

Fig. 2: Schematic view of the structure of the solar wall.

**5. MODELING AND VALIDATION METHODS**

MATLAB computer programming was used to solve the governing equations of the system. Desiccant wheel modelling becomes possible with the wheel conditions and characteristics, the environmental conditions of Point (1), and the heated exhaust air temperature of the solar wall at Point (9). Modelling is performed through computing and solving the conditions governing the system respectively at Points 2, 3, 4, and 5 on the process airflow direction. In Table 1, the experimental data of Kodama et al [3] were used to validate the mathematical model and to compare it with the experimental results.

To determine the solar wall outlet temperature, the energy equations governing the solar wall are solved using iterative method and glass temperature, wall temperature, and the air temperature flowing in the channel are obtained. The hot temperature of channel exhaust is obtained after solving the solar wall model and the temperature is used in the cooling model of the desiccant wheel at 9 points as the input parameter of the desiccant wheel.

**6. RESULTS AND DISCUSSION**

According to the system modelling, desiccant wheel parameters affect wheel exhaust air and the parameters are related to the area required for a solar wall. With respect to the comprehensive model outputs, the changes of the desiccant wheel parameters on the required area of the solar wall are studied and presented according to the Figs. 3 to 5.

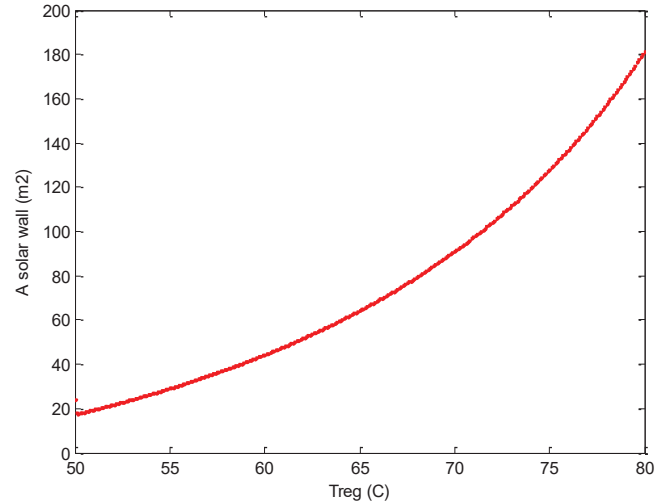


Fig. 3: Variations of solar wall area as a function of various regeneration temperature

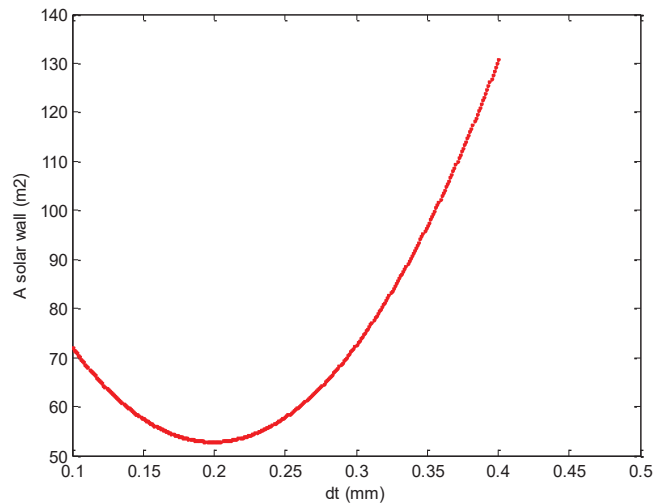


Fig. 4: Variations of solar wall area as a function of the various adsorbent thickness of the desiccant wheel

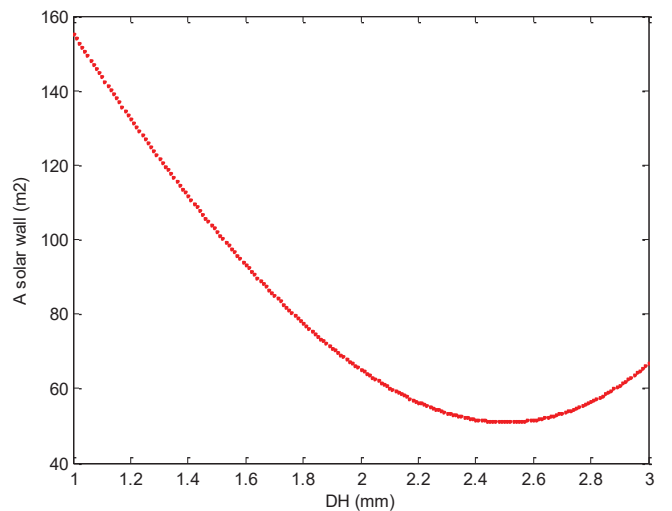


Fig. 5: Variations of solar wall area as a function of the hydraulic diameter of transmitting channels

Table 1: Comparison of the present study with the experimental results at state points of desiccant cycle.

State points		Temperature (°C)		Humidity		
		Model/Exp.	Model/Exp.	Model/Exp.	Model/Exp.	
1	31	31	10.2	35%	10.2	35%
2	54	55.5	4.4	5%	4.5	4.4%
3	35	32	4.6	13%	4.7	16%
4	26	25	5	23%	6.1	30%
5	22	23	10.2	52%	10	54%
7	31	31	10.2	36%	10.1	34%
8	51.3	52	10	12%	10	11.5%
9	80	80	9.3	4%	9.5	3.5%
10	57	56	18.1	16%	18.16	17%

**Table 2: Operating conditions of the desiccant wheel**

	value
Inlet air temperature to the desiccant wheel (°C)	35
Intake humidity (g / kg)	25
Hydraulic Diameter of Matrix (mm)	1.33
Absorbent thickness (mm)	0.2
Rotational speed of wheel RPM	15
Intake air velocity to the wheel (m / s)	2
Regeneration air temperature (Trombe wall model results)- (°C)	66
Solar absorbed radiation ( $w / m^2$ ) - (from solar radiation model results)	730

## 7. CONCLUSION

The area of solar wall has been extracted and depicted as a function of various parameters of the desiccant wheel to represent a mathematical approach for optimization of the area. Some of the results can be summarized as follows:

1. Comfort conditions are determined by the humidity ratio to

be  $12 \text{ g}_w / \text{kg}_a$  at  $24^\circ\text{C}$  using the hybrid cycle of desiccant cooling and solar wall.

2. The wall area is considered  $49 \text{ m}^2$  at the desiccant wheel rotational speed of 27 RPM.

3. With respect to the absorbent thickness of desiccant wheel ( $0.2 \text{ mm}$ ), the area required for the wall is considered  $52 \text{ m}^2$ .

4. Simulation results showed that when the hydraulic diameter of the channels, which transfer humid air of the desiccant wheel, becomes  $2.5 \text{ mm}$ , the required area for the wall is  $52 \text{ m}^2$ .

## REFERENCES

- [1] A. Kabeel, M. Abdelgaied, Solar energy assisted desiccant air conditioning system with PCM as a thermal storage medium, *Renewable Energy*, 122 (2018) 632-642.
- [2] Y. Abbassi, E. Baniyadi, H. Ahmadikia, Comparative performance analysis of different solar desiccant dehumidification systems, *Energy and Buildings*, 150 (2017) 37-51.
- [3] A. Kodama, T. Hirayama, M. Goto, T. Hirose, R. Critoph, The use of psychrometric charts for the optimisation of a thermal swing desiccant wheel, *Applied Thermal Engineering*, 21(16) (2001) 1657-1674.





## بررسی عملکرد یک سیستم سرمایشی مرکب دسیکنت و دیوار ترومب و بهینه‌سازی مساحت دیوار در شرایط پایا

محرم بهرام‌خو<sup>۱</sup>، کوروش جواهرده<sup>۲\*</sup>، فریده عتابی<sup>۱</sup>، ابوالقاسم امامزاده<sup>۱</sup>

<sup>۱</sup>دانشکده محیط زیست و انرژی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران، تهران، ایران

<sup>۲</sup>دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

**خلاصه:** استفاده از سیستم دیوار ترومب برای تهیه گرمای مورد نیاز احیاء چرخ دسیکنت و بررسی اندازه مساحت دیوار و رسیدن به یک شرایط آسایش تهویه مطبوع، ایده اصلی این مقاله است. در این مقاله به مدل‌سازی چرخ دسیکنت خورشیدی که گرمای مورد نیاز جهت احیاء چرخ را از یک دیوار ترومب می‌گیرد، پرداخته شده است. در این سیستم ابتدا بخش‌های مختلف چرخ دسیکنت، دیوار ترومب و میزان تابش انرژی خورشیدی جداگانه با برنامه نویسی متلب مدل‌سازی شده و سپس اجزاء به هم متصل و مدل به صورت یکپارچه برای تمام شرایط آب و هوایی مرطوب قابل بررسی است. نتایج مدل با نتایج آزمایشگاهی مقایسه گردیده و انطباق قابل قبولی با یکدیگر دارند. به منظور سرمایش ساختمان در ماه جولای، شهر رشت بعنوان منطقه هدف انتخاب گردیده و جهت پیش‌سرمایش هوای فرایندی قبل از ورود به کولر تبخیری از کویل سرمایش زمینی استفاده گردیده است. اندازه مساحت دیوار ترومب به صورت تابعی از پارامترهای چرخ دسیکنت استخراج و با خروجی دمای ۶۶ درجه سانتی‌گراد از دیوار خورشیدی ترومب، دمای شرایط آسایش محل تهویه ۲۴ درجه سانتی‌گراد و نسبت رطوبت ۱۲ گرم بر کیلوگرم هوای خشک و مساحت دیوار بر اساس شرایط بهینه کارکرد چرخ دسیکنت در حدود ۵۲ مترمربع تعیین گردیده است.

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۶-۱۱-۲۳

بازنگری: ۱۳۹۷-۰۳-۱۱

پذیرش: ۱۳۹۷-۰۴-۰۳

ارائه آنلاین: ۱۳۹۷-۰۴-۰۳

### کلمات کلیدی:

دیوار ترومب

چرخ دسیکنت

مناطق مرطوب

بهینه‌سازی

خورشیدی را بر روی سیستم سرمایشی دسیکنت مورد بررسی قرار داده‌اند و در این بررسی در یافته‌اند که فرایند ذخیره‌سازی انرژی خورشیدی ۲۰ درصد عملکرد سیستم را بهبود می‌بخشد. واندرمولن<sup>۳</sup> و همکاران [۲] انتقال حرارت در یک سیستم تهویه مطبوع دسیکنت را با تلفیق حلقه حرارتی سیال جهت باز یافت انرژی مورد بررسی قرار داده‌اند. در این تحقیق میزان انتقال حرارت و راندمان سیستم افزایش یافته است و طی نمودار نشان داده شده است. سو<sup>۴</sup> و همکاران [۳] تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیستم تهویه مطبوع تبرید جذبی-تراکمی را همراه با سیستم دسیکنت مایع مورد بررسی قرار داده و دریافته‌اند عملکرد سیستم در استفاده از دسیکنت مایع بین ۱۵ الی ۲۰ درصد افزایش می‌یابد. لابان<sup>۵</sup> و همکاران [۴] در یک بررسی، نسل سوم سیستم‌های تهویه مطبوع از نظر چشم‌انداز

### ۱- مقدمه

امروزه آسایش در ساختمان‌ها با مسئله انرژی و محیط زیست باید مرتبط باشد، برای ایجاد شرایط آسایش دستگاه‌های تهویه مطبوع باید با کمترین میزان مصرف انرژی طراحی شده و انرژی مصرفی در این دستگاه‌ها باید با محیط زیست سازگار باشد، همچنین سرمایه‌گذاری اولیه و تعمیر و نگهداری آن از نظر اقتصادی مقرون به صرفه باشد، حفظ محیط زیست و جلوگیری از شیوع گازهای گلخانه‌ای و به حداقل رساندن مضرات زیست محیطی باعث گردیده است تا در تأمین انرژی مورد نیاز سیستم‌های تهویه مطبوع به سمت استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر مخصوصاً انرژی خورشیدی غیرفعال<sup>۱</sup> حرکت نمائیم.

کابیل<sup>۲</sup> و همکاران [۱] در یک تحقیق پتانسیل استفاده از انرژی

3 Vandermeulen

4 Su

5 Labban

1 Passive

2 Kabeel

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: javaherdeh@Guilan.ac.ir



در این مطالعه یک سیستم دسیکنت با کلکتور را آنالیز و دریافته‌اند هنگامی که نسبت رطوبت ورودی و دمای احیاء افزایش یابد ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. عباسی<sup>۸</sup> و همکاران [۱۲] در یک تحقیق به بررسی و مقایسه سیستم‌های سرمایش خورشیدی پرداخته‌اند و در این تحقیق، انرژی در اجزای مختلف این سیستم‌ها و مبدل‌های مورد استفاده برای هوای فرایندی را بررسی نموده‌اند. گلدسوردی<sup>۹</sup> و همکاران [۱۳] در یک تحقیق به بررسی بهینه‌سازی سرمایش چرخ دسیکنت با یک سرمایش غیرمستقیم پرداخته‌اند، نامبردگان در این تحقیق به این نکته رسیده‌اند هنگامی که دمای احیاء چرخ تا ۷۰ درجه سانتی‌گراد برسد با نرخ جریان اصلی ۶۷/۰ و با نرخ جریان کولر غیرمستقیم ۳/۰ بهترین ضریب عملکرد بالای ۲۰ خواهد بود. اسفندیاری نیا<sup>۱۰</sup> و همکاران [۱۴] در یک تحقیق به مدل‌سازی یک سیستم تهویه مطبوع دسیکنت پرداخته و در این تحقیق سرعت چرخ دسیکنت تحت شرایط ورودی ثابت را بهینه نموده‌اند. سوپاین<sup>۱۱</sup> و همکاران [۱۵] در مقاله‌ای، یک سیستم چرخ دسیکنت خورشیدی را برای یک منطقه گرم و مرطوب بررسی نموده و در این تحقیق، یک سیستم سرمایشی را با کلکتور خورشیدی و منبع ذخیره، با نرم‌افزار ترنسیس مدل‌سازی نموده‌اند. شنگ<sup>۱۲</sup> و همکاران [۱۶] در تحقیق تأثیر پمپ حرارتی بر روی عملکرد چرخ دسیکنت را بررسی و آنالیز نموده‌اند و با روابط ترمودینامیکی نشان داده‌اند استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر بهره‌وری سیستم را افزایش می‌دهد. همچنین تأثیر تغییرات ضخامت چرخ و سرعت آن بر شرایط آسایش در تابستان برای منطقه گرم و مرطوب توسعه داده شده است. جینزه<sup>۱۳</sup> و همکاران [۱۷] در یک مدل عددی و آنالیز نموده‌اند و نشان داده‌اند که ۲۰ الی ۳۰ درصد کاهش در عملکرد رطوبت‌گیری می‌تواند ۳۰ الی ۵۰ درصد عملکرد سیکل تهویه را کاهش دهد. جان روبل<sup>۱۴</sup> و همکاران [۱۸] عملکرد یک سیستم تهویه مطبوع خورشیدی را برای مناطق مختلف بررسی کرده‌اند. در این مطالعه بررسی سیستم به صورت انرژی خورشیدی و زمین گرمایی بوده و به صورت پابلوت

و محدودیت بخصوص در سیستم‌های جاذب رطوبت دسیکنت و سیستم‌های غشاء را مورد مطالعه قرار داده‌اند. دونگ<sup>۱</sup> و همکاران [۵] بازسازی و احیاء خشک‌کننده مایع لیتیوم کلرید توسط تقطیر غشایی را برای تهویه هوا مورد بررسی و مطالعه قرار داده‌اند. این خشک‌کننده جهت جذب رطوبت مورد استفاده قرار می‌گیرد و نتایج در رطوبت‌های مختلف توسط جدول‌هایی ارائه گردیده است. زویو<sup>۲</sup> و همکاران [۶] بر روی سیستم‌های سرمایشی دسیکنت جامد باز مطالعه کرده و روش‌های جدید جهت کاهش آلاینده‌های گلخانه‌ای با استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر خورشیدی را بررسی نموده‌اند. رافیک<sup>۳</sup> و همکاران [۷] در یک تحقیق بعضی از روش‌های جایگزین و مقرون به صرفه برای خنک‌سازی فضاهای ساختمان‌ها را مورد بررسی قرار داده‌اند و دریافته‌اند برای حل مسائل زیست محیطی و اقتصادی خنک‌کننده‌های دسیکنت خورشیدی

بهترین جایگزین برای سیستم‌های تهویه مطبوع معمولی است که می‌تواند بسیاری از مشکلات مرتبط را حل کند. گائو<sup>۴</sup> و همکاران [۸] در یک تحقیق دریافته‌اند، خنک‌کننده تبخیری غیرمستقیم دسیکنت، که توسط منبع دما پایین احیاء می‌گردد، یکی از ایده‌آل‌ترین گزینه برای جایگزینی سیستم‌های تراکمی رایج برای ایجاد آسایش حرارتی در شرایط منطقه مرطوب است. انگریسانی<sup>۵</sup> [۹] ارزیابی تجربی از عملکرد انرژی یک سیستم خنک‌کننده هیبریدی دسیکنت و مقایسه آن با سایر فن‌آوری‌های تهویه مطبوع را مورد بررسی قرار داده‌اند، همچنین واحدهای تصفیه هوا مبتنی بر هواسازها می‌توانند به صرفه‌جویی در مصرف انرژی منجر شوند و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای نسبت به سیستم‌های تهویه مطبوع معمولی در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته است.

تو و همکاران [۱۰] تجزیه و تحلیل عملکرد یک سیستم خنک‌کننده دو مرحله‌ای را مورد بررسی قرار داده‌اند. دریافته‌اند سیستم‌های خشک‌کننده چند مرحله‌ای یک روش موثر برای بهبود عملکرد خشک‌کننده می‌باشد، اگوز<sup>۶</sup> و همکاران [۱۱] عملکرد یک دسیکنت تهویه مطبوع را برای شرایط آب و هوایی بررسی نموده و

8 Abbassi  
9 Goldsworthy  
10 Esfandiari Nia  
11 Sopian  
12 Sheng  
13 Jnzhe  
14 Jan Wrobel

1 Doung  
2 Zouaoui  
3 Rafique  
4 Gao  
5 Angrisani  
6 Tu  
7 Agouz

یک نمونه بهره‌گیری از سیستم‌های غیرفعال انرژی خورشیدی می‌باشد. یک دیوار ترومب، انرژی خورشید را توسط یک جاذب جذب می‌کند و در فضای محصور، هوای گرم شده به صورت جابجایی آزاد به سمت بالا هدایت می‌شود و مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرد. از ایده این تحقیق، استفاده از این هوای گرم شده، برای احیاء چرخ دسیکنت به صورت طبیعی مورد بررسی قرار گرفته و تأثیر پارامترهای مختلف چرخ دسیکنت بر مساحت دیوار ترومب برای یافتن بهترین شرایط عملکرد از نظر ساختار فیزیکی دیوار انجام گردیده است.

## ۲- شرح سیستم سرمایشی خورشیدی دسیکنت

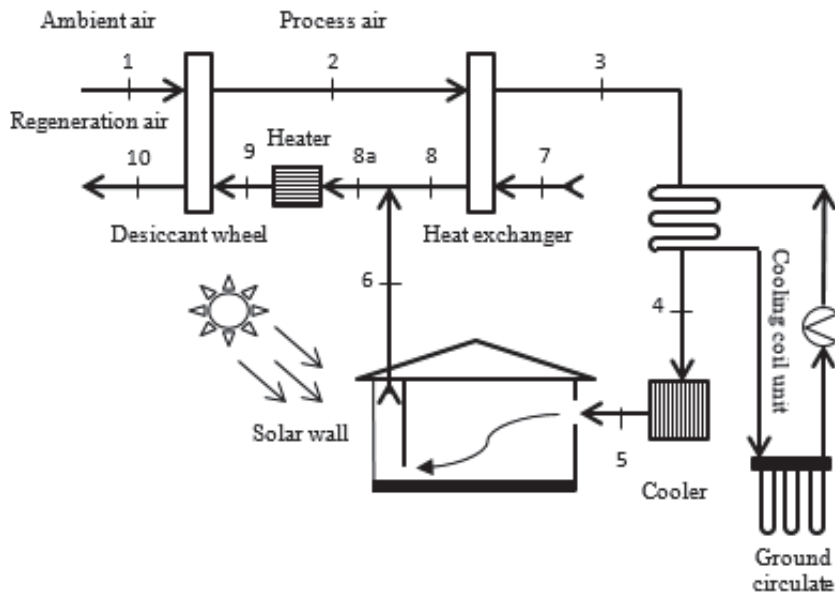
در بازیاب‌های دوار در سیستم سرمایش، رطوبت و حرارت از یک جریان هوای گرم توسط یک شبکه جاذب رطوبت به یک جریان هوای ثانویه انتقال می‌یابد. این امر اساس کار بازیاب‌های دوار است، و به این ترتیب حرارت محسوس و نهان هردو انتقال پیدا می‌کنند. ماتریس انتقال‌دهنده حرارت و رطوبت شامل ورقه‌های آلومینیومی پوشیده شده توسط ماده جاذب رطوبت می‌باشد. هوایی که رطوبت آن به منظور تهویه جذب می‌شود، افزایش دما می‌یابد زیرا گرمای نهان بخار جذب شده توسط ماده جاذب به هوا اضافه می‌شود به عبارتی فرآیند گرمازا می‌باشد. هرچه رطوبت جذب شده بیشتر باشد مقدار افزایش دما بیشتر خواهد بود. به منظور احیاء ماده جاذب، که پس از جذب مقداری رطوبت، اشباع شده است، از یک جریان هوای گرم دیگر که توسط دیوار خورشیدی ترومب تامین می‌گردد استفاده می‌شود. چرخ با سرعت دورانی آهسته‌ای در حال دوران است. با چرخش چرخ رطوبت از هوای عبوری جذب ماده جاذب می‌شود و سپس در مرحله بعد با عبور هوای احیاکننده با دمای بالا از روی آن احیاء شده و مجدداً آماده جذب رطوبت می‌شود.

مطابق شکل ۱، دو جریان هوا شامل یک جریان هوای فرایندی و یک جریان هوای احیاء در دو مسیر متفاوت از چرخ دوار دسیکنت عبور می‌کنند. ماتریس شامل ماده جاذب رطوبت، سلیکاژل، می‌باشد. به منظور احیاء ماده جاذب که پس از جذب رطوبت اشباع می‌شود، از یک جریان هوای احیاء که توسط انرژی غیرفعال خورشیدی (دیوار ترومب) به همراه یک هیتر اضطراری تامین می‌شود، استفاده می‌گردد. هوای فرایندی جهت پیش‌سرمایش وارد مبدل حرارتی می‌شود و در مرحله بعد جهت سرمایش بیشتر و رسیدن به دمای

این تکنولوژی در شهر هامبورگ اجرا گردیده است. ترکیب سیستم چرخ دسیکنت با مبدل‌های مورد استفاده راندمان بالای سیستم تهویه مطبوع را ایجاد کرده است و هزینه‌های اقتصادی پروژه با توجه به راندمان این تکنولوژی بررسی گردیده است. جاسون وودز<sup>۱</sup> و همکاران [۱۹] یک مدل ریاضی و آزمایشگاهی را برای یک سیستم سرمایش دسیکنت ارائه کرده‌اند. این مطالعه بین دو مرحله بوده که مرحله اول مربوط به سیستم دسیکنت با جذب مایع و مرحله بعدی سرمایش تبخیری غیرمستقیم می‌باشد. این مطالعه با مدل آزمایشگاهی مربوطه ۱۰٪ خطا دارد. فرانسسکا<sup>۲</sup> و همکاران [۲۰] در یک مقاله رفتار یک دیوار ترومب را برای ساختمان‌های مسکونی با عایق‌های مختلف تحت یک مدل ریاضی و آزمایشگاهی بررسی نموده‌اند. این مطالعه بر روی رفتار دیوار ترومب در ساختمان‌های مسکونی و شرایط آب و هوای مدیترانه‌ای انجام گرفته است. این بررسی نشان می‌دهد که استفاده از انرژی حرارتی خورشیدی در زمستان و فصول مختلف آسایش مطلوبی را ایجاد می‌کند. ژانگ<sup>۳</sup> و همکاران [۲۱] در یک تحقیق به بررسی و تحلیل انرژی فرایند تهویه با استفاده از سیستم دسیکنت مایع و جامد پرداخته و عملکرد آن‌ها را مورد مطالعه قرار داده‌اند و دریافته‌اند که در استفاده از سیستم دسیکنت جامد بهره‌وری بهبود می‌یابد. یانگکای<sup>۴</sup> و همکاران [۲۲] در مطالعه‌ای عملکرد یک دودکش خورشیدی با تغییرات فاز و بدون تغییرات فاز به صورت آزمایشگاهی را مورد مطالعه قرار داده‌اند و بررسی‌ها نشان داد در صورت استفاده از مواد تغییر فاز باید جریان هوا در دودکش کاهش یابد و در صورت عدم استفاده از مواد تغییر فاز باید جریان هوا در دودکش افزایش یابد. مون<sup>۵</sup> و همکاران [۲۳] در یک تحقیق عملکرد بازیافت حرارتی را برای یک سیستم دسیکنت مایع مورد بررسی قرار داده‌اند و در این تحقیق جهت بهبود عملکرد سیستم تا ۱۵٪ استفاده از ذخیره ساز انرژی حرارتی را پیشنهاد داده‌اند.

با توجه به مطالعات انجام گرفته توسط محققین، هر کدام بر بخش خاصی متمرکز بوده‌اند و در هیچ تحقیقی استفاده از دیوار ترومب<sup>۶</sup> برای احیاء چرخ دسیکنت اشاره‌ای نشده است. دیوار ترومب

- 1 Jason Woods
- 2 Francesca
- 3 Zhang
- 4 Yongcai
- 5 Mun
- 6 Trombe Wall;



شکل ۱: نمودار شماتیک جریان فرایندی و احیاء سیستم سرمایشی-خورشیدی دسیکنت

توابع  $f$  و  $g$  خود توابعی هستند که متشکل از متغیرهای چرخ دسیکنت می‌باشند [۱۴]. و بدین ترتیب دما و رطوبت در قسمت خروجی از چرخ دسیکنت نقطه ۲ به دست می‌آید. برای سادگی چرخ طوری در نظر گرفته شده است که نیمی از آن در جریان هوای مرطوب و نیمه دیگر آن در جریان هوای خشک و داغ قرار گرفته است. تجزیه و تحلیل این چرخ جاذب بر اساس فرضیات زیر است:

- دبی جریان هوای خشک و دبی جریان هوای مرطوب یکسان فرض می‌شوند.

- هدایت حرارتی محوری و انتشار و نیز نفوذ بخار آب در همان جهت در هوا قابل اغماض است.

- از انتشار و نفوذ بخار آب در جهت جریان می‌توان صرف‌نظر کرد.

- هیچ اختلاف دما و یا رطوبت در جهت شعاع چرخ در ماتریس جاذب وجود ندارد.

- کانال‌های جریان هوا که چرخ را تشکیل می‌دهند همگی یکسان هستند و سطوح انتقال حرارت و جرم برای تمام این کانال‌های هوا یکسان است.

- خواص رطوبتی و حرارتی ماتریس ماده جاذب ثابت می‌باشد.

- کانال‌های هوا و مواد جاذب از نظر حرارتی و انتقال رطوبت کاملاً عایق فرض می‌شود.

مطلوب وارد یک مبدل کویل زمینی و سپس به منظور سرمایش بیشتر وارد کولر تبخیری می‌گردد، در مسیر هوای احیاء، هوای محیط وارد مبدل حرارتی شده و دمای آن افزایش پیدا می‌کند و سپس با هوای گرم خروجی از یک دیوار ترومب ترکیب شده و با حجم مناسب و دمای مطلوب ۶۰-۹۰ درجه سانتی‌گراد که توسط استاندارد اشری<sup>۱</sup> تعیین گردیده است [۱۴]، جهت احیاء ماده جاذب مورد استفاده قرار می‌گیرد.

### ۳- مدل ریاضی سیستم

#### ۳-۱- مدل جریان هوای فرایندی

با استفاده از یک مدل ریاضی به صورت زیر، دما و رطوبت مطلق خروجی از چرخ دسیکنت به دست می‌آید [۱۴]:

$$T_2 = g_1(N) g_2(T_1) g_3(d_t) g_4(T_8) g_5(\omega_1) g_6(D_H) g_7(U) \quad (1)$$

$$\varepsilon = f_1(N) f_2(T_1) f_3(d_t) f_4(T_8) f_5(\omega_1) f_6(D_h) f_7(U) \quad (2)$$

$$\omega = \omega_1(1 - \varepsilon) \quad (3)$$



• ضرایب انتقال حرارت و جرم ثابت فرض می‌شوند. داریم [۲۶]:

$$(h_2 - h_3) = (h_7 - h_8) \quad (۱۳)$$

$$h_{8a} = yh_6 + (1-y)h_8 \quad (۱۴)$$

$$\omega_{8a} = y\omega_6 + (1-y)\omega_8 \quad (۱۵)$$

دمای هوای بازیافت مطابق رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$T_{db8a} = [h_{8a} - 2501.3\omega_{8a}] / [1 + 1.86\omega_{8a}] \quad (۱۶)$$

### ۳-۳-۳ مدل دیوار ترومب

ساختار یک دیوار ترومب در شکل ۲ نشان داده شده است. این دیوار ترومب متشکل از یک صفحه جذب نور و تشعشعات خورشیدی با عایق مناسب در داخل دیوار و یک پوشش شیشه‌ای در جهت ضلع جنوبی ساختمان می‌باشد و مکانیزم عمل طوری است که هوای بین دیوار و شیشه در اثر تابش نور خورشید گرم شده و در اثر تغییرات چگالی به سمت بالای دیوار هدایت می‌شود. هوای گرم پس از عبور از یک داکت مخصوص با هوای عبوری از مبدل حرارتی مخلوط شده و با کسب حجم مناسب جهت بازیافت ماده جاذب سلیکاژل شبکه ماتریسی چرخ دسپکت و دفع رطوبت مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این مطالعه یک مدل عددی برای انتقال حرارت جابجایی آزاد با لایه مرزی عمودی در فضای بین دیوار و شیشه توسعه داده شده است. فرض شده است جریان به صورت آرام، غیرقابل تراکم و به صورت یک‌بعدی و مطابق تحلیل جریان‌های سیال تحت تأثیر نیروی شناوری در نظر گرفته شده است، داخل دیوار خورشیدی عایق حرارتی وجود دارد و انتقال حرارتی هدایتی به داخل اتاق وجود ندارد، دمای هوای ورودی به کانال ترومب، معادل دمای هوای اتاق فرض شده است، مشخصات پارامترهای ترمودینامیکی در دمای متوسط محاسبه می‌شود [۲۷].

### ۳-۳-۱-۳ معادله موازنه انرژی بر روی شیشه

مطابق معادله بالانس انرژی بر روی شیشه داریم:

$$\{ \text{انرژی تابش خورشید} \} + \{ \text{انرژی بازتابشی از طرف دیوار به سمت شیشه} \} = \{ \text{انرژی همرفت انتقال یافته به جریان هوای کانال} \} + \{ \text{انرژی اتلافی از شیشه به محیط} \}$$

• عدد لوییس برای هوا معادل با یک فرض می‌شود.

برای بدست آوردن دمای هوای حباب خشک فرایندی و با فرض اینکه راندمان مبدل حرارتی ۰/۷ است می‌توان  $T_{db3}$  را بدست آورد و همچنین با فرض این اینکه  $\omega_2 = \omega_3$  می‌باشد می‌توان از رابطه زیر آنتالپی را برای نقاط مختلف سیستم بدست آورد [۲۴]:

$$T_{db3} = T_{db2} - \varepsilon HE (T_{db2} - T_{db7}) \quad (۴)$$

$$h_i = T_{dbi} - \omega_i (1.86T_{dbi} + 2501.3) \quad (۵)$$

دمای حباب خشک خروجی از یک مبدل سرمایشی زمینی با داشتن ضریب تاثیر مبدل از رابطه زیر بدست می‌آید [۲۵]:

$$T_{db4} = T_{db3} - \varepsilon_{CCU} (T_{db3} - T_{w,in}) \quad (۶)$$

در این رابطه  $T_{w,in}$  دمای آب ورودی کوئل زمینی می‌باشد. برای بدست آوردن دمای حباب تر در نقطه ۴ و شرایط در نقطه ۵ از رابطه زیر استفاده می‌گردد [۲۶]:

$$T_{wb4} = 2.265 \left( \frac{1.97 + 4.3T_{db4}}{+1000\omega_4} \right)^{0.5} - 14.85 \quad (۷)$$

دمای حباب خشک در نقطه ۵ از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$T_{db5} = T_{db4} - \varepsilon_{EC} (T_{db4} - T_{wb4}) \quad (۸)$$

همچنین میزان رطوبت و فشار اشباع در نقطه ۵ از روابط زیر بدست می‌آید:

$$\Phi_5 = \frac{\omega_5 P_{air}}{P_{sat} (0.622 + \omega_5)} \quad (۹)$$

$$\omega_5 = \frac{(h_5 - T_{db5})}{(1.86T_{db5} + 2501.3)} \quad (۱۰)$$

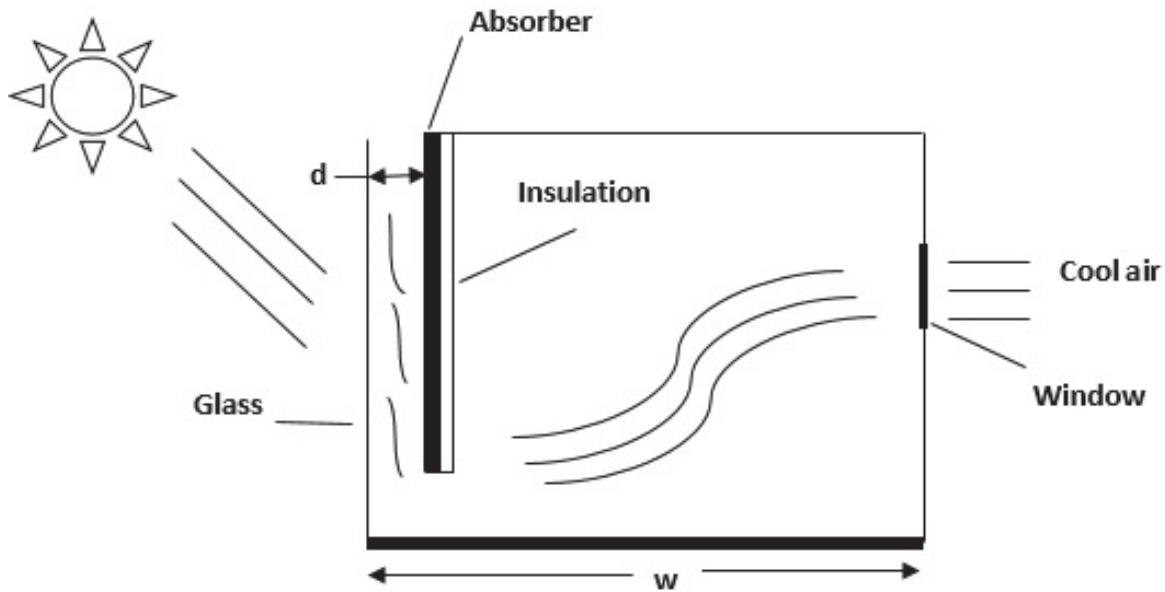
$$P_{sat} = 611.2 e^{\left( \frac{17.62T_{db5}}{243.12 + T_{db5}} \right)} \quad (۱۱)$$

### ۳-۲-۳ مدل جریان هوای بازیافت

جریان هوای بازیافت ترکیبی از دو مسیر جریان است، شامل جریان هوای تازه و جریان هوای خروجی از دیوار ترومب:

$$\dot{m}_{reg} = \dot{m}_{s,w} + \dot{m}_F, \quad y = \frac{\dot{m}_{s,w}}{\dot{m}_{reg}} \quad (۱۲)$$

مطابق شکل ۱ با فرض  $\omega_8 = \omega_7$  و  $T_{8a} = T_9$ ، با توجه به موازنه انرژی بین دو جریان هوای فرایندی و بازیافت در مبدل حرارتی



شکل ۲: طرح شماتیک ساختار دیوار ترومب

{انرژی جابجایی از شیشه به جریان هوا} = {انرژی انتقال یافته به جریان هوای کانال} + {انرژی جابجایی از دیوار به جریان هوا}

$$h_{conv,w-a} A_w (T_w - T_f) + h_{conv,g-a} A_g (T_g - T_f) = q_{conv} \quad (26)$$

انتقال حرارت جابجایی که جریان هوا دریافت می کند از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$q_{conv} = \dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi}) \quad (27)$$

دمای هوای داخل کانال از رابطه زیر بدست می آید:

$$T_f = \gamma T_{fo} + (1 - \gamma) T_{fi} \quad (28)$$

در معادله فوق  $\gamma$  ضریب وزنی متوسط دمایی که توسط جیو مادور مقدار آن ۰/۷۴ پیشنهاد گردیده است [۲۷]، بنابراین مقدار انرژی جابجایی از رابطه زیر قابل محاسبه می باشد.

$$q_{conv} = \dot{m} C_p \frac{T_f - T_r}{\gamma} \quad (29)$$

با مرتب سازی معادلات فوق داریم:

$$a_2 T_g + b_2 T_f + c_2 T_w = R_2 \quad (30)$$

$$a_2 = h_{conv,g-a} A_g \quad (31)$$

$$b_2 = -h_{conv,g-a} A_g + h_{conv,w-a} A_w + (\dot{m} C_p / \omega) \quad (32)$$

$$\alpha_g A_g I + h_{rw-g} A_w (T_w - T_g) = \quad (17)$$

$$h_{conv,g-a} A_g (T_g - T_f) + \sum q_{loss}$$

انرژی اتلافی از شیشه به محیط در اثر پدیده های انتقال حرارت تابشی، جابجایی و رسانایی می باشد:

$$\sum q_{loss} = q_{sky} + q_{wind} + q_{cond} \quad (18)$$

$$\sum q_{loss} = U_t A_g (T_g - T_a) \quad (19)$$

ضریب کلی انتقال حرارت  $U_t$  از رابطه زیر بدست می آید:

$$U_t = h_{wind} + h_{rg-sky} + h_{condl} \quad (20)$$

با مرتب سازی روابط فوق، معادلات زیر حاصل می گردد:

$$a_1 T_g + b_1 T_f + c_1 T_w = R_1 \quad (21)$$

$$a_1 = h_{rw-g} A_w + h_{conv} A_g + (h_{wind} + h_{rg-sky} + h_{condl}) A_g \quad (22)$$

$$b_1 = -h_{conv,g-a} A_g \quad (23)$$

$$c_1 = -h_{rw-g} A_w \quad (24)$$

$$R_1 = \alpha_g A_g I = (h_{wind} + h_{condl}) A_g T_a + h_{rg-sk} A_g T_a \quad (25)$$

۳-۳-۲- موازنه انرژی برای جریان هوای داخل کانال

برای موازنه انرژی جریان هوای دیوار ترومب داریم:

$$h_{cond2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1/h_i}\right) + \left(\frac{\Delta x_{ins}}{k_{ins}}\right)} \quad (45)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی برای سیال هوای داخل کانال و دبی جرمی جریان سیال از روابط زیر قابل محاسبه است [۲۷]:

$$h_{conv} = \frac{Nu k_f}{L}, \quad \dot{m} = \frac{C_d \rho_f A_0}{\sqrt{1 + \left(\frac{A_0^2}{A_i^2}\right)}} \sqrt{2gL_c \left(\frac{T_f}{T_r} - 1\right)} \quad (46)$$

روابط استفاده شده برای حل معادلات جریان سیال هوای داخل کانال به صورت زیر ارائه می‌گردد [۲۸]:

$$T_m = \frac{T_g + T_w}{2} \quad (47)$$

$$\beta = \frac{1}{T_m}, \quad \Delta T = T_w - T_f \quad (48)$$

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67Ra^{0.25}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9.16}\right)^{4.9}} \quad (49)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k_f} \quad (50)$$

$$Ra = GrPr = \left(\frac{g\beta\Delta TL_c^3}{\nu^2}\right) \frac{\mu C_p}{k_f} \quad (51)$$

$$\mu_f = 1.846 \times 10^{-5} + 0.00472 \times 10^{-5} (T_m - 300) \quad (52)$$

$$k_f = 0.0263 + 0.000074(T_m - 300) \quad (53)$$

$$C_p = 1007 + 0.004(T_m - 300) \quad (54)$$

همچنین برای محاسبات و حل مدل دیوار ترومب به میزان دریافت انرژی تابشی خورشیدی در معادلات (۱۷) و (۳۵) در منطقه مورد مطالعه نیاز است. بدین منظور، جهت محاسبه میزان تابشی خورشید در مناطق مختلف جغرافیایی، از مدل مربوط به میزان تابش خورشیدی در ادامه استفاده می‌گردد و با ورودی طول و عرض جغرافیایی منطقه مورد بررسی به برنامه، این میزان تابش خورشیدی بدست می‌آید و این مدل به صورت جامع برای کلیه مناطق قابل پیش‌گویی می‌باشد.

$$c_2 = h_{conv,w-a} A_w \quad (33)$$

$$R_2 = -\dot{m} C_p T_r / \omega \quad (34)$$

۳-۳-۳- معادله موازنه انرژی بر روی صفحه جذب‌کننده دیوار

مطابق روش فوق معادلات بالانس انرژی بصورت زیر است:

= {میزان انرژی خورشیدی جذب شده}

+ {مقدار انرژی جابجایی از دیوار به شیشه}

{مقدار انرژی انتقال یافته از دیوار به جریان هوای کانال}:

$$SA_w = h_{rw-g} A_w (T_w - T_g) + h_{conv,w-a} A_w (T_w - T_f) \quad (35)$$

با مرتب‌سازی معادلات یاد شده، رابطه زیر بدست می‌آید:

$$a_3 T_g + b_3 T_f + c_3 T_w = R_3 \quad (36)$$

$$a_3 = -h_{rw-g} A_w \quad (37)$$

$$b_3 = -h_{conv,w-a} A_w \quad (38)$$

$$c_3 = h_{rw-g} A_w + h_{conv,w-a} A_w + h_{cond2} A_w \quad (39)$$

$$R_3 = \alpha_w \tau_g A_w I + h_{cond2} A_w T_r \quad (40)$$

با حل همزمان معادلات (۲۱)، (۳۰) و (۳۶) با روش شبیه‌سازی،

دمای شیشه، دمای دیوار و دمای جریان سیال هوا بدست می‌آید.

ضرایب انتقال حرارت در روابط بالا توسط رابطه استفان بولتزمن<sup>۱</sup>،

قانون سرمایشی نیوتن<sup>۲</sup> و قانون هدایتی فوریه<sup>۳</sup> بدست می‌آید. این

ضرایب از روابط زیر بدست می‌آیند:

$$h_{rw-g} = \frac{\sigma (T_w + T_g) (T_w^2 + T_g^2)}{\left(\frac{1 - \epsilon_g}{\epsilon_g}\right) + \left(\frac{1 - \epsilon_w}{\epsilon_w}\right) + \left(\frac{1}{F_{w-g}}\right)} \quad (41)$$

دمای آسمان و ضریب انتقال حرارت جابجایی باد از روابط دافی

بکمن مطابق زیر بدست می‌آید [۲۸]:

$$T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5} \text{ and } h_{wind} = 2.8 + 3.0V \quad (43)$$

ضرایب انتقال حرارت جابجایی برای شیشه و دیوار مطابق زیر

بدست می‌آید:

$$h_{cond1} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1/h_0}\right) + \left(\frac{\Delta x_g}{k_g}\right)} \quad (44)$$

1 Stefan-Boltzmann

2 Newton

3 Fourier

### ۳-۴- مدل تابش انرژی خورشید

برای محاسبه انرژی خورشیدی دریافت شده در سطح افقی و شیب‌دار برای عرض‌های جغرافیایی مختلف و روزهای مختلف سال از مدل موجود در مرجع [۲۸] استفاده شده است. میزان تابش دریافت شده در خارج از اتمسفر از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$I_o = \frac{12 \times 360}{\pi} G_{sc} \left( 1 + 0.33 \cos \frac{360 \times n}{365} \right) \times \left[ \cos \varnothing \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{\pi (\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin \varnothing \sin \delta \right] \quad (55)$$

$G_{sc}$  ثابت خورشیدی می‌باشد و مقدار آن ۱۳۷۶ وات بر مترمربع تعیین شده است،  $n$  شماره متوسط روز برای ماه‌های مختلف سال می‌باشد،  $\varnothing$  عرض جغرافیایی  $\delta$  زاویه انحراف و  $\omega_s$  زاویه ساعت خورشید می‌باشد که از روابط زیر قابل محاسبه هستند:

$$\delta = 23.45 \sin \left( 360 \times \frac{284 + n}{365} \right) \quad (56)$$

$$\omega_s = a \cos(-\tan \varnothing \tan \delta) \quad (57)$$

ضریب صافی هوا از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$K_T = \frac{I}{I_o} \quad (58)$$

در این رابطه  $I$  انرژی تابشی کل دریافت شده توسط صفحه افقی روی سطح زمین می‌باشد. مقدار  $K_T$  ضریب شاخص صافی هوا می‌باشد. کل انرژی تابشی که به سطح افقی می‌رسد به دو بخش تابش مستقیم و پخش شده تقسیم می‌شود.

$$I = I_b + I_d \quad (59)$$

در این روابط  $I_b$  تابش مستقیم  $I_d$  پخش شده می‌باشد. برای داریم [۲۸]:

$$K_T \leq 0.22 \rightarrow \frac{I_d}{I} = 1.0 - 0.9K_T \quad (60)$$

$$0.22 \leq K_T \leq 0.8 \rightarrow \frac{I_d}{I} = 0.9511 - 0.160K_T + 4.388K_T^2 - 16.638K_T^3 + 12.336K_T^4 \quad (61)$$

$$0.8 < K_T \rightarrow \frac{I_d}{I} = 0.165 \quad (62)$$

کل تابش دریافتی بر روی سطح شیب دار برای زاویه  $\beta$  با توجه به مرجع [۲۸] از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$I_t = (I_b)R_b + I_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I(ref) \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (63)$$

که  $ref$  بازتابش زمین می‌باشد و با توجه به مرجع [۲۸] مقدار

آن ۰/۲۵ در نظر گرفته شده است،  $R_b$  نسبت متوسط ماهانه تابش مستقیم در سطح شیب‌دار به سطح افقی می‌باشد که توسط رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$R_b = \frac{\cos(\varnothing - \beta) \cos \delta \sin \omega_s + \left( \frac{\pi}{180} \right) \omega_s \sin(\varnothing - \beta) \sin \delta}{\cos \varnothing \cos \delta \sin \omega_s + \left( \frac{\pi}{180} \right) \omega_s \sin \varnothing \sin \delta} \quad (64)$$

که  $\omega_s$  زاویه ساعت خورشید برای سطح شیب‌دار می‌باشد و رابطه آن به صورت زیر است:

$$\omega_s = \min[\cos^{-1}(-\tan \varnothing \tan \delta), \cos^{-1}(-\tan(\varnothing - \beta) \tan \delta)] \quad (65)$$

مقدار تابشی که در حالت افقی و شیب‌دار جذب زمین می‌شود از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$S = (I - I_d)R_b(\overline{\tau\alpha})_b + I_d(\overline{\tau\alpha})_d \quad (66)$$

$$\frac{1 + \cos \beta}{2} + I(ref)(\overline{\tau\alpha})_g \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

دیوار آن بخشی از تشعشع خورشید را جذب می‌کند که از شیشه عبور کرده باشد. پس ضریب جذب دیوار و ضریب عبور شیشه را محاسبه و در هم ضرب می‌گردد. برای محاسبه ضریب جذب، دیوار خاکستری فرض گردیده است.

### ۴- روش مدل‌سازی و اعتبارسنجی

روش برنامه‌نویسی متلب برای حل معادلات حاکم بر سیستم استفاده گردیده است. مدل‌سازی چرخ دسیکنت با داشتن شرایط و ویژگی‌های چرخ و شرایط محیطی نقطه ۱ و دمای هوای خروجی گرم شده از دیوار ترومب در نقطه ۹ امکان‌پذیر می‌شود. مدل‌سازی با محاسبه و حل شرایط حاکم بر سیستم به ترتیب در نقاط ۲، ۳، ۴ و ۵ روی مسیر جریان هوای فرآیندی انجام می‌گیرد. در قسمت جریان هوای باز یافت، شرایط هوا در نقطه ۷ همان شرایط هوای محیط است و با معلوم بودن آن شرایط هوای باز یافت در نقطه ۸ با محاسبات مربوطه معلوم می‌گردد. دمای هوای خروجی در نقطه ۸ا بوسیله معادلات حاکم بر دیوار ترومب محاسبه می‌گردد. برای اعتبارسنجی مدل ریاضی ارائه شده و مقایسه این مدل با مدل آزمایشگاهی از داده‌های آزمایشگاهی کوداما<sup>۱</sup> و همکاران [۲۹] بعنوان مقادیر ورودی مدل استفاده گردیده است. نتایج مدل ریاضی ارائه

جدول ۱: مقایسه دما و رطوبت مدل ریاضی ارائه شده با مدل آزمایشگاهی [۲۹]

نسبت رطوبت (g/kg) - رطوبت نسبی (%)				دما (°C)		نقاط سیستم
کوداما و همکاران [۲۹]		تحقیق حاضر		کوداما و همکاران [۲۹]	تحقیق حاضر	
۳۵٪	۱۰/۲	۳۵٪	۱۰/۲	۳۱	۳۱	۱
۴/۴٪	۴/۵	۵٪	۴/۴	۵۵/۵	۵۴	۲
۱۶٪	۴/۷	۱۳٪	۴/۶	۳۲	۳۵	۳
۳۰٪	۶/۱	۲۳٪	۵	۲۵	۲۶	۴
۵۴٪	۱۰	۵۲٪	۱۰/۲	۲۳	۲۲	۵
۳۴٪	۱۰/۱	۳۶٪	۱۰/۲	۳۱	۳۱	۷
۱۱/۵٪	۱۰	۱۲٪	۱۰	۵۲	۵۱/۳	۸
۳/۵٪	۹/۵	۴٪	۹/۳	۸۰	۸۰	۹
۱۷٪	۱۸/۶	۱۶٪	۱۸/۱	۵۶	۵۷	۱۰

جدول ۲: مقادیر ورودی چرخ جاذب دیسکنت

مقادیر	شرایط عملیاتی ورودی چرخ دیسکنت
۳۵	دمای هوای ورودی به چرخ دیسکنت (°C)
۲۵	رطوبت هوای ورودی (g/kg)
۱/۳۳	قطر هیدرولیکی شبکه ماتریسی چرخ (mm)
۰/۲	ضخامت جاذب (mm)
۱۵	سرعت دورانی چرخ (RPM)
۲	سرعت هوای ورودی چرخ (m/s)
۶۶	دمای هوای بازیافت (نتایج مدل دیوار ترومب) (°C)
۷۳۰	میزان تابش جذب شده انرژی خورشیدی (W/m <sup>2</sup> ) - (از نتایج مدل تابش خورشیدی)

خروجی از چرخ تأثیر دارد و این پارامترها با مساحت مورد نیاز دیوار ترومب ارتباط دارد و در نتیجه باید مساحت مورد نیاز دیوار را مورد بررسی قرار دهیم. برای بررسی شرایط کارکرد سیستم چرخ دیسکنت با دیوار ترومب و یافتن تاثیرات پارامترهای چرخ بر سطح مورد نیاز دیوار، پارامترهای طراحی چرخ دیسکنت را ثابت در نظر گرفته و سطح مورد نیاز دیوار ترومب را به ازای شرایط کارکرد مختلف با استفاده از برنامه کامپیوتری متلب بدست می‌آوریم. شرایط عملیاتی مفروض اولیه مطابق جدول ۲ می‌باشد:

در فرضیات فوق میزان تابش انرژی جذب شده و دمای هوای

شده و نتایج آزمایشگاهی محققین در حد قابل قبولی بر هم منطبق هستند. ضریب تأثیر واحد کوپل سرمایشی و ضریب عملکرد کولر برابر ۰/۸ است. در این تحقیق فرض شده است دمای کوپل زمینی که جهت پیش‌سرمایشی جریان هوای فرایندی مورد استفاده قرار می‌گیرد ۲۰ درجه سانتی‌گراد و میزان دبی جرمی هوای فرایندی و بازیافتی با هم برابر می‌باشد.

##### ۵- نتایج و بحث

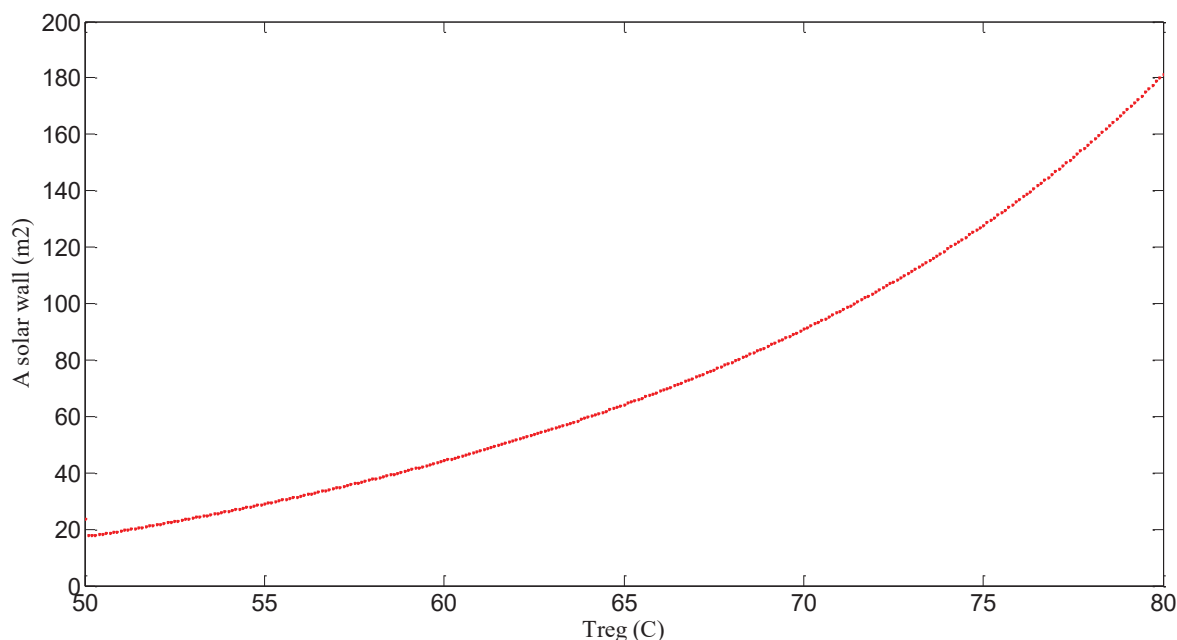
مطابق مدل‌سازی سیستم، پارامترهای چرخ دیسکنت بر هوای

تأثیر پارامترهای فیزیکی چرخ دیسکنت بر مساحت مورد نیاز دیوار ترومب با توجه به فرضیات عملیاتی و مطابق بررسی‌های آزمایشگاهی صورت گرفته توسط کوداما و همکاران [۲۹] و همچنین خروجی‌های مدل دیوار ترومب به شرح زیر می‌باشد: شکل ۳ نمودار تغییرات مساحت دیوار ترومب بر اساس دمای احیاء خروجی نشان داده شده است. این نمودار یکی از مهم‌ترین نتایج شبیه‌سازی می‌باشد. مطابق

بازیافت به ترتیب از حل معادلات انرژی خورشیدی و حل معادلات حاکم بر دیوار ترومب برای یک نمونه در منطقه گرم و مرطوب شهر رشت به طول و عرض جغرافیایی ۳۷/۱۸ و ۴۹/۳۶ درجه در ساعت ظهر خورشیدی و در ماه جولای بدست می‌آید. در جدول ۳ مقادیر دما و رطوبت طراحی در نقاط مختلف سیستم سرمایشی دیسکنت با استفاده از خروجی‌های مدل ارائه گردیده است.

جدول ۳: مقادیر دما و رطوبت طراحی در نقاط مختلف سیستم سرمایشی دیسکنت

نقاط سیستم سرمایش دیسکنت	دما ( $^{\circ}C$ )	نسبت رطوبت (g/kg)	رطوبت نسبی (%)
۱	۳۵	۲۵	۶۶٪
۲	۵۵	۱۰/۷	۱۰٪
۳	۳۵	۱۱/۲	۳۱٪
۴	۲۶/۵	۱۱/۱	۵۱٪
۵	۲۳/۱	۱۲/۲	۶۰٪
۷	۳۵	۲۵	۶۶٪
۸	۵۲/۵	۲۴/۵	۲۷٪
۹	۶۶	۲۲/۷	۱۲٪
۱۰	۴۸	۲۹/۱	۴۰٪



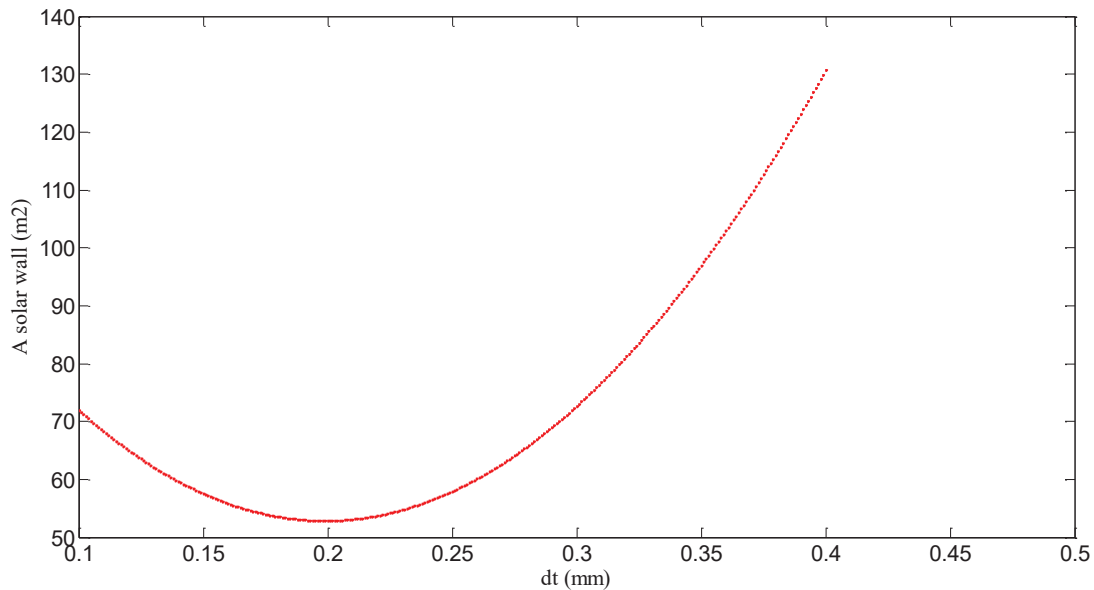
شکل ۳: تغییرات مساحت دیوار ترومب بر اساس دمای هوای بازیافت

می‌آید. هنگامی که ضخامت ماده سلیکاژل افزایش می‌یابد آنگاه مقدار رطوبت جذب شده در این ماده افزایش می‌یابد و به عبارتی رطوبت و بخار هوا به اعماق ماده سلیکاژل نفوذ می‌کند و در نتیجه برای احیاء این ماده به انرژی حرارتی زیادی نیازمند است و در نتیجه سطح زیادی از دیوار ترومب مورد نیاز می‌باشد.

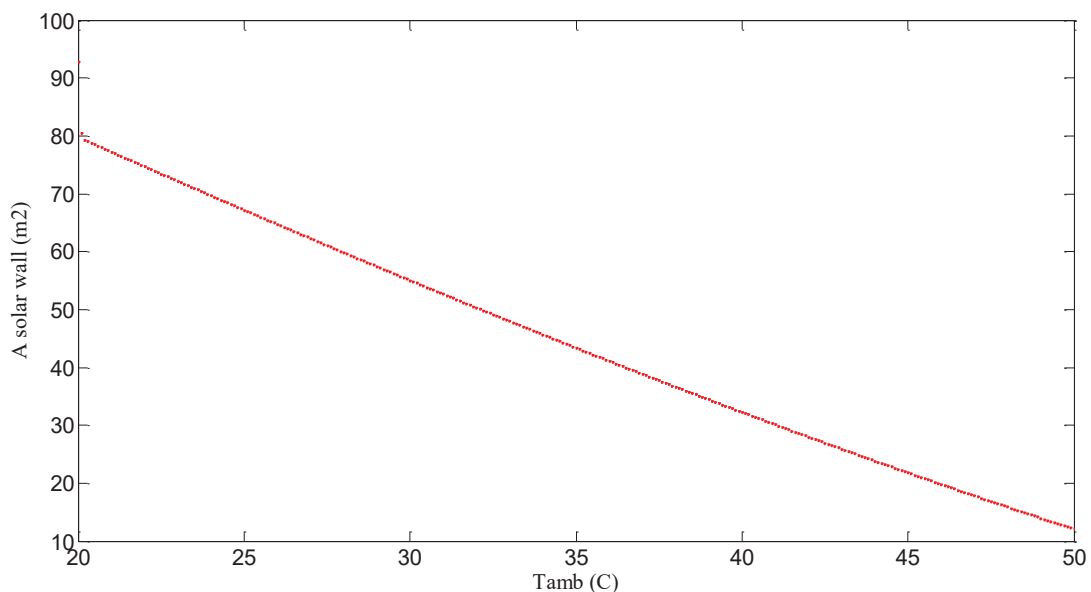
شکل ۵ تغییرات سطح دیوار ترومب را به صورت تابعی از دمای

این نمودار در دماهای احیاء مختلف چرخ دیسکنت، مساحت‌های متناسب نشان داده شده است.

شکل ۴ تغییرات مساحت دیوار ترومب به صورت تابعی از ضخامت جاذب چرخ دیسکنت نشان داده است و مطابق این شکل در صورتی که ضخامت ماده سلیکاژل در حد ۰/۲ میلی‌متر باشد کمترین و بهینه‌ترین مساحت دیوار ترومب به اندازه ۵۲ مترمربع به دست



شکل ۴: تغییرات مساحت دیوار ترومب بر اساس ضخامت جاذب چرخ دیسکنت



شکل ۵: تغییرات مساحت دیوار ترومب بر اساس دمای هوای محیط

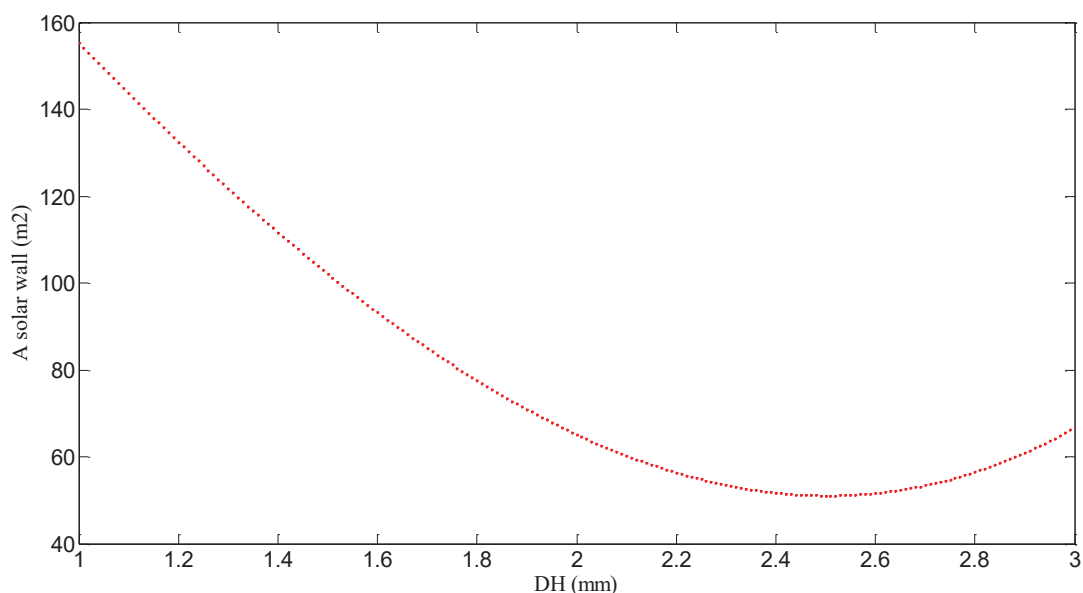
سرعت دورانی چرخ دیسکنت رسم شده است و مطابق نمودار هنگامی که سرعت دورانی چرخ دیسکنت در حد ۲۷ دور بر ساعت برسد، مساحت دیوار به اندازه بهینه ۴۹ مترمربع نشان داده می‌شود، به عبارتی با لحاظ پارامترهای هندسی و فیزیکی چرخ، بهترین سرعت برای چرخ دیسکنت ۲۷ دور بر ساعت در هنگام استفاده از دیوار ترومب تخمین زده می‌شود. چنانچه سرعت دوران چرخ بالا باشد، مواد دیسکنت زمان کافی برای جذب رطوبت را نخواهند داشت و به انرژی حرارتی زیادی جهت احیاء نیازمند است و در نتیجه مساحت دیوار افزایش می‌یابد و اگر سرعت دورانی چرخ کم باشد، مواد مستقر در شبکه چرخ که جاذب رطوبت می‌باشند به حالت اشباع رسیده و دیگر ظرفیت جذب رطوبت بیشتر را نخواهند داشت مگر اینکه انرژی حرارتی احیاء را با افزایش مساحت دیوار افزایش دهیم. با توجه به شکل‌های ۴ تا ۷ شرایط بهینه هندسی چرخ با در نظر گرفتن کمترین مساحت دیوار ترومب به صورت جدول ۴ ارائه می‌شود:

همچنین در شکل ۸ دمای قسمت‌های مختلف سیستم سرمایشی دیسکنت بعنوان تابعی از ساعات روزانه رسم شده است. در این نمودار دمای هوای خشک در خروج از چرخ دیسکنت حدود ۵۴ درجه سانتی‌گراد می‌باشد و علت آن انتقال حرارت ناشی از انرژی احیاء خورشیدی می‌باشد که در نتیجه چرخش چرخ دیسکنت ایجاد

هوای محیط نشان می‌دهد و مطابق شکل هنگامی که دمای هوای محیط افزایش می‌یابد مساحت مورد نیاز خورشیدی کاهش می‌یابد، با افزایش دمای هوای محیط، دمای هوای خروجی از چرخ دیسکنت افزایش یافته و باعث انتقال حرارت بیشتر توسط مبدل حرارتی در مسیر جریان هوای باز یافت شده و در نتیجه مساحت دیوار کمتری جهت رساندن دمای هوا به دمای هوای احیاء، لازم می‌شود.

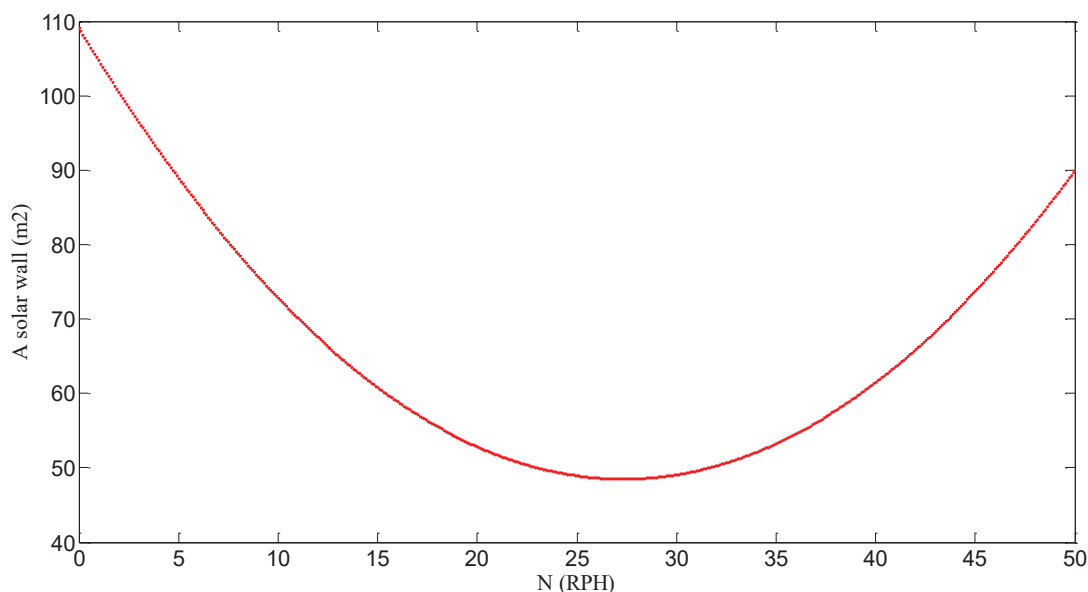
شکل ۶ در این نمودار مساحت دیوار ترومب به صورت تابعی از قطر هیدرولیکی کانال‌های شبکه ماتریسی چرخ دیسکنت رسم شده است. چنانچه شکل نشان می‌دهد هنگامی که قطر هیدرولیکی کانال به مقدار ۲/۵ میلی‌متر می‌رسد مساحت مورد نیاز دیوار در حد ۵۲ مترمربع تعیین می‌گردد. هنگامی که قطر هیدرولیکی کمتر از مقدار بهینه ۲/۵ میلی‌متر باشد باید انرژی حرارتی زیادی به منافذ شبکه ماتریسی چرخ دیسکنت نفوذ پیدا کند و در نتیجه جهت تامین این مازاد انرژی حرارتی، سطح دیوار خورشیدی ترومب افزایش می‌یابد. در صورتی که قطر هیدرولیکی بیشتر از مقدار بهینه شود آنگاه بیشتر انرژی احیاء به دلیل عبور بدون مصرف از شبکه ماتریسی چرخ دیسکنت، امکان تماس کمتری با ماده سلیکاژل فراهم می‌شود و در نتیجه انرژی حرارتی مجدداً باید افزایش یافته و به مساحت دیوار بیشتری نیازمند می‌شود.

شکل ۷ در این نمودار مساحت مورد نیاز دیوار ترومب بر اساس



شکل ۶: تغییرات مساحت دیوار بر اساس قطر هیدرولیکی شبکه ماتریسی چرخ





شکل ۷: تغییرات مساحت دیوار ترومب بر اساس سرعت دوران چرخ

جدول ۴: مقایسه نتایج مقادیر مدل و اولیه ورودی چرخ جاذب دسیکنت

مقادیر اولیه	مقادیر نتایج مدل	شرایط عملیاتی ورودی چرخ دسیکنت
۱/۳۳	۲/۵	قطر هیدرولیکی شبکه چرخ (mm)
۰/۲	۰/۲	ضخامت جاذب (mm)
۱۵	۲۷	سرعت دورانی چرخ (RPM)
۲	۲	سرعت هوای ورودی چرخ (m/s)

شده است. جهت تعیین دمای هوای خروجی از دیوار خورشیدی معادلات انرژی حاکم بر دیوار خورشیدی با روش تکرار حل می‌شود و دمای شیشه، دمای دیوار و دمای هوای جریان یافته در داخل کانال بدست می‌آید، این سه دما پارامترهای اصلی حل مدل دیوار خورشیدی می‌باشد و با افزایش شدت تابش انرژی خورشیدی، میزان دریافت انرژی خورشیدی توسط دیوار افزایش یافته و در نتیجه دماهای هوا در خروج از دیوار، دمای جریان هوا در داخل لایه‌های مرزی و دمای شیشه افزایش می‌یابد.

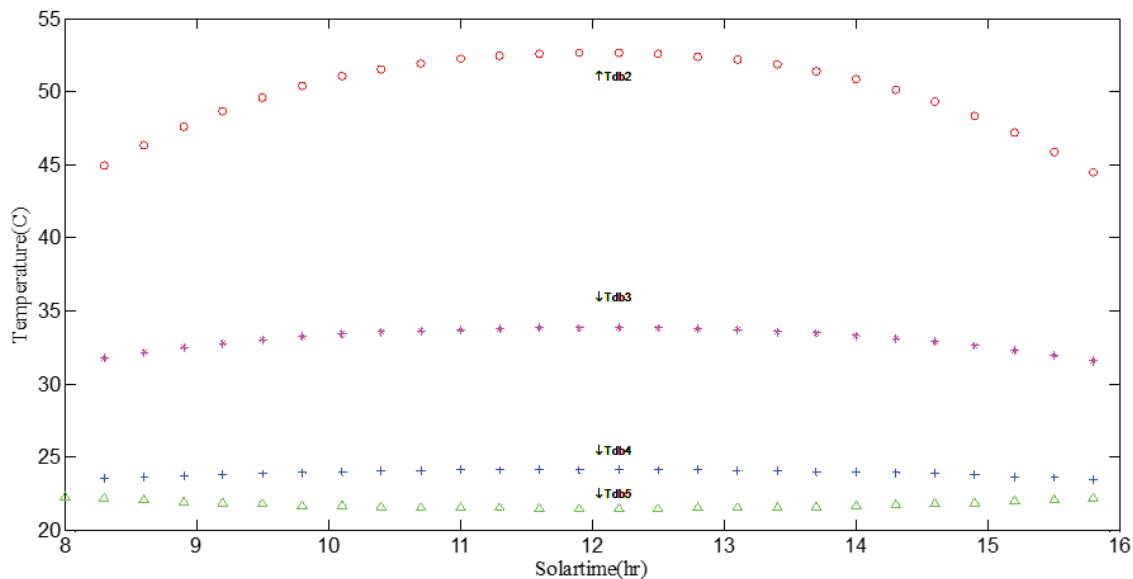
#### ۶- نتیجه‌گیری

مطابق بررسی‌های مدل از استخراج نمودارهای مربوطه، سطح

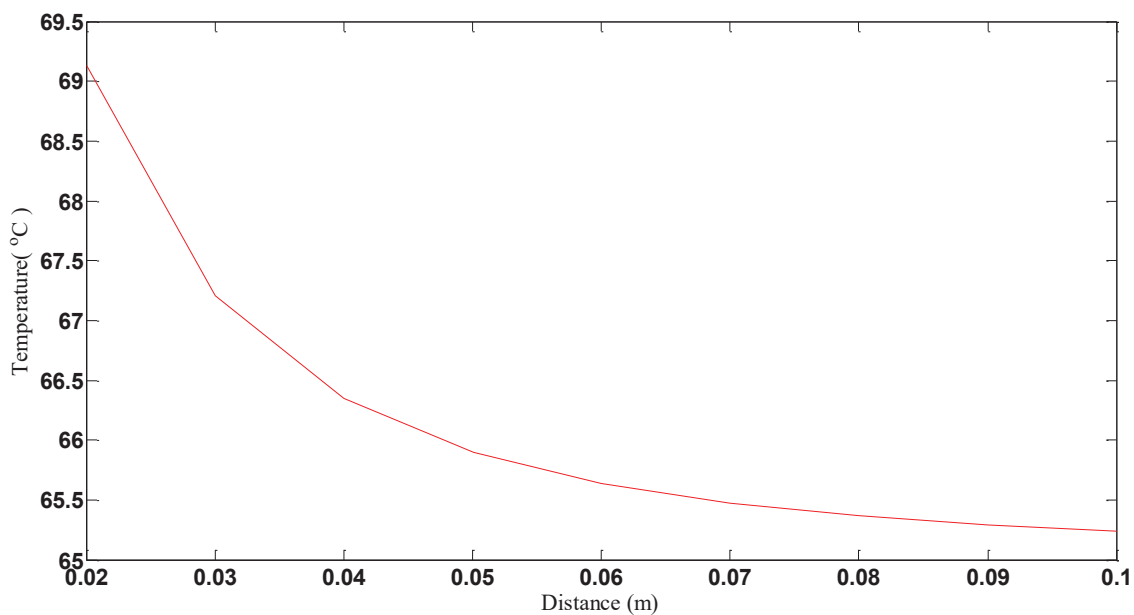
می‌شود. پس از عبور این هوای گرم از مبدل حرارتی در بیشترین حالت دما به ۵۵ درجه سانتی‌گراد رسیده و پس از عبور از کویل سرمایشی یک مبدل زمینی این دما به ۲۵ درجه سانتی‌گراد تقلیل می‌یابد.

شکل ۹ تغییرات دمای هوای خروجی دیوار ترومب به صورت تابعی از فاصله دیوار و شیشه نشان داده شده است و هنگامی که فاصله افزایش می‌یابد، سرعت جابجایی طبیعی آزاد افزایش یافته و دمای هوای خروجی کاهش می‌یابد.

شکل ۱۰ در این شکل میزان تغییرات دمای دیوار، دمای جریان هوا در خروج از دیوار، دمای جریان هوا در داخل لایه‌های مرزی و دمای شیشه بر اساس تغییرات شدت تابش انرژی خورشیدی ترسیم



شکل ۸: تغییرات دمای قسمت‌های مختلف سیستم سرمایشی دیسکنت در نقاط (۵،۴،۳،۲) در ساعات خورشیدی



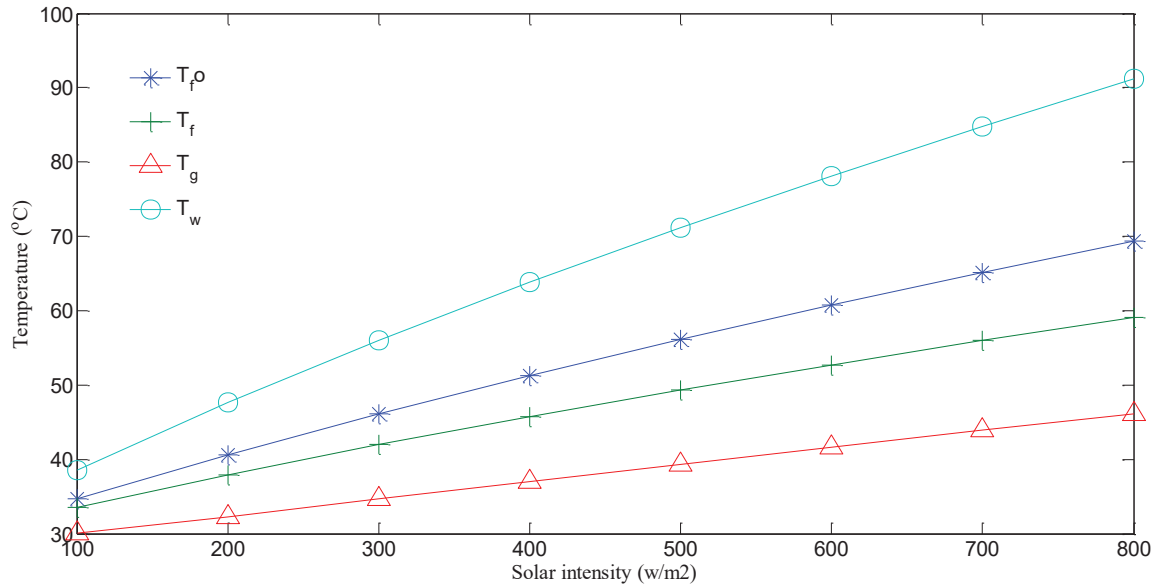
شکل ۹: تغییرات دمای هوای خروجی دیوار ترومب بر اساس فاصله دیوار و شیشه

هوای خشک و دمای حدود ۲۴ درجه سانتی‌گراد با استفاده از سیکل سرمایش دیسکنت-دیوار ترومب تعیین می‌گردد.

- مقدار مساحت دیوار در سرعت دورانی چرخ دیسکنت ۲۷ دور بر ساعت، به مقدار ۴۹ مترمربع تعیین می‌گردد.
- با در نظر گرفتن اندازه ضخامت جاذب چرخ دیسکنت

مورد نیاز دیوار ترومب بر حسب پارامترهای چرخ دیسکنت نشان داده شده است و مقادیر بهینه پارامترهای چرخ تعیین شده است. با در نظر گرفتن این پارامترهای طراحی بهینه، مساحت بهینه مورد نیاز دیوار ترومب تعیین می‌شود و نتایج به صورت لیست ارائه می‌گردد:

- شرایط آسایش با نسبت رطوبت حدود ۱۲ گرم بر کیلوگرم



شکل ۱۰: تغییرات دمای T<sub>w</sub>, T<sub>fo</sub>, T<sub>f</sub>, T<sub>g</sub> بر اساس تغییرات شدت تابش خورشیدی

ضریب انتقال حرارت (W/ m <sup>2</sup> K)	$h$	به مقدار ۰/۲ میلی‌متر، مقدار مساحت مورد نیاز دیوار به اندازه ۵۲ مترمربع تعیین می‌گردد.
آنتالپی (J/kg)	$hi$	
شدت تابش خورشیدی (W/m <sup>2</sup> )	$I$	• بر اساس نتایج شبیه‌سازی هنگامی که قطر هیدرولیکی کانال‌های عبوری هوای مرطوب از چرخ دسیکنت به مقدار ۲/۵ میلی‌متر می‌شود مقدار مساحت مورد نیاز دیوار ۵۲ مترمربع تعیین می‌گردد.
ضریب انتقال حرارت (W/ m K) رسانایی	$K$	
شاخص صافی هوا	$Kt$	
ضخامت شیشه (m)	$L$	• با افزایش دمای هوای محیط و به دلیل افزایش دمای خروجی از چرخ دسیکنت و در نتیجه انتقال حرارت توسط مبدل حرارتی به جریان هوای بازیافت، به مساحت دیوار ترومب کمتری جهت تأمین دمای احیاء لازم می‌شود.
نرخ عبور جرمی (kg/s)	$m$	
دور بر ساعت (RPH)	$N$	
عدد ناسلت	$Nu$	
فشار اشباع (Pa)	$Psat$	• با تغییر پارامترهای طراحی چرخ دسیکنت و با رسیدن به مقدار مساحت بهینه، این مساحت در مقایسه با مدل تجربی کاهش می‌یابد.
عدد پراتل	$Pr$	
انتقال حرارت (W)	$q$	
عدد رایلی	$Ra$	
ضریب جغرافیایی	$Rb$	
شدت تابش خورشیدی (W/m <sup>2</sup> )	$S$	
دما (i)	$T$	
سرعت هوای عبوری از چرخ (m/s)	$U$	
ضریب انتقال حرارت کلی	$Ut$	
		<b>فهرست علائم</b>
		<b>علائم انگلیسی</b>
		$A$ مساحت (m <sup>2</sup> )
		$Cp$ ظرفیت گرمایی ویژه (J/K)
		$Dh$ قطر هیدرولیکی کانال (mm)
		$dt$ ضخامت جاذب (mm)
		$Gsc$ ثابت خورشیدی (W/m <sup>2</sup> )

علائم یونانی			
$\alpha$	ضریب جذب	$g$	شیشه
$\beta$	زاویه تابش	$g-a$	شیشه-هوا
$\gamma$	زاویه خورشید برای سطح شیب دار	$HE$	مبدل حرارتی
$\gamma_s$	ضریب وزنی متوسط دما	$i$	شماره نقاط سیکل
$\delta$	زاویه انحراف خورشیدی	$In$	ورودی
$\varepsilon$	راندمان	$R$	برگشتی
$\theta$	زاویه ازیموت	$Rag$	بازیافت
$\mu$	گرانروی (kg/s. m)	$r$	اتاق
$\rho$	چگالی (kg /m <sup>3</sup> )	$Rg-s$	تابش از شیشه به هوا
$\sigma$	ثابت استفان بولتزمن	$Rw-g$	تابش از دیوار به شیشه
$\tau$	ضریب عبور	$.Sat$	اشباع
$\Phi$	رطوبت نسبی (%)	$S.w$	دیوار خورشیدی
$\varnothing$	زاویه سطح شیب دار	$t$	کل
$\omega$	نسبت رطوبت (gw/kg)	$w$	آب
$\omega_s$	زاویه ساعتی خورشید	$w-a$	دیوار- هوا
$\omega_{ts}$	زاویه خورشید برای سطح شیب دار	$.Wb$	حباب تر
		$W,in$	آب ورودی

### منابع

- [1] A. Kabeel, M. Abdelgaied, Solar energy assisted desiccant air conditioning system with PCM as a thermal storage medium, *Renewable Energy*, 122 (2018) 632-642.
- [2] P.F. Vandermeulen, A. Laffamme, M. Allen, R. Doody, D. Pitcher, Desiccant air conditioning systems with conditioner and regenerator heat transfer fluid loops, in, *Google Patents*, 2017.
- [3] W. Su, X. Zhang, Thermodynamic analysis of a compression-absorption refrigeration air-conditioning system coupled with liquid desiccant dehumidification, *Applied Thermal Engineering*, 115 (2017) 575-585.
- [4] O. Labban, T. Chen, A.F. Ghoniem, L.K. Norford, Next-generation HVAC: Prospects for and limitations of desiccant and membrane-based dehumidification and cooling, *Applied Energy*, 200 (2017) 330-346.

### زیرنویس‌ها

$a$	هوا
$b$	مستقیم
$CCU$	واحد کوئل سرمایشی
$.Ch$	کانال
$.Cond$	رسانایی
$.Conv$	جابجایی
$d$	پخش شده
$.Db$	حباب خشک
$EC$	کولر تبخیری
$F$	مربوط به هوای تازه
$f$	جریان
$fi$	جریان در ورودی کانال
$fo$	جریان در خروجی کانال
$G$	زمین

- Energy and buildings, 38(10) (2006) 1230-1239.
- [15] K. Sopian, M. Dezfouli, S. Mat, M. Ruslan, Solar assisted desiccant air conditioning system for hot and humid areas, *International journal of environment and sustainability*, 3(1) (2014).
- [16] Y. Sheng, Y. Zhang, Y. Sun, G. Ding, Thermodynamic analysis of desiccant wheel coupled to high-temperature heat pump system, *Science and Technology for the Built Environment*, 21(8) (2015) 1165-1174.
- [17] J. Nie, Z. Li, W. Hu, L. Fang, Q. Zhang, Theoretical modelling and experimental study of air thermal conditioning process of a heat pump assisted solid desiccant cooling system, *Energy and Buildings*, 153 (2017) 31-40.
- [18] J. Wrobel, P.S. Walter, G. Schmitz, Performance of a solar assisted air conditioning system at different locations, *Solar Energy*, 92 (2013) 69-83.
- [19] J. Woods, E. Kozubal, A desiccant-enhanced evaporative air conditioner: numerical model and experiments, *Energy Conversion and Management*, 65 (2013) 208-220.
- [20] F. Stazi, A. Mastrucci, C. di Perna, The behaviour of solar walls in residential buildings with different insulation levels: an experimental and numerical study, *Energy and Buildings*, 47 (2012) 217-229.
- [21] T. Zhang, X. Liu, J. Liu, Performance investigation and exergy analysis of air-handling processes using liquid desiccant and a desiccant wheel, *Science and Technology for the Built Environment*, 23(1) (2017) 105-115.
- [22] Y. Li, S. Liu, Numerical study on thermal behaviors of a solar chimney incorporated with PCM, *Energy and Buildings*, 80 (2014) 406-414.
- [23] J.-H. Mun, D.-S. Jeon, Y.-L. Kim, S.-C. Kim, A study on the regeneration performance characteristics of an internally heated regenerator in a liquid desiccant system, *Journal of Mechanical Science and technology*, 30(3) (2016) 1343-1349.
- [24] W.P. Jones, *Air conditioning engineering*, [5] H.C. Duong, F.I. Hai, A. Al-Jubainawi, Z. Ma, T. He, L.D. Nghiem, Liquid desiccant lithium chloride regeneration by membrane distillation for air conditioning, *Separation and Purification Technology*, 177 (2017) 121-128.
- [6] A. Zouaoui, L. Zili-Ghedira, S.B. Nasrallah, Open solid desiccant cooling air systems: A review and comparative study, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54 (2016) 889-917.
- [7] M.M. Rafique, P. Gandhidasan, L.M. Al-Hadhrami, S. Rehman, Energy, exergy and anergy analysis of a solar desiccant cooling system, *Journal of Clean Energy Technologies*, 4(1) (2016) 78-83.
- [8] W. Gao, W. Worek, V. Konduru, K. Adensin, Numerical study on performance of a desiccant cooling system with indirect evaporative cooler, *Energy and Buildings*, 86 (2015) 16-24.
- [9] G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso, Experimental assessment of the energy performance of a hybrid desiccant cooling system and comparison with other air-conditioning technologies, *Applied Energy*, 138 (2015) 533-545.
- [10] R. Tu, X.-H. Liu, Y. Jiang, Performance analysis of a two-stage desiccant cooling system, *Applied Energy*, 113 (2014) 1562-1574.
- [11] S. El-Agouz, A. Kabeel, Performance of desiccant air conditioning system with geothermal energy under different climatic conditions, *Energy Conversion and Management*, 88 (2014) 464-475.
- [12] Y. Abbassi, E. Baniasadi, H. Ahmadikia, Comparative performance analysis of different solar desiccant dehumidification systems, *Energy and Buildings*, 150 (2017) 37-51.
- [13] M.J. Goldsworthy, S. Alessandrini, S.D. White, Superheated Steam Regeneration of a Desiccant Wheel—Experimental Results and Comparison with Air Regeneration, *Drying Technology*, 33(4) (2015) 471-478.
- [14] F.E. Nia, D. Van Paassen, M.H. Saidi, Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning,

- Experimental investigations on solar chimney for room ventilation, *Solar Energy*, 80(8) (2006) 927-935.
- [28] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, John Wiley & Sons, 2013.
- [29] A. Kodama, T. Hirayama, M. Goto, T. Hirose, R. Critoph, The use of psychrometric charts for the optimisation of a thermal swing desiccant wheel, *Applied Thermal Engineering*, 21(16) (2001) 1657-1674.
- Routledge, 2007.
- [25] V. Khalajzadeh, M. Farmahini-Farahani, G. Heidarinejad, A novel integrated system of ground heat exchanger and indirect evaporative cooler, *Energy and Buildings*, 49 (2012) 604-610.
- [26] A. Fouda, Z. Melikyan, A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, *Applied Thermal Engineering*, 31(5) (2011) 932-936.
- [27] J. Mathur, N. Bansal, S. Mathur, M. Jain,