

## بررسی عددی تاثیر مشخصات سیال حرارتی ورودی بر عملکرد

### سیستم تبرید جذب سطحی

حمید نیازمند

استاد دانشگاه فردوسی مشهد  
niazmand@um.ac.ir

هدی طالبیان

کارشناس ارشد دانشگاه فردوسی مشهد  
ho\_ta708@um.ac.ir

میلاد آذر فر

دانشجوی کارشناسی ارشد دانشگاه فردوسی مشهد  
azarfar.milad@stu-mail.um.ac.ir

### چکیده

این مطالعه به بررسی تاثیر دبی جرمی و دمای سیال حرارتی ورودی به بستر جاذب در مراحل گرمایش و سرمایش با هدف افزایش پارامترهای عملکردی سیستم و کاهش اتلاف انرژی ورودی می‌پردازد. بدین منظور از مدل سازی عددی یک مبدل حرارتی که شامل لوله‌های فلزی و فین‌های صفحه‌ای بوده و فضای بین فین‌ها با کامپوزیتی از ذرات سیلیکاژل پر شده، استفاده شده است. معادلات انتقال حرارت و انتقال جرم بستر جاذب به صورت سه بعدی و همزمان با معادلات انتقال حرارت مربوط به سیال ناقل حرارت (آب)، لوله فلزی و فین‌ها حل شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد ضریب عملکرد و توان تبرید مخصوص سیستم با افزایش دمای آب گرم و کاهش دمای آب سرد افزایش می‌یابد. بنابراین بهترین انتخاب با توجه به ماکزیمم دمای قابل بکارگیری در این نوع سیلیکاژل، دمای آب گرم  $90^{\circ}\text{C}$  و با توجه به بازه دمایی متداول آب خنک کننده، دمای  $20^{\circ}\text{C}$  است. دبی جرمی آب سرد در تمامی دماهای آب گرم و سرد بهتر است  $1/5$  برابر دبی جرمی آب گرم انتخاب شود و دبی جرمی مطلوب آب گرم با کاهش دمای آن کاهش می‌یابد.

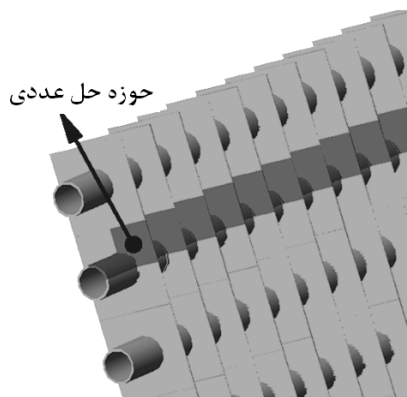
**کلمات کلیدی:** چیلر جذب سطحی، مدل سازی عددی، ضریب عملکرد، توان تبرید، سیلیکاژل

### فهرست علائم

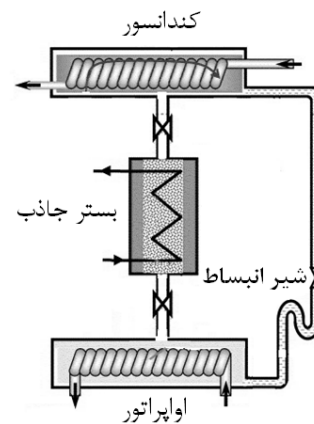
$c_p, c$	ظرفیت گرمایی ویژه ( $\text{Jkg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )	$t$	زمان (s)	$\rho$	چگالی ( $\text{kgm}^{-3}$ )
$CV$	حجم کنترل ( $\text{m}^3$ )	$T$	دما ( $^{\circ}\text{C}, \text{K}$ )	زیرنویس	
$D_{so}$	ثابت پخشندگی سطحی ( $\text{m}^2\text{s}^{-1}$ )	$TC$	دمای آب خنک کننده ورودی ( $^{\circ}\text{C}, \text{K}$ )	$b$	بستر ماده جاذب
$E_a$	انرژی فعال سازی ( $\text{Jkg}^{-1}$ )	$TH$	دمای آب گرم کننده ورودی ( $^{\circ}\text{C}, \text{K}$ )	$evap$	اوپراتور
$K_{app}$	نفوذپذیری ظاهری بستر جاذب ( $\text{m}^2$ )	$\vec{u}$	بردار سرعت ( $\text{ms}^{-1}$ )	$f$	فین، خروجی
$mc$	دبی جرمی آب خنک کننده ( $\text{kgs}^{-1}$ )	$w$	مقدار متوسط سیال عامل جذب شده	$fl$	سیال ناقل حرارت
$mh$	دبی جرمی آب گرم کننده ( $\text{kgs}^{-1}$ )	علائم یونانی		$g$	بخار سیال عامل
$P$	فشار (Pa)	$\lambda$	رسانندگی گرمایی ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ )	$if$	سطح مشترک
$Q$	انرژی حرارتی (J)	$\mu$	ویسکوزیته ( $\text{Nsm}^{-2}$ )	$s$	ماده جامد جاذب
$R_p$	شعاع ذرات جاذب (m)	$\Delta H$	گرمای جذب ( $\text{Jkg}^{-1}$ )	$t$	لوله فلزی
$R_u$	ثابت جهانی گازها ( $\text{J mol}^{-1} \text{K}^{-1}$ )	$\varepsilon_i$	تخلخل کلی		

## ۱. مقدمه

در حوزه تبرید و تهویه مطبوع، فناوری جذب سطحی توانسته است به عنوان روشی جدید در جایگزینی سیستم‌های تراکمی و جذب حجمی مطرح شود. استفاده از انرژی حرارتی به جای انرژی الکتریکی، قابلیت کاربرد منابع حرارتی با گستره دمایی بالا که امکان استفاده از انرژی‌های رایگان و اتلافی را فراهم می‌کند و استفاده از مبردهایی همچون آب که اثرات تخریبی بر محیط زیست ندارد و به علاوه ارزان و غیرخورنده است؛ از جمله مهم‌ترین مزایای این سیستم‌ها به شمار می‌رود. شکل ۱ نمایی از یک چیلر جذب سطحی را نشان می‌دهد. این سیستم از چهار قسمت اصلی تشکیل شده است: بستر جاذب که شامل تعدادی مبدل حرارتی است (شکل ۲) - که با مواد جاذب (مانند سیلیکاژل<sup>۱</sup> و زئولیت<sup>۲</sup>) پر شده است - کندانسور، اواپراتور و شیر انبساط. مواد جاذب بستر متخلخل بوده و قادرند با گرم شدن سیالات خاصی را در سطوح آزاد خود احیا کرده و با سرد شدن، سیال را جذب کنند. به این ترتیب سیال عامل بدون صرف هیچ گونه توان مکانیکی در سیکل به گردش در می‌آید و بستر جاذب به عنوان کمپرسور حرارتی سیستم عمل می‌کند.



شکل ۲. نمایی از یک مبدل حرارتی و حوزه مربوط به مدل‌سازی عددی



شکل ۱. شمایی از چیلر جذب سطحی

سیکل کامل چیلر جذب سطحی از چهار مرحله تشکیل شده است. در مرحله اول (گرمایش جرم ثابت) شیرهای ارتباطی بین بستر و کندانسور و اواپراتور بسته است. در این حالت آب گرم وارد لوله فلزی بستر شده و با احیای سیال عامل موجود در ذرات جاذب، در مدت زمان اندکی فشار بستر تا فشار کندانسور افزایش می‌یابد. در مرحله دوم (گرمایش فشار ثابت) شیر ارتباطی بین بستر و کندانسور باز می‌شود. با تداوم گرمایش بستر، فرآیند احیا به صورت گسترده آغاز می‌شود و به علت اتصال بستر به کندانسور، فشار بخار در محفظه جاذب ثابت مانده و تنها دمای آن افزایش می‌یابد. سیال احیا شده در بستر با عبور از کندانسور تقطیر می‌شود و با گذشتن از شیر اختناق فشار آن کم شده سپس وارد اواپراتور می‌شود. در انتهای این مرحله، مواد جاذب تا کسر معینی از سیال جذب شونده خالی شده‌اند. در مرحله سوم (سرمایش جرم ثابت) مجدداً شیرهای متصل کننده بستر جاذب به کندانسور و اواپراتور بسته شده و این بار سیال خنک کننده در لوله‌های بستر جاری می‌شود. در این مرحله با جذب سیال عامل در ذرات جاذب، فشار بستر تا فشار اواپراتور کاهش خواهد یافت. در این هنگام شیر بین بستر و اواپراتور باز شده مرحله چهارم (سرمایش فشار ثابت) آغاز می‌شود و سرمایش بستر تداوم می‌یابد. در نتیجه اتصال محفظه جاذب به اواپراتور فشار محفظه ثابت مانده و در اثر کاهش دمای مواد جاذب، فرآیند جذب در بستر تسریع می‌شود. خلاء ناشی از مکش سیال عامل توسط مواد جاذب، منجر به تبخیر سیال عامل در اواپراتور شده و تبرید صورت می‌گیرد. پس از جذب درصد معینی از سیال عامل در مواد جاذب، شیر اتصال بین بستر و اواپراتور بسته شده تا با شروع مرحله‌ی گرمایش جرم ثابت، سیکل از سر گرفته شود.

<sup>۱</sup> . Silica gel  
<sup>۲</sup> . Zeolite

عملکرد این سیستم به کمک دو پارامتر ضریب عملکرد (COP)<sup>۳</sup> و ظرفیت سرمایش مخصوص (SCP)<sup>۴</sup> بررسی می‌شود:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{heating\ cycle}} \quad (1)$$

$$SCP = \frac{Q_{evap}}{m_s \times t_{cycle}} \quad (2)$$

به دلیل پایین بودن مقدار این پارامترها، تحقیقات زیادی در راستای بهبود عملکرد این سیستم انجام شده است. از آنجایی که فرایند اصلی در چیلرهای جذب سطحی جذب و احیای سیال عامل در بستر جاذب است، لذا طراحی مناسب اجزای بستر جاذب می‌تواند در بهبود پارامترهای عملکردی این چیلرها به صورت قابل ملاحظه‌ای تاثیرگذار باشد. در این راستا مدل‌سازی عددی بستر مواد جاذب علاوه بر حذف هزینه‌های زیاد مطالعات تجربی، روشی موثر در درک رفتار بستر در مراحل مختلف سیکل و گامی عملی در جهت بهینه‌سازی عملکرد حرارتی سیستم می‌باشد. این مدل‌های عددی را می‌توان از نظر دقت در جزئیات فرایندهای سیستم، به سه گروه تقسیم کرد: مدل‌های ترمودینامیکی، مدل‌های انتقال حرارت و مدل‌های انتقال حرارت و انتقال جرم [۱-۳]. در این میان مدل‌های انتقال حرارت و انتقال جرم جامع بوده و قادرند با بررسی همزمان فرایندهای انتقال حرارت، انتقال جرم در بین ذرات متخلخل (مقاومت برون ذره‌ای) و انتقال جرم در درون ذرات متخلخل (مقاومت درون ذره‌ای)، توزیع زمانی مناسبی از پارامترهایی چون دما، فشار و جذب در نقاط مختلف بستر ارائه دهند.

یکی از اجزای موثر بستر جاذب سیال حرارتی است که در لوله‌های فلزی جریان دارد. این سیال با دریافت حرارت از منبع گرمایشی در مراحل گرمایش، انرژی را به اجزای بستر انتقال می‌دهد. سیال پس از عبور از بستر توسط برج خنک‌کن به دمای محیط بازگردانده شده و سپس در مراحل سرمایش، اجزای بستر را خنک می‌کند. همچنین این سیال به عنوان خنک کننده در کندانسور نیز در جریان است. در ادامه به بررسی مطالعاتی می‌پردازیم که به تاثیر سیال حرارتی بر عملکرد این سیستم‌ها پرداخته اند:

لیو و لئونگ<sup>۵</sup> [۴] با ارائه مدلی عددی در بستری شامل ذرات زئولیت X۱۳ به بررسی تاثیر دمای کندانسور، اواپراتور و سیال مبرد در مراحل جذب و احیا پرداخته اند. همچنین بررسی تاثیر دمای سیال حرارتی گرم ورودی بر SCP و COP سیستم نشان می‌دهد که COP تغییرات ناچیزی نسبت به دمای سیال داشته اما SCP با افزایش دمای سیال حرارتی افزایش می‌یابد. البته بستر مدل شده فاقد فین بوده و دبی جرمی سیال حرارتی در مراحل گرمایش و سرمایش بستر یکسان است. میازاکی و آکیسوا<sup>۶</sup> [۵] با استفاده از پارامترهای بدون بعد در مدل‌سازی عددی، به بررسی تاثیر دبی جرمی و دمای سیال حرارتی گرم ورودی بر عملکرد سیستم پرداخته‌اند. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که افزایش نرخ جریان جرمی و افزایش دمای سیال گرم SCP سیستم را بالا برده اما COP را کاهش می‌دهد. اگرچه در نظر گرفتن دما و فشار یکنواخت در سراسر بستر، دقت محاسبات را تحت تاثیر قرار داده است و همچنین دبی جرمی سیال حرارتی سرد برابر با سیال حرارتی گرم در نظر گرفته شده است که الزاما انتخاب بهینه‌ای نیست. علاوه بر مطالعات ذکر شده تاثیر دمای منبع گرمایش بر پارامترهای عملکردی سیستم جذب سطحی در پژوهش‌های دیگری نیز همچون [۶-۹] بحث شده است. مضاف بر این، برخی دیگر از محققان تاثیر دمای سیال حرارتی خنک کننده را نیز بررسی نموده‌اند [۱۰-۱۲]. گرچه لازم به توضیح است در تمامی این مطالعات دبی جرمی سیال در مراحل گرمایش و سرمایش یکسان انتخاب شده است. ساها<sup>۷</sup> و همکارانش [۱۳] با استفاده از مدلی عددی تاثیر دما و دبی جرمی سیال حرارتی را بر COP و توان تبرید سیستم در مراحل گرمایش و سرمایش مطالعه کرده‌اند. نتایج این تحقیق نشان داد که تاثیر دمای سیال خنک‌کننده بر بسترهایی که دمای منبع حرارتی در آن‌ها پایین‌تر است بیشتر می‌باشد. همچنین این محققان به ازای دمای ثابت سیال حرارتی، مقادیر بهینه‌ای برای دبی جرمی سیال در مراحل

<sup>3</sup> . Coefficient Of Performance

<sup>4</sup> . Specific Cooling Power

<sup>5</sup> . Liu & Leong

<sup>6</sup> . Miyazaki & Akisawa

<sup>7</sup> . Saha

سرمایش و گرمایش تعیین کردند. هرچند این مطالعه عددی نسبت به سایر مطالعات اطلاعات بیشتری در رابطه با تاثیر پارامترهای سیال حرارتی بر عملکرد بستر ارائه می‌دهد، اما ساده سازی‌های انجام شده از جمله در نظر گرفتن دما و فشار یکنواخت در سراسر بستر از دقت محاسبات کاسته است و همچنین مقادیر بهینه دبی جرمی سیال حرارتی تنها به ازای یک دمای خاص محاسبه شده و امکان تاثیر تغییرات دمای سیال بر این مقادیر بهینه بررسی نشده است؛ لذا در این مطالعه با بکارگیری مدل انتقال حرارت و انتقال جرم و با استفاده از آب به عنوان سیال حرارتی، به بررسی تاثیر همزمان دبی جرمی و دمای آب ورودی به بستر بر عملکرد سیستم در مراحل گرمایش و سرمایش می‌پردازیم تا به راهکارهایی برای افزایش پارامترهای عملکردی سیستم و جلوگیری از اتلاف انرژی ورودی دست یابیم.

## ۲. مدل سازی عددی

### ۲-۱. حوزه مدل سازی

با توجه به شکل ۲ در این مطالعه از یک مبدل حرارتی با فین‌های صفحه‌ای پیوسته به عنوان بستر مواد جاذب استفاده شده است. ذرات جاذب بستر که از نوع SWS-1L<sup>۸</sup> با ظرفیت جذب بالا می‌باشد، در قسمت خارجی لوله فلزی و در فضای خالی بین فین‌ها انباشته می‌شود. سیال حرارتی عبوری از لوله فلزی مواد جاذب را بر اساس شرایط سیکل گرم یا سرد می‌کند. از آنجا که مدل سازی کل محفظه جاذب به علت حجم بالای محاسبات عملاً امکان پذیر نیست، لذا به دلیل تشابه لوله‌ها و تقارن موجود، تنها یک چهارم فضای اطراف یکی از لوله‌ها در مدل سازی منظور می‌شود.

### ۲-۲. معادلات حاکم

#### ۲-۲-۱. سیال ناقل حرارت

در معادله انرژی سیال ناقل حرارت می‌توان از جمله هدایت در مقابل جمله جابجایی در امتداد محور لوله صرف نظر کرد و معادله را به صورت یک بعدی و در امتداد محور طولی لوله حل نمود.

$$\int_{CV} (\rho C)_{fl} \frac{\partial T_{fl}}{\partial t} dV + \int_{CV} \vec{V} \cdot (\rho C \vec{u} T)_{fl} dV = -Q_{fl-if} \quad (3)$$

#### ۲-۲-۲. لوله فلزی

معادله انتقال حرارت هدایت مربوط به لوله فلزی به صورت سه بعدی گذرا در مختصات استوانه‌ای حل شده است:

$$\int_{CV} (\rho C)_t \frac{\partial T_t}{\partial t} dV = \int_{CV} \vec{V} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T)_t dV \quad (4)$$

#### ۲-۲-۳. فین‌ها

با توجه به ضخامت ناچیز فین‌ها انتقال حرارت هدایت در آن به صورت دو بعدی در صفحه عمود بر محور طولی لوله فلزی در نظر گرفته شده است. این معادله با توجه به هندسه فین‌ها در دستگاه مختصات عمومی حل شده است.

$$\int_{CV} (\rho C)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} dV = \int_{CV} \vec{V} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T)_f dV \quad (5)$$

#### ۲-۲-۴. بستر جاذب (مواد جاذب و سیال عامل)

موازنه انرژی برای بستر جاذب به صورت زیر است:

$$\int_{CV} (\rho C)_b \frac{\partial T_b}{\partial t} dV + \int_{CV} \vec{V} \cdot (\rho_g C_p \vec{u}_g T_b) = \int_{CV} \vec{V} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T)_b dV + \int_{CV} \rho_s \Delta H \frac{\partial w}{\partial t} dV \quad (6)$$

<sup>8</sup>. CaCl<sub>2</sub> in mesoporous silica gel

در این رابطه  $w$  مقدار جذب در هر لحظه می‌باشد که توسط رابطه نیرو محرکه خطی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{dw}{dt} = \frac{15D_{so} \exp\left(-\frac{E_a}{R_u T_b}\right)}{R_p^2} (w^* - w) \quad (7)$$

$w^*$  بیانگر جذب تعادلی در دمای  $T_b$  و فشار  $P$  است [۱۴].  
سرعت سیال عامل در بستر ماده جاذب توسط قانون دارسی<sup>۹</sup> [۱۵] به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\vec{u}_g = -\frac{K_{app}}{\mu} \nabla P \quad (8)$$

که در آن  $K_{app}$  نفوذپذیری ظاهری بستر است [۱۵].

همچنین برای محاسبه فشار در بستر جاذب از معادله پیوستگی سیال عامل کمک می‌گیریم:

$$\int_{CV} \varepsilon_t \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dV + \int_{CV} \nabla \cdot (\rho_g \vec{u}_g) dV + \int_{CV} \rho_s \frac{\partial w}{\partial t} dV = 0 \quad (9)$$

شایان ذکر است از رابطه گاز کامل برای محاسبه مقدار چگالی بخار سیال عامل در فاز احیا شده استفاده شده است.

## ۳-۲. شرایط مرزی

شرط مرزی دمایی برای سطوح مشترک بین بستر با لوله فلزی و فین‌ها و همچنین بین فین‌ها و لوله فلزی به صورت تعادل حرارتی و بقیه مرزها آدیاباتیک فرض شده‌اند. همچنین به جز فصل مشترک بستر با محفظه که مقدار فشار برابر با فشار محفظه در نظر گرفته شده است، در سایر مرزها تغییرات فشار در جهت عمود بر صفحه صفر فرض شده است.

## ۴-۲. حل معادلات

ابتدا مجموعه معادلات انتگرالی حاکم بر حوزه حل با استفاده از روش حجم کنترل و همچنین طرح کاملاً ضمنی به یک دسته معادلات جبری گسسته‌سازی شده‌اند. بدین منظور از طرح تفاضل پیش‌رو برای جملات زمانی و از طرح تفاضل مرکزی برای جملات جابجایی و پخش در بستر جاذب استفاده شده‌است. سپس با استفاده از برنامه فرترن ایجاد شده توسط نویسندگان، معادلات گسسته‌سازی شده به کمک الگوریتم حل ماتریس سه قطری و روش ADI<sup>۱۰</sup> به صورت همزمان حل می‌شوند.

## ۵-۲. بررسی استقلال نتایج

در آغاز فرآیند محاسبات لازم است نواحی بین فین‌ها، لوله فلزی و سیال ناقل حرارت شبکه‌بندی شوند. با توجه به ابعاد هندسی بستر مورد مطالعه (جدول ۱) تعداد شبکه برای ناحیه بین دو فین  $9 \times 16 \times 16$  انتخاب شده است که عدد کوچکتر مربوط به تعداد شبکه بین دو فین در امتداد محور لوله است. با این انتخاب تنها حدود ۲٪ خطا نسبت به شبکه دو برابر ریزتر وارد محاسبات می‌شود. با انتخاب ۳ شبکه در امتداد شعاعی لوله فلزی، نتایج با خطای کمتر از ۰/۱٪ نسبت به حالتی که شبکه محاسباتی یک و نیم برابر ریزتر شود، بدست می‌آید. تعداد شبکه در امتداد مماسی و محوری لوله فلزی و تعداد شبکه در فین‌ها برابر تعداد شبکه در ناحیه متناظر آن‌ها در حوزه محاسباتی مواد جاذب می‌باشد. از دیگر عوامل مهم استقلال نتایج از گام زمانی است. با توجه به تغییرات شدید دما و فشار در مراحل جرم ثابت می‌بایست گام زمانی مربوط به آن‌ها به اندازه کافی کوچک انتخاب شود. با انتخاب گام زمانی ۰/۰۲ ثانیه برای مراحل جرم ثابت و گام زمانی ۰/۶ ثانیه برای مراحل فشار ثابت نتایجی با حدود ۱/۵٪ خطا نسبت به حالتی که گام زمانی نصف شود بدست می‌آید که برای محاسبات قابل قبول است.

<sup>۹</sup>. Darcy law

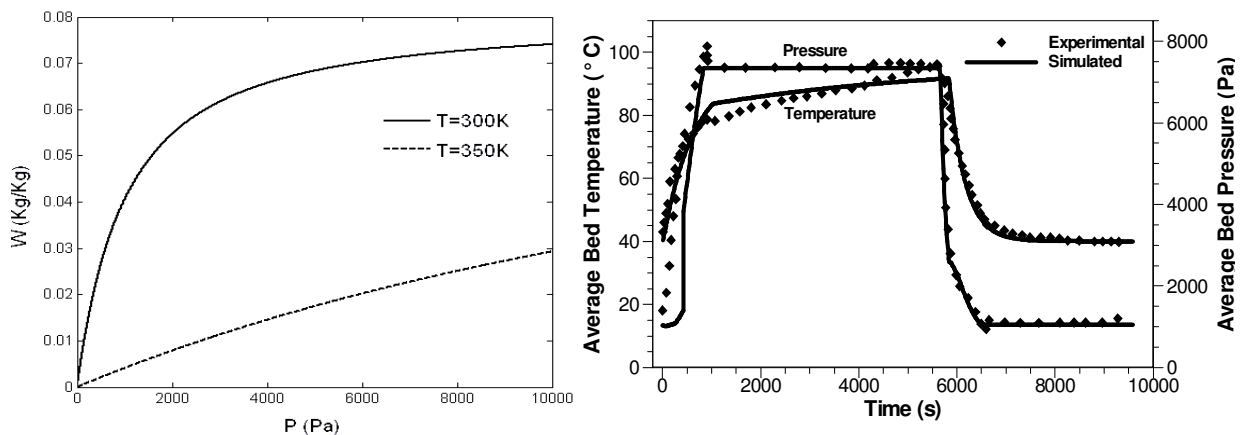
<sup>۱۰</sup>. Alternating direction implicit (ADI)

جدول ۱. مقادیر پارامترهای عملکردی و هندسی بستر جاذب

پارامتر	علامت	مقدار	پارامتر	علامت	مقدار
شعاع داخلی لوله فلزی (mm)	$R_i$	۵	آهنگ جرم سیال حرارتی ( $\text{kgs}^{-1}$ )	$\dot{m}_{fl}$	۰/۰۳
شعاع خارجی لوله فلزی (mm)	$R_o$	۶	چگالی مواد جاذب ( $\text{kgm}^{-3}$ )	$\rho_s$	۱۰۸۰
ضخامت فین (mm)	FT	۰/۲	تخلخل کلی	$\varepsilon_t$	۰/۷۲
ارتفاع فین (mm)	FH	۳۰	گرمای جذب ( $\text{kJkg}^{-1}$ )	$\Delta H$	۲۷۶۰
فاصله بین فین‌ها (mm)	FS	۹	دمای اواپراتور (K)	$T_{evap}$	۲۸۳/۱۵

## ۲-۶. اعتبارسنجی

برای بررسی صحت و دقت مدلسازی عددی نیاز است تا نتایج عددی با داده‌های یک نمونه تجربی مقایسه شود. اعتبارسنجی این مطالعه با تطبیق شرایط هندسی و عملکردی بستر مدل شده با نمونه آزمایشگاهی رستوکیا و همکاری‌اش [۱۶] انجام شده است. در این مطالعه تجربی از یک چیلر جذب سطحی تک بستره در ابعاد آزمایشگاهی استفاده می‌شود. مبدل حرارتی این سیستم شامل ۸ ردیف لوله بوده که هر ردیف شامل ۵۰ فین حلقوی از جنس فولاد ضدزنگ می‌باشد و فضای بین فین‌ها با ذرات سیلیکاژل نوع SWS-1L پر شده‌اند. ارتفاع فین‌ها ۳۴ mm و فاصله بین آن‌ها ۷ mm، دمای آب گرم ورودی به سیستم  $95^\circ\text{C}$  و دمای آب خنک کننده  $40^\circ\text{C}$  است. در شکل ۳ تغییرات دما و فشار میانگین بستر (مواد جاذب و سیال عامل) در مدت زمان یک سیکل کاری در نمونه آزمایشگاهی به همراه نتایج مدلسازی حاضر نشان داده شده است. با توجه به فرضیات و ساده‌سازی‌های اعمال شده در مدل سازی عددی و همچنین تعداد زیاد پارامترهای دخیل، مشاهده می‌شود نتایج حل عددی دقت قابل قبولی دارد به طوری که حداکثر خطا در پیش‌بینی دما حدود ۶٪ می‌باشد.



شکل ۳. تغییرات دمای متوسط بستر در طول یک سیکل کاری در مدل عددی و مقایسه با نتایج تجربی  
 شکل ۴. تغییرات میزان جذب سیال عامل با تغییر فشار بستر به ازای دو دمای مختلف ( $t=500\text{s}$ )

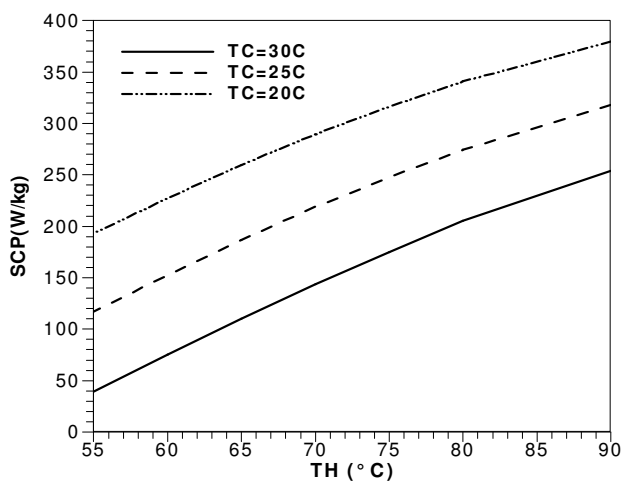
## ۳. نتایج

با حل هم‌زمان معادلات انتقال حرارت و انتقال جرم، توزیع دمای سیال حرارتی، لوله فلزی و فین‌ها به همراه توزیع دما، فشار و میزان جذب سیال عامل در مراحل مختلف سیکل مشخص می‌شود [۲۰ و ۲۱]. از آن‌جا که مدت زمان مراحل جذب و احیای فشار ثابت تابعی از حداکثر و حداقل جذب تعادلی است [۱-۳] و تغییر در دمای سیال حرارتی بر میزان جذب تاثیرگذار است، لذا استفاده از شکل ۴ به درک بهتر رفتار پارامترهای عملکردی بر حسب دمای سیال حرارتی کمک می‌کند. این شکل که حاصل از حل تحلیلی معادله ۷ است، تغییرات میزان جذب نسبت به فشار بستر را در دو دمای متفاوت بستر نشان می‌دهد. مشاهده

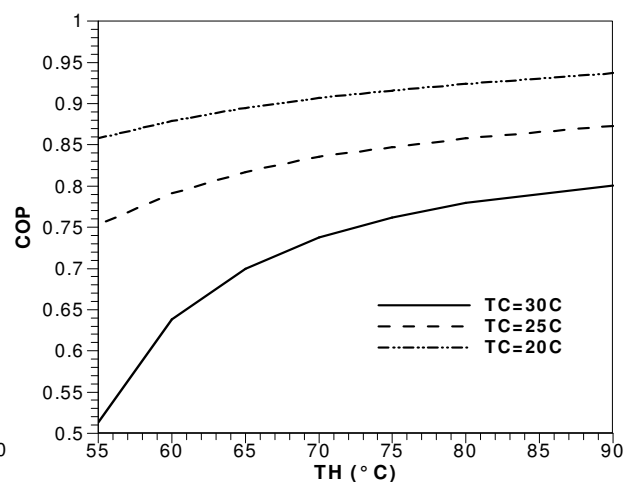
می‌شود افزایش فشار و کاهش دما میزان جذب را افزایش می‌دهد، مخصوصاً افزایش نرخ جذب در شرایطی که کاهش دما در فشارهای پایین صورت بگیرد شدیدتر است.

### ۳-۱. تاثیر دمای آب گرم و آب خنک کننده بر پارامترهای عملکردی سیستم جذب سطحی

شکل ۵ تغییرات COP سیستم را بر حسب دمای آب گرم ورودی در مقادیر مختلف دمای آب خنک‌کننده نشان می‌دهد. با توجه به شکل در دمای ثابت آب خنک‌کننده، COP با افزایش دمای آب گرم افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش با توجه به شکل ۴ کاهش حداقل جذب تعادلی در دمای بالای آب است که موجب افزایش جرم سیال احیا شده و در نتیجه افزایش ظرفیت جذب مواد جاذب در مرحله جذب می‌شود. افزایش میزان جذب سیال، ظرفیت تبرید سیستم را افزایش می‌دهد و علیرغم آن که کل حرارت ورودی به سیستم در نتیجه افزایش دمای آب گرم زیاد می‌شود، تاثیر افزایش ظرفیت تبرید غالب بوده و در نهایت COP افزایش می‌یابد. همچنین با توجه به شکل ۵ در دمای ثابت آب گرم، COP سیستم با کاهش دمای آب خنک‌کننده افزایش می‌یابد. در این شرایط از طرفی فشار کندانسور به علت کاهش دمای آب خنک‌کننده جاری در آن کاهش می‌یابد که این کاهش فشار با توجه به شکل ۴ منجر به کاهش جذب تعادلی می‌شود و از سوی دیگر کاهش دما باعث افزایش حداکثر جذب تعادلی می‌گردد. بنابراین با کاهش دمای آب خنک‌کننده، ظرفیت جذب و به دنبال آن ظرفیت تبرید سیستم افزایش می‌یابد. از آنجا که کاهش دمای آب خنک‌کننده جذب تعادلی حداقل را کاهش می‌دهد، لذا کل حرارت مورد نیاز سیستم افزایش می‌یابد؛ اما COP سیستم در نتیجه غلبه ظرفیت تبرید بر انرژی حرارتی کل افزایش می‌یابد. از شکل ۵ مشهود است هرچه دمای آب سرد پایین‌تر باشد، رشد COP با افزایش دمای آب گرم کندتر می‌شود. در حقیقت با کاهش دمای آب سرد فشار کندانسور کاهش یافته و با توجه به شکل ۴ در فشارهای پایین هر چه دمای آب گرم کمتر باشد، حداقل میزان جذب با نرخ بیشتری کاهش می‌یابد. در بستری با دمای آب گرم پایین، کاهش حداقل جذب منجر به افزایش بازه جذب شده و به عبارت دیگر تفاوت بازه جذب میان دو سیستم با دماهای بالا و پایین آب گرم کاهش می‌یابد. نزدیک شدن بازه جذب میان این دو سیستم در نهایت منجر به کاهش نرخ تغییرات COP می‌شود.



شکل ۶. تغییرات SCP سیستم با دمای آب گرم ورودی به ازای مقادیر مختلف دمای آب سرد



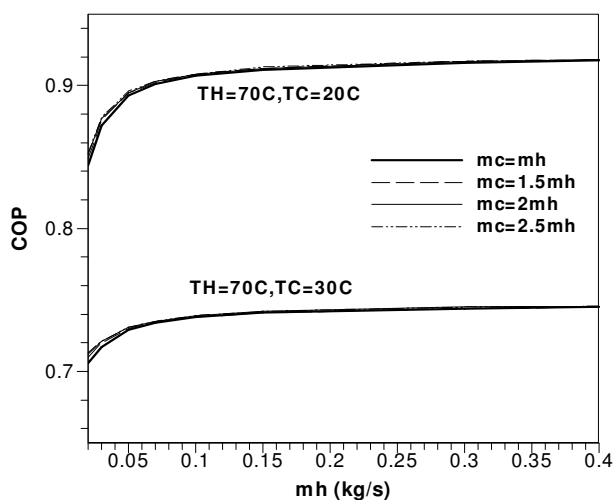
شکل ۵. تغییرات COP سیستم با دمای آب گرم ورودی به ازای مقادیر مختلف دمای آب سرد

شکل ۶ تغییرات SCP سیستم را بر حسب دمای آب گرم ورودی در مقادیر مختلف دمای آب خنک‌کننده نشان می‌دهد. با توجه به شکل در دمای ثابت آب خنک‌کننده، SCP با افزایش دمای آب گرم افزایش می‌یابد. با مراجعه به مرجع [۳] می‌توان دریافت هنگامی که از ذراتی با قطر کوچک استفاده شود، زمان سیکل نسبت به دمای آب گرم تغییر ناچیزی دارد. بنابراین SCP در این شرایط تابع مستقیم ظرفیت تبرید سیستم است. همانگونه که در توضیحات مربوط به شکل ۵ بیان شد با

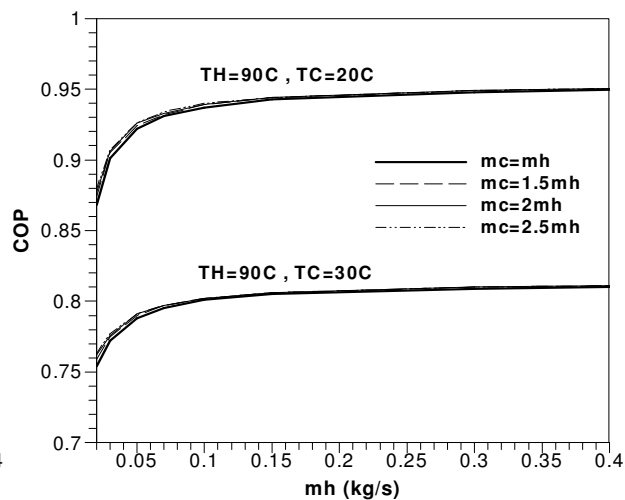
افزایش دمای آب گرم ظرفیت تبرید سیستم افزایش یافته و بنابراین SCP نیز افزایش می‌یابد. اما از آن جا که SCP برخلاف COP به حرارت کل ورودی به سیستم وابسته نیست، لذا نرخ افزایش آن با بالا رفتن دمای آب گرم کاهش نمی‌یابد. همچنین شکل ۶ نشان می‌دهد در دمای ثابت آب گرم، SCP سیستم با کاهش دمای آب خنک‌کننده افزایش می‌یابد. با مراجعه به مرجع [۳] می‌توان دریافت هنگامی که از ذراتی با قطر کوچک استفاده شود، زمان سیکل نسبت به دمای آب خنک‌کننده تغییرات ناچیزی دارد؛ بنابراین SCP در این شرایط نیز تنها تابع مستقیم ظرفیت تبرید سیستم است. از آن جا که با کاهش دمای آب خنک‌کننده ظرفیت تبرید افزایش می‌یابد، لذا SCP سیستم نیز روندی صعودی دارد.

### ۲-۳. تاثیر دبی جرمی آب ورودی بر پارامترهای عملکردی سیستم در دماهای مختلف

شکل‌های ۷ و ۸ تاثیر دبی جرمی آب گرم ورودی را بر COP سیستم به ازای تغییر دمای آب گرم و آب خنک‌کننده ورودی و همچنین در مقادیر مختلف دبی جرمی آب خنک‌کننده نشان می‌دهد. با توجه به این شکل‌ها در هر دمای سیال حرارتی، دبی جرمی بهینه ای وجود دارد که به ازای آن COP سیستم ماکزیمم بوده و به علت پایین بودن رسانندگی بستر، افزایش بیشتر دبی جرمی دیگر تاثیر محسوسی بر COP سیستم نخواهد داشت. همچنین مشاهده می‌شود افزایش دبی جرمی آب خنک‌کننده نسبت به آب گرم تاثیری بر COP سیستم ندارد. بر اساس شکل ۷ در دمای آب گرم  $90^{\circ}\text{C}$ ، با کاهش دمای آب سرد از  $30^{\circ}\text{C}$  به  $20^{\circ}\text{C}$  افزایش COP سیستم نسبت به افزایش دبی جرمی آب به ترتیب ۸ و ۱۰ درصد بوده و مقدار بهینه دبی جرمی از  $0.1\text{kg/s}$  به  $0.15\text{kg/s}$  افزایش یافته است. به ازای دمای آب گرم  $70^{\circ}\text{C}$  (شکل ۸)، افزایش COP نسبت به دبی جرمی در دمای آب سرد  $30^{\circ}\text{C}$ ، ۶ درصد بوده که با کاهش این دما به  $20^{\circ}\text{C}$ ، به ۹ درصد می‌رسد. با کاهش دمای آب سرد مقدار دبی جرمی بهینه نیز از  $0.08\text{kg/s}$  به  $0.1\text{kg/s}$  افزایش یافته است. در نهایت مقایسه دو شکل ۷ و ۸ نشان می‌دهد هر چه دمای آب گرم بالاتر و دمای آب سرد پایین‌تر باشد نرخ رشد COP نسبت به افزایش دبی جرمی بیشتر است و بنابراین دبی جرمی مورد نیاز برای دستیابی به حداکثر COP افزایش می‌یابد.



شکل ۸. تغییرات COP سیستم بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی در مقادیر مختلف دبی جرمی آب خنک‌کننده  
 ( $TH=70^{\circ}\text{C}$ ,  $TC=20^{\circ}\text{C}$ ,  $30^{\circ}\text{C}$ )

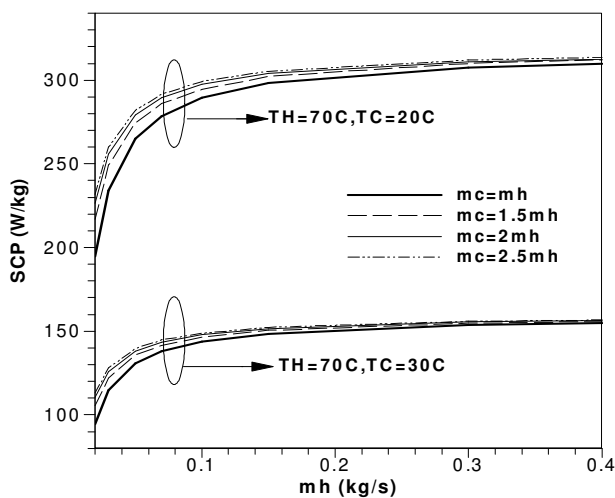


شکل ۷. تغییرات COP سیستم بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی در مقادیر مختلف دبی جرمی آب خنک‌کننده  
 ( $TH=90^{\circ}\text{C}$ ,  $TC=20^{\circ}\text{C}$ ,  $30^{\circ}\text{C}$ )

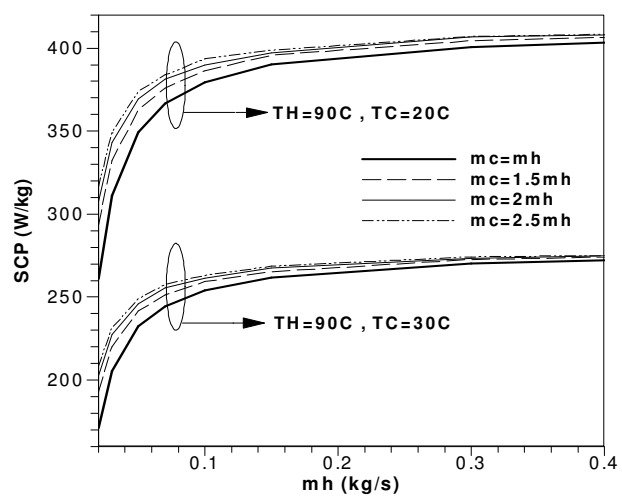
شکل‌های ۹ و ۱۰ تاثیر دبی جرمی آب گرم ورودی را بر SCP سیستم به ازای مقادیر مختلف دمای آب گرم و آب خنک‌کننده ورودی و همچنین به ازای تغییر در دبی جرمی آب خنک‌کننده نشان می‌دهد. مشابه با آنچه در مورد COP دیدیم در این قسمت نیز دبی جرمی بهینه‌ای وجود دارد که به ازای آن SCP سیستم با تقریب خوبی ماکزیمم بوده و افزایش بیشتر دبی جرمی تاثیر محسوسی بر SCP نخواهد داشت. از این شکل‌ها پیداست که بر خلاف COP، مقدار بهینه دبی جرمی متناظر با



حداکثر SCP وابستگی بسیار ناچیزی به دمای آب گرم داشته و به ازای کاهش دمای آب سرد از  $30^{\circ}\text{C}$  به  $20^{\circ}\text{C}$  از حدود  $0.2\text{kg/s}$  به  $0.15\text{kg/s}$  کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود افزایش  $1/5$  برابری دبی جرمی آب سرد نسبت به آب گرم می‌تواند تا حدود ۱۰ درصد SCP را افزایش دهد. در حقیقت به علت پایین‌تر بودن سرعت جذب نسبت به احیا، افزایش دبی جرمی آب خنک‌کننده در کاهش زمان مراحل جذب و افزایش SCP موثر عمل می‌کند. بر اساس شکل ۹ در دمای آب گرم  $90^{\circ}\text{C}$ ، با کاهش دمای آب سرد از  $30^{\circ}\text{C}$  به  $20^{\circ}\text{C}$ ، افزایش SCP سیستم نسبت به افزایش دبی جرمی آب به ترتیب ۵۴ و ۵۰ درصد است. به ازای دمای آب گرم  $70^{\circ}\text{C}$  (شکل ۱۰) افزایش SCP نسبت به دبی جرمی در دمای آب سرد  $30^{\circ}\text{C}$ ،  $57$  درصد بوده که با کاهش این دما به  $20^{\circ}\text{C}$ ، به ۵۳ درصد کاهش می‌یابد. در نهایت مقایسه این دو شکل نشان می‌دهد که هر چه دمای آب گرم پایین‌تر و دمای آب سرد بالاتر باشد نرخ رشد SCP نسبت به افزایش دبی جرمی بیشتر است؛ گرچه دبی جرمی مورد نیاز برای دستیابی به حداکثر SCP تغییر نمی‌کند.



شکل ۱۰. تغییرات SCP سیستم بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی در مقادیر مختلف دبی جرمی آب خنک‌کننده ( $TH=70^{\circ}\text{C}$ ,  $TC=20^{\circ}\text{C}$ ,  $30^{\circ}\text{C}$ )



شکل ۹. تغییرات SCP سیستم بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی در مقادیر مختلف دبی جرمی آب خنک‌کننده ( $TH=90^{\circ}\text{C}$ ,  $TC=20^{\circ}\text{C}$ ,  $30^{\circ}\text{C}$ )

#### ۴. نتیجه‌گیری

در این پژوهش به مدل‌سازی عددی بستر چیلر جذب سطحی با هدف بررسی تاثیر مشخصات سیال حرارتی ورودی بر عملکرد سیستم پرداخته شده است. به منظور افزایش آهنگ انتقال حرارت در بستر جاذب از فین‌های صفحه‌ای استفاده شده و همچنین هر دو مقاومت انتقال جرم درون ذره‌ای و برون ذره‌ای در محاسبات در نظر گرفته شده است. نتایج این بررسی نشان داد که می‌توان مقادیر دبی جرمی و دمای سیال حرارتی را به گونه‌ای تنظیم نمود که علاوه بر افزایش ضریب عملکرد و توان تبرید مخصوص از اتلاف انرژی ورودی به سیستم نیز کاست. مشخصات بهینه سیال حرارتی ورودی برای بستری با خصوصیات معرفی شده در این پژوهش به فرم ذیل است:

با توجه به ماکزیمم دمای قابل بکارگیری در سیلیکاژل نوع SWS-1L، دمای آب گرم  $90^{\circ}\text{C}$  انتخاب مناسبی بوده و با توجه به بازه دمایی متداول آب خنک‌کننده،  $20^{\circ}\text{C}$  دمای مطلوبی محسوب می‌شود. در صورت بکارگیری منبع حرارتی با دمای  $90^{\circ}\text{C}$  و در دماهای مختلف آب خنک‌کننده، دبی جرمی آب گرم در محدوده  $0.15\text{kg/s}$  تا  $0.2\text{kg/s}$  مطلوب بوده و با کاهش دمای منبع حرارتی این دبی نیز کاهش می‌یابد به طوری که در دمای  $70^{\circ}\text{C}$  محدوده دبی جرمی بهینه بین  $0.1\text{kg/s}$  تا  $0.15\text{kg/s}$  است. دبی جرمی آب سرد در تمامی دماهای آب گرم و سرد بهتر است  $1/5$  برابر دبی جرمی آب گرم انتخاب شود.

## ۵. مراجع

- [1]- Niazmand H., Mahdavikhah M., 2013, Effects of plate finned heat exchanger parameters on the adsorption chiller performance, *Appl. Therm. Eng.*, Vol.50, pp 939-949.
- [2]- Niazmand H., Talebian H., Mahdavikhah M., 2012, Bed geometrical specifications effects on the performance of silica/water adsorption chillers, *Int. J. Refrig.*, Vol. 35, pp 581-593.
- [3]- Niazmand H., Talebian H., Mahdavikhah M., 2013, Effects of particle diameter on performance improvement of adsorption systems, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 59, pp 243-252.
- [4]- Liu, Y., Leong, K.C., 2005, The effect of operating conditions on the performance of zeolite/water adsorption cooling systems, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 25, pp 1403-1418.
- [5]- Miyazaki, T., Akisawa, A., 2009, The influence of heat exchanger parameters on the optimum cycle time of adsorption chillers, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 29, pp 2708-2717.
- [6]- Akahira, A., Alam, K.C.A., Hamamoto, Y., Akisawa, A., Kashiwagi, T., 2004, Mass recovery adsorption refrigeration cycle—improving cooling capacity, *Int. J. Refrig.*, Vol. 27, pp 225-234.
- [7]- Khan, M.Z.I., Saha, B.B., Alam, K.C.A., Akisawa, A., Kashiwagi, T., 2007, Study on solar/waste heat driven multi-bed adsorption chiller with mass recovery, *Renewable Energy*, Vol. 32, pp 365-381.
- [8]- Luo, H., Wang, R., Dai, Y., 2010, The effects of operation parameter on the performance of a solar-powered adsorption chiller, *Appl. Energy*, Vol. 87, pp 3018-3022.
- [9]- Hu, P., Yao, J.J., Chen, Z., 2009, Analysis for composite zeolite/foam aluminum-water mass recovery adsorption refrigeration system driven by engine exhaust heat, *Energy Convers. Manage.*, Vol. 50, pp 255-261.
- [10]- Saha, B.B., Koyama, S., Kashiwagi, T., Akisawa, A., Ng, K.C., 2003, Waste heat driven dual-mode, multi-stage, multi-bed regenerative adsorption system, *Int. J. Refrig.*, Vol. 26, pp 749-757.
- [11]- Gong, L.X., Wang, R.Z., Xia, Z.Z., 2011, Design and performance prediction of a new generation adsorption chiller using composite adsorbent, *Energy Convers. Manage.*, Vol. 52, pp. 2345-2350.
- [12]- Liu, Y.L., Wang, R.Z., Xia, Z.Z., 2005, Experimental performance of a silica gel-water adsorption chiller, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 25, pp 359-375.
- [13]- Saha, B.B., Boelman, E.C., Kashiwagi, T., 1995, Computer simulation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle- The influence of operating conditions on cooling output and COP, *ASHRAE Transactions: Research*, Vol.101, pp 348-357.
- [14]- Saha B., Chakraborty A., Koyama S., Aristov Y.I, 2009, A new generation cooling device employing CaCl<sub>2</sub>-in-silica gel-water system, *Int. J. Heat Mass Transf.*, Vol. 52, pp 516-524.
- [15]- Leong K., Liu Y., 2004, Numerical modeling of combined heat and mass transfer in the adsorbent bed of a zeolite/water cooling system, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 24, pp 2359-2374.
- [16]- Restuccia G., Freni A., Vasta S., Aristov Y., 2004, Selective water sorbent for solid sorption chiller: experimental results and modeling, *Int. J. Refrig.*, Vol. 27, pp 284-293.

## **Numerical analysis of the thermal fluid specifications effects on the performance of adsorption system**

*This study investigates the effects of thermal fluid mass flow rate and temperature in heating and cooling phases of adsorption chillers with an aim to increase the performance parameters and to decrease the energy loss. Accordingly, a heat exchanger consists of metal tubes and fins and packed with composite adsorbent (SWS-1L), is modeled numerically. For the adsorbent bed, the three dimensional heat and mass transfer equations have been solved simultaneously with the heat transfer equations for the thermal fluid, metal tube and fins. The results show that the coefficient of performance (COP) and the specific cooling power (SCP) increases at higher thermal fluid heating temperature as well as at lower thermal fluid cooling temperature. Conclusively, considering the maximum effective heating temperature for SWS-1L and the minimum conventional cooling temperature of thermal fluid, 90 °C for heating and 20 °C for cooling is found to be an appropriate choice. Moreover, at any heating temperature, the proper thermal fluid mass flow rate in cooling phases is 1.5 times greater than its counterpart in heating phases. Also it is found that the proper heating mass flow rate of thermal fluid depends directly on its temperature.*