



Applying Dynamic Air Cooling System to Reduce Water Consumption of Iranian-Made Evaporative Coolers

Behzad Omid Kashani 

Assist. Prof. of Mechanical Engineering, Dept. of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Birjand, South Khorasan, Iran (Corresponding Author) b.kashani@birjand.ac.ir



<https://doi.org/10.22093/wwj.2025.499350.3459>

Technical Note

Abstract

The considerable water consumption associated with Iranian-produced evaporative coolers is evident given Iran's water shortage and diminishing water resources in Iran. Although Iranian-produced evaporative coolers have an older design and are well suited to the atmospheric conditions of Iran, which are mainly hot and semi-arid, their high water consumptions and the lack of water resources, particularly in summer, highlights the need for more scientific research. This should include new ideas and techniques aimed to reduce water consumption in these devices. In this study, a new dynamic air cooling system is introduced, by which atmospheric air can be cooled to -90°C without the use of conventional refrigeration systems. The dynamic air cooling system represents a novel and innovative method on a global scale. Based on the scientific principles of gas dynamics and thermodynamics, it is able to increase the speed of air passing through this system to supersonic values in several stages, consequently reducing the temperature of the air passing through the system or its sensible energy, significantly. This innovative system is currently being used commercially in industrial cold stores. In the current work, by using the cold air produced by this system, the temperature of the circulating water in evaporative water coolers is significantly reduced, and the amount of water consumption in evaporative water coolers is reduced. It is shown that by using the cold air produced by the dynamic cooling system, the temperature of the circulating water is reduced from the wet bulb temperature of the ambient air to a temperature of 4°C ; in these conditions, the cooling load and the seasonal energy efficiency ratio increase by 97% and 29.2%, respectively, while the water consumption rate and specific water consumption decrease by 35.2 and 67.5%, respectively. Therefore, by using this system in evaporative water coolers produced in Iran, the water and energy consumption rates are both significantly reduced.

Keywords:
Evaporative Water Cooler, Dynamic Air Cooling, Water Consumption Reduction, Efficiency Increase, Temperature of Water Circulation.



Received: Jan. 12, 2025

Revised: Apr. 4, 2025

Accepted: Apr. 27, 2025

To cite this article:

Omid Kashani, B., 2025. Applying dynamic air cooling system to reduce water consumption of Iranian-made evaporative coolers. *Water and Wastewater*, 36(4), 97-114. <https://doi.org/10.22093/wwj.2025.499350.3459>.

Use your device to scan and read the article online



© The Author(s).

This work is licensed under a [Creative Commons Attribution 4.0 International License](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)



1. Introduction

Evaporative water coolers have been widely used in Iran for more than 70 years, and more than 120 manufacturers in Iran are currently producing this cooling device.

High water consumption, outdated design and operating principles, along with drought, reduced rainfall, and shortage of water resources pose significant challenges. On the other hand, the use of new technologies and more specific and targeted research to reduce water and energy consumption in this device are needed. This dynamic air cooling¹ system is an innovative and environmentally friendly method that, based on the principles of thermodynamics and gas dynamics, converts the hot air of the desired environment into cold air directly without any heat exchanger or synthetic refrigerant hydro fluoro carbons² (Razumtseva et al., 2023).

In the current work, first the details of the operation of the DAC system are described, and then the important performance parameters (water and electrical energy consumption rate and energy efficiency ratio³) based on the laws of energy and exergy conservation for the evaporative water cooler using this innovation (optimized cooler) and the basic cooler (without this innovation) are calculated and compared. The results show that while the electrical energy consumption rate increases, the cooling capacity and seasonal energy efficiency ratio⁴ for the optimized cooler increase by 98% and 29.2%, respectively, compared to the basic cooler, and the water consumption rate decreases by 35.3%.

2. Introduction to DAC system

The schematic of the system used in the proposed DAC invention is shown in Fig. 1. The components of this system are as follows: 1- Compressor, 2- Electric motor for rotating the compressor, 3- Air-to-air exchanger, 4- Blower fan, 5- Work piece, 6- Generator, 7- Radial turbine, 8- Air-to-water shell and tube heat exchanger, 9- Water pump, 10- Rectifier and power balancer.

Assuming the presence of an insulated heat exchanger between the mass flow of produced cold air and the hypothetical reservoir in the cooler pan (volume 15 liters), the amount of cooling load provided by the cold air can be obtained from the energy balance between the passing cold air and the desired volume of water

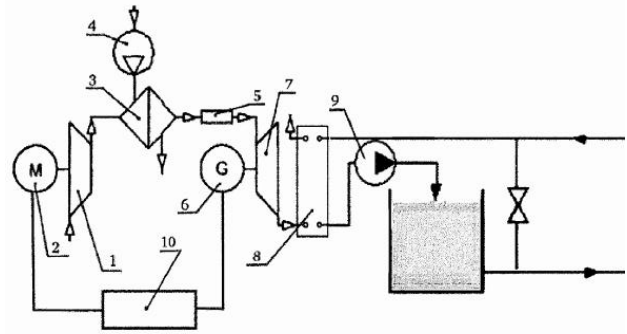


Fig. 1. Schematic of the components in the invention

as follows

$$\dot{m}_w \times C_{p_w} \times \Delta T_w = \dot{m}_a \times C_{p_a} \times \Delta T_a \quad (1)$$

2.1. Mathematical modeling of wet pad

Assuming one-dimensional air flow across the wet pad (x direction) through a thickness dx, according to Fig. 2 and with the exchange of sensible heat element (dq_s) and the exchange of latent heat element (dq_l), the energy conservation equation 2 for an open system can be as follows:

$$-m_a \cdot dh_a = dq_s - dq_l \quad (2)$$



Fig. 2. Schematic of air flow across the width of the wet pad

¹ Dynamic Air Cooling (DAC)

² Hydro-Fluoro-Carbons (HFC)

³ Energy Efficiency Ratio (EER)

⁴ Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER)



2.2. Calculation of cooling capacity and specific water consumption⁵ at different circulating water temperatures

The cooling capacity is found based on the dry temperature of the incoming and outgoing air from the wet environment with the help of equation 3

$$Q_c = \dot{m}_a \cdot (T_{a1} - T_{a2}) \cdot C_{p_a} \quad (3)$$

The SWC is defined as the ratio of the water consumption rate to the cooling capacity according to equation 4:

$$SWC = \frac{\dot{m}_w}{Q_c} = \frac{\dot{m}_a \cdot (W_2 - W_1) \cdot 3600}{C_{p_a} \cdot (T_{a1} - T_{a2}) \cdot \dot{m}_a} = \frac{(W_2 - W_1) \cdot 3600}{C_{p_a} \cdot (T_{a1} - T_{a2})} \quad (4)$$

The effect of changing the circulation water temperature on the air temperature exiting the wet pad, observed in the base case in the summer conditions of Tabas city and in several optimized cooler modes, is shown in Fig. 3. The values of cooling capacity (Q_c , kW), water consumption rate (\dot{m}_v , kg/hr), SWC (SWR, kg/kW-hr), and seasonal EER (SEER, BTU/W-h) were calculated for different ambient conditions (the dry air temperature of the atmosphere changed but the relative humidity of the atmosphere was assumed to be constant at 20%) and four different circulating water temperatures, and the results are presented in Tables 1 and 2.

⁵ Specific Water Consumption (SWC)

3. Discussion and results

The results are as follows:

A- With circulating water cooling at different dry ambient temperatures, the cooling capacity increases; for example, at an ambient temperature of 50 °C, the cooling capacity increases by 98%.

B- With circulating water cooling at different dry ambient temperatures, the SEER increases; as an example, at an ambient temperature of 50 °C, the SEER increases by 29.2%.

C- With circulating water cooling at different dry ambient temperatures, the water consumption rate \dot{m}_v decreases, and at an ambient temperature of 50 °C, the water consumption rate \dot{m}_v decreases by 35.3%.

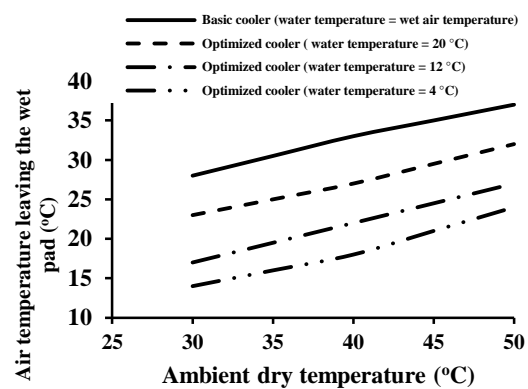


Fig. 3. Changes in the air temperature exiting the wet pad in terms of dry ambient temperature for different circulating water temperatures

Table 1. Cooling capacity values and SEER

Dry ambient temperature (°C)	Cooling capacity (\dot{Q}_c , kW)				SEER (SEER, BTU/W-h)			
	Base cooler (water temperature = wet ambient temperature)	Optimal cooler (circulating water cooling)			Base cooler (water temperature = wet ambient temperature)	Optimal cooler (circulating water cooling)		
		20°C	12°C	4°C		20°C	12°C	4°C
30	3.04	15.70	26.04	34.54	41.11	138.56	229.80	304.81
35	9.35	21.80	31.80	39.92	126.50	192.31	280.71	352.24
40	15.66	27.88	37.58	45.29	211.91	246.06	331.67	399.67
45	21.97	33.97	43.35	50.67	297.30	299.81	382.51	447.08
50	28.28	40.06	49.12	56.04	382.71	353.55	433.41	494.51
% change (relative to 50 °C)	0	+41.6	+73.7	+98.2	0	-7.6	+13.2	+29.2



Table 2. Water consumption rate and SWC

Dry ambient temperature (°C)	Water consumption rate (\dot{m}_v , kg/hr)				SWC (SWR, kg/kW-hr)			
	Base cooler (water temperature = wet ambient temperature)	Optimal cooler (circulating water cooling)			Base cooler (water temperature = wet ambient temperature)	Optimal cooler (circulating water cooling)		
		20°C	12°C	4°C		20°C	12°C	4°C
30	44.13	38.95	33.19	28.51	14.53	2.48	1.27	0.83
35	50.1	44.13	37.61	32.31	5.35	2.02	1.18	0.81
40	56.1	49.43	42.13	36.19	3.57	1.77	1.12	0.80
45	62.2	54.72	46.64	40.06	2.82	1.61	1.07	0.79
50	68.7	60.64	51.68	44.39	2.43	1.51	1.05	0.79
% change (relative to 50 °C)	0	-11.7	-24.7	-35.3	0	-37.8	-56.8	-67.5

D- By cooling the circulating water at different dry ambient temperatures, the SWC is reduced; at an ambient temperature of 50 °C, the SWC (SWR, kg/kW-hr) is reduced by 67.5%.

E- The temperature of the air used for cooling the circulating water is cooled to -90 °C by the DAC system.





به کارگیری سیستم سرمایش هوای دینامیکی به منظور کاهش مصرف آب کولرهای آبی تبخیری تولیدی ایران

بهزاد امیدی کاشانی

۱- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند، خراسان جنوبی، ایران
(نویسنده مسئول) b.kashani@birjand.ac.ir



<https://doi.org/10.22093/wwj.2025.499350.3459>

یادداشت فنی

چکیده

واژه‌های کلیدی:
کولر تبخیر آبی، سرمایش
دینامیکی، کاهش مصرف
آب، افزایش بازده

مصرف آب قابل ملاحظه کولرهای آبی تبخیری تولیدی ایران با توجه به کم‌آبی و کاهش منابع آب در کشور ایران بر همگان واضح است. از آنجایی که کولرهای آبی تبخیری تولیدی ایران طرح قدیمی داشته و از طرفی با شرایط اتمسفریک ایران که عمدتاً گرم و نیمه خشک است، تطابق خوبی داشته ولی از طرف دیگر با توجه به مصرف بالای آب در این کولرها و کمبود منابع آبی، خصوصاً در ایام تابستان، نیاز به انجام پژوهش‌های علمی بیشتر و به کارگیری ایده‌ها و تکنیک‌های جدید برای کاهش مصرف آب در این وسایل احساس می‌شود. در این پژوهش ابتدا سیستم جدید سرمایش دینامیکی هوا معرفی شد که توسط آن هوای اتمسفر را می‌توان بدون استفاده از سیستم‌های تبرید متداول امروزی تا دمای 9°C سرد کرد. سیستم سرمایش دینامیکی هوا یک روش کاملاً نوین و با نوآوری جدید در سطح جهانی است که بر پایه اصول علمی دینامیک گاز و ترمودینامیک قادر است در چند مرحله، سرعت هوای عبوری از این سیستم را به مقدار بالای صوت رسانده و بالطبع دمای هوای عبوری از سیستم یا انرژی محسوس آن را به‌نحو چشمگیری کاهش دهد. این سیستم ابتکاری در حال حاضر در سردخانه‌های صنعتی کاربری تجاری دارد. در این پژوهش با به کارگیری هوای سرد حاصل از این سیستم، دمای آب سیرکولاسیون در کولرهای آبی تبخیری کاهش چشمگیر یافت و بالطبع میزان مصرف آب در کولرهای آبی تبخیری کاهش یافت. همچنین نشان داده شد که با به کارگیری هوای سرد تولیدی از سیستم سرمایش دینامیکی، دمای آب سیرکولاسیون از دمای تر محیط هوا تا دمای 4°C کاهش می‌یابد و در این شرایط بار سرمایشی و نسبت فصلی بازده انرژی به ترتیب ۹۷ و ۲۹/۲ درصد افزایش و نرخ مصرف آب و مصرف ویژه آب به ترتیب ۳۵/۲ و ۶۷/۵ درصد کاهش می‌یابند. بنابراین با به کارگیری این سیستم در کولرهای آبی تبخیری تولیدی ایران، نرخ‌های مصرف آب و انرژی هم‌زمان به‌نحو چشمگیری کاهش می‌یابند.



دریافت: ۱۴۰۳/۱۰/۲۳

اصلاح: ۱۴۰۴/۱/۱۵

پذیرش: ۱۴۰۴/۲/۷

از دستگاه خود برای اسکن و خواندن مقاله به صورت آنلاین استفاده کنید



برای ارجاع به این مقاله به صورت زیر اقدام فرمایید:

امیدی کاشانی، ب، ۱۴۰۴، به کارگیری سیستم سرمایش هوای دینامیکی به منظور کاهش مصرف آب کولرهای آبی

تبخیری تولیدی ایران. آب و فاضلاب، ۳۶(۴)، ۹۷-۱۱۴.

<https://doi.org/10.22093/wwj.2025.499350.3459>



© The Author(s).

This work is licensed under a [Creative Commons Attribution 4.0 International License](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

۱- مقدمه

کولرهای آبی تبخیری در کشور ایران به‌وفور استفاده می‌شوند و سابقه بیش از ۷۰ سال را دارند. اکنون بیش از ۱۲۰ کارخانه سازنده در ایران در حال تولید این وسیله خنک‌کننده هستند. مصرف بالای آب در این کولرهای آبی و قدیمی بودن طراحی و اصول کارکرد این کولرها از یک طرف و مشکل خشک‌سالی و کاهش بارش‌ها و کمبود منابع آب خصوصاً در مصارف خانگی از طرف دیگر، نیاز شدید به به‌کارگیری تکنولوژی‌های جدید و پژوهش‌های ویژه و لازم بیشتری برای کاهش مصرف آب و انرژی در این وسیله احساس می‌شود. از طرفی به دلیل نرخ پایین مصرف آب این کولرها (به‌طور متوسط ۳۰ لیتر در ساعت یا ۸ میلی‌لیتر در ثانیه) اکثر کنتورهای خانگی نیز قادر به ثبت مقدار صحیح آب مصرفی توسط کولرهای آبی تبخیری نبوده و مشکل بزرگی بر ادارات آب و فاضلاب کشور به‌عنوان آب بدون درآمد می‌افزایند (Omidi Kashani and Deymi, 2021).

تاکنون پژوهش‌های علمی مختلفی بر روی افزایش بازده و عملکرد این کولرهای آبی تبخیری انجام شده است. پژوهش‌ها عمدتاً در راستای شناسایی عملکرد و بررسی تئوری و تجربی عوامل مؤثر بر بهبود عملکرد این وسیله بوده است. عمده اهداف پژوهش‌های اخیر عبارت‌اند از افزایش بازده اشباع، یا افزایش بازده سرمایش، یا افزایش نسبت بازده انرژی^۱ یا افزایش نسبت بازده انرژی فصلی^۲ (از طریق افزایش بار سرمایشی و یا کاهش انرژی الکتریسته مصرفی) است. به‌علاوه سیستم‌های سرمایشی تبخیری جدیدی مانند انواع سیستم‌های تبخیر مستقیم^۳ و غیرمستقیم^۴ به همراه انواع پدها (از نظر جنس و هندسه‌های مختلف) بررسی و پیشنهاد و حتی به مراحل تجاری نیز رسانده شده‌اند.

اثر نرخ سیرکولاسیون آب بر نرخ تبخیر و افت فشار هوا در طی عبور از محیط رطوبت^۵ بر بازده سرمایشی و بازده تبخیر و نسبت بازده انرژی و نسبت بازده انرژی فصلی بررسی شده است (Omidi Kashani, 2022). نتایج تجربی پژوهش فوق بر اساس

استاندارد اشری امریکا^۶ انجام شده است (ASHRAE, 2015). پژوهش فوق نشان می‌دهد که با به‌کارگیری یک نوآوری برای تنظیم نرخ آب سیرکولاسیون، در یک کولر آبی تبخیر از نوع مستقیم با ظرفیت $7500 \text{ m}^3/\text{hr}$ تولیدی کارخانه سپهر الکتریک نسبت بازده انرژی به مقدار ۱۱ و ۱۵ درصد به ترتیب برای دوره‌های کند و تند افزایش یافته است (Omidi Kashani, 2015).

در پژوهش دیگری اثرات شرایط محیطی (عوامل خارجی از جمله دمای خشک و دمای تر و رطوبت نسبی هوا) بر بازده سرمایش یک کولر تبخیری بررسی شده است. در این پژوهش نشان داده شد که اثر شرایط محیطی (عوامل خارجی) نسبت به عوامل داخلی (شرایط هندسی محیط تر و سائز درپچه‌های هوای ورودی، دارای اثر مهم‌تر و بزرگتری بر بازده سرمایشی سیستم‌های سرمایش تبخیری از نوع مستقیم و غیرمستقیم هستند. همچنین نشان دادند که تطابق خوبی بین نتایج تجربی و مدل‌سازی تئوری تا صحت ۹۶ درصد وجود دارد (Hussain et al., 2022).

در پژوهش دیگری اثر عواملی چون نرخ آب سیرکولاسیون و سرعت هوای عبوری و جنس‌های مختلف محیط تر از نوع سلولزی بر روی بازده سرمایش و آهنگ تبخیر آب (آب مصرفی) و افت فشار هوا در طی عبور از محیط تر بررسی شدند. آن‌ها نشان دادند که با افزایش نرخ آب سیرکولاسیون، افت فشار هوای عبوری از محیط تر به مقدار کمی افزایش می‌یابد، ولی هیچ تأثیری بر روی بازده سرمایشی ندارد (He et al., 2014).

در ادامه این مطالعات پایه می‌توان به پژوهش انجام شده توسط (Sellam et al., 2022) اشاره کرد که اثر جنس‌های مختلف محیط تر (از جمله الیاف خرما و نوع متداول براده چوبی) (تراشه‌های چوبی^۷) و نرخ هوای عبوری، شرایط اتمسفر، نرخ و دمای آب سیرکولاسیون بر بازده سرمایشی و نسبت بازده مؤثر بررسی شده است. در این پژوهش مشاهده شده که با کاهش دمای آب سیرکولاسیون، بازده سرمایش افزایش و دمای هوای خروجی از کولر آبی به میزان متناظر کاهش می‌یابد و برعکس.

در پژوهش دیگری اثر دمای آب سیرکولاسیون بر روی بازده سرمایش و دمای هوای خروجی از یک کولر آبی تبخیری نوع

¹ Energy Efficiency Ratio (EER)
² Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER)
³ Direct Evaporative Cooler (DEC)
⁴ In-Direct Evaporative Cooler (IDEC or IEC)
⁵ Wet Pad

⁶ American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)
⁷ Excelsior Wood Wool



در مطالعات گذشته برای کاهش دمای آب سیرکولاسیون به‌طور متداول از سیستم‌های سرمایشی چیلر (همان سیستم‌های جذبی) استفاده شده است که تاکنون جنبه تجاری نداشته‌اند و صرفاً کاربری تحقیقاتی داشته‌اند. بنابراین یافتن راهکارهایی جایگزین و عملی و به‌صرفه نسبت به این چیلرها (آب‌سردکن‌ها) (با توجه به مصرف زیاد انرژی الکتریکی) لازم به نظر می‌رسد. شناخت و به‌کارگیری سیستم‌های نوآوری جدید که از نظر مصرف انرژی به‌صرفه هستند، برای این سرمایش آب سیرکولاسیون مفید به نظر می‌رسد. در ادامه به چندین پژوهش که برای ایجاد سرمایش از روش‌هایی به‌غیر از سیستم‌های تبرید جذبی و تراکمی استفاده کرده‌اند، پرداخته می‌شود.

طبق پژوهش انجام شده در شرایط سخت اتمسفریک شهرستان طبرس با دمای خشک 45°C ، رطوبت نسبی ۲۰ درصد، ارتفاع از سطح دریا ۶۰۰ متر) حداکثر نرخ آب مصرفی کولرهای آبی تبخیری 55 L/hr (یا 152 L/sec) و دمای تر (دمای آب سیرکولاسیون و دمای هوای خروجی از محیط تر به ترتیب برابر 9°C و $24/9^{\circ}\text{C}$ و $27/64^{\circ}\text{C}$ هستند (Omid Kashani and Deymi, 2021).

حال اگر به طریقی بتوان دمای آب سیرکولاسیون را به‌طور چشمگیری کاهش داد (مثلاً تا حدود 4°C)، به‌طبع آن دمای هوای خروجی از محیط تر نیز با اختلافی حداکثر 5°C بالاتر از دمای تر اتمسفر (دمای آب سیرکولاسیون) یعنی برابر 9°C (برابر دمای هوای خروجی یک سیستم هواساز یا کولر گازی‌های متداول امروزی) سرد می‌شود. با این کار بار سرمایشی تولیدی حدود ۱۲ درصد افزایش یافته و کاربر نیاز به استفاده کولر تبخیری آبی در دور بالا نداشته و یا حتی در مواقعی دستگاه کولر را خاموش نگه می‌دارد که این مسلماً باعث کاهش مصرف آب و انرژی به‌طور هم‌زمان می‌شود.

با توجه به به‌کارگیری شناورهای قائم به‌جای شناورهای افقی که در حال حاضر استفاده می‌شود می‌توان سرمایش آب سیرکولاسیون را تنها برای بخشی از آب کف کولر انجام داد (حدود ۱۵ لیتر به‌جای ۸۰ لیتر کل ظرفیت آب در مخزن کف کولر) (Omid Kashani, 2017). برای سرمایش ۱۵ لیتر آب از $27/64^{\circ}\text{C}$ (دمای تر محیط) به دمای 4°C به بار سرمایشی $1/78\text{ kW}$ احتیاج است که این مقدار چیزی حدود یک‌سوم تا

مستقیم به‌طور تئوری بررسی و نشان داده شد که با افزایش و کاهش یک درجه سلسیوس دمای آب سیرکولاسیون نسبت به دمای تر هوا در شرایط اتمسفر (مقدار مرسوم^۱ برای دمای آب سیرکولاسیون)، دمای هوای خروجی تقریباً به همان اسکیل ($0/8^{\circ}\text{C}$ و -1°C) تغییر کرده است (Al-Badri and Al-Waaly, 2017).

از پژوهش‌های اشاره شده این نتیجه آشکار به دست می‌آید که عوامل مؤثر بر بهبود عملکرد و بازده سرمایش را می‌توان به دو دسته داخلی و خارجی تقسیم‌بندی کرد. از عوامل داخلی می‌توان به جنس محیط تر و ضخامت آن و سرعت هوای عبوری، نرخ سیرکولاسیون آب عبوری از محیط تر، هندسه مجموعه کولر که بر آیرودینامیک جریان هوای عبوری از محیط تر اثر می‌گذارند نام برد. از عوامل خارجی مؤثر بر عملکرد کولرهای آبی تبخیری نیز می‌توان به شرایط هوای اتمسفر از جمله دمای خشک، دمای تر، رطوبت نسبی، ارتفاع مکان کاربری از سطح دریا، اثر تابش نور خورشید و وزش باد را نام برد. پر واضح است که پارامترهای عملکردی از جمله بار سرمایشی و نسبت بازده انرژی در اثر تغییر شرایط داخلی، به دلیل تقابل پدیده‌های انتقال جرم و حرارت و ظرفیت‌های مشخص تبخیر محیط تر (و بالطبع ظرفیت معین انتقال حرارت) بهبود قابل‌ملاحظه و چشمگیری ندارند. در تمامی مراجع و مطالعات گذشته معمولاً دمای آب سیرکولاسیون برابر دمای تر هوای اتمسفر (محیط اطراف سیستم) در نظر گرفته می‌شود (به‌جز اینکه فرایند سرمایش تبخیری به حالت غیر عایق باشد).

در پژوهش‌های زیادی در گذشته اثر تغییرات هر یک از خواص اتمسفر (از جمله دمای خشک و تر رطوبت نسبی) به‌تنهایی بر پارامترهای عملکردی سیستم فوق بررسی و نشان داده شده که این عوامل اثر واضح و قابل‌ملاحظه‌ای بر پارامترهای مهم عملکردی سیستم دارد (Hussain et al., 2022). واضح است که خواص اتمسفر اطراف ثابت بوده و تحت کنترل کاربر نیست. ولی بر اساس پژوهش‌های اخیر با تغییر دمای آب سیرکولاسیون به‌طور مستقل (بدون تغییر دمای تر محیط) دیده شده که منجر به کاهش دمای هوای عبوری (افزایش بار سرمایشی) به همان مقیاس می‌شود (He et al., 2014).

¹ Nominal

² Operator



عبوری هوا برای ایجاد چرخش استفاده شده و با این کار مقدار نسبت چرخش (نسبت مؤلفه‌های سرعت مماسی به‌سرعت محوری) متفاوتی به دست آمده ولی روی سرمایش هوای خروجی (در اثر افزایش سرعت هوا) از این نازل‌ها انجام نشده است (Nozaki et al., 2003).

در پژوهشی با استفاده از یک مولد چرخش در مجاری عبور هوا، باعث ایجاد چرخش هوا شده و اثر زوایای مختلف راستای عبور هوا را در زوایای مختلف ۱۵، ۳۰ و ۴۵ درجه بر میدان ایرودینامیکی و پدیده انتقال حرارت بر صفحه برخوردکننده جریان هوا بررسی کردند، ولی هیچ مطالعه‌ای بر تغییرات دمای هوا و یا سرعت مطلق هوای خروجی از مجرا انجام ندادند (Huang and El-Genk, 1998).

در پژوهشی با چرخاندن دیواره‌های یک لوله سعی شده که در جریان محوری ورودی به لوله چرخش ایجاد کرده و در این کار نیز مشابه مطالعات دیگر اشاره شده باهدف ایجاد مؤلفه‌های مختلف سرعت جریان عبوری، هیچ اندازه‌گیری دمایی برای هوای خروجی در آن انجام نشده است (Facciolo, 2006).

تاکنون در مطالعات بیان شده به نحوی هوا را به‌کار گرفته‌اند که در اثر برخورد جت هوا موجب انتقال حرارت بیشتر از یک صفحه مقابل جت می‌شده‌اند. از آنجاکه هدف محقق به‌کارگیری هوای سرد برای سرمایش آب سیرکولاسیون کولر تبخیری بود، به سرمایش بیشتر هوا احتیاج بود. با بررسی نوآوری‌های جدید در ایجاد سرمایش هوا می‌توان به نوآوری جدید به نام سیستم سرمایش دینامیکی هوا^۳ اشاره کرد که در سال ۲۰۲۳ در امریکا ثبت اختراع شده است (Razumtseva et al., 2023).

این سیستم نسبت به سیستم‌های تبرید جذبی^۴ و تراکمی^۵ به توان الکتریکی کمتری حدود ۳۰ تا ۷۰ درصد برای ایجاد سرماهای زیر ۵۰ °C- احتیاج دارد. این سیستم سرمایش هوای دینامیکی یک روش نوآورانه و سازگار با محیط زیست است که بر اساس اصول علم ترمودینامیک و دینامیک گاز، هوای گرم محیط موردنظر را مستقیماً و بدون هیچ مبدل حرارتی و یا مبرد سنتزی^۶ به هوای

یک‌چهارم توان مصرفی کوچکترین کولرهای گازی (دستگاه‌های هواساز معمولی) است. لازم به ذکر است که حجم هوادهی یک کولر آبی ۷۵۰۰ m³/hr معادل ۱۵ برابر حجم هوادهی یک کولر گازی متوسط (۴۸۰ m³/hr) است.

تا اینجا اسکیل توان سرمایشی موردنیاز مشخص شده، بنابراین در ادامه به پژوهش‌هایی اشاره می‌شود که با روش‌های جدید و صرف انرژی کمتر قادر به تولید این مقدار توان سرمایشی باشند. در مطالعات گسترده‌ای دیده شده که پژوهشگران و صنعتگران مختلف با ایجاد چرخش در جریان هوای عبوری با روش‌های مختلف، باعث افزایش نرخ انتقال حرارت با به‌کارگیری اصول ایرودینامیک و مکانیک سیالات شده‌اند. جریان ورتکسی یا لوله‌های ورتکسی یکی از روش‌های ایجاد هوای سرد بدون استفاده از مواد مبرد و سیستم‌های تبرید است که تاکنون توسط پژوهشگران زیادی بررسی شده و حتی کاربری تجاری و صنعتی نیز پیدا کرده‌اند (Alsaghir et al., 2021, Teng and Xi, 2022). به‌طور نمونه با ایجاد جریان گردابی در لوله ورتکس در پژوهشی نشان داده شد که با به‌کارگیری یک جریان ورودی به‌صورت مماسی به یک لوله، دو جریان گرم و سرد به‌صورت محوری ایجاد می‌شوند که دمای هوای سرد تا ۵۰ °C- را تولید کرده‌اند، ولی بازده بار سرمایشی آن خیلی کم است (Hu et al., 2023).

در پژوهشی چرخش هوا در لوله عبوری را با کمک نازل‌های پیچ‌دار^۱ ایجاد کرده و اثر چرخش هوای خروجی را در فرایندهای ایرودینامیکی و انتقال حرارت در برخورد با صفحه مقابل با این جریان بررسی کردند، ولی هیچ مطالعه‌ای روی سرمایش یا افزایش سرعت هوای خروجی از این نازل‌ها انجام نشده است (Xu et al., 2021).

در پژوهشی برای ایجاد چرخش سیال عبوری از داخل یک لوله از پروفیل‌های به شکل دو دایره هم‌مرکز برای لوله استفاده شده که تنها به اثر تغییر میدان آئرو دینامیک جریان جت هوای برخوردکننده خروجی^۲ و تأثیر آن بر انتقال حرارت بر سطح برخوردشونده پرداخته شده ولی تغییرات دمای هوای خروجی اندازه‌گیری نشده است (Wongcharee et al., 2020).

در پژوهشی از یک استاتور با پره‌های قابل تنظیم در مجرای

³ Dynamic Air Cooling (DAC)

⁴ Absorption Cooling

⁵ Compression Refrigeration

⁶ Synthesis Refrigerant – Hydro-Fluoro-Carbons (HFCs)

¹ Threaded Nozzle

² Impinging Jet



کولر پایه محاسبه شد. بنابراین در ادامه، به شرح کار سیستم سرمایش دینامیکی هوا پرداخته می‌شود.

۱-۲- شناخت سیستم سرمایش دینامیکی هوا

این سیستم حاصل یک نوآوری با اختراع در سال ۲۰۲۳ در کشور آمریکا است که توسط یک اکپ مهندسین فیزیک کشور اوکراین انجام شده است. تیم تخصصی این اختراع شامل ۲ فرد با مدرک دکترا و ۵ متخصص با تجربه صنعتی با گرایش‌های ساخت و تولید و صنعتی‌سازی محصولات پایلوت است. تاکنون جوایز ارزشمندی از جمله جایزه ویژه نوآوری اتحادیه اروپا را در سال ۲۰۲۰ را از آن خود کرده است. اهداف اصلی این اختراع به شرح زیر است:

- ۱- ایجاد روش جدید در سرمایش بدون به‌کارگیری سیستم‌های تبرید تراکمی
- ۲- کاهش مصرف انرژی الکتریسیته و افزایش بازده سرمایشی دستگاه‌های هواساز و تبرید فعلی به‌طور چشمگیر
- ۳- حذف کامل مبردها در سیستم تبرید فعلی که اثر زیست‌محیطی مخرب هستند
- ۴- کاهش زمان لازم برای فرایند سرمایش

شماتیک سیستم به‌کاررفته در اختراع موردنظر مطابق شکل ۱ است. اجزای سیستم فوق به شرح زیر هستند: ۱- کمپرسور،

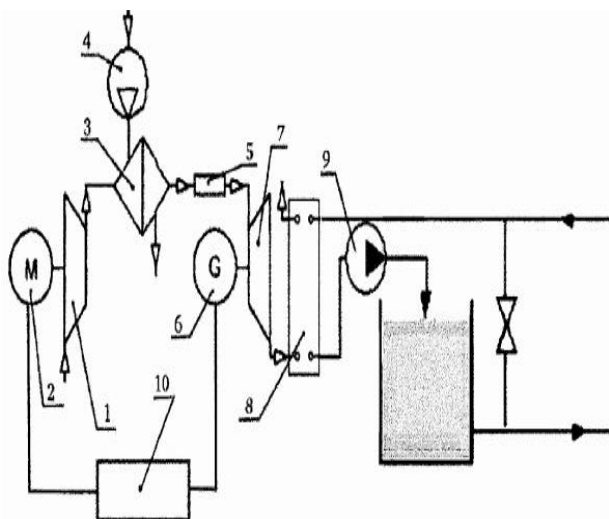


Fig. 1. Schematic of the components in the invention (Razumtseva et al., 2023)

شکل ۱- شماتیک اجزای موردنظر در اختراع

(Razumtseva et al., 2023)

سرد تبدیل می‌کند. در این سیستم سرمایش هیچ انتقال حرارت به منبع دمای پایین وجود ندارد و لذا این سیستم گزینه‌ای پایدار برای کاربردهای صنعتی و مسکونی است. با به‌کارگیری فناوری فوق در تئوری حتی می‌توان کاهش (اختلاف) دمای 170°C را در هوای موردنظر ایجاد کرد. این سیستم در حال حاضر کاربری صنعتی داشته و در سرمایش محفظه‌های سردخانه‌ها به‌کار رفته ولی در این پژوهش، امکان به‌کارگیری این فناوری برای سرمایش آب سیرکولاسیون در کولرهای تبخیری آبی بررسی شد.

در این پژوهش، ابتدا جزئیات کارکرد سیستم سرمایش دینامیکی هوا تشریح شد و در ادامه پارامترهای مهم عملکردی (نرخ آب و انرژی الکتریکی مصرفی و نسبت بازده انرژی بر اساس قوانین بقای انرژی و انرژی برای کولر آبی تبخیری با به‌کارگیری این نوآوری (کولر بهینه‌سازی شده) و کولر پایه (بدون این نوآوری) محاسبه و باهم مقایسه شدند. نتایج نشان داد ضمن افزایش نرخ انرژی الکتریکی مصرفی، ظرفیت سرمایشی و نسبت فصلی بازده انرژی^۱ برای کولر بهینه‌سازی شده نسبت به کولر پایه به ترتیب به میزان ۹۸ و ۲۹/۲ درصد افزایش یافته و نرخ آب مصرفی ۳۵/۳ درصد کاهش یافته است.

۲- شرح پژوهش

در این پژوهش با ایجاد هوای سرد 90°C از طریق به‌کارگیری سیستم جدید سرمایش دینامیکی هوا، سعی در سرمایش آب سیرکولاسیون در یک محفظه با حجم محدود ۱۵ لیتری با به‌کارگیری یک شناور قائم شد. با کاهش دمای آب سیرکولاسیون تا دمای 4°C ، طبق محاسبات تئوری، دمای هوای عبوری از محیط تر برابر 8°C بود. در کولر پایه، دمای هوای عبوری حدود 4°C تا 5°C بالاتر از دمای تر هوای محیط (دمای آب سیرکولاسیون) بود. توان الکتریکی برای سرمایش آب سیرکولاسیون 0.55 kW بود. محاسبات انجام شده برای به‌کارگیری این فناوری برای یک کولر آبی تبخیری تولیدی ایران با کاربری خانگی با سایز هوادهی $7500\text{ m}^3/\text{hr}$ محاسبه شد. پارامترهای مهم عملکردی از جمله بار سرمایشی، نسبت فصلی بازده انرژی، نرخ آب مصرفی بر پایه قوانین بقای جرم و انرژی برای کولر بهینه‌سازی و همچنین برای

¹ Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER)



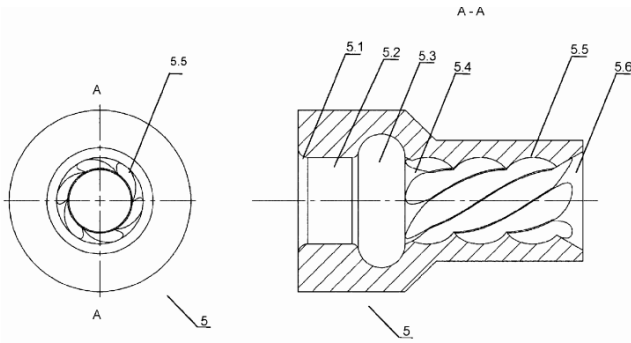


Fig. 2. Details of the workpiece (No. 5)

(Razumtseva et al., 2023)

شکل ۲- جزئیات قطعه کاری ۵ (Razumtseva et al., 2023)

در پشت ۵/۳، بخش ۵/۴ با طول قابل‌ملاحظه‌ای وجود دارد که با سطوح پیچشی موجود در این قسمت هوا دارای چرخشی در شرایط جریان آشفته می‌شود. شکل قطعه ۵/۴ به‌گونه‌ای است که دیواره‌های خارجی آن دارای فرورفتگی‌های ۵/۵ با اشکالی شبیه بیضی است که به صورت مورب (مارپیچ) در طول مقطع عرضی آن امتداد می‌یابد. فرورفتگی‌های ۵/۵ شبیه خطوط داخل لوله تفنگ است. سطح مقطع فرورفتگی‌های ۵/۵ در طول این قسمت از قطعه کاری یکنواخت نیست. اندازه این مقطع به صورت منظمی افزایش و کاهش می‌یابد. قطعه فوق به یک خروجی ۵/۶ در دیواره‌های مورب (مخروطی) ختم می‌شود، جایی که قطر بزرگتری در انتهای قطعه قرار می‌گیرد. هوای خروجی از قسمت ۵/۶ در قطعه کاری به سمت توربین (قطعه ۷) هدایت می‌شود. در این مثال، قطعه کاری دارای ۶ ردیف خطوط فرورفتگی در قسمت ۵/۵ است که به‌طور یکنواخت در امتداد محیط داخلی آن توزیع شده است (Razumtseva et al., 2023).

همان طوری که اشاره شد، سرعت و دمای هوای ورودی به قطعه کاری (قطعه ۵ در شکل ۲) به ترتیب ۴۰ m/s و ۵۰°C بوده و در خروجی از این قطعه سرعت و دمای هوا نیز به ترتیب ۳۷۵ m/s و ۲۰°C بودند، بنابراین مقدار عدد ماخ را در ورودی و خروجی این قطعه به شرح زیر می‌توان پیدا کرد

$$M_1 = \frac{V_1}{V_{c1}} = \frac{40}{\sqrt{\gamma RT_1}} = \frac{40}{\sqrt{1.4 \times 287 \times (50 + 273)}} = 0.111 \quad (1)$$

$$M_2 = \frac{V_2}{V_{c2}} = \frac{375}{\sqrt{\gamma RT_2}} = \frac{375}{\sqrt{1.4 \times 287 \times (-20 + 273)}} = 1.176 \quad (2)$$

۲- موتور برقی برای چرخش کمپرسور، ۳- مبدل هوا به هوا، ۴- فن دمنده، ۵- قطعه کاری^۱، ۶- ژنراتور، ۷- توربین شعاعی، ۸- مبدل حرارتی پوسته و لوله هوا به آب، ۹- پمپ آب، ۱۰- یکسو کننده و متعادل‌کننده برق (Razumtseva et al., 2023).

طبق شکل ۱ دیده می‌شود ابتدا با کمک یک کمپرسور، هوا تا فشار معینی فشرده می‌شود و سپس برای کاهش این دمای خروجی از کمپرسور، از یک مبدل هوا به هوا (قطعه ۳) برای خنک کاری هوا استفاده شده است. هوای موردنیاز برای این خنک کاری توسط یک فن (قطعه ۴) تأمین می‌شود. هوای خنک شده بعد از قطعه ۳ وارد قطعه کاری ۵ می‌شود. طبق مستندات اختراع، هوا در ورود به این قطعه دارای دمای ۵۰°C و سرعت ۴۰ m/s است و در خروج این قطعه هوا دارای دمای ۲۰°C و سرعت ۳۷۵ m/s است.

بنابراین هم‌زمان با افزایش چشمگیر سرعت، کاهش قابل‌ملاحظه دما در طی عبور هوا در هنگام عبور از قطعه کاری ۵ دیده می‌شود. سپس این هوای سرد خروجی از قطعه ۵ که دارای سرعت بالایی است، وارد توربین (قطعه ۷) شده و با کمک این توربین، ژنراتور (قطعه ۶) تولید انرژی الکتریسیته می‌کند. انرژی الکتریسیته فوق توسط دستگاه تبدیل‌کننده یا متعادل‌کننده ولتاژ یا آمپر (قطعه ۱۰) با شرایط مناسب به موتور محرک کمپرسور (قطعه ۲) داده می‌شود. این هوای سرد شده طی ادعای مخترع می‌تواند هم برای سرمایش هوای داخل سردخانه‌ها به‌طور مستقیم و هم برای سرمایش محصولات لبنی (با به‌کارگیری سیال ثالثی مثل آب) به‌طور غیرمستقیم استفاده شود. جزئیات قطعه کاری ۵ طبق شکل ۲ به شرح زیر است:

جریان هوا در طی عبور از قطعه ۵ به دلیل وجود سطوح پیچشی دارای حرکت چرخشی می‌شود. در این قطعه انرژی داخلی (حرارتی) هوا به انرژی جنبشی تبدیل می‌شود که نتیجه آن افزایش سرعت و کاهش دمای آن است.

قطعه ۵ دارای ورودی دایره‌ای ۵/۱ است که هم‌سایز با خروجی مبدل حرارتی هوا به هوا (قطعه ۳) است. در پشت قطعه ۵/۲، یک تورفتگی با مقطع نیم دایره‌ای (قسمت ۵/۳) وجود دارد. قطر برآمدگی قسمت ۵/۳ بزرگتر از قطر بخش استوانه‌ای ۵/۲ است.

¹ Working Piece



$$S = \frac{G_0}{r.G_x} \quad (3)$$

که در آن

G_x و G_0 شار مومنتوم زاویه‌ای و شار مومنتوم محوری و r شعاع مجرای عبوری است. در ضمن در جریان تراکم‌پذیر در حین افزایش مقدار مطلق سرعت، دانسیته سیال نیز کاهش می‌یابد.

از طرفی قسمت $5/1$ و $5/2$ از قطعه کاری ۵ در شکل ۳ مشابه نازل همگرا و واگرا عمل می‌کنند. این دو قسمت اولیه در ورودی قطعه کاری کار شتاب‌دهی و سرمایش اصلی هوا را انجام داده و سپس قسمت پیچ‌دار (قسمت $5/5$) کار چرخشی جریان را انجام می‌دهد. طراحی اصلی این قسمت‌ها (ابعاد هندسی این نازل همگرا و واگرا) با تغییرات سرعت و دمای هوای خروجی از قطعه کاری بر اساس قوانین دینامیک گاز به شرح زیر انجام شده است. با توجه به دمای هوای سرد تولیدی مورد نظر، نسبت‌های سطح مقطع خروجی قطعه $5/2$ به سطح مقطع گلوگاه بین قسمت $5/1$ و $5/2$ (با توجه به شرایط بحرانی^۳) که فشار پشت^۳ مقطع واگرا با فشار خروجی آن برابر باشد پیدا می‌شود (Rathakrishnan, 2019). در اینجا فرض شده هیچ اتلافی در این قسمت‌های فوق اتفاق نمی‌افتد. در حالت بحرانی^۳ چون در کل نازل شاکی رخ نداده و با همان پروفیل سطح نازل، نسبت فشار بالادست به پایین‌دست در حالت بحرانی^۳ یا $(P_0/P_b)_3$ به صورت معادله ۴ تعریف می‌شود

$$\left(\frac{P_0}{P_b}\right)_3 = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_e^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4)$$

برای نمونه برای عدد ماخ ۲، $(P_0/P_b)_3$ و نسبت A_e/A^* به ترتیب برابر $7/8$ و $1/68$ است. در حالت بحرانی^۳، نسبت دمای بالادست به دمای پایین‌دست $(T_0/T_b)_3$ به شرح زیر پیدا می‌شود

$$\left(\frac{T_0}{T_b}\right)_3 = \frac{T_0}{T_e} \times \frac{T_e}{(T_b)_3} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M^2\right) \times 1 = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \times M^2\right) \quad (5)$$

برای دو مقدار فرضی دمای هوای ورودی به قطعه $5/1$ (T_0)

بنابراین دیده می‌شود که توسط این قطعه کاری سرعت هوای ورودی از مادون صوت به ماورای صوت رسیده است.

با توجه به وجود مؤلفه‌های چرخش و شعاعی در قطعه کاری (قطعه ۵ در شکل ۲)، منظور از سرعت‌ها، مقدار سرعت مطلق ($V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}$) است. در نتیجه قطعه اصلی و نکته کلیدی سرمایش هوا همان قطعه کاری ۵ در شکل ۱ است.

افزایش سرعت در جریان‌های داخلی از مادون صوت ($M_1 < 1$) به ماورای صوت ($M_2 > 1$) طبق ادبیات فن تاکنون تنها از طریق مجرای نازل همگرا-واگرا^۱ انجام می‌شود (شکل ۳) (Zucker and

Biblarz, 2019, Rathakrishnan, 2019)

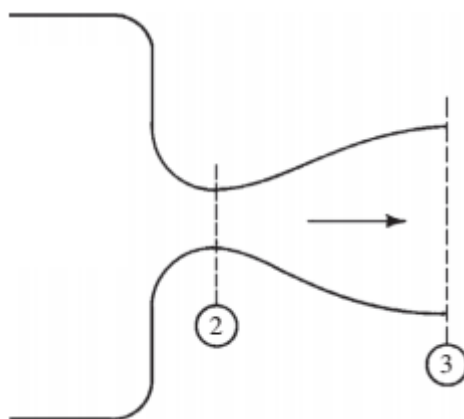


Fig. 3. Converging-diverging nozzle (Zucker and Biblarz, 2019)

شکل ۳- نازل همگرا-واگرا (Zucker and Biblarz, 2019)

تاکنون سابقه علمی و عملی استفاده از تکنیک یا روش دیگری از جمله چرخش در لوله یا کانال‌های جریان داخلی در سرعت‌های ماورای صوت (مشابه جریان در قسمت‌های $5/4$ تا $5/6$ در قطعه کاری ۵) به منظور افزایش بیشتر سرعت (یا کاهش بیشتر دما) دیده نشده است. از طرفی طبق شکل ۲، در اختراع فوق به طور واضح به جزء $5/5$ در قطعه کاری ۵ اشاره کرده که این جزء باعث چرخش جریان و در نهایت با ایجاد مؤلفه شعاعی و چرخشی باعث افزایش مقدار مطلق سرعت گاز و هم‌زمان باعث کاهش بیشتر دمای هوای عبوری می‌شود. S عدد چرخش^۲ به معادله ۳ در نظر گرفته شده است

¹ De Laval Nozzle

² Swirl No. (Swirl no.)

³ Back Pressure (BP)



شرایط استاندارد به ترتیب 1 kJ/kg-K و $4/18 \text{ kJ/kg-K}$ است. اگر اختلاف دمای آب سیرکولاسیون برابر $23/64^\circ\text{C}$ (یا $4 - 27/64$) و اختلاف دمای فرضی هوای سرد ورودی و خروج به این مبدل برابر 85°C باشند، دبی جرمی هوای سرد تولیدی موردنیاز توسط سیستم سرمایش دینامیکی هوا به شرح معادله ۷ محاسبه می‌شود

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_w \times C_{p_w} \times \Delta T_w}{C_{p_a} \times \Delta T_a} = \frac{(0.096 \frac{\text{kg}}{\text{sec}}) \times (4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg-K}}) \times (23.64 \text{ K})}{(1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg-K}}) \times (85 \text{ K})} = 0.096 \text{ kg/sec} \quad (7)$$

توجه به فشار بالای خروجی کمپرسور در ورودی به قطعه کاری (بین ۵ تا ۸ اتمسفر)، دانسیته هوای پرفشار برابر 8 kg/m^3 و $9/301$ بوده و نرخ حجم‌دهی کمپرسور نیز به شرح معادله ۸ محاسبه می‌شود

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{0.096 \text{ kg/sec}}{9.301 \text{ kg/m}^3} = 0.01 \text{ m}^3/\text{sec} = 619 \frac{\text{lit}}{\text{min}} \quad (8)$$

با کمک نرخ جرمی هوای لازم، سطح مقطع گلوگاه نازل (عدد ماخ ۱) با کمک معادله ۹ در شرایط بدون اتلاف محاسبه می‌شود (Zucker and Biblarz, 2019)

$$\dot{m}_a = \frac{A \cdot P_t}{\sqrt{T_t}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma M}{R}} \cdot \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\left(-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}\right)} \quad (9)$$

که در آن \dot{m}_a ، A ، P_t ، T_t ، γ ، R و M به ترتیب عبارت‌اند از دبی جرمی، سطح مقطع عبور جریان، فشار کل، دمای کل، نسبت ظرفیت‌های گرمایی فشار ثابت به حجم ثابت، عدد ماخ، ثابت گاز یا سیال، جرم مولکولی سیال هستند. بنابراین بر اساس دبی جرمی فوق و دمای کل 318 K و فشار کل 94000 Pa مقدار A سطح مقطع گلوگاه نازل همگرا-واگرا به مقدار محاسبه شده و قطر آن برابر $3/908 \text{ m}$ می‌شود. طول‌های قسمت همگرا و واگرا $0/3 \text{ m}$ در نظر گرفته شده است. بنابراین طول نازل برابر $0/6 \text{ m}$ است. نسبت مساحت سطح خروجی به مساحت سطح گلوگاه (A_e/A_t) برابر $1/6875$ است. از طرفی برای طول لوله با پروفیل پیچش

برابر 27°C (300 K) و 47°C (320 K)، مقدار دمای هوای خروجی به ترتیب برابر 107°C (166 K) و 96°C (177 K) بر اساس معادله ۵ به دست می‌آیند.

۲-۲- تعیین ظرفیت مبدل حرارتی هوا-آب

برای تکمیل طراحی نازل همگرا-واگرا در حالت بحرانی ۳، احتیاج به تعیین سائز گلوگاه در حالت بحرانی است. در این پژوهش برای شناخت اولیه از نوآوری، تنها از یک کمپرسور و قطعه کاری ۵ مدل‌سازی انجام شد و از سایر قطعات طبق شکل ۱ صرف‌نظر شد. بر اساس بار سرمایشی لازم (برای سرد کردن آب سیرکولاسیون) سائز گلوگاه تعیین می‌شود. با توجه به سخت‌ترین شرایط کارکرد کولر آبی تبخیری (تابستان در شهرستان طبس) دمای آب سیرکولاسیون به‌طور طبیعی برابر $27/64^\circ\text{C}$ است که باید تا دمای 4°C سرد شود.

با فرض وجود یک مبدل حرارتی عایق بین جریان جرمی هوای سرد تولیدی و مخزن فرضی در تشتک کولر (حجم ۱۵ لیتر)، مقدار بار سرمایشی که توسط هوای سرد تأمین می‌شود را می‌توان از بالانس انرژی بین هوای سرد عبوری با حجم آب موردنظر به شرح زیر به دست آورد

$$\dot{m}_w \times C_{p_w} \times \Delta T_w = \dot{m}_a \times C_{p_a} \times \Delta T_a \quad (6)$$

که در آن

اندیس‌های w و a به ترتیب معرف آب سیرکولاسیون و هوای سرد هستند و \dot{m} ، C_p و ΔT_a به ترتیب معرف نرخ جرمی، ظرفیت گرمایی ویژه و اختلاف دما است. نرخ آبدهی پمپ آب سیرکولاسیون تولیدی ایران در حالت کار پیوسته به‌طور متوسط 70 L/hr ($0/1 \text{ kg/sec}$) است. در این پژوهش از دستگاه تنظیم نرخ آب سیرکولاسیون (Omidi Kashani, 2015) استفاده شد که طبق محاسبات نرخ تبخیر برای کولر $7500 \text{ m}^3/\text{hr}$ (به ازای هر ۲ دقیقه استراحت پمپ، ۱ دقیقه کار پمپ) موجب کاهش نرخ آب سیرکولاسیون به یک‌سوم مقدار آن در حالت کارکرد پمپ به‌طور پیوسته می‌شود. به عبارتی با توجه به حجم ۱۵ لیتر مخزن، در هر ۳ دقیقه لازم است ۱۵ لیتر آب حجم مخزن ($\dot{m}_w = \frac{15}{180}$) 0.084 kg/sec خنک شود. ظرفیت‌های گرمایی هوا و آب در



که در آن m_a و h_a به ترتیب جرم هوای عبوری از محیط تر و آنتالپی هوای مرطوب است. h_a را به صورت معادله ۱۱ می توان نوشت



Fig. 4. Model of workpiece No. 5 using SolidWorks software

شکل ۴- مدل ساخته شده از قطعه کاری ۵ با کمک نرم افزار سالیدورک

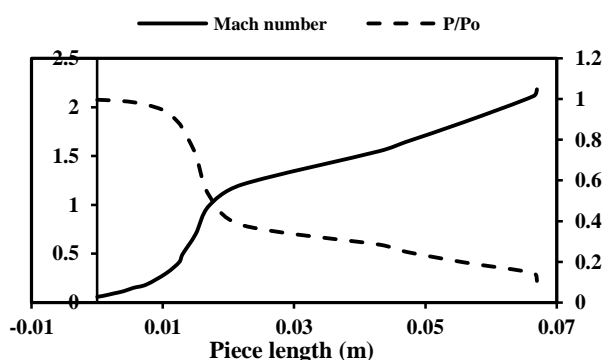


Fig. 5. Profiles of Mach number variation and upstream pressure to stagnation pressure ratio along the workpiece

شکل ۵- پروفیل های تغییر عدد ماخ و نسبت فشار به فشار سکون بالادست در طول قطعه کاری



Fig. 6. Schematic of air flow across the width of the wet pad (He et al., 2014)

شکل ۶- شماتیک جریان عبور هوا از عرض محیط تر

(He et al., 2014)

$$h_a = C_{p_a} \cdot T_a + w \cdot (C_{p_{sat}} \cdot T_a + h_v) \quad (11)$$

طولی برابر 0.2 m در نظر گرفته شده و پروفیل سطح مقطع طبق پژوهش (Wongcharee et al., 2020) در نظر گرفته شده است. تمام ابعاد بر اساس سطح مقطع نازل خروجی به صورت پارامتریک به نرم افزار سالیدورک^۱ داده شده است. بعد از طراحی قطعه کاری ۵ طبق شکل ۴ توسط نرم افزار سالیدورک، برای آنالیز و حل میدان آترودینامیکی جریان هوا در این قطعه، مدل این قطعه در نرم افزار انسیس فلونت^۲ به کار گرفته شد و تغییرات دما و سرعت هوای عبوری با کمک مش بندی مناسب در طول این قطعه به دست آمد. قسمت اولیه مدل ساخته شده به صورت یک نازل همگرا-واگرا است که منحنی های دما و فشار و سرعت در آن در حالت بدون اصطکاک و ایده آل به صورت شکل ۵ هستند.

همان طوری که مشاهده می شود در طی عبور از نازل با کاهش فشار و کاهش دمای چشمگیر و افزایش سرعت همراه است. مدل سازی مجموعه نازل و لوله با مقطع پیچشی احتیاج به مش زنی به تعداد بیش از $50,000$ با روش پایه- دانسیته ای دارد.

۳-۲- مدل سازی ریاضی محیط تر

به منظور بررسی اثر کاهش دمای آب سیرکولاسیون بر روی دمای هوای عبوری از آن، مدل سازی بقای انرژی بر روی محیط تر با کمک فرضیات زیر انجام شده:

- ۱- عدد لوییس^۳ برابر ۱ فرض شده، ۲- فرایند تبخیر و انتقال حرارت بین هوای عبوری و محیط تر به صورت عایق انجام شده، ۳- دمای آب سیرکولاسیون ورودی و خروجی از محیط تر یکسان و برابر دمای سرد شده (توسط سیستم سرمایش دینامیکی هوا) است. با فرض جریان هوا به صورت یک بعدی در عرض محیط تر (جهت x) در طی یک ضخامت dx ، طبق شکل ۴ و با تبادل المان حرارت محسوس^۴ (dq_s) و تبادل المان حرارت نهان^۵ (dq_1) می توان معادله بقای انرژی را برای یک سیستم باز طبق شکل ۶ به صورت معادله ۱۰ داشت

$$m_a \cdot h_a + dq_1 - dq_s = m_a \cdot (h_a + dh_a) \rightarrow \quad (10)$$

$$-m_a \cdot dh_a = dq_s - dq_1$$

¹ Solidworks 2013

² ANSYS FLUENT 2021R2

³ Lewis Number (Le)

⁴ Sensible Energy

⁵ Latent Energy



که در آن

w و h_v به ترتیب رطوبت مطلق و آنتالپی نهان تبخیر است. با دیفرانسیل‌گیری از معادله ۱۱ و با توجه به ثابت ماندن ظرفیت گرمایی هوا، می‌توان داشت

$$dh_a = C_{p_a} \cdot dT_a + dw \cdot (C_{p_{sat}} \cdot T_a + r) + w \cdot C_{p_{sat}} \cdot dT_a \quad (12)$$

برای مقدار dq_l ، q_s و $\frac{W}{dx}$ به شرح زیر می‌توان داشت

$$\frac{dq_s}{dx} = A_w \cdot k_h \cdot (T_a - T_w) \quad (13)$$

$$dq_l = dm_w \cdot h_{st} = (m_a \cdot dw) \cdot (C_{p_{sat}} \cdot T_w + h_v) \quad (14)$$

$$\frac{dw}{dx} = \frac{A_w \cdot k_m}{m_a} [w_{sat}(T_w) - w] \quad (15)$$

که در آن‌ها

A_w ، k_h ، k_m و T_a به ترتیب مساحت سطح تر، فاکتور انتقال حرارت، فاکتور انتقال جرم، دمای هوا و دمای آب سیرکولاسیون هستند. رابطه بین رطوبت مطلق در شرایط اشباع با دمای آب به شرح معادله ۱۶ می‌توان داشت (Don and Robert, 2008)

$$w_{sat}(T_w) = \exp\left(\frac{7258.2}{T_w + 273.15} - 7.3037 \cdot \ln(T_w + 273.15) + 4.1653 \cdot 10^{-6} \cdot (T_w + 273.15)^2\right) \quad (16)$$

از طرفی برای عدد لوییس (Le)، معادله ۱۷ را می‌توان داشت

$$Le = \frac{k_h}{(C_{p_{ave}} + w) \cdot C_{p_{sat}} \cdot k_m} \quad (17)$$

با جای‌گذاری معادلات ۱۲ تا ۱۴ در معادله ۱۰ و ساده‌سازی می‌توان معادله ۱۸ را داشت

$$\frac{dT_a}{dx} = \frac{1}{C_{p_a} + w \cdot C_{p_{sat}}} \cdot \left(k_h \cdot \frac{A_w}{m_a} - C_{p_{sat}} \cdot \frac{dw}{dx}\right) \cdot (T_a - T_w) \quad (18)$$

با کمک نرم‌افزار مت‌کد^۱ دستگاه معادلات دیفرانسیلی مرتبه اول (۱۵ تا ۱۸) با به‌کارگیری روش رانگ-کوتای مرتبه چهارم

^۱ Mathcad

می‌توان به‌طور هم‌زمان حل کرد و توزیع دمای خشک و رطوبت مطلق هوای عبوری در فواصل بی‌بعد بین $x=0$ و $x=1$ را پیدا کرد. برای صحت‌سنجی نتایج حاصل از حل این معادلات با نتایج پژوهش مشابه مقایسه شده که اثر تغییر دمای آب سیرکولاسیون را بر روی دمای هوای خروجی از محیط تر برای شرایط هوایی متفاوت به‌صورت تئوری بررسی کرده و تطابق بسیار خوبی بین این دو نتیجه دیده می‌شود (He et al., 2014). حال اگر دمای آب سیرکولاسیون (T_w) متغیر فرض شود، می‌توان توزیع دمای خشک هوای عبوری و رطوبت مطلق هوا را در طی عبور هوا از محیط تر و در نهایت در مقطع خروجی از محیط تر پیدا کرد. اثر تغییر دمای آب سیرکولاسیون را بر روی دمای هوای خروجی از محیط تر که در حالت پایه (برابر دمای تر محیط اتمسفر و در شرایط تابستان شهرستان طبس برابر $27/64^\circ\text{C}$ است) و در چند حالت کولر بهینه‌سازی شده (20°C ، 12°C و 4°C) با کاهش پله‌ای 8°C در شکل ۷ مشاهده کرد. در این شکل رطوبت نسبی هوا برابر 20% درصد ثابت فرض شده و دمای خشک هوای ورودی بین 30°C تا 50°C متغیر فرض شده است.

۲-۴- محاسبه ظرفیت سرمایشی و مصرف ویژه آب در دماهای مختلف آب سیرکولاسیون

ظرفیت سرمایشی بر اساس دمای خشک هوای ورودی و خروجی از محیط تر با کمک معادله ۱۹ مشخص می‌شود (He et al., 2014)

$$Q_c = \dot{m}_a \cdot (T_{a1} - T_{a2}) \cdot C_{p_a} \quad (19)$$

نتایج جدول ۱ نشان می‌دهد که با سرمایش بیشتر آب سیرکولاسیون، ظرفیت سرمایشی محیط تر افزایش چشمگیری می‌یابد و هوا تمایل به خنک شدن بیشتر دارد. از طرفی مصرف ویژه آب^۲ به‌صورت نسبت نرخ آب مصرفی بر ظرفیت سرمایشی طبق معادله ۲۰ تعریف می‌شود (He et al., 2014)

^۲ Specific Water Consumption (SWC) (rate of water consumption per cooling capacity (kg water/kW-sec)



جدول ۱- مقدار ظرفیت سرمایشی و نسبت فصلی بازده انرژی

Table 1. Cooling capacity values and seasonal energy efficiency ratio

Dry ambient temperature (°C)	Cooling capacity (\dot{Q}_c , kW)				Seasonal energy efficiency ratio (SEER, BTU/W-h)			
	Base cooler (water temperature = wet ambient temperature)	Optimal cooler (circulating water cooling)			Base cooler (water temperature = wet ambient temperature)	Optimal cooler (circulating water cooling)		
		20 °C	12 °C	4 °C		20 °C	12 °C	4 °C
30	3.04	15.70	26.04	34.54	41.11	138.56	229.80	304.81
35	9.35	21.80	31.80	39.92	126.50	192.31	280.71	352.24
40	15.66	27.88	37.58	45.29	211.91	246.06	331.67	399.67
45	21.97	33.97	43.35	50.67	297.30	299.81	382.51	447.08
50	28.28	40.06	49.12	56.04	382.71	353.55	433.41	494.51
% change (relative to 50 °C)	0	+41.6	+73.7	+98.2	0	-7.6	+13.2	+29.2

(SEER, (SWR, kg/kW-hr) و نسبت فصلی بازده انرژی (SEER, BTU/W-h) برای شرایط مختلف محیط (دمای خشک اتمسفر تغییر کرده ولی رطوبت نسبی اتمسفر برابر ۲۰ درصد ثابت فرض شده) و چهار دمای مختلف آب سیرکولاسیون محاسبه شده که نتایج در جداول ۱ و ۲ ارائه شده‌اند.

۲-۵- آنالیز انرژی

بازده انرژی را می‌توان به صورت نسبت انرژی خروجی به مقدار انرژی ورودی تعریف کرد. کل سیستم فوق یک حجم کنترل تعریف شده و انرژی خروجی در مقطع ۵ همان انرژی هدف و انرژی ورودی هزینه شده نیز همان کار خالص مصرفی در کمپرسور است. طبق معادله ۲۲ این بازده تعریف می‌شود

$$\eta_{II} = \frac{Ex_5}{W_{net}} = \frac{(h-h_0) - T_0(s-s_0) + \frac{1}{2}V_5^2}{W_{net}} = \quad (22)$$

$$C_p T_0 \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] + \frac{1}{2}V_5^2$$

اندیس ۵ مربوط به شرایط خروجی از قطعه کاری ۵ در شکل ۱ است. با اجرای کد نوشته شده، مقدار بازده انرژی طبق تعریف بالا در شرایط طراحی برابر ۰/۸۷ است.

۳- بحث و نتایج

در این پژوهش، یک کولر آبی تبخیری ساخت ایران با ظرفیت

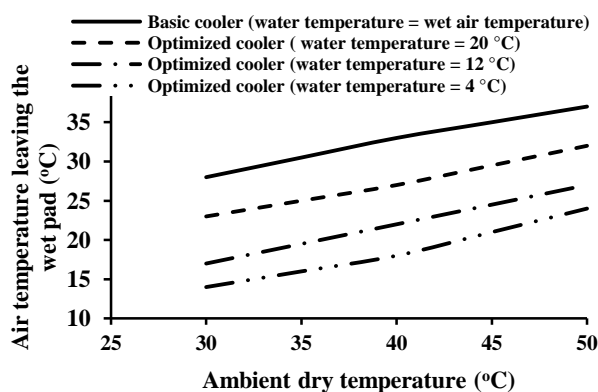


Fig. 7. Changes in the air temperature exiting the wet pad in terms of dry ambient temperature for different circulating water temperatures

شکل ۷- تغییرات دمای هوای خروجی از محیط تر بر حسب دمای خشک محیط برای دماهای مختلف آب سیرکولاسیون

$$SWC = \frac{\dot{m}_w}{\dot{Q}_c} = \frac{\dot{m}_a \cdot (W_2 - W_1) \cdot 3600}{C_{pa} \cdot (T_{a1} - T_{a2}) \cdot \dot{m}_a} = \frac{(W_2 - W_1) \cdot 3600}{C_{pa} \cdot (T_{a1} - T_{a2})} \quad (20)$$

همچنین مقدار SEER بر حسب ضریب عملکرد با کمک معادله

۲۱ محاسبه می‌شود

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{E}_{elec}} \left(\frac{kW}{kW} \right) \rightarrow SEER = COP \times 4.312 \left(\frac{BTU}{W-h} \right) \quad (21)$$

که در آن

\dot{E}_{elec} توان الکتریکی مصرفی است. مقدار ظرفیت سرمایشی (\dot{Q}_c , kW)، نرخ مصرف آب (\dot{m}_v , kg/hr)، مصرف ویژه آب



جدول ۲- مقدار نرخ مصرف آب و مصرف ویژه آب

Table 2. Water consumption rate and specific water consumption

Dry ambient (°C) temperature	Water consumption rate (\dot{m}_v , kg/hr)					SWC (SWR, kg/kW-hr)		
	Base cooler (water temperature = wet ambient temperature)	Optimal cooler (circulating water cooling)			Base cooler (water temperature = wet ambient temperature)	Optimal cooler (circulating water cooling)		
		20 °C	12 °C	4 °C		20 °C	12 °C	4 °C
30	44.13	38.95	33.19	28.51	14.53	2.48	1.27	0.83
35	50.1	44.13	37.61	32.31	5.35	2.02	1.18	0.81
40	56.1	49.43	42.13	36.19	3.57	1.77	1.12	0.80
45	62.2	54.72	46.64	40.06	2.82	1.61	1.07	0.79
50	68.7	60.64	51.68	44.39	2.43	1.51	1.05	0.79
% change (relative to 50 °C)	0	-11.7	-24.7	-35.3	0	-37.8	-56.8	-67.5

افزایش می‌یابد.

پ- با سرمایش آب سیرکولاسیون در تمام دماهای خشک مختلف محیط، نرخ مصرف آب (\dot{m}_v) کاهش می‌یابد، به‌طور نمونه در دمای محیط ۵۰ °C، نرخ مصرف آب (\dot{m}_v) تا ۳۵/۳ درصد کاهش می‌یابد.

ت- با سرمایش آب سیرکولاسیون در تمام دماهای خشک مختلف محیط، مصرف ویژه آب کاهش می‌یابد و به‌طور نمونه در دمای محیط ۵۰ °C، مصرف ویژه آب (SWR, kg/kW-hr) تا ۶۷/۵ درصد کاهش می‌یابد.

ث- دمای هوای به‌کاررفته برای سرمایش آب سیرکولاسیون توسط سیستم دینامیکی هوا تا دمای ۹۰ °C- سرد شده است.

۴- قدردانی

این پژوهش حاصل فرصت مطالعاتی کوتاه‌مدت بود که توسط نویسنده در شرکت آب و فاضلاب استان خراسان جنوبی در یک دوره چهار ماه از مهر تا دی‌ماه ۱۴۰۲ طبق قرارداد ۱۴۰۲/۱/۱۷۲۷۷ بین شرکت آب و فاضلاب استان خراسان جنوبی و دانشگاه بیرجند مورخ ۱۴۰۲/۳/۲۷ انجام شد. بنابراین نویسنده از حمایت‌های معنوی شرکت آب و فاضلاب استان خراسان جنوبی و دانشگاه بیرجند قدردانی می‌کند.

در شرایط سخت محیطی شهرستان طبس (شرایط پایه برابر دمای خشک ۴۵ °C، رطوبت نسبی ۲۰ درصد، ارتفاع ۶۶۰ m از سطح دریا)، تحت تأثیر دماهای مختلف آب سیرکولاسیون قرار گرفت و پارامترهای عملکردی مهم آن از جمله ظرفیت سرمایشی (\dot{Q}_c)، نسبت فصلی بازده انرژی، نرخ مصرف آب (\dot{m}_v) و مصرف ویژه آب به‌طور تئوری بررسی شد.

سرمایش آب سیرکولاسیون توسط سیستم سرمایش دینامیکی هوا تأمین شده که این سیستم توان الکتریکی ۰/۵۵ kW مصرف می‌کند. طراحی کامل این سیستم در این پژوهش توسط نرم‌افزار سالیدورک و تحلیل ایرودینامیک جریان در قطعه کاری ۵ در شکل ۱ توسط نرم‌افزار انسیس فلونت انجام شد. سپس آنالیز انرژی برای کل کولر آبی تبخیری انجام شد که نتایج مهم به شرح زیر است:

الف- با سرمایش آب سیرکولاسیون در تمام دماهای خشک مختلف محیط، ظرفیت سرمایشی افزایش می‌یابد و به‌طور نمونه در دمای محیط ۵۰ °C، ظرفیت سرمایشی تا ۹۸ درصد افزایش می‌یابد.

ب- با سرمایش آب سیرکولاسیون در تمام دماهای خشک مختلف محیط، نسبت فصلی بازده انرژی افزایش می‌یابد و به‌طور نمونه در دمای محیط ۵۰ °C، نسبت فصلی بازده انرژی تا ۲۹/۲ درصد



References

- Al-Badri, A. R. and Al-Waaly, A. A. Y., 2017. The influence of chilled water on the performance of direct evaporative cooling. *Energy and Buildings*, 155, 143-150. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.09.021>.
- Alsaghir, A. M., Hamdan, M. O. and Orhan, M. F., 2021. Evaluating velocity and temperature fields for Ranque–Hilsch vortex tube using numerical simulation. *International Journal of Thermofluids*, 10, 100074. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100074>.
- ASHRAE, 2015. Method of Testing Direct Evaporative Air Coolers. Supersedes ANSI/ASHRAE Standard 133-2008. ISSN: 10412336. US: ASHRAE. [\[Link\]](#)
- Don, W. G. and Robert, H. P., 2008. *Perry's Chemical Engineers' Handbook, Eighth Edition*, New York, McGraw-Hill Education.
- Facciolo, L., 2006. A study on axially rotating pipe and swirling jet flows (Doctoral dissertation, KTH). [\[Link\]](#)
- He, S., Guan, Z., Gurgenci, H., Jahn, I., Lu, Y. and Alkhedhair, A. M., 2014. Influence of ambient conditions and water flow on the performance of pre-cooled natural draft dry cooling towers. *Applied Thermal Engineering*, 66, 621-631. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.070>.
- Hu, Z., Wang, D., Gao, F., Cao, Y. and Wu, H., 2023. Experimental investigation on cooling performance of vortex tube with rectifier using Taguchi method. *Case Studies in Thermal Engineering*, 49, 103373. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103373>.
- Huang, L. and El-Genk, M. S., 1998. Heat transfer and flow visualization experiments of swirling, multi-channel and conventional impinging jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41, 583-600. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(97\)00123-3](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(97)00123-3).
- Hussain, I., Bibi, F., Bhat, S. A., Sajjad, U., Sultan, M., Ali, H. M. et al., 2022. Evaluating the parameters affecting the direct and indirect evaporative cooling systems. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 145, 211-223. <https://doi.org/10.1016/j.enganabound.2022.09.016>.
- Nozaki, A., Igarashi, Y. and Hishida, K., 2003. Heat transfer mechanism of a swirling impinging jet in a stagnation region. *Heat Transfer-Asian Research*, 32, 663-673. <https://doi.org/10.1002/htj.10120>.
- Omidi Kashani, B. and Deymi, O., 2021. Investigating the correct operation of domestic water meters in the range of water consumption of evaporative coolers according to the different atmospheric conditions for four cities of South Khorasan Province. *Journal of Water and Wastewater*, 32(3), 40-54. (In Persian) <https://doi.org/10.22093/wwj.2020.250004.3067>.
- Omidi Kashani, B., 2015. *The process of optimizing water evaporative coolers by adjusting the volume rate of circulating water*. Iran patent application. (In Persian)
- Omidi Kashani, B., 2017. The need for economical water efficiency labels on appliances such as water coolers and practical solutions to enhance the efficiency label. *Iran Water and Wastewater Science Engineering Congress*. Tehran: Iranian Water and Wastewater Association. (In Persian). [\[Link\]](#)
- Omidi Kashani, B., 2022. Increase of energy efficiency ratio of a direct evaporative cooler by dynamic behavior with energy and exergy analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 236, 3818-3830. <https://doi.org/10.1177/09544062211042051>.
- Rathakrishnan, E., 2019. *Applied Gas Dynamics*, John Wiley & Sons Ltd. 2nd Edition, Indian Institute of Technology Kanpur, India. [\[Link\]](#)
- Razumtseva, O., Razumtsev, O. and Panasjuk, P., 2023. *A refrigeration unit with dynamic air cooling and a working element of the unit*. United States patent application 17/759,848. Publication of US20230129766A1. [\[Link\]](#)



- Sellam, S. H., Moumami, A., Mehdid, C. E., Rouag, A., Benmachiche, A. H., Melhegueg, M. A. et al., 2022. Experimental performance evaluation of date palm fibers for a direct evaporative cooler operating in hot and arid climate. *Case Studies in Thermal Engineering*, 35, 102119. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102119>.
- Teng, S. and Xi, H., 2022. Experimental evaluation of vortex tube and its application in a novel trigenerative compressed air energy storage system. *Energy Conversion and Management*, 268, 115972. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115972>.
- Wongcharee, K., Kunnarak, K., Chuwattanakul, V. and Eiamsa-Ard, S., 2020. Heat transfer rate of swirling impinging jets issuing from a twisted tetra-lobed nozzle. *Case Studies in Thermal Engineering*, 22, 100780. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100780>.
- Xu, L., Yang, T., Sun, Y., Xi, L., Gao, J., Li, Y. et al., 2021. Flow and heat transfer characteristics of a swirling impinging jet issuing from a threaded nozzle. *Case Studies in Thermal Engineering*, 25, 100970. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.100970>.
- Zucker, R. D. and Biblarz, O., 2019. *Fundamentals of Gas Dynamics*, John Wiley & Sons, Inc. 3rd Edition. [Link]

