

## بررسی خطای ایجاد شده حل تحلیلی با فرض دو بعدی در مقایسه با شبیه‌سازی سه بعدی مبدل انرژی غشایی مایع- هوا

امیرعلی کوهستانی، دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد مشهد؛ amirali.kuhestanu@gmail.com

سید رضا صالح، استادیار گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد مشهد؛ s\_r\_saleh@yahoo.com

### چکیده

سیستمی که می‌تواند به حداقل سازی مصرف انرژی حاصل از تهویه مطبوع کمک کند، سیستم بازیاب هوا به هوا<sup>۶</sup> نام دارد. بازیاب انرژی هوا به هوا، روش از پیش تهویه‌سازی هوای ورودی به وسیله انتقال حرارت و انتقال رطوبت بین هوای ورودی<sup>۷</sup> و جریان هوای خروجی<sup>۸</sup> می‌باشد. در نتیجه انرژی کمتری برای آماده سازی هوای تهویه شده مصرف می‌شود، در حالی که سیستم تهویه مطبوع، کیفیت قابل قبولی را برای هوای داخل ایجاد می‌کند [۴-۶]. مبدل انرژی غشایی چرخشی<sup>۹</sup> به عنوان یک سیستم بازیاب انرژی علاوه بر تبادل حرارت، تبادل رطوبت را نیز انجام می‌دهد. این مبدل شامل دو مبدل انرژی غشایی مایع-هوا<sup>۱۰</sup> و یک محلول نمکی که در یک حلقه بسته بین دو مبدل انرژی غشایی مایع-هوا در جریان است، می‌باشد. در شکل ۱ شماتیکی از مبدل انرژی غشایی چرخشی و در شکل ۲ شماتیکی از مبدل انرژی غشایی مایع-هوا نشان داده شده است. هر یک از این دو مبدل انرژی غشایی مایع-هوا دارای تعدادی کانال هوا و کانال محلول هستند که توسط یک غشاء نیمه تراوا<sup>۱۱</sup> از هم تفکیک گشته‌اند. در این مبدل‌ها علاوه بر انتقال حرارت، انتقال رطوبت نیز صورت می‌پذیرد. در واقع مبدل انرژی غشایی چرخشی، برای کاهش مصرف انرژی و کاهش ظرفیت تجهیزات تهویه مطبوع در یک ساختمان، با استفاده از هوای خروجی هوای ورودی را از پیش تهویه می‌کند [۷].

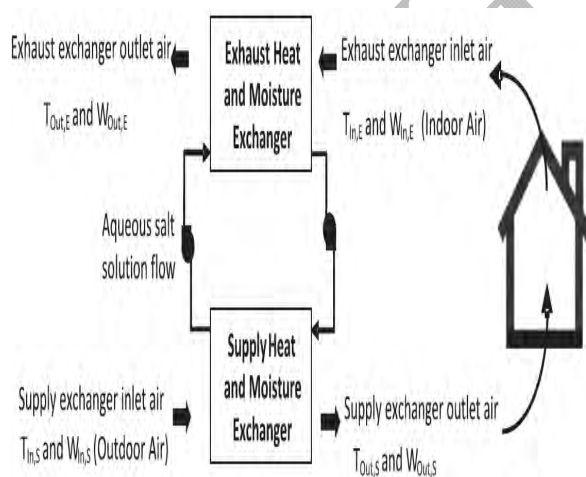
کاهش ظرفیت تجهیزات تهویه مطبوع و انرژی مصرفی در ساختمان‌ها در مطالعات امروری جایگاه مهمی دارد. مبدل انرژی غشایی چرخشی با داشتن دو مبدل انرژی غشایی مایع-هوا و یک محلول که در یک حلقه بسته بین این دو مبدل در جریان است، که با تهویه کردن هوای ورودی پیش از ورود به ساختمان سهم بسزایی در کاهش مصرف انرژی و تجهیزات تهویه مطبوع داراست. در چند سال اخیر مطالعات بسیاری بر روی این مبدل انجام گرفته است اما کلیه این مطالعات با فرض یک بعدی و یا دو بعدی بودن مسئله و استفاده از معادلات تجربی شبیه‌سازی شده‌اند. در مطالعه حاضر معادلات حاکم به صورت سه بعدی و در نظر گرفتن لزجت به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. نتایج حاصل از مقایسه کار آزمایشگاهی، حل تحلیلی دو بعدی و حل سه بعدی حاضر نشان می‌دهد که با حل سه بعدی خطا کمتر شده و نتایج حاصله به میانگین نتایج آزمایشگاهی نزدیکتر است و اختلاف حاصل بین نتیجه کار آزمایشگاهی و حل سه بعدی گرفته شدن بعضی از روزه‌های غشاء و همچنین خمیدگی آن به خاطر فشار محلول در طول مراحل آزمایش می‌تواند باشد. کلمات کلیدی: مبدل انرژی غشایی چرخشی، مبدل انرژی غشایی مایع-هوا، تهویه مطبوع، انرژی محسوس، نامحسوس و کل، حل عددی.

### مقدمه

حفظ کیفیت هوای داخل ساختمان<sup>۱</sup> که به طور مستقیم بر سلامتی افراد مستقر در آن تأثیر دارد، هدف اولیه مهندسان تهویه مطبوع می‌باشد. آسایش حرارتی انسان به دمای هوا، نسبت رطوبت، دمای تشعشع موثر، نوع لباس و متابولیک بدن بستگی دارد [۱-۲].

میزان تهویه مطبوع هوا با رقیق کردن آلاینده‌هایی مانند ذرات موجود در هوا و ترکیبات آلی فرار صورت می‌گیرد و از سوی دیگر مطالعات نشان می‌دهد که میزان تهویه مطبوع بالاتر در اکثر موارد باعث افزایش انرژی مصرفی ساختمان به خصوص در فصل گرم می‌شود [۳].

بازیاب انرژی هواکش<sup>۲</sup> که انتقال انرژی بین جریان هوا ورودی و خروجی است راهی برای کاهش مصرف انرژی در تهویه مطبوع ساختمان می‌باشد. به طور کلی سیستم بازیاب هواکش می‌تواند به دو گروه تقسیم شود: سیستم بازیاب حرارت که فقط انرژی محسوس<sup>۳</sup> را منتقل می‌کند و سیستم بازیاب حرارت و رطوبت<sup>۴</sup> که هم انرژی محسوس و هم انرژی نامحسوس<sup>۵</sup> (نهان) را منتقل می‌کند [۳].



شکل ۱: شماتیک مبدل انرژی غشایی چرخشی

<sup>6</sup>Air to Air Energy Recovery System

<sup>7</sup>Fresh Air

<sup>8</sup>Exhaust Air

<sup>9</sup>RAMEE: Run-Around Membrane Energy Exchanger

<sup>10</sup>LAMEE: Liquid to Air Membrane Energy Exchanger

<sup>11</sup>Semi-Permeable

<sup>1</sup>IAQ: Indoor Air Quality

<sup>2</sup>ERV: Energy Recovery Ventilator

<sup>3</sup>Sensible Energy

<sup>4</sup>Heat and Moisture

<sup>5</sup>Latent Energy

سید احمدی در سال ۲۰۰۸ و ۲۰۰۹ یک مدل عددی برای شبیه سازی عملکرد ناپایدار یک مبدل انرژی غشایی چرخشی با استفاده از روش تفاضل محدود برای معادلات انتقال حرارت و انتقال جرم هم‌زمان هم در سمت هوا و هم در سمت محلول برای مبدل انرژی غشایی مایع- هوا جریان متقاطع معرفی کرد. وی به این نتیجه رسید که زمان لازم برای رسیدن سیستم به حالت پایدار به عوامل مختلفی بستگی دارد. سید احمدی در گزارش خود اعلام نمود که افزایش  $Cr^*$  و کاهش NTU زمان لازم جهت رسیدن به حالت پایدار را کاهش می‌دهد. علاوه بر این با کاهش سایز منبع ذخیره محلول، رسیدن به حالت پایدار سریع‌تر اتفاق خواهد افتاد [۱۲-۱۴].

محمود در سال ۲۰۰۹ مدل آزمایشگاهی مبدل انرژی غشایی چرخشی را براساس تحقیقات گذشته ساخت. او مبدل‌های انرژی غشایی مایع- هوا را از نوع جریان متقاطع- معکوس انتخاب کرد و کارایی حدود ۶۵٪ را در شرایط تابستان به دست آورد [۱۵].

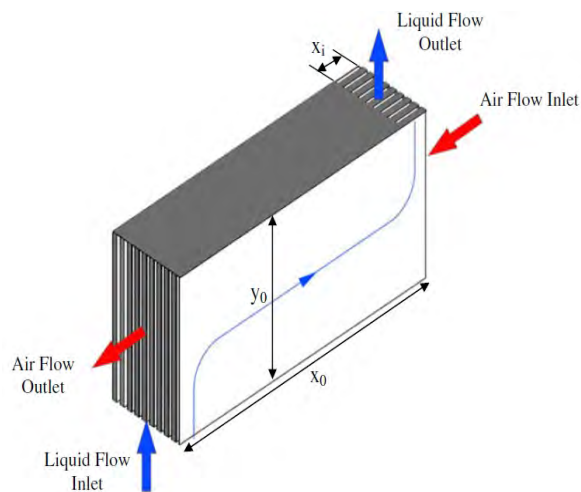
محمد افشین در سال ۲۰۱۰ اثرات انواع محلول نمک را بر روی کارایی سیستم مبدل انرژی غشایی چرخشی با جریان متقاطع بررسی نمود. او اختلاف کارایی کمتر از ۵٪ را با استفاده از چهار نوع نمک به دست آورد [۱۶].

بریالت در سال ۲۰۱۱ نمونه آزمایشگاهی ۴ مدل مبدل انرژی غشایی چرخشی را ساخته و تست نمود. او به جای استفاده از پروپر به عنوان غشاء با توجه به پارامترهایی چون مقاومت پخش بخار، فشار نفوذ مایع و قیمت، غشاء دیگری با نام AY Tech ePTFE ورقه‌ای را استفاده نمود. کارایی به دست آمده در NTUهای بالا با نتایج عددی مطابقت نداشت اما با نتایج آزمایشگاهی محمود تطابق مناسبی داشت [۱۷].

هوانگ و همکارانش در سال ۲۰۱۲، مدل انتقال حرارت به همراه انتقال جرم در مبدل انرژی غشایی مایع- هوا با غشاء تخت و جریان متقاطع جهت رطوبت زدایی هوا را بررسی کردند. آن‌ها برای سمت هوا و محلول مبدل، کانال را صاف و ایده‌آل فرض کردند، همچنین جریان هوا و محلول را به صورت هیدرولیکی کاملاً توسعه یافته فرض گردید اما حرارت در حال توسعه در نظر گرفته شده بود. اعداد ناسلت<sup>۴</sup> و شروود<sup>۵</sup> محاسبه شده برای هوا و محلول برای کانال صاف بود و نتایج به دست آمده با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه شد که توافق خوبی را نشان داد [۱۸].

جی و همکارانش در سال ۲۰۱۲ با استفاده از مدل ژانگ عملکرد یک مبدل انرژی غشایی مایع- هوا با جریان معکوس را ارزیابی نمودند. ژانگ مدل تحلیلی خود را برای مبدلی با جریان معکوس و به صورت یک بعدی مطرح نمود اما جی آن را برای مبدلی با جریان متقاطع- معکوس استفاده نمود. نتایج اصلاح شده‌ی به دست آمده با نتایج آزمایشگاهی برای یک مبدل انرژی غشایی مایع- هوا تک پانل و مبدل انرژی غشایی چرخشی در شرایط مختلف عملیاتی مقایسه گردیده شد و هم‌خوانی خوبی به دست آمد. مدل جی برای ارزیابی عملکرد یک مبدل انرژی غشایی چرخشی تحت شرایط جریان هوا متعادل یا غیر متعادل برای بهینه سازی اندازه مبدل و سرعت جریان محلول مورد استفاده قرار گرفت [۱۹-۲۰].

اکبری و همکارانش در سال ۲۰۱۲، یک مدل شبکه عصبی برای پیش-بینی عملکرد حالت پایا و گذرا یک سیستم مبدل انرژی غشایی چرخشی برای یک طیف گسترده از پارامترهای عملیاتی و طراحی را توسعه دادند.



شکل ۲: شماتیک مبدل انرژی غشایی مایع- هوا

برگرو و همکارانش در سال ۲۰۰۰، عملکرد حالت پایدار جریان متقاطع غشاء صفحه تخت را با استفاده از مدل ریاضی دو بعدی بررسی کردند. انتقال حرارت توأم با انتقال جرم مبدل به صورت عددی برای جریان‌های محلول نمک و هوا حل شد. نتایج با داده‌های منتخب تست شده در شرایط آزمایشگاهی برای غشاء مقایسه گردیده است [۸].

فان در سال ۲۰۰۶ یک مدل عددی را برای مطالعه انتقال بخار آب و انتقال حرارت در یک مبدل انرژی غشایی چرخشی ارائه نمود. در این مدل سازی سیستم از دو مبدل جریان متقاطع صفحه مسطح مشابه ساخته شده و محلول لیتیم برماید به عنوان مایع واسط استفاده گردیده است. برای حل معادلات انتقال حرارت و جرم به طور هم‌زمان در هر مبدل انرژی غشایی مایع- هوا از روش تفاضل محدود<sup>۱</sup> استفاده شده است. فان به این نتیجه رسید که حداکثر کارایی مبدل انرژی غشایی چرخشی در شرایط تابستانی AHRI<sup>۲</sup> در مقدار تقریبی نسبت ظرفیت گرمایی ویژه بیشینه به کمینه برابر با ۳ ( $Cr^*=3$ ) روی می‌دهد. با این حال، مقدار ضریب نفوذپذیری غشاء در مدل بسیار بالا در نظر گرفته شده بود و در نتیجه، نتایج آن با معیارهای آزمایشگاهی قابل اعتبارسنجی نبوده است [۹].

ارب در سال ۲۰۰۷ یک مبدل انرژی غشایی چرخشی را به صورت آزمایشگاهی مورد تحلیل قرار داد و نتایج را با نتایج فان مقایسه نمود. برای شرایط تابستانی AHRI، نتایج تجربی با نتایج پیش‌بینی شده از مدل عددی مطابقت خوبی نداشت. مطابق مدل عددی فان، کارایی با NTU افزایش یافته و داده‌های تجربی نیز آن را تأیید کردند، ولی نتایج برای  $Cr^*=3$  دارای مقادیر کارایی بالایی مانند آن‌چه در مدل عددی پیش‌بینی شده بودند را دارا نبودند. این اختلاف در نتایج به توزیع جریان غیر یکنواخت محلول نمک نسبت داده شد که در مدل عددی لحاظ نشده بود [۱۰].

ارب مبدل انرژی غشایی چرخشی دیگری را براساس یافته‌های قبلی در سال ۲۰۰۹ ساخت. پروپر<sup>۳</sup> به عنوان غشاء استفاده شد و برای به حداقل رساندن خمیدگی غشاء با یک ساختار خارجی که مطابق روش لارسون طراحی شده بود، تقویت گردید. نتایج حاصله با نتایج مدل عددی مقایسه گردیده و توافق خوبی بین نتایج عددی و آزمایشگاهی گزارش شد [۱۱].

<sup>۴</sup>Nu  
<sup>۵</sup>Sh

<sup>۱</sup>Finite Difference Method

<sup>۲</sup>Air-conditioning Heating and Refrigerating Institute

<sup>۳</sup>Proper

جدول ۱: مشخصات مبدل انرژی غشایی مایع- هوا

پارامتر	مقدار
طول مبدل	۹۹۰ میلی‌متر
ضخامت کل مبدل	۶,۴۶۵ میلی‌متر
ارتفاع مبدل	۹۴,۳ میلی‌متر
مقاومت نفوذپذیری غشاء در برابر آب	۰,۰۶۵ ثانیه بر متر
ضریب حرارتی غشاء	۰,۰۶۵ وات بر متر
ضخامت غشاء	۰,۲۶۵ میلی‌متر
رسانندگی رطوبتی غشاء	$1.66 * 10^{-6}$ کیلوگرم بر مترثانیه

معادلات حاکم

در شبیه‌سازی جریان سیال لزج در داخل کانال از معادلات پیوستگی و مومنوم در حالت سه بعدی استفاده شده است.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \mathcal{G} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$v \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \mathcal{G} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$w \frac{\partial w}{\partial x} + w \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \mathcal{G} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

در معادلات فوق به علت حالت دائمی جریان از ترم وابسته به زمان صرف- نظر شده است. همچنین از نیروهای حجمی نیز به خاطر کوچک بودنشان چشم پوشی شده است. سپس معادله ۵ که به معادله انرژی معروف است به شبیه‌سازی اضافه گردیده شده است.

$$u \frac{\partial(T)}{\partial x} + v \frac{\partial(T)}{\partial y} + w \frac{\partial(T)}{\partial z} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

معادلات ۶ و ۷ مربوط به انتقال جرم در کانال‌های هوا و محلول و همچنین غشاء می‌باشد، که به صورت هم‌زمان با معادلات فوق در مدل عددی حل می‌گردد.

$$u \frac{\partial W_{air}}{\partial x} + v \frac{\partial W_{air}}{\partial y} + w \frac{\partial W_{air}}{\partial z} = \alpha_n \left( \frac{\partial^2 W_{air}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W_{air}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W_{air}}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

$$u \frac{\partial X_{sol}}{\partial x} + v \frac{\partial X_{sol}}{\partial y} + w \frac{\partial X_{sol}}{\partial z} = \alpha_m \left( \frac{\partial^2 X_{sol}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 X_{sol}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 X_{sol}}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

معادلات به دست آمده که شامل ۱۲ معادله بالا می‌باشند به صورت هم- زمان حل شده‌اند تا در پایان سرعت در هر سه جهت برای هر دو سیال مشخص گردد. همچنین مقدار دما در هر نقطه از کانال نیز معلوم می‌گردد و در انتها مقدار رطوبت از دست رفته محلول و مقدار رطوبتی که هوا به دست آورده است در هر نقطه‌ای از مبدل شبیه‌سازی شده مشخص می- شود. با استفاده از معادله تجربی ۸ نیز می‌توان نسبت رطوبت محلول را از طریق غلظت آن به دست آورد.

$$W_{sol} = 0.62198 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (8)$$

نتایج این مدل با نتایج مدل‌های دارای اعتبار حالت پایدار و گذرا هم‌خوانی خوبی را نشان داد [۲۱-۲۲].

قدیری مقدم و همکارانش در سال ۲۰۱۲، با استفاده از تست یک مبدل تک مجموعه<sup>۱</sup> امکان ارزیابی عملکرد یک مبدل انرژی غشایی مایع- هوا تک مجموعه در مقیاس کوچک را برای شرایط عملیاتی مختلف برآورده کردند. همچنین اثرات جهات مختلف انتقال حرارت و انتقال جرم و انواع محلول نمک و غلظت‌ها بر کارایی مبدل انرژی غشایی مایع- هوا با استفاده از مبدل تک مجموعه بررسی شد. فقط برای چند مورد هم‌خوانی خوبی بین نتایج عددی و آزمایشگاهی وجود داشت [۲۳-۲۴].

جی و همکارانش در سال ۲۰۱۳، به صورت آزمایشگاهی اثرات پارامترهای مختلف مانند دما و رطوبت هوای ورودی، دما و غلظت محلول ورودی و سرعت جریان ورودی محلول و هوا را بر عملکرد یک مبدل انرژی غشایی مایع- هوا در مقیاس کوچک که به عنوان رطوبت‌زدا در یک سیستم تهویه هوا استفاده می‌شد را بررسی نمودند [۲۵].

قدیری مقدم و همکارانش در سال ۲۰۱۳، در مقاله خود انتقال حرارت و انتقال جرم را به صورت هم‌زمان در هوا، مایع و غشاء برای یک مبدل انرژی غشایی مایع- هوا تک مجموعه مقیاس کوچک را به صورت عددی مدل کردند. آن‌ها اثرات مقاومت غشاء در برابر نفوذ بخار آب و افزایش ضریب انتقال حرارت هدایتی هوا در مدل عددی، برای کارایی حالت پایدار مبدل انرژی غشایی مایع- هوا تحت شرایط هوای سرد و رطوبت‌زدا را بررسی کردند و در نتیجه بررسی خود یک مدل عددی اصلاح شده برای مبدل انرژی غشایی مایع- هوا مجموعه مقیاس کوچک ارائه نمودند [۲۶].

با مطالعه تحقیقات گذشتگان مشاهده شد کلیه آن‌ها معادلات را با فرض جریان یک بعدی یا دو بعدی حل نموده‌اند. در مطالعه حاضر معادلات به صورت سه بعدی در نظر گرفته شد تا نتایج حاصله در با نتایج مطالعات گذشته مقایسه شود و مقدار خطای ایجاد شده توسط این فرض مشخص گردد.

مدل عددی

برای شبیه‌سازی مبدل انرژی غشایی مایع- هوا فرضیاتی به کار گرفته شده که عبارتند از:

- از هدایت محوری در غشاء صرف نظر شده است.
  - غشاء مورد نظر فقط بخار آب را می‌تواند از خود عبور دهد و محلول امکان عبور از آن را ندارد.
  - اطراف کانال هوا و محلول کاملاً عایق بوده و انتقال حرارت فقط بین دو سیال و از طریق غشاء صورت می‌گیرد.
  - سرعت در ورودی مبدل انرژی غشایی مایع- هوا یکنواخت می‌باشد.
  - از مقاومت انتقال رطوبت غشاء به دلیل ناچیز بودن آن صرف نظر شده است.
  - جریان آرام و پایا می‌باشد.
- در جدول ۱ مشخصات مبدل انرژی غشایی مایع- هوا مورد نظر آورده شده است.

<sup>1</sup>single-panel

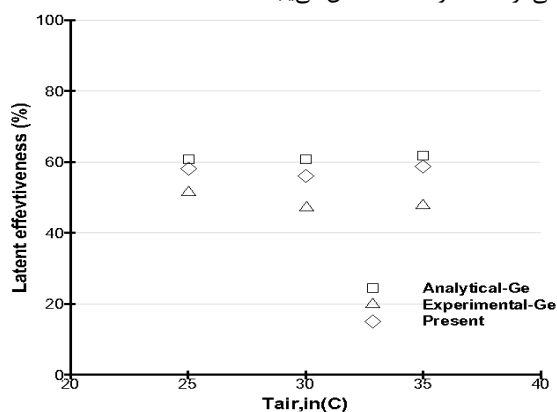
$$\epsilon_s = \frac{T_{air,in} - T_{air,out}}{T_{air,in} - T_{sol,in}} \quad (15)$$

$$\epsilon_L = \frac{W_{air,in} - W_{air,out}}{W_{air,in} - W_{sol,in}} \quad (16)$$

که  $Cr^*$ ، نسبت ظرفیت گرمایی محلول (بیشینه) به هوا (کمینه)،  $R_w$ ، نسبت شار گرمی،  $U_m$ ، ضریب انتقال جرم کلی،  $h_m$ ، ضریب انتقال جرم،  $\epsilon_s$ ، کارایی محسوس و  $\epsilon_L$ ، کارایی نامحسوس می‌باشند.

### نتایج

پس از درایو معادلات سه بعدی و حل آنها به صورت هم‌زمان نتایج به دست آمده به شکل‌های مختلف نموداری و جدولی با نتایج حاصل از کار تحلیلی دو بعدی و آزمایشگاهی جی مقایسه شده است. در شکل ۱ کارایی نامحسوس به عنوان تابعی از دمای هوای ورودی آورده شده است که در جدول ۲ به صورت عددی نمایش داده شده است. همانطور که از نتایج جدول مشخص است گرم شدن هوای ورودی به مبدل انرژی غشایی مایع-هوا باعث افزایش خطای حل عددی نسبت به نتایج آزمایشگاهی می‌شود. مقایسه نتایج سه بعدی به دست آمده و دو بعدی جی نیز نشان دهنده این است که خطای کار حاضر نسبت به نتایج کار تحلیلی جی کمتر است. همانطور که در جدول ۲ مشاهده می‌شود این خطا در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد تا حدود ۱۳٪ کاهش می‌یابد.



شکل ۱: کارایی نامحسوس به عنوان تابعی از دمای ورودی هوا.

جدول ۲: نتایج شکل ۱ به صورت عددی و مقدار خطای ایجاد شده.

دمای هوای ورودی	$T = 25^{\circ}C$	$T = 30^{\circ}C$	$T = 35^{\circ}C$
آزمایشگاهی	۵۱,۳۲۲۷۵	۴۷,۰۸۹۹۵	۴۷,۶۱۹۰۵
تحلیلی	۶۰,۸۴۶۵۷	۶۰,۸۴۶۵۶	۶۱,۹۰۴۷۶
خطای تحلیلی	%۱۸,۶	%۲۹,۲	%۳۰
کار حاضر	۵۸,۲۰۱۰۶	۵۶,۰۸۴۶۶	۵۸,۷۳۰۱۶
کار حاضر	%۱۳,۴	%۱۹,۱	%۲۳,۳

نسبت شار گرمی به عنوان تابعی از نسبت رطوبت هوا در شکل ۲ آورده شده است. در شبیه سازی انجام شده هوا در طول عبور از مبدل رطوبت جذب می‌کند بنابراین هرچه هوا رطوبتش بیشتر باشد مقدار رطوبت

شرایط مرزی

در نظر گرفته شده در مدل سازی عددی در ادامه آورده شده است. در ورودی کانال هوا مولفه سرعت در جهت X و در ورودی کانال محلول مولفه سرعت در جهت Y یکنواخت در نظر گرفته شده‌اند. در خروج نیز شرط فشار مساوی صفر قرار داده شده است. بر روی کلیه دیوارها سرعت و گرادیان دما صفر می‌باشد. بر روی دیواره‌های کانال هوا گرادیان نسبت رطوبت تعادلی هوا و بر روی دیواره‌های کانال محلول گرادیان غلظت محلول صفر است. در مجاورت غشاء دو مولفه U و V صفر در نظر گرفته شده و همچنین مقدار اولیه مولفه Z صفر در نظر گرفته شده است که پس از حل و تکرار برنامه مقدار آن اصلاح شده و به مقدار نهایی آن یعنی همان سرعت نفوذ میل می‌کند. گرادیان فشار نیز در مجاورت غشاء صفر است اما در طرفین غشاء اختلاف فشار وجود دارد. مقدار اولیه گرادیان دما در مجاورت غشاء صفر در نظر گرفته شده که پس از حل برنامه چون دما در دو طرف غشاء یکسان نیست مقدار آن اصلاح می‌گردد سپس مقدار شار حرارتی عبوری از غشاء توسط معادله ۹ مشخص می‌گردد برسد. همچنین در مجاورت غشاء مقدار اولیه گرادیان نسبت رطوبت تعادلی هوا و غلظت محلول صفر و در نتیجه مقدار انتقال حرارت نامحسوس (جرم) صفر در نظر گرفته می‌شود و پس از حل برنامه چون رطوبت در دو طرف غشاء یکسان به دست نمی‌آید مقدار آن اصلاح شده و مقدار شار جرم عبوری از غشاء توسط معادله ۱۰ به دست می‌آید.

$$q'' = k \frac{T_{sol} - T_{air}}{mem \delta} \quad (9)$$

$$q''_m = k \frac{W_{sol} - W_{air}}{m, mem \delta} \quad (10)$$

برای حل هم‌زمان معادلات انتقال حرارت و جرم، شرایط اولیه بکار رفته، نسبت رطوبت و دمای ثابت هوا در ورودی کانال هوای مبدل انرژی غشایی مایع-هوا و همچنین برای کانال محلول، غلظت و دمای ورودی ثابت است. دما و رطوبت نسبی و غلظت سیالات در قسمت خروجی مبدل انرژی غشایی مایع-هوا در هر نقطه باهم فرق دارد. با علم به این که این اختلافات بین نقاط ناچیز است از آن صرف‌نظر کرده و مقدار متوسط را در نظر می‌گیریم.

پارامترهای بدون بعد که تأثیر بر کارایی دارند

پارامترهای بدون بعد که بر کارایی تأثیر گذارند عبارتند از:

$$Cr^* = \frac{C_{sol}}{C_{air}} \quad (11)$$

$$R_w = \frac{M_{air} |W_{air,in} - W_{air,out}|}{AU_m} \quad (12)$$

$$U_m = \left[ \frac{1}{h_{m, air}} + \frac{\delta}{k} \right]^{-1} \quad (13)$$

$$h_m = \frac{-k \frac{\partial W}{\partial n}}{W_s - W_m} w \quad (14)$$

منتقل شده به آن کمتر می شود در نتیجه مقدار کارایی کمتر می شود. با توجه به شکل ۲ این تحلیل تصدیق پیدا می کند.

جدول ۴: نتایج شکل ۳ به صورت عددی و مقدار خطای ایجاد شده.

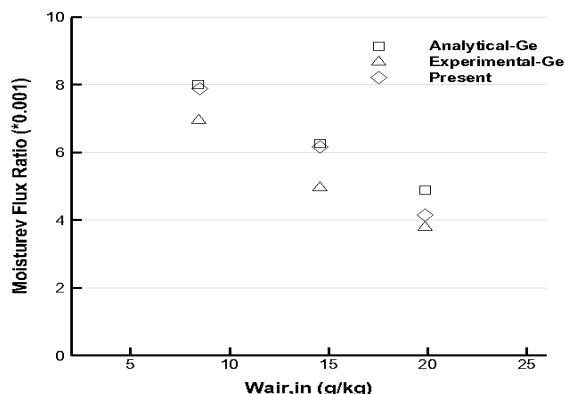
نسبت رطوبت هوای ورودی	$W_{air} = 8.4$	$W_{air} = 14.6$	$W_{air} = 19.9$
آزمایشگاهی	۵۳,۹۶۸۲۵	۴۷,۰۸۹۹۵	۴۳,۳۸۶۲۴
تحلیلی	۶۲,۹۶۲۹۶	۶۰,۳۱۷۴۶	۵۸,۲۰۱۰۶
خطای تحلیلی	%۱۶,۷	%۲۸,۱	%۳۴,۱
کار حاضر	۵۹,۲۵۹۲۶	۵۲,۹۱۰۰۵	۵۲,۳۸۰۹۵
خطای کار حاضر	%۹,۸	%۱۲,۴	%۲۰,۷

### بحث و بررسی

شبیه سازی انجام شده برای رطوبت زایی هوا توسط محلول لیتیم کلراید در یک مبدل انرژی غشایی مایع- هوا صورت گرفت. تأثیر نسبت رطوبت و دمای هوای ورودی بر کارایی نامحسوس و همچنین نسبت شار جرمی نشان داده شده است. نتایج حاصل با نتایج آزمایشگاهی و تحلیلی دو بعدی جی مقایسه گردیده شد و با توجه به نتایج عددی نشان داده شده در جداول و مقادیر خطای محاسبه شده این نتیجه به دست می آید که شبیه سازی سه بعدی باعث کاهش خطا به اندازه چشم گیری شده است بنابراین نمی توان از آن چشم پوشی نمود. اختلاف بین نتایج سه بعدی ارائه شده و نتایج آزمایشگاهی نیز می تواند به مسدود شدن بعضی منافذ غشاء و یکنواخت نبودن محلول نمک مربوط شود که در شبیه سازی عددی لحاظ نشده اند.

### مراجع

- [1] ANSI/ASHRAE Standard 55-2004, Thermal environmental conditions for human occupancy, ASHRAE, Atlanta.
- [2] ASHRAE, 2009, ASHRAE Handbook-Fundamentals, ASHRAE, Atlanta.
- [3] ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2004, Ventilation for acceptable indoor air quality, ASHRAE, Atlanta.
- [4] J. Liu, W. Li, J. Liu, B. Wang, Efficiency of Energy Recovery Ventilator with Various Weathers and Its Energy Saving Performance in a Residential Apartment, Energy and Buildings Article in Press (2009), doi:10.1016/j.enbuild.2009.07.009
- [5] M. Rasouli, S. Akbari, H. Hemingson, R.W. Besant, C.J. Simonson, Application of a run-around membrane energy exchanger in an office building HVAC system, ASHRAE Transactions 117 (2) (2011) 686-703.
- [6] F. Xiao, G.M. Ge, X.F. Niu, Control performance of a dedicated outdoor air system adopting liquid desiccant dehumidification, Applied Energy 88 (1) (2011) 143-149.
- [7] ASHRAE-HVAC design manual for hospitals and clinics, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, USA, 2003, ISBN 1-931862-26-5.
- [8] Fehrm, M., Reiners, W. and Ungemach, M., 2002. Exhaust air heat recovery in buildings, International Journal of Refrigeration 25, 439-449.
- [9] Fan, H., Simonson, C. J., Besant, R. W. and Shang, W., 2006. Performance of a run-around system for HVAC heat and moisture transfer applications using cross-flow plate exchangers coupled with aqueous lithium bromide. HVAC&R Research 12(2006), 313-336.



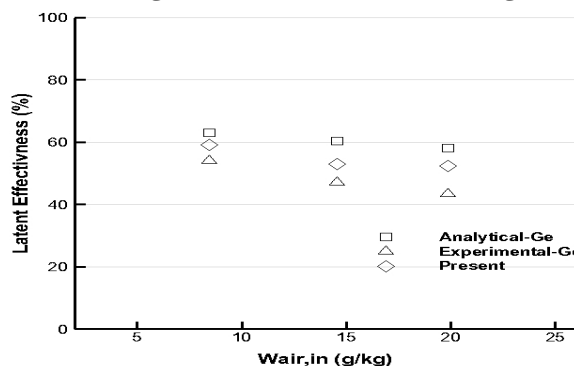
شکل ۲: نسبت شار جرمی به عنوان تابعی از نسبت رطوبت هوای ورودی.

همان طور که با توجه به نتایج آورده شده در جدول ۳ مشاهده می شود با شبیه سازی سه بعدی مبدل انرژی غشایی مایع- هوا مقدار خطای ایجاد شده نسبت به نتایج آزمایشگاهی کاهش پیدا می کند.

جدول ۳: نتایج شکل ۲ به صورت عددی و مقدار خطای ایجاد شده.

نسبت رطوبت هوای ورودی	$W_{air} = 8.4$	$W_{air} = 14.6$	$W_{air} = 19.9$
آزمایشگاهی	۶۹,۴۷۳۶۸	۴۹,۴۷۳۶۸	۳۷,۸۹۴۷۴
تحلیلی	۸۰	۶۲,۶۳۱۵۸	۴۸,۹۴۷۳۷
خطای تحلیلی	%۱۵,۵	%۲۶,۶	%۲۹,۲
کار حاضر	۷۸,۹۴۷۳۷	۶۱,۵۷۸۹۵	۴۲,۵۷۸۹۵
خطای کار حاضر	%۱۳,۶	%۲۴,۴	%۱۲,۴

در شکل ۳ کارایی نامحسوس مبدل انرژی غشایی مایع- هوا به عنوان تابعی از نسبت رطوبت هوای ورودی ارائه شده است. بر طبق تحلیل بیان شده برای شکل ۲ با افزایش رطوبت هوای ورودی مقدار کارایی نامحسوس باید کاهش یابد که این تحلیل در شکل ۳ نیز تصدیق پیدا می کند. در جدول ۴ مقادیر نمایش داده شده در شکل ۳ به صورت عددی آورده شده اند. همچنین مقدار خطای تحلیلی دو بعدی و سه بعدی ارائه شده نسبت به حالت آزمایشگاهی نیز آورده شده است. با مقایسه مقادیر خطاها مشاهده می شود که مقدار خطا تا حدود ۱۶٪ کاهش می یابد.



شکل ۳: مقایسه کارایی نامحسوس به عنوان تابعی از رطوبت نسبی هوای ورودی در حالت دو بعدی تحلیلی و آزمایشگاهی جی و سه بعدی حاضر.

- steady-state performance, *Energy Build.* (2012) in press.
- [24] D. Ghadiri Moghaddam, P.P. LePoudre, R.W. Besant, C.J. Simonson, Evaluating the steady-state performance of a small-scale liquid-to-air membrane energy exchanger for different heat and mass transfer directions and liquid desiccants: experimental and numerical data, *ASME Heat Transf. J.* (2012) in press.
- [25] G. Ge, D. Ghadiri Moghaddam, A.H. Abdel-Salam, R.W. Besant, C.J. Simonson, Comparison of experimental data and a model for heat and mass transfer performance of a liquid-to-air membrane energy exchanger (LAMEE) when used for air dehumidification and salt solution regeneration, *Int. J. Heat Mass Transf.* (2013) submitted for publication.
- [26] D. Ghadiri Moghaddam, A. Oghabi, G. Ge, R.W. Besant, C.J. Simonson, Numerical model of a small-scale liquid-to-air membrane energy exchanger: parametric study of membrane resistance and air side convective heat transfer coefficient, *Thermal Engineering*, 61(2013), p.p 245-258.
- [10] Erb, B., 2007. Run-around membrane energy exchanger prototype 2 testing, Summer Work Report, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, Saskatoon, Saskatchewan.
- [11] B. Erb, M. Seyed-Ahmadi, C.J. Simonson, R.W. Besant, Experimental measurements of a run-around membrane energy exchanger (RAMEE) with comparison to a numerical model, *ASHRAE Trans.* 115 (2009) 689-705.
- [12] Seyed Ahmadi, M., 2008. Modeling the transient behavior of a run-around heat and moisture exchanger system, M.Sc Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, Saskatoon, Saskatchewan.
- [13] M. Seyed-Ahmadi, B. Erb, C.J. Simonson, R.W. Besant, Transient behavior of run-around heat and moisture exchanger system. Part I: model formulation and verification, *Int. J. Heat Mass Transf.* 52 (2009) 6000-6011.
- [14] M. Seyed-Ahmadi, B. Erb, C.J. Simonson, R.W. Besant, Transient behavior of run-around heat and moisture exchanger system. Part II: sensitivity studies for a range of initial conditions, *Int. J. Heat Mass Transf.* 52 (2009) 6012-6020.
- [15] Mahmoud, K., 2009. Design and Testing of a Laboratory RAMEE System with Counter Flow Exchangers to Transfer Heat and Moisture Vapour between Supply and Exhaust Air Flows, M.Sc Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, Saskatoon, Saskatchewan.
- [16] Afshin, M., 2010. Selection of the Liquid Desiccant in a Run-Around Membrane Energy Exchanger, M.Sc Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, Saskatoon, Saskatchewan.
- [17] Beriault, D. A., 2011. Run-Around Membrane Energy Exchanger prototype 4 Design and Laboratory testing, M.Sc Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, Saskatoon, Saskatchewan.
- [18] S.M. Huang, L.Z. Zhang, K. Tang, L.X. Pei, Fluid flow and heat mass transfer in membrane parallel-plates channels used for liquid desiccant air humidification, *Int. J. Heat Mass Transf.* 55 (2012) 2571-2580.
- [19] L.Z. Zhang, An analytical solution to heat and mass transfer in hollow fiber membrane contactors for liquid desiccant air dehumidification, *J. Heat Transfer* 133 (9) (2011) 092001.1–092001.8.
- [20] G. Ge, D. Ghadiri Moghaddam, R. Namvar, R.W. Besant, C.J. Simonson, Analytical model based performance evaluation and optimization of run-around membrane energy exchanger systems, *Energy Build.* 62 (2012) 248-257.
- [21] S. Akbari, B.H. Hemingson, D. Beriault, C.J. Simonson, R.W. Besant, Application of neural networks to predict the steady state performance of a runaround membrane energy exchanger, *Int. J. Heat Mass Transf.* 55 (2012) 1628-1641.
- [22] S. Akbari, C.J. Simonson, R.W. Besant, Application of neural networks to predict the transient performance of a run-around membrane energy exchanger for yearly non-stop operation, *Int. J. Heat Mass Transf.* 55 (2012) 5403-5416.
- [23] D. Ghadiri Moghaddam, G. Ge, R.W. Besant, C.J. Simonson, Small-scale singlepanel liquid-to-air membrane energy exchanger (LAMEE) test facility development, commissioning and evaluating the