

بررسی و شبیه سازی عددی انتقال حرارت و جرم در بستر جاذب مایع - هوا با جریان مخالف

مجید سبزویشانی^۱، قنبرعلی شیخزاده^۲، وحید نوروزی^۳^۱ استادیار دانشکده مهندسی، گروه مهندسی مکانیک دانشگاه کاشان، spooshan@kashanu.ac.ir^۲ استادیار دانشکده مهندسی، گروه مهندسی مکانیک دانشگاه کاشان، sheikhz@kashanu.ac.ir^۳ دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی، Viva_mechanic@yahoo.com

چکیده

جریان انتقال حرارت و جرم در یک رطوبت‌گیر هوا، توسط جاذب مایع با جریان مخالف مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور معادلات اساسی حاکم بر پدیده رطوبت‌گیری و شرایط مرزی مناسب بدست آورده شده است. با استفاده از شبیه‌سازی عددی، این معادلات برای شرایط مختلف ورودی هوا و جاذب مایع حل شده‌اند. مطالعاتی بر روی چگونگی تغییرات مقدار جذب رطوبت از هوای مرطوب ورودی توسط مایع جاذب، با توجه به پارامترهای مختلف طراحی مثل دبی جرمی و دمای هوای ورودی، دبی جرمی و دمای مایع جاذب و غیره صورت گرفته است. با توجه به نتایج بدست آمده، کاهش دمای جاذب و بالا بردن غلظت آن تا حد ممکن و نیز کاهش دبی جرمی هوای ورودی و افزایش NTU باعث بالا رفتن راندمان و بهره‌وری سیستم می‌گردد. همچنین حداکثر کارایی سیستم در مناطق گرم و معتدل می‌باشد.

کلمات کلیدی: جاذب مایع، رطوبت‌گیر، بازیاب، روش ε-NTU

مقدمه

اغلب سیستم‌های تهویه مطبوع مثل سیستم‌های تراکم تبخیری با الکتریسیته کار می‌کنند. انرژی الکتریکی، انرژی پرهزینه‌ای است و کاهش مصرف آن در سیستم‌های تهویه مطبوع و استفاده از انرژی‌هایی مثل انرژی حرارتی، به افزایش راندمان و کاهش مصرف انرژی کل سیستم کمک شایانی می‌نماید. سیستم‌های تهویه با توجه به اقلیم‌های متفاوتی که از آنها استفاده می‌گردد، کارایی‌های مختلفی دارند. یکی از عوامل موثر روی راندمان این سیستم‌ها، وجود رطوبت بالا است. کاهش رطوبت هوای محیط خارج از ساختمان، باعث افزایش راندمان سیستم در جهت تامین هوای تهویه داخل ساختمان می‌شود. از طرف دیگر وجود رطوبت بالا در هوای ورودی به سیستم، امکان انتشار باکتریها را نیز افزایش می‌دهد. بنابراین کاهش رطوبت هوای ورودی می‌تواند کمک شایانی به افزایش راندمان سیستم تهویه و کاهش عوامل بیماری‌زا مثل باکتریها نماید. سیستم سرمایش و تهویه مطبوع نوین که بر پایه انرژی‌های حرارتی اتلافی و یا انرژی خورشیدی و نیز جاذب‌های مایع عمل می‌کند (LDACS)^۱، می‌تواند مشکلات فوق را تا حدودی برطرف نماید [۱].

مطالعه روی سیستم‌های سرمایشی جاذب‌های مایع نخستین بار توسط لوف (۱۹۵۵) آغاز شد [۲]. فکتور وگراسمان (۱۹۸۰) مطالعات

خود را بر روی یک رطوبت‌گیر/بازیاب که بر پایه انرژی خورشیدی و جاذب مایع عمل می‌کرد انجام دادند و توانستند یک مدل تئوری برای پیش بینی رفتار سیستم در شرایط مختلف ارائه کنند [۳]. علاوه بر آن گراسمان تحقیقاتی تجربی روی کارایی استفاده از جاذب‌ها در یک تصفیه‌کننده هوا انجام داد [۴ و ۵]. این مطالعه بر روی دو نوع سیکل رطوبت‌گیری انجام شد. در سیکل اول از جاذب جامد و در سیکل دوم از جاذب مایع استفاده شده بود. نتیجه این تحقیقات این بود که در سیکل اول با استفاده از جاذب جامد کارایی سیستم افزایش یافته و در سیکل دوم با استفاده از جاذب مایع و توانایی کنترل جداگانه گرمای محسوس و نهان، می‌توان هزینه مصرفی سیستم را کاهش داد. کسلینگ و همکاران (۱۹۹۸) بر روی جاذب‌های شامل LiCl تحقیقاتی را انجام دادند و توانستند روشی برای ذخیره انرژی با استفاده از مایعات جاذب ارائه دهند [۶]. راهاما^۲ و همکاران (۱۹۹۸) جریان انتقال جرم و حرارت را در یک رطوبت‌گیر با جریان موازی به صورت عددی مدل‌سازی کردند [۷]. در این سیستم هوا و فیلم جاذب به صورت موازی از بالای محفظه به پایین سرازیر شده و به این ترتیب تماس بین هوای مرطوب و جاذب مایع صورت گرفته است. در این تحقیق از روش حجم کنترل^۳ برای پیش‌بینی شرایط هوا و جاذب در خارج از محفظه رطوبت‌گیر استفاده شده است. مقادیر اعداد نوسلت^۴ و شروود^۵ بدست آمده از این روش با نتایج تجربی و تحلیلی همخوانی داشت. لازارین و همکاران (۱۹۹۹) هم بصورت عملی و هم بصورت تئوری آزمایشاتی را در رابطه با رطوبت‌گیری هوا با استفاده از H₂O/LiBr و H₂O/CaCl₂ انجام دادند که کاربردهای صنعتی داشت [۸]. هنینگ و همکاران (۲۰۰۱) یک سری مطالعات پارامتری بر روی بر یک سیستم سرمایشی که ترکیبی از یک چیلر و یک جاذب بود انجام دادند. آنها توانستند نشان دهند که با استفاده از جاذب مایع، می‌توان با صرف هزینه‌ای اندک تا ۵۰٪ در مصرف انرژی صرفه‌جویی کرد [۹]. علیزاده و سامان (۲۰۰۲) روی یک جریان اجباری در یک کلکتور خورشیدی که با جاذب مایع کار می‌کرد، تحقیقاتی انجام دادند. در این تحقیق که در آن از کلریدکلسیم رقیق به عنوان جاذب استفاده شده بود، تاثیر تغییرات نرخ جریان هوا و جاذب روی کارایی بازیاب بررسی شد. این مطالعات

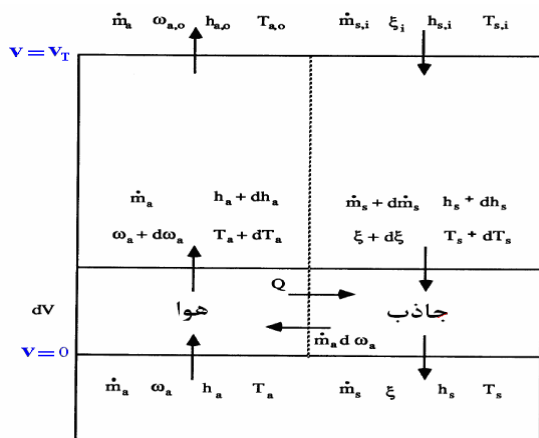
² Rahamah³ Control Volume Approache⁴ Nusselt⁵ Sherwood¹ Liquid Desiccant Air Conditioning System

فشار بخار آن کاهش یابد. بدین ترتیب محلول سرد و غلیظ دوباره وارد رطوبت‌گیر می‌شود و این سیکل ادامه پیدا می‌کند [۱]. سه نوع الگوی جریان، شامل جریان موازی، جریان مخالف و جریان متقاطع در داخل رطوبت‌گیر وجود دارد. در این مقاله جریان مخالف بررسی شده است.

معادلات حاکم و شرایط مرزی

جهت مدل‌سازی فرآیند فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- ۱- الگوی جریان به صورت جریان مخالف می‌باشد. جاذب مایع از بالای بستر به سمت پایین سرازیر شده و با هوای ورودی از پایین محفظه تماس داده می‌شود.
 - ۲- در سطح تماس مایع و گاز، رطوبت و دمای هوا با رطوبت و دمای جاذب مایع در تعادل است.
 - ۳- از اثرات پخش ذرات بخار آب موجود در هوا در طول فرآیند صرف‌نظر می‌گردد.
 - ۴- جریان پایدار در نظر گرفته شده است.
- معادلات حاکم شامل معادلات بقای جرم و بقای انرژی برای جزء دیفرانسیلی بستر شامل جاذب مایع و هوا که در شکل (۱) نشان داده شده است، نوشته می‌شوند.



شکل ۱: طرحواره‌ای از بستر جاذب مایع با یک جزء دیفرانسیلی داخل آن

جهت بدست آوردن معادلات می‌توان از دو مدل اختلاف محدود^۶ و ϵ -NTU^۷ استفاده کرد. با استفاده از مدل اختلاف محدود می‌توان مشخصات هوا و جاذب را در هر نقطه داخل محفظه بدست آورد. اما تعداد محاسبات در مدل اختلاف محدود بسیار زیاد بوده و بنابراین سرعت حل در این روش پایین است. در مقابل مدل ϵ -NTU از سرعت بیشتری برخوردار است. تعداد محاسبات در مدل ϵ -NTU به طرز چشمگیری از مدل اختلاف محدود کمتر است. این مدل نتایج را با حدود ۴۰ محاسبه بدست می‌دهد. در مقابل روش اختلاف محدود که نتایج را با حدود ۱۰۰۰ محاسبه بدست می‌دهد، مدل ϵ -NTU حدود ۲۵/۴۰=۱۰۰۰ بار سریعتر از مدل اختلاف محدود

نشان دادند که با افزایش نرخ ورود هوا کارایی بازیاب افزایش می‌یابد [۱۰].

با توجه به انعطاف‌پذیری عملکرد جاذب‌های مایع و قابلیت جذب آلودگی‌ها و باکتریها و نیز صرفه‌جویی در مصرف انرژی در سالهای اخیر استفاده از جاذب‌های مایع به صورت گسترده‌ای رایج شده است. در تحقیق حاضر عملکرد بخش رطوبت‌زدا (جاذب مایع) در جذب رطوبت از هوای مورد نیاز برای تهیه مدل‌سازی شده و با حل عددی معادلات حاکم، نتایج بدست آمده مورد بررسی قرار می‌گیرد.

جاذب‌های مایع

جاذب‌های مایع موادی هستند که تحت یک سری تغییرات شیمیایی، قابلیت جذب و نگهداری رطوبت در آنها تقویت شده است. این مواد می‌بایست فشار بخار پایین، ویسکوزیته کم و قابلیت انتقال حرارت بالایی داشته باشند. شرایط فوق باعث جذب بیشتر رطوبت شده و در کل کارایی جاذب را بهبود می‌بخشد. از انواع جاذب‌های مایع می‌توان برمیدلیتیم، کلریدلیتیم، کلریدکلسیم، تری‌اتیلن‌گلیکول و مخلوطی از موارد فوق را نام برد. کلریدکلسیم ارزان‌ترین و در دسترس‌ترین جاذب است، ولی سطح فشار بخار آن در یک دمای معین نسبتاً بالا است. کلرید لیتیم پایدارترین جاذب می‌باشد ولی هزینه آن نسبتاً بالا است. جهت استفاده از فوائد هر یک از جاذب‌ها و بهبود خواص کلی محلول‌های جاذب، پیشنهاد شده است که از مخلوطی از جاذب‌ها استفاده شود [۱۱]. به عنوان مثال جهت یافتن محلولی ارزان‌تر از کلرید لیتیم رقیق، اما پایدارتر از کلریدکلسیم، مخلوطی از این دو نمک به نام CELD تهیه شده است که علاوه بر فوائد فوق نرخ انتقال جرم در آن بهبود یافته است.

انتخاب مایع خشک‌کن در کارایی سیستم تاثیر زیادی دارد، این انتخاب به پارامترهای مختلفی مانند فشار بخار، نقطه جوش، میزان ذخیره انرژی، مشخصات ترموفیزیکی و هزینه تمام شده بستگی دارد. در بین پارامترهای فوق سطح فشار بخار از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. فشار بخار مواد فوق تابعی از دما و غلظت آنها می‌باشد [۲].

اساس کار سیستم‌های جاذب مایع

هر سیستم جاذب مایع از قسمت‌های اصلی رطوبت‌گیر، بازیاب، گرمکن و برج‌خنک‌کن تشکیل می‌شود. در سیستم‌های LDACS، محلول جاذب با هوای مرطوب تماس داده شده و با جذب رطوبت از هوا، رقیق می‌گردد. سپس جاذب رقیق، حرارت داده شده و با از دست دادن رطوبت به غلظت مطلوب برای رطوبت‌گیری می‌رسد و با اصطلاحاً بازیافت می‌شود. برای این کار ابتدا محلول جاذب رقیق شده از داخل گرمکن عبور داده می‌شود تا فشار بخار آن افزایش یافته و در داخل بازیاب راحت‌تر و با صرف انرژی گرمایی کمتری رطوبت خود را از دست بدهد. بعضی از محلول‌های جاذب در دمای پایین بازیافت می‌گردند. برای بازیافت اینگونه جاذب‌های مایع، می‌توان از انرژی خورشید و یا حرارت هدررفت صنایع نیز استفاده نمود. در مرحله بعد محلول احیا شده از داخل برج خنک‌کننده عبور داده می‌شود تا دما و

⁶ Diffusion

⁷ Finite Difference

⁸ Effectiveness NTU

آنتالپی هوای مرطوب به صورت مجموع دو حاصلضرب گرمای ویژه هوای مرطوب در دمای هوا و نسبت رطوبت هوا در آنتالپی بخار آب در دمای 0°C تعریف می شود:

$$h_a = c_{p,m}T_a + \omega_a h_{v,o} \quad (11)$$

با یکسری عملیات ریاضی روی روابط ارائه شده و ساده سازی، معادلات فوق به سه معادله اساسی (۱۲)، (۱۳) و (۱۴) تبدیل می گردند:

$$dT_s = \frac{1}{c_{p,s}} \left(\frac{dh_a - c_{p,s}T_s d\omega_a}{\dot{m}_{s,i} / \dot{m}_a - (\omega_{a,o} - \omega_a)} \right) \quad (12)$$

$$\frac{dh_a}{dV} = \frac{NTU Le}{V_T} \left[(h_{T_s,sat} - h_a) + \left(\frac{1}{Le} - 1 \right) h_{v,s} (\omega_{T_s,sat} - \omega_a) \right] \quad (13)$$

$$\frac{d\omega_a}{dV} = \frac{NTU}{V_T} (\omega_{T_s,sat} - \omega_a) \quad (14)$$

که در آن عدد لوئیس و مقدار بی بعد NTU (واحدهای انتقال یافته) به شکل زیر تعریف می شوند:

$$Le = \frac{h_c}{h_D c_{p,m}} \quad (15)$$

$$NTU = \frac{h_D A_V V_T Le}{\dot{m}_a} \quad (16)$$

شرایط مرزی برای حل معادلات فوق به صورت زیر می باشد:

$$V = 0: \quad h_a = h_{a,i}, \quad h_{T_s,sat} = h_{T_s,sat,o} \quad (17)$$

$$V = V_T: \quad h_a = h_{a,o}, \quad h_{T_s,sat} = h_{T_s,sat,i} \quad (18)$$

جهت بررسی کارایی سیستم دو پارامتر به نامهای کارایی رطوبتی و کارایی آنتالپی در نظر گرفته شده اند. کارایی رطوبتی به صورت نسبت کاهش رطوبت هوای ورودی به رطوبت اولیه هوای ورودی تعریف می شود. کارایی آنتالپی به شکل نسبت تغییرات واقعی آنتالپی هوا به ماکزیمم تغییرات آنتالپی ممکن در طی فرآیند تعریف می گردد. زیر نویس ϵ در رابطه (۲۰) شرایط هوا را در حالتی نشان می دهد که تمام رطوبت آن گرفته شده و به دمای جاذب ورودی رسیده است (شکل ۱).

$$Dehumidify\ Efficiency = \frac{w_{a,in} - w_{a,out}}{w_{a,in}} \quad (19)$$

$$Enthalpy\ Efficiency = \frac{h_{a,in} - h_{a,out}}{h_{a,in} - h_{a,e}} \quad (20)$$

برای حل این مدل ریاضی، یک کد کامپیوتری به زبان فرترن تهیه شده است. در این کد کامپیوتری برای محاسبه متغیرها از توابعی استفاده شده است که به کمک ترمودینامیک آماری [۱۲] و

خواهد بود. البته به علت استفاده از تابعهای متعدد در کد کامپیوتری روش ϵ -NTU، این عدد به حدود ۱۵ بار کاهش می یابد. در مدل ϵ -NTU شرایط هوا و جاذب تنها در ورودیها و خروجیهای محفظه مشخص است. در این مقاله از مدل ϵ -NTU برای بدست آوردن معادلات استفاده شده است.

معادله بقای انرژی روی جزء دیفرانسیلی به ضخامت dv شامل هوا و جاذب بصورت زیر است:

$$\dot{m}_a h_a + (\dot{m}_s + d\dot{m}_s)(h_s + dh_s) = \dot{m}_a (h_a + dh_a) + \dot{m}_s h_s \quad (1)$$

پس از ساده سازی و حذف دیفرانسیل مرتبه ۲ داریم:

$$\dot{m}_s dh_s + h_s d\dot{m}_s = \dot{m}_a dh_a \quad (2)$$

توجه شود که در این فرآیند $d\dot{m}_a$ برابر صفر در نظر گرفته شده است. یعنی نرخ جریان هوا ثابت است. با نوشتن معادله بقای جرم برای نمک در داخل جزء دیفرانسیلی ملاحظه می شود که مقدار آن ثابت می ماند:

$$d(\dot{m}_s \xi) = 0.0 \quad (3)$$

که در آن ξ غلظت جاذب مایع است. از معادله بقای جرم در طرف محلول جاذب، رابطه زیر حاصل می شود:

$$d\dot{m}_s = \dot{m}_a d\omega_a \quad (4)$$

اگر از رابطه (۴)، از انتهای جزء دیفرانسیلی تا بالای محفظه انتگرال گرفته شود:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{s,i} - \dot{m}_a (\omega_{a,o} - \omega_a) \quad (5)$$

با نوشتن معادله انتقال حرارت در طرف هوا رابطه زیر حاصل می شود:

$$\dot{m}_a dh_a = h_C A_V dV (T_s - T_a) + h_{v,T_s} \dot{m}_a d\omega_a \quad (6)$$

که در آن A_V نسبت مساحت مقطع محفظه به حجم آن و h_C ضریب انتقال حرارت است. در این رابطه، آنتالپی بخار آب در دمای جاذب به صورت مجموع آنتالپی بخار آب در دمای 0°C با حاصلضرب گرمای ویژه بخار آب در دمای محلول جاذب بر حسب درجه سانتیگراد تعریف شده است.

$$h_{v,T_s} = h_{v,o} + c_{p,v} T_s \quad (7)$$

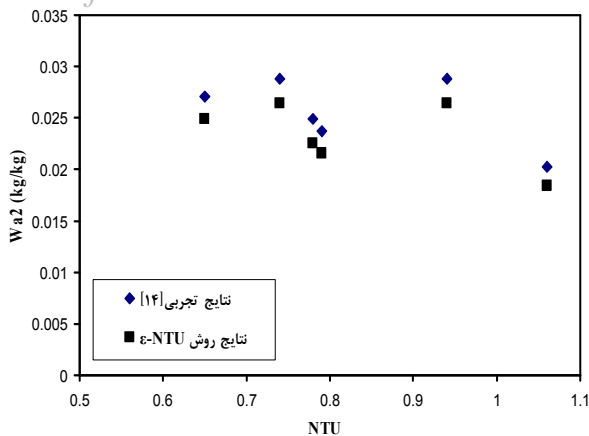
با نوشتن معادله بقای جرم در طرف هوا رابطه زیر حاصل می شود:

$$\dot{m}_a d\omega_a = h_D A_V dV (\omega_{T_s,sat} - \omega_a) \quad (8)$$

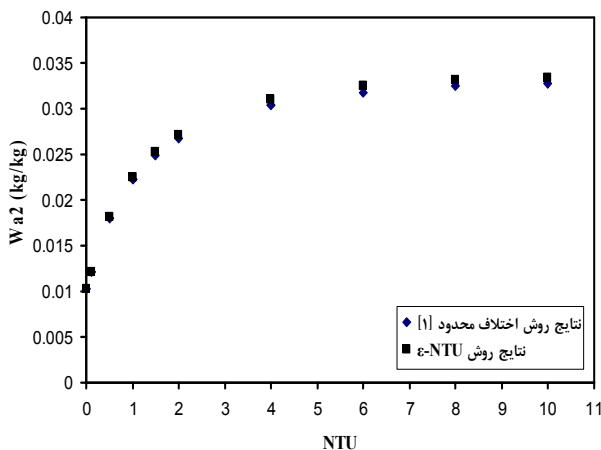
که در آن h_D ضریب انتقال جرم می باشد. حالت مرجع که در آن آنتالپی برابر صفر است، هوای خشک در دمای 0°C و آب مایع در دمای 0°C در نظر گرفته شده است. آنتالپی محلول جاذب به صورت مجموع آنتالپی جاذب در دمای 0°C و غلظت ξ_e با حاصلضرب گرمای ویژه جاذب در دمای محلول جاذب بر حسب درجه سانتیگراد تعریف شده است.

$$h_s = c_{p,s} T_s + h_{o,\xi} \quad (9)$$

$$dh_s = c_{p,s} dT_s \quad (10)$$



شکل ۲: مقایسه نتایج روش ε-NTU با نتایج تجربی مرجع [۱۴]



شکل ۳: مقایسه نتایج روش ε-NTU با روش اختلاف محدود مرجع [۱]

جدول ۱: شرایط ورودی هوا و جاذب مایع برای شکل‌های (۴) تا (۱۳)

35	T_{a1} (°C)	دمای هوای ورودی
15	T_{s1} (°C)	دمای جاذب ورودی
1	M_{a1} (kg)	دبی جرمی هوای ورودی
2	M_{s1} (kg)	دبی جرمی جاذب ورودی
0.03	W_{a1} (kg/kg)	نسبت رطوبت هوای ورودی
0.4	XI_1 (wt. fract)	غلظت جاذب ورودی
1	h_D	ضریب انتقال حرارت
1	V_t (m ³)	حجم کل بستر
1	A_v (1/m)	نسبت سطح مقطع به حجم بستر
1	Le	عدد لوئیس
0.01	Tol	تولرانس

شکل‌های (۴) و (۵)، به ترتیب تغییرات نسبت رطوبت هوای خروجی و کارایی رطوبتی و آنتالپی را بر حسب دمای جاذب ورودی نشان می‌دهند. با توجه به شکل (۴)، ملاحظه می‌گردد که کاهش دمای جاذب ورودی باعث کاهش نسبت رطوبت هوای خروجی شده است. برای توجیه این مطلب توجه شود که هر قدر دمای جاذب کمتر باشد، فشار بخار آن پایین‌تر می‌آید. کمتر بودن فشار بخار یک جاذب باعث می‌شود که قابلیت میزان جذب رطوبت آن بیشتر گردد. بنابراین با کاهش دمای جاذب ورودی، رطوبت بیشتری جذب

توابع خواص فیزیکی باسالت^۹ [۱۳] تهیه شده‌اند. به این ترتیب که از داده‌های آماری به عنوان ضرایب یک تابع چندجمله‌ای^{۱۰} که معرف آن متغیر است، استفاده شده و مقدار هر متغیر با استفاده از این تابع تعیین می‌گردد. به این ترتیب حداکثر دقت برای هر متغیر لحاظ خواهد شد.

الگوریتم حل مدل ε-NTU

- تعیین مقدار NTU برای سیستم
 - محاسبه ضریب گرمای ویژه اشباع برای هوا و جاذب مایع در محدوده شرایط مورد نظر
 - محاسبه کارایی سیستم
 - محاسبه آنتالپی خروجی هوا و جاذب
 - محاسبه نسبت رطوبت خروجی
 - محاسبه نرخ جریان جاذب خروجی و دما و غلظت آن با استفاده از بالانس انرژی و معادلات
 - محاسبه دمای هوای خروجی
- برای محاسبه C_{sat} در مرحله دوم نیاز به دانستن دمای جاذب خروجی T_{s2} داریم. برای این کار یک مقدار برای دمای جاذب خروجی حدس زده و محاسبات را انجام می‌دهیم. با انتخاب دمای جاذب خروجی بدست آمده در این مرحله به عنوان مقدار حدس جدید، محاسبات با ۳ الی ۴ تکرار همگرا می‌شود. در این برنامه همچنین تاثیر تغییر پارامترهای مختلف ورودی روی میزان جذب رطوبت از هوای ورودی و کارایی سیستم لحاظ شده است. به این ترتیب که با تغییر یک پارامتر و ثابت نگه داشتن بقیه پارامترها، روند تغییرات جذب رطوبت بررسی و کارایی رطوبتی و کارایی آنتالپی سیستم می‌شود.

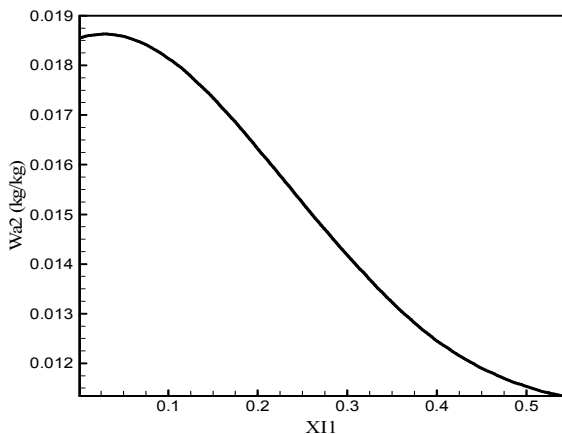
بحث و بررسی نتایج

برای اطمینان از صحت نتایج حل برنامه کامپیوتری، نتایج با دو سری داده از مراجع مقایسه شده است. سری اول داده‌ها نتایج تجربی بدست آمده از یک سیستم رطوبت‌گیر و سری دوم داده‌ها نتایج بدست آمده از حل معادلات به روش اختلاف محدود می‌باشد [۱۴و۱]. این نتایج در شکل‌های (۲) و (۳) نشان داده شده‌اند. با توجه به نتایج بدست آمده، ماکزیمم خطا در مقایسه با نتایج تجربی مرجع [۱۴] ۹/۴٪ و در مقایسه با نتایج روش عددی اختلاف محدود ارائه شده در مرجع [۱]، ۲/۱٪ می‌باشد. بنابراین نتایج حاضر از دقت قابل‌قبولی برخوردارند. شرایط ورودی سیستم در شکل‌های (۳) تا (۱۲) مطابق جدول (۱) می‌باشد.

۹- Thomas K. Buschulte

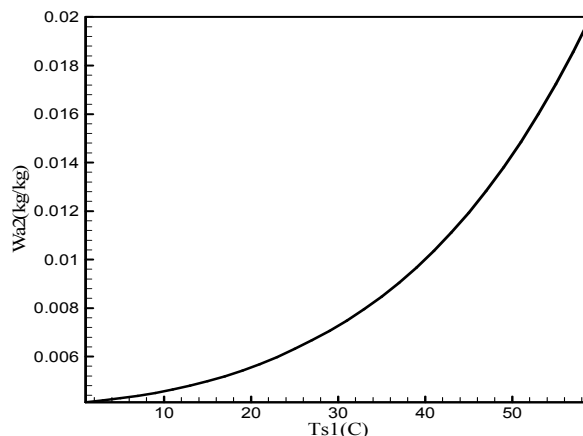
۱۰- Polynomial

ابتدا کمی افزایش و سپس کاهش می‌یابد. این امر به این علت است که در غلظت‌های خیلی کم، جاذب مانند آب عمل کرده و در ابتدای کار مقداری رطوبت به هوا می‌دهد. بر همین اساس و با توجه به شکل (۷)، با افزایش غلظت جاذب ورودی، کارایی رطوبتی سیستم ابتدا کمی کاهش و سپس افزایش یابد. این انتقال حرارت در جهت عکس، باعث می‌شود که کارایی رطوبتی سیستم در ابتدا کمی کاهش و سپس افزایش یابد.

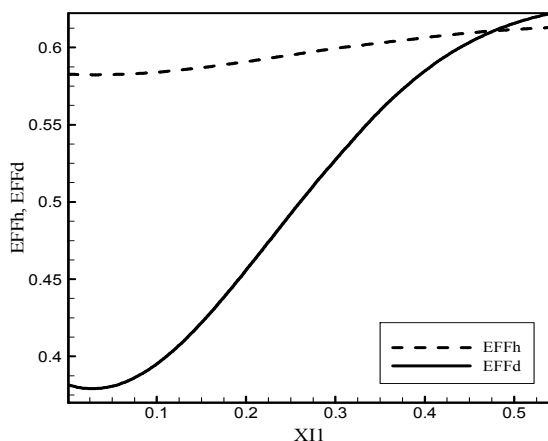


شکل ۶: تغییرات نسبت رطوبت هوای خروجی W_{a2} بر حسب غلظت جاذب ورودی X_{I1}

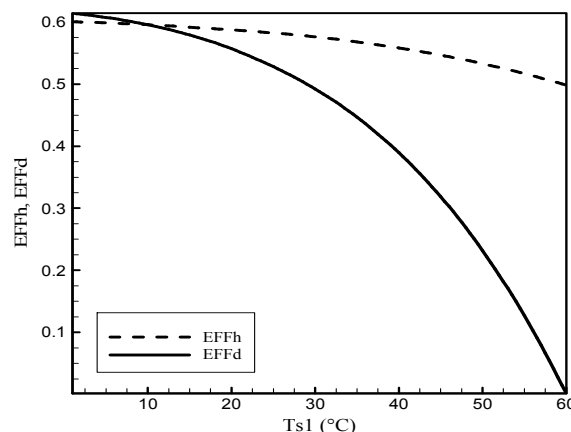
شده و در نتیجه نسبت رطوبت هوای خروجی کاهش می‌یابد. لازم بذکر است که این کاهش دمای جاذب تا حدی قابل قبول است که هزینه سرمایه‌های آن، باعث کاهش راندمان سیستم نگردد. همانطور که در شکل (۵) مشاهده می‌شود، کارایی رطوبتی و آنتالپی سیستم با کاهش دمای جاذب ورودی و متعاقباً کاهش نسبت رطوبت هوای خروجی، افزایش می‌یابد. زیرا رطوبت بیشتری جذب می‌گردد.



شکل ۴: تغییرات نسبت رطوبت هوای خروجی W_{a2} بر حسب دمای جاذب ورودی T_{s1}



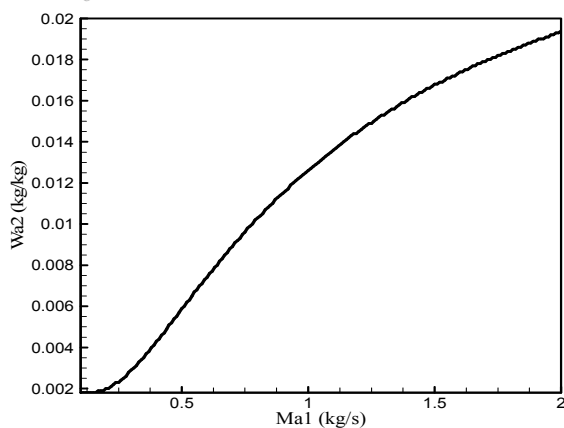
شکل ۷: تغییرات کارایی رطوبتی EFF_d و کارایی آنتالپی EFF_h بر حسب غلظت جاذب ورودی X_{I1}



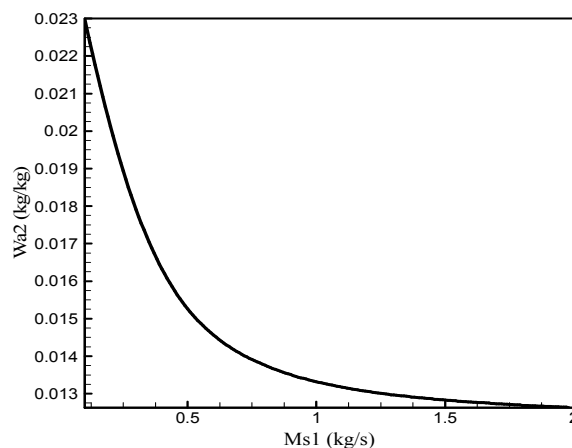
شکل ۵: تغییرات کارایی رطوبتی EFF_d و کارایی آنتالپی EFF_h بر حسب دمای جاذب ورودی T_{s1}

نتایج بدست آمده در شکل‌های (۸) و (۹) نشان می‌دهند که با کاهش نرخ جرمی جاذب، رطوبت هوای خروجی بیشتر و کارایی رطوبتی سیستم کاهش می‌یابد. درحقیقت هنگامی که نرخ جریان جرمی جاذب کاهش می‌یابد، جاذب توانایی جذب انرژی کافی از هوای مرطوب جهت تقطیر بخار آب آن را نداشته و بنابراین رطوبت و دمای هوای خروجی از رطوبت‌گیر بالاتر می‌رود.

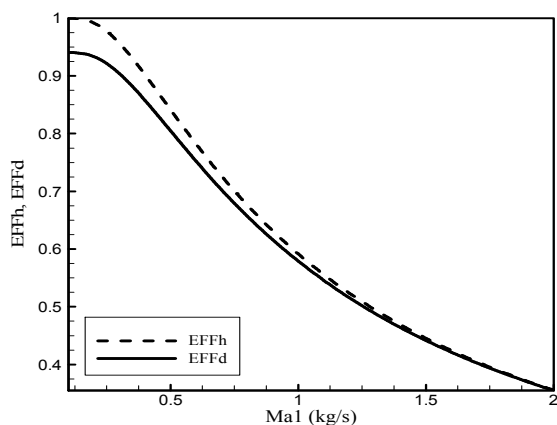
شکل‌های (۶) و (۷) تغییرات نسبت رطوبت هوای خروجی و کارایی سیستم را بر حسب غلظت جاذب ورودی نشان می‌دهند. برای توجیه این نتایج می‌توان بیان نمود که هر چه غلظت محلول بیشتر شود، رطوبت بیشتری جذب می‌گردد. بنابراین با افزایش غلظت جاذب ورودی، محتوای رطوبت هوای خروجی کاهش و کارایی سیستم افزایش می‌یابد. نتایج بدست آمده در شکل‌های (۴) و (۵) نیز موید این مطلب می‌باشند. باید توجه نمود که افزایش غلظت جاذب مایع، با میزان محلولیت نمک این جاذب‌ها محدود می‌شود. بدین معنی که اگر غلظت جاذب از حد معینی تجاوز کند، ذرات نمک در داخل جاذب متبلور شده و این باعث کاهش توانایی جذب رطوبت جاذب و اختلال در عملکرد سیستم می‌گردد. با توجه به شکل (۶)، در غلظت‌های خیلی کم نسبت رطوبت هوای خروجی



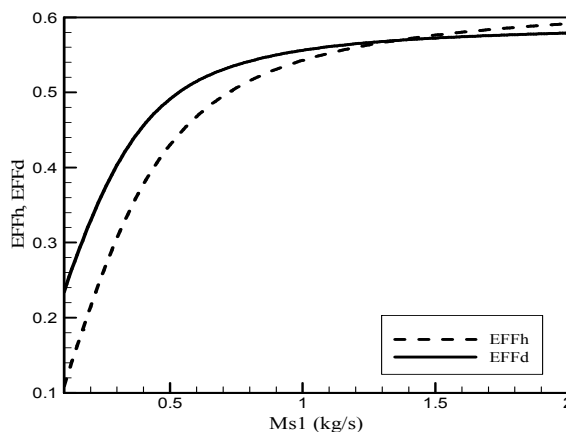
شکل ۱۰: تغییرات نسبت رطوبت هوای خروجی W_{a2} بر حسب نرخ جرمی هوای ورودی M_{a1}



شکل ۸: تغییرات نسبت رطوبت هوای خروجی W_{a2} بر حسب نرخ جرمی جاذب ورودی M_{s1}



شکل ۱۱: تغییرات کارایی رطوبتی EFF_d و کارایی آنتالپی EFF_h بر حسب دبی جرمی هوای ورودی M_{a1}



شکل ۹: تغییرات کارایی رطوبتی EFF_d و کارایی آنتالپی EFF_h بر حسب دبی جرمی جاذب ورودی M_{s1}

در شکل‌های (۱۰) و (۱۱) به ترتیب، تغییرات رطوبت هوای خروجی و کارایی سیستم را بر حسب NTU نشان می‌دهند. با توجه به ثابت بودن \dot{m}_a و نوع جاذب، میزان NTU تنها به ابعاد فیزیکی سیستم (طول محفظه) بستگی دارد. به این ترتیب با پیشروی در طول بستر رطوبت هوا کاهش می‌یابد. اما هرچه طول محفظه بیشتر باشد، غلظت جاذب کمتر شده و از نرخ رطوبت‌گیری آن کاسته می‌گردد. به همین جهت همانطور که در شکل (۱۲) ملاحظه می‌گردد، با افزایش NTU نرخ کاهش رطوبت هوا (شیب نمودار) کاهش می‌یابد. با مقایسه این نتایج و نتایج شکل‌های (۱۰) و (۱۱) که در آن تغییر میزان دبی جرمی هوای ورودی \dot{m}_a بررسی شده است، مشخص می‌گردد که این دو سری نتیجه عکس یکدیگرند. با توجه به رابطه (۱۶)، تغییرات NTU با دبی جرمی هوا \dot{m}_a نسبت عکس دارد و این مطلب تصدیقی بر صحت نتایج بدست آمده می‌باشد.

در شکل‌های (۱۰) و (۱۱) به ترتیب، تغییرات رطوبت هوای خروجی و کارایی سیستم جاذب بر حسب دبی جرمی هوای ورودی \dot{m}_a نشان داده شده است. شکل (۱۰) نشان می‌دهد که با کاهش دبی هوای ورودی، نسبت رطوبت هوای خروجی کاهش پیدا کرده است. به عبارتی وقتی حجم هوای ورودی کم است، متناسب با آن مقدار رطوبت موجود در آن نیز کم می‌باشد. با توجه به عدم تغییر قدرت جاذب مایع، با افزایش دبی هوای ورودی، مقدار رطوبت موجود نیز افزایش می‌یابد. درحالی‌که جاذب مایع توانایی جذب یک مقدار مشخص از رطوبت هوا را دارد. بنابراین رطوبت هوای خروجی افزایش می‌یابد. نمودار شکل (۱۱) نشان می‌دهد که کاهش دبی جرمی هوا، باعث افزایش کارایی رطوبتی سیستم می‌شود. از آنجایی که با کاهش دبی جرمی هوا، محتوای رطوبت هوای خروجی کاهش می‌یابد این افزایش کارایی رطوبتی سیستم قابل توجیه است.

نتیجه‌گیری

نتایج بدست آمده در کار حاضر مطالب زیر را نشان داد.

- ۱- کاهش دما و افزایش غلظت جاذب ورودی، باعث کاهش نسبت رطوبت هوای خروجی و افزایش راندمان سیستم می‌شود.
- ۲- افزایش دبی جرمی هوای ورودی، باعث افزایش مقدار رطوبت موجود در سیستم می‌شود. با توجه به ثابت بودن توانایی سیستم برای جذب یک مقدار رطوبت مشخص، افزایش دبی هوای ورودی باعث افزایش نسبت رطوبت هوای خروجی و کاهش کارایی رطوبتی سیستم می‌گردد.
- ۳- کاهش دبی جرمی جاذب، باعث کاهش توانایی سیستم در جذب رطوبت شده و در نتیجه، نسبت رطوبت هوای خروجی را افزایش و راندمان سیستم را کاهش می‌دهد.
- ۴- با افزایش NTU کارایی سیستم افزایش می‌یابد.
- ۵- با افزایش NTU نرخ تغییرات دمایی هوا و جاذب کاهش می‌یابد. این امر به علت کاهش غلظت جاذب در طول محفظه با افزایش NTU می‌باشد.
- ۶- کارایی سیستم‌های جاذب مایع در مناطق معتدل و مرطوب بیشتر است.

تقدیر و تشکر

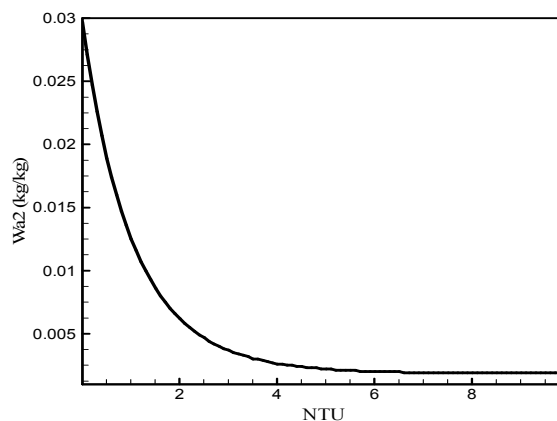
نویسندگان مقاله مایلند که از پژوهشکده انرژی دانشگاه کاشان بخاطر حمایت‌های انجام شده از این تحقیق تشکر و قدردانی نمایند.

فهرست علائم

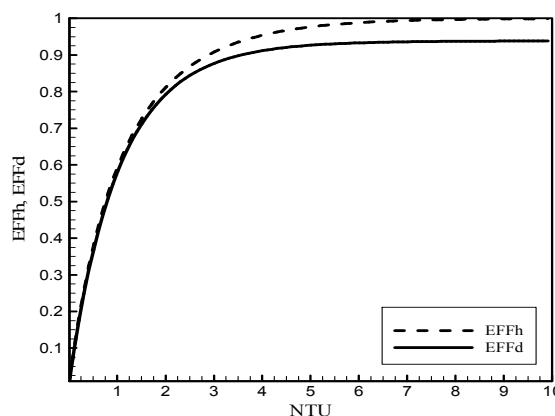
Le	عدد لوئیس (بدون بعد)
h	آنتالپی (kJ/kg)
T	دما ($^{\circ}C$)
w	نسبت رطوبت (kg/kg)
\dot{m}	دبی جرمی
h_D	ضریب انتقال حرارت
V_T	حجم محفظه (m^3)
A_V	نسبت مساحت به حجم بستر (1/m)
EFF_d	کارایی رطوبتی
EFF_h	کارایی آنتالپی

زیرنویس

a	هوا
s	جاذب
i	ورودی
o	خروجی
$T_{s,sat}$	شرایط هوای اشباع در دمای جاذب

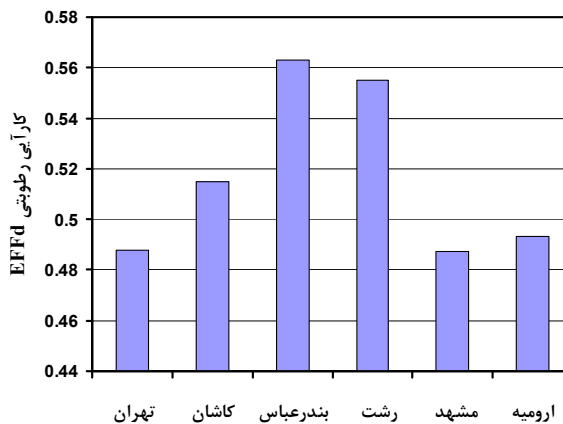


شکل ۱۲: تغییرات نسبت رطوبت هوای خروجی W_{a2} بر حسب NTU



شکل ۱۳: تغییرات کارایی رطوبتی EFF_d و کارایی آنتالپی EFF_h بر حسب NTU

شکل (۱۴) کارایی رطوبتی سیستم جاذب مایع را در چند شهر ایران با اقلیم‌های متفاوت نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود، کارایی رطوبتی سیستم‌های جاذب مایع در اقلیم معتدل و مرطوب مثل بندرعباس و بعد از آن رشت دارای بالاترین بازده و در اقلیم‌های سرد و خشک مثل مشهد دارای کمترین بازده رطوبت‌زدایی می‌باشد. بنابراین استفاده از این سیستم‌ها با توجه به پایین بودن بازده آن در اقلیم سرد و خشک، ممکن است از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نباشد.



شکل ۱۴: مقایسه کارایی رطوبتی سیستم جاذب مایع در چند شهر کشور

parallel flow,” Renewable Energy, Vol. 13: pp.305–322 (1998).

[8] Lazzarin R.M., Gasparella A. and Longo GA., “Chemical dehumidification by liquid desiccants: theory and experiment,” International Journal of Refrigeration; vol.22(4): pp.334–347 (1999).

[9] Henning H.M., Erpenbeck T., Hiderburg C. and Satamaria IS., “The potential of solar energy use in desiccant cycles,” Int J Refrigeration; vol.24: pp.220–229 (2001).

[10] Alizadeh S. and Saman WY., “An experimental study of a forced flow solar collector/regenerator using liquid desiccant,” Solar Energy; vol.73(5): pp.345–362 (2002).

[11] Oberg V. and Goswami DY., “A review of liquid desiccant cooling,” Advances in Solar Energy, vol.21: pp.431–470 (1998).

[۱۲] پارسافر، غلام عباس، “ترمودینامیک آماری- مبنایی و کاربردها،” مرکز نشر دانشگاه صنعتی اصفهان، (۱۳۷۶).

[13] Buschulte T.K., “LiCl/Water Solutions and Air/Water Mixtures,” M.S. Thesis, Chemical Engineering, UW Madison, Appendices A.1 and A.3 (1984)

[14] Lof G.O.G. et. al., “Open Cycle Lithium Chloride (Solar) Cooling,” DOE Report COO-30126-7, (1981).

[1] Dawne I. S., “Analysis of liquid-desiccant systems and component modeling,” University of Wisconsin-Madison; vol.1(1): pp.1–5 (1988).

[2] Lof G., “House heating and cooling with solar energy,” Solar Energy Research. University of Wisconsin Press; vol.2(1): pp.73–78 (1955).

[3] Factor H.M. and Grossman G., “A packed bed dehumidifier/regenerator for solar air conditioning with liquid desiccants,” Solar Energy; vol.24(6): pp.541–550 (1980).

[4] Grossman G., “Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning,” Solar Energy; vol.72(1): pp.53–62 (2002).

[5] Grossman G. and Ziegler L., “Experimental investigation of a LiCl-Water absorption system for cooling and dehumidification,” Transactions of ASME, vol.126, No.5, pp.710–750, (2004).

[6] Kessling W., Laevemann E. and Peltzer M., “Energy storage in open cycle liquid desiccant cooling systems,” International Journal of Refrigeration; vol.21(2): pp.150–160 (1998).

[7] Rahamah A., Elsayed M.M. And Al-Najem N.M., “A numerical solution for cooling and dehumidification of air by a falling desiccant film in