



## Dynamic Simulation of Desiccant Cooling System with Simultaneously Using Solar and Ground Renewable Energies in Hot-Humid Regions

S. Rayegan, G. H. Heidarnejad\*, H. Pasdarshahri

Faculty of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

**ABSTRACT:** This paper presents the dynamic operation of a desiccant cooling system combined with solar and ground source energies. Solar energy is used for providing the required energy for regenerating the desiccant wheel, and the ground source heat exchanger is exploited as an air pre-cooling component. The potential of the system in providing thermal comfort is assessed in hot-humid regions. Results reveal that this system is capable of providing thermal comfort in these regions with low-grade regeneration temperatures (lower than 75 °C). As a new perspective, the maximum value of the desiccant wheel regeneration temperature is controlled. The effect of the desiccant wheel performance and its maximum regeneration temperature is evaluated on the behavior of the system. With results, high performance desiccant wheel increases the provided thermal comfort up to 40% and the contribution of solar energy up to 14% compared with its low performance. Reducing the maximum regeneration temperature to 50 °C, decreases the achieved thermal comfort to lower than 30%. Ground source heat exchanger enhances the thermal comfort and a specified level of that can be provided with lower regeneration temperatures. The economical assessment shows that in entirely provided thermal comfort conditions by the system, the payback period is calculated to be 8.2 years.

### Review History:

Received: Aug. 19, 2019

Revised: Sep. 25, 2019

Accepted: Dec. 09, 2019

Available Online: Dec. 26, 2019

### Keywords:

Desiccant cooling system

Solar energy

Ground source heat exchanger

Dynamic performance

### 1. Introduction

Around 40% of consumed energy in the world is used in buildings, and approximately 50-60% of energy in buildings is devoted to Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) systems [1,2]. Cooling systems composed of compressors are commonly employed in hot and humid regions [3]. These systems consume a high level of electricity and have damaged the environment in recent years. Therefore, conventional cooling systems are significantly recommended to be substituted by systems with lower energy demands.

Desiccant cooling systems have been shown to have a high usage potential in hot and humid regions and can be a favorable alternative for the conventional cooling systems that are commonly used in these regions [4,5]. Desiccant cooling systems consume much lower energy compared to conventional cooling systems and are able to be integrated with renewable energies successfully [6]. Several previous pieces of research integrated the desiccant cooling system with ground source energy and eventually concluded that the cooling potential of the system was enhanced dramatically [7,8].

The main goal of this study is to introduce a novel configuration of a desiccant cooling system where solar and ground cycles are implemented simultaneously. The base configuration of the system presented here was first introduced by Uçkan et al. [9]. In this system, solar energy is used as an auxiliary source to provide required energy for the regeneration of the desiccant wheel while ground source

energy is employed as a pre-cooling component to assist the main cooling component in the system, Direct Evaporative Cooler (DEC).

### 2. Methodology

The cooling system studied here is shown in Fig. 1.

As is seen in Fig. 1, the cooling system is divided into the process section and the regeneration section. In the process section, the process air humidity reduces in the Desiccant Wheel (DW) and then enters the cooling equipment. Cooling types of equipment are Ground Source Heat Exchanger

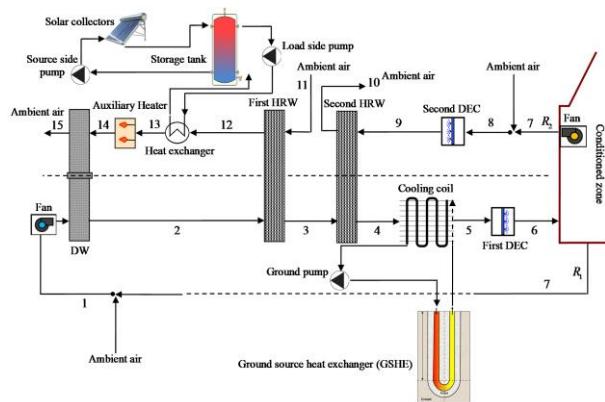
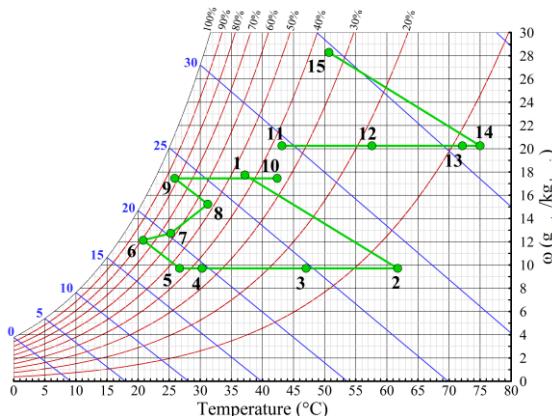


Fig. 1. The proposed desiccant cooling system studied in this research

\*Corresponding author's email: gheidari@modares.ac.ir



Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode>.



**Fig. 2. The cooling system state points on a psychrometric chart**

(GSHE), cooling coil, and direct DEC. In the regeneration section, the ambient air is warmed up to get to the required temperature to regenerate the DW. Solar loop and auxiliary heater are used to provide the energy required for regeneration process.

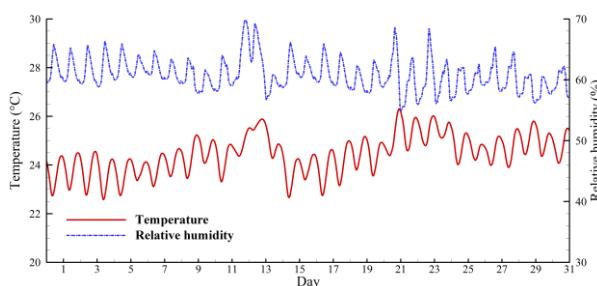
The primary responsibility of the GSHE in the system is to reduce the process air wet-bulb temperature before entering the DEC, thereby increasing the cooling potential of the DEC and eventually the cooling potential of the system. Fig. 2 clearly illustrates the cooling system state points on a psychrometric chart.

TRNSYS software is used to conduct dynamic simulations. As a case study, the weather condition of Bushehr (a city located in the south of Iran with a hot and humid climate) is employed in simulations.

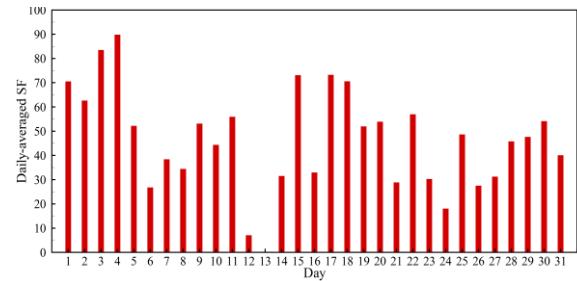
### 3. Results and Discussion

Simulations are performed during July because this month is the hottest month of Bushehr. So if the system was successful, it could be concluded that the system is applicable through a cooling season. Fig. 3 shows the variation in the indoor temperature and relative humidity during July.

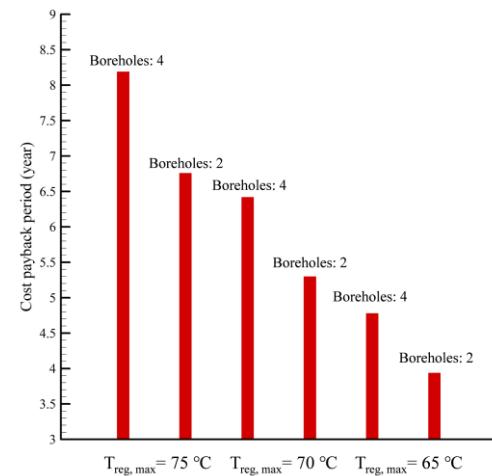
As it is observable, the system is able to establish thermal comfort during the worst month. It is essential to investigate the contribution of solar energy to the regeneration process, called Solar Fraction (SF). Fig. 4 illustrates the daily-averaged SF during the month. Around a half portion of the energy



**Fig. 3. Indoor temperature and relative humidity during July**



**Fig. 4. Daily-averaged SF during the month**



**Fig. 5. Daily-averaged SF during the month**

required for the regeneration can be supplied by solar energy.

The economic assessment of the system is done to prove that the system is economically reasonable. This analysis is performed based on using different numbers of the ground borehole and the maximum value of the required regeneration temperature to obtain the payback period. Fig. 5 shows the calculated payback period versus different number of ground boreholes and maximum regeneration temperature. Based on the figure, the system is economically applicable.

### 4. Conclusions

The main conclusions are listed below:

- The cooling system successfully provides thermal comfort in hot and humid regions.
- The GSHE dramatically improves the level of thermal comfort provided.
- A significant portion of the energy required for the regeneration process can be supplied by solar energy.
- This system is an interesting alternative for conventional cooling systems.

### References

- [1] O. Masoso, L.J. Grobler, The dark side of occupants' behaviour on building energy use, Energy and buildings, 42(2) (2010) 173-177.

- [2] A.M. Omer, Renewable building energy systems and passive human comfort solutions, *Renewable and sustainable energy reviews*, 12(6) (2008) 1562-1587.
- [3] S. Delfani, J. Esmaeelian, H. Pasdarshahri, M. Karami, Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in Iran, *Energy and Buildings*, 42(11) (2010) 2169-2176.
- [4] A. Heidari, R. Roshandel, V. Vakiloroaya, An innovative solar assisted desiccant-based evaporative cooling system for co-production of water and cooling in hot and humid climates, *Energy Conversion and Management*, 185 (2019) 396-409.
- [5] A. Asadi, B. Roshanzadeh, Improving performance of two-stage desiccant cooling system by analyzing different regeneration configurations, *Journal of Building Engineering*, 25 (2019) 100807.
- [6] Y. Abbassi, E. Baniasadi, H. Ahmadikia, Comparative performance analysis of different solar desiccant dehumidification systems, *Energy and Buildings*, 150 (2017) 37-51.
- [7] 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.
- [8] G. Heidarinejad, V. Khalajzadeh, S. Delfani, Performance analysis of a ground-assisted direct evaporative cooling air conditioner, *Building and Environment*, 45(11) (2010) 2421-2429.
- [9] İ. Uçkan, T. Yılmaz, E. Hürdoğan, O. Büyükalaca, Experimental investigation of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system, *Energy conversion and management*, 65 (2013) 606-615.

**HOW TO CITE THIS ARTICLE**

*S. Rayegan, G. H. Heidarinejad, H. Pasdarshahri, Dynamic Simulation of Desiccant Cooling System with Simultaneously Using Solar and Ground Renewable Energies in Hot-Humid Regions, Amirkabir J. Mech Eng., 53(3) (2021) 371-374.*

DOI: [10.22060/mej.2019.16938.6478](https://doi.org/10.22060/mej.2019.16938.6478)







## شبیه‌سازی پویای خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت با استفاده همزمان از انرژی‌های تجدیدپذیر خورشیدی و زمینی در آب و هوای گرم و مرطوب

سعید رایگان، قاسم حیدری نژاد\*، هادی پاسدار شهری

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران.

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۵/۲۸

بازنگری: ۱۳۹۸/۰۷/۰۳

پذیرش: ۱۳۹۸/۰۹/۱۸

ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۱۰/۰۵

### کلمات کلیدی:

خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت

انرژی خورشیدی

مبدل منع زمینی

عملکرد پویا

**خلاصه:** در این مقاله، عملکرد پویای خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت و ترکیب شده با انرژی‌های خورشیدی و منبع زمینی ارائه می‌شود. از انرژی خورشیدی به منظور فراهم آوری حرارت مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت و از مبدل منع زمینی به عنوان پیش خنک کن کنندۀ است. پتانسیل خنک‌کننده در برقراری آسایش حرارتی در آب و هوای گرم و مرطوب ارزیابی شده است. نتایج نشان می‌دهند که این خنک‌کننده می‌تواند با دمای احیاء پایین (پایین‌تر از ۷۵ درجه سلسیوس) آسایش حرارتی را در این مناطق برقرار کند. به عنوان رویکردی جدید، بیشینه دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت کنترل شده است. تأثیر عملکرد چرخ دسیکنت و بیشینه دمای احیاء آن بر رفتار خنک‌کننده بررسی شده است. بر اساس نتایج، عملکرد قوی چرخ دسیکنت آسایش حرارتی را تا ۴۰ درصد و سهم انرژی خورشیدی را تا ۱۶ درصد نسبت به عملکرد ضعیف آن افزایش می‌دهد. با کاهش بیشینه دمای احیاء تا ۵۰ درجه سلسیوس، آسایش حرارتی برقرار شده به کمتر از ۳۰ درصد کاهش می‌یابد. استفاده از مبدل منع زمینی آسایش حرارتی را بهبود می‌بخشد و درصد مشخصی از آسایش حرارتی با دمای احیاء پایین‌تر برقرار می‌شود. تحلیل اقتصادی نشان می‌دهد که در شرایط برقراری کامل آسایش حرارتی توسط خنک‌کننده، زمان بازپرداخت برابر با ۸/۲ سال می‌باشد.

### ۱- مقدمه

مورد توجه پژوهشگران متعددی قرار گرفته است. خنک‌کننده تبخیری مستقیم<sup>۱</sup>، تجهیزاتی با مصرف انرژی پایین هستند. معایب این نوع خنک‌کننده‌ها می‌تواند عدم کارایی‌شان در مناطق مرطوب باشد. با کاهش دادن رطوبت هوای بیرون، پتانسیل این خنک‌کننده‌ها نیز بالا می‌رود. از این رو ایده خنک‌کننده‌های ترکیبی<sup>۲</sup> مطرح است که در آن تجهیزهای مختلفی به کار گرفته می‌شوند تا ضمن کاهش رطوبت هوای فرآیند<sup>۳</sup>، دمای آن را نیز برای برقراری آسایش حرارتی مهیا کند. چرخ دسیکنت جام<sup>۴</sup> سیستمی است که رطوبت هوای کاهش می‌دهد و به عبارتی پتانسیل استفاده از خنک‌کننده تبخیری را افزایش می‌دهد. چرخ دسیکنت توان با کاهش رطوبت هوای دمای آن را افزایش می‌دهد. بنابراین به منظور جبران دمای افزایش یافته به تجهیزاتی مانند خنک‌کننده تبخیری مستقیم

بررسی‌ها نشان می‌دهند که حدود ۴۰ درصد از انرژی مصرفی در کل جهان در ساختمان‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱] و همچنین حدود ۵۰ تا ۶۰ درصد مصرف انرژی در ساختمان‌ها به سیستم‌های تهویه اختصاص داده شده است [۲]. در مناطق گرم و مرطوب، معمولاً از سیستم‌های خنک‌کننده متداول دارای کمپرسور به منظور برقراری آسایش حرارتی استفاده می‌شود [۳]. سیستم‌های خنک‌کننده دارای کمپرسور دارای مصرف برق بالا می‌باشند و در سال‌های اخیر در انتشار گازهای کلروفولوئوروکربن<sup>۵</sup> نقش عمده‌ای داشته‌اند. بر همین اساس، جایگزین کردن سیستم‌های خنک‌کننده متداول با سیستم‌هایی که دارای مصرف انرژی پایین‌تر می‌باشند بسیار با اهمیت است. همچنین بهره‌گیری از انرژی‌های تجدیدپذیر در سیستم‌های تهویه مطبوع، ایده‌ای جالب است که علاوه بر کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی، دارای فواید متعددی از جمله حفظ محیط زیست نیز می‌باشد که

1 ChloroFluoroCarbons (CFC)

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ghelidari@modares.ac.ir

2 Direct Evaporative Coolers (DECs)

3 Combined cooling systems

4 Solar Fraction (SF)

5- Solid Desiccant Wheel (solid DW)t

حقوق مؤلفین به نویسنده‌گان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمائید.



پرداختند. در این سیستم، ابتدا دمای هوا پس از عبور از کویل سرمایشی<sup>۶</sup> مبدل منبع زمینی کاهش یافته و سپس وارد خنک‌کننده تبخیری مستقیم می‌شود. آن‌ها از مبدل منبع زمینی به عنوان پیش خنک‌کن هوا استفاده کرده و نشان دادند که دمای هوا فرآیند در کویل سرمایشی حدوداً ۸-۷ درجه سلسیوس کاهش می‌یابد. آن‌ها نتیجه‌گیری کردند که اعمال این فرآیند پیش خنک‌کن، پتانسیل سیستم خنک‌کننده تبخیری مستقیم را بهبود می‌بخشد. افزایش پتانسیل آن به این دلیل بود که دمای تر هوای فرآیند قبل از ورود به خنک‌کننده تبخیری کاهش یافته است. ال آگز و کابیل [۱۰] به شبیه‌سازی سیستم سرمایشی متشکل از مبدل منبع زمینی و چرخ دسیکنت در شرایط پایا پرداختند. آن‌ها با آنالیز حساسیت، تغییرات ضریب عملکرد سیستم نسبت به دما و رطوبت هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که این سیستم می‌تواند دمای هوا محیط را تقریباً ۲۱-۱۳ درجه سلسیوس قبل از ورود به محیط تحت تهویه کاهش دهد.

عباسی و همکاران [۱۱] به مقایسه ضریب عملکرد و بازده اگررژی چند پیکربندی<sup>۷</sup> مختلف از خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت با احیاء کننده خورشیدی پرداختند. آن‌ها نشان دادند که تغییرات دما و رطوبت هوای محیط بسیار بر عملکرد سیستم تأثیرگذار است. همچنین نشان دادند که بیشترین مقدار ضریب عملکرد سیستم و بازده اگررژی برای پیکربندی دانکل<sup>۸</sup> به دست می‌آید که به ترتیب ۰/۶ و ۳۵ درصد می‌باشد. پاندلیدیس و همکاران [۱۲] به بررسی سیستم ترکیبی متشکل از چرخ دسیکنت و خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم مایسوتنسکو<sup>۹</sup> پرداختند. آن‌ها از خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم با دو هدف آماده سازی هوای فرآیند قبل از ورود به محیط تهویه شده و همچنین پیش خنک‌کن هوا فرآیند قبل از ورود به چرخ دسیکنت مورد استفاده قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که استفاده از خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم به عنوان پیش خنک کن هوای احیاء لازم چرخ را می‌تواند تا ۴۰ درجه سلسیوس نسبت به حالتی که پیش خنک کن ندارد کاهش دهد. اسدی و روشن زاده [۱۳] به شبیه‌سازی عددی خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت دو

یا سایر خنک‌کننده‌ها نیاز است. از طرفی چرخ دسیکنت نیاز به منبع گرما برای احیاء<sup>۱</sup> مواد جاذب خود دارد. این گرما می‌تواند از تجهیزات متفاوتی از جمله انرژی خورشید تأمین شود [۴].

اوکان و همکاران [۵] پیکربندی<sup>۲</sup> جدیدی از سیستم خنک‌کننده متشکل از چرخ دسیکنت و خنک‌کننده تبخیری مستقیم را طراحی کردند. آن‌ها نشان دادند که این پیکربندی جدید دارای پتانسیل برقراری آسایش حرارتی در آب و هوای گرم و مرطوب می‌باشد. آن‌ها با اضافه کردن چرخ بازیافت حرارت، عملکرد سیستم را نسبت به سیستم‌های پیشین بهبود بخشیدند. بدین صورت که آن‌ها به جای رها کردن هوای احیاء خروجی از چرخ دسیکنت به محیط بیرون، با افزودن چرخ بازیافت حرارت<sup>۳</sup> از گرمای آن استفاده کرده تا انرژی مورد نیاز به منظور احیاء چرخ دسیکنت کاهش یابد. شهرزاد و همکاران [۶] سیستم سرمایشی متشکل از چرخ دسیکنت و خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم را مورد آزمایش قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که استفاده از این ترکیب ضریب عملکرد سیستم را حدود ۶۰ درصد نسبت به حالت اولیه بررسی شده توسط آن‌ها افزایش می‌دهد. چودهاری و همکاران [۷] سیستم سرمایشی ترکیبی چرخ دسیکنت با احیاء کننده خورشیدی و با بهره‌وری از خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم را آزمایش کردند. آن‌ها نشان دادند که سیستم بررسی شده دارای ضریب عملکرد متوسط ۹۱/۰ و میانگین سهم انرژی خورشیدی<sup>۴</sup> (سهم انرژی خورشیدی به منظور احیاء چرخ دسیکنت) ۷۰ درصد می‌باشد. همچنین نشان دادند که این سیستم توانایی برقراری آسایش حرارتی در مناطق نیمه گرمسیری را دارا می‌باشد. چن و همکاران [۸] تأثیر پیش خنک کردن هوای فرآیند را قبل از ورود به چرخ دسیکنت مورد آزمایش قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که پیش خنک کردن هوا قبل از ورود به چرخ دسیکنت منجر به افزایش ظرفیت چرخ دسیکنت در جذب رطوبت می‌شود.

برخی از پژوهشگران به استفاده از مبدل منبع زمینی<sup>۵</sup> به عنوان پیش خنک کن هوای فرآیند در سیستم‌های خنک‌کننده ترکیبی پرداختند. حیدری نژاد و همکاران [۹] به شبیه‌سازی عددی سیستم متشکل از مبدل منبع زمینی و خنک‌کننده تبخیری مستقیم

1 Regeneration

2 Configuration

3 Heat Recovery Wheel (HRW)

4 Solar Fraction (SF)

5 Ground Source Heat Exchanger (GSHE)

6 Cooling coil

7 Configuration

8 Dunckle configuration

9 Maisotsenko

و بازده سیستم، باید عملکرد چرخ دسیکن特 بهبود یابد. با توجه به مطالعات پیشین، عملکرد پویایی<sup>۲</sup> خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکن特 توانم با استفاده همزمان از انرژی‌های تجدیدپذیر خورشیدی و منبع زمینی توسط پژوهشگران بسیار محدودی مطالعه شده است. همچنین مطالعات دربرگیرنده سیستم‌های ترکیبی متشكل از چرخ دسیکن特 و مبدل منبع زمینی بسیار محدود است. قابل ذکر است که دما و رطوبت هوای بیرون، تشعشع خورشید و رفتار مبدل منبع زمینی با زمان متغیر است که هر کدام می‌توانند به میزان قابل توجهی بر رفتار سیستم سرمایشی تأثیر گذار باشند. بنابراین، بررسی عملکرد پویایی سیستم سرمایشی نتایجی دقیق و واقعی را حاصل می‌کند. به منظور تکمیل مطالعات پیشین، در پژوهش حاضر پیکربندی مشخصی از خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکن特 متشكل از چرخ دسیکن特 و خنک‌کننده تبخیری مستقیم به پیکربندی جدیدی توسعه داده شده است که در آن به طور همزمان از چرخه خورشیدی و از مبدل منبع زمینی استفاده شده است. از انرژی خورشیدی به عنوان یک منبع کمکی برای فراهم آوردن انرژی مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکن特 و از انرژی منبع زمینی به عنوان یک منبع پیش خنک‌کن هوا با هدف کمک به خنک‌کننده تبخیری مستقیم استفاده شده است. قابل ذکر است که به منظور نشان دادن پتانسیل بالای سیستم توسعه داده شده، عملکرد سیستم در آب و هوایی گرم و مرتبط مورد ارزیابی قرار گرفته است. در نهایت تحلیل اقتصادی خنک‌کننده پیشنهادی صورت گرفته است تا نشان دهنده توجیه‌پذیری اقتصادی آن باشد.

پژوهشگران بسیار محدودی به بررسی تأثیر استفاده از انرژی منبع زمینی بر میزان آسایش حرارتی برقرار شده در محیط تحت تهییه پرداخته‌اند. بنابراین به منظور تکمیل مطالعات پیشین، در این پژوهش به بررسی تأثیر استفاده از مبدل منبع زمینی بر آسایش حرارتی برقرار شده پرداخته شده است و با حالت عدم استفاده از مبدل منبع زمینی مقایسه شده است.

از نرم‌افزار ترنسیس برای شبیه‌سازی گذرای خنک‌کننده توسعه داده شده استفاده شده است زیرا این نرم‌افزار دارای قابلیت بالایی در شبیه‌سازی پویایی سیستم‌های پیچیده می‌باشد و توسط پژوهشگران متعددی در این زمینه مورد استفاده قرار گرفته است.

مرحله‌ای (متشكل از دو چرخ دسیکن特) پرداختند. آن‌ها نشان دادند که سیستم‌های دو مرحله‌ای دارای قابلیت بالاتری در جذب رطوبت هوا نسبت به سیستم‌های تک مرحله‌ای هستند. آن‌ها به جای در نظر گرفتن دماهای احیاء یکسان برای دو چرخ دسیکن特، مجموعه‌ای از دماهای احیاء مختلف برای آن دو در نظر گرفتند. در نهایت نشان دادند که با این روش، ضریب عملکرد سیستم می‌تواند تا ۱۵ درصد افزایش یابد. حیدری و همکاران [۱۴] به بررسی خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنست ترکیب شده با پمپ حرارتی پرداختند. آن‌ها نشان دادند که رطوبت موجود در هوای احیاء خروجی از چرخ دسیکنست می‌تواند مجدداً مورد بهره‌وری قرار گیرد. به طوری که بتوان از آن آب مورد نیاز را برای خنک‌کننده تبخیری مستقیم تأمین کرد. آن‌ها نشان دادند که با استفاده از این ترکیب می‌توان میزان انتشار گاز کربن دی اکسید<sup>۱</sup> را در مقایسه با خنک‌کننده‌های جاذب رطوبت دسیکنست متداول تا حدود ۴۲ درصد کاهش داد.

بارسچینو و همکاران [۱۵] با استفاده از نرم افزار ترنسیس به شبیه‌سازی پویای خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنست ترکیب شده با چیلر پرداختند. از جمله نکات مهم پژوهش آن‌ها در نظر گرفتن ماده رطوبت جدید در چرخ دسیکنست بود و نشان دادند که این ماده جدید ظرفیت جذب رطوبت را حدود ۶ برابر نسبت به مواد جاذب رطوبت متداول افزایش می‌دهد. تو و ونگ [۱۶] در شرایط پایا به بررسی خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنست چند مرحله‌ای پرداختند. به عبارتی آن‌ها از چندین چرخ دسیکنست استفاده کردند. از جمله نکات بر جسته پژوهش آن‌ها در نظر گرفتن چندین منبع حرارتی مختلف به منظور احیاء چرخ‌های دسیکنست بود. در نهایت آن‌ها برای هر کدام از منابع حرارتی بررسی شده، پیکربندی بهینه را پیشنهاد دادند. حیدری و همکاران [۱۷] به شبیه‌سازی گذاری خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنست و ترکیب شده با سیستم ازکتور پرداختند. آن‌ها در نتایج خود نشان دادند که این ترکیب در مقایسه با سیستم‌های سرمایشی متداول دارای حدود ۸۴ درصد کاهش مصرف انرژی می‌باشد. کالیسکان و همکاران [۱۸] به آنالیز انرژی و اگزرژی خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنست پرداختند. آن‌ها نشان دادند که از میان تمامی اجزاء قرار گرفته در این سیستم ترکیبی، چرخ دسیکنست دارای بیشترین برگشت ناپذیری می‌باشد و به منظور افزایش عملکرد

۲. چرخ دسیکنت می‌تواند دارای عملکرد قوی، متوسط و ضعیف باشد [۱۷]. پژوهشگران بسیار محدودی به بررسی عملکرد چرخ دسیکنت بر رفتار سیستم سرمایشی پرداخته‌اند. بنابراین به منظور تکمیل مطالعات صورت گرفته، به بررسی تأثیر عملکرد چرخ دسیکنت بر آسایش حرارتی برقرار شده، سهم انرژی خورشیدی در احیاء، انرژی مصرف شده در احیاء، ضریب عملکرد خنک‌کننده توسعه داده شده و آب مصرف شده توسط خنک‌کننده پرداخته شده است.

## ۲- شرح خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توسعه داده شده

از جمله مهم‌ترین اجزای خنک‌کننده سرمایشی توسعه داده شده در این پژوهش می‌توان به چرخ دسیکنت جامد، چرخ بازیافت حرارت، خنک‌کننده تبخیری مستقیم، مبدل منبع زمینی، کلکتور خورشیدی و تانک ذخیره<sup>۳</sup> اشاره کرد. قابل ذکر است که پیکربندی پایه مورد استفاده در این پژوهش توسط اوکان و همکاران [۵] مطرح گردیده است. در شکل ۱، خنک‌کننده توسعه داده شده در این پژوهش و

سایر اهداف و نوآوری‌های این پژوهش به شرح زیر است:

۱. در این پژوهش نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت<sup>۱</sup> به عنوان پارامتر رودی و ثابت در نظر گرفته شده است که در نهایت میزان دمای احیاء لازم برای برقراری آن به دست خواهد آمد. از این روش به منظور شبیه‌سازی رفتار چرخ دسیکنت در خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توسط پژوهشگران متعددی استفاده شده است [۱۱ و ۱۴ و ۱۶]. در پژوهش حاضر، دیدگاهی جدید به منظور کنترل دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت در نظر گرفته شده است. در این دیدگاه، بیشینه دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت مقدار مشخصی در نظر گرفته شده است. بدین معنا که در تمامی بازه زمانی شبیه‌سازی گذرای سیستم، دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت از حد مشخصی تجاوز نمی‌کند. به منظور نشان دادن تأثیر قابل توجه بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت بر عملکرد سیستم، به بررسی تأثیر آن بر آسایش حرارتی برقرار شده، سهم انرژی خورشیدی در احیاء، انرژی مصرف شده در احیاء، ضریب عملکرد خنک‌کننده توسعه داده شده و آب مصرف شده توسط خنک‌کننده پرداخته شده است.

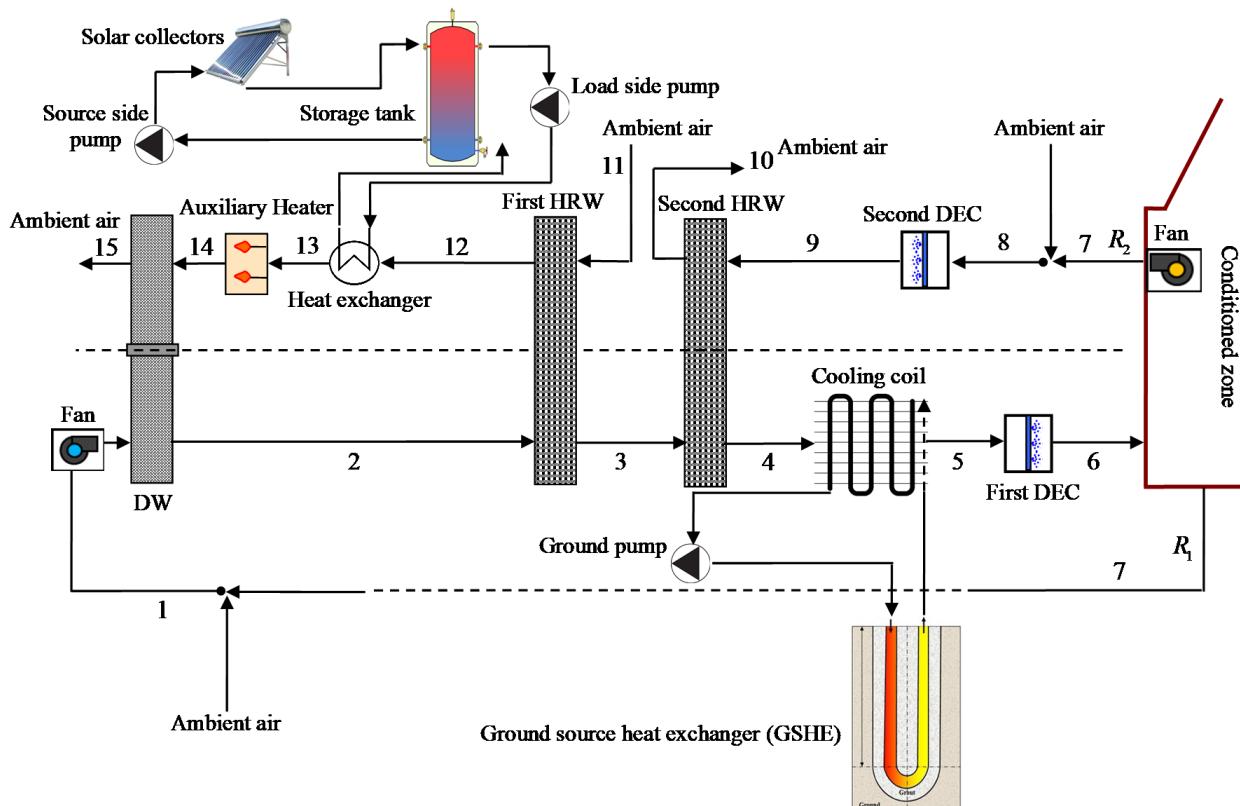


Fig. 1. The extended desiccant cooling system in the current research with simultaneous present of ground source energy and solar loop

شکل ۱: خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توسعه داده شده در این پژوهش با حضور هم‌زمان مبدل منبع زمینی و چرخه خورشیدی

2 Storage tank

1 Process air humidity ratio at the DW's outlet

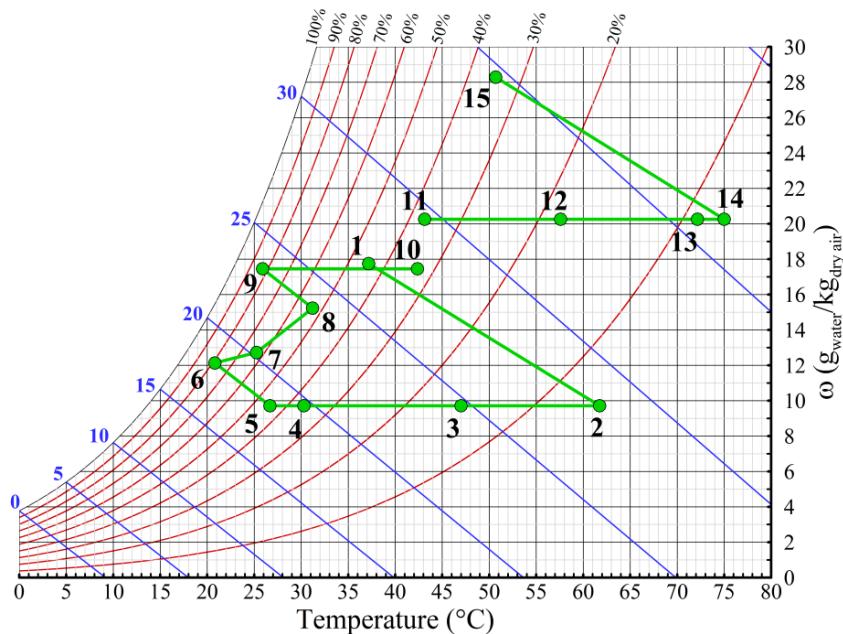


Fig. 2. The extended cooling system state points on a psychrometric chart

شکل ۲: نقاط فرآیند خنک‌کننده توسعه داده شده در نمودار سایکرومتریک

این پژوهش، نسبت  $33/0$  به عنوان نسبت هوای برگشتی از محیط تهویه شده استفاده شده است [۱۸]. قابل ذکر است که دبی یکسانی برای هوای فرآیند و احیاء در نظر گرفته شده است. در ادامه با توجه به شکل‌های ۱ و ۲، عملکرد خنک‌کننده معرفی شده به طور دقیق مورد بررسی قرار می‌گیرد.

در بخش فرآیند، هوای مخلوط شده از محیط بیرون و هوای برگشتی از ساختمان (جريان هوا در نقطه ۱) وارد چرخ دسیکنت شده و نسبت رطوبت آن کاهش می‌یابد و از طرفی دمای آن افزایش می‌یابد. حال هوای فرآیند با نسبت رطوبت پایین که دارای دمای بالای نیز است، (جريان هوا در نقطه ۲)، وارد چرخ بازیافت حرارت اول شده و دمای آن کاهش می‌یابد. لازم به ذکر است که در این چرخ تنها انتقال حرارت محسوس در نظر گرفته شده است و بنابراین نسبت رطوبت هوا در چرخ بازیافت تغییر نمی‌کند. در ادامه جريان هوای فرآیند (جريان هوا در نقطه ۳) وارد چرخ بازیافت حرارت دوم شده و مشابه فرآیند قبلی، دمای آن طی فرآیند (جريان هوا در نقطه ۴)، وارد کاهش می‌یابد. سپس، هوای فرآیند (جريان هوا در نقطه ۴)، وارد کویل سرمایشی مبدل منبع زمینی شده و دمای آن با توجه به دمای آب خروجی از مبدل عمودی منبع زمینی<sup>۳</sup> که وارد کویل می‌شود کاهش می‌یابد. قابل ذکر است که هدف استفاده از مبدل منبع زمینی،

همچنین در شکل ۲، نقاط فرآیند مشخص شده خنک‌کننده در نمودار سایکرومتریک نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱، خنک‌کننده جاذب رطوبت به دو قسمت کلی فرآیند و احیاء قابل تقسیم است. در بخش فرآیند، رطوبت هوا ابتدا در چرخ دسیکنت کاهش خواهد یافت و سپس وارد تجهیزات خنک‌کننده می‌شود. تجهیزات خنک‌کننده شامل کویل سرمایشی مبدل منبع زمینی و خنک‌کننده تبخیری مستقیم است. در نهایت هوا فرآیند با دما و رطوبت مناسب آماده ورود به محیط تهویه<sup>۱</sup> خواهد شد. از طرفی در بخش احیاء، به هوا گرما داده می‌شود تا دمای آن به میزان دمای لازم برای احیاء چرخ دسیکنت برسد. از چرخه خورشیدی و گرمکن کمکی<sup>۲</sup> به منظور فراهم آوری انرژی مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت استفاده شده است. همچنین از آب به عنوان یک سیال در دسترس به منظور گردش در چرخه خورشیدی و چرخه مبدل منبع زمینی استفاده شده است. با توجه به این شکل،  $R_1$  و  $R_2$  کسر دبی هوای بازگشتی از محیط تهویه شده است که با هوا می‌محیط بیرون ترکیب شده و به ترتیب وارد بخش فرآیند و بخش احیاء خنک‌کننده می‌شوند. نسبت  $R_2/R_1$  (نسبت هوای برگشتی) در سیستم‌های تهویه مطبوع می‌تواند مقادیر مختلفی داشته باشد. در

1 Conditioned zone

2 Auxiliary heater

3 Vertical Ground Source Heat Exchanger (vertical GSHE)

## ۱-۲- کنترل کننده‌های استفاده شده

از دو کنترل کننده اصلی به منظور عملکرد صحیح سیستم استفاده شده است. از کنترل کننده دیفرانسیلی<sup>۲</sup> در چرخه خورشیدی استفاده شده است تا تضمین کننده آن باشد که پمپ بخش منبع<sup>۳</sup> (شکل ۱ مشاهده شود) زمانی که میزان کافی از تابش خورشیدی در دسترس است روشن خواهد شد. در غیر این صورت، پمپ گردش آب در کلکتورها روشن خواهد شد. این کنترلر اختلاف دمای آب را در خروجی از آخرين کلکتور و خروجی از تانک ذخیره که به سمت کلکتورها جریان دارد را کنترل کرده و اگر این اختلاف دما بیشتر از مقدار مشخصی باشد، سیگنال روشن شدن پمپ صادر خواهد شد. از این منطق در پژوهش‌های مختلفی استفاده شده است [۱۹].

همچنین از کنترل کننده دیفرانسیلی در چرخه زمینی<sup>۴</sup> استفاده شده است که دما هوای فرآیند را در خروجی از چرخ بازیافت حرارت دوم (جریان هوا در نقطه ۴ در شکل ۱) و دمای آب خروجی از مبدل منبع زمینی که وارد به کویل سرمایشی می‌شود را کنترل کند. از این کنترلر بدین منظور استفاده شده است که این اطمینان حاصل شود که آب ورودی به کویل سرمایشی قادر به کاهش دمای هوا فرآیند است و از افزایش دمای آن به جای کاهش آن جلوگیری کند.

## ۲-۲- طرح‌های شبیه‌سازی<sup>۵</sup>

در این بخش به طرح‌های شبیه‌سازی و اهداف مهمی که در نتایج دنبال می‌شوند اشاره خواهد شد. همان طور که بیان شد در شبیه‌سازی‌های صورت گرفته، نسبت رطوبت هوای مصرفی خروجی از چرخ دسیکنت (نسبت رطوبت هوا در نقطه ۲ در شکل ۱) به عنوان یک پارامتر مشخص در نظر گرفته شده و در هر گام زمانی شبیه‌سازی، مقدار دمای احیاء لازم برای رسیدن به آن و همچنین دما و رطوبت سایر نقاط به دست خواهد آمد. در پژوهش‌های متفاوتی از این روش و منطق برای حل خنک‌کننده شامل چرخ دسیکنت استفاده شده است، به عنوان مثال در مراجع [۱۴ و ۱۶]. به عنوان رویکردی جدید در این پژوهش، در صورت تجاوز دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت از مقدار مشخص شده، دمای احیاء در مقدار

کاهش دمای تر هوای فرآیند قبل از ورود آن به خنک‌کننده تبخیری مستقیم است. حال هوای خنک شده (جریان هوا در نقطه ۵)، به منظور آماده سازی نهایی وارد خنک‌کننده تبخیری مستقیم اول شده که دمای آن کاهش یافته و به دلیل رطوبت زنی، رطوبتش افزایش می‌یابد. هوای فرآیند پس از طی مراحل جذب رطوبت و کاهش دما (جریان هوا در نقطه ۶) وارد فضای تحت تهویه می‌شود و به دلیل بار محسوس و نهان این فضا، دما و نسبت رطوبت آن افزایش می‌یابد (جریان هوا در نقطه ۷). سپس هوای مخلوط شده از محیط بیرون و هوای برگشتی از محیط تهویه شده (جریان هوا در نقطه ۸)، وارد خنک‌کننده تبخیری مستقیم دوم شده و به دلیل رطوبت زنی، دمای آن کاهش می‌یابد. سپس این هوا (جریان هوا در نقطه ۹) وارد چرخ بازیافت حرارت دوم شده و در یک فرآیند با نسبت رطوبت ثابت دمایش افزایش می‌یابد و سپس از چرخه خنک‌کننده خارج می‌شود (جریان هوا در نقطه ۱۰).

در بخش احیاء، هوای محیط (جریان هوا در نقطه ۱۱) وارد چرخ بازیافت حرارت اول شده و دمای آن طی فرآیندی با نسبت رطوبت ثابت افزایش می‌یابد. سپس هوای احیاء (جریان هوا در نقطه ۱۲)، وارد مبدل حرارتی چرخه خورشیدی شده و سپس دمای آن افزایش می‌یابد. همان طور که در شکل مشاهده می‌شود، چرخه خورشیدی شامل دو بخش منبع و مصرف<sup>۱</sup> است. در بخش منبع، آب در کلکتورها گردش کرده و انرژی خورشیدی را جذب می‌کنند. در بخش مصرف، آب داغ ایجاد شده از تانک ذخیره به سمت مبدل حرارتی رفته تا دمای هوا احیاء را افزایش دهد. قابل ذکر است که از گرمکن کمکی در سیستم استفاده شده است که در صورت عدم تأمین انرژی مورد نیاز از مبدل حرارتی چرخه خورشیدی، از آن استفاده شود. بنابراین در ادامه، هوای احیاء (جریان هوا در نقطه ۱۳) وارد گرمکن کمکی شده و دمای آن را تا میزان دمای لازم برای احیاء چرخ دسیکنت بالا می‌برد. حال در این نقطه از جریان، هوای احیاء آماده ورود به چرخ دسیکنت و احیاء مواد جاذب آن است. بنابراین هوای احیاء (جریان هوا در نقطه ۱۴) وارد چرخ دسیکنت شده و در نتیجه آن، دمایش کاهش یافته و از طرفی نسبت رطوبت آن افزایش می‌یابد. در نهایت هوای احیاء از چرخه سیستم خارج می‌شود (جریان هوا در نقطه ۱۵).

2 Differential controller

3 Source side pump

4 Ground loop

5 Simulation schemes

1 Source and load sides

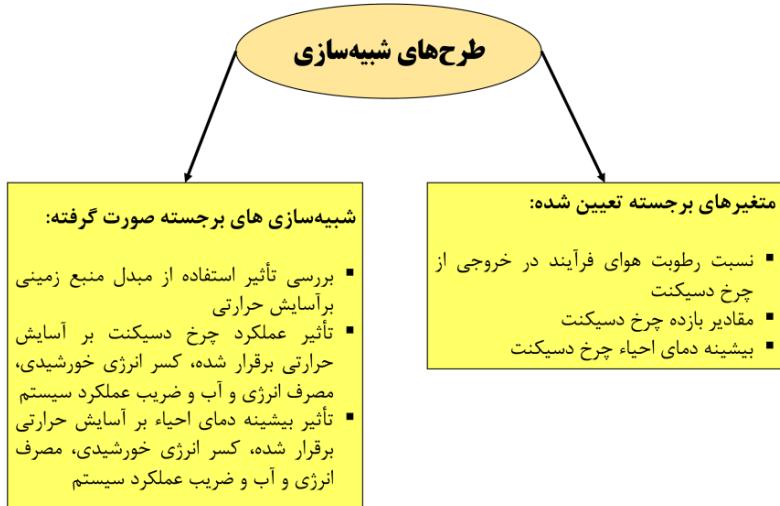


Fig. 3. Important assumptions and simulation schemes

شکل ۳: فرضیات مهم و طرح‌های شبیه‌سازی

$$F2 = \frac{T^{1.490}}{6360} - 1.127\omega^{0.07969} \quad (2)$$

که در این دو،  $T$  دمای هوا بر حسب  $K$  و  $\omega$  نیز نسبت رطوبت هوا بر حسب  $kg_{water}.kg^{-1}dry air$  است. دو تابع پتانسیل  $F1$  و  $F2$  در نهایت به کمک مقادیر بازده<sup>۲</sup> بی بعد  $\varepsilon_{F1}$  و  $\varepsilon_{F2}$  اصلاح

می‌شوند. مقادیر  $\varepsilon_{F1}$  و  $\varepsilon_{F2}$  به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\varepsilon_{F1} = \frac{F1_D - F1_P}{F1_R - F1_P} \quad (3)$$

$$\varepsilon_{F2} = \frac{F2_D - F2_P}{F2_R - F2_P} \quad (4)$$

لازم به ذکر است که بازده‌های بیان شده در رابطه‌های (۳) و (۴)، بیانگر عملکرد چرخ دسیکنت هستند. چرخ دسیکنت می‌تواند دارای عملکرد قوی، متوسط و یا ضعیف باشد که توسط پاناراس و همکاران [۱۷] بیان شده است.

قابل ذکر است که رابطه‌های (۱) و (۲) که توسط جوریناک توسعه داده شده‌اند برای ماده جاذب سیلیکاژل<sup>۳</sup> است. به منظور روشن شدن روابط چرخ دسیکنت، در شکل ۴ خطوط پتانسیل برای هوا فرآیند و احیاء نشان داده شده است. در این شکل نقاط  $R$ ،  $P$  و  $D$ <sup>\*</sup> به ترتیب بیانگر هوا فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت، هوا احیاء ورودی به آن و شرایط ایده‌آل هوا فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت است. در

بیشینه قرار داده خواهد شد و در این حالت نسبت رطوبت هوا فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت و همچنین دما و رطوبت هوا در سایر نقاط به دست خواهد آمد. در شکل ۳ طرح‌های شبیه‌سازی و فرضیات مهم خلاصه شده است.

### ۳- روابط حاکم

در این بخش معادلات حاکم بر اجزای خنک‌کننده معرفی شده اشاره خواهد شد. قابل ذکر است که به جزء چرخ دسیکنت، مازول سایر اجزاء استفاده شده در شبیه‌سازی در کتابخانه نرم‌افزار ترنسیس موجود است.

### ۳-۱- چرخ دسیکنت

به منظور شبیه‌سازی و بررسی نحوه عملکرد چرخ دسیکنت، از مدل جوریناک استفاده شده است که توسط پاناراس و همکاران [۱۷] صحت سنجی شده است. با توجه به اهداف این پژوهش، مازول مناسبی به منظور شبیه‌سازی عملکرد چرخ دسیکنت در کتابخانه نرم‌افزار ترنسیس وجود ندارد. بنابراین، کدی مناسب با توجه به مدل جوریناک در نرم افزار توسعه داده شده است تا بتواند عملکرد چرخ دسیکنت را مدل‌سازی کند. این مدل بر اساس معادلات پتانسیل  $F1$  و  $F2$  است. این دو معادله به صورت رابطه‌های زیر بیان می‌شوند:

$$F1 = \frac{-2865}{T^{1.490}} + 4.344\omega^{0.8624} \quad (1)$$

### 1 F1-F2 potentials

2 Effectiveness values

3 Silica gel

که در آن،  $\dot{m}$ ،  $C_p$  به ترتیب بیانگر ظرفیت گرمای ویژه سیال و دبی هوای فرآیند یا احیاء است.

### ۳-۳- خنک‌کننده تبخیری مستقیم

در مدل‌سازی این خنک‌کننده فرض شده است که دمای تر هوای ورودی و خروجی از آن ثابت باشد و همچنین دمای خروجی، توسط بازده اشباعی<sup>۱</sup> که توسط کاربر وارد می‌شود به دست می‌آید. بنابراین دمای هوای خروجی از آن به صورت زیر بیان می‌شود:

$$T_{out} = T_{in} - \varepsilon_{DEC} \times T_{wbd} \quad (7)$$

که در آن،  $T_{in}$ ،  $\varepsilon_{DEC}$  و  $T_{wbd}$  به ترتیب بیانگر دمای هوای ورودی به خنک‌کننده تبخیری، بازده اشباع و همچنین بیشینه اختلاف دمای ممکن بین دمای تر ورودی و خروجی است.

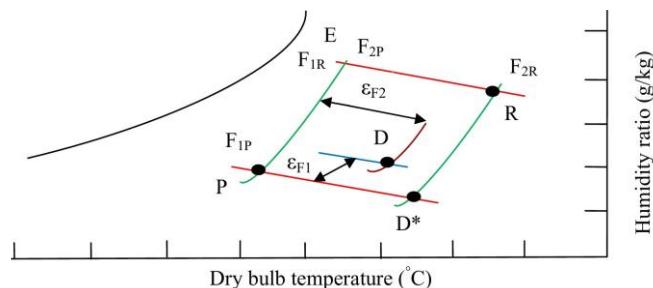
### ۴-۳- مبدل عمودی منبع زمینی

برای مدل‌سازی مبدل عمودی منبع زمینی از مدل توسعه داده شده در دانشگاه لاند استفاده شده است. از این مدل به طور گسترده استفاده شده و همچنین در پژوهش‌های مختلفی صحت سنجی شده است، به عنوان مثال [۲۱-۲۳]. در این مدل فرض شده است که چاله‌های<sup>۲</sup> مبدل در یک حجم ذخیره استوانه‌ای قرار دارند. همچنین در آن، دمای زمین از سه قسمت محاسبه شده و به دست می‌آید: (الف) حل کلی<sup>۳</sup>؛ (ب) حل محلی<sup>۴</sup>؛ (ج) حل شار ثابت<sup>۵</sup>. در نهایت دمای زمین به کمک متدهای محاسبه می‌شود.

### ۵-۳- کلکتور خورشیدی لوله خلا<sup>۶</sup>

در این پژوهش، از کلکتور خورشیدی لوله خلا به منظور به کارگیری در چرخه خورشیدی استفاده است. بازده حرارتی آن به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۴]:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad (8)$$



شکل ۴: خطوط پتانسیل برای یک چرخ دسیکنت [۲۰]

این مدل، در ابتدا مقادیر تابع F1 و F2 برای هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت محاسبه می‌شوند. با توجه به ثابت بودن مقدار تابع پتانسیل F1 در نقطه P و D<sup>\*</sup>، مقدار ایده‌آل دمای هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت به دست خواهد آمد (رطوبت آن نیز توسط کاربر وارد شده است). بنابراین با مشخص شدن دمای D<sup>\*</sup>، مقدار تابع F2 پتانسیل F2 در این نقطه به دست می‌آید. از آنجا که مقدار تابع F2 در نقاط D<sup>\*</sup> و R با یکدیگر برابرند، مقدار دمای احیاء لازم به دست خواهد آمد. حال به کمک رابطه‌های (۳) و (۴)، مقادیر اصلاح شده توابع پتانسیل F1 و F2 در نقطه D برای دست خواهد آمد. در نهایت با توجه به این دو تابع پتانسیل، دمای هوای فرآیند در خروجی از چرخ دسیکنت با حل یک دستگاه معادله غیر خطی (توابع F1 و F2 غیر خطی هستند) محاسبه خواهد شد [۲۰].

### ۲-۳- چرخ بازیافت حرارت

در ابتدا با توجه به بازده محسوس چرخ بازیافت، بیشینه انتقال حرارت محسوس ممکن بین هوای احیاء و فرآیند به دست می‌آید و سپس به کمک آن، آلتالپی‌های دو جریان هوا در خروجی از آن محاسبه می‌شوند. بیشینه انتقال حرارت ممکن بین دو جریان هوا به صورت رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_{sens} = \varepsilon_{sens} \times C_{min} \cdot (T_{P,in} - T_{R,in}) \quad (5)$$

پارامتر  $\varepsilon_{sens}$  بیانگر بازده محسوس چرخ بازیافت است که توسط کاربر مشخص می‌شود. در رابطه (۵)،  $C_{min}$  کمینه ظرفیت حرارت جریان هوای احیاء و فرآیند در چرخ بازیافت است که به صورت رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$C_{min} = \text{MIN}\left(\left(\dot{m}C_p\right)_R, \left(\dot{m}C_p\right)_P\right) \quad (6)$$

1 Saturation efficiency

2 Boreholes

3 Global solution

4 Local solution

5 Steady-state solution

6 Evacuated tube solar collector

که به صورت زیر بیان می‌شود (شکل ۱ مشاهده شود):

$$\text{Total water consumption} = \dot{m}_p(\omega_6 - \omega_5) + \dot{m}_p(\omega_9 - \omega_8) \quad (11)$$

بررسی آنالیز اقتصادی خنک‌کننده معرفی شده دارای اهمیت بالایی می‌باشد. برای این هدف، خنک‌کننده بررسی شده در این پژوهش با خنک‌کننده متداول (خنک‌کننده دارای کمپرسور) که در پژوهش حیدری و همکاران [۱۴] به عنوان یک معیار برای بررسی آنالیز اقتصادی معرفی شده است، مقایسه خواهد شد.

کل هزینه اولیه خنک‌کننده شبیه‌سازی شده در این مطالعه شامل هزینه اجزاء مهم آن و یا به عبارتی هزینه پمپ‌ها، فن‌ها، چرخ دسیکنت، چرخ بازیافت حرارت، کلکتور خورشیدی، تانک ذخیره، چاله‌های مبدل منبع زمینی، خنک‌کننده‌های تبخیری مستقیم است. هزینه اولیه این تجهیزات در منابع مختلفی در دسترس است که در این پژوهش نیز از آن‌ها استفاده شده است [۱۱ و ۲۵-۲۹]. همچنین هزینه برق نیز به صورت  $\$/\text{kWhr}^1$  در نظر گرفته شده است [۱۱].

از روش زمان بازپرداخت به منظور بررسی اقتصادی خنک‌کننده توسعه داده شده در این پژوهش استفاده شده است. زمان بازپرداخت میزان زمان لازم است که هزینه اولیه خنک‌کننده با توجه به میزان صرفه جویی در برق بازگردانده شود.

کل مصرف برق صورت گرفته در خنک‌کننده به صورت زیر می‌باشد [۱۱]:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{tot} &= \dot{E}_{fans} + \dot{E}_{pumps} + \dot{E}_{DW} \\ &+ \dot{E}_{HRW} + \dot{E}_{auxiliary\ heater} \end{aligned} \quad (12)$$

که در معادله بالا  $\dot{E}$  بیانگر مصرف برق در اجزاء می‌باشد. همچنین میزان صرفه جویی در مصرف برق نیز به صورت زیر به دست می‌آید [۱۱]:

$$ESR = \frac{\dot{E}_{tot} - \dot{E}_{VCS}}{\dot{E}_{VCS}} \times 100 \quad (13)$$

بنابراین زمان بازپرداخت<sup>۱</sup> به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۱]:

در رابطه بالا، پارامترهای  $a_1$ ،  $a_0$  و  $a_2$  مقادیر تجربی هستند که با توجه به تست‌های استاندارد کلکتور محاسبه می‌شوند. این سه پارامتر تجربی به ترتیب بازده بدون بعد<sup>۲</sup>، بازده مرتبه اول<sup>۳</sup> و بازده مرتبه دوم<sup>۴</sup> کلکتور نامیده می‌شوند.  $I_T$  تشعشع عمودی خورشید بر صفحه کلکتور و بر حسب  $\text{W.m}^{-2}$  می‌باشد. همچنین  $\Delta T$ ، برابر با اختلاف دمای سیال ورودی به کلکتور و دمای محیط است. پژوهشگران مختلفی از این مدل استفاده و صحت سنجی کرده‌اند [۱۹].

### ۶-۳- تانک ذخیره

به منظور شبیه‌سازی عملکرد تانک ذخیره، از مدل طبقه‌ای<sup>۵</sup> استفاده شده است. در این مدل تانک ذخیره به چند سطح تقسیم می‌شود و معادلات انرژی برای هر سطح حل خواهد شد. معادلات کامل این مدل در کتابخانه نرم‌افزار ترنسیس در دسترس است [۲۴].

### ۷-۳- ضریب عملکرد خنک‌کننده، سهم انرژی خورشیدی و مصرف آب

ضریب عملکرد خنک‌کننده به صورت نسبت بار سرمایشی به کل انرژی مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت تعريف می‌شود:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cool}}{\dot{Q}_{Regeneration}} = \frac{\dot{m}_p(h_7 - h_6)}{\dot{m}_R(h_{14} - h_{12})} \quad (9)$$

که در رابطه بالا،  $h$  آنتالپی ویژه سیال و نقاط بیان شده در این رابطه در شکل ۱ معرفی شده‌اند. سهم انرژی خورشیدی به صورت نسبت انرژی حرارتی تأمین شده توسط خورشید به کل انرژی مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت تعريف می‌شود:

$$SF = \frac{\dot{Q}_{solar\ gain}}{\dot{Q}_{Regeneration}} = \frac{(h_{13} - h_{12})}{(h_{14} - h_{12})} \quad (10)$$

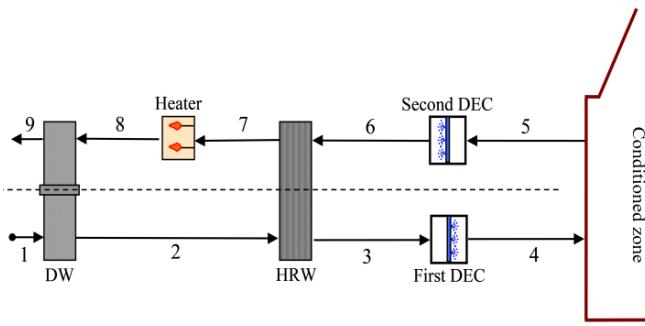
آب کلی مصرفی در خنک‌کننده به صورت مجموع آب مصرف شده در خنک‌کننده‌های تبخیری مستقیم اول و دوم محاسبه می‌شود

1 Intercept efficiency

2 First-order efficiency

3 Second-order efficiency

4 Stratified model



**Fig. 5. The desiccant cooling system tested by Kodama et al. [30]**

شکل ۵: خنک کننده جاذب رطوبت دسیکنت و آزمایش شده توسط کوداما و همکاران [۳۰]

با توجه به پارامترهای در نظر گرفته شده در جدول ۱، نتایج حاصل از نرم افزار ترنسیس و داده های تجربی در شکل ۶ مقایسه شده است. با توجه به مقایسه صورت گرفته، مشخص است که داده های عددی و تجربی دارای تطابق مناسب و قابل قبولی می باشند. همچنین پژوهشگران متعددی اشاره کرده اند که نتایج حاصل از نرم افزار ترنسیس قابل اطمینان است [۱۴].

#### ۲-۴- مورد مطالعه شده

به منظور نشان دادن پتانسیل بالای خنک کننده معرفی شده در برقراری آسایش حرارتی، از نمونه آب و هوای گرم و مرطوب شهر بوشهر استفاده شده است. قبل ذکر است که پژوهشگران مختلفی شهر بوشهر را به عنوان سمبول آب و هوای گرم و مرطوب معرفی کرده و مورد استفاده قرار داده اند [۱۱]. قبل ذکر است که شبیه سازی برای

$$CPP(\text{year}) = \frac{IC_{tot} (\$) - IC_{VCS} (\$)}{ACS (\$/\text{year})} \quad (14)$$

که  $IC_{VCS}$  و  $IC_{tot}$  به ترتیب نشان دهنده هزینه کلی اولیه خنک کننده ارائه شده در این پژوهش و هزینه کلی اولیه خنک کننده معيار است. همچنین  $ACS$  بیانگر صرفه جویی در هزینه سالیانه است که به صورت زیر محاسبه می شود [۱۱]:

$$ACS \left( \frac{\$}{\text{year}} \right) = \left[ \left[ \dot{E}_{tot} - \dot{E}_{VCS} \right] (\text{kW}) \times \alpha \left( \frac{\text{h}}{\text{year}} \right) \times \beta \left( \frac{\$}{\text{kWh}} \right) \right] \quad (15)$$

که در رابطه (۱۵)  $\alpha$  و  $\beta$  به ترتیب نشان دهنده بخشی از سال که خنک کننده روشن می باشد و هزینه برق است.

#### ۴- صحت سنجی و اطلاعات استفاده شده

##### ۴-۱- صحت سنجی نتایج حاصل از نرم افزار

به منظور صحت سنجی نتایج عددی حاصل از نرم افزار ترنسیس، از نتایج آزمایشگاهی کوداما و همکاران [۳۰] استفاده شده است. در شکل ۵، خنک کننده جاذب رطوبت دسیکنت و آزمایش شده توسط کوداما و همکاران [۳۰] نشان داده شده است.

در جدول ۱، پارامترهای در نظر گرفته شده برای صحت سنجی نتایج عددی نشان داده شده است.

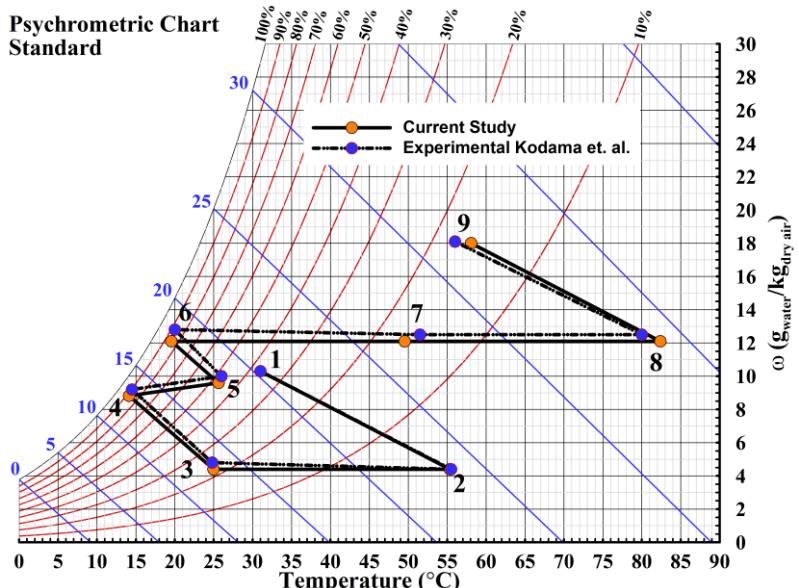
جدول ۱: پارامترهای مورد نظر برای صحت سنجی نتایج  
Table 1. Considered parameters for the validation of results

مقدار و واحد	پارامتر	اجزای خنک کننده سرمایشی و مرجع استفاده شده
۰/۷۷ و ۰/۱۴	مقادیر بازده چرخ	چرخ دسیکنت
(-) ۰/۹۰۳	بازده اشباع	خنک کننده تبخیری اول [۱۸]
(-) ۰/۷۸۰	بازده اشباع	خنک کننده تبخیری دوم [۱۸]
(-) ۰/۸۵۰	بازده انتقال حرارت محسوس	چرخ بازیافت حرارت [۱۸]
(-) ۰/۸۵۳	نسبت بار محسوس <sup>۱</sup>	فضای تهویه شده [۱۸]
۳°C(۱۱/۵	اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی از فضا	
(-) ۱/۰	بازده	گرم کن [۱۸]

1 Initial cost

2 Annual cost saving

3-Sensible Heat Ratio (SHR)



**Fig. 6.** The comparison between the numerical results obtained by TRNSYS and the experimental data of Kodama et al. [30]

شکل ۶: مقایسه نتایج عددی حاصل از نرم‌افزار ترنسیس با نتایج آزمایشگاهی کوداما و همکاران [۳۰]

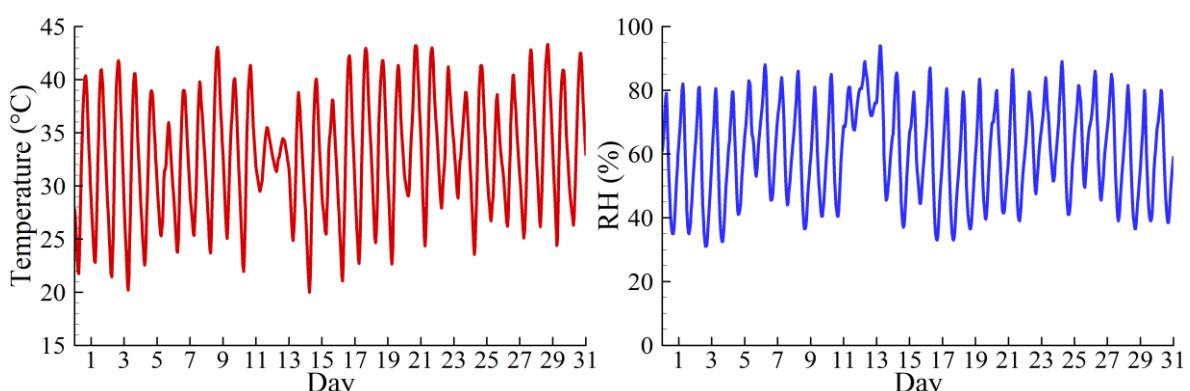
هستند که توسط پژوهشگران پیشین هم استفاده شده است، به عنوان مثال در مراجع [۱۱ و ۱۴ و ۱۶].

بررسی قابلیت سیستم‌های سرمایشی در برقراری آسایش حرارتی بسیار با اهمیت است. با توجه به منابع در دسترس، بازه قابل قبولی از دما و رطوبت هوا در محیط تهویه شده به عنوان معیار بررسی آسایش حرارتی در نظر گرفته شده است. در این پژوهش، دمای محیط تهویه شده در بازه  $\square ۲۲$  تا  $\square ۲۶$  و رطوبت نسبی  $۳۰$  درصد تا  $۷۰$  درصد به عنوان بازه قابل قبول آسایش حرارتی در نظر گرفته شده است [۱۰-۱۱ و ۳۲].

#### ۴- پارامترهای استفاده شده در شبیه‌سازی عملکرد گذرای

ماه ژولای صورت گرفته است که از جمله گرمترین ماههای آب و هوای استفاده شده است. در شکل ۷ تغییرات دمای خشک و رطوبت نسبی هوای این شهر و در ماه ژولای نشان داده شده است.

به منظور ارزیابی عملکرد گذرای سیستم، ساختمنی با مساحت  $m^2$  و ارتفاع  $m$  که در آن  $4$  نفر مشغول به کار سبک هستند، در نظر گرفته است. بار محسوس و نهان افراد و همچنین بار محسوس اعمالی به دلیل روشنایی در فضای ساختمان مطابق با مرجع [۳۱] لحاظ شده است. به منظور نشان دادن قابلیت سیستم، فرض شده است که خنک‌کننده در طول ماه به طور کامل روشن است و خاموش نمی‌شود. فرضیات در نظر گرفته شده برای ابعاد ساختمان و همچنین روشن بودن سیستم در کل ساعت شبیه‌سازی فرضیاتی معقولی



**Fig. 7.** The variation in the dry-bulb temperature and Relative Humidity (RH) of Bushehr during July

شکل ۷: تغییرات دمای خشک و رطوبت نسبی هوای شهر بوشهر و در ماه ژولای

**جدول ۲: اطلاعات به کار رفته در شبیه‌سازی سیستم سرمایشی**  
**Table 2. Data used in simulation of the system**

اجزاء و مرجع استفاده شده	پارامتر	مقدار	توضیحات و واحد
چرخ دسیکنت [۱۴ و ۱۷ و ۳۳]			عملکرد قوی (-)
	مقادیر بازده چرخ	۰/۰۸ و ۰/۰۵	عملکرد متوسط (-)
		۰/۱ و ۰/۰۷	عملکرد ضعیف (-)
	بیشینه دمای احیاء	۵۵ تا ۹۵	متداول در خنک‌کننده‌های جاذب رطوبت دسیکنت (°C)
نسبت رطوبت مطلوب هوای فرآیند خروجی		۹/۰	(g.kg <sup>-1</sup> )
دبی هوای فرآیند		۰/۴	با توجه به ساختمان (m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> )
دبی هوای احیاء		۰/۴	با توجه به ساختمان (m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> )
چرخ بازیافت حرارت [۱۸]	بازده انتقال حرارت محسوس	۰/۸۰	(-)
خنک‌کننده‌های تبخیری [۱۰]	بازده اشباع	۰/۷۰	(-)
مبدل عمودی منبع زمینی [۹ و ۲۳]	عمق چاله	۷۵	(m)
تعادل چاله‌ها		۰-۲-۴	یکی از حالات بیان شده
شعاع چاله		۷۵/۰	(mm)
هدایت حرارتی حجم ذخیره		۱/۸۰	(W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
ظرفیت حرارتی حجم ذخیره		۲۲۰۰	(kJ.m <sup>-3</sup> .K <sup>-1</sup> )
شعاع خارجی لوله یو شکل		۱۶/۰	(mm)
شعاع داخلی لوله یو شکل		۱۴/۵	(mm)
نصف فاصله مرکز به مرکز		۳۷/۵	(mm)
هدایت حرارتی ملاط		۱/۶۹	(W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
هدایت حرارتی لوله		۰/۴۲	(W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
هدایت حرارتی لایه		۱/۸۰	(W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
ظرفیت حرارتی لایه		۲۲۰۰	(kJ.m <sup>-3</sup> .K <sup>-1</sup> )
حرارت ویژه سیال در گردش (آب)		۴/۱۹	(kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
چگالی سیال در گردش (آب)		۱۰۰۰	(kg.m <sup>-3</sup> )
دبی سیال		۰/۴	(kg.s <sup>-1</sup> )
کلکتور خورشیدی لوله خلا [۳۴ و ۱۹]	مساحت هر کلکتور	۲/۰۴	(m <sup>2</sup> )
بازده بدون بعد		۰/۷۸	(-)
بازده مرتبه اول		۱/۲۷	(W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )
بازده مرتبه دوم		۰/۰۰۱۲	(W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-2</sup> )
شیب کلکتور	عرض جغرافیایی		زاویه ثابت (-)
	محل		
حرارت ویژه سیال در گردش (آب)		۴/۱۹	(kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
دبی سیال در گردش		۶۰۰	(kg.h <sup>-1</sup> )
حجم تانک		۰/۶۶۶	(m <sup>3</sup> )
ضریب هدر رفت حرارت		۲/۵۰	(kJ.h <sup>-1</sup> .m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )
پمپ‌های چرخه خورشیدی [۱۹ و ۳۵]			
تانک ذخیره [۱۹ و ۳۵]			

## ۵- نتایج و بحث

## خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت

در جدول ۲ پارامترهای در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی

### ۵-۱- نحوه استخراج نتایج

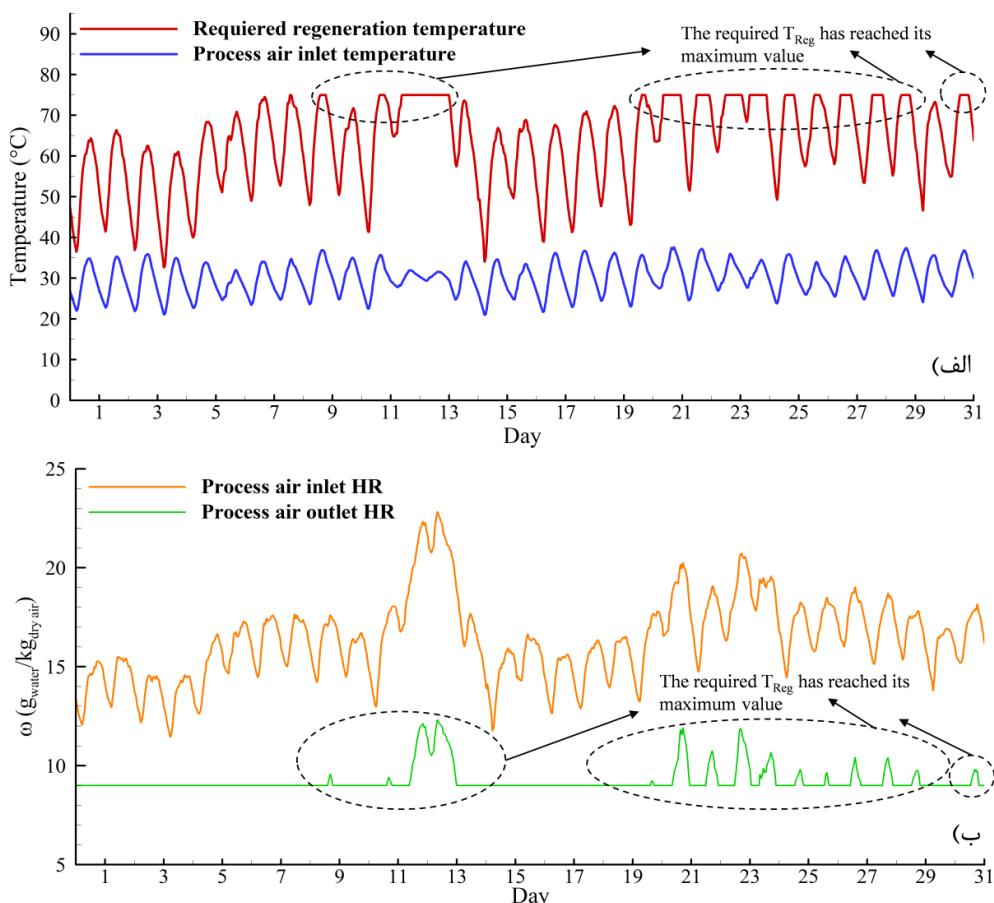
همان‌طور که مشخص است خنک‌کننده بررسی شده در این پژوهش، دارای سه چرخه یا به طور دقیق چرخه اصلی (که هوا در جیان است)، چرخه خورشیدی و چرخه زمینی است. بنابراین خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت نشان داده شده است.

صورت است که کاربر می‌تواند به کمک چاپگر خصوصیات هر نقطه از خنک‌کننده را برای هر گام زمانی استخراج کند. سپس خروجی‌های مهم نظیر میانگین آسایش حرارتی برقرار شده، میانگین سهم انرژی خورشیدی، میانگین انرژی مصرفی در گرم‌کن، میانگین مصرف آب و ضریب عملکرد سیستم در ماه به صورت پس پردازش محاسبه خواهند شد.

#### ۲-۵-عملکرد پویای خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توسعه داده شده

در این بخش نحوه عملکرد پویای سیستم ارائه شده در این پژوهش مورد بررسی قرار می‌گیرد. بدین منظور خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت با بیشینه دمای احیاء ۷۵ درجه سلسیوس و با عملکرد قوی چرخ دسیکنت به همراه استفاده از مبدل منبع زمینی

به منظور به دست آمدن تمامی خواص هوا و آب در نقاط مختلف خنک‌کننده، لازم است که نرمافزار در هر گام زمانی چندین تکرار انجام دهد تا در نهایت حل همگرا شود. معیار همگرایی حل بدین صورت است که اختلاف خواص تمامی نقاط (دما و رطوبت) نسبت به تکرار قبل به یک اختلاف مشخصی برسد که در این پژوهش مقدار  $10^\circ$  در نظر گرفته شده است. در نرمافزار ترنسیس تمامی اجزاء سیستم به صورت یک جعبه در محیط نرم افزار قرار داده خواهند شد که کاربر می‌تواند ورودی‌ها و خروجی‌های آن را مشخص کند. هر عضو دارای یک زیر برنامه<sup>۱</sup> است که در هر تکرار حل، خروجی‌ها را با توجه به ورودی‌ها محاسبه می‌کند. بازه زمانی شبیه‌سازی نیز بر اساس ساعت در سال (از ۰ تا  $h_{860}$ ) مشخص می‌شود. در این پژوهش بازه شبیه‌سازی برای ماه ژولای است که معادل با ساعت  $h_{4344}$  تا  $h_{5088}$  در سال می‌باشد. نحوه استخراج خروجی‌ها بدین



**Fig. 8. Air temperature and Humidity Ratio (HR) variations in the DW: a) the process air inlet temperature along with the required regeneration temperature; b) the process air humidity ratio at the inlet and outlet of the DW**

شکل ۸: تغییرات دما و نسبت رطوبت هوا در چرخ دسیکنت: (الف) دمای هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت به همراه دمای احیاء لازم؛ (ب) نسبت رطوبت هوای فرآیند در ورودی و خروجی از چرخ دسیکنت

در این حالت حل سیستم در این زمان به پایان رسیده است و دما و رطوبت هوا در کلیه نقاط سیستم به دست آمده است. این در حالی است که اگر دمای احیاء مورد نیاز برای چرخ دسیکنت بالاتر از مقدار بیشینه آن به دست آید، مقدار دمای احیاء در مقدار بیشینه قرار داده خواهد شد و در نهایت نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت و همچنین دما و رطوبت سایر نقاط به دست خواهد آمد. با توجه به نقاط مشخص شده در این شکل، نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی به دست آمد در حالتی که دمای احیاء در بیشینه مقدار خود قرار گرفته است، بالاتر از مقدار مطلوب در نظر گرفته شده توسط کاربر است. این بدین معنا است که چرخ دسیکنت نتوانسته است نسبت رطوبت هوای فرآیند ورودی را تا مقدار مطلوب کاهش دهد.

بیان شد که از مبدل منبع زمینی به عنوان پیش خنک کن هوا قبل از خنک کننده تبخیری مستقیم استفاده شده است تا بتواند دمای تر هوای فرآیند را قبل از ورود به آن کاهش دهد. در شکل ۹ تغییرات دمای هوای فرآیند قبل از ورود به کویل سرمایشی و در خروج از آن نشان داده شده است.

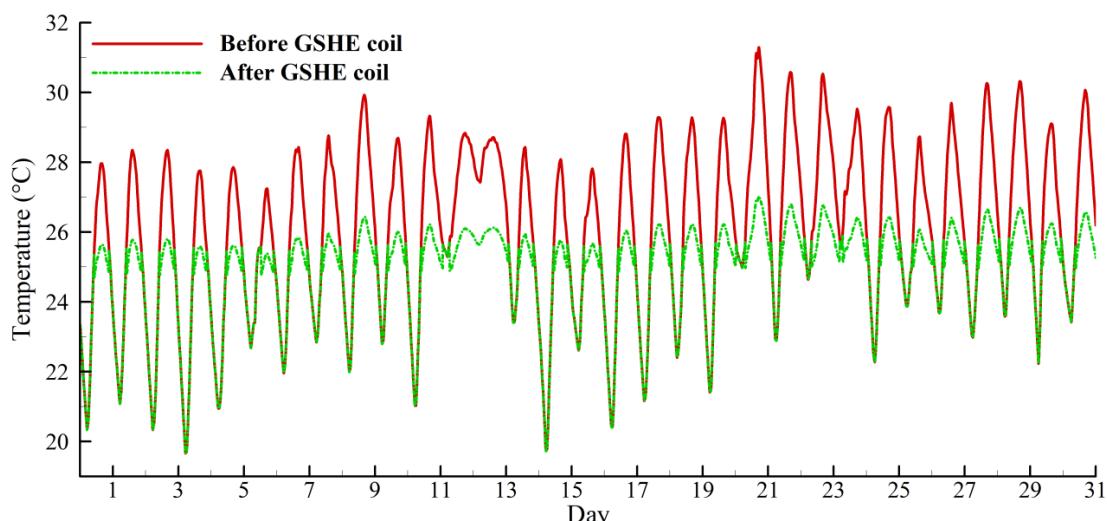
با توجه به این شکل، دمای هوای فرآیند ورودی به کویل سرمایشی مبدل منبع زمینی کاهش یافته است. همچنین مشاهده شد که نسبت رطوبت هوا در این فرآیند صورت گرفته در کویل سرمایشی تغییری نکرده است. بنابراین دمای تر هوای قابل از ورود به خنک کننده تبخیری مستقیم کاهش یافته است که در نهایت منجر به افزایش ظرفیت سرمایش سیستم خواهد شد. با خاموش شدن پمپ گردش آب در مبدل منبع زمینی توسط کنترل کننده، دمای هوای

با تعداد ۴ چاله زمینی در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که نتایج ارائه شده در این بخش در طول ماه نشان داده شده است که رفتار پویای سیستم را به خوبی روش کند.

در شکل ۸(الف)، تغییرات دمای هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت به همراه دمای احیاء لازم برای چرخ و همچنین در شکل ۸(ب)، تغییرات نسبت رطوبت هوای فرآیند در ورودی و در خروجی از چرخ دسیکنت نشان داده شده است.

با توجه به نتایج نشان داده شده در شکل ۸، با تغییرات دما و نسبت رطوبت هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت، دمای احیاء لازم نیز تغییر پیدا می کند. این تغییر بدین صورت است که با افزایش دما و نسبت رطوبت هوای فرآیند ورودی، دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت نیز افزایش می یابد و به عبارتی هوای احیاء با دمای بالاتری برای کاهش نسبت رطوبت هوای فرآیند نیازمند است.

در این پژوهش بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت کنترل شده است و از مقدار مشخص تجاوز نمی کند. با توجه به شکل مشخص است که بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت ۷۵ درجه سلسیوس و همچنین نسبت رطوبت مطلوب هوای فرآیند خروجی از آن نیز  $9/0 \text{ g.kg}^{-1}$  در نظر گرفته شده است. قابل ذکر است که این دو مقدار توسط کاربر مشخص خواهد شد. همان طور که مشاهده می شود، در صورتی که دمای احیاء مورد نیاز برای چرخ دسیکنت کمتر از مقدار بیشینه مشخص شده باشد (کمتر از ۷۵ درجه سلسیوس باشد)، نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت برابر با مقدار مطلوب، یا به عبارتی دیگر مقدار  $9/0 \text{ g.kg}^{-1}$  به دست خواهد آمد.



**Fig. 9. The process air temperature before entering the ground cooling coil and after leaving it**

شکل ۹: دمای هوای فرآیند قبل و بعد از ورود به کویل سرمایشی مبدل منبع زمینی

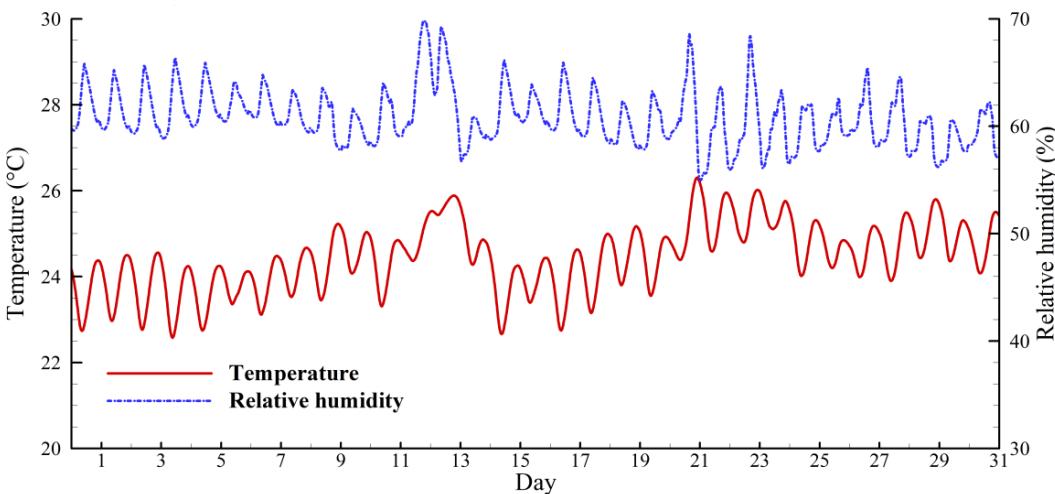


Fig. 10. The conditioned zone's air dry-bulb temperature and relative humidity established by the extended cooling system

شکل ۱۰: دمای خشک و رطوبت نسبی هوا برقرار شده در محیط تحت تهویه توسعه داده شده

ذکر است که نتایج بررسی شده در بخش‌های بعدی بر اساس استفاده از تعداد ۸ کلکتور خواهد بود. در شکل ۱۲ میانگین روزانه سهم انرژی خورشیدی در احیاء چرخ دسیکنت به ازای تعداد ۸ کلکتور نشان داده شده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود، میانگین روزانه سهم انرژی دریافتی از خورشید برای احیاء بین ۰ درصد تا تقریباً ۹۰ درصد متغیر است. دلیل پایین بودن میانگین سهم انرژی خورشیدی در دو روز ۱۳ و ۱۴، پایین بودن تشعشع خورشیدی برای این دو روز است.

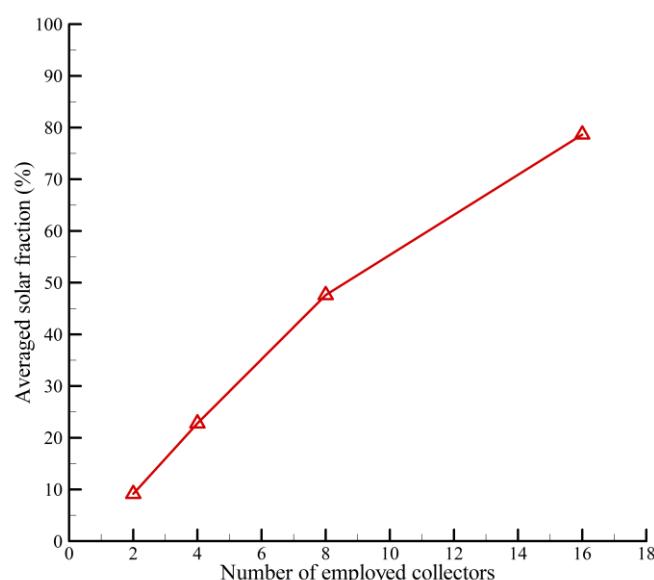


Fig. 11. The variation in the average contribution of solar energy to the DW regeneration versus different number of collectors

شکل ۱۱: تغییرات میانگین سهم انرژی خورشید به منظور احیاء چرخ دسیکنت به ازای تعداد کلکتورهای مختلف

ورودی و خروجی از کویل یکسان به دست خواهد آمد که نشان دهنده خاموشی چرخه زمینی است. به منظور اثبات پتانسیل بالای خنک‌کننده در برقراری آسایش حرارتی، دما و رطوبت هوا در محیط تهویه شده در شکل ۱۰ نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۰، سیستم توسعه داده شده تقریباً در تمامی ساعات توانایی برقراری آسایش حرارتی را دارد. بنابراین این خنک‌کننده می‌تواند جایگزین مناسبی برای خنک‌کننده‌های متداولی باشد که در مناطق گرم و با رطوبت بالا مورد استفاده قرار می‌گیرند. قابل ذکر است که دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت در کلیه ساعات پایین‌تر از ۷۵ درجه سلسیوس است که در رده دمای احیاء پایین برای خنک‌کننده‌های جاذب رطوبت دسیکنت محسوب می‌شود [۳۳]. به عنوان یک نتیجه مهم، این سیستم می‌تواند با دمای احیاء پایین آسایش حرارتی را در مناطق گرم و با رطوبت بالا برقرار کند. انرژی خورشیدی می‌تواند در تأمین میزان انرژی لازم برای احیاء چرخ دسیکنت سهیم باشد. به همین منظور در شکل ۱۱ تغییرات میانگین سهم انرژی خورشید برای احیاء چرخ دسیکنت و به ازای تعداد کلکتورهای متفاوت نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۱، با افزایش تعداد کلکتور استفاده شده میانگین سهم انرژی خورشیدی افزایش خواهد یافت. با انتخاب تعداد ۸ کلکتور (که معادل با  $16/32 \text{ m}^2$  است)، تقریباً ۵۰ درصد از کل انرژی مورد نیاز برای احیاء از انرژی خورشیدی فراهم شده است. قابل

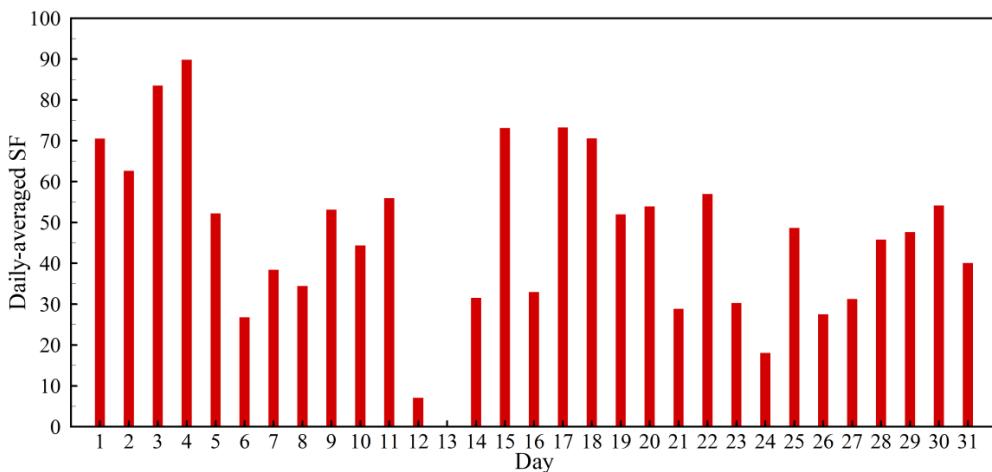


Fig. 12. Daily-averaged solar fraction with the aim of regenerating the DW

شکل ۱۲: میانگین روزانه سهم انرژی دریافتی از خورشید به منظور احیاء چرخ دسیکنٹ

کرده است. اما این روند در ساعتی که دمای احیاء در بیشینه مقدار خود قرار گرفته است طی نشده است. این موضوع به این دلیل است که با قرار گرفتن دمای احیاء در بیشینه مقدار خود، نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از آن افزایش خواهد یافت (شکل ۸ مشاهده شود) که این عامل منجر به افت پتانسیل در خنک‌کننده‌های تبخیری خواهد شد. بنابراین با افت پتانسیل خنک‌کننده‌های تبخیری، مصرف آب نیز در آن‌ها کاهش خواهد یافت.

### ۳-۵- تأثیر عملکرد چرخ دسیکنٹ و بیشینه دمای احیاء آن بر عملکرد پویای سیستم

شایان ذکر است که پژوهشگران محدودی به بررسی تأثیر عملکرد

بنابراین می‌توان میزان قابل توجهی از انرژی مورد نیاز برای احیاء را از انرژی خورشیدی تأمین کرد.

صرف آب در خنک‌کننده‌های جاذب رطوبت دسیکنٹ که از خنک‌کننده‌های تبخیری استفاده می‌کنند می‌تواند دارای اهمیت بالایی داشته باشد. در شکل ۱۳ آب مصرفی به همراه دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنٹ نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۳، میزان مصرف آب در سیستم به میزان زیادی به تغییرات دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنٹ وابسته است. این وابستگی بدین صورت است که در روزهایی که دمای احیاء به بیشینه مقدار خود نرسیده است، مصرف آب با افزایش دمای احیاء لازم افزایش پیدا کرده است و با کاهش آن، مصرف آب نیز کاهش پیدا

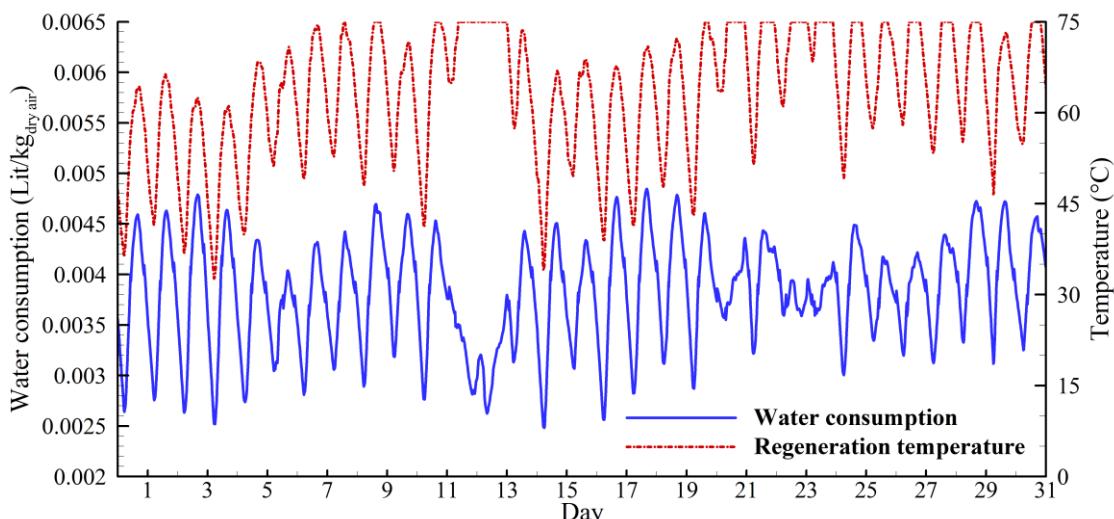


Fig. 13. The system water consumption along with the required regeneration temperature

شکل ۱۳: آب مصرفی در سیستم به همراه دمای احیاء لازم

دستیکنست، آسایش حرارتی برقرار شده نیز بهبود خواهد یافت. به طور کلی با افزایش عملکرد چرخ دستیکنست، درصد مشخصی از آسایش حرارتی می‌تواند با بیشینه دمای احیاء پایین‌تری برقرار شود. به عنوان نتیجه‌ای مهم، با مشخص بودن عملکرد چرخ دستیکنست، بیشینه دمای احیاء چرخ دستیکنست می‌تواند با توجه به درصد آسایش حرارتی مورد نیاز در فضا انتخاب شود.

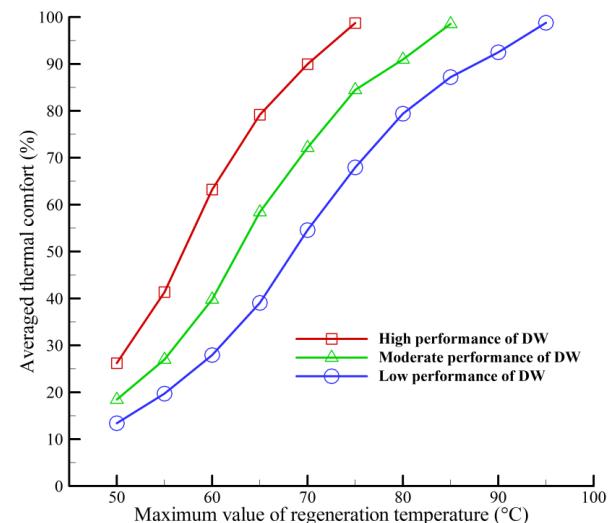
در شکل ۱۵ میانگین تغییرات سایر نتایج معرفی شده در این بخش به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء چرخ دستیکنست و سه عملکرد متفاوت آن نشان داده شده است.

همان طور که در شکل ۱۵(الف) نشان داده است، با افزایش بیشینه دمای احیاء، سهم انرژی خورشیدی در تأمین انرژی مورد نیاز برای احیاء کاهش یافته است. همچنین در یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دستیکنست سهم انرژی خورشیدی نیز افزایش خواهد یافت. بنابراین استفاده از چرخ دستیکنست با عملکرد قوی انتخابی مناسب به منظور افزایش سهم انرژی خورشیدی در فرآیند احیاء می‌باشد.

با توجه به شکل ۱۵(ب) با افزایش بیشینه دمای احیاء، انرژی واردہ توسط گرم کن نیز افزایش خواهد یافت. علاوه بر این مشاهده می‌شود که در یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دستیکنست میزان انرژی مورد نیاز که توسط گرم کن تأمین می‌شود کاهش خواهد یافت.

در شکل ۱۵(ج) قابل مشاهده است که بیشینه دمای احیاء چرخ دستیکنست و عملکرد آن دو پارامتر مهم بر ضریب عملکرد سیستم سرمایشی هستند. از آن جا که افزایش بیشینه دمای احیاء چرخ دستیکنست میزان انرژی لازم توسط گرم کن را افزایش می‌دهد، ضریب عملکرد سیستم نیز کاهش خواهد یافت. علاوه بر این، در یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دستیکنست ضریب عملکرد سیستم نیز افزایش خواهد یافت.

شکل ۱۵(د) نشان می‌دهد که با افزایش بیشینه دمای احیاء، آب مصرف شده در سیستم نیز افزایش خواهد یافت. همچنین در یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دستیکنست میزان مصرف آب نیز افزایش خواهد یافت. این رفتار به دلیل آن است که با افزایش عملکرد چرخ دستیکنست و یا بیشینه دمای احیاء آن، رطوبت بیشتری از هوای فرآیند جذب خواهد شد. بنابراین هنگامی که هوای



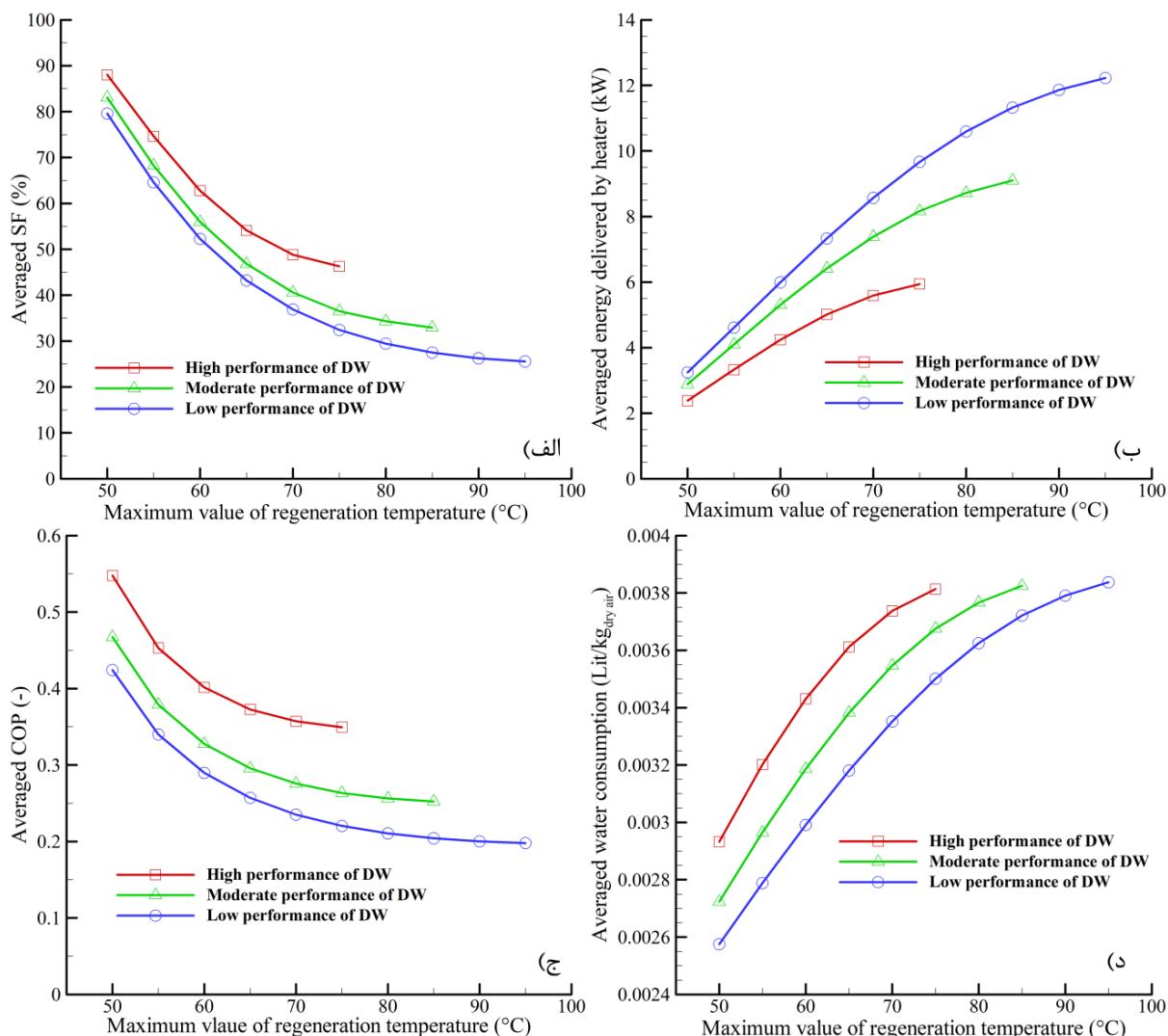
**Fig. 14. The variations in the averaged level of thermal comfort provided versus different values of the DW's maximum regeneration temperature and its performance level**

شکل ۱۴: تغییرات میانگین درصد آسایش حرارتی برقرار شده به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء و سه عملکرد مختلف چرخ دستیکنست

چرخ دستیکنست و یا بیشینه دمای احیاء آن بر رفتار خنک‌کننده جاذب رطوبت دستیکنست پرداخته‌اند. بنابراین، در این بخش به بررسی تأثیر عملکرد چرخ دستیکنست و بیشینه دمای احیاء آن بر آسایش حرارتی برقرار شده، سهم انرژی خورشیدی در احیاء، انرژی دریافتی از گرم کن برای احیاء، ضریب عملکرد سیستم و آب مصرف شده در سیستم پرداخته شده است. کلیه نتایج ارائه شده در این بخش به صورت میانگیری شده در طول ماه گزارش شده است. به منظور ارائه نتایج در این بخش، خنک‌کننده جاذب رطوبت دستیکنست با بیشینه دماهای احیاء و عملکرد متغیر و به همراه استفاده از مبدل منبع زمینی با تعداد ۴ چاله زمینی در نظر گرفته شده است.

در شکل ۱۴ تغییرات میانگین درصد آسایش حرارتی برقرار شده به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء چرخ دستیکنست و سه عملکرد متفاوت آن نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۴، بیشینه دمای احیاء چرخ دستیکنست به میزان قابل توجهی بر میانگین آسایش حرارتی برقرار شده تأثیرگذار است. با افزایش بیشینه دمای احیاء در نظر گرفته شده برای چرخ دستیکنست، درصد آسایش حرارتی برقرار شده نیز افزایش خواهد یافت. علاوه بر بیشینه دمای احیاء، عملکرد چرخ دستیکنست نیز به میزان قابل توجهی بر آسایش حرارتی برقرار شده تأثیر گذار است. با افزایش عملکرد چرخ



**Fig. 15. The variations in the averaged results versus different values of the DW's maximum regeneration temperature and its performance level:** a) contribution of solar energy to the DW's regeneration; b) energy delivered by the heater for the DW's regeneration; c) system COP; d) system total water consumption

شکل ۱۵: تغییرات میانگین نتایج به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء و برای سه عملکرد مختلف چرخ دسیکنست: (الف) سهم انرژی خورشیدی در احیاء چرخ دسیکنست؛ (ب) انرژی وارد شده توسط گرم کن در احیاء چرخ دسیکنست؛ (ج) ضریب عملکرد سیستم؛ (د) کل مصرف آب در سیستم

توسط سیستم به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء و تعداد چالهای مختلف مبدل منبع زمینی نشان داده شده است. با توجه به شکل ۱۶، در هر سه عملکرد چرخ دسیکنست، با افزایش بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنست، آسایش حرارتی برقرار شده نیز افزایش یافته است. این روند به ازای سه حالت عدم استفاده از مبدل منبع زمینی و استفاده از مبدل منبع زمینی با تعداد ۲ و ۴ چاله زمینی برقرار است. همچنین، با در نظر گرفتن یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دسیکنست آسایش حرارتی برقرار شده نیز افزایش خواهد یافت.

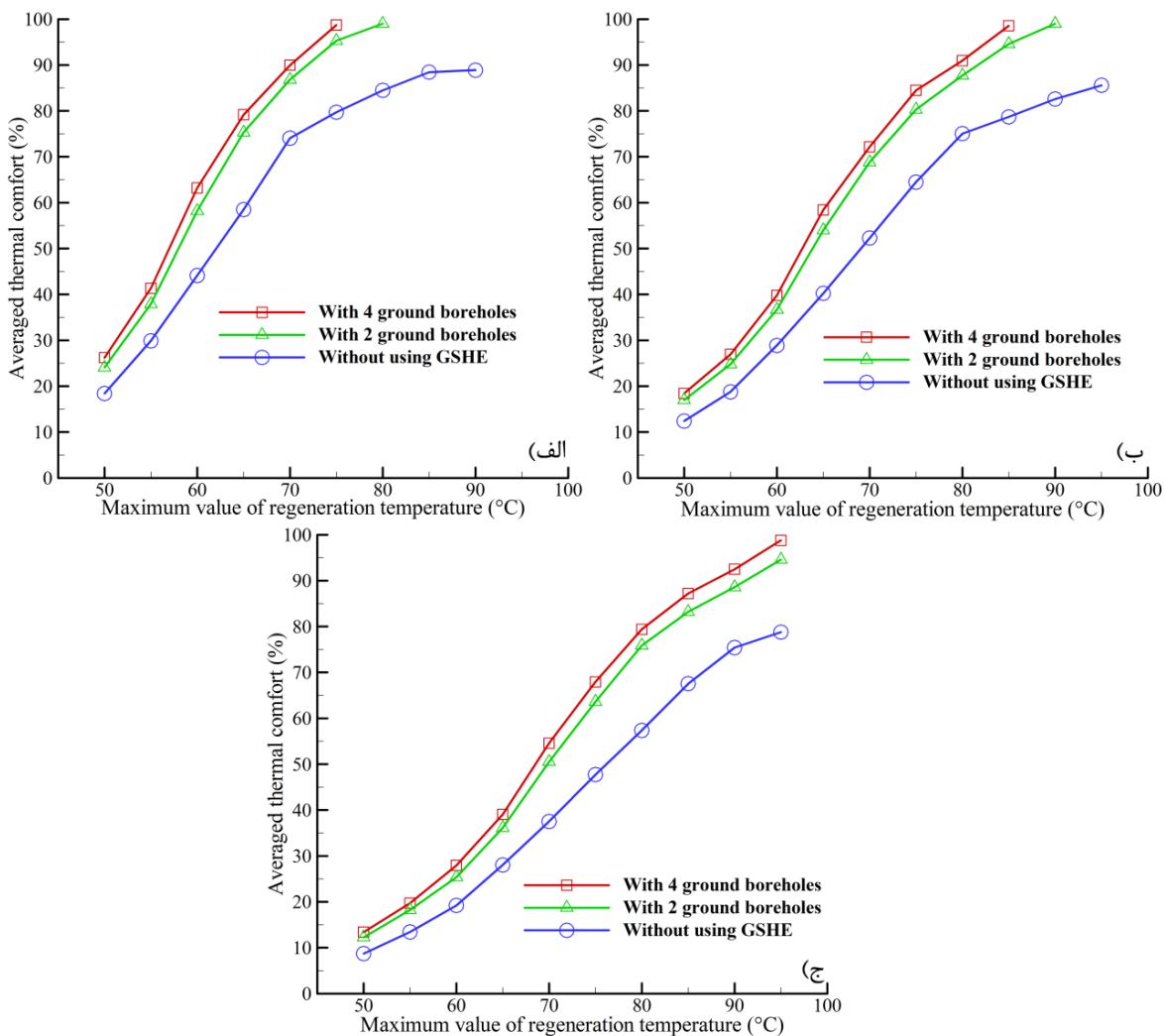
در هر سه عملکرد چرخ دسیکنست، با استفاده از مبدل منبع زمینی

فرآیند با نسبت رطوبت پایین تری وارد خنک کننده تبخیری می شود، مصرف آب بیشتری نیز خواهد داشت.

#### ۴-۵- تأثیر عملکرد استفاده از مبدل منبع زمینی

به عنوان رویکرد جدید این پژوهش، در این بخش به بررسی تأثیر استفاده از مبدل منبع زمینی بر آسایش حرارتی پرداخته شده است و با حالتی که در سیستم از مبدل منبع زمینی استفاده نشده است مقایسه شده است. نتایج ارائه شده در این بخش، همانند بخش های پیشین به صورت میانگیری شده گزارش شده است.

در شکل ۱۶ تغییرات میانگین درصد آسایش حرارتی برقرار شده

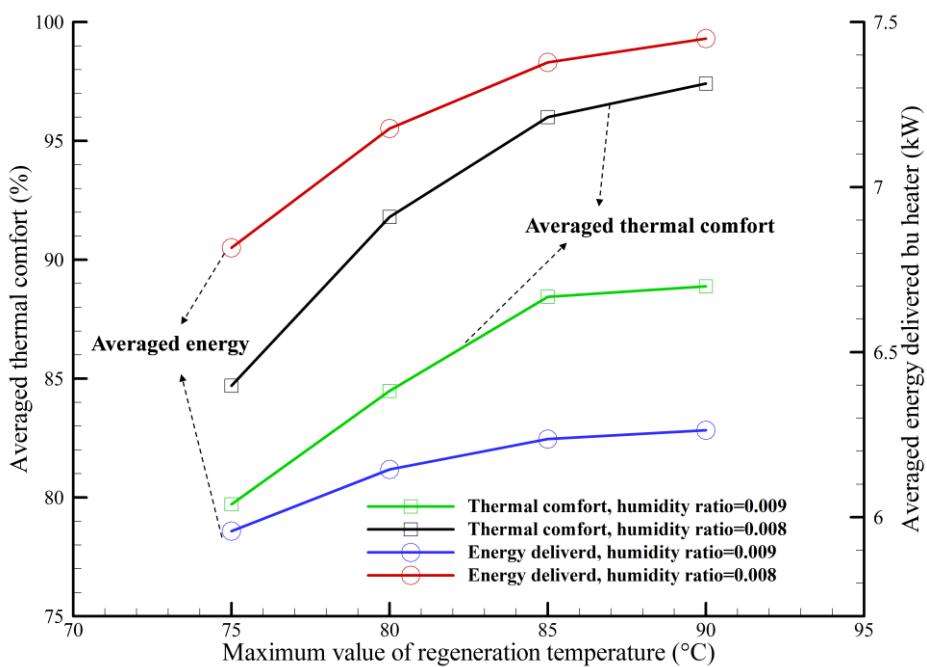


**Fig. 16. The effect of GSHE on the provided thermal comfort versus different values of the maximum regeneration temperature and number of ground boreholes: a) high performance DW; b) moderate performance DW; c) low performance DW**

شکل ۱۶: تأثیر استفاده از مبدل منبع زمینی بر میانگین درصد آسايش حرارتی برقرار شده به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء و تعداد چاله‌های زمینی: (الف) عملکرد قوی چرخ دسیکنت؛ (ب) عملکرد ضعیف چرخ دسیکنت؛ (ج) عملکرد ضعیف چرخ دسیکنت

سیستم خواهد شد.  
همچنین در این شکل مشاهده می‌شود که بدون استفاده از مبدل منبع زمینی، حتی با دماهای احیاء بیش از ۹۰ درجه سلسیوس نمی‌توان آسايش حرارتی با درصد بالا (بیش از ۹۰ درصد) را برقرار کرد. این موضوع به این دلیل است که به منظور برقراری آسايش حرارتی با درصد بالا برای حالتی که از مبدل منبع زمینی استفاده نشده است، نیاز به فرآیند جذب رطوبت بیشتری توسط چرخ دسیکنت است. به بیانی دیگر، نیاز است که نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت در مقدار پایین‌تری از  $9/0 \text{ g.kg}^{-1}$  که نتایج تا اینجا کار بر اساس آن بود قرار گیرد. به منظور روشن شدن موضوع، در شکل ۱۷ تغییرات میانگین

آسايش حرارتی برقرار شده افزایش یافته است. بر اساس نتایج، با استفاده از مبدل منبع زمینی در خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت به عنوان پیش خنک‌کن، می‌توان درصد مشخصی از آسايش حرارتی را با بیشینه دمای احیاء پایین‌تری برقرار کرد. بهبود آسايش حرارتی برقرار شده بین دو حالت استفاده از ۲ و ۴ چاله زمینی، کمتر از بهبود آسايش بین دو حالت استفاده از ۲ چاله زمینی و عدم استفاده از مبدل منبع زمینی می‌باشد. بنابراین به عنوان نتیجه‌های مهم، استفاده از مبدل منبع زمینی در سیستم منجر به برقراری درصد مشخصی آسايش حرارتی با دماهای احیاء پایین‌تر خواهد شد که در نهایت منجر به افزایش سهم انرژی خورشیدی در احیاء، کاهش انرژی وارد شده توسط گرم‌کن، کاهش مصرف آب و افزایش ضریب عملکرد

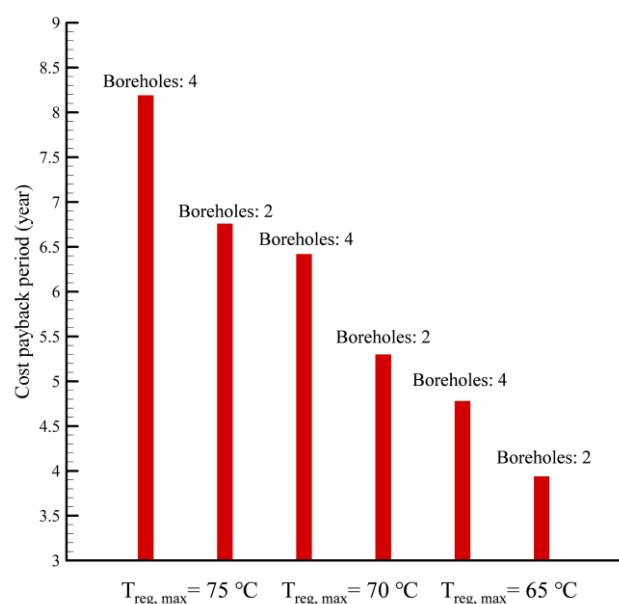


**Fig. 17. The averaged level of thermal comfort provided and energy delivered by the heater for two values of the process air humidity ratio at the DW's outlet in the case of no GSHE condition**

شکل ۱۷: میانگین درصد آسايش حرارتی و انرژی وارد گرم کن به ازای دو مقدار رطوبت هوا فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت در حالت عدم استفاده از مبدل منبع زمینی

میزان زمان بازپرداخت سیستم توسعه داده شده در این پژوهش و به ازای سه مقدار بیشینه دمای احیاء ۶۵، ۷۰ و ۷۵ درجه سلسیوس و به کارگیری ۲ و ۴ چاله مبدل منبع زمینی در خنک کننده نشان داده

درصد آسايش حرارتی برقرار شده و انرژی وارد شده توسط گرم کن برای حالت عدم استفاده از مبدل منبع زمینی و به ازای دو مقدار نسبت رطوبت هوا فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت  $9/0 \text{ g.kg}^{-1}$  و  $8/0 \text{ g.kg}^{-1}$  با یکدیگر مقایسه شده است. قابل ذکر است که نتایج نشان داده شده در این شکل تنها برای عملکرد قوی چرخ دسیکنت گزارش شده است.



**Fig. 18. The calculated payback period of the extended cooling system in the current research for three maximum regeneration temperature values**

شکل ۱۸: زمان بازپرداخت محاسبه شده برای سیستم توسعه داده شده در این پژوهش به ازای سه بیشینه دمای احیاء مختلف

با توجه به شکل ۱۷، با کاهش نسبت رطوبت هوا فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت از مقدار  $9/0 \text{ g.kg}^{-1}$  به  $8/0 \text{ g.kg}^{-1}$  سیستم توانایی برقراری آسايش حرارتی با میانگین بالای ۹۰ درصد را دارا می باشد. اما مشاهده می شود که با کاهش رطوبت نسبی هوا فرآیند خروجی، انرژی وارد شده توسط گرم کن افزایش یافته است. پس با توجه به نتایج، با استفاده از مبدل منبع زمینی می توان با مصرف انرژی پایین تری که توسط گرم کن تأمین می شود، آسايش حرارتی را با درصد دلخواه و مدنظر برقرار کرد.

## ۵-۵ - ارزیابی اقتصادی سیستم

به منظور ارزیابی اقتصادی سیستم مورد بررسی در این پژوهش، شبیه سازی در یک فصل سرمایشی صورت گرفته است. در شکل ۱۸

رفت حرارتی دیگر تأمین شود و به عبارتی نیاز به انرژی واردی برای احیاء به حداقل برسد. بنابراین سیستم پیشنهادی در این پژوهش این پتانسیل را دارد که بتواند از منابع حرارتی هدرفتی متفاوتی برای برقراری آسایش حرارتی بهره ببرد.

از جمله فواید دیگر سیستم توسعه داده شده این است که در ماههای سرد سال که نیاز به خنک‌کننده نیست، می‌توان از کلکتورهای خورشیدی آن در بخش‌های مختلف ساختمان از جمله در تأمین آب گرم مصرفی استفاده کرد. همچنین به دلیل خصوصیات رفتاری زمین، در ماههای سرد می‌توان از مبدل منبع زمینی به عنوان یک پیش گرم کن هوا استفاده کرد. این دو عامل منجر به کاهش زمان بازپرداخت سیستم خواهد شد زیرا مصرف انرژی مورد نیاز برای گرمایش را کاهش می‌دهند.

به عنوان یک نکته مهم در سیستم پیشنهادی، کلکتورهای خورشیدی و مبدل منبع زمینی دارای هزینه تعمیر و نگهداری پایین و طول عمر بالا هستند. این در حالی است که سیستم‌های متداول دارای هزینه تعمیر و نگهداری بالاتری می‌باشند.

## ۶- نتیجه‌گیری

در این پژوهش شیوه‌سازی پویایی خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت با استفاده همزمان از انرژی‌های خورشیدی و منبع زمینی انجام شده است. پتانسیل سیستم توسعه داده شده در آب و هوایی گرم و مرطوب مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که این سیستم می‌تواند جایگزین مناسبی برای سیستم‌های متداول و با مصرف انرژی بالایی باشد که در این مناطق استفاده می‌شوند. سایر نتایج این پژوهش به شرح زیر است:

۱. بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت به میزان قابل توجهی بر آسایش حرارتی برقرار شده تأثیرگذار است. با افزایش بیشینه دمای احیاء، درصد آسایش حرارتی برقرار شده نیز افزایش خواهد یافت.
۲. عملکرد چرخ دسیکنت دارای تأثیر قابل توجهی بر آسایش حرارتی برقرار شده است. با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت، آسایش حرارتی برقرار شده نیز بهبود خواهد یافت. بنابراین، با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت، درصد مشخصی از آسایش حرارتی می‌تواند با بیشینه دمای احیاء پایین‌تر برقرار شود.
۳. با افزایش بیشینه دمای احیاء، سهم انرژی خورشیدی در

شده است. قابل ذکر است که نتایج این شکل برای عملکرد قوی چرخ دسیکنت و استفاده از تعداد ۸ کلکتور آورده شده است. با توجه به شکل مشخص است که با کاهش بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت و تعداد چاله‌های مبدل منبع زمینی، زمان بازپرداخت کاهش خواهد یافت. همچنین برای حالت بیشینه دمای احیاء ۷۵ درجه سلسیوس و تعداد چاله‌های مبدل منبع زمینی ۴ که سیستم توانایی کامل برقراری آسایش حرارتی را دارد، زمان بازپرداخت ۸/۲ سال است.

## ۶-۵- مزایای خنک‌کننده پیشنهادی در این پژوهش

در سیستم‌های خنک‌کننده متداول که در حال حاضر در مناطق گرم و مرطوب استفاده می‌شوند، از میردهایی استفاده می‌شود که در سال‌های اخیر به دلیل نشتی و ورود به محیط اطراف، به محیط زیست آسیب جبران ناپذیری وارد کرده‌اند. این در حالی است که استفاده از خنک‌کننده پیشنهادی در این پژوهش از انتشار گازهای کلروفلوروکربن در مقایسه با خنک‌کننده‌های متداول به میزان قابل توجهی جلوگیری می‌کند زیرا در آن از گازهای مبرد مورد استفاده قرار نمی‌گیرد.

همچنین ارزیابی اقتصادی صورت گرفته نشان می‌دهد که خنک‌کننده پیشنهادی دارای مصرف انرژی برق پایین‌تری نسبت به سیستم‌های متداول است و می‌تواند جایگزین مناسبی برای آن‌ها باشد. همچنین با فرآگیرتر شدن استفاده از انرژی‌های خواهد خورشیدی و زمینی در سال‌های آتی، هزینه اولیه آن‌ها کاهش خواهد یافت و در نتیجه آن زمان بازپرداخت نیز به مراتب کاهش خواهد یافت. در حال حاضر اجرای خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توسعه داده شده نسبت به سیستم‌های متداول دشوارتر و گران‌تر است اما در سال‌های آتی و با توجه به گران‌تر شدن هزینه برق و گستردگی تر شدن استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر، خنک‌کننده‌های جاذب رطوبت دسیکنت مورد توجه بیشتر قرار خواهند گرفت.

از طرفی در این پژوهش از انرژی خورشیدی به عنوان بخشی از انرژی مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت استفاده شده است. مشاهده شد که با در نظر گرفتن دماهای احیاء پایین (پایین‌تر از ۷۵ درجه سلسیوس)، آسایش حرارتی برقرار خواهد شد. این دمای پایین در مکان‌های مختلف از جمله بخش‌های صنعتی می‌تواند از منابع هدر

## زیرنویس

شرایط واقعی هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت	<i>D</i>
خنک کننده تبخیری مستقیم	<i>DEC</i>
سیال ورودی	<i>in</i>
مقدار کمینه	<i>min</i>
سیال خروجی	<i>out</i>
هوای فرآیند (هوای مصرفی یا تغذیه)	<i>P</i>
هوای احیاء	<i>R</i>
انتقال حرارت محسوس	<i>sens</i>
خنک کننده متداول دارای کمپرسور	<i>VCS</i>
بیشینه اختلاف دمای ممکن بین دمای تر ورودی و خروجی در خنک کننده تبخیری	<i>wbd</i>

## منابع

- [1] O. Masoso, L.J. Grobler, The dark side of occupants' behaviour on building energy use, *Energy and buildings*, 42(2) (2010) 173-177.
- [2] A.M. Omer, Renewable building energy systems and passive human comfort solutions, *Renewable and sustainable energy reviews*, 12(6) (2008) 1562-1587.
- [3] S. Delfani, J. Esmaelian, H. Pasdarshahri, M. Karami, Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in Iran, *Energy and Buildings*, 42(11) (2010) 2169-2176.
- [4] F. Kojok, F. Fardoun, R. Younes, R. Outbib, Hybrid cooling systems: A review and an optimized selection scheme, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 65 (2016) 57-80.
- [5] İ. Uçkan, T. Yılmaz, E. Hürdoğan, O. Büyükalaca, Experimental investigation of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system, *Energy conversion and management*, 65 (2013) 606-615.
- [6] M.K. Shahzad, G.Q. Chaudhary, M. Ali, N.A. Sheikh, M.S. Khalil, T.U. Rashid, Experimental evaluation of a solid desiccant system integrated with cross flow Maisotsenko cycle evaporative cooler, *Applied Thermal Engineering*, 128 (2018) 1476-1487.
- [7] G.Q. Chaudhary, M. Ali, N.A. Sheikh, S. Khushnood, Integration of solar assisted solid desiccant cooling system with efficient evaporative cooling technique for separate load handling, *Applied Thermal Engineering*, 140 (2018) 696-706.
- [8] L. Chen, S. Chen, L. Liu, B. Zhang, Experimental investigation of precooling desiccant-wheel air-

تأمین انرژی مورد نیاز برای احیاء و ضریب عملکرد سیستم کاهش و مصرف آب سیستم افزایش خواهد یافت. همچنین در یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت سهم انرژی خورشیدی نیز افزایش خواهد یافت.

۴. استفاده از مدل منبع زمینی در سیستم منجر به بهبود آسایش حرارتی برقرار شده خواهد شد و سطح مشخصی از آن می‌تواند با دمای احیاء پایین‌تر برقرار شود.

۵. تحلیل اقتصادی سیستم نشان می‌دهد که با در نظر گرفتن عملکرد قوی چرخ دسیکنت و در حالتی که سیستم به طور کامل آسایش حرارتی را برقرار می‌کند، زمان بازپرداخت ۸/۲ سال است.

## فهرست علائم

## علائم انگلیسی

پارامترهای معادله بازده کلکتور	<i>a</i>
صرفه‌جویی در هزینه سالیانه ( $\$/year^{-1}$ )	<i>ACS</i>
ظرفیت گرمایی ویژه سیال، $kJ\cdot kg^{-1}\cdot K^{-1}$	<i>C<sub>p</sub></i>
ضریب عملکرد سیستم، بی بعد	<i>COP</i>
زمان بازپرداخت	<i>CPP</i>
چرخ دسیکنت	<i>DW</i>
مشخصه پتانسیل چرخ دسیکنت	<i>F1</i>
مشخصه پتانسیل چرخ دسیکنت	<i>F2</i>
مدل منبع زمینی	<i>GSHE</i>
آنالیپی ویژه سیال، $(kJ\cdot kg^{-1})$	<i>h</i>
هزینه اولیه ( $\$$ )	<i>IC</i>
تشعشع عمودی خورشید بر صفحه کلکتور، $W\cdot m^{-2}$	<i>I<sub>T</sub></i>
چرخ بازیافت حرارت	<i>HRW</i>
دبی سیال، $kg\cdot h^{-1}$	<i>ṁ</i>
مقدار کمینه	<i>MIN</i>
نرخ انتقال حرارت، $kJ\cdot h^{-1}$	<i>Q̄</i>
بخش هوای بازگشتی از محیط تهویه شده، بی بعد	<i>R</i>
سهم انرژی خورشیدی در احیاء چرخ دسیکنت، بی بعد	<i>SF</i>
دماهی سیال	<i>T</i>
دماهی احیاء چرخ دسیکنت، $^{\circ}C$	<i>T<sub>Reg</sub></i>
رطوبت نسبی هوای، %	<i>RH</i>

## علائم یونانی

بازده مربوط به چرخ دسیکنت، بی بعد	$\varepsilon_{F1}$
بازده مربوط به چرخ دسیکنت، بی بعد	$\varepsilon_{F2}$
بازده، بی بعد	$\varepsilon$
بازده حرارتی کلکتور، بی بعد	$\eta$
نسبت رطوبت هوای، $kg\cdot kg^{-1}$	$\omega$

- [18] G. Heidarinejad, H. Pasdarshahri, The effects of operational conditions of the desiccant wheel on the performance of desiccant cooling cycles, *Energy and Buildings*, 42(12) (2010) 2416-2423.
- [19] T. Sokhansefat, A. Kasaeian, K. Rahmani, A.H. Heidari, F. Aghakhani, O. Mahian, Thermoeconomic and environmental analysis of solar flat plate and evacuated tube collectors in cold climatic conditions, *Renewable energy*, 115 (2018) 501-508.
- [20] D. Jani, M. Mishra, P. Sahoo, Performance studies of hybrid solid desiccant-vapor compression air-conditioning system for hot and humid climates, *Energy and Buildings*, 102 (2015) 284-292.
- [21] A. Arteconi, C. Brandoni, G. Rossi, F. Polonara, Experimental evaluation and dynamic simulation of a ground coupled heat pump for a commercial building, *International Journal of Energy Research*, 37(15) (2013) 1971-1980.
- [22] A. Cacabelos, P. Eguía, J.L. Míguez, E. Granada, M.E. Arce, Calibrated simulation of a public library HVAC system with a ground-source heat pump and a radiant floor using TRNSYS and GenOpt, *Energy and Buildings*, 108 (2015) 114-126.
- [23] M. Mehrpooya, H. Hemmatabady, M.H. Ahmadi, Optimization of performance of combined solar collector-geothermal heat pump systems to supply thermal load needed for heating greenhouses, *Energy Conversion and Management*, 97 (2015) 382-392.
- [24] S. Klein, B. Newton, J. Thornton, D. Bradley, J. Mitchell, M. Kummert, *TRNSYS Reference Manual: Mathematical Reference*, 16, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI, (2006).
- [25] M. Kharseh, M. Al-Khawaja, M.T. Suleiman, Potential of ground source heat pump systems in cooling-dominated environments: Residential buildings, *Geothermics*, 57 (2015) 104-110.
- [26] K. Ghali, Energy savings potential of a hybrid desiccant dehumidification air conditioning system in Beirut, *Energy Conversion and Management*, 49(11) (2008) 3387-3390.
- [27] Y. Guan, Y. Zhang, Y. Sheng, X. Kong, S. Du, Feasibility conditioning system in a high-temperature and high-humidity environment, *International Journal of Refrigeration*, 95 (2018) 83-92.
- [9] G. Heidarinejad, V. Khalajzadeh, S. Delfani, Performance analysis of a ground-assisted direct evaporative cooling air conditioner, *Building and Environment*, 45(11) (2010) 2421-2429.
- [10] 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.
- [11] Y. Abbassi, E. Baniasadi, H. Ahmadikia, Comparative performance analysis of different solar desiccant dehumidification systems, *Energy and Buildings*, 150 (2017) 37-51.
- [12] D. Pandelidis, A. Pacak, A. Cichoń, S. Anisimov, P. Drăg, B. Vager, V. Vasilijev, Multi-stage desiccant cooling system for moderate climate, *Energy conversion and management*, 177 (2018) 77-90.
- [13] A. Asadi, B. Roshanzadeh, Improving performance of two-stage desiccant cooling system by analyzing different regeneration configurations, *Journal of Building Engineering*, 25 (2019) 100807.
- [14] A. Heidari, R. Roshandel, V. Vakiloroaya, An innovative solar assisted desiccant-based evaporative cooling system for co-production of water and cooling in hot and humid climates, *Energy Conversion and Management*, 185 (2019) 396-409.
- [15] P. Bareschino, G. Diglio, F. Pepe, G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso, Numerical study of a MIL101 metal organic framework based desiccant cooling system for air conditioning applications, *Applied Thermal Engineering*, 124 (2017) 641-651.
- [16] A. Heidari, H. Rostamzadeh, A. Avami, A novel hybrid desiccant-based ejector cooling system for energy and carbon saving in hot and humid climates, *International Journal of Refrigeration*, 101 (2019) 196-210.
- [17] G. Panaras, E. Mathioulakis, V. Belessiotis, N. Kyriakis, Experimental validation of a simplified approach for a desiccant wheel model, *Energy and Buildings*, 42(10) (2010) 1719-1725.

- Engineering, 21(16) (2001) 1657-1674.
- [31] M.-H. Kim, J.-S. Park, J.-W. Jeong, Energy saving potential of liquid desiccant in evaporative-cooling-assisted 100% outdoor air system, Energy, 59 (2013) 726-736.
- [32] J. Watt, Evaporative air conditioning handbook, Springer Science & Business Media, 2012.
- [33] S. De Antonellis, M. Intini, C.M. Joppolo, Desiccant wheels effectiveness parameters: correlations based on experimental data, Energy and Buildings, 103 (2015) 296-306.
- [34] S. Kalogirou, The potential of solar industrial process heat applications, Applied Energy, 76(4) (2003) 337-361.
- [35] T. Sokhansefat, D. Mohammadi, A. Kasaian, A. Mahmoudi, Simulation and parametric study of a 5-ton solar absorption cooling system in Tehran, Energy Conversion and Management, 148 (2017) 339-351.
- and economic analysis of solid desiccant wheel used for dehumidification and preheating in blast furnace: A case study of steel plant, Nanjing, China, Applied Thermal Engineering, 81 (2015) 426-435.
- [28] T. Ge, F. Ziegler, R. Wang, H. Wang, Performance comparison between a solar driven rotary desiccant cooling system and conventional vapor compression system (performance study of desiccant cooling), Applied Thermal Engineering, 30(6-7) (2010) 724-731.
- [29] R. Qi, L. Lu, Y. Huang, Parameter analysis and optimization of the energy and economic performance of solar-assisted liquid desiccant cooling system under different climate conditions, Energy conversion and management, 106 (2015) 1387-1395.
- [30] 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

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

S. Rayegan, G. H. Heidarnejad, H. Pasdarshahri, Dynamic Simulation of Desiccant Cooling System with Simultaneously Using Solar and Ground Renewable Energies in Hot-Humid Regions, Amirkabir J. Mech Eng., 53(3) (2021) 1549-1572.

DOI: [10.22060/mej.2019.16938.6478](https://doi.org/10.22060/mej.2019.16938.6478)

