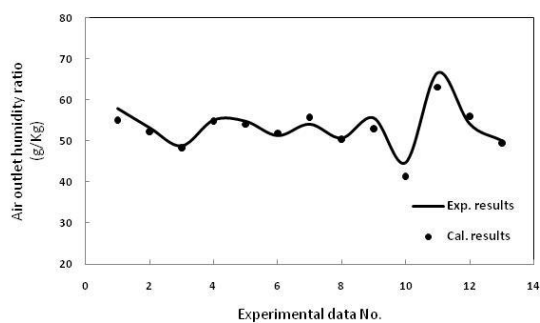
شکل ۶: مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی (دمای هوا در خروجی رطوبت‌زدا)



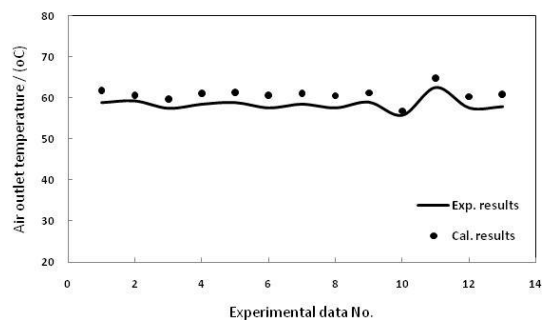
شکل ۷: مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی (دمای محلول در خروجی رطوبت‌زدا)



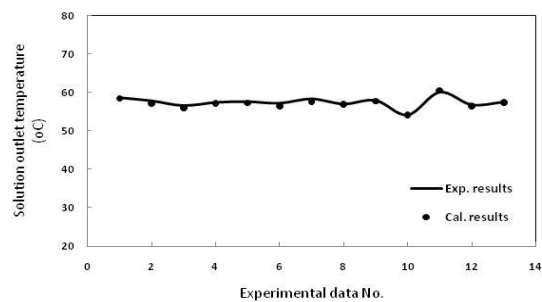
شکل ۸: مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی (میزان انتقال رطوبت در رطوبت‌زدا)



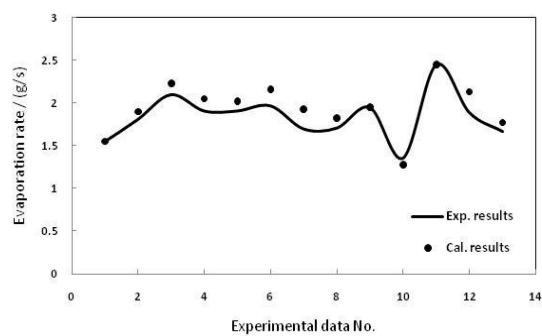
شکل ۹: مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی (نسبت رطوبت هوا در خروجی بازتاب)



شکل ۱۰: مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی (دمای هوا در خروجی بازیاب)



شکل ۱۱: مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی (دمای محلول در خروجی بازیاب)



شکل ۱۲: مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی (میزان انتقال رطوبت در بازیاب)

بهینه‌سازی

توابع هدف

توابع هدف در این مقاله هزینه سالیانه سیستم و ضریب عملکرد سیستم می‌باشند، که در ادامه به آن می‌پردازیم.

الف) هزینه سیستم

هزینه کل سیستم شامل مجموع هزینه‌های سرمایه‌گذاری و عملکردی می‌باشد. هزینه‌های سرمایه‌گذاری شامل هزینه پمپ، فن، کلرید لیتیم، کولر گازی، واحد رطوبت‌زدا و بازیاب، مبدل‌های حرارتی و بویلر می‌باشد و با استفاده از مراجع [۱۳ و ۱۲، ۸، ۱۱] بدست می‌آید.

هزینه‌های عملکردی شامل هزینه الکتریسیته مصرف شده توسط پمپ و فن و هزینه سوخت مصرفی (گاز طبیعی) مصرف شده توسط بویلر برای گرم کردن محلول دسیکنت می‌باشد. هزینه سوخت بر حسب دلار در ساعت بر اساس مرجع [۸] به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$C_{ope, fuel} = \frac{\dot{Q} \cdot 0.0745}{9407} \quad (4)$$

الکتریسیته مصرفی پمپ و فن با توجه به روابط (۵) و (۶) محاسبه می‌شود [۱۳].

$$E_{elec, pump} = \left\{ \frac{\Delta P_{total, pump} \cdot V_t}{\eta_{pump}} \right\} \quad (5)$$

$$E_{elec, fan} = \left\{ \frac{\Delta P_{total, fan} \cdot V_t}{\eta_{fan}} \right\} \quad (6)$$

$$E_{elec, cooler} = \dot{W}_{comp} \quad (7)$$

فشار اتلافی کل نشان داده شده در روابط (۵) و (۶) عبارت است از مجموع افت‌های اصطکاکی لوله‌ها و اتصالات که از مراجع [۴] محاسبه می‌گردد.

بنابراین تابع هزینه، شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری و عملکردی، به صورت زیر حاصل می‌گردد.

$$Total Cost = CRF \cdot C_{investment} + C_{operating} \quad (8)$$

که در رابطه فوق:

$$C_{investment} = \sum C_{investment} \quad (9)$$

$$C_{operating} = \tau \cdot [C_{ope, fuel} + k_{elec} \cdot (\sum E_{elec})] \quad (10)$$

شایان ذکر است که اگر نرخ تورم سالانه را برابر با ۱۰٪ فرض کنیم، مقدار ضریب CRF در رابطه (۸)، برابر با ۰/۱۳۱ خواهد شد.

(ب) ضریب عملکرد سیستم

ضریب عملکرد سیستم طبق تعریف عبارت است از:

$$COP \cong \frac{\dot{Q}_{ev} + \dot{m}_a \cdot \Delta h_a}{\dot{Q}_{boiler} + \dot{W}_{com}} \quad (11)$$

مطالعه موردی

سواحل شمالی و جنوبی کشور ایران به دلیل نزدیکی به دریا، دارای آب و هوای مرطوب می‌باشد. علاوه بر این، به دلیل نزدیکی مناطق جنوبی این کشور به خط استوا، دمای هوا در این مناطق بسیار زیاد است. بنابراین استفاده از سیستم‌های سرمایشی در اکثر فصول سال در مناطق مذکور امری است اجتناب ناپذیر. بدلیل وجود رطوبت زیاد در این مناطق، متداول‌ترین روش برای سرمایش هوا، استفاده از کولرهای گازی می‌باشد. یکی از بزرگترین مشکلات این نوع سیستم‌ها مصرف برق بالای آن‌ها است. دو شهر اهواز و بندرعباس، در این مقاله مورد مطالعه قرار گرفته است. مشخصات آب و هوایی این دو شهر مطابق جدول (۱) و ساعات کارکرد سیستم سرمایشی هیبریدی مورد نظر ۲۱۶۰ ساعت در سال می‌باشد. سیستم هیبریدی مورد نظر در شکل (۱) نمایش داده شده است. مطابق شکل، ابتدا هوای محیط با بخشی از هوای بازگشتی از اتاق در نقطه (*) ترکیب شده و وارد بخش رطوبت‌زدا می‌شود. در این بخش هوای مرطوب در مجاورت محلول دسیکنت سرد و غلیظ رطوبت خود را از دست می‌دهد. در نهایت هوای خروجی از بخش رطوبت‌زدا با عبور از تبخیرکننده سیستم سرمایش تراکمی به دمای مطلوب رسیده و وارد اتاق می‌گردد. محلول دسیکنت خروجی از بخش رطوبت‌زدا در اثر جذب رطوبت، رقیق شده و کارایی لازم را برای جذب مجدد رطوبت ندارد. لذا برای اینکه سیستم مورد نظر بطور پیوسته کار کند، باید محلول دسیکنت بازیافت شود. برای این منظور ابتدا محلول دسیکنت در مبدل حرارتی اول پیش گرم شده و پس از آن بخشی از گرمای مورد نیاز برای بازیافت را از حرارت خروجی از بخش چگالنده سیستم سرمایش تراکمی و بخش دیگر را از بویلر دریافت کرده و در بخش بازیاب رطوبت خود را به هوای عبوری مجاور خود می‌دهد. بدین ترتیب محلول غلیظ دسیکنت حاصل می‌شود که به دلیل بالا بودن دمای آن هنوز قادر به جذب رطوبت هوا نیست. در نهایت برای تکمیل شدن سیکل بازیاب باید محلول دسیکنت را سرد کرد که این عمل در مبدل حرارتی اول و دوم صورت می‌گیرد. در مبدل حرارتی اول، محلول دسیکنت خروجی از بخش رطوبت‌زدا و در مبدل حرارتی دوم، آب سرد محیط به عنوان سیال خنک کننده بکار می‌روند. به این ترتیب محلول دسیکنت سرد و غلیظ برای ورود به بخش رطوبت‌زدا و جذب رطوبت هوا آماده است. همان‌طور که بیان شد در بخش بازیاب محلول دسیکنت رطوبت خود را به جریان هوای مجاورش می‌دهد، این هوا از ترکیب هوای بازگشتی و هوای تازه محیط در نقطه (***) تشکیل می‌شود.

جدول ۱: شرایط طرح خارج تابستانی اهواز و بندرعباس

شهر	دمای حباب خشک (°C)	دمای حباب تر (°C)	دامنه تغییرات (°C)
اهواز	۴۶/۱۱	۲۶/۶۷	۱۹/۴۴
بندرعباس	۴۰/۵۶	۳۲/۲۲	۸/۸

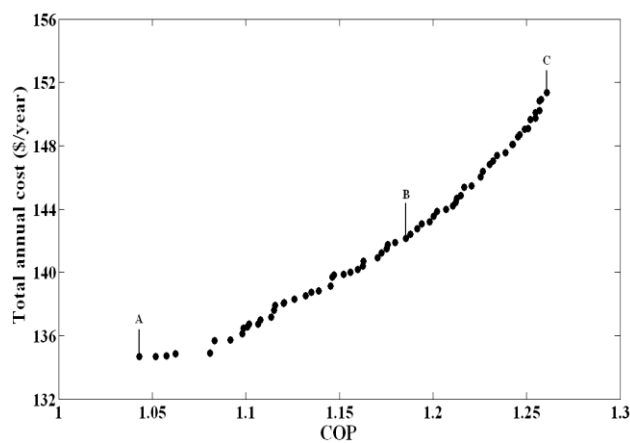
برای افزایش ضریب عملکرد و کاهش هزینه سیستم، ۶ پارامتر در نظر گرفته شده است. این ۶ پارامتر که بازه تغییرات آن‌ها در جدول (۲) آمده است عبارتند از: درصد هوای بازگشتی باقیمانده که به واحد بازیاب بازمی‌گردد (X_1)، دبی حجمی هوایی که وارد واحد بازیاب می‌شود (X_2)، دبی جرمی محلول دسیکنت، در ورودی واحد رطوبت‌زدا (X_3)، کسر جرمی نمک کلرید لیتیم موجود در محلول دسیکنت، در ورودی واحد رطوبت‌زدا (X_4)، دمای محلول دسیکنت در ورودی واحد رطوبت‌زدا (X_5) و درصد حجمی هوای تازه، که وارد واحد رطوبت‌زدا می‌شود (X_6).

نتایج حاصل از بهینه‌سازی دو متغیره در شکل‌های (۱۳ و ۱۴) نشان دادن شده است. تقابل دو تابع هزینه و ضریب عملکرد در این شکل‌ها کاملاً واضح است، به طوری که با افزایش ضریب عملکرد، هزینه سیستم افزایش و با کاهش آن هزینه سیستم کاهش می‌یابد و این مطلب نیاز بهینه‌سازی دو متغیره را برای این گونه مسائل روشن‌تر می‌سازد.

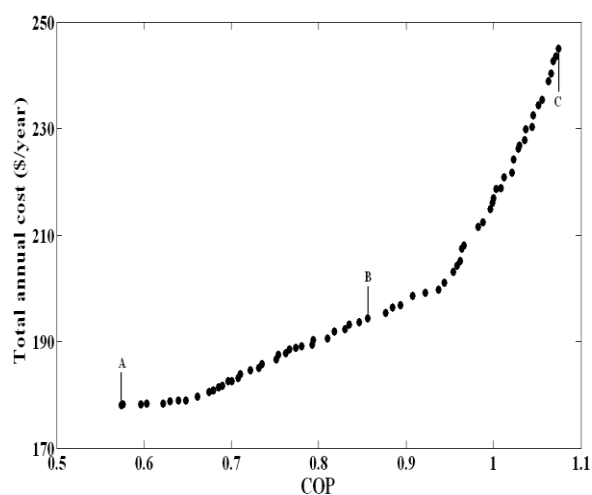
جدول ۲: پارامترهای طراحی و بازه تغییرات آن‌ها

اندازه تغییرات	تا	از	پارامترها
۱	۱۰۰	۰	x_1 (%)
۰/۰۰۱	۰/۱۹۵	۰/۰۱	x_2 (m^3/s)
۰/۰۱	۱	۰/۰۱	x_3 (Kg/s)
۰/۱	۴۲	۲۸	x_4 (%)
۰/۱	۳۵	۲۵	x_5 ($^{\circ}C$)
۰/۱	۳۵	۲۰	x_6 (%)

منحنی توزیع مقادیر بهینه برای شهر اهواز در شکل (۱۳) نمایش داده شده است، مطابق شکل مقدار بهینه ضریب عملکرد برابر (۱/۲۶) می‌باشد (نقطه C)، در حالی که در همین نقطه تابع هزینه در بیشترین مقدار خود یعنی (۱۵۱/۳۴ \$/year) قرار دارد. همچنین در نقطه A، تابع هزینه در مقدار بهینه خود یعنی (۱۳۴/۶۹ \$/year) قرار دارد در حالی که ضریب عملکرد در کمترین مقدار خود یعنی (۱/۰۴) قرار دارد. به عبارت دیگر، اگر ضریب عملکرد تنها تابع هدف باشد، نقطه C نقطه طراحی خواهد بود. در حالی که نقطه A زمانی نقطه طراحی خواهد بود که تنها تابع هدف تابع هزینه باشد. منحنی توزیع مقادیر بهینه برای شهر بندرعباس در شکل (۱۴) نمایش داده شده است، به طور مشابه مقدار بهینه ضریب عملکرد برابر (۱/۰۷۴) می‌باشد (نقطه C)، در حالی که در همین نقطه تابع هزینه در بیشترین مقدار خود یعنی (۲۴۵/۰۰ \$/year) قرار دارد. همچنین در نقطه A تابع هزینه در مقدار بهینه خود یعنی (۱۷۸/۰۵ \$/year) قرار دارد در حالی که ضریب عملکرد در کمترین مقدار خود یعنی (۰/۵۷) قرار دارد. به عبارت دیگر، اگر ضریب عملکرد تنها تابع هدف باشد، نقطه C نقطه طراحی خواهد بود. در حالی که نقطه A زمانی نقطه طراحی خواهد بود که تنها تابع هدف تابع هزینه باشد. مقادیر بهینه دو تابع مذکور در نقاط طراحی A، B و C در جدول (۳) آمده است.



شکل ۱۳: منحنی توزیع مقادیر بهینه (شهر اهواز)



شکل ۱۴: منحنی توزیع مقادیر بهینه (شهر بندرعباس)

جدول ۳: مقادیر مقادیر بهینه هزینه و ضریب عملکرد در نقاط A، B و C (برای شهرهای اهواز و بندرعباس)

	اهواز			بندرعباس		
	A	B	C	A	B	C
COP	۱/۰	۱/۲	۱/۳	۰/۶	۰/۹	۱/۱
هزینه کل (\$/year)	۱۳۴/۷	۱۴۲/۱	۱۵۱/۳	۱۷۸/۱	۱۹۴/۴	۲۴۵

رابطه بین مقادیر بهینه ضریب عملکرد و هزینه سیستم برای شهر اهواز و بندرعباس به ترتیب عبارت است از:

$$C_{total} = P_1 COP^2 + P_2 COP + P_3 \quad (12)$$

$$P_1 = 250.6, P_2 = -504.4, P_3 = 388.1$$

$$C_{total} = P_1 COP^4 + P_2 COP^3 + P_3 COP^2 + P_4 COP + P_5 \quad (13)$$

$$P_1 = 4103, P_2 = -12470, P_3 = 14180,$$

$$P_4 = -7076, P_5 = 1482$$

در جداول (۴و۵) مقادیر بهینه پارامترهای طراحی در سه نقطه A، B و C برای هر دو شهر اهواز و بندرعباس آمده است. شایان ذکر است که به ازای این مقادیر، مقدار تابع هزینه و ضریب عملکرد سیستم بهینه خواهد بود.

جدول ۴: مقادیر بهینه پارامترهای طراحی در نقاط A، B و C (برای شهر اهواز)

	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6
A	۸/۵	۰/۱۳۶	۰/۲۱۶	۳۲/۱۵	۲۷/۹۰	۲۰/۰
B	۵/۹	۰/۱۳۴	۰/۲۱۵	۳۲/۱۵	۲۷/۷۹	۲۷/۶
C	۷/۳	۰/۱۴۰	۰/۲۲۷	۳۲/۲۳	۲۷/۷۷	۳۴/۸

جدول ۵: مقادیر بهینه پارامترهای طراحی در نقاط A، B و C (برای شهر بندرعباس)

	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6
A	۹۷/۸	۰/۰۴۷	۰/۲۱۵	۳۳/۵۹	۲۸/۶۲	۲۰/۲
B	۹۸/۲	۰/۰۴۲	۰/۲۳۳	۳۰/۶۰	۲۸/۶۰	۲۱/۷
C	۹۶/۲	۰/۰۶۳	۰/۲۳۹	۳۰/۴۳	۲۸/۸۱	۳۳/۸

برای مقایسه بهتر سیستم سرمایشی هیبرید و سیستم‌های سرمایشی رایج (مانند کولر گازی)، به جای استفاده از سیستم سرمایشی هیبرید، از کولر گازی برای سرمایش هوا با شرایط کاری مشابه استفاده می‌کنیم. شرایط طرح داخل ساختمان براساس شرایط آسایش انسان می‌باشد.

$$h_a = C_{p,a} T_a + \omega_a (C_{p,w} T_a + r_0) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{Ev} = \dot{m}_a \Delta h_a \quad (15)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{W}_{comp}} \quad (16)$$

$$C_{ope} = \dot{W}_{comp} \times k_{elec} \times \tau \quad (17)$$

با فرض این که ساعت کارکرد سیستم سرمایش ۲۱۶۰ ساعت در سال (۶ ماه در سال و روزی ۱۲ ساعت) و به مدت ۱۵ سال باشد، نتایج زیر بدست می‌آیند:

(۱) هزینه کل سیستم سرمایش هیبرید-دسیکنت در شهر اهواز ۱۰٪ و در شهر بندرعباس ۲۴٪ نسبت به سیستم سرمایش تراکمی ارزان‌تر خواهد شد.

(۲) مصرف برق در شهر اهواز به میزان ۰/۵۷۵ کیلووات و در شهر بندرعباس به میزان ۰/۶۶۴ کیلووات به ازای هر تن تبرید نسبت به سیستم سرمایش تراکمی کاهش خواهد یافت.

دلیل این امر آن است که، استفاده از سیستم رطوبت‌زدای دسیکنت در کنار سیستم سرمایش تراکمی باعث می‌شود که در شهر اهواز ۴۵/۲۵٪ و در شهر بندرعباس ۵۲/۱۴٪ از کل بار سرمایش توسط رطوبت‌زدای دسیکنت زوده شود.

نتیجه‌گیری

در این مقاله به مطالعه سیستم سرمایشی هیبرید-دسیکنت و بهینه‌سازی دو متغیره آن پرداختیم. ضریب عملکرد سیستم و هزینه سالانه آن، دو تابع هدفی بودند که مورد بررسی قرار گرفته و دو شهر اهواز و بندرعباس با آب و هوای گرم و مرطوب به عنوان مطالعه موردی برای مقایسه عملکرد و هزینه این نوع سیستم‌ها نسبت به سیستم‌های سرمایشی رایج مورد بررسی قرار گرفت. از جمله مهمترین نتایج استنتاج شده عبارتند از:

(۱) مزایای استفاده از دسیکنت مایع نسبت به دسیکنت جامد عبارتند از: در سیستم رطوبت‌زدای دسیکنت مایع، افت فشار هوا کمتر از سیستم رطوبت‌زدای دسیکنت جامد (چرخ دسیکنت) خواهد بود. همچنین دمای لازم برای بازیافت دسیکنت مایع، کمتر و ظرفیت جذب رطوبت آن، بیشتر از دسیکنت جامد است.

(۲) سیستم رطوبت‌زدای دسیکنت به تنهایی قادر به کاهش همزمان رطوبت و دمای هوا نبوده و در نتیجه به عنوان سیستمی کمکی، در کنار سیستم‌های سرمایش تراکمی بکار می‌رود. به طوری که هدف از استفاده از این نوع سیستم‌ها در کنار سیستم‌های سرمایش تراکمی، کاهش رطوبت هوا و در نتیجه مصرفی سیستم‌های سرمایش تراکمی می‌باشد.

(۳) یکی از پارامترهای مهم که برای بررسی جذابیت استفاده از سیستم‌های سرمایش هیبرید-دسیکنت در نظر گرفته می‌شود، "نسبت بار نهان به کل بار حرارتی" می‌باشد. به طوری که با افزایش این نسبت، راندمان سیستم افزایش و با کاهش آن، راندمان سیستم کاهش خواهد یافت. بنابراین استفاده از این نوع سیستم‌ها در مناطقی با آب و هوای گرم و خشک از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نخواهد بود.

(۴) هزینه کل سیستم سرمایش هیبرید-دسیکنت در شهر اهواز ۱۰٪ و در شهر بندرعباس ۲۴٪ نسبت به سیستم سرمایش تراکمی ارزان‌تر خواهد شد. همچنین مصرف برق در شهر اهواز به میزان ۰/۵۷۵ کیلووات و در شهر بندرعباس به میزان ۰/۶۶۴ کیلووات به ازای هر تن تبرید نسبت به سیستم سرمایش تراکمی کاهش خواهد یافت.

فهرست علائم

T	دما ($^{\circ}C$)	A	مساحت (m^2)
V	حجم (m^3)	C_p	ظرفیت گرمایی ویژه (KJ/kgK)
V_t	دبی حجمی (m^3/s)	C_{inv}	هزینه سرمایه‌گذاری ($US\$/year$)
\dot{W}	کار کمپرسور (KW) علائم یونانی	C_{ope}	هزینه عملکرد ($US\$/year$)
	راندمان رطوبت‌زدایی (%)	E	توان الکتریکی (W)
ε_m	راندمان حرارتی (%)	h	آنتالپی (KJ/Kg)
ε_h	نسبت تفاوت بین پارامترهای ورودی هوا و محلول دسیکنت (-)	k_{el}	هزینه انرژی الکتریکی ($\frac{US\$}{KW.hr}$)
κ	ضریب انتقال حرارت (KW/m^2K) ضریب انتقال جرم (Kg/m^2s)	NTU	تعداد واحدهای انتقال (-)
γ	ساعات کارکرد سیستم در یک سال ($hr/year$)	m^*	نسبت ظرفیت حرارتی هوا به محلول دسیکنت (-)
γ_m	بازده (-) افت فشار (KPa)	\dot{m}	دبی جرمی (Kg/s)
τ		M	جرم مولی ($Kg/Kmol$)
η		\dot{Q}	آهنگ انتقال حرارت (KW)
ΔP		P	فشار (KPa)
		r_t	گرمای نهان تبخیر در دمای t (KJ/Kg)
		R	ثابت جهانی گازها ($8.3145 \frac{KJ}{Kmol K}$)

منابع

- [1] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., 1996, "Thermal Design & Optimization", A Wiley-Interscience Publication, New York.
- [2] Camargo J., Ebinuma C. and Silveira J., 2003, "Thermoeconomic Analysis of an Evaporative Desiccant Air Conditioning System", Applied Thermal Engineering, Vol. 23, P.P. 1537-1549.
- [3] Fars News Agency, July 23, 2006, No.8505010081.
- [4] Kakac S., Liu H., 1998, "Heat exchangers selection, rating and thermal design", P.P. 323-354.
- [5] Manuel R., 2004, "Properties of Aqueous Solutions of Lithium and Calcium Chlorides: Formulations for Use in Air Conditioning Equipment Design", International Journal of Thermal Sciences, Vol. 43, P.P. 367-382.
- [6] Mazzei P., Minichiello F. and Palma D., 2002, "Desiccant HVAC Systems for Commercial Buildings", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, P.P. 545-560.
- [7] Ministry of Energy News Agency, Public Relations & International Affairs.
<http://news.moe.org.ir>
- [8] Nasl Bartar Novin Company, <http://www.nbn.ir>
- [9] Nelson F. and Goswami D., 2002, "Study of an Aqueous Lithium Chloride Desiccant System: Air Dehumidification and Desiccant Regeneration", Solar Energy, Vol. 72, No. 4, P.P. 351-361.
- [10] Nesreen Gh., Kamel Gh. and Antoine N., 2003, "Use of Desiccant Dehumidification to Improve Energy Utilization in Air-Conditioning Systems in Beirut", International Journal of Energy Research, Vol. 27, P.P. 1317-1338.
- [11] Saunders E., Darlington, 1986, "HEAT EXCHANGERS", P.P. 551-554.
- [12] Xiaohua L., Yi J., Jianjun X. and Xiaomin Ch., 2007, "Analytical Solutions of Coupled Heat and Mass Transfer Processes in Liquid Desiccant Air Dehumidifier/Regenerator", Energy Conversion and Management, Vol. 48, P.P. 2221-2232.
- [13] Xie G., Sunden B. and Wang Q., 2008, "Optimization of Compact Heat Exchangers by a Genetic Algorithm", Applied Thermal Engineering, Vol. 28, P.P. 895-