

Parametric Analysis of Energy Consumption, Sensible and Latent Effectiveness of Two Three-Fluid Energy Exchangers: Tube- channel and Three- channel Designs

Samira Payan *

Department of Mechanical Engineering, University of Sistan and Baluchestan

Review History:

Received: Oct. 27, 2024

Revised: Jan. 24, 2025

Accepted: Mar. 06, 2025

Available Online: Mar.11, 2025

Keywords:

Energy Exchanger

Tube-Channel

Three-Channel

Energy Consumption

Ventilation System

ABSTRACT: This paper examines the feasibility of replacing a tube-channel energy exchanger with a three-channel energy exchanger in a real energy recovery system. The performance of both energy exchangers is then compared under dimensionless atmospheric conditions. In the three-fluid exchanger, a semi-permeable membrane separates the desiccant solution from the ventilation air. Moisture and heat transfer between the two fluids through this membrane, while water, as the third fluid, either absorbs excess heat or returns the lost heat to the desiccant solution. In the tube-channel energy exchanger, water flows through tubes inside the desiccant solution channel. However, in the three-channel energy exchanger, water channels are placed on both sides of the desiccant solution channel. Mass and energy conservation equations are derived and solved using the finite difference method in Fortran. The study investigates the effect of different water channel geometries on energy consumption and the efficiency of both sensible and latent heat in these energy exchangers. Results indicate that, for a mass ratio of 1, the three-channel energy exchanger shows up to 5% improvement in latent heat efficiency and 25% improvement in sensible heat efficiency compared to the tube-channel energy exchanger. Additionally, the geometric improvement coefficient is predicted to be greater than 1.

1- Introduction

Membrane energy exchangers regulate heat and humidity in HVAC systems by using a semipermeable membrane to separate a desiccant solution from ventilation air, facilitating water vapor transfer. These exchangers reduce system size by eliminating separate humidification and dehumidification units, minimizing issues like salt infiltration. However, they face challenges due to heat generated during vapor absorption or release.

Li et al. [1] analyzed various flow configurations in a three-fluid membrane energy exchanger with internal cooling. They found that a crossflow arrangement for air and desiccant, combined with counterflow cooling water, maximized cooling capacity. Kumar et al. [2] reviewed HVAC advancements, highlighting desiccant integration with vapor compression for 40%-80% energy savings. Navin et al.[3] focused on internal cooling strategies to enhance performance.

This study explores a three-fluid liquid-to-air membrane exchanger for residential and commercial HVAC applications. Since geometry significantly impacts efficiency, we propose replacing conventional tube-channel exchangers with three-channel designs. Unlike prior research, which has not compared these geometries, this work models both, analyzes dimensionless governing equations, and evaluates key

parameters affecting efficiency and energy consumption.

2- Methodology

This study compares the energy performance of two three-fluid liquid-to-air energy exchangers (Figure 1) used in HVAC systems. In this transformation, both exchangers occupy the same volume. For an accurate comparison, the airflow rate, desiccant solution flow rate, and cooling water flow rate are kept identical. By modifying the water channel geometry and assuming an equal Reynolds number for water in both configurations, a specific ratio is obtained. Given that the sum of pipes diameter and pipes spacing determine this ratio, a coefficient of 0.57 is derived, indicating that the pipe spacing is smaller than the pipe diameter. This geometric modification aims to enhance the heat exchange area and heat transfer coefficient for improved efficiency. Based on previous studies [1-3], the pipe spacing is generally considered greater than or equal to 2.5 times the pipe diameter, increasing the heat exchange area ratio of the three-channel exchanger compared to the tube-channel type.

However, assuming identical flow rates and Reynolds numbers for water, only heat transfer coefficients vary. Thus, this study compares exchanger performance under equal Reynolds conditions to determine the minimum expected efficiency improvement. In this study, calcium

*Corresponding author's email: s_payan_usb@eng.usb.ac.ir

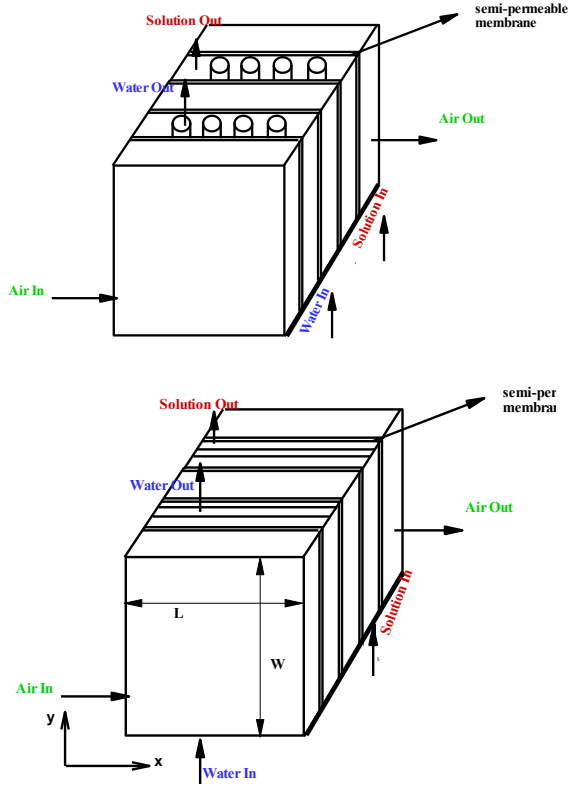


Fig. 1 3D schematic of a) tube-channel b) three-channel energy exchanger

chloride is used as the desiccant solution, and the impact of desiccant temperature, on the exchangers' sensible and latent effectiveness is analyzed.

Mass and Energy Conservation Equations for Airflow

$$\frac{\partial w_{air}^*}{\partial x^*} + NTU_{lat}(w_{air}^* - w_{sol}^*) = 0.0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_{air}^*}{\partial x^*} + NTU_{sen,1}(T_{air}^* - T_{sol}^*) = 0.0 \quad (2)$$

Mass and Energy Conservation Equations for the Desiccant Solution Flow

$$\frac{\partial X_{sol}^*}{\partial y^*} - m_s^* m_R^* R_1^* NTU_{lat}(w_{air}^* - w_{sol}^*) = 0.0 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_{sol}^*}{\partial y^*} - m_{sen,1}^* NTU_{sen,1}(T_{air}^* - T_{sol}^*) - H_{abs}^* NTU_{lat}(w_{air}^* - w_{sol}^*) \\ + NTU_{sen,2} m_{sen,2}^* (T_{sol}^* - T_{water}^*) = 0.0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial T_{water}^*}{\partial y^*} - NTU_{sen,2}(T_{sol}^* - T_{water}^*) = 0.0 \quad (5)$$

Mathematically, the equivalent friction factor for the desiccant and water channels can be expressed as Eqs 6 and 7.

$$f_{3-duct} \cong \left[\frac{12W\mu_w \dot{m}_s}{L\rho_w d_o^3} \left[\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_s} + 1 \right] \right] / (dp_{ref}) \quad (6)$$

$$f_{Tube-duct} \cong \left[\frac{12W\mu_w \dot{m}_s}{L\rho_w d_o^3} [5.3n_{tube} \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_s} + 0.125] \right] / (dp_{ref}) \quad (7)$$

Equation (8) represents the improvement or lack of improvement in efficiency as a result of geometric modifications.

$$\beta = \frac{Nu_{3-duct}}{Nu_{Tube-duct}} \left(\frac{f_{3-duct}}{f_{Tube-duct}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

The compressor work in a cycle can be expressed as Eq. 9

$$\dot{W}_c^* = \frac{1}{COP} (1 + m_{sen,2}^* T_{sol,in}^*) \quad (9)$$

3- Results and Discussion

A comparison of the dimensionless equations reveals that for two different geometries, the heat transfer area between water and desiccant solution and the heat transfer coefficient differ. Assuming equal surface areas, the heat transfer coefficient plays a significant role in the difference in the results between the two geometries. Given that the Nusselt numbers inside the tube and channel are constant for fully developed laminar flow, and assuming Reynolds numbers are the same for both geometries for water flow, as seen in equation (8), the value of β is found to be 1.65. According to the relationships obtained in equations (6) and (7), and the number of tubes, which is greater than one and equivalent to $2L/\pi d_o$, it is only when $\dot{m}_s/\dot{m}_w$ is at least equal 5 that the value of $f_{Tube-duct}$ will be less than f_{3-duct} . Since the length of the exchangers is always much greater than the channel width and, therefore, the tube diameter and the desiccant flow rate is equal to or less than the cooling water flow rate [1-3], it can be reasonably assumed that the friction factor of three-channel geometry will always be less than that of the tube-channel geometry. The overall heat transfer coefficient, as indicated by the governing equations, is also less for the tube-channel geometry, even assuming the same Nusselt number for the desiccant in contact with the outer tube wall, compared to the

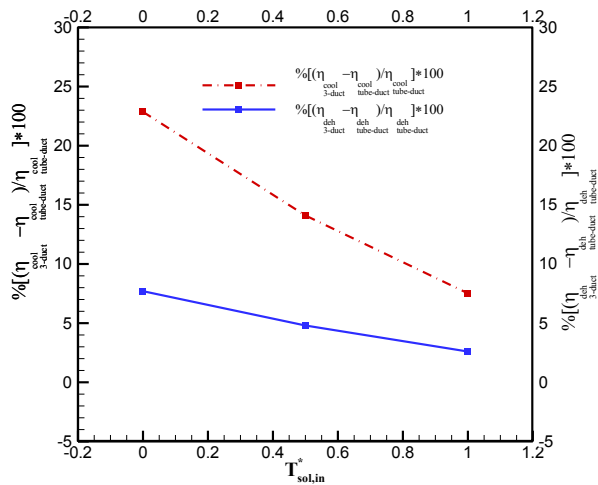


Fig. 2. Changes in the improvement of sensible and latent efficiency of the three-channel exchanger compared to the tube-channel exchanger

three-channel geometry. Based on these points, the value of the β for the three-channel geometry is found to be greater than 1. Therefore, it can be concluded that, in all cases, the three-channel geometry will always have better heat transfer

effectiveness than the tube-channel geometry.

Fig.2 shows improvement percentages of sensible and latent effectiveness of the three-channel energy exchangers the than tube-channel energy exchangers.

4- Conclusion

This study compares the energy performance of two exchangers with different geometries. The three-channel exchanger shows lower energy consumption for heating and cooling, with a 25% higher sensible efficiency than the tube-channel exchanger when the desiccant temperature is 0.

References

- [1] W. Li, Y. Yao, Performance analysis of different flow types of internally-cooled membrane-based liquid desiccant dehumidifiers, *Energy*, 228 (2021) 120597.
- [2] K. Kumar, A. Singh, P.K. Chaurasiya, K.K. Pathak, V. Pandey, Progressive development in hybrid liquid desiccant-vapour compression cooling system: A review, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 55 (2023) 102960.
- [3] P.R. Naveen, A. Kolakoti, A review of internal cooling strategies in liquid desiccant dehumidification and cooling systems, *International Journal of Thermofluids*, 22 (2024) 100688.



تحلیل پارامتری میزان انرژی مصرفی، عملکرد محسوس و نهان دو مبدل انرژی سه سیاله لوله-کانال و سه-کانال

سمیرا پایان*

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۳/۰۸/۰۶
بازنگری: ۱۴۰۳/۱۱/۰۵
پذیرش: ۱۴۰۳/۱۲/۱۶
ارائه آنلاین: ۱۴۰۳/۱۲/۲۱

کلمات کلیدی:

مبدل انرژی
لوله-کانال
سه-کانال
انرژی مصرفی
سیستم تهویه مطبوع

خلاصه: در این مقاله، امکان‌سنجی جایگذاری مبدل سه-کانال به جای لوله-کانال در یک سیستم واقعی به عنوان بازیاب انرژی، بررسی و سپس مقایسه عملکرد دو مبدل انرژی برای شرایط آب و هوایی بدون بعد انجام می‌شود. در این مبدل، محلول خشک‌کن با یک غشای نیمه تراوا از هوای تهویه جدا می‌شود. رطوبت و حرارت بین دو سیال از طریق این غشا مبادله می‌شود و آب به عنوان سیال سوم، گرمای مازاد تولید شده را جذب و یا گرمای مورد نیاز محلول خشک‌کن را به آن باز می‌گرداند. در مبدل لوله-کانال، لوله‌های آب به عنوان سیال سوم از داخل کانال محلول خشک‌کن عبور می‌کند. در حالی که در مبدل سه-کانال که در این مقاله طراحی و مدل می‌شود، مجاری آب دو طرف کانال محلول خشک‌کن قرار دارند. معادلات بقای جرم و انرژی برای حجم کنترل سه سیال استخراج شده و با روش تفاضل محدود به کمک زبان برنامه نویسی فرترن حل می‌شود. اثر دو هندسه، بر روی مصرف انرژی، بازدهی محسوس و نهان این مبدل‌ها بررسی می‌گردد. نتایج نشان دهنده افزایش بازده نهان تا ۵٪ و بازده محسوس تا ۲۵٪ برای نسبت جرمی ۱ در مبدل سه-کانال نسبت به لوله-کانال می‌باشد. همچنین ضریب بهبود هندسی بزرگتر از ۱ پیش بینی می‌گردد.

۱- مقدمه

مبدل‌های انرژی غشایی، به منظور تامین همزمان حرارت و رطوبت در سیستم‌های تهویه مطبوع به کار می‌روند. در این مبدل‌ها محلول خشک‌کن از هوای تهویه به وسیله یک غشای نیمه تراوا برای انتقال بخار آب، جدا می‌شود. استفاده از این مبدل‌ها باعث کاهش حجم سیستم‌های تهویه مطبوع با بخش‌های جداگانه برای رطوبت‌زنی و زدایی و مشکلات ایجاد شده با آنها، از جمله نفوذ نمک و دیگر آلودگی‌ها به هوا می‌شود. اما این سیستم‌ها نیز به واسطه گرمای واکنش حاصل از ترکیب ملکول‌های بخار آب یا جدایش آنها از محلول خشک‌کن با مشکل مواجه هستند. در این قسمت به پژوهش‌های انجام‌شده در این زمینه، حل این مشکل و افزایش بازدهی مبدل‌های مبتنی بر غشا، پرداخته می‌شود.

سی مین هوانگ و همکاران [۱] برای اولین بار یک حل تحلیلی برای یک مبدل غشایی سه سیاله ارائه دادند. در این مبدل برای خنک‌کاری مایع خشک‌کننده درون کانال، از لوله‌های با جنس آلایژ تیتانیوم استفاده شد که از

درون این لوله‌ها آب جریان داشت. شبیه‌سازی آن‌ها در یک بعد و به صورت پایا انجام شد. مدل آن‌ها در شرایط عملکرد محدودی بر نتایج تجربی مطابقت داشت. قدیری مقدم [۲] در سال ۲۰۱۰ به‌طور آزمایشگاهی عملکرد یک مبدل انرژی جریان متقاطع موازی-ناهم‌سو را با استفاده از محلول خشک‌کننده منیزیم کلرید در یک سیستم تبادل انرژی مبتنی بر غشا در یک سیکل آزمایش کردند. آن‌ها یک مازول با اندازه واقعی و یک مازول با مقیاس کوچک را مورد بررسی قرار دادند و دریافتند که اثربخشی برای شرایط آزمایش خنک‌سازی و رطوبت‌زدایی هوا و همچنین گرمایش و رطوبت‌زدایی هوا با افزایش Cr^* (نسبت ظرفیت گرمایی محلول به ظرفیت گرمایی هوا) افزایش می‌یابد. آن‌ها بیان داشتند که اثربخشی سیستم با افزایش تعداد واحدهای انتقال و نسبت ظرفیت گرمایی محلول به ظرفیت گرمایی هوا، یا زمانی که سرعت جریان هوا کاهش و سرعت جریان خشک‌کننده افزایش می‌یابد، بهبود پیدا می‌کند. حداکثر اثربخشی کل ۵۳٪ (شرایط تابستانه $Cr^* = 4/5$) و حداکثر اثربخشی کل ۵۵٪ (شرایط زمستانه $Cr^* = 2/8$) برای این سیستم زمانی که تعداد واحدهای کلی انتقال برابر ۱۲ در سرعت حدود ۵۵/۰ متر بر

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: s_payan_usb@eng.usb.ac.ir



ثانیه باشد، مشهود است. همچنین نتایج آنها نشان داد که مازول در مقیاس کوچک می‌تواند به کاهش مشکل انحراف غشا کمک کند. عبدالسلام و همکاران [۳] در سال ۲۰۱۶ طراحی و ساخت مبدل انرژی غشایی مایع به هوای سه سیاله که غشاهای نیمه‌تراوا میکرو متخلخل دارد و انتقال هم‌زمان جرم و حرارت در آن صورت می‌گیرد را انجام دادند. درواقع محلول از داخل یک کانال شامل دو صفحه تخت می‌گذرد که لوله‌های خنک‌کننده با سیال سوم از میان آن کانال عبور می‌کند. هدف این مقاله، بررسی تأثیر سیال سوم در دمای خروجی محلول و بازدهی مبدل بود. نتایج نشان داد اثربخشی نهان، محسوس و کلی و سرعت حذف رطوبت از جریان هوا با کاهش دمای سیال سوم ورودی (آب) و یا افزایش سرعت سیال سوم، افزایش خواهد یافت. عبدالسلام و همکاران [۴] به تحقیق درباره مقایسه عملکرد مبدل انرژی غشایی مایع به هوای دو سیاله و سه سیاله در سیستم تهویه مطبوع در شرایط آب‌وهوایی سرد پرداختند. هدف از این مطالعه، مقایسه عملکرد انتقال حرارت و رطوبت‌زدایی جریان هوا بود. نتایج این تحقیق نشان داد که گرمای نهان و گرمای محسوس در مبدل انرژی غشایی سه سیاله بیشتر از مبدل انرژی غشایی دو سیاله است. استرول و همکاران [۵] به بررسی قابلیت سرمایش و رطوبت‌زدایی سیستم تهویه مطبوع با استفاده از مبدل انرژی غشایی در دو حالت دو و سه سیاله در یک ساختمان اداری در شهر فلوریدا و میامی در گرم‌ترین هفته سال پرداختند. این سامانه در گرم‌ترین هفته سال توسط نرم‌افزار ترنسپس شبیه‌سازی شد. نتایج حاصل نشان داد که مبدل انرژی مایع به هوای سه سیاله، انرژی کمتری نسبت به مبدل انرژی غشایی مایع به هوا دو سیاله برای برآورده سازی گرمای نهان مصرف می‌کند. همچنین نتایج نشان داد که مبدل دو سیاله ۵۰٪ انرژی بیشتری نسبت به مبدل انرژی سه سیاله مصرف می‌کند. ژانگ و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۸ به مقایسه عملکرد و تجزیه و تحلیل اکسرژی رطوبت‌گیرهای خشک‌کن مایع همراه با خنک‌کن در انواع مختلف جریان پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که آرایش جریان بین هوا و محیط خنک‌کننده تأثیر قابل توجهی بر میزان حذف رطوبت و راندمان اکسرژی بین هوا و محلول دارد و آرایش جریان ناهم‌سو بین هوا و محیط خنک‌کننده توصیه شد. همچنین تجزیه و تحلیل حساسیت هر یک از پارامترهای عملیاتی در سه رطوبت‌گیر انجام و مشخص شد که نرخ حذف رطوبت را می‌توان با کاهش سرعت جریان محلول، دمای ورودی محلول و دمای محیط خنک‌کننده و یا با افزایش سرعت جریان محیط خنک‌کننده و غلظت محلول بهبود بخشید و در نهایت جریان متقاطع بین هوا و محلول خشک‌کننده و جریان ناهم‌سو بین محلول خشک‌کننده و

سیال خنک‌کننده (سیال سوم) به دلیل توزیع یکنواخت گرما و نیرو محرکه انتقال جرم توصیه شد. ژیاو و همکاران [۷] در سال ۲۰۲۰ به طراحی جدید مبدل انرژی غشایی به منظور رطوبت‌زدایی پرداختند. در این مبدل از سیال سوم به عنوان خنک‌کن داخلی استفاده شد. در طراحی جدید آن‌ها، محلول در دو مسیر جداگانه وارد بازیاب و رطوبت‌گیر می‌شود. ایشان به مدل‌سازی پارامترهای کلیدی رطوبت‌گیر، بازیاب و سردکن و همچنین به آزمایش تجربی اثر این پارامترها روی عملکرد سامانه پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که قدرت رطوبت‌زدایی $263 \text{ gh}^{-1} \text{ m}^{-2}$ است که نشان‌دهنده ظرفیت رطوبت‌زدایی بالایی است. همچنین ضریب کارایی کل سامانه در شرایط آب و هوایی طراحی در محدوده $0/46-0/62$ و مصرف انرژی بازیاب بیشتر از ۶۰ درصد انرژی ورودی بوده است. همچنین سیستم پیشنهاد شده ایشان در آب‌وهوای گرم و مرطوب عملکرد خوبی را از خود نشان داد. یان و همکاران [۸] در سال ۲۰۲۰ به تجزیه و تحلیل تجربی نسل جدید مبدل انرژی غشایی مایع به هوا با انتقال حرارت جابجایی طبیعی به دلیل مصرف بهینه انرژی از لحاظ اقتصادی پرداخته‌اند. عملکرد این سامانه در حالت استاندارد در شرایط آب و هوایی تابستانه مورد مطالعه قرار گرفت. این سیستم تهویه مطبوع در مقادیر مختلف دبی جریان هوا آزمایش گردید. ضریب عملکرد محسوس این سیستم در شرایط استاندارد $0/85$ و ضریب انتقال گرمای نهان دستگاه رطوبت زایی برای شرایط مختلف کاری بین $0/4-0/24$ متغیر گزارش شد. نتایج آن‌ها نشان داد که میزان انتقال حرارت در دستگاه رطوبت‌زدایی، در تمامی دبی‌های جریان هوا تقریباً ثابت است. همچنین نتایج آن‌ها نشان داد که ۱- در سیستم مبدل انرژی غشایی مایع به هوا در جابجایی طبیعی عملکرد انتقال حرارت نسبت به انتقال جرم بیشتر تحت تأثیر میزان دبی جریان هوا است، ۲- همچنان در سمت محلول نمکی ضریب انتقال جرم مهم‌ترین پارامتر در عملکرد مبدل است، ۳- بین نسبت ضریب انتقال حرارت به انتقال جرم، ضریب انتقال جرم نقش اساسی در عملکرد مبدل انرژی دارد. چنگ و همکاران [۹] در سال ۲۰۲۰ به تجزیه و تحلیل عملکرد یک رطوبت‌گیر مایع خشک‌کن با گردش داخلی چندمرحله‌ای پرداختند و یک مفهوم جدید از رطوبت‌گیرهای گردش داخلی چندمرحله‌ای را پیشنهاد کردند. رطوبت‌گیر در یک ساختار گردش داخلی چندمرحله‌ای طراحی شد که در آن بستر بسته‌بندی و مازول خنک‌کننده به‌طور جداگانه در داخل هر مرحله قرار می‌گیرند. آن‌ها یک مدل انتقال جرم و حرارت حالت پایدار ایجاد کردند و بر اساس این مدل، یک مطالعه پارامتریک بر روی عملکرد رطوبت‌زدایی این رطوبت‌گیر در شرایط هوای ورودی معمولی انجام دادند و به نتایجی دست

یافتند؛ ۱- رطوبت‌زدایی با افزایش غلظت محلول ورودی و همچنین افزایش نسبت جرم محلول ورودی به هوای ورودی افزایش می‌یابد و با افزایش دمای محلول و آب ورودی کاهش می‌یابد. علاوه بر این، اثر دبی جریان آب در مقایسه با دبی جریان محلول، کمتر قابل توجه است زیرا دبی جریان آب‌خنک کننده فقط به‌طور غیرمستقیم بر نیروی محرکه انتقال جرم بین هوا و محلول تأثیر می‌گذارد درحالی‌که دبی جریان محلول بر نیروی محرکه و ضریب انتقال جرم بین هوا و محلول تأثیر مستقیم می‌گذارد. لی و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۲۱ به بررسی و تحلیل عملکرد انواع مختلف جریان در مبدل انرژی غشایی سه سیاله بر اساس خنک‌کننده داخلی پرداختند. در این پژوهش برای ۱۰ نوع مختلف آرایش جریان، عملکرد رطوبت‌زدایی و خنک‌کنندگی داخلی و همچنین اثرات شرایط ورودی به‌طور کامل مورد مطالعه قرار گرفتند. نتیجه حاصل از بررسی آنها نشان داد که مبدل انرژی غشایی سه سیاله که جریان هوا و جریان محلول خشک‌کننده آن به‌صورت متقاطع و جریان خنک‌کننده داخلی (جریان آب) به‌صورت مخالف جهت جریان هوا است حداکثر ظرفیت خنک‌کنندگی را دارا است. ژائو و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۲۲ به بررسی ویژگی‌های انتقال جرم و حرارت و رطوبت‌زدایی مبتنی بر محلول خشک‌کننده و استفاده از غشا فیبری توخالی و سیال خنک‌کننده داخلی پرداخته‌اند که در آن از مبدل انرژی غشایی مایع به هوا سه سیاله استفاده شد. آزمایش‌ها برای مطالعه تأثیر پارامترهای مختلف روی جریان هوا، محلول خشک‌کننده، سیال خنک‌کننده داخلی (آب) مورد بررسی قرار گرفت. نتیجه کار ایشان نشان داد که کاهش دبی و دمای جریان هوا و همچنین کاهش دمای محلول خشک‌کننده و افزایش دبی محلول خشک‌کننده از راهکارهای بهبود رطوبت‌زدایی است. در سال‌های اخیر کومار و همکاران [۱۲] مرور مقالات در زمینه پیشرفت‌ها در طراحی سیستم‌های تهویه مطبوع با سیال خشک‌کن انجام دادند و تحقیق خود را بر روی ادغام آنها با سیستم‌های فشرده‌سازی بخار به منظور بهبود کنترل دما و رطوبت با کاهش ۴۰٪-۸۰٪ مصرف انرژی متمرکز کردند. نوین و همکاران [۱۳] مرور مقالات گذشته را با تمرکز بر پیشرفت‌های انجام شده در زمینه استراتژی‌های خنک‌کننده داخلی برای افزایش عملکرد سیستم با کنترل دمای مایع انجام دادند. مطالعه آنها، روش‌ها، پیکر بندی‌ها و شبیه‌سازی‌های مختلف خنک‌سازی داخلی انجام شده در مقالات گذشته را بررسی کرد.

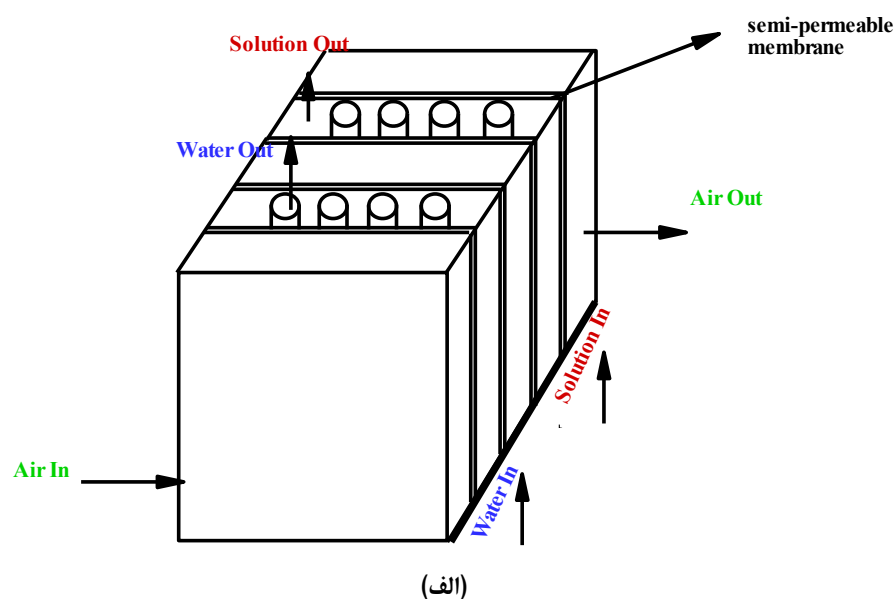
همان‌طور که مشاهده شد استفاده از مبدل انرژی غشایی مایع به هوا سه سیاله راهکاری مناسب برای تهویه مطبوع ساختمان‌های مسکونی و تجاری می‌باشد. تغییر در هندسه همواره یکی از راه‌های مفید در جهت

تغییر بازدهی مبدل‌ها در نتیجه تغییر در مساحت تبادل حرارت و جرم و ضریب انتقال حرارت و جرم بوده است. از آنجایی که همه مطالعات پیشین دنبال راهکارهایی در جهت کاهش مصرف انرژی و افزایش بازدهی در این مبدل‌ها بودند، مطالعه حاضر قصد دارد با مدل‌سازی پارامتری مبدل‌های سه سیاله سه-کانال و پیشنهاد جایگزینی آنها با مبدل‌های لوله-کانال یک گام در جهت کاهش مصرف انرژی با استفاده از این مبدل‌ها بردارد. همان‌طور که از مطالعات پیشین مشخص شد تاکنون مقایسه یک مبدل انرژی مایع به هوا سه سیاله با دو هندسه متفاوت، یکی متشکل از سه کانال موازی و دیگری نوع متداول آن، متشکل از لوله‌های جریان خنک‌کن در کانال محلول خشک‌کن، مورد بررسی قرار نگرفته است. هدف از این مقاله مقایسه دو مبدل انرژی سه-کانال و لوله-کانال از منظر انرژی است. در این مقاله، ابتدا سه جریان برای دو هندسه مدل‌سازی می‌شود و سپس با تعریف پارامترهای بدون بعد، معادلات بدون بعد حاکم در دو هندسه مورد مقایسه قرار می‌گیرد تا اثر هندسه بر روی خروجی این مبدل‌ها پیش بینی گردد. سپس اثر پارامترهای مهم مطابق پژوهش‌های پیشین بر روی بازده و مصرف انرژی دو هندسه بررسی می‌گردد.

۲- تعریف مسئله

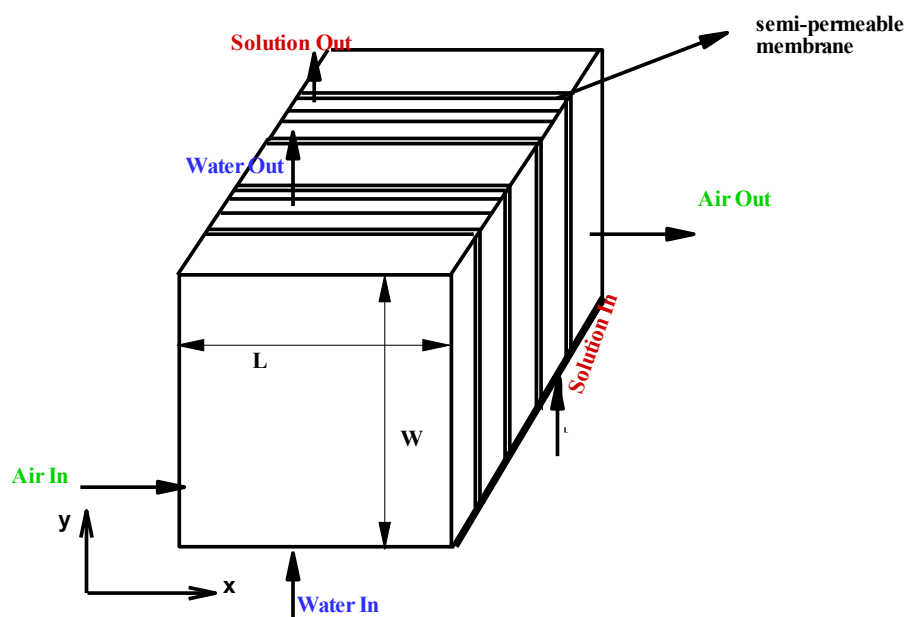
در این پژوهش به بررسی مقایسه‌ای عملکرد انرژی دو مبدل انرژی مایع به هوا سه سیاله مطابق شکل ۱ پرداخته می‌شود. این مبدل‌ها در سیکل تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می‌گیرد، شکل ۲ نحوه تبدیل یک مبدل لوله-کانال به یک مبدل سه-کانال را طوری که حجم اشغال شده مبدل و شرایط هندسی کانال تهویه هوا، یکسان بماند، را نشان می‌دهد.

در این تبدیل حجم اشغال شده توسط دو مبدل یکسان می‌باشد. همچنین برای یک مقایسه دقیق‌تر دبی هوای ورودی در نتیجه، دبی محلول خشک‌کن و آب در دو هندسه یکسان در نظر گرفته می‌شود. همچنین با تغییر هندسه کانال آب، اگر عدد رینولدز آب به عنوان سیال خنک‌کن در دو هندسه نیز یکسان در نظر گرفته شود، برای نسبت L/d_o رابطه $n_{tube}\pi/2$ بدست می‌آید. با توجه به اینکه $L = n_{tube}d_o + k_{space}n_{tube}d_o$ مجموع قطر لوله‌ها و فاصله بین آنها است برای k_{space} که ضریبی از قطر لوله‌ها است عدد 0.57 به دست می‌آید که نشان می‌دهد فاصله بین لوله‌ها از قطر لوله‌ها کوچکتر است. هدف از این تغییر هندسی، تغییر مساحت تبادل حرارت و ضریب انتقال حرارت به منظور افزایش بازدهی در مبدل‌ها است. با توجه به مقالات گذشته [۳-۱۰]، فاصله بین لوله‌ها بزرگتر از قطر لوله‌ها و بزرگتر یا مساوی $2/5$ برابر



(الف)

(a)

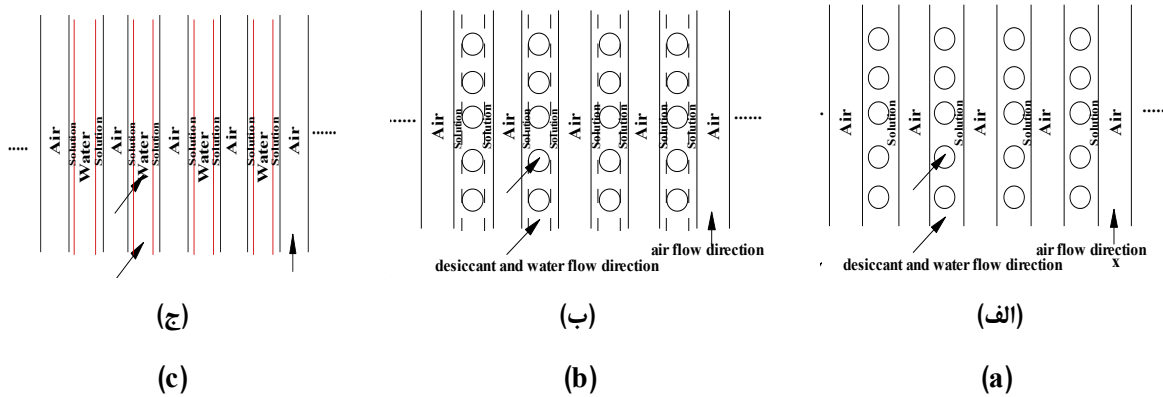


(ب)

(b)

شکل ۱. الف) نمای سه بعدی از مبدل انرژی لوله-کانال، ب) نمای سه بعدی از مبدل انرژی سه-کانال

Fig. 1. a) Three-dimensional view of the tube-channel energy exchanger, b) Three-dimensional view of the three-channel energy exchanger



شکل ۲. الف) نمای دو بعدی از مبدل انرژی لوله-کانال، ب) مشخص کردن محدوده لوله ها در مبدل لوله-کانال با خط چین، ج) حذف لوله ها و تبدیل خط چین ها به صفحات فلزی و تشکیل کانال سیال سوم

Fig. 2. a) Two-dimensional view of the tube-channel energy exchanger, b) Identification of the tube regions in the tube-channel exchanger with dashed lines, c) Removal of tubes and conversion of dashed lines to metal plates, forming the third fluid channel

می‌گردد. معیار همگرایی 10^{-6} برای همه متغیرها در نظر گرفته شده است. بقای جرم و انرژی کل نیز با خطای 10^{-3} ارضا شده‌اند.

$$\begin{aligned}
 T^* &= \frac{T - T_{air,in}}{T_{water,in} - T_{air,in}}, w^* = \frac{w - w_{air,in}}{w_{sol,in} - w_{air,in}}, \\
 X^* &= \frac{X - X_{sol,e}}{X_{sol,in} - X_{sol,e}}, R^* = \frac{w_{sol,in} - w_{air,in}}{X_{sol,in} - X_{sol,e}}, \\
 m_{sen,2}^* &= \frac{\dot{m}_{water} c_{p,water}}{\dot{m}_{sol} c_{p,sol}}, m_R^* = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{sol}}, \\
 m_s^* &= \frac{\dot{m}_{sol}}{\dot{m}_{salt}}, x^* = \frac{x}{L}, y^* = \frac{y}{W}, \\
 H_{abs}^* &= \frac{\dot{m}_{air} h'_{fg} (w_{sol,in} - w_{air,in})}{\dot{m}_{sol} c_{p,sol} (T_{water,in} - T_{air,in})}, \\
 m_{sen,1}^* &= \frac{\dot{m}_{air} c_{p,air}}{\dot{m}_{sol} c_{p,sol}}, NTU_{sen,1} = \frac{n_{mem} ULW}{\dot{m}_{air} c_{p,air}}, \\
 NTU_{lat} &= \frac{n_{mem} \rho_{air} U_m LW}{\dot{m}_{air}}, \\
 NTU_{sen,2,tube-duct} &= \frac{n_{mem} n_{tube} \pi d_o U W}{2 \dot{m}_{water} c_{p,water}}, \\
 A_{0,tube-duct} &= \frac{n_{tube} \pi d_o W}{2 LW}, \\
 NTU_{sen,2,3-duct} &= \frac{n_{mem} U WL}{\dot{m}_{water} c_{p,water}}, A_{0,3-duct} = 1.0
 \end{aligned} \quad (1)$$

فرض های زیر برای استخراج معادلات مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱۰]:

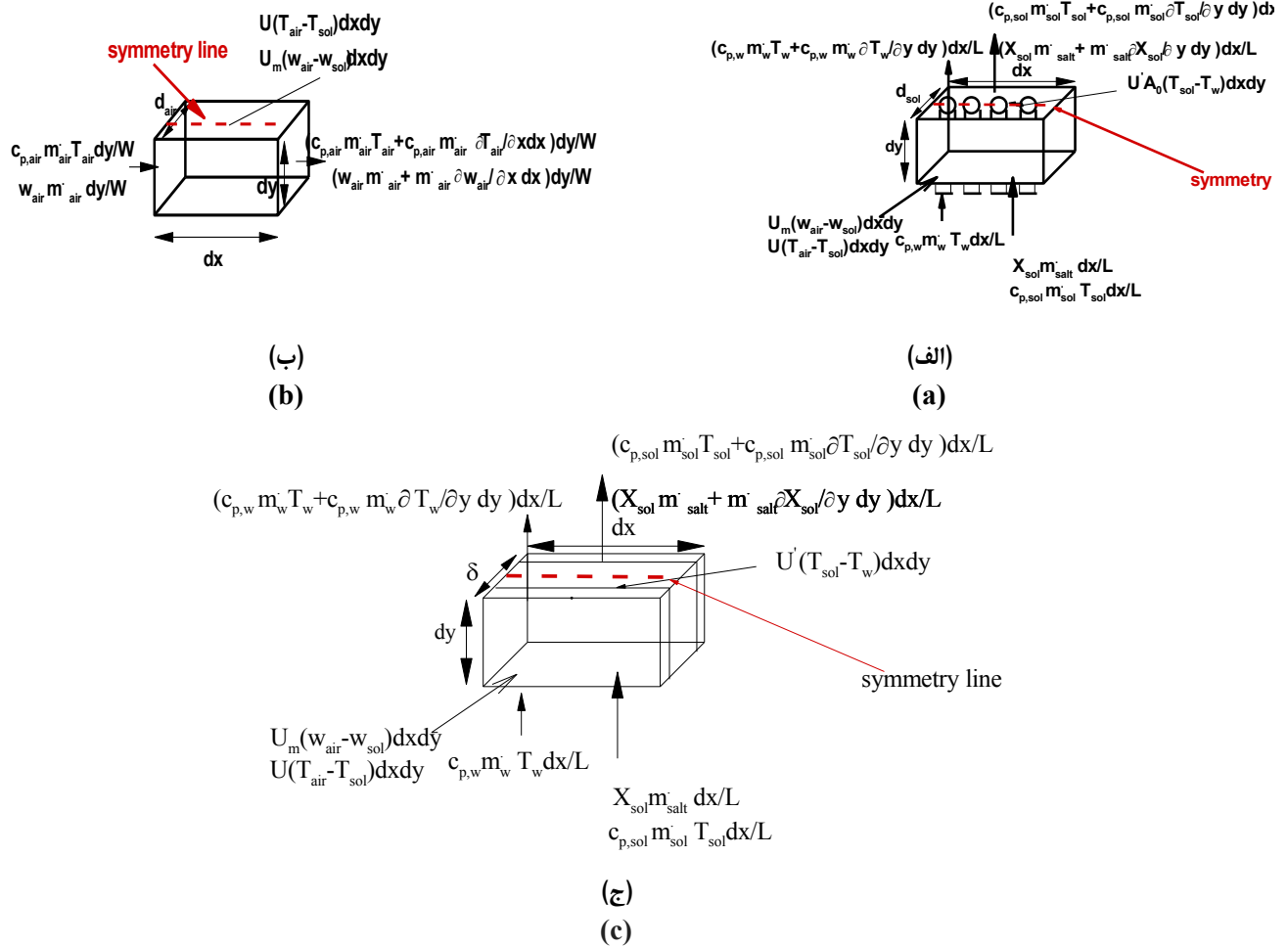
آن در نظر گرفته می‌شود که منجر به افزایش نسبت مساحت مبدل سه-کانال نسبت به لوله-کانال می‌گردد. اما با فرض یکسان بودن دبی و رینولدز آب، مساحت‌ها یکسان و تنها ضرایب انتقال حرارت تغییر می‌کند. لذا در این مقاله نتایج مقایسه عملکرد دو هندسه متفاوت مبدل با فرض رینولدز یکسان آب انجام می‌گیرد تا حداقل میزان بهبود بدست آید.

طبیعی است در صورت افزایش فاصله بین لوله‌ها و تاثیر مساحت علاوه بر ضریب انتقال حرارت، بهبود بازده محسوس بدست آمده، بیشتر از حداقل آن خواهد بود که در نتیجه انتقال جرم را بیشتر متاثر خواهد نمود. در این مقاله، محلول کلرید کلسیم به عنوان محلول خشک کن استفاده می‌گردد. اثر پارامترهای دمای بدون بعد محلول خشک کن و نسبت دبی هوا به محلول خشک کن که به عنوان پارامترهای مهم شناخته شده‌اند [۳-۱۳]، بروی عملکرد محسوس و نهان مبدل‌ها و همچنین انرژی مصرفی آنها مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲-۱- معادلات حاکم

برای محاسبه بازده هر یک از مبدل‌های انرژی می‌بایست معادلات بقای جرم و انرژی برای هر جریان در هر هندسه حل گردد.

این معادلات با در نظر گرفتن حجم های کنترل نمایش داده شده به صورت اشکال ۳ الف-ج بدست می‌آید. پس از بدون بعد سازی معادلات حاکم با استفاده از پارامترهای بدون بعد تعریف شده در معادله (۱) معادلات بقای جرم و انرژی با استفاده از معادلات (۲-۶) با روش تفاضل محدود حل



شکل ۳. الف) حجم کنترل کانال خشک‌کن در مبدل لوله-کانال، ب) حجم کنترل کانال هوا در دو مبدل انرژی، ج) حجم کنترل کانال خشک‌کن در مبدل سه-کانال

Fig. 3. a) Control volume of the desiccant channel in the tube-channel exchanger, b) Control volume of the air channel in both energy exchangers, c) Control volume of the desiccant channel in the three-channel exchanger

$$\frac{\partial T_{air}^*}{\partial x} + NTU_{sen,1}(T_{air}^* - T_{sol}^*) = 0.0 \quad (3)$$

۱- نفوذ ملکولی بخار آب در محلول خشک‌کن و هوا ناچیز فرض می‌شود.

۲- محلول خشک‌کن یک مخلوط همگن تک فاز در نظر گرفته می‌شود.

۳- هدایت محوری ناچیز فرض می‌شود.

۴- جریان آرام و کاملاً توسعه یافته فرض می‌گردد.

۵- خواص سیالات ثابت فرض می‌شود.

۶- ضرایب ناسلت دیواره با فرض شرط مرزی شار ثابت به دست می‌آید.

$$\frac{\partial X_{sol}^*}{\partial y} - m_s^* m_R^* R_1^* NTU_{lat}(w_{air}^* - w_{sol}^*) = 0.0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial T_{sol}^*}{\partial y} - m_{s,1}^* NTU_{sen,1}(T_{air}^* - T_{sol}^*) - H_{abs}^* NTU_{lat}(w_{air}^* - w_{sol}^*) + NTU_{sen,2} m_{s,2}^* (T_{sol}^* - T_{water}^*) = 0.0 \quad (5)$$

۱- ۲- معادلات بقای جرم و انرژی برای جریان هوا:

$$\frac{\partial w_{air}^*}{\partial x} + NTU_{lat}(w_{air}^* - w_{sol}^*) = 0.0 \quad (2)$$

۲-۱-۳- معادلات بقای انرژی برای جریان آب:

$$h = \frac{Nuk}{D_h} \quad (۱۳)$$

$$\frac{\partial T_{water}^*}{\partial y^*} - NTU_{sen,2}(T_{sol}^* - T_{water}^*) = 0.0 \quad (۶)$$

$$h_m = \frac{h}{c_p} \left[\frac{\alpha}{D_{ab}} \right]^{\frac{2}{3}} \quad (۱۴)$$

در این معادلات ضریب انتقال حرارت کلی U ، U_m به صورت معادلات (۷) و (۸) تعریف می‌شوند:

$$Nu_{sol} = Nu_{air} = 8.23 \quad (۱۵)$$

$$U = \left[\frac{1}{h_{sol}} + \frac{\delta_{mem}}{k_{mem}} + \frac{1}{h_{air}} \right]^{-1} \quad (۷)$$

شرایط مرزی برای حل معادلات حاکم برای هر دو هندسه به صورت معادلات (۱۶) تا (۲۰) در نظر گرفته می‌شود:

$$U_m = \left[\frac{1}{h_{sol,m}} + \frac{\delta_{mem}}{k_{m,mem}} + \frac{1}{h_{air,m}} \right]^{-1} \quad (۸)$$

$$T_{sol}^*(x^*, 0) = C_{con} \quad \text{where } 0 \leq C_{con} < 1.0 \quad (۱۶)$$

اما ضریب انتقال حرارت برای مبدل لوله-کانال و سه-کانال به ترتیب به صورت معادلات (۹) و (۱۲) تعریف می‌شوند

$$X_{sol}^*(x^*, 0) = 1.0 \quad (۱۷)$$

$$T_{water}(x^*, 0) = 1.0 \quad (۱۸)$$

$$U' = \left[\frac{1}{h_{i,water}} + \frac{d_o}{2k_{tube}} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_{o,water}} \right]^{-1} \quad (۹)$$

$$T_{air}(0, y^*) = 0 \quad (۱۹)$$

که در معادله (۹) ضرایب انتقال حرارت $h_{i,water}$ و $h_{o,water}$ با استفاده از مقادیر ناسلت [۱۰] به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$W_{air}(0, y^*) = 0 \quad (۲۰)$$

$$Nu_{o,water} = 0.664(Re)^{0.5}(pr)^{1/3} \quad (۱۰)$$

در صورتی که جریان در کانال در حال توسعه حرارتی باشد عدد ناسلت $8/23$ با استفاده از کار شا و همکاران [۱۴] تصحیح می‌شود.

$$Nu_{i,water} = 4.36 \quad (۱۱)$$

همچنین معادلات (۲۱-۲۳) برای ارزیابی عملکرد مبدل‌ها در نظر گرفته می‌شوند:

که η_{deh} ، η_{cool} و SDP به ترتیب نشان‌دهنده بازده نهان، محسوس و میزان رطوبت مبادله شده بر واحد سطح را نشان می‌دهد.

$$U' = \left[\frac{1}{h_{water}} + \frac{\delta_{ch,w}}{k_{ch,w}} + \frac{1}{h_{sol}} \right]^{-1} \quad (۱۲)$$

که h_{water} در معادله (۱۲) با استفاده از مقدار ناسلت برابر $8/23$ می‌باشد. برای هر دو هندسه معادلات (۱) تا (۸) مشابه بوده و برای محاسبه ضرایب انتقال حرارت رابطه (۱۳) تا (۱۵) مورد استفاده قرار می‌گیرد.

$$SDP = \frac{m_{air}(W_{air,in} - W_{air,out})}{A_{deh}} \quad (۲۱)$$

$$\eta_{deh} = \frac{W_{air,in} - W_{air,out}}{W_{air,in} - W_{sol,in}} \quad (۲۲)$$

$$f_{3-duct} \equiv \left[\frac{12W\mu_w}{L\rho_w d_o^3} \left[\dot{m}_w + \left(\frac{\dot{m}_s}{\left(\frac{D_{h,sol}}{2d_o} - 1 \right)^3} \right) \right] \right] / (dp_{ref}) \quad (29)$$

$$\eta_{cool} = \frac{T_{air,in} - T_{air,out}}{T_{air,in} - T_{water,in}} \quad (23)$$

$$f_{Tube-duct} \equiv \left[\frac{12W\mu_w}{L\rho_w d_o^3} \left[5.3n_{tube}\dot{m}_w + \left(\frac{\dot{m}_s}{\left(\frac{D_{h,sol}}{2d_o} \right)^3} \right) \right] \right] / (dp_{ref}) \quad (30)$$

معادلات (۲۳-۲۸) به منظور بررسی میزان انرژی مصرفی به منظور پمپ کردن سیالات، در مبدل های انرژی مورد استفاده قرار می گیرند. مقدار ضریب اصطکاک لوله با رابطه (۲۴) و کانال از رابطه (۲۵) به دست می آید. افت فشار از رابطه (۲۶) قابل محاسبه است. لذا قدرت پمپ از رابطه (۲۷) محاسبه می شود. رابطه (۲۸) بهبود یا عدم بهبود کارایی در نتیجه تغییرات در هندسه را نشان می دهد.

$$f = \frac{64}{Re_{Tube-duct}} \quad (24)$$

$$f = \frac{96}{Re_{3-duct}} \quad (25)$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} f \frac{L}{D_h} \rho V^2 \quad (26)$$

$$\dot{W}_p = \dot{V} \Delta p \quad (27)$$

$$\beta = \frac{Nu_{3-duct}}{Nu_{Tube-duct}} \frac{1}{\left(\frac{f_{3-duct}}{f_{Tube-duct}} \right)^{\frac{1}{3}}} \quad (28)$$

با مرور کارهای گذشته [۳-۱۰] عرض کانال محلول، دو برابر قطر لوله های جایگزاری شده در آن است. لذا معادلات به صورت زیر ساده و ترم های اول و دوم با هم قابل مقایسه می شوند:

$$f_{3-duct} \equiv \left[\frac{12W\mu_w \dot{m}_s}{L\rho_w d_o^3} \left[\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_s} + 1 \right] \right] / (dp_{ref}) \quad (31)$$

$$f_{Tube-duct} \equiv \left[\frac{12W\mu_w \dot{m}_s}{L\rho_w d_o^3} \left[5.3n_{tube} \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_s} + 0.125 \right] \right] / (dp_{ref}) \quad (32)$$

معادلات (۳۳-۳۶) برای بررسی انرژی مورد نیاز برای سرمایش یا گرمایش محلول خشک کن و آب مورد استفاده قرار می گیرد. معادله (۳۶) مقدار بدون بعد کار کمپرسور را مورد بررسی قرار می دهد که با کمک معادلات (۳۳-۳۵) محاسبه می گردد.

$$\dot{W}_C = (Q_{water} + Q_{sol}) / COP \quad (33)$$

$$Q_{water} = (\dot{m}_w c_{p,w})(T_{water,in} - T_{air,in}) \quad (34)$$

$$Q_{sol} = (\dot{m}_s c_{p,s})(T_{sol,in} - T_{air,in}) \quad (35)$$

$$\dot{W}_C^* = \frac{1}{COP} (1 + m_{sen,2}^{*-1} T_{sol,in}^*) \quad (36)$$

برای محاسبه ضریب اصطکاک معادل کانال خشک کن و آب در دو هندسه متفاوت از مجموع افت فشارهای دو کانال و یک افت فشار مرجع که برای دو هندسه یکسان در نظر گرفته شده است، استفاده می شود. با استفاده از معادله (۲۶) برای هر کانال و اعمال فرض های بیان شده در قسمت های قبل معادلات (۲۹) و (۳۰) بدست می آیند.

جدول ۱. شرایط ورودی سیالات در مبدل انرژی مرجع [۷]

Table 1. Fluid inlet conditions in the reference energy exchanger[7]

مقادیر	شرایط ورودی
۱۹/۰۳	$W_{air,in}$
۲۷/۷	$T_{air,in}$
۲۱/۴	$T_{sol,in}$
۱۵/۹	$T_{water,in}$
۳۳/۸۹	$C_{sol,in}$

جدول ۲. مقایسه نتایج کار عددی حاضر با کار تجربی مرجع [۷]

Table 2. Comparison of the present numerical work with the reference experimental work[7]

خطای کار حاضر %	مرجع [۹]	کار حاضر	متغیرهای خروجی
۵/۲۰	۱۱/۳۲	۱۰/۷۳	$W_{air,out}$
۰/۶۰	۲۱/۷۰	۲۱/۸۳	$T_{air,out}$
۰/۸۲	۲۰/۸۰	۲۰/۶۳	$T_{sol,out}$
۴/۳۰	۱۹/۰۰	۱۸/۱۸	$T_{water,out}$
۷/۷۸	۰/۰۰۰۰۴۱۱	۰/۰۰۰۰۴۴۳	SDP
۷/۷۰	۷۴/۸۰	۸۰/۵۶	η_{deh}
۲/۱۰	۵۰/۸۵	۴۹/۷۵	η_{cool}

۳- نتایج و بحث

۳-۱- اعتبار سنجی

و رطوبت استخراج شده از مبدل انرژی می‌باشد. شرایط مسئله در جدول ۱ بیان شده است.

نتایج حاصل از مقایسه کار حاضر با مرجع [۷] در جدول ۲ نشان داده شده است.

عدم قطیت η_{deh} ، η_{cool} و SDP در مقاله [۷] گزارش شده است که به ترتیب ۷/۸ و ۲/۲ و ۸/۵ می‌باشد. همانطور که از جدول ۲ مشخص است خطای نسبی محاسبات عددی کمتر از مقادیر عدم قطعیت داده‌ها [۷] است که حاکی از دقت حل عددی می‌باشد.

برای اطمینان از دقت محاسبات، نتایج حاصل از کد نوشته شده با نتایج مقاله ژائو [۷] مورد مقایسه قرار می‌گیرد. در این مقاله یک مبدل لوله-کانال با ۵۰ کانال به ابعاد ۰/۲۷۵ متر در ۰/۲۸۹ متر و ضخامت کانال هوا، محلول خشک کن و غشا به ترتیب ۸، ۶ میلی‌متر و ۱۵۴/۶ میکرومتر در نظر گرفته شده است. هر کانال خشک کن شامل ۱۸ لوله به قطر داخلی و خارجی ۲/۵ و ۳ میلی‌متر می‌باشد. این مبدل به عنوان رطوبت گیر در یک سیکل سرمایش مورد استفاده قرار می‌گیرد. سیال خشک کن کلرید کلسیم با غلظت ۳۳/۸۹ درصد در کانال خشک کن جریان دارد. هدف محاسبه میزان بازده حرارتی

جدول ۳. مقایسه نتایج کار عددی حاضر با دو شکل هندسی متفاوت لوله -کانال و سه-کانال برای شرایط مرجع [۷]

Table 3. Comparison of the results of the present numerical work with two different geometric configurations: tube-channel and three-channel, under reference conditions[7]

درصد بهبود	مبدل لوله-کانال	مبدل سه-کانال	متغیرهای خروجی
۶/۳۴	۱۰/۷۳	۱۰/۰۵	Wair,out
۶/۹۲	۲۱/۸۳	۲۰/۳۲	Tair,out
۱۶/۹۲	۲۰/۶۳	۱۷/۱۴	Tsol, out
۱۴/۶۳	۱۸/۱۸	۲۰/۸۴	Twater, out
۸/۱۳	۰/۰۰۰۰۴۴۳	۰/۰۰۰۰۴۷۹	SDP
۸/۲۰	۸۰/۵۶	۸۷/۱۹	η_{deh}
۲۵/۶۰	۴۹/۷۵	۶۲/۵۱	η_{cool}

که $f_{3-duct}^{2L/\pi d_o}$ است تنها در صورتی $f_{Tube-duct}$ کوچکتر از f_{3-duct} خواهد شد که حداقل (تنها برای یک لوله در کانال محلول) $\dot{m}_s/\dot{m}_w = 5$ باشد. با توجه به اینکه طول L مبدل‌ها همواره بسیار بزرگتر از عرض کانال و در نتیجه قطر لوله است و دبی محلول خشک کن برابر یا کمتر از دبی آب خنک‌کن می‌باشد [۳-۱۰]، با تقریب خوبی میتوان بیان داشت همواره ضریب اصطکاک f_{3-duct} کمتر از $f_{Tube-duct}$ است. ضریب انتقال حرارت کلی نیز همانطور که از معادلات حاکم مشخص است برای لوله-کانال حتی با فرض یکسان در نظر گرفتن ناسلت محلول با دیواره خارجی لوله‌ها، در دو هندسه، کمتر از هندسه سه-کانال است. با توجه به موارد گفته شده می‌توان مقدار β را بدست آورد که این مقدار نیز بزرگتر از ۱ به دست می‌آید. لذا در همه حالات همواره میتوان بیان داشت β بزرگتر از ۱ و در نتیجه تغییر در هندسه به منظور افزایش انتقال حرارت مفید است. لذا این نتیجه گیری، مستقل از شرایط هوای ورودی برای تهویه است و در همه حالات میزان بازده محسوس سه-کانال نسبت به لوله-کانال بیشتر خواهد بود اما میزان بهبود بسته به نسبت جریان‌ها و نسبت دماها متغیر است. علاوه بر آن اگر جهت انتقال جرم خلاف جهت انتقال حرارت باشد افزایش انتقال حرارت کمکی به بهبود انتقال جرم نخواهد کرد.

۳-۴- تاثیر پارامترهای بدون بعد بر روی عملکرد دو مبدل انرژی لوله-کانال و سه-کانال با فرض ثابت بودن رینولدز آب در دو هندسه
با مطالعه کارهای گذشته [۳-۱۳] مشخص گردید که اختلاف دمای

۳-۲- امکان سنجی استفاده از مبدل سه-کانال به جای مبدل لوله-کانال در سیستم مرجع [۷]

در این قسمت مبدل سه-کانال برای شرایط ورودی و ابعاد یکسان مرجع [۷] به جای مبدل لوله-کانال جایگذاری می‌گردد تا امکان سنجی استفاده از این شکل هندسی در یک حالت واقعی بررسی گردد. نتایج به دست آمده در جدول ۳ گزارش شده است.

همانطور که از نتایج به دست آمده در جدول ۳ مشخص است، بازده محسوس ۲۵٪ و بازده نهان ۸/۲٪ در حالت سه-کانال نسبت به لوله-کانال بهبود داشته است. این مقادیر بیشتر از عدم قطعیت داده‌های گزارش شده در کار تجربی [۷] هستند لذا این بهبود قابل در نظر گرفتن و اهمیت است.

۳-۳- بررسی میزان بهبود هندسی

مقایسه معادلات بدون بعد آشکار می‌نماید که برای دو هندسه متفاوت، $NTU_{sen,2}$ متفاوت است و تفاوت آن در مساحت سطح انتقال حرارت بین آب و محلول خشک‌کن و ضریب انتقال حرارت U' است. با فرض مساحت سطح یکسان، ضریب انتقال حرارت U' نقش اساسی را در تفاوت نتایج خروجی از دو هندسه ایفا می‌کند. با توجه به ثابت بودن اعداد ناسلت داخل لوله و کانال برای جریان کاملاً توسعه یافته آرام و با توجه به یکسان فرض کردن رینولدز دو هندسه برای جریان آب، همانطور که از معادلات (۲۴)، (۲۵) و (۲۸) مشخص است مقدار β برابر ۱/۶۵ بدست می‌آید. با توجه به روابط بدست آمده (۳۱) و (۳۲) و تعداد لوله‌ها که بزرگتر از یک و معادل

دفع گرمای اضافه در محلول را به عهده دارد. اما این به معنی افزایش انرژی صرف سرد کردن یا گرم کردن همزمان محلول خشک کن، و آب به عنوان سیال سوم است.

با توجه به این دیدگاه دمای بدون بعد ورودی محلول خشک کن به عنوان پارامتری موثر در این بررسی در نظر گرفته می شود به طوری که اگر این دما صفر باشد، به معنی این است که تنها انرژی صرف سرد/گرم کردن آب به عنوان سیال سوم خواهد شد زیرا محلول خشک کن در تعادل دمایی با هوا خواهد بود. اما سوال ایجاد شده در این بررسی این است که در این شرایط، کدام مبدل بازدهی بیشتری دارد.

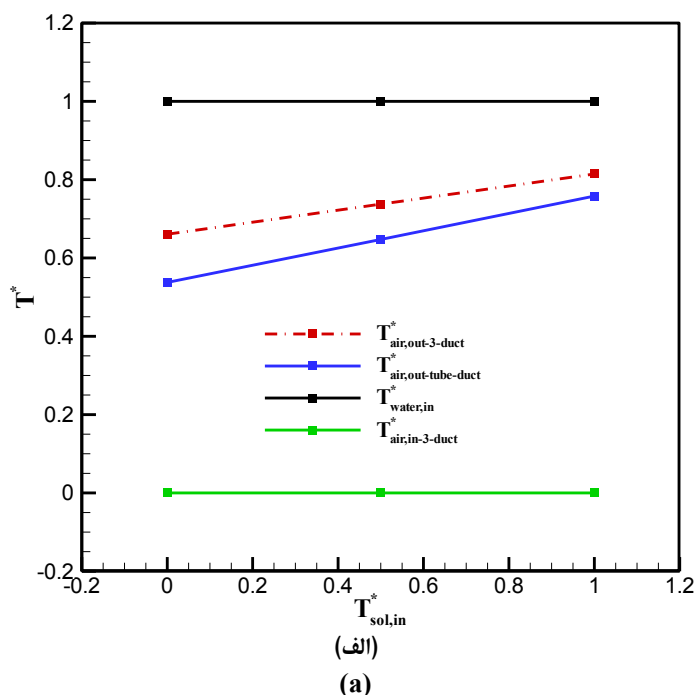
نتایج حاصل از بررسی پارامتر $T_{sol,in}^*$ برای دو مبدل انرژی در شکل ۴ الف و ب نشان داده شده است. همانطور که از نتایج این بررسی مشخص است و قابل انتظار می باشد با افزایش $T_{sol,in}^*$ بازه محسوس افزایش می یابد زیرا اختلاف دمای هوا با محلول خشک کن افزایش می یابد.

در صورتی که جهت تبادل حرارت و رطوبت یکسان باشد، مشاهده می شود که مقدار رطوبت مبادله شده به نسبت رطوبت اولیه هوا به واسطه

محلول خشک کن و هوا و نسبت دبی جرمی هوا به محلول خشک کن از اهمیت بالایی جهت بررسی عملکرد مبدل های انرژی برخوردار هستند. با توجه به معادلات بدون بعد تاثیر این پارامترها با تغییر پارامترهای بدون بعد $T_{sol,in}^*$ و m_R^* بررسی می گردد.

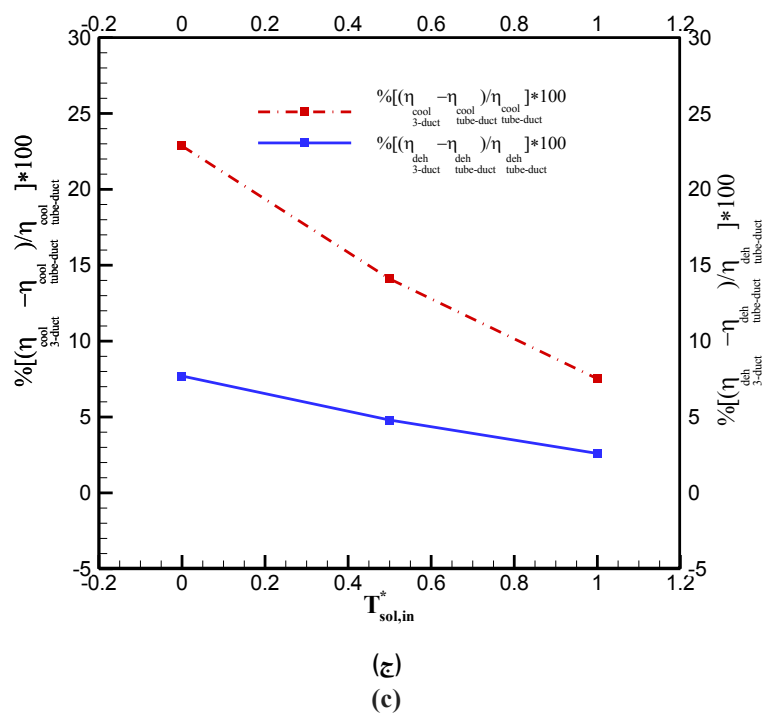
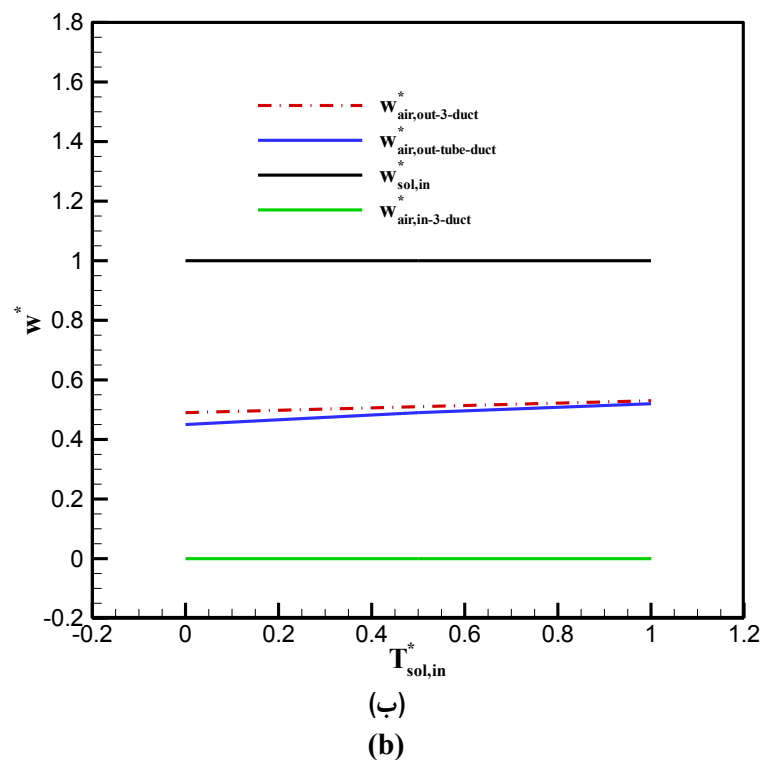
۳-۴-۱- تاثیر پارامتر $T_{sol,in}^*$

در این قسمت یک مبدل انرژی با دو هندسه شکل ۱ همانطور که در قسمت تعریف مسئله بیان شد با شرایط یکسان ورودی با $m_R^* = 1$ در نظر گرفته می شود. مهمترین موضوع در یک سیستم انرژی بهینه سازی آن برای کاهش مصرف انرژی در عین حال بازدهی مناسب سیستم انرژی است. در این مقاله هندسه سه-کانال به عنوان رطوبت گیر یا رطوبت زا به جای مبدل انرژی لوله-کانال پیشنهاد می شود. لذا بررسی این پیشنهاد در کاهش مصرف انرژی و همچنین بهبود بازدهی مبدل انرژی با تغییر این هندسه از اهمیت بالایی برخوردار است. همانطور که در صورت مسئله ذکر گردید آب به عنوان سیال سوم وظیفه جبران گرمای از دست رفته توسط محلول یا



شکل ۴. الف) دمای خروجی هوا بر حسب اختلاف دمای ورودی محلول خشک کن و هوا، ب) نسبت تغییرات رطوبت نسبی هوای خروجی بر حسب اختلاف دمای ورودی محلول خشک کن و هوا، ج) تغییرات بهبود بازده محسوس و نهان مبدل سه کانال به لوله-کانال بر حسب اختلاف دمای هوای ورودی و محلول خشک کن (ادامه دارد)

Fig. 4. a) Air outlet temperature as a function of the inlet temperature difference between the desiccant solution and air, b) Variations in the relative humidity ratio of the outlet air, based on the inlet temperature difference between air and the desiccant solution, c) Changes in the improvement of sensible and latent efficiency of the three-channel exchanger compared to the tube-channel exchanger, based on the inlet temperature difference between air and the desiccant solution(Continue)



شکل ۴. الف) دمای خروجی هوا بر حسب اختلاف دمای ورودی محلول خشک کن و هوا، ب) نسبت تغییرات رطوبت نسبی هوای خروجی بر حسب اختلاف دمای ورودی محلول خشک کن و هوا، ج) تغییرات بهبود بازده محسوس و نهان مبدل سه کانال به لوله-کانال بر حسب اختلاف دمای هوای ورودی و محلول خشک کن

Fig. 4. a) Air outlet temperature as a function of the inlet temperature difference between the desiccant solution and air, b) Variations in the relative humidity ratio of the outlet air, based on the inlet temperature difference between air and the desiccant solution, c) Changes in the improvement of sensible and latent efficiency of the three-channel exchanger compared to the tube-channel exchanger, based on the inlet temperature difference between air and the desiccant solution

نزدیک شدن دمای محلول خشک‌کن به دمای آب و در نتیجه کاهش/افزایش فشار بخار جزئی محلول، نیز افزایش می‌یابد.

همچنین از نتایج شکل ۴ دیده می‌شود که با افزایش $T_{sol,in}^*$ ، بازده نهان و محسوس دو هندسه در نظر گرفته‌شده افزایش یافته و به یکدیگر نزدیک می‌شود. لذا هندسه یا ضریب انتقال حرارت بین آب و محلول خشک‌کن هنگامی تاثیر بیشتری دارد که $T_{sol,in}^*$ کم باشد. به این ترتیب تاثیر مستقیم محلول خشک‌کن کاهش و آب با تاثیر غیر مستقیم، نقش مهمتری ایفا می‌نماید.

شکل ۴ میزان بهبود بازده محسوس و نهان برای دو مبدل برحسب $T_{sol,in}^*$ را نشان می‌دهد. همانطور که انتظار میرفت تاثیر کاهش دمای محلول خشک‌کن بر میزان بهبود حرارت محسوس بیشتر از حرارت نهان است.

$$3-4-2 \text{ - تاثیر پارامتر } m_R^* \text{ در } T_{sol,in}^* = 0/5$$

اما علاوه بر $T_{sol,in}^*$ به عنوان پارامتر در دسترس برای طراحی، نسبت جریان جرمی هوا و محلول خشک‌کن نیز بر روی میزان دما و رطوبت خروجی هوا تاثیرگذارند. نتایج به دست آمده حاکی از این موضوع است که با افزایش دبی هوا به نسبت محلول خشک‌کن میزان بازده محسوس و نهان مبدل سه-کانال نسبت به لوله-کانال بهبود یافته‌است. میزان بازده محسوس و نهان دو مبدل، به ترتیب در اشکال ۵الف و ۵ب نشان داده شده است.

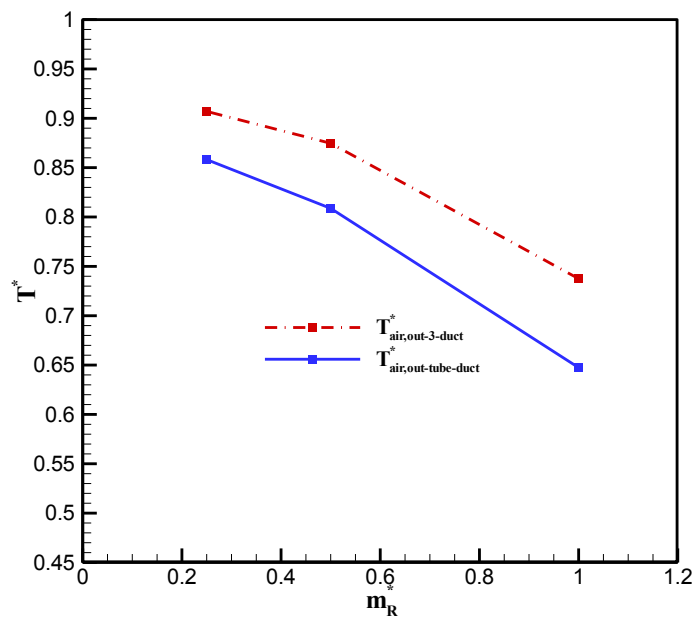
همانطور که مشخص است هر چه دبی هوای ورودی افزایش می‌یابد درصد بهبود مبدل سه-کانال نسبت به مبدل لوله کانال افزایش می‌یابد. همانطور که بیان شد هنگامی که اثر اختلاف دما کمتر باشد، اثر هندسه بیشتر می‌شود با افزایش دبی هوا، هوا فرصت کمتری برای تغییر دما دارد لذا برای اینکه محلول در طول مسیر پتانسیل خود را جهت جذب یا دفع حرارت حفظ نماید، ضریب انتقال حرارت بالاتر بین آب و محلول نقش بیشتری دارد که منجر به حفظ اختلاف دما بین آب و محلول می‌گردد و دفع /جذب حرارت را افزایش می‌دهد.

۳-۵- انرژی لازم جهت پمپ‌کردن و سرمایش/گرمایش مایعات در دو هندسه مبدل انرژی

همانطور که بیان شد لوله‌های حاوی جریان آب به عنوان سیال سوم با یک کانال مستطیلی با عرض معادل قطر هر یک از لوله‌ها جایگذاری شد. برای یک مقایسه مناسب عدد رینولدز یکسان گرفته شد و طبق معادلات (۳۱ و ۳۲) مشخص گردید که در شرایط متداول استفاده از این مبدل‌ها افت فشار سه-کانال کمتر از لوله-کانال است. لذا توان پمپ نیز پیرو این روابط در مبدل سه-کانال حداقل ۳۰٪ کمتر است. با توجه به اینکه در $T_{sol,in}^* = 0$ انرژی صرف گرمایش یا سرمایش محلول نمی‌گردد و مبدل سه-کانال بازدهی بیشتری در همه حالات نسبت به مبدل لوله-کانال در این دما دارد، لذا برای یک بازده محسوس یکسان، در مبدل لوله-کانال می‌بایست انرژی بیشتری صرف سرمایش یا گرمایش محلول گردد. با استفاده از رابطه (۳۶) مشخص است میزان کار کمپرسور در هر مقدار $m_{sen,2}^*$ در حالتی که $T_{sol,in}^* \neq 0$ است بیشتر نسبت به زمانی است که $T_{sol,in}^* = 0$. لذا با استفاده از نمودار ۴الف و با عنایت به این موضوع که در این مبدل‌ها میزان $m_{sen,2}^*$ بزرگتر از ۱ می‌باشد [۳-۱۰]، کار کمپرسور بیشتر از ۳۰٪ در مبدل لوله-کانال افزایش می‌یابد.

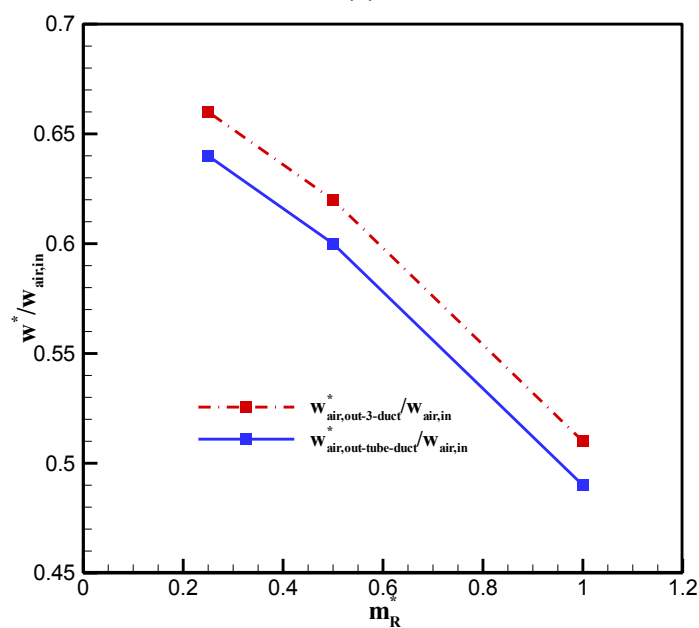
۴- نتیجه گیری

در این مقاله تحلیل انرژی دو مبدل انرژی با هندسه متفاوت مورد بررسی قرار گرفت. همواره تغییرات هندسی در مبدل‌ها یکی از راهکارهای افزایش بازدهی به شمار می‌آید. تغییر هندسی بر روی ضریب انتقال حرارت و مساحت تبادل حرارت تاثیر می‌گذارد و از این طروق منجر به بهبود بازدهی مبدل‌ها می‌شود. در این مقاله، نتایج به دست آمده از دو مبدل در شرایط ورودی بدون بعد مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج به دست آمده حاکی از کاهش انرژی پمپ کردن و انرژی کمپرسور جهت تامین گرما یا سرما در یک مبدل انرژی سه-کانال نسبت به مبدل انرژی لوله-کانال می‌باشد. همچنین تحلیل نتایج به دست آمده، نسبت بهبود هندسی را بزرگتر از ۱ در بازه کارکرد مبدل‌های انرژی پیش‌بینی می‌کند. نتایج برای حالتی که دمای بدون بعد محلول خشک‌کن از ۰ تا ۱ تغییر می‌کند مورد بررسی قرار گرفت



(الف)

(a)



(ب)

(b)

شکل ۵. الف) میزان بازده محسوس مبدل سه-کانال و لوله-کانال در نسبت‌های جرمی هوا به محلول خشک کن، ب) میزان نسبی بازده نهان مبدل سه-کانال به لوله-کانال در نسبت‌های جرمی هوا به محلول خشک کن

Fig. 5. a) Sensible efficiency of the three-channel and tube-channel exchangers at different mass flow ratios of air to the desiccant solution, b) Relative latent efficiency of the three-channel exchanger compared to the tube-channel exchanger at different mass flow ratios of air to the desiccant solution

و مشخص شد برای دمای ۰ تفاوت بازده محسوس دو مبدل افزایش می یابد و بازده مبدل سه-کانال تقریباً ۲۵٪ بیشتر از مبدل لوله-کانال

علائم انگلیسی

A	مساحت، m^2
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت، $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
D_h	قطر هیدرولیکی، m
f	ضریب اصطکاک
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی، $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
k	ضریب انتقال حرارت هدایت، $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
k_m	ضریب تراوایی غشاء در برابر مقابل رطوبت، $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
L	
$\dot{m}$	دبی جرمی، $kg \cdot s^{-1}$
NTU	تعداد واحدهای انتقال حرارت
NTU_m	تعداد واحدهای انتقال جرم
Nu	عدد ناسلت
Pr	عدد پرانتل
Re	عدد رینولدز
U	ضریب کلی انتقال حرارت، $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
U_m	ضریب کلی انتقال جرم، $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
V	سرت، $m \cdot s^{-1}$
w	نسبت رطوبت، $kg_v \cdot kg_{Air}^{-1}$
W	عرض مبدل، m
T	دما، K
X	نسبت جرم آب به جرم نمک در محلول خشک کننده، kg/kg
x, y	محورهای مختصات

علائم یونانی

$\alpha (m^2 \cdot s^{-1})$	ضریب پخش حرارتی
β	ضریب بهبود
δ_{mem}	ضخامت غشاء، mm
$\delta_{ch,w}$	ضخامت کانال آب، mm
η	بازدهی
$\dot{v}$	نرخ حجمی، $m^3/kg \cdot s$
ρ	چگالی، kg/m^3

زیرنویس

air	هوا
l	نهران
s	محسوس
sol	محلول نمکی

است. در نتیجه برای یک بازده یکسان به طوری که در مبدل سه-کانال انرژی صرف گرمایش/سرمایش محلول خشک کن نگردد، تقریباً ۳۰٪ انرژی بیشتری باید صرف سرمایش یا گرمایش در مبدل لوله-کانال گردد. همچنین برای افزایش بازدهی نهان و محسوس مشخص گردید که نسبت جرمی هوا به محلول خشک کن بسیار تاثیر گذار است و پارامتر کنترل کننده برای افزایش بازدهی مبدل انرژی می باشد. با کاهش دبی هوا نسبت به محلول، بازدهی مبدل ها افزایش می یابد. نتایج به دست آمده حاکی از بیشتر از ۱۵ درصد بهبود بازده محسوس مبدل سه-کانال به لوله-کانال در شرایط نسبت جرمی ۱ است. اما با کاهش نسبت جرمی این بهبود کمتر از ۱۰٪ است.

۵- فهرست علائم

منابع

- [1] 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 dehumidification, International journal of heat and mass transfer, 55(9-10) (2012) 2571-2580.
- [2] D.G. 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, Applied Thermal Engineering, 61(2) (2013) 245-258.
- [3] M.R.H. Abdel-Salam, R.W. Besant, C.J. Simonson, Design and testing of a novel 3-fluid liquid-to-air membrane energy exchanger (3-fluid LAMEE), International Journal of Heat and Mass Transfer, 92 (2016) 312-329.
- [4] M.R.H. Abdel-Salam, R.W. Besant, C.J. Simonson, Performance testing of 2-fluid and 3-fluid liquid-to-air membrane energy exchangers for HVAC applications in cold-dry climates, International Journal of Heat and Mass Transfer, 106 (2017) 558-569.
- [5] D. Storle, M.R.H. Abdel-Salam, C.J. Simonson, Energy performance comparison of a 3-fluid and 2-fluid liquid desiccant membrane air-conditioning systems in an office building, Energy, 176 (2019) 437-456.
- [6] S.-M. Huang, M. Yang, B. Hu, S. Tao, F.G. Qin, W. Weng,

- desiccant for energy economic management, Journal of Energy Storage, 29 (2020) 101448.
- [9] X. Cheng, Y. Rong, X. Zhou, C. Gu, X. Zhi, L. Qiu, Y. Yuan, K. Wang, Performance analysis of a multistage internal circulation liquid desiccant dehumidifier, Applied Thermal Engineering, 172 (2020) 115163.
- [10] W. Li, Y. Yao, Performance analysis of different flow types of internally-cooled membrane-based liquid desiccant dehumidifiers, Energy, 228 (2021) 120597.
- [11] J. Zhou, X. Zhang, F. Xiao, Study on heat and mass transfer characteristics of internally-cooled hollow fiber membrane-based liquid desiccant dehumidifiers, Applied Thermal Engineering, 212 (2022) 118525.
- [12] K. Kumar, A. Singh, P.K. Chaurasiya, K.K. Pathak, V. Pandey, Progressive development in hybrid liquid desiccant-vapour compression cooling system: A review, Sustainable Energy Technologies and Assessments, 55 (2023) 102960.
- [13] P.R. Naveen, A. Kolakoti, A review of internal cooling strategies in liquid desiccant dehumidification and cooling systems, International Journal of Thermofluids, 22 (2024) 100688.
- [14] R.K. Shah, A.L. London, Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data, Academic press, 2014.
- W. Wang, J. Liu, Performance analysis of an internally-cooled plate membrane liquid desiccant dehumidifier (IMLDD): An analytical solution approach, International Journal of Heat and Mass Transfer, 119 (2018) 577-585.
- [7] L. Xiao, M. Yang, W.-Z. Yuan, S.-M. Huang, Performance characteristics of a novel internally-cooled plate membrane liquid desiccant air dehumidification system, Applied Thermal Engineering, 172 (2020) 115193.
- [8] S.-R. Yan, M.A. Fazilati, R. Boushehri, E. Mehryaar, D. Toghraie, Q. Nguyen, S. Rostami, Experimental analysis of a new generation of membrane liquid desiccant air-conditioning (LDAC) system with free convection of

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

S. Payan, Parametric Analysis of Energy Consumption, Sensible and Latent Performance of Two Three-Fluid Energy Exchangers: Tube-channel and Three-channel Designs, Amirkabir J. Mech Eng., 56(11) (2025) 1517-1536.

DOI: [10.22060/mej.2025.23643.7791](https://doi.org/10.22060/mej.2025.23643.7791)



