

Experimental Evaluation and Thermodynamic Analysis of an Ice-Bank-Based Cold Thermal Energy Storage System

Amin Jodat^{1*}, Tohid Nazarpour¹, Amin Emamian¹, Mojtaba Najafian²

1- Department of Mechanical Engineering, University of Bojnord, Bojnord, Iran.

2- Centre of North Khorasan, University of Applied Sciences and Technology, Tehran, Iran.

* P.O.B. 9453155111, Bojnord, Iran, a.jodat@ub.ac.ir

Abstract

In this study, the thermodynamic performance of a 1-ton ice-bank cold thermal energy storage system using R404A refrigerant was experimentally investigated during the charging process. The specific compressor work increased from an initial value of approximately 50 kJ/kg by about 50% and reached a stable value of 74–76 kJ/kg over the time interval of 80–100 min. Due to the dynamic nature of the freezing process, the evaporator cooling capacity initially decreased, followed by fluctuations, and subsequently gradually approached approximately 130 kJ/kg as the ice-layer thickness increased, corresponding to an overall reduction of about 2% from its initial value. The coefficient of performance of the cycle decreased from an initial value of 2.5 by approximately 40% to about 1.5 under stable conditions. The thermodynamic efficiency of the cycle also decreased from approximately 75% at the beginning of the experiment by about 33% to nearly 50% under stable conditions, indicating an increase in thermodynamic losses such as pressure drops and irreversibilities. The results show that the ice-bank system in the unmodified configuration exhibits stable behavior with moderate efficiency and has considerable potential for performance improvement through optimization of the operating conditions and refrigeration-cycle components. The presented data can be used as a reference for validating performance-enhancement methods in future studies.

Keywords:

Drop dynamics, Reynolds number, Terminal velocity, Drag force

1- Introduction

Cold thermal energy storage (CTES) can shift cooling production from peak to off-peak periods and consequently reduce peak electricity demand. Among different CTES technologies, ice-bank systems are attractive because of the high latent heat of water during the solidification process.

Several studies have investigated the thermal and thermodynamic performance of ice-based storage systems. Yan et al. [1] experimentally studied the dynamic melting process of an ice-on-coil storage system, while Liu et al. [2] investigated an ice storage device based on micro heat pipe arrays. Other studies have examined direct-expansion air-conditioning systems [3], seasonal ice storage [4], thermal energy storage-integrated heat pumps [5], and ice-based storage applications in power plants [6]. Erdemir et al. [7] also experimentally investigated the effect of ice storage on electricity consumption in a hypermarket.

Recent research has focused on enhancing ice-storage performance, but the transient behavior of

conventional ice-bank systems remains underexplored. This study experimentally investigates a 1-ton R404A ice-bank system over a 440-minute charging process, evaluating compressor work, cooling capacity, and COP to provide a baseline for future improvements.

2- Methodology

The experimental system consisted of a 1-ton vapor-compression refrigeration cycle using R404A, including a compressor, air-cooled condenser, expansion valve, evaporator, ice-bank storage tank, filter drier, and solenoid valve. The ice-bank tank had a volume of approximately 20 L and contained a coil arrangement for ice formation. The experimental setup was developed in a laboratory air tunnel with dimensions of 200 × 35 × 35 cm.

Temperature was measured using 13 T-type thermocouples with an accuracy of ± 0.2 °C, while five pressure transmitters with a range of 0–18 bar were used for refrigerant pressure measurements. Water flow rate, air velocity, and relative humidity were also

measured. A PLC-based data-acquisition system was used to record the experimental data. The charging process was performed for 440 min under controlled laboratory conditions, and measurements were

recorded every minute. The main components and measurement instruments of the experimental air-conditioning test system are shown in Fig. 1.

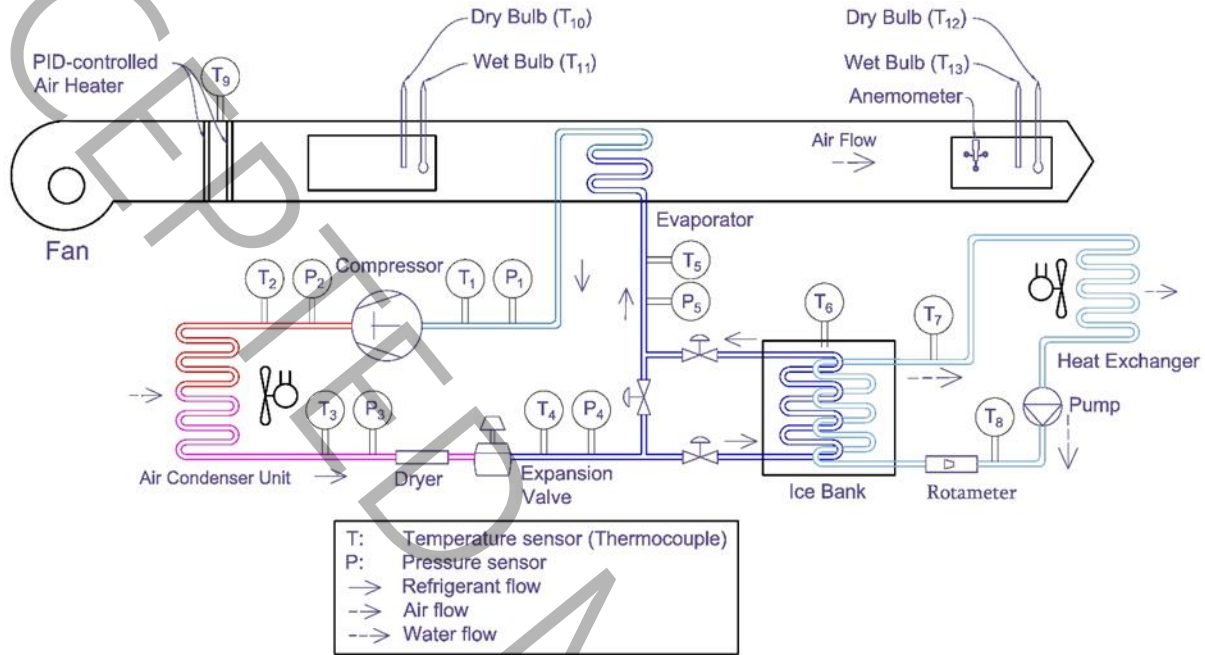


Fig. 1. Experimental air-conditioning test system

The coefficient of performance was calculated from

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{Evap}}}{\dot{W}_{\text{Comp}}}, \quad (1)$$

Compressor power was calculated using the measured voltage, current, and power factor:

$$\dot{W}_{\text{Comp}} = VI \cos \varphi, \quad (2)$$

Refrigerant properties were obtained from REFPROP 10.0 using the measured pressure and temperature data. The experiments were repeated twice, with expanded uncertainties of $\pm 5.1\%$, $\pm 6.4\%$, and $\pm 8.2\%$ for compressor work, cooling capacity, and COP, respectively, at a 95% confidence level.

3- Results and Discussion

Fig. 2 shows the variation of compressor specific work during the charging process. The compressor specific work initially had a value of approximately 50–55 kJ/kg and increased to 74–76 kJ/kg after about 80–100 min. The increase is mainly related to the reduction in

evaporation temperature and suction pressure caused by ice formation. The increasing thermal resistance of the ice layer and changes in the compression ratio also contribute to the increased compressor work.

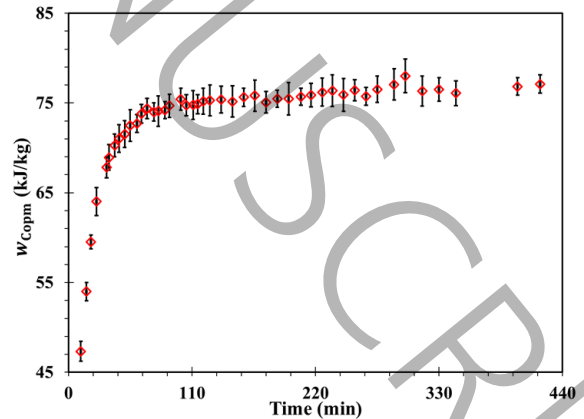


Fig. 2. Variation of compressor work consumption vs. time

As shown in Fig. 3, the evaporator cooling capacity was initially approximately 133 kJ/kg. It decreased during the initial stage, followed by fluctuations, and gradually approached approximately 130 kJ/kg. Thus, the overall reduction in cooling capacity was about 2%. This behavior can be attributed to the increasing thermal resistance of the ice layer, changes in the effective heat-transfer conditions, and variations in refrigerant mass flow rate.

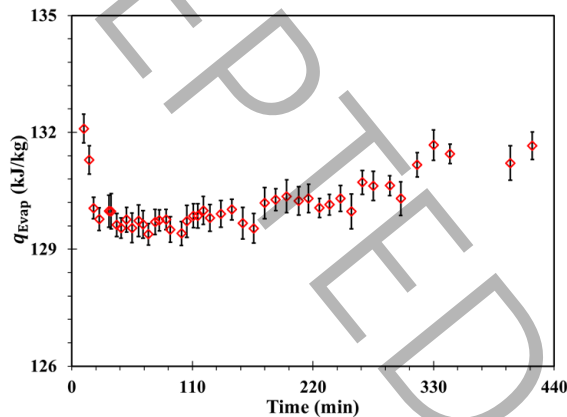


Fig. 3. Variation of evaporator cooling capacity vs. time

Fig. 4 presents the variation of COP. The initial COP was approximately 2.5 and decreased significantly during the first 30–40 min before reaching a relatively stable value of approximately 1.5. The reduction of about 40% is mainly associated with the decrease in evaporation temperature, increase in compressor work, and changes in condensation and refrigerant-flow conditions.

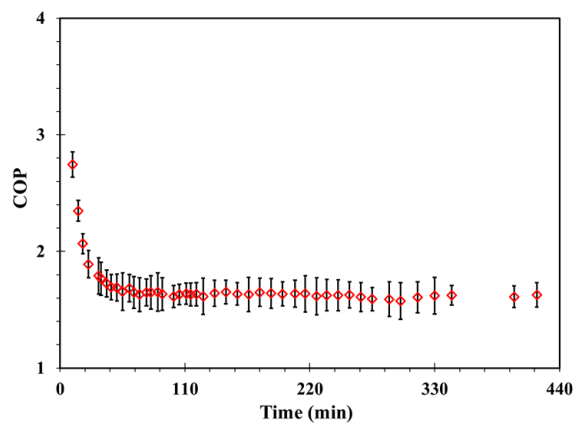


Fig. 4. Variation of COP vs. time

4- Conclusion

In this study, the transient performance of a 1-ton R404A ice-bank refrigeration system was experimentally investigated. The compressor specific work increased from approximately 50–55 to 74–76 kJ/kg, while the evaporator cooling capacity decreased slightly from about 133 to 130 kJ/kg. Consequently, the COP decreased from approximately 2.5 to 1.5 as ice formation progressed. These results show that the system's performance during charging is mainly limited by the rising thermal resistance of the ice layer and the resulting shifts in refrigeration-cycle operating conditions.

References

- [1] W.M. Yan, K.E. Gao, U. Sajjad, L.H. Chien, M. Amani, Experimental study of dynamic melting process in an ice-on-coil storage system, *Journal of Energy Storage*, 73 (2023) 109177.
- [2] Z. Liu, Z. Quan, Y. Zhao, H. Jing, X. Liu, L. Wang, Experimental research on the performance of ice thermal energy storage device based on micro heat pipe arrays, *Applied Thermal Engineering*, 185 (2021) 116452.
- [3] A. Jodat, M. Najafian, Experimental study of the effect of nebulizer on the performance coefficient of direct expansion air conditioning systems, *Modares Mechanical Engineering*, 20(8) (2020) 2113–2120.
- [4] K. Huang, et al., A fully passive seasonal multi-cylinder ice storage system: Dynamic charging behavior and entropy generation analysis, *Applied Thermal Engineering* (2026) 130447.
- [5] Y. Qiao, et al., Experimental study of a thermal energy storage-integrated heat pump system for load shifting in space cooling and heating, *Applied Thermal Engineering* (2026) 129992.
- [6] M. Azmoun, H.D. Jooneghani, G. Salehi, P. Tehrani, F. Asadia, H. Majidi, Multi-objective optimization of ice-based thermal storage for enhanced combined cycle power plant performance under hot climate conditions, *Scientific Reports*, 16 (2026) 7149.
- [7] D. Erdemir, N. Altuntop, Y.A. Çengel, Experimental investigation on the effect of ice storage system on electricity consumption cost for a hypermarket, *Energy and Buildings*, 251 (2021) 111368.

ارزیابی آزمایشگاهی و تحلیل ترمودینامیکی فرایند شارژ در یک سیستم ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی مبتنی بر آیس‌بانک

امین جودت^{۱*}، توحید نظریور^۱، امین امامیان^۱، مجتبی نجفیان^۲

۱- گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بجنورد، بجنورد، ایران

۲- دانشگاه جامع علمی کاربردی مرکز خراسان شمالی، تهران، ایران

*a.jodat@ub.ac.ir، ۹۴۵۳۱۵۵۱۱۱ صندوق پستی

چکیده

در این پژوهش، عملکرد ترمودینامیکی یک سامانه‌ی ذخیره‌ساز انرژی سرمایشی از نوع آیس‌بانک با ظرفیت یک تن تبرید و مبرد R404A به‌صورت تجربی در طول فرایند شارژ مورد بررسی قرار گرفت. کار مصرفی ویژه‌ی کمپرسور از مقدار اولیه‌ی حدود ۵۰ کیلوژول بر کیلوگرم با افزایش حدود ۵۰ درصدی به مقدار پایدار ۷۴ تا ۷۶ کیلوژول بر کیلوگرم در بازه‌ی زمانی ۸۰ تا ۱۰۰ دقیقه رسید. ظرفیت سرمایشی اواپراتور به‌دلیل پویایی فرایند انجماد، ابتدا کاهش یافته، سپس نوسان داشته و در ادامه با افزایش ضخامت لایه‌ی یخ، به‌تدریج به مقدار حدود ۱۳۰ کیلوژول بر کیلوگرم نزدیک می‌شود که نسبت به مقدار اولیه، کاهش حدود ۲ درصدی را نشان می‌دهد. ضریب عملکرد سیکل از مقدار اولیه ۲/۵ با کاهش ۴۰ درصدی به حدود ۱/۵ در شرایط پایدار کاهش یافت. راندمان ترمودینامیکی سیکل نیز از حدود ۷۵ درصد در ابتدای آزمایش با کاهش ۳۳ درصدی به حدود ۵۰ درصد در شرایط پایدار رسید که بیانگر افزایش تلفات ترمودینامیکی نظیر افت فشار و برگشت‌ناپذیری‌ها است. نتایج نشان می‌دهد که سیستم آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده دارای رفتار پایدار اما با راندمان متوسط است و پتانسیل قابل‌توجهی برای بهبود عملکرد از طریق بهینه‌سازی شرایط کاری و اجزای سیکل تبرید دارد. داده‌های ارائه‌شده می‌توانند به‌عنوان مرجعی برای اعتبارسنجی روش‌های بهبود عملکرد در پژوهش‌های آینده استفاده شوند.

کلمات کلیدی

ذخیره‌ساز انرژی سرمایشی، آیس‌بانک، مطالعه آزمایشگاهی، سیکل تبرید تراکمی، کندانسور

۱- مقدمه

افزایش چشمگیر تقاضای انرژی در بخش سرمایش، به‌ویژه در مناطق گرم و در بازه‌های زمانی اوج مصرف، به یکی از چالش‌های اساسی در مسیر توسعه پایدار و مدیریت بهینه منابع انرژی تبدیل شده است [۱]. سامانه‌های تهویه مطبوع و تبرید تراکمی سهم قابل‌توجهی از مصرف برق را به خود اختصاص داده و به‌طور مستقیم موجب افزایش بار پیک شبکه‌های توزیع برق می‌شوند [۲]. این موضوع نه‌تنها هزینه‌های بهره‌برداری را افزایش می‌دهد، بلکه نیاز به توسعه زیرساخت‌های تولید و توزیع انرژی را نیز تشدید می‌کند. از این‌رو، در سال‌های اخیر توجه ویژه‌ای به بهبود عملکرد سیستم‌های سرمایشی و کاهش مصرف انرژی آن‌ها معطوف شده است و پژوهشگران تلاش کرده‌اند با ارائه راهکارهای مختلف، بازدهی این سیستم‌ها را ارتقاء دهند [۳].

در این راستا، یکی از راهکارهای مؤثر، استفاده از سیستم‌های ذخیره‌ساز انرژی سرمایشی، به‌ویژه سامانه‌های مبتنی بر آیس‌بانک است. این سیستم‌ها با تولید یخ در ساعات کم‌باری شبکه و استفاده از آن برای تأمین بار سرمایشی در ساعات اوج، امکان مدیریت بار و کاهش مصرف انرژی در زمان‌های بحرانی را فراهم می‌کنند. مطالعه‌ای که توسط یان و همکاران [۱] انجام شد، نشان داد که استفاده از سیستم‌های آیس‌بانک می‌تواند نقش مؤثری در کاهش بار پیک ساختمان‌های اداری داشته باشد. همچنین لیو و همکاران [۲] با بررسی تجربی عملکرد یک سیستم ذخیره‌سازی سرمایش مبتنی بر لوله‌های حرارتی، به بهبود قابل‌توجه راندمان انتقال حرارت و عملکرد کلی سیستم دست یافتند. این نتایج نشان می‌دهد که فناوری‌های ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی می‌توانند به‌عنوان یکی از ابزارهای کلیدی در مدیریت انرژی در ساختمان‌ها و صنایع مطرح شوند. هوانگ و همکاران [۴] گزارش کردند که بهینه‌سازی پیکربندی هندسی یک واحد ذخیره‌سازی یخ غیرفعال می‌تواند زمان شارژ و تولید آنتروپی را کاهش داده و هم‌زمان یکنواختی حرارتی را در طی فرایند انجماد بهبود بخشد. یافته‌های آن‌ها بار دیگر بر اهمیت شناخت رفتار گذرای فرایند شارژ و تلفات ترمودینامیکی در

سامانه‌های ذخیره‌سازی مبتنی بر یخ تأکید می‌کند. مطالعات تجربی انجام‌شده بر روی سامانه‌های پمپ حرارتی مجهز به ذخیره‌ساز انرژی حرارتی نیز اثربخشی راهبردهای جابه‌جایی بار را تأیید کرده‌اند. کیائو و همکاران [۵] نشان دادند که ترکیب ذخیره‌سازی حرارتی با سامانه‌های سرمایش و گرمایش می‌تواند انعطاف‌پذیری بهره‌برداری را به‌طور قابل توجهی افزایش داده و در عین حال تقاضای برق در ساعات اوج مصرف را کاهش دهد. فراتر از کاربردهای ساختمانی، ذخیره‌سازی حرارتی مبتنی بر یخ در سامانه‌های انرژی مقیاس بزرگ نیز مورد بررسی قرار گرفته است. آزمون و همکاران [۶] نشان دادند که ادغام سامانه ذخیره‌سازی یخ با واحدهای تولید توان می‌تواند در شرایط دمای محیط بالا، عملکرد ترمودینامیکی را بهبود بخشیده و هم‌زمان اثرات زیست‌محیطی را کاهش دهد.

در مطالعات تکمیلی مرتبط با سامانه‌های ذخیره‌سازی یخ، گزارش‌های متعددی بر بهبود عملکرد و کاهش هزینه‌های انرژی تأکید کرده‌اند. برای مثال، اردمیر و همکاران [۷] نشان دادند که استفاده از سامانه‌های ذخیره‌سازی یخ در مقیاس یک هایپرمارکت می‌تواند به‌طور قابل توجهی هزینه‌های انرژی را کاهش داده و بار پیک را جابه‌جا کند. در زمینه سیکل‌های تبرید پیشرفته، رودریگز-خارا و همکاران [۸] نشان دادند که بهینه‌سازی سیکل‌های تبرید آبشاری می‌تواند عملکرد را در دماهای بسیار پایین بهبود بخشد. همچنین، مرور جامع حسن و همکاران [۹] اهمیت مواد تغییر فاز را در توسعه فناوری‌های ذخیره‌سازی انرژی حرارتی مورد تأکید قرار داد. در کاربردهای عملی، ما و همکاران [۱۰] با بررسی مشخصه‌یابی حرارتی فرایندهای شارژ و دشارژ یک دستگاه ذخیره‌سازی سرمایش با تغییر فاز مبتنی بر آرایه‌های میکرو لوله‌های حرارتی تخت، نشان دادند که استفاده از این فناوری می‌تواند نرخ انتقال حرارت را به‌طور قابل توجهی افزایش داده و زمان پاسخ‌دهی سیستم را کاهش دهد. افزون بر این، آزمون و همکاران [۱۱] با ارائه یک بهینه‌سازی چندهدفه برای سیستم ذخیره‌سازی یخ در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی تحت شرایط آب‌وهوای گرم، نشان دادند که استفاده از ذخیره‌سازی یخ می‌تواند ضمن افزایش توان تولیدی نیروگاه در ساعات اوج مصرف، هزینه‌های بهره‌برداری و انتشار آلاینده‌ها را به‌طور هم‌زمان کاهش دهد. مطالعات اخیر همچنین به بررسی ادغام سامانه‌های ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی مبتنی بر یخ با سامانه‌های چندانرژی پرداخته‌اند. سنایی و همکاران [۱۲] گزارش کردند که زمان‌بندی بهره‌برداری بهینه سامانه‌های یکپارچه سرمایش، گرمایش و تولید توان مجهز به ذخیره‌سازی یخ، می‌تواند ضمن کاهش تقاضای برق در ساعات اوج مصرف و هزینه‌های سالانه بهره‌برداری، بازده انرژی سیستم را به‌طور قابل توجهی افزایش دهد.

با وجود مزایای قابل توجه این سامانه‌ها، عملکرد آن‌ها به‌شدت به رفتار ترمودینامیکی سیکل تبرید و به‌ویژه فرایند شارژ آیس‌بانک (تشکیل یخ) وابسته است. این فرایند ماهیتی گذرا و پیچیده داشته و تحت تأثیر عوامل متعددی از جمله شرایط انتقال حرارت، اختلاف دمای مؤثر، خواص سیال عامل و توزیع دما در مخزن ذخیره‌سازی قرار دارد. برای مثال، شارما و همکاران [۱۳] در یک مطالعه تجربی نشان دادند که دمای اولیه سیال و الگوهای همرفت طبیعی نقش تعیین‌کننده‌ای در نرخ انجماد و توزیع دما در داخل مخزن دارند. این یافته‌ها اهمیت تحلیل دقیق حرارتی و ترمودینامیکی سیستم را در طول زمان برجسته می‌کنند. خود فرایند شارژ نیز در سال‌های اخیر مورد توجه فزاینده‌ای قرار گرفته است. جو-هونگ و همکاران [۱۴] یک چارچوب مدل‌سازی یکپارچه برای تعیین دماهای بهینه شارژ در سامانه‌های ذخیره‌سازی انرژی حرارتی مبتنی بر سرمایش توسعه دادند و نشان دادند که کنترل مناسب فرایند شارژ می‌تواند ضمن حفظ پایداری سرمایش، ضریب عملکرد سیستم را به‌طور قابل توجهی بهبود بخشد.

از سوی دیگر، عملکرد اجزای اصلی سیکل تبرید شامل کمپرسور، کندانسور و اواپراتور تأثیر مستقیمی بر بازده کلی سیستم دارد. به‌طور خاص، توان مصرفی کمپرسور، ظرفیت سرمایشی اواپراتور و شرایط عملکردی کندانسور تعیین‌کننده ضریب عملکرد هستند. در بسیاری از مطالعات، تلاش شده است تا از طریق بهبود عملکرد این اجزاء، بازده سیستم افزایش یابد. در حوزه ارتقای عملکرد سامانه‌های تبرید، مطالعات متعددی بر افزایش ضریب عملکرد و بهینه‌سازی شرایط کاری تمرکز داشته‌اند. برای نمونه، جودت و نجفیان [۳] در یک مطالعه تجربی، اثر استفاده از مه‌پاش را بر عملکرد سامانه‌های تهویه مطبوع انبساط مستقیم بررسی کرده و نشان دادند که بهبود شرایط حرارتی پیرامون کندانسور می‌تواند موجب افزایش ضریب عملکرد و کاهش مصرف انرژی شود. در زمینه ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی، محمدی و جودت [۱۵] سینتیک هیدرات‌های نیمه‌کلاترات مبتنی بر TBAB و دی‌اکسیدکربن را به‌عنوان گزینه‌ای امیدبخش برای ذخیره‌سازی انرژی حرارتی مورد بررسی قرار دادند. همچنین، محمدی [۱۶] در یک مطالعه ترمودینامیکی، تشکیل هیدرات مبرد را تحلیل کرده و اهمیت شرایط ترمودینامیکی را در عملکرد سامانه‌های ذخیره‌سازی مورد تأکید قرار داد. در سال‌های اخیر، ژائو و همکاران [۱۷] با انجام یک تحلیل ترمودینامیکی بر روی سامانه ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی مبتنی بر یخ دوغابی، نشان

دادند که دمای تبخیر، دمای چگالش، نوع مبرد و راندمان کمپرسور تأثیر قابل توجهی بر ضریب عملکرد سیستم و عملکرد کلی ذخیره‌سازی دارند.

در سال‌های اخیر، راهبردهای کنترلی تطبیقی نیز برای بهبود عملکرد سامانه‌های تبرید مجهز به ذخیره‌سازی یخ پیشنهاد شده‌اند. شی و همکاران [۱۸] نشان دادند که کنترل تطبیقی دمای چگالش قادر است به‌طور مؤثری به تغییرات شرایط محیطی و بار سرمایشی پاسخ داده و در نتیجه موجب افزایش بازده ذخیره‌سازی و بهبود عملکرد کلی سیستم شود. علاوه بر این، وانگ و همکاران [۱۹] نشان دادند که بهبود انتقال حرارت در کندانسور نقش مهمی در افزایش ضریب عملکرد دارد. همچنین، کیائو و همکاران [۲۰] به‌صورت تجربی یک کندانسور مجهز به مواد تغییر فاز را مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند که میزان زیرسردی در کندانسور تأثیر قابل توجهی بر راندمان ترمودینامیکی سیکل تبرید و رفتار ذخیره‌سازی حرارتی دارد. نتایج آن‌ها اهمیت شرایط عملکردی کندانسور را در بهینه‌سازی عملکرد سیستم و کاهش تلفات ترمودینامیکی برجسته ساخت.

در ادامه این مطالعات، ریاحی و شفیع [۲۱] نشان دادند که استفاده از یک مخزن ذخیره‌ساز مبتنی بر مواد تغییر فازدهنده^۱ در چرخه تبرید می‌تواند عملکرد کندانسور را به‌صورت دینامیکی بهبود بخشد. به‌طور مشابه، هارون‌الرشید و همکاران [۲۲] بهبود قابل توجهی در ضریب عملکرد یخچال‌های خانگی از طریق به‌کارگیری مواد تغییر فازدهنده گزارش کردند. از دیدگاه طراحی تجهیزات، عمار و همکاران [۲۳] نشان دادند که کندانسورهای صفحه‌ای در مقایسه با طراحی‌های متداول، عملکرد انتقال حرارت بالاتری دارند. همچنین، تکنیک‌های پیشرفته بهینه‌سازی نیز در سامانه‌های ذخیره‌سازی سرمایی مورد توجه قرار گرفته‌اند. آواستی و همکاران [۲۴] با ارائه یک راهبرد ورودی گذرا همراه با بهینه‌سازی مبتنی بر شبکه عصبی مصنوعی، افزایش عملکرد سرمایشی و کاهش قابل توجه افت فشار هیدرولیکی را نشان دادند. در زمینه پدیده انجماد، بورمانا و همکاران [۲۵] و ماجاریچ و همکاران [۲۶] به‌ترتیب نقش بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی و شرایط شارژ مبرد را در بهبود عملکرد سامانه‌های تبریدی مورد تأکید قرار دادند. در سطح چرخه‌های پیشرفته، شی و همکاران [۲۷] نشان دادند که استفاده از چرخه‌های تبرید تقویت‌شده با اجکتور می‌تواند بازده ترمودینامیکی را به‌طور چشمگیری افزایش دهد.

علاوه بر این مطالعات، پژوهش‌های متعددی بر رویکردهای نوین بهینه‌سازی عملکرد سامانه‌های سرمایشی متمرکز شده‌اند. برای مثال، فنگ و همکاران [۲۸] با بررسی یک سامانه ذخیره‌سازی سرمایی مجهز به لوله‌های حرارتی، بهبود عملکرد انتقال حرارت را گزارش کردند. همچنین، روش‌های داده‌محور و هوشمند توجه روزافزونی را به خود جلب کرده‌اند. ارشاد و همکاران [۲۹] نشان دادند که مدل‌های یادگیری ماشین قادرند عملکرد سامانه‌های تهویه مطبوع مجهز به ذخیره‌سازی انرژی حرارتی را با دقت بالایی پیش‌بینی کنند. این روند بیانگر حرکت به سمت تلفیق تحلیل‌های تجربی با تکنیک‌های مدل‌سازی پیشرفته برای بهینه‌سازی سامانه‌های انرژی است. به‌طور مشابه، کانگ و همکاران [۳۰] یک راهبرد کنترلی مبتنی بر پیش‌بینی برای سامانه‌های ذخیره‌سازی یخ در کاربردهای تجاری توسعه دادند و نشان دادند که پیش‌بینی دقیق بار سرمایشی می‌تواند زمان‌بندی بهره‌برداری را بهبود داده، هزینه‌های انرژی را کاهش دهد و سطح اتوماسیون سامانه را افزایش دهد.

با وجود حجم گسترده پژوهش‌های انجام‌شده در زمینه بهبود سامانه‌های تبرید و فناوری‌های ذخیره‌سازی انرژی سرمایی، بخش قابل توجهی از این مطالعات بر ارائه راهکارهای ارتقای عملکرد متمرکز بوده‌اند و توجه کمتری به تحلیل دقیق سامانه‌های ذخیره‌سازی سرمایی مبتنی بر آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده آن‌ها شده است. اگرچه پژوهش‌های متعددی در زمینه بهبود عملکرد سامانه‌های آیس‌بانک با روش‌های مختلفی مانند بهبود انتقال حرارت، بهینه‌سازی هندسی، کنترل تطبیقی و استفاده از مواد تغییر فاز دهنده انجام شده است، اما هیچ مطالعه‌ای به تحلیل دقیق و تفکیک‌شده زمانی عملکرد ترمودینامیکی سیکل تبرید در یک سامانه آیس‌بانک با سیستم بدون بهبود دهنده و با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی با دقت بالا پرداخته نشده است. شناخت رفتار سامانه در سیستم بدون بهبود دهنده، به‌عنوان مرجعی برای مقایسه، از اهمیت زیادی برخوردار است، زیرا بدون درک دقیق عملکرد واقعی سامانه در شرایط بدون اصلاح، ارزیابی صحیح روش‌های بهینه‌سازی امکان‌پذیر نخواهد بود. سؤال مهندسی محوری این پژوهش آن است که رفتار ترمودینامیکی گذرای سیکل تبرید در طول فرایند شارژ یک سامانه آیس‌بانک با سیستم بدون بهبود دهنده چگونه است و محدودیت‌های عملکردی آن در شرایط بدون بهبود کدامند؟ از این‌رو، پژوهش حاضر با هدف بررسی تجربی عملکرد یک سامانه

^۱ Phase Change materials (PCMs)

ذخیره‌سازی انرژی سرمایی مبتنی بر آیس‌بانک در سیستم بدون بهبود دهنده انجام شده است و برای اولین بار نقشه‌ی کامل تغییرات کار کمپرسور، ظرفیت سرمایشی، ضریب عملکرد واقعی و ایده‌آل و راندمان ترمودینامیکی سیکل را در طول فرایند ۴۴۰ دقیقه‌ای شارژ با تفکیک زمانی یک دقیقه‌ای ارائه می‌دهد. این داده‌ها می‌توانند به‌عنوان مرجع با ارزش برای اعتبارسنجی روش‌های بهبود عملکرد در آینده مورد استفاده قرار گیرند.

۲- روش حل

در این بخش، شرح دستگاه و روش انجام آزمایش و معادلات حاکم بر مسئله با جزئیات بیشتر شرح داده خواهد شد. همچنین فرضیات زیر برای تحلیل عملکرد سیستم در نظر گرفته شده است:

۱. سیکل تبرید در هر لحظه در شرایط پایدار عمل می‌کند (رویکرد شبه‌پایدار) و اثرات گذرای دینامیکی کمپرسور و مبدل‌ها ناچیز فرض شده است.

۲. افت فشار در خطوط لوله‌ی مبرد و در اجزای سیکل (به‌جز شیر انبساط) ناچیز فرض شده است.

۳. مبرد R404A به‌صورت خالص و بدون آلودگی و با ترکیب شیمیایی ثابت در سیکل در نظر گرفته شده است.

۴. انتقال حرارت به محیط اطراف از خطوط لوله و مخزن آیس‌بانک با اعمال عایق‌بندی مناسب، ناچیز فرض شده است.

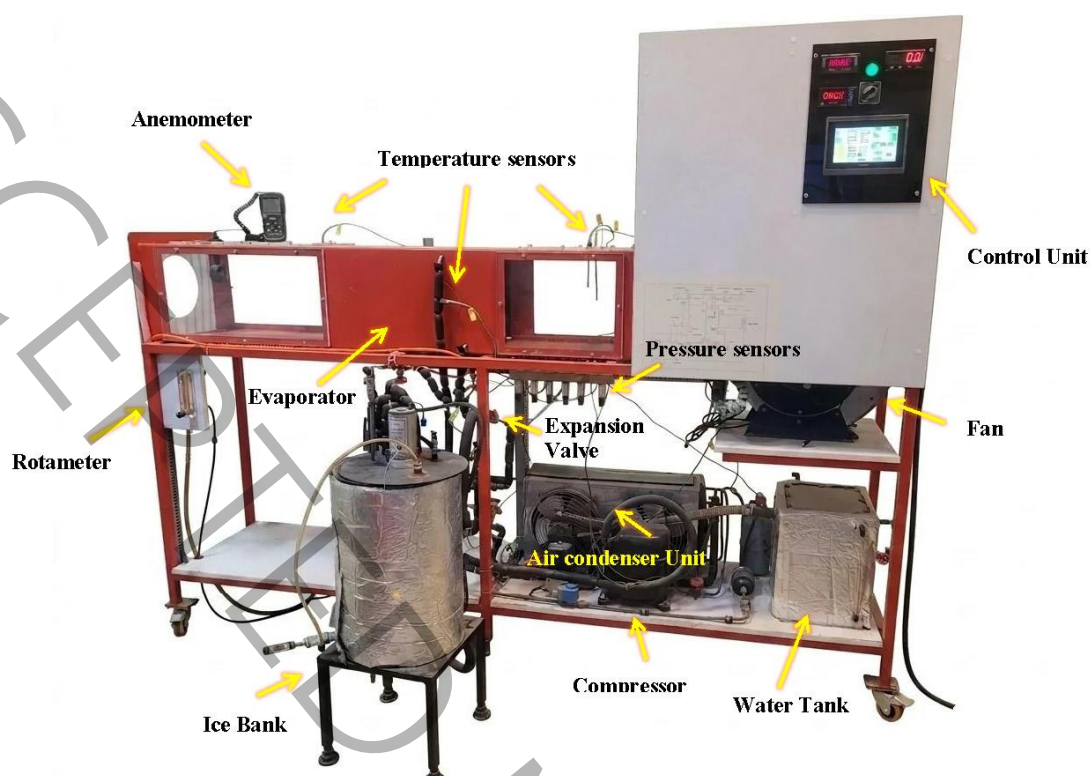
۵. دمای مخزن آیس‌بانک به‌صورت یکنواخت در نظر گرفته شده است.

۶. خواص ترمودینامیکی مبرد در هر نقطه‌ی سیکل فقط با استفاده از داده‌های فشار و دما قابل‌محاسبه است و از مدل گاز ایده‌آل برای محاسبات استفاده نمی‌شود.

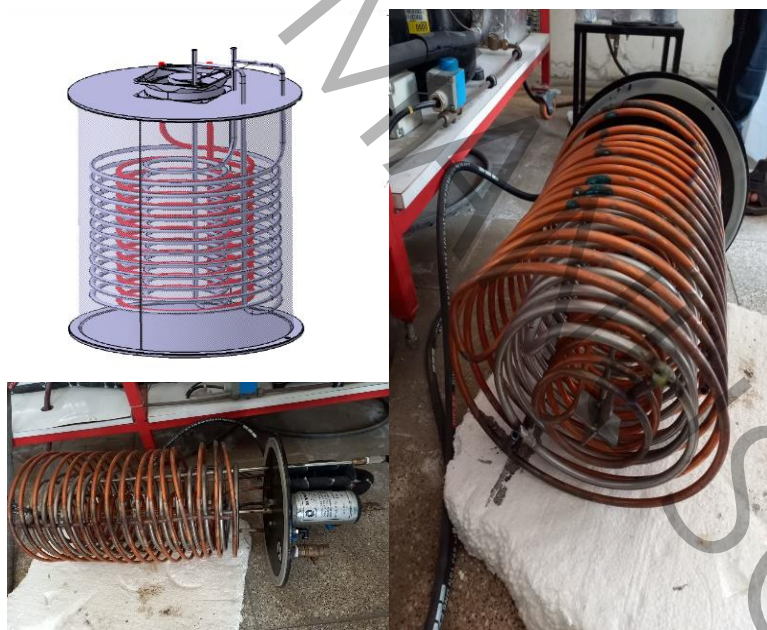
۲-۱- شرح دستگاه و روش انجام آزمایش

به‌منظور انجام آزمایش‌ها، از یک سامانه تست تهویه مطبوع شامل سیکل تبرید، واحد ذخیره‌سازی انرژی سرمایشی (آیس‌بانک) و یک تونل هوای آزمایشگاهی با ابعاد $35 \times 35 \times 200$ سانتی‌متر استفاده شد (شکل ۱-الف). این تونل به یک فن دمنده با قابلیت تنظیم دور با دقت ۱ دور بر دقیقه و ظرفیت اسمی حداکثر ۱۶۰۰ مترمکعب بر ساعت مجهز است که امکان بررسی عملکرد سیستم در دبی‌های مختلف هوا را فراهم می‌کند. اندازه‌گیری سرعت جریان هوا در داخل تونل توسط بادسنج حرارتی انجام شده است. برای کنترل شرایط حرارتی جریان هوا، یک اواپراتور با ظرفیت ۱ تن تبرید به‌همراه دو گرم‌کن الکتریکی با توان‌های ۳۵۰۰ و ۲۵۰۰ وات به‌ترتیب در بالادست و پایین‌دست اواپراتور نصب شده‌اند. تنظیم دمای هوا از طریق یک کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی^۱ صورت می‌گیرد. همچنین رطوبت نسبی جریان هوا با استفاده از دو حسگر نصب‌شده در ورودی و خروجی تونل اندازه‌گیری شده و دمای هوا در این نقاط به کمک ترموکوپل‌های نوع T با دقت ± 0.2 درجه سانتی‌گراد ثبت می‌شود. لازم به ذکر است که ستاپ آزمایشگاهی مورد استفاده در این پژوهش، صرفاً یک دستگاه آموزشی موجود در بازار نیست، بلکه حاصل طراحی و ساخت گروه پژوهشی در دانشگاه بجنورد برای اهداف خاص این مطالعه است. این ستاپ شامل یک سیکل تبرید تراکمی با قابلیت اندازه‌گیری هم‌زمان دما و فشار در ۵ نقطه‌ی کلیدی، یک سیستم کنترل و داده‌برداری مبتنی بر PLC با تفکیک زمانی یک دقیقه، و یک مخزن آیس‌بانک با حجم ۲۰ لیتر با هندسه‌ی طراحی شده است. دقت بالای تجهیزات اندازه‌گیری و قابلیت کنترل شرایط محیطی، این ستاپ را به یک سامانه‌ی پژوهشی تخصصی تبدیل کرده است که قابلیت انجام آزمایش‌های کنترل‌شده و تکرارپذیر را فراهم می‌آورد. در شکل ۲-ب چندین نما از از پیکربندی کویل‌های درون آیس‌بانک نشان داده شده است.

^۱ Proportional-Integral-Derivative (PID)



(الف)



(ب)

Fig. 1. (a) Schematic of the air conditioning system used in the experiments and (b) several views of the coil configuration inside the ice-bank storage tank

شکل ۱: (الف) تصویر سیستم تهویه مطبوع مورد استفاده جهت انجام آزمایش و (ب) چندین نما از پیکربندی کویل‌های درون آیس‌بانک

در این سامانه از یک مخزن آیس بانک با حجم ۲۰ لیتر استفاده شده است که شامل دو کوئل از جنس مس و آلومینیوم برای عبور مبرد و گردش آب در سیستم می باشد. ساختار کلی سیستم تهویه مطبوع در شکل ۲ ارائه شده است. این سیستم شامل اجزای اصلی سیکل تبرید از جمله کمپرسور، کندانسور، شیر انبساط، اواپراتور، آیس بانک، فیلتر درایر و شیر برقی است. عملکرد سیکل به این صورت است که مبرد R404A پس از خروج از کندانسور به صورت مایع پرفشار وارد شیر انبساط شده و با افت فشار و دما، وارد ناحیه تبخیر می شود. در اواپراتور، مبرد با جذب گرما از محیط اطراف تبخیر شده و به طور کامل به فاز بخار تبدیل می شود که این فرآیند موجب کاهش دمای هوای عبوری و ایجاد سرمایش می گردد. بخار مبرد سپس وارد کمپرسور شده، تحت فرآیند تراکم، دما و فشار آن افزایش می یابد و در ادامه وارد کندانسور هواخنک می شود. در کندانسور، مبرد گرمای خود را به محیط دفع کرده و مجدداً به مایع پرفشار تبدیل شده و سیکل تکرار می شود.

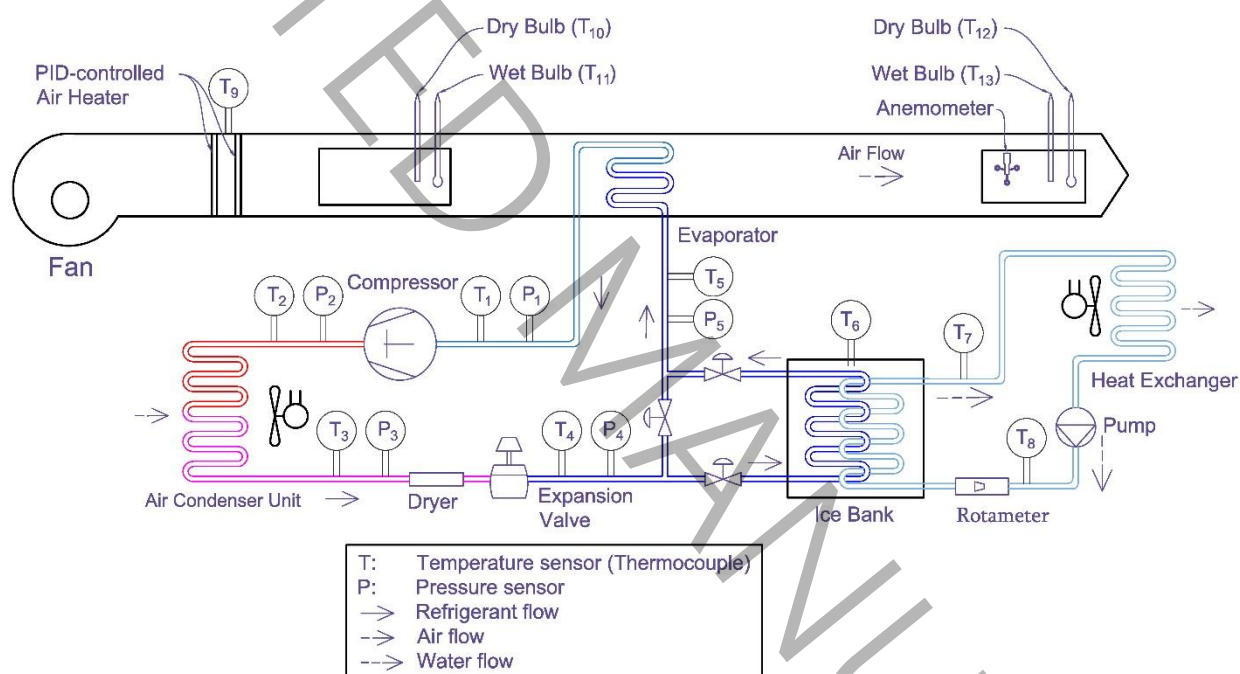


Fig. 2. Details of the experimental air conditioning test system.

شکل ۲: جزئیات سامانه آزمایشی تست تهویه مطبوع

برای اندازه گیری دبی آب در مبدل حرارتی، از یک دبی سنج آنالوگ با دقت ± 0.1 لیتر بر دقیقه استفاده شده است. به منظور تثبیت دمای هوای ورودی به اواپراتور و کنترل شرایط حرارتی کندانسور، از گرم کن های الکتریکی استفاده شده و تنظیم دما توسط کنترل کننده PID انجام می گیرد. اندازه گیری دمای مبرد در نقاط مختلف سیکل با استفاده از سه ترموکوپل نوع T با دقت ± 0.2 درجه سانتی گراد انجام شده است. همچنین فشار مبرد در بخش های مختلف سیستم توسط شش ترانس میتر فشار با دقت ± 0.5 درصد ثبت می شود. کنترل، پایش و ثبت داده های آزمایش توسط یک واحد کنترل گر منطقی برنامه پذیر^۱ مجهز به نمایشگر لمسی انجام می شود. مشخصات تجهیزات اندازه گیری مورد استفاده در سامانه تست تهویه مطبوع به این صورت است که برای اندازه گیری دما از ۱۳ عدد ترموکوپل نوع T با دامنه اندازه گیری ۴۵- تا ۱۳۵ درجه سانتی گراد و دقت ± 0.2 درجه سانتی گراد استفاده شده است. اندازه گیری

¹ Programmable Logic Controller (PLC)

فشار مبرد توسط ۵ عدد سنسور فشار مدل HOTH0018FGCK در بازه ۰ تا ۱۸ بار با دقت ۰/۵ درصد از محدوده اندازه‌گیری انجام می‌گیرد. برای تعیین دبی آب عبوری از مبدل حرارتی، یک فلومتر آنالوگ با دامنه اندازه‌گیری ۰/۴ تا ۱۱ لیتر بر دقیقه و دقت ± 0.1 لیتر بر دقیقه به کار رفته است. سرعت جریان هوا در تونل آزمایش با استفاده از یک دستگاه بادسنج حرارتی مدل Testo 400 در بازه ۰ تا ۱۰ متر بر ثانیه اندازه‌گیری می‌شود. همچنین، به منظور اندازه‌گیری رطوبت نسبی هوا، از دو سنسور رطوبت سری HS با دامنه اندازه‌گیری ۱ تا ۹۹ درصد استفاده شده است. در نهایت، برای تأمین و کنترل شرایط حرارتی جریان هوا، دو هیتر الکتریکی از نوع PTFE با ظرفیت کاری در بازه ۰ تا ۳۵۰۰ وات به همراه کنترل‌کننده‌های PID مورد استفاده قرار گرفته‌اند. در جدول ۱ مشخصات کامل تجهیزات اندازه‌گیری به همراه روش‌های کالیبراسیون هر یک آورده شده است.

Table 1: Specifications of Laboratory Equipment

جدول ۱: مشخصات تجهیزات آزمایشگاهی

تجهیز	مدل	کیمت اندازه‌گیری	محدوده	دقت	تعداد	روش کالیبراسیون
ترموکوپل	Type T	دما	-45°C تا $+135^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.2^{\circ}\text{C}$	۱۳	حمام دما-ثابت مطابق IEC 60584
ترانسمیتر فشار	HOTH0018FGCK	فشار مبرد	۰ تا ۱۸ bar	$\pm 0.5\% \text{ FS}$	۵	Dead Weight Tester با دقت $\pm 0.1\%$
فلومتر آنالوگ	-	دبی آب	۰/۴ تا ۱۱ L/min	$\pm 0.1 \text{ L/min}$	۱	روش وزنی
بادسنج حرارتی	Testo 400	سرعت هوا	۰ تا ۱۰ m/s	$\pm 0.1 \text{ m/s}$	۱	کالیبراسیون کارخانه‌ای با گواهی
سنسور رطوبت	سری HS	رطوبت نسبی	۱ تا ۹۹ درصد	$\pm 2\%$	۲	روش Salt Bath
هیتر الکتریکی	PTFE	توان حرارتی	۰ تا ۳۵۰۰ وات	$\pm 50 \text{ W}$	۲	روش وات‌متری
کنترل‌کننده PID	-	کنترل دما	-	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$	۲	مقایسه با ترموکوپل مرجع

به منظور افزایش دقت و قابلیت اطمینان نتایج، هر آزمایش در دو مرحله تکرار شده و عدم قطعیت توسعه‌یافته پارامترها با سطح اطمینان ۹۵ درصد محاسبه شده است.

۲-۲- معادلات حاکم

در این بخش، روش‌های محاسبه پارامترهای کلیدی و عدم قطعیت کمیت‌های اندازه‌گیری شده که برای ارزیابی عملکرد سیستم مورد استفاده قرار گرفتند، تشریح می‌شود.

۲-۲-۱- محاسبات عملکردی

ضریب عملکرد (COP)، مهم‌ترین شاخص برای ارزیابی راندمان سیستم تبرید است. این ضریب بر طبق رابطه (۱) از تقسیم ظرفیت سرمایشی سیستم ($\dot{Q}_{\text{Evap}}$) بر توان مصرفی کمپرسور ($\dot{W}_{\text{Comp}}$) محاسبه می‌شود. ظرفیت سرمایشی با استفاده از داده‌های فشار و دما از نمودارهای آنتالپی مبرد و روابط ترمودینامیکی به دست می‌آید (برای محاسبه توان مصرفی کمپرسور به معادله (۱۲) مراجعه کنید).

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{Evap}}}{\dot{W}_{\text{Comp}}}, \quad (1)$$

راندمان (η) از تقسیم ضریب عملکرد واقعی ($\text{COP}_{\text{Actual}}$) بر ضریب عملکرد ایده‌آل کارنو ($\text{COP}_{\text{Carnot}}$) بر طبق رابطه (۲) به دست می‌آید.

$$\eta = \frac{\text{COP}_{\text{Actual}}}{\text{COP}_{\text{Carnot}}}, \quad (2)$$

ضریب عملکرد ایده‌آل کارنو به دمای تبخیر و کندانس شدن مبرد بستگی دارد. این دماها از میانگین فشارهای اواپراتور و کندانسور بر طبق رابطه (۳) به دست می‌آیند.

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L}, \quad (3)$$

در این رابطه دمای تبخیر (T_L)، میانگین دمای اشباع در فشار اواپراتور برحسب کلون و دمای کندانس شدن (T_H)، میانگین دمای اشباع در فشار کندانسور برحسب کلون است.

بیان کلی انرژی برای یک جزء کنترل حجمی در حالت پایا، با صرف نظر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، به صورت رابطه (۴) بیان می شود:

$$\dot{E}_{x,in} + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,j}} \right) \dot{Q}_j - \dot{W} = \dot{E}_{x,out} + \dot{E}_{x,d}, \quad (4)$$

که در آن $\dot{E}_{x,d}$ نرخ نابودی انرژی، $\dot{Q}_j$ نرخ انتقال حرارت در دمای مرزی $T_{b,j}$ و $\dot{W}$ توان مبادله شده با جزء است. بر این اساس، نابودی انرژی هر جزء از رابطه (۵) محاسبه می شود:

$$\dot{E}_{x,d} = \dot{E}_{x,in} - \dot{E}_{x,out} + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,j}} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}, \quad (5)$$

در کمپرسور، با صرف نظر از تبادل حرارتی با محیط، نابودی انرژی و راندمان انرژی به ترتیب از روابط (۶) و (۷) به دست می آیند:

$$\dot{E}_{x,d}^{Comp} = \dot{m}(ex_{in} - ex_{out}) + \dot{W}_{Comp}, \quad (6)$$

$$\varepsilon_{ex}^{Comp} = \dot{m}(ex_{out} - ex_{in}) / \dot{W}_{Comp}, \quad (7)$$

در کندانسور، با فرض نبود کار مکانیکی، نابودی انرژی از رابطه (۸) محاسبه می شود:

$$\dot{E}_{x,d}^{cond} = \dot{m}(ex_{in} - ex_{out}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond,b}} \right) \dot{Q}_{cond}, \quad (8)$$

که در آن $T_{cond,b}$ دمای مؤثر سطح تبادل حرارت و $\dot{Q}_{cond} < 0$ نرخ دفع حرارت است.

در شیر انبساط، فرایند به صورت آدیاباتیک و بدون کار در نظر گرفته می شود و طبق رابطه (۹) نابودی انرژی برابر کاهش انرژی جریان مبرد است:

$$\dot{E}_{x,d}^{valve} = \dot{m}(ex_{in} - ex_{out}), \quad (9)$$

در اواپراتور (یکپارچه با مخزن آیس بانک)، با فرض نبود کار مکانیکی و اتلاف حرارت ناچیز، نابودی انرژی و راندمان انرژی به ترتیب از روابط (۱۰) و (۱۱) محاسبه می شوند:

$$\dot{E}_{x,d}^{Evap} = \dot{m}(ex_{out} - ex_{in}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{Evap,b}} \right) \dot{Q}_{Evap}, \quad (10)$$

$$\varepsilon_{ex}^{Evap} = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_{Evap,b}} \right) \dot{Q}_{Evap}}{\dot{m}(ex_{out} - ex_{in})}, \quad (11)$$

که در آن $T_{Evap,b}$ دمای مؤثر منبع سرد (آب یا مخلوط آب/یخ) و $\dot{Q}_{Evap} > 0$ نرخ حرارت جذب شده توسط مبرد است. راندمان انرژی نشان می دهد که چه سهمی از افزایش انرژی جریان مبرد ناشی از جذب حرارت مفید از منبع سرد است

برای محاسبه خواص ترمودینامیکی مبرد R404A شامل آنتالپی، آنترپی، دماهای اشباع و سایر خواص، از نرم افزار REFPROP نسخه ۱۰/۰ که توسط مؤسسه ملی استاندارد و فناوری آمریکا^۱ توسعه یافته است، استفاده شد. این نرم افزار بر اساس معادله حالت پنگ-رابینسون^۲ و با استفاده از داده های تجربی دقیق، خواص ترمودینامیکی مبردها را محاسبه می کند. با استفاده از داده های فشار و دمای اندازه گیری شده در نقاط مختلف سیکل، آنتالپی نقاط ورودی و خروجی مبدل ها از REFPROP استخراج و سپس ظرفیت سرمایشی و سایر پارامترهای عملکردی محاسبه شده اند.

¹ National Institute of Standards and Technology (NIST)

² Peng-Robinson

۲-۲-۲- عدم قطعیت کمیت‌های اندازه‌گیری شده

در این تحلیل، فرض شده است خطاهای ابزارها مستقل از یکدیگرند و از روش ریشه مجموع مربعات^۱ استفاده شده است. توان کمپرسور از رابطه (۱۲)، بصورت زیر محاسبه شده:

$$\dot{W}_{\text{Comp}} = VI \cos \varphi, \quad (12)$$

که I ، V و $\cos \varphi$ به ترتیب بیانگر ولتاژ، جریان و ضریب توان هستند و عدم قطعیت توان کمپرسور ($u_{\dot{W}_{\text{Comp}}}$) با روش انتشار خطا به صورت رابطه (۱۳) برآورد می‌شود.

$$\frac{u_{\dot{W}_{\text{Comp}}}}{\dot{W}_{\text{Comp}}} = \sqrt{\left(\frac{u_V}{V}\right)^2 + \left(\frac{u_I}{I}\right)^2 + \left(\frac{u_{\cos \varphi}}{\cos \varphi}\right)^2}, \quad (13)$$

که در آن u_V ، u_I و $u_{\cos \varphi}$ عدم قطعیت استاندارد هر کمیت هستند. برای نرخ‌های حرارت در سمت مبرد ($\dot{Q}_i$)، رابطه عمومی (۱۴) بصورت زیر استفاده شده:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}(h_{\text{out},i} - h_{\text{in},i}), \quad (14)$$

که $h_{\text{in},i}$ و $h_{\text{out},i}$ دبی جرمی مبرد، آنتالپی مبرد در خروجی و ورودی مبدل حرارتی را نشان می‌دهند و عدم قطعیت نسبی آن ($u_{\dot{Q}_i}$) به صورت تقریبی از رابطه (۱۵):

$$\frac{u_{\dot{Q}_i}}{\dot{Q}_i} = \sqrt{\left(\frac{u_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta h_i}}{\Delta h_i}\right)^2}, \quad (15)$$

به دست آمده است، که در آن $\Delta h_i = h_{\text{out},i} - h_{\text{in},i}$ و $u_{\Delta h_i}$ از انتشار خطا در دما و فشار متناظر با آن نقاط (از طریق REFPROP) محاسبه شده است. عدم قطعیت توسعه یافته با سطح اطمینان ۹۵ درصد برای پارامترهای اصلی به صورت زیر در جدول ۲ محاسبه شده است:

Table 2: Uncertainty of Computational Parameters

جدول ۲: عدم قطعیت پارامترهای محاسباتی

پارامتر		عدم قطعیت استاندارد (%)	عدم قطعیت توسعه یافته (۹۵ CL) (%)	منبع اصلی خطا
عنوان	نماد			
کار کمپرسور	$\dot{W}_{\text{Comp}}$	$\pm 2/6$	$\pm 5/1$	دقت ولت‌متر و آمپر متر (۰/۵٪)
ظرفیت سرمایشی	$\dot{Q}_{\text{Evap}}$	$\pm 3/2$	$\pm 6/4$	دقت ترموکوپل‌ها ($\pm 0.2^\circ\text{C}$) و سنسورهای فشار ($\pm 0.5 \text{ bar}$)
ضریب عملکرد	COP	$\pm 4/1$	$\pm 8/2$	انتشار خطا از کار و ظرفیت سرمایشی
دما	T	$\pm 0.1^\circ\text{C}$	$\pm 0.2^\circ\text{C}$	دقت ترموکوپل
فشار	P	$\pm 0.25 \text{ bar}$	$\pm 0.5 \text{ bar}$	دقت ترانسدمتر فشار

روش محاسبه‌ی عدم قطعیت مبتنی بر روش انتشار خطا و با استفاده از ریشه‌ی مجموع مربعات انجام شده است. این مقادیر نشان‌دهنده‌ی دقت قابل قبول اندازه‌گیری‌ها برای تحلیل روندهای مشاهده شده است.

۳- نتایج و بحث

¹ Root Sum Square (RSS)

در این بخش، به شرح جزئیات عملکرد سیستم تبرید با آیس‌بانک پرداخته و با استفاده از روابط ترمودینامیکی و داده‌های ارائه شده، پارامترهای کلیدی به صورت کمی مورد بررسی قرار گرفته‌اند. برای درک بهتر روند کلی تغییرات پارامترهای عملکردی، خلاصه‌ای از مقادیر ابتدا و انتهای فرایند در جدول ۳ ارائه شده است.

Table 3: Summary of Changes in Functional Parameters During the Charging Process

جدول ۳: خلاصه‌ی تغییرات پارامترهای عملکردی در طول فرایند شارژ

پارامتر	ابتدای فرایند	انتهای فرایند (پایدار)	تغییرات	دلیل فیزیکی
کار کمپرسور (kJ/kg)	≈ ۵۰	≈ ۷۶	۳۵٪ افزایش	افزایش بار سرمایشی و اختلاف فشار تبخیر-چگالش
ظرفیت سرمایشی (kJ/kg)	≈ ۱۳۳	≈ ۱۳۰	۲٫۲٪ کاهش	تشکیل لایه‌ی یخ و افزایش مقاومت حرارتی
ضریب عملکرد	≈ ۲٫۵	≈ ۱٫۵	۴۰٪ کاهش	افزایش توان کمپرسور و کاهش نرخ جذب حرارت
راندمان (%)	≈ ۷۵	≈ ۵۰	۳۳٪ کاهش	افزایش تلفات ترمودینامیکی و برگشت‌ناپذیری‌ها

در شکل ۳ تغییرات کار مصرفی ویژه‌ی کمپرسور برحسب زمان در سیستم بدون بهبود دهنده نشان داده شده است. در ابتدای آزمایش، مقدار W_{Comp} در سطح پایین‌تری (حدود ۵۰ کیلوژول بر کیلوگرم) قرار دارد که به دلیل بار سرمایشی سبک‌تر در لحظات آغازین و اختلاف فشار کمتر بین اواپراتور و کندانسور است. با شروع فرایند شارژ، دمای آب در مخزن آیس‌بانک کاهش یافته و تشکیل لایه‌ی یخ آغاز می‌شود. این پدیده باعث کاهش دمای تبخیر می‌گردد. کاهش دمای تبخیر به معنای کاهش فشار مکش کمپرسور است و در نتیجه، نسبت تراکم (نسبت فشار تخلیه به فشار مکش) افزایش می‌یابد. افزایش نسبت تراکم، کار مصرفی ویژه‌ی کمپرسور را به صورت مستقیم افزایش می‌دهد. همچنین با تشکیل لایه‌ی یخ، مقاومت حرارتی در سمت اواپراتور افزایش یافته و نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد. این امر موجب افزایش سوپرهیت در خروجی اواپراتور می‌شود که خود باعث افزایش دمای مکش کمپرسور و در نتیجه افزایش کار تراکم می‌گردد. از سوی دیگر، کاهش دمای آب در مخزن، دمای چگالش را نیز تحت تأثیر قرار داده و فشار چگالش را افزایش می‌دهد که این نیز بر افزایش کار کمپرسور مؤثر است. با گذشت زمان و تشکیل لایه‌ی یخ با ضخامت بیشتر، دبی جرمی مؤثر مبرد به دلیل افزایش افت فشار در اواپراتور کاهش یافته و کمپرسور برای حفظ دبی جرمی مورد نیاز، توان بیشتری مصرف می‌کند. این مکانیزم‌ها به طور هم‌زمان باعث افزایش ۳۵ درصدی کار کمپرسور از ۵۵ به ۷۴-۷۶ کیلوژول بر کیلوگرم می‌شوند. پس از حدود ۸۰ تا ۱۰۰ دقیقه، سیستم به تعادل حرارتی می‌رسد و ضخامت لایه‌ی یخ، دمای تبخیر، فشار چگالش و دبی جرمی مبرد در یک بازه‌ی نسبتاً ثابت قرار می‌گیرند که منجر به تثبیت کار کمپرسور در محدوده‌ی ۷۴ تا ۷۶ کیلوژول بر کیلوگرم می‌شود.

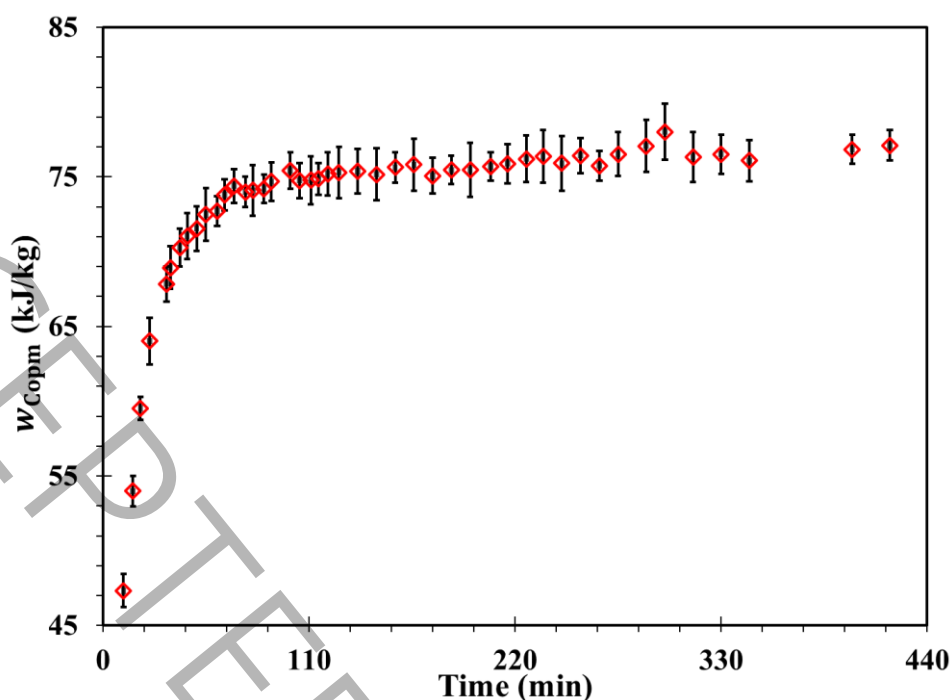


Fig. 3. Variation of compressor work consumption vs. time.

شکل ۳: تغییرات کار مصرفی کمپرسور در واحد زمان

در شکل ۴ تغییرات ظرفیت سرمایشی اواپراتور نسبت به زمان نشان داده شده است. در آغاز فرایند، مقدار q_{Evap} در سطح بالایی (حدود ۱۳۳ کیلو ژول بر کیلو گرم) قرار دارد که بیانگر اختلاف دمای مناسب میان مبرد (با دمای تبخیر حدود ۵- تا ۱۰- درجه سانتیگراد) و آب موجود در مخزن (با دمای حدود ۲۰-۲۵ درجه سانتیگراد) است. با شروع فرایند شارژ، آب موجود در مخزن شروع به خنک شدن می کند. با کاهش دمای آب به کمتر از ۴ درجه سانتیگراد، چگالی آب کاهش یافته و همرفت طبیعی در مخزن تشدید می شود که به نوبه ی خود بر ضریب انتقال حرارت جابجایی تأثیر می گذارد. در دقایق ابتدایی، بخشی از انرژی سرمایشی صرف ایجاد لایه ی اولیه ی یخ بر روی کویل ها می شود. تشکیل این لایه ی یخ باعث افزایش مقاومت حرارتی در سمت آب می شود، زیرا هدایت پذیری حرارتی یخ (حدود ۲/۲ W/m·K) به مراتب کمتر از آب مایع (حدود ۰/۶ W/m·K) است. این افزایش مقاومت حرارتی موجب کاهش ضریب انتقال حرارت کلی اواپراتور شده و در نتیجه، ظرفیت سرمایشی کاهش می یابد. در ادامه، با رشد لایه ی یخ، سطح مؤثر انتقال حرارت افزایش یافته و همچنین اختلاف دمای بین مبرد و آب در حال انجماد تغییر می کند. این پدیده ها باعث ایجاد نوساناتی در ظرفیت سرمایشی می شوند. پس از گذشت حدود ۶۰ دقیقه، لایه ی یخ به ضخامت مشخصی (حدود ۳-۴ سانتی متر) رسیده و شرایط انتقال حرارت تثبیت می شود. در این حالت، دبی جرمی مبرد که به دلیل افزایش افت فشار در اواپراتور کاهش یافته بود، در یک بازه ی نسبتاً ثابت قرار می گیرد و ظرفیت سرمایشی به حدود ۱۳۰ کیلوژول بر کیلوگرم (کاهش حدود ۲ درصدی نسبت به مقدار اولیه) می رسد.

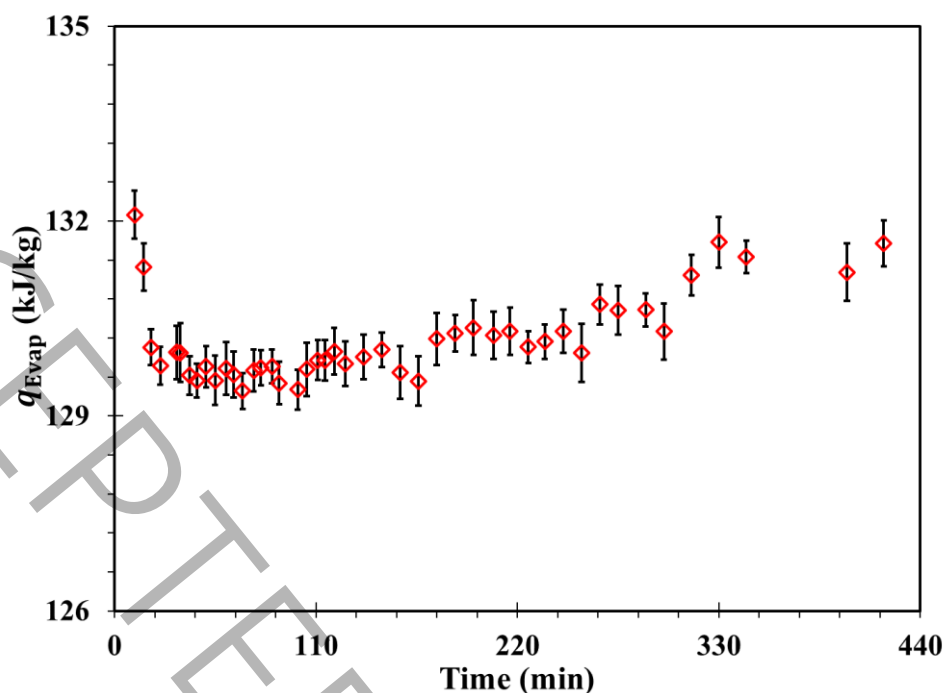


Fig. 4. Variation of evaporator cooling capacity vs. time.

شکل ۴: تغییرات ظرفیت سرمایشی اواپراتور در واحد زمان

در شکل ۵ تغییرات ضریب عملکرد سیکل تبرید برحسب زمان نشان داده شده است. در ابتدای فرایند شارژ در مقدار نسبتاً بالایی (بیش از ۲/۵) قرار دارد که ناشی از اختلاف دمای مناسب میان اواپراتور (دمای تبخیر حدود ۵- تا ۱۰- درجه سانتی‌گراد) و کندانسور (دمای چگالش حدود ۴۰-۴۵ درجه سانتی‌گراد) و همچنین سوپرهیت پایین در ورودی کمپرسور و ساب‌کولینگ مناسب در خروجی کندانسور است. با شروع فرایند شارژ، دمای آب در مخزن کاهش یافته و لایه‌ی یخ شروع به تشکیل می‌کند. این فرایند باعث کاهش دمای تبخیر می‌شود. کاهش دمای تبخیر به معنای کاهش فشار مکش کمپرسور است که منجر به کاهش دبی جرمی مبرد و در نتیجه کاهش ظرفیت سرمایشی می‌شود. از سوی دیگر، با کاهش دمای آب در مخزن، دمای چگالش نیز به دلیل کاهش دبی جرمی مؤثر و تغییر شرایط انتقال حرارت در کندانسور، افزایش می‌یابد. افزایش دمای چگالش به معنای افزایش فشار تخلیه کمپرسور و در نتیجه افزایش نسبت تراکم است. این دو پدیده (کاهش دمای تبخیر و افزایش دمای چگالش) باعث کاهش اختلاف دمای مؤثر کارنو $(T_H - T_L)$ شده و COP کارنو را کاهش می‌دهند. هم‌زمان با این تغییرات، سوپرهیت در ورودی کمپرسور به دلیل کاهش دبی جرمی مبرد و افزایش انتقال حرارت در اواپراتور (به دلیل تماس مبرد با لایه‌ی یخ سردتر) افزایش می‌یابد. افزایش سوپرهیت باعث افزایش دمای مکش و در نتیجه افزایش کار تراکم می‌شود. همچنین ساب‌کولینگ در خروجی کندانسور به دلیل کاهش دبی جرمی و افزایش زمان ماند مبرد در کندانسور، کاهش می‌یابد که این امر نیز بر کاهش COP مؤثر است. مجموع این مکانیزم‌ها (کاهش اختلاف دمای مؤثر، افزایش سوپرهیت، کاهش ساب‌کولینگ، افزایش نسبت تراکم و کاهش دبی جرمی) باعث کاهش ۴۰ درصدی COP از ۲/۵ به حدود ۱/۵ در ۳۰-۴۰ دقیقه‌ی اول می‌شود. پس از گذشت این دوره، سیستم به تعادل دینامیکی می‌رسد و COP در حدود ۱/۵ تثبیت می‌شود.

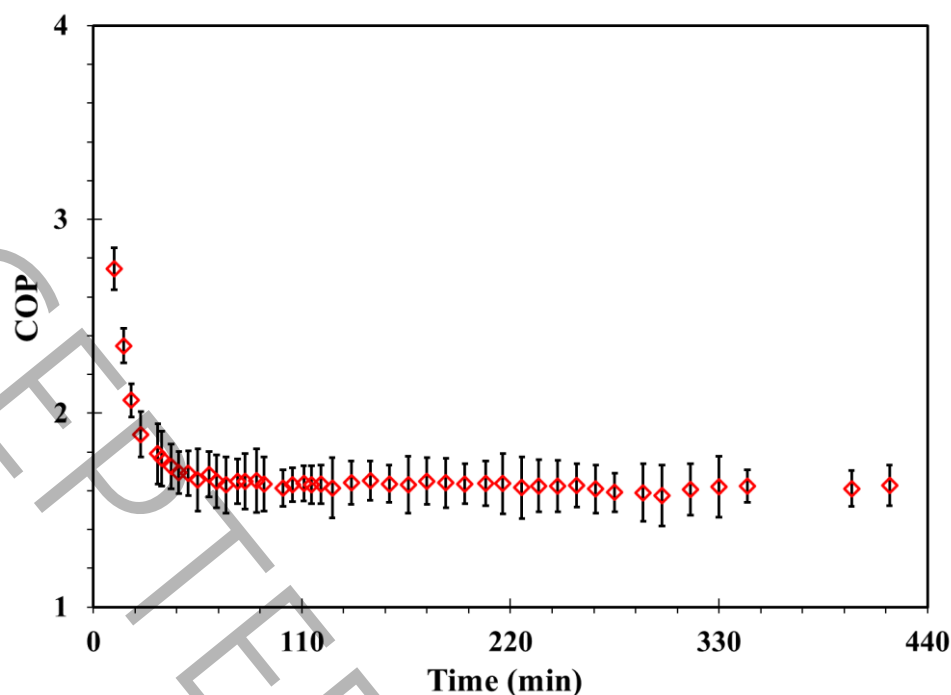


Fig. 5. Variation of COP vs. time

شکل ۵: تغییرات ضریب عملکرد سیکل در واحد زمان

همانطور که در جدول ۳ مشاهده می‌شود که COP گزارش شده در این پژوهش (حدود ۱/۵) در مقایسه با سیستم‌های بهبود یافته پایین‌تر است، اما این مقدار برای یک سیستم در سیستم بدون بهبود دهنده قابل قبول است. این اختلاف نشان‌دهنده پتانسیل قابل توجه برای بهبود عملکرد از طریق بهینه‌سازی شرایط کاری و اجزای سیکل تبرید است و در بخش نتیجه‌گیری به آن اشاره شده است. همچنین دلیل پایین‌تر بودن COP نسبت به پژوهش‌های دیگر، به دلیل عدم استفاده از روش‌های بهبود انتقال حرارت، سیستم بدون بهبود دهنده و شرایط عملیاتی خاص این پژوهش است.

Table 4: Comparison of the Reported COP with Similar Studies

جدول ۴: مقایسه‌ی COP گزارش شده با پژوهش‌های مشابه

شرایط کاری	COP گزارش شده	نوع سیستم	پژوهش
شارژ، ۱ تن تبرید، سیستم بدون بهبود دهنده	۱/۵ در حالت پایدار	آیس بانک با R404A	مطالعه‌ی حاضر
شارژ، با بهبود انتقال حرارت	۲/۵-۲/۱	آیس بانک با لوله‌های حرارتی	لیو و همکاران [۲]
شارژ، با مبردهای مختلف	۲/۲-۱/۸	آیس بانک دوغابی	ژائو و همکاران [۱۷]
شارژ دشارژ در مقیاس بزرگ	۱/۹-۱/۶	آیس بانک در هاپرمارکت	اردمیر و همکاران [۷]

در شکل ۶ تغییرات ضریب عملکرد کارنو و ضریب عملکرد واقعی سیکل تبرید در سیستم بدون بهبود دهنده برحسب زمان مقایسه شده است. منحنی کارنو در تمام مدت آزمایش در سطحی بالاتر از سیکل واقعی قرار دارد. در ابتدای فرایند، مقدار COP کارنو بیش از ۳/۵ است که با گذشت زمان و به دلیل افزایش تدریجی دمای چگالش و کاهش دمای تبخیر (ناشی از تشکیل لایه یخ و افزایش مقاومت حرارتی در اواپراتور)، به صورت ملایم و تدریجی کاهش یافته و در انتهای بازه‌ی زمانی در حدود ۳ تثبیت می‌شود. این روند

کاهش می‌دهد. در مقابل، ضریب عملکرد واقعی سیکل تبرید رفتاری کاملاً متفاوت و شدیدتر از نظر افت راندمان دارد. مقدار COP واقعی در ابتدای آزمایش حدود ۲/۵ است، اما در مدت زمان کوتاهی به دلیل مجموعه‌ای از مکانیزم‌های فیزیکی که در ادامه تشریح می‌شوند، دچار افت قابل توجهی شده و به حدود ۱/۵ می‌رسد. فاصله‌ی قابل توجه بین COP کارنو و COP واقعی (حدود ۵۰ درصد در شرایط پایدار) به مجموعه‌ای از تلفات ترمودینامیکی در اجزای واقعی سیکل نسبت داده می‌شود که در سیکل ایده‌آل کارنو وجود ندارند. مهم‌ترین این تلفات عبارتند از: افت فشار در خطوط لوله و مبدل‌ها که باعث کاهش فشار مکش و افزایش فشار تخلیه شده و نسبت تراکم را افزایش می‌دهد؛ راندمان محدود کمپرسور که راندمان ایزنتروپیک آن معمولاً بین ۶۰ تا ۸۰ درصد است و باعث افزایش کار واقعی تراکم نسبت به حالت ایده‌آل می‌شود؛ انتقال حرارت در مبدل‌ها با اختلاف دمای محدود که در سیکل کارنو وجود ندارد و باعث افزایش برگشت‌ناپذیری می‌شود؛ فرایند انبساط غیرایزنتروپیک در شیر انبساط که با تولید آنتروپی همراه بوده و ظرفیت سرمایشی را کاهش می‌دهد؛ و در نهایت تغییرات سوپرهدیت در ورودی کمپرسور و ساب‌کولینگ در خروجی کندانسور که در طول فرایند شارژ رخ می‌دهند و هر یک به نوبه‌ی خود بر کاهش COP واقعی مؤثر هستند. با گذشت زمان و پیشرفت فرایند شارژ، ضخامت لایه‌ی یخ افزایش یافته و مقاومت حرارتی در سمت اواپراتور بیشتر می‌شود. این امر باعث افزایش اختلاف دمای موردنیاز برای انتقال حرارت و در نتیجه افزایش برگشت‌ناپذیری‌ها می‌گردد و همچنین سبب افزایش سوپرهدیت در ورودی کمپرسور و کاهش ساب‌کولینگ در خروجی کندانسور می‌شود که هر دو بر افزایش کار کمپرسور و کاهش COP واقعی مؤثر هستند. به همین دلیل، فاصله‌ی بین COP واقعی و کارنو در طول زمان افزایش یافته و از حدود ۳۰ درصد در ابتدای آزمایش (COP کارنو واقعی حدود ۲/۵ در مقابل COP کارنو حدود ۳/۵) به حدود ۵۰ درصد در شرایط پایدار (COP واقعی حدود ۱/۵ در مقابل COP کارنو حدود ۳) می‌رسد. این تحلیل نشان می‌دهد که سهم تلفات ترمودینامیکی در طول فرایند شارژ افزایش می‌یابد و سیستم در شرایط پایدار با راندمان متوسط (حدود ۵۰ درصد از پتانسیل تئوریک) عمل می‌کند. این یافته اهمیت بهینه‌سازی اجزای سیکل از جمله کاهش افت فشارها، بهبود راندمان کمپرسور، کاهش دمای چگالش و افزایش راندمان انتقال حرارت در مبدل‌ها را برای نزدیک کردن عملکرد واقعی به حد کارنو نشان می‌دهد.

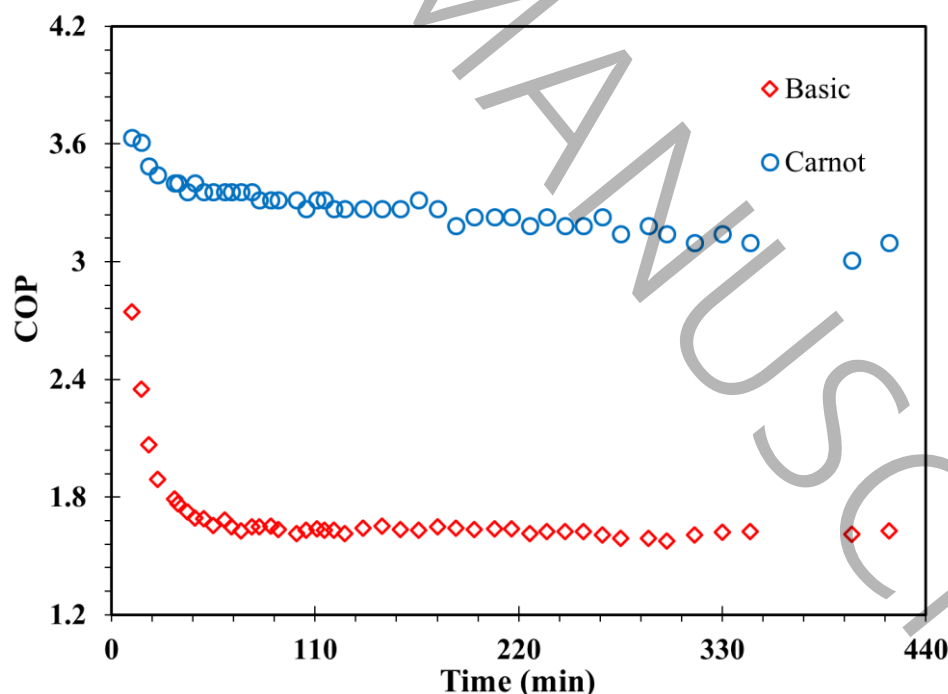


Fig. 6. Variation of ideal Carnot coefficient of performance vs. time for the base configuration.

شکل ۶: تغییرات ضریب عملکرد ایده‌آل کارنو در واحد زمان برای سیستم بدون بهبود دهنده

در شکل ۷ تغییرات راندمان سیکل تبرید (نسبت COP واقعی به COP کارنو) برحسب زمان نشان داده شده است. مقدار راندمان در ابتدای آزمایش در حدود ۷۵ درصد قرار دارد که نشان می‌دهد در لحظات اولیه، سیستم حدود ۷۵ درصد از پتانسیل ترمودینامیکی خود را بالفعل می‌کند. در این مرحله، اختلاف دمای مؤثر مناسب، سوپرهیت پایین، ساب‌کولینگ مناسب و نسبت تراکم پایین باعث شده است که تلفات ترمودینامیکی حداقل باشند. با شروع فرایند شارژ و تشکیل لایه یخ، مقاومت حرارتی در اواپراتور افزایش می‌یابد. این امر باعث افزایش اختلاف دمای موردنیاز برای انتقال حرارت و در نتیجه کاهش دمای تبخیر می‌شود. کاهش دمای تبخیر، اختلاف دمای مؤثر کارنو ($T_H - T_L$) را کاهش داده و COP کارنو را کاهش می‌دهد. هم‌زمان با این تغییرات، افزایش سوپرهیت در ورودی کمپرسور و کاهش ساب‌کولینگ در خروجی کندانسور، کار کمپرسور را افزایش داده و COP واقعی را کاهش می‌دهند. مجموع این دو اثر (کاهش COP کارنو و کاهش COP واقعی) باعث کاهش شدید راندمان از ۷۵ درصد به حدود ۵۰ درصد در ۳۰-۴۰ دقیقه اول می‌شود. پس از این دوره، سیستم به یک تعادل حرارتی و هیدرولیکی می‌رسد که در آن ضخامت لایه یخ، دمای تبخیر، دمای چگالش، سوپرهیت، ساب‌کولینگ، دبی جرمی مبرد و نسبت تراکم در یک بازه نسبتاً ثابت قرار می‌گیرند. در نتیجه، راندمان سیکل در محدوده‌ای حدود ۵۰ درصد تثبیت می‌شود. نوسانات جزئی مشاهده‌شده در این بخش به تغییرات لحظه‌ای در ضخامت لایه یخ ناشی از نرخ‌های متفاوت انجماد در نقاط مختلف کوئل‌ها) و تغییرات جزئی در شرایط عملکردی کمپرسور مربوط می‌شوند.

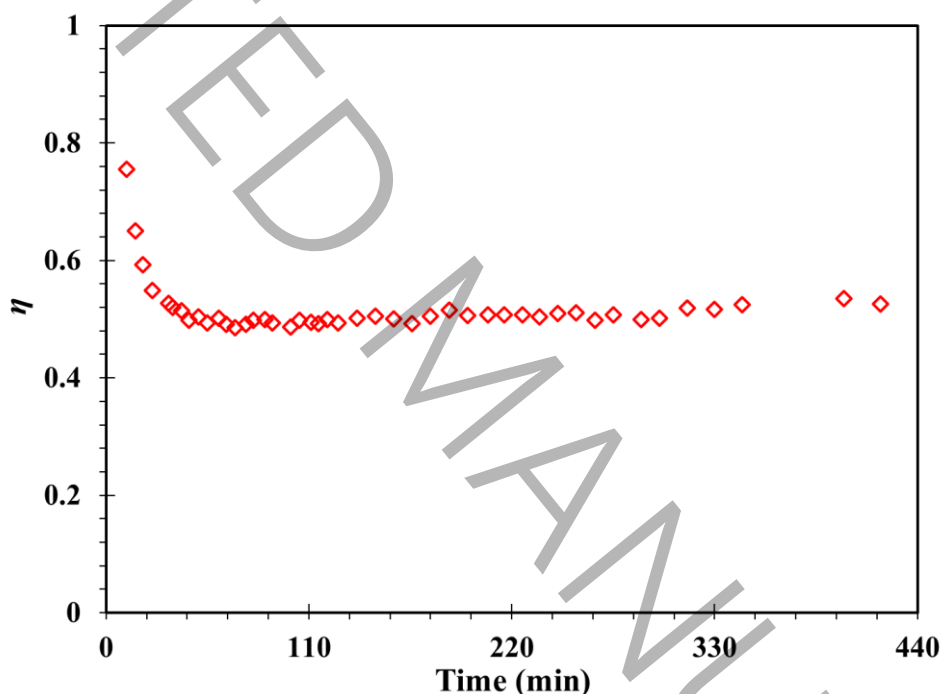


Fig. 7. Variation of cycle efficiency vs. time.

شکل ۷: تغییرات راندمان ترمودینامیکی سیکل در واحد زمان

در شکل ۸، راندمان اگزرژی چهار جزء اصلی سیکل تبرید شامل کمپرسور، کندانسور، آیس‌بانک و اواپراتور برای سیستم آیس‌بانک به‌صورت عددی ارائه شده است. کمپرسور با راندمان اگزرژی حدود ۰/۷۴، بهترین عملکرد را در میان اجزای سیکل دارد که نشان‌دهنده تبدیل حدود ۷۴ درصد از اگزرژی ورودی به کار مفید است و مابقی به‌صورت تلفات ناشی از اصطکاک، افت فشار و تولید آنتروپی در فرایند تراکم تلف می‌شود. کندانسور با راندمان حدود ۰/۳۳، عملکرد نسبتاً ضعیفی دارد که به دلیل اختلاف دمای زیاد بین مبرد و هوای محیط (حدود ۱۵-۲۰ درجه سانتی‌گراد) و تولید آنتروپی قابل توجه در فرایند دفع حرارت است. آیس‌بانک با راندمان حدود ۰/۱۳، بیشترین تلفات اگزرژی را در میان اجزای سیکل نشان می‌دهد که ماهیت ذاتاً پرتلفات فرایندهای ذخیره‌سازی و بازیابی انرژی سرمایشی را منعکس می‌کند. عوامل اصلی این تلفات شامل افزایش مقاومت حرارتی لایه یخ، اختلاف دمای قابل توجه بین مبرد و آب در حال انجماد، و توزیع غیریکنواخت دما در مخزن می‌باشند. اواپراتور نیز با راندمان حدود ۰/۳۴، تلفات قابل توجهی را نشان می‌دهد که عمدتاً ناشی از اختلاف دمای بالا میان مبرد و هوای عبوری و همچنین افزایش مقاومت حرارتی ناشی از تشکیل

لایه ی یخ است. به طور کلی، این تحلیل نشان می دهد که بیشترین تلفات انرژی در سیستم آیس بانک در سیستم بدون بهبود دهنده به ترتیب مربوط به آیس بانک، کندانسور و اواپراتور است و کمپرسور بهترین عملکرد را از نظر انرژی دارد. این یافته اهمیت توجه ویژه به بهینه سازی فرایندهای ذخیره سازی انرژی در آیس بانک و بهبود انتقال حرارت در کندانسور را برای افزایش بازده کلی سیستم نشان می دهد و مسیر را برای پژوهش های آینده در زمینه کاهش تلفات انرژی در این اجزا هموار می کند.

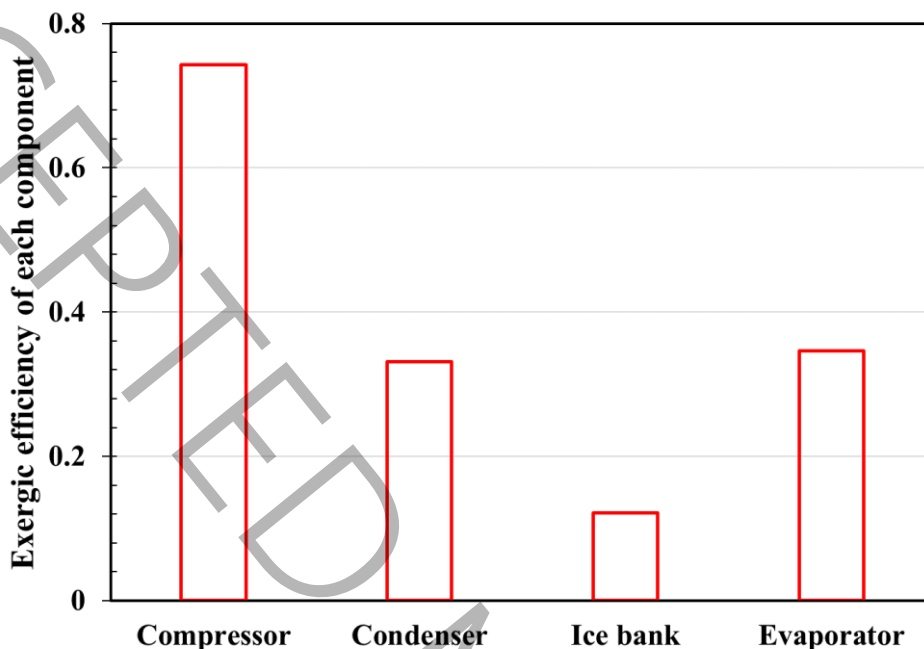


Fig. 8. Comparison of Exergy Efficiency in Different Components of the Cycle

شکل ۸: مقایسه راندمان انرژی در اجزاء مختلف سیکل

در شکل ۹، روند کاهش دمای آیس بانک در سیستم آیس بانک در سیستم بدون بهبود دهنده برحسب زمان نشان داده شده است. کاهش دمای آیس بانک شاخصی مستقیم از میزان و نرخ تشکیل یخ در مخزن است. هرچه دما سریع تر به نواحی منفی برسد، فرایند انجماد با سرعت بیشتری انجام شده و سیستم توانسته است انرژی سرمایشی را با نرخ بالاتری ذخیره کند. در سیستم آیس بانک در سیستم بدون بهبود دهنده، روند کاهش دما با شیب ملایم تری به سمت دماهای پایین حرکت می کند و زمان بیشتری طول می کشد تا آیس بانک به نواحی زیر صفر برسد. این رفتار نشان می دهد که ظرفیت سرمایشی اواپراتور در این پیکربندی محدودتر است و اختلاف آنتالپی تبخیر مبرد در این حالت کمتر بوده و بنابراین نرخ انتقال حرارت به آیس بانک پایین تر است. به عبارت دیگر، مبرد با دمای بالاتری وارد اواپراتور می شود و اختلاف دمای مؤثر میان مبرد و آب موجود در مخزن کاهش می یابد که این امر نرخ جذب حرارت از آب و در نتیجه نرخ تشکیل یخ را کاهش می دهد. در این حالت، دمای آب از حدود ۲۵ درجه سانتی گراد در ابتدای آزمایش، با شیبی نسبتاً ثابت کاهش یافته و پس از گذشت حدود ۵۰ تا ۶۰ دقیقه به دمای صفر درجه سانتی گراد می رسد. در ادامه، با شروع فرایند انجماد، دمای آیس بانک در محدوده صفر تا ۳- درجه سانتی گراد نوسان کرده و سپس به تدریج به دماهای منفی تر کاهش می یابد. این الگوی کاهش دما در سیستم آیس بانک در سیستم بدون بهبود دهنده، که با شیب ملایم تر و زمان طولانی تر برای رسیدن به دمای انجماد همراه است، نشان دهنده نرخ پایین تر ذخیره سازی انرژی سرمایشی در این پیکربندی است.

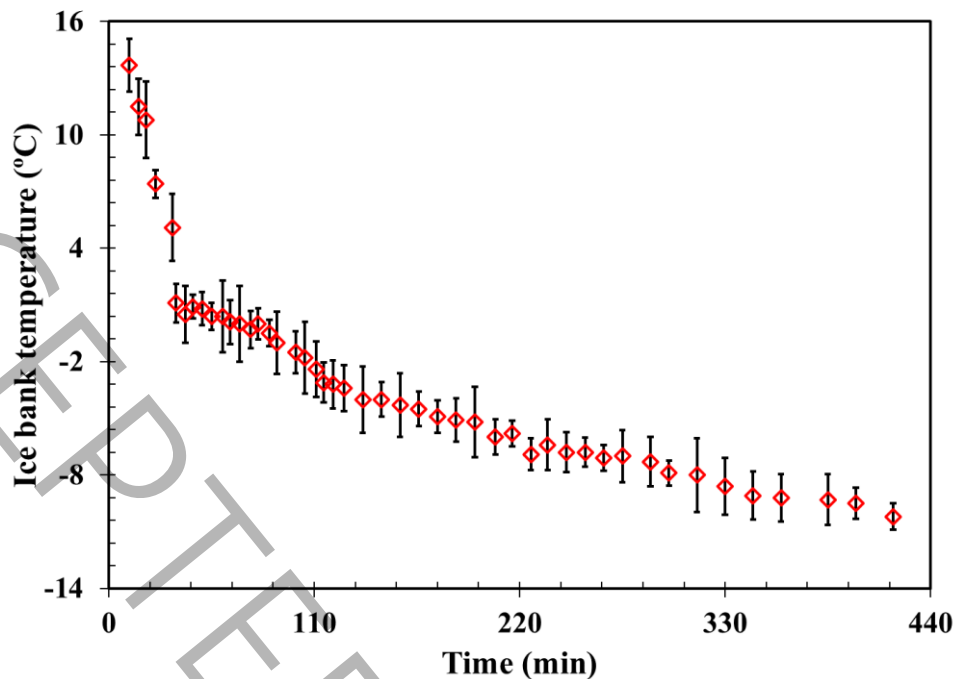


Fig. 9. Temperature variation during the charging process inside the ice bank

شکل ۹: تغییرات دما در طول فرایند شارژ درون مخزن آیس بانک

۴- نتیجه گیری

در این پژوهش، عملکرد ترمودینامیکی یک سیستم ذخیره‌ساز انرژی سرمایشی مبتنی بر آیس بانک در سیستم بدون بهبود دهنده به صورت تجربی مورد ارزیابی قرار گرفت. تحلیل نتایج نشان داد که فرایند شارژ در سیستم آیس بانک از الگوی سه‌فازی پیروی می‌کند: فاز گذرای اولیه (۰ تا ۴۰ دقیقه) با کاهش شدید COP از ۲/۵ به ۱/۵، فاز نوسانی (۴۰ تا ۸۰ دقیقه) و فاز پایدار (۸۰ تا ۱۲۰ دقیقه) با COP حدود ۱/۵ و راندمان حدود ۵۰ درصد. این الگوی سه‌فازی می‌تواند به عنوان مبنایی برای طراحی سیستم‌های کنترل و بهینه‌سازی زمان‌بندی شارژ در کاربردهای عملی مورد استفاده قرار گیرد.

از دیدگاه کاربردی، بیشترین تلفات ترمودینامیکی در بازه‌ی ۲۰ تا ۴۰ دقیقه رخ می‌دهد که با افزایش ضخامت لایه‌ی یخ و افزایش مقاومت حرارتی همراه است. بنابراین، روش‌های بهبود عملکرد مانند کاهش دمای چگالش، بهبود انتقال حرارت در مبدل‌ها، افزایش راندمان کمپرسور و استفاده از مواد تغییر فاز دهنده با هدایت‌پذیری بالا باید بر کاهش تلفات در این بازه‌ی زمانی حساس متمرکز شوند. همچنین فاصله‌ی قابل توجه بین COP واقعی و COP کارنو (حدود ۵۰ درصد در شرایط پایدار) نشان‌دهنده‌ی پتانسیل بالای بهینه‌سازی از طریق کاهش برگشت‌ناپذیری‌ها و افت فشارها است.

تحلیل اگزرژی اجزای سیکل در سیستم بدون بهبود دهنده نشان داد که بیشترین تلفات اگزرژی به ترتیب مربوط به آیس بانک با راندمان حدود ۱۳ درصد، کندانسور با راندمان حدود ۳۳ درصد و اواپراتور با راندمان حدود ۳۴ درصد است، در حالی که کمپرسور با راندمان حدود ۷۴ درصد بهترین عملکرد را از نظر اگزرژی دارد. تلفات بالای اگزرژی در آیس بانک عمدتاً ناشی از مقاومت حرارتی لایه‌ی یخ، اختلاف دمای قابل توجه بین مبرد و آب در حال انجماد و توزیع غیریکنواخت دما در مخزن است. همچنین تلفات در کندانسور به دلیل اختلاف دمای زیاد بین مبرد و هوای محیط و تولید آنتروپی در فرایند دفع حرارت می‌باشد. این یافته، اهمیت توجه ویژه به بهینه‌سازی فرایندهای ذخیره‌سازی انرژی در آیس بانک و بهبود انتقال حرارت در کندانسور را برای افزایش بازده کلی سیستم نشان می‌دهد.

دمای آیس‌بانک از حدود ۲۵ درجه سانتی‌گراد در ابتدای آزمایش، با شیب نسبتاً ثابت کاهش یافته و پس از حدود ۵۰ تا ۶۰ دقیقه به صفر درجه سانتی‌گراد می‌رسد. سپس با شروع انجماد، دما در محدوده صفر تا ۳- درجه سانتی‌گراد نوسان کرده و به تدریج کاهش می‌یابد. این روند کند، بیانگر نرخ پایین ذخیره‌سازی انرژی و پتانسیل بهبود از طریق افزایش ظرفیت سرمایشی است. داده‌های ارائه‌شده در این پژوهش به‌عنوان یک مرجع معتبر برای مقایسه با پیکربندی‌های بهینه‌شده قابل استفاده است و می‌تواند برای اعتبارسنجی مدل‌های عددی و شبیه‌سازی‌های ترمودینامیکی در پژوهش‌های آینده به کار گرفته شود. لازم به ذکر است که پژوهش حاضر صرفاً به بررسی فرایند شارژ پرداخته و عملکرد سیستم در حالت دشارژ (ذوب یخ و تأمین سرمایش) در این مطالعه مورد بررسی قرار نگرفته است که می‌تواند به‌عنوان پژوهش آینده با هدف تکمیل تحلیل جامع سیستم آیس‌بانک انجام شود. همچنین پیشنهاد می‌شود در پژوهش‌های آینده، اثر پارامترهای عملیاتی مانند دبی آب، دبی هوا و دمای محیط بر عملکرد سیستم، تحلیل انرژی برای شناسایی دقیق محل تلفات، استفاده از مبردهای مختلف برای کاهش اثرات زیست‌محیطی و سازوکار سیستم برای دشارژ و پیک شیوینگ^۱ بررسی شود.

شایان ذکر است که پژوهش حاضر دارای محدودیت‌هایی نیز می‌باشد. آزمایش‌ها تنها در یک دبی ثابت آب و هوا و در شرایط محیطی کنترل‌شده (دمای 25 ± 1 درجه سانتی‌گراد و رطوبت 50 ± 5 درصد) انجام شده است، بنابراین نتایج به‌طور مستقیم به شرایط محیطی دیگر قابل تعمیم نیست.

۵- فهرست علائم

COP	ضریب عملکرد سیستم تبرید (-)
COP _{Actual}	ضریب عملکرد واقعی سیکل (-)
COP _{Carnot}	ضریب عملکرد ایده‌آل کارنو (-)
$\dot{Q}_{Evap}$	ظرفیت سرمایشی اواپراتور (W)
$\dot{Q}_i$	نرخ انتقال حرارت در سمت مبرد (W)
$\dot{W}_{Comp}$	توان مصرفی کمپرسور (W)
$h_{in,i}$	آنتالپی مبرد در ورودی مبدل حرارتی ($J\ kg^{-1}$)
$h_{out,i}$	آنتالپی مبرد در خروجی مبدل حرارتی ($J\ kg^{-1}$)
Δh_i	اختلاف آنتالپی مبرد در مبدل حرارتی ($J\ kg^{-1}$)
$\dot{m}$	دبی جرمی مبرد ($kg\ s^{-1}$)
T_H	دمای تقطیر (دمای اشباع کندانسور) (K)
T_L	دمای تبخیر (دمای اشباع اواپراتور) (K)
V	ولتاژ الکتریکی کمپرسور (V)
I	جریان الکتریکی کمپرسور (A)
u_V	عدم قطعیت ولتاژ (V)
u_I	عدم قطعیت جریان (A)
$u_{\dot{W}_{Comp}}$	عدم قطعیت توان کمپرسور (W)
$u_{\dot{Q}_i}$	عدم قطعیت نرخ انتقال حرارت (W)
$u_{\Delta h_i}$	عدم قطعیت اختلاف آنتالپی ($J\ kg^{-1}$)
η	راندمان ترمودینامیکی سیکل (نسبت COP واقعی به COP کارنو) (-)
φ	زاویه فاز جریان و ولتاژ (rad)

علائم یونانی

¹ Peak Shaving

۶- مراجع

- [1] W.M. Yan, K.E. Gao, U. Sajjad, L.H. Chien, M. Amani, Experimental study of dynamic melting process in an ice-on-coil storage system, *Journal of Energy Storage*, 73 (2023) 109177.
- [2] Z. Liu, Z. Quan, Y. Zhao, H. Jing, X. Liu, L. Wang, Experimental research on the performance of ice thermal energy storage device based on micro heat pipe arrays, *Applied Thermal Engineering*, 185 (2021) 116452.
- [3] A. Jodat, M. Najafian, Experimental study of the effect of nebulizer on the performance coefficient of direct expansion air conditioning systems, *Modares Mechanical Engineering*, 20(8) (2020) 2113-2120.
- [4] K. Huang, et al., A fully passive seasonal multi-cylinder ice storage system: Dynamic charging behavior and entropy generation analysis, *Applied Thermal Engineering*, (2026) 130447.
- [5] Y. Qiao, et al., Experimental study of a thermal energy storage-integrated heat pump system for load shifting in space cooling and heating, *Applied Thermal Engineering*, (2026) 129992.
- [6] M. Azmoun, H.D. Jooneghani, G. Salehi, P. Tehrani, F. Asadia, H. Majidi, Multi-objective optimization of ice-based thermal storage for enhanced combined cycle power plant performance under hot climate conditions, *Scientific Reports*, (2026).
- [7] D. Erdemir, N. Altuntop, Y.A. Çengel, Experimental investigation on the effect of ice storage system on electricity consumption cost for a hypermarket, *Energy and Buildings*, 251 (2021) 111368.
- [8] E.Á. Rodríguez-Jara, F.J. Sánchez-de-la-Flor, J.A. Expósito-Carrillo, J.M. Salmerón-Lissén, Thermodynamic analysis of auto-cascade refrigeration cycles, with and without ejector, for ultra low temperature freezing using a mixture of refrigerants R600a and R1150, *Applied Thermal Engineering*, 200 (2022) 117598.
- [9] F. Hassan, et al., Recent advancements in latent heat phase change materials and their applications for thermal energy storage and buildings: A state of the art review, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 49 (2022) 101646.
- [10] C. Ma, Y. Diao, Y. Zhao, F. Yang, C. Sun, W. He, Y. Li, Thermal characterization of the charging and discharging processes of a phase-change cold storage device based on flat micro-heat pipe arrays, *Applied Thermal Engineering*, 288 (2026) 129490.
- [11] M. Azmoun, H.D. Jooneghani, G. Salehi, P. Tehrani, F. Asadia, H. Majidi, Multi-objective optimization of ice-based thermal storage for enhanced combined cycle power plant performance under hot climate conditions, *Scientific Reports*, 16 (2026) 7149.
- [12] S. Sanaye, N. Khakpaay, D. Borzuei, Innovative combination of optimization and energy management strategies for integrated cooling, heating and power systems with ice thermal energy storage, *Journal of Energy Storage*, 162 (2026) 122101.
- [13] A. Sharma, S. Abhinand, H. Kothadia, S. Singh, B. Mondal, Experimental analyses of solidification phenomena in an ice-based thermal energy storage system, *Applied Thermal Engineering*, 236 (2024) 121888.
- [14] O. Ju-Hong, S.I. Kim, K. Eui-Jong, Determining optimal thermal energy storage charging temperature for cooling using integrated building and coil modeling, *Applied Thermal Engineering*, (2026) 131521.
- [15] A. Mohammadi, A. Jodat, Investigation of the kinetics of TBAB+ carbon dioxide semicathrate hydrate in presence of tween 80 as a cold storage material, *Journal of Molecular Liquids*, 293 (2019) 111433.
- [16] A. Mohammadi, Thermodynamic study of refrigerant hydrate formation, *Journal of Renewable and New Energy*, 7(1) (2020) 28-34.
- [17] B. Zhao, J. Li, C. Zhou, Z. Huang, N. Xie, Thermodynamic performance and parametric analysis of an

- ice slurry-based cold energy storage system, *Energies*, 18(15) (2025) 4158.
- [18] X. Xie, Y. Chen, Adaptive condensing temperature control for photovoltaic direct-driven seawater ice storage systems, *Applied Thermal Engineering*, (2026) 130864.
- [19] Y. Wang, Y. You, Z. Zhang, Experimental investigations on a conventional air-conditioner working as air-water heat pump, *Procedia Engineering*, 23 (2011) 493-497.
- [20] Y. Qiao, Y. Hu, Y. Hwang, Optimal operation of phase change material integrated condenser under various subcooling conditions, *Applied Thermal Engineering*, (2026) 129879.
- [21] A. Riahi, M.B. Shafii, Dynamic evaluation of a vapor compression refrigeration cycle combined with a PCM storage tank for improving condenser performance, *Heliyon*, 10(16) (2024).
- [22] M. Harun-Or-Rashid, M.T. Hasan, T.B. Alam, S. Hossain, Energy efficient refrigeration system using latent heat storage, PCM, *International Journal of Thermofluids*, 23 (2024) 100717.
- [23] S.M. Ammar, Z. Ramadan, C.W. Park, Performance evaluation of novel plate-type condenser for an absorption/adsorption refrigeration system: Experimental and CFD study, *Case Studies in Thermal Engineering*, 56 (2024) 104260.
- [24] A. Awasthi, C. Suresh, B. Kumar, M. Mohan, S.K. Dewangan, Y. Jeon, ANN-assisted multi-objective optimization of ice thermal energy storage using a transient inlet strategy, *Applied Thermal Engineering*, (2026) 131106.
- [25] A.D. Burmana, R. Tambun, B. Haryanto, M. Sarah, V. Alexander, An investigation shell and tube heat exchanger for cooling system: A case study of biodiesel plants using lauric acid, *Case Studies in Thermal Engineering*, 58 (2024) 104411.
- [26] D. Mađerić, B. Pavković, Z. Čarija, B. Delač, Impact of the refrigerant charge and environmental temperature on draft beverage cooler performance, *Applied Thermal Engineering*, 242 (2024) 122543.
- [27] R. Shi, T. Bai, J. Wan, Performance analysis of a dual-ejector enhanced two-stage auto-cascade refrigeration cycle for ultra-low temperature refrigeration, *Applied Thermal Engineering*, 240 (2024) 122152.
- [28] G. Fang, X. Liu, S. Wu, Experimental investigation on performance of ice storage air-conditioning system with separate heat pipe, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(8) (2009) 1149-1155.
- [29] K. Irshad, A.I. Khan, M.E. Zayed, S. Algarni, T. Alqahtani, Performance analysis of air conditioning system integrated with thermal energy storage using enhanced machine learning modelling coupled with fire hawk optimizer, *Journal of Building Engineering*, 98 (2024) 111308.
- [30] X. Kang, X. Wang, J. An, D. Yan, A novel approach of day-ahead cooling load prediction and optimal control for ice-based thermal energy storage system in commercial buildings, *Energy and Buildings*, 275 (2022) 112478.

Experimental Evaluation and Thermodynamic Analysis of an Ice-Bank-Based Cold Thermal Energy Storage System

Amin Jodat^{1*}, Tohid Nazarpour¹, Amin Emamian¹, Mojtaba Najafian²

1- Department of Mechanical Engineering, University of Bojnord, Bojnord, Iran.

2- Centre of North Khorasan, University of Applied Sciences and Technology, Tehran, Iran.

* P.O.B. 9453155111, Bojnord, Iran, a.jodat@ub.ac.ir

Abstract

In this study, the thermodynamic performance of a 1-ton ice-bank cold thermal energy storage system using R404A refrigerant was experimentally investigated during the charging process. The specific compressor work increased from an initial value of approximately 50 kJ/kg by about 50% and reached a stable value of 74–76 kJ/kg over the time interval of 80–100 min. Due to the dynamic nature of the freezing process, the evaporator cooling capacity initially decreased, followed by fluctuations, and subsequently gradually approached approximately 130 kJ/kg as the ice-layer thickness increased, corresponding to an overall reduction of about 2% from its initial value. The coefficient of performance of the cycle decreased from an initial value of 2.5 by approximately 40% to about 1.5 under stable conditions. The thermodynamic efficiency of the cycle also decreased from approximately 75% at the beginning of the experiment by about 33% to nearly 50% under stable conditions, indicating an increase in thermodynamic losses such as pressure drops and irreversibilities. The results show that the ice-bank system in the unmodified configuration exhibits stable behavior with moderate efficiency and has considerable potential for performance improvement through optimization of the operating conditions and refrigeration-cycle components. The presented data can be used as a reference for validating performance-enhancement methods in future studies.

Keywords:

Cold thermal energy storage, Ice bank, Experimental study, Vapor compression refrigeration cycle, Condenser