

Comparative feasibility study of two direct expansion solar water heater heat pump systems in Rasht climate

Vahid Rezaee^{1*}, Abouzar Taghizadeh², Mojtaba Masoumnezhad³

^{1,3} Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

² Department of Electrical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

*Vrezaee @ tvu.ac.ir

ABSTRACT

In this research, an experimental and numerical comparative study has been conducted on two systems: conventional heat pump (ASHP) and direct expansion solar water heater heat pump (DX-SAHP) for the potential of hot water production. The system (DX-SAHP) consists of a flat plate solar collector as an evaporator, a rotary hermetic compressor with R134a refrigerant, a capillary tube as an expansion valve, and a submerged finned spiral condenser and a 100-liter water storage tank. The simulation results were used to achieve optimal system design and determine the appropriate strategy for four operating conditions: sunny day, cloudy day, clear night, and cloudy night. The simulation results were used to achieve optimal system design and determine the appropriate strategy for four operating conditions: sunny day, cloudy day, clear night, and cloudy night. The performance of both systems has been investigated experimentally and numerically. The effects of operating conditions (air temperature, water temperature, solar radiation intensity, etc.) have been analyzed and a comparison of performance under different operating conditions between the two systems has been made. The results show that under sunny day conditions, the coefficient of performance (COP) of the (DX-SAHP) system is significantly higher than that of (ASHP). Under cloudy day conditions, the coefficient of performance of both systems is almost the same, and under night conditions, especially under clear night conditions, (DX-SAHP) shows poor performance due to poor performance of convective heat exchange of solar collector-evaporator and radiant heat loss to the night sky.

KEYWORDS

Thermodynamic analysis, Heat pump, Domestic hot water, Solar energy, Coefficient of performance.

* Corresponding Author: Email: Vrezaee@TVU.ac.ir

1. Introduction

Today, global policies are moving towards a more sustainable system with more responsible use of energy. In 2014, the European Union set targets for reducing greenhouse gas emissions and improving energy efficiency by 40% and 27% respectively by 2030. Currently, the building sector accounts for approximately 40% of annual greenhouse gas emissions and approximately 27% of final energy consumption. Therefore, reducing energy consumption and improving technologies used in this sector are essential to achieve the 2030 goals. In recent years, many efforts have been made to reduce energy consumption in buildings. The main measures have focused on reducing heating demand and improving the technologies used for heating and cooling purposes. However, little attention has been paid to reducing the energy demand related to domestic hot water production, although it accounts for approximately 15% of it in developed countries. Heat pumps are the most suitable technology for achieving high efficiency and using medium and low temperature water streams as a heat source [1-2].

By studying the background of the research conducted, it is necessary and essential to conduct a comprehensive and complete study of Iran's climate in this area. In the present study, the performance of two systems (ASHP) and (DX-SAHP) under different operating conditions will be investigated experimentally and numerically to make a comparison between these two systems. The innovation and objectives of the research are that the components of the heat pump system use a capillary tube as an expansion valve, a submerged finned tube condenser in a 40-liter tank, where the heated water enters a 100-liter storage tank. The main capabilities of the device are to provide hot water for consumption and heating throughout the year, as well as cooling. The innovation of this design, in addition to the use of capillary tubes, is in the condenser waste heat section, which uses the heat output from the condenser of the compression refrigeration cycle to heat the city water entering the condenser exchanger for use in sanitary and washing purposes.

2. Methodology

Figure 1 shows the schematic diagram of the (ASHP) and (DX-SAHP) systems. Both systems operate according to a simple mechanical refrigeration cycle. The only difference is that the DX-SAHP system uses a solar collector to replace the evaporator, so solar energy can be used as a heat source in the heat pump. The system consists of a flat plate solar collector as an evaporator, a hot water storage tank, an immersion heat

exchanger as a condenser, a capillary tube (expansion valve), and a small hermetic refrigeration compressor. To begin with, the refrigerant from the condenser is fed directly into the evaporator-solar collector through a capillary tube, where it is evaporated by radiant solar energy. The ambient air acts as an additional heat source or sink, depending on whether the refrigerant temperature is higher or lower than the ambient temperature. The evaporated refrigerant passes through the compressor and the high temperature vapor is finally pumped to the condenser where it is condensed. The energy rejected by the condenser is transferred through a refrigerant-to-water heat exchanger immersed in a hot water storage tank to help meet the load requirements (hot water applications).

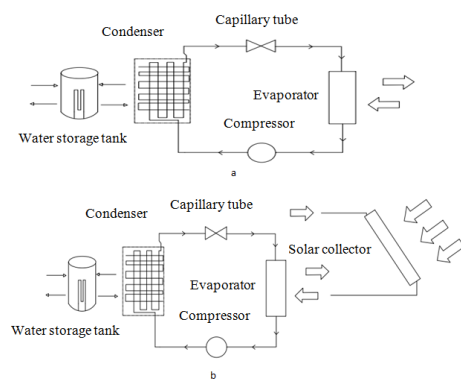


Figure 1. a. Cycle (ASHP) b. Cycle (DX-SAHP)

3. Results and Discussion

The thermal performance of two systems, a conventional heat pump water heater (SAHP) and a direct expansion solar heat pump water heater (DX-SAHP), has been numerically coded and simulated using Python software. The main focus of the comparison is based on the COP performance coefficient criterion in different environmental conditions during the day and different months of the year. Four scenarios under different environmental conditions, sunny day, cloudy day, clear night, and cloudy night, have been analyzed experimentally and numerically to make a comparison between these two systems. In each scenario, ambient temperature, solar radiation, and evaporator temperature difference are defined for the system. The inlet water temperature is defined in the range of 30 to 55 degrees Celsius with 100 consecutive values, which makes the simulation more accurate. The performance of both systems has been investigated experimentally and numerically. For each scenario, two graphs are drawn: COP versus hot

water temperature and evaporation temperature versus hot water temperature. The numerical results in Figure 2 show that under sunny day conditions, with hot water temperatures ranging from 30°C to 55°C, the (DX-SAHP) system has a higher average COP than the conventional (ASHP) system. Figure 2 shows that the COP of the (DX-SAHP) system decreases faster than that of the conventional (ASHP) system. As shown in Figure 2, with a solar radiation intensity of 300 W/m² and an ambient temperature of 25°C, when the water temperature increases from 30°C to 55°C, the evaporation temperature of the (DX-SAHP) system remains more than 5°C higher than that of the convective (ASHP) system.

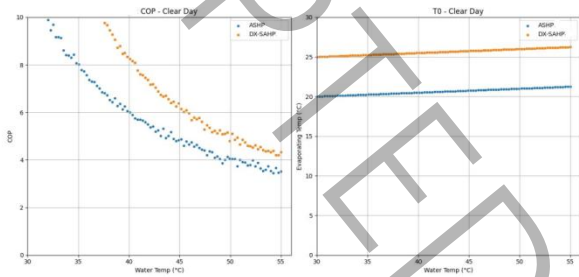


Figure 2. Clear day results

A numerical study has been conducted under cloudy day conditions where the solar radiation intensity is less than 40 watts/m² and the air temperature is 20 degrees Celsius. As shown in Figure 3, the performance coefficient of the (DX-SAHP) system is very close to that of the (ASHP) system. It can be inferred that even under cloudy day conditions, due to the effect of scattered radiation, the performance of the system is still as good as or even slightly better than that of the conventional (ASHP) system. As shown in Figure 3, the evaporation temperature of the (DX SAHP) system is still higher than that of the (ASHP) system.

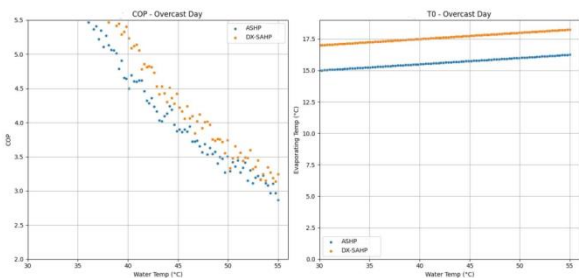


Figure 3. Overcast day results

In Overcast night conditions, the solar radiation intensity value is zero and the ambient temperature is 18°C. Since the collector-evaporator convective heat exchange performance is not as good as that of the evaporator unit, the system performance coefficient is lower than that of the conventional (ASHP) system, as

shown in Figure 4. Figure 3 shows that the evaporation temperature of the (DX-SAHP) system is also lower than that of the (ASHP) system.

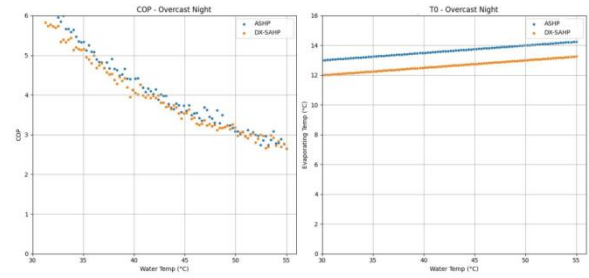


Figure 4. Overcast night results

In clear night conditions where there is no cloud cover, the equivalent sky temperature is low, so the radiant heat loss from the collector/evaporator to the sky has a significant impact on reducing the performance of the system (DX-SAHP). The results in Figure 5 show that the evaporation temperature as well as the COP of the (DX-SAHP) system are clearly much lower than that of the conventional (ASHP) system, on which the influence of sky radiation is negligible. It can be concluded from the results of COP as well as evaporation temperature (shown in Figure 5) that compared to daytime and cloudy night conditions, in clear night conditions without the influence of solar radiation fluctuation and cloud cover movement, the change in system operating parameters (DX-SAHP) with increasing water temperature is more stable.

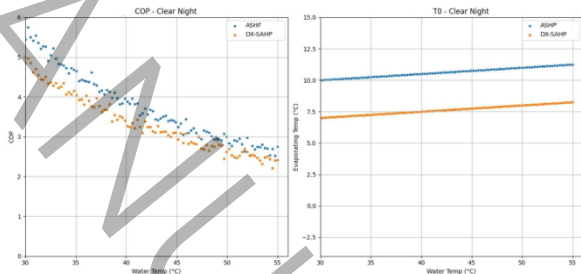


Figure 5. Clear night results

4. Conclusions

In this research, an experimental and numerical study has been conducted to compare the DX-SAHP system and the conventional ASHP system in different environmental conditions under the climatic conditions of Rasht city. The results show that.

- (1) Under sunny conditions, the DX-SAHP system uses both the sun and the ambient air as heat sources. Compared with the conventional ASHP system, the DX-SAHP system has a higher COP value.
- (2) In cloudy day conditions, the (DX-SAHP) system takes the ambient air as the main heat

source. While due to scattered radiation, the performance of the (DX-SAHP) system is still as good as that of the conventional (ASHP) system, although the convective heat exchange performance of the evaporator unit is much better than that of the evaporator-solar collector.

- (3) In night conditions, compared to the (ASHP) system, the (DX-SAHP) system always shows poor performance. While there is a significant difference between clear night conditions and cloudy night conditions. Under cloudy night conditions, the presence of cloud cover effectively improves the sky equivalent temperature, thereby reducing the radiant heat loss of the collector-evaporator system (DX-SAHP). While under clear night conditions, the sky equivalent temperature is low, leading to high collector-evaporator heat loss and poor system performance.
- (4) Annual simulation analysis shows that throughout the year, the monthly average COP of the (DX-SAHP) system remains higher than that of the conventional (ASHP) system. Especially in the conditions of a clear winter day, when the ambient temperature is low, the advantage of the (DX-SAHP) system becomes more significant.

5. References

- [1] E. Hervás-Blasco, E. Navarro-Peris, J.M. Corberán, Closing the residential energy loop: Grey-water heat recovery system for domestic hot water production based on heat pumps, *Energy and Buildings*, 216 (2020) 109962.
- [2] J. Fernández-Seara, C. Piñeiro, J.A. Dopazo, F. Fernandes, P.X. Sousa, Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions, *Energy Conversion and Management*, 59 (2012) 1-8.
- [3] X. Kong, P. Sun, S. Dong, K. Jiang, Y. Li, Experimental performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a in summer, *International Journal of Refrigeration*, 91 (2018) 12-19.
- [4] W.M. Duarte, T.F. Paulino, S.G. Tavares, A.A. Maia, L. Machado, Feasibility of solar-geothermal hybrid source heat pump for producing domestic hot water in hot climates, *International Journal of Refrigeration*, 124 (2021) 184-196.
- [5] X. Kong, Y. Yang, M. Zhang, Y. Li, J. Li, Experimental investigation on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R290 with micro-channel heat transfer technology during the winter period, *International Journal of Refrigeration*, 113 (2020) 38-48.
- [6] W.M. Duarte, T.F. Paulino, J.J. Pabon, S. Sawalha, L. Machado, Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water, *Solar Energy*, 184 (2019) 527-538.
- [7] M. Masiukiewicz, M. Tańczuk, S. Anweiler, G. Streckienė, S. Boldyryev, Long-term climate-based sizing and economic assessment of air-water heat pumps for residential heating, *Applied thermal engineering*, 258 (2025) 124627.
- [8] J.Y. Lee, T. Yim, Energy and flow demand analysis of domestic hot water in an apartment complex using a smart meter, *Energy*, 229 (2021) 120678.
- [9] F. Velasco, M. Haddouche, F. Illán-Gómez, J. García-Cascales, Experimental characterization of the coupling and heating performance of a CO₂ water-to-water heat pump and a water storage tank for domestic hot water production system, *Energy and Buildings*, 265 (2022) 112085.
- [10] W. Xu, C. Liu, A. Li, J. Li, B. Qiao, Feasibility and performance study on hybrid air source heat pump system for ultra-low energy building in severe cold region of China, *Renewable Energy*, 146 (2020) 2124-2133.
- [11] S. Bhadra, A. Mwesigye, Influence of control strategy on the energetic performance of an air source heat pump coupled with a solar air collector for domestic hot water in a cold climate, *Renewable Energy*, 244 (2025) 122682.

↑ please level both columns of the last page as far as possible. ↑

امکان سنجی مقایسه‌ای دو سیستم پمپ حرارتی آبگرمکن خورشیدی انبساط مستقیم در آب و هوای رشت

وحید رضائی^{۱*}، ابودر تقی‌زاده^۲، مجتبی معصوم‌نژاد^۲

۱- گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران،

۲- گروه مهندسی برق، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران،

*vrezaaee@tvu.ac.ir

چکیده

در این پژوهش، مطالعه مقایسه‌ای تجربی و عددی بر روی دو سیستم پمپ حرارتی معمولی و پمپ حرارتی آبگرمکن انرژی خورشیدی انبساط مستقیم برای پتانسیل آب گرم مصرفی انجام شده است. سیستم پمپ حرارتی آبگرمکن انرژی خورشیدی انبساط مستقیم شامل کلکتور خورشیدی تخت به عنوان تبخیرکننده، یک کمپرسور هرمیتیک از نوع چرخشی با مبرد R134a، یک لوله موئین به عنوان شیر انبساط و یک کندانسور مارپیچی پره‌دار غوطه‌ور و یک مخزن ذخیره آب ۱۰۰ لیتری است. نتایج شبیه‌سازی برای دستیابی به طراحی بهینه سیستم و تعیین استراتژی مناسب برای چهار شرایط عملیاتی روز آفتابی، روز ابری، شب صاف و شب ابری مورد استفاده قرار گرفت. عملکرد هر دو سیستم به صورت تجربی و عددی بررسی شده است. تأثیرات شرایط عملیاتی (دمای هوا، دمای آب، شدت تابش خورشیدی و غیره) مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته و مقایسه عملکرد تحت شرایط عملیاتی مختلف بین دو سیستم انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که در شرایط روز آفتابی، ضریب عملکرد سیستم پمپ حرارتی آبگرمکن انرژی خورشیدی انبساط مستقیم به طور قابل توجهی بالاتر از سیستم پمپ حرارتی معمولی است. در شرایط روز ابری، ضریب عملکرد هر دو سیستم تقریباً یکسان است و در شرایط شب، به ویژه در شرایط شب صاف، سیستم پمپ حرارتی آبگرمکن انرژی خورشیدی انبساط مستقیم به دلیل عملکرد ضعیف تبادل حرارت همرفتی اواپراتور- کلکتور خورشیدی و اتلاف حرارت تابشی به آسمان در شب، عملکرد ضعیفی را نشان می‌دهد.

کلمات کلیدی

آنالیز ترمودینامیکی، پمپ حرارتی، آبگرم خانگی، انرژی خورشیدی، ضریب عملکرد.

امروزه، سیاست‌های جهانی به سمت یک سیستم پایدارتر با استفاده مسئولانه‌تر از انرژی گرایش دارند. در سال ۲۰۱۴، اتحادیه اروپا اهداف کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای^۱ و بهبود بهره‌وری انرژی را تا سال ۲۰۳۰ به ترتیب ۴۰٪ و ۲۷٪ تعیین کرد. در حال حاضر، بخش ساختمان تقریباً ۴۰٪ از انتشار سالانه گازهای گلخانه‌ای و تقریباً ۲۷٪ از مصرف نهایی انرژی را تشکیل می‌دهد. بنابراین، کاهش مصرف انرژی و بهبود فناوری‌های مورد استفاده در این بخش برای دستیابی به اهداف سال ۲۰۳۰ ضروری است. در سال‌های اخیر، تلاش‌های زیادی برای کاهش مصرف انرژی در ساختمان‌ها انجام شده است. اقدامات اصلی بر کاهش تقاضای گرمایش و بهبود فناوری‌های مورد استفاده برای اهداف گرمایشی و سرمایشی متمرکز بوده است. با این حال، توجه کمی به کاهش تقاضای انرژی مربوط به تولید آب گرم خانگی^۲ شده است، اگرچه در کشورهای توسعه‌یافته تقریباً ۱۵٪ از آن را تشکیل می‌دهد. پمپ‌های حرارتی مناسب‌ترین فناوری برای رسیدن به راندمان بالا و استفاده از جریان‌های آب با دمای متوسط و پایین به عنوان منبع گرما هستند [۱].

منابع انرژی که عموماً برای تأمین آب گرم و گرمایش فضا در کاربردهای خانگی استفاده می‌شوند، عمدتاً سوخت‌های فسیلی هستند. با توجه به افزایش سریع قیمت نفت و گاز طبیعی و محدودیت‌های جهانی که در مورد تأثیر آنها بر گرمایش جهانی وضع شده است، منابع انرژی جایگزین در این زمینه توجه بیشتری را به خود جلب کرده‌اند. در میان منابع انرژی جایگزین، انرژی خورشیدی ارزان، در دسترس و غیرآلاینده در نظر گرفته می‌شود. به منظور کاهش بهره‌برداری از منابع انرژی فسیلی و بهبود عملکرد پمپ حرارتی، ایده ترکیب پمپ حرارتی و انرژی خورشیدی در چندین کار اثبات و بررسی شده است. در یک پمپ حرارتی معمولی با کمک انرژی خورشیدی^۳، حلقه بسته کلکتور خورشیدی از اواپراتور پمپ حرارتی جدا شده است. در یک پمپ حرارتی ترکیبی با انرژی خورشیدی انبساط مستقیم^۴، کلکتور خورشیدی به عنوان یک تبخیرکننده عمل می‌کند که در آن مبرد از کندانسور منبسط شده است، توسط تابش خورشیدی و یا انرژی هوای محیط جذب شده، تبخیر می‌شود. اسپورن و آمبروز برای اولین بار ایده پمپ حرارتی معمولی با کمک انرژی خورشیدی را در سال ۱۹۵۵ مطرح کردند که از آن زمان تاکنون تحقیقات زیادی در این زمینه انجام شده است [۲].

کینگ و همکاران [۳] یک سیستم پمپ حرارتی با انرژی خورشیدی انبساط مستقیم را برای تأمین آب گرم خانگی در چینگدائو چین ساخته و آزمایش کردند. تأثیر پارامترهای مختلف، از جمله شدت تابش خورشیدی بین ۲۵۸-۶۳۴ وات بر متر مربع، دمای محیط ۲۸-۳۴ درجه سلسیوس، سرعت کمپرسور ۲۵۰۰-۶۰۰۰ دور در دقیقه و دمای نهایی آب ۳-۵۰ درجه سلسیوس، بر عملکرد سیستم مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. نتایج تجربی نشان می‌دهد که ضریب عملکرد سیستم^۵ می‌تواند با افزایش شدت تابش خورشیدی یا دمای محیط و با کاهش سرعت کمپرسور یا دمای نهایی آب افزایش یابد. دوآرت و همکاران [۴]، مطالعه‌ای را برای بررسی امکان‌سنجی سیستم‌های پمپ حرارتی منبع ترکیبی خورشیدی زمین‌گرمایی برای تولید آب گرم خانگی در آب و هوای برزیل ارائه دادند. مبرد انتخاب شده برای پمپ حرارتی، مبرد پروپان بود. این تحلیل نظری تأثیر دمای محیط، تابش خورشیدی، عمق چاه آب و دمای آب زیرزمینی در ضریب عملکرد سیستم، بازگشت سرمایه و راندمان کلکتور مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. نتایج نشان داد که ضریب عملکرد سیستم یک پمپ حرارتی منبع ترکیبی برای اکثر شرایط محیطی بهتر از سایر انواع پیکربندی‌های پمپ حرارتی است، اما بهترین بازگشت سرمایه با استفاده از یک پمپ حرارتی با انرژی خورشیدی به دست آمد.

کینگ و همکاران [۵] بررسی عملکرد حرارتی یک سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم با استفاده از مبرد پروپان طراحی و آزمایش کردند. این سیستم شامل کمپرسور هرمتیک چرخشی با فرکانس ثابت با توان نامی ۴۷۱ وات، یک کلکتور-تبخیرکننده خورشیدی میکروکانال با مساحت ۲/۰۹ متر مربع، یک کندانسور میکروکانال با مساحت انتقال حرارت موثر ۰/۷۵ متر

¹ Greenhouse gas emissions (GHG)

² Domestic hot water (DHW)

³ air source heat pump (ASHP)

⁴ direct expansion solar-assisted heat pump (DX-SAHP)

⁵ System coefficient of performance (COP)

مربع و یک شیر انبساط الکترونیکی بود. تحت پارامترهای محیطی میانگین شدت تابش خورشیدی بین ۵۹۲-۲۰ وات بر متر مربع، میانگین دمای محیط ۳- تا ۱۲٫۲ درجه سلسیوس و میانگین سرعت باد ۰٫۱ تا ۱/۱۵ متر بر ثانیه، در حالی که ۲۰۰ لیتر آب در دمای ۷/۲ تا ۱۵/۳ درجه سلسیوس تا ۳۷/۷ تا ۵۴/۹ درجه سلسیوس گرم شد، میانگین ضریب عملکرد سیستم از ۲/۱۲ تا ۴/۴۳ متغیر بود.

دوآرتیا و همکاران [۶] یک مطالعه مقایسه‌ای بین مبردها در پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم کوچک ارائه دادند. مبرد R134a مبرد مرجع است و مبردهای با پتانسیل گرمایش جهانی^۱ پایین یعنی مبردهای پروپان، R600a، R744 و R1234yf مورد تست هستند. نتایج نشان می‌دهد که مبرد پروپان برای تابش خورشیدی بین ۳۰۰ تا ۷۰۰ وات بر متر مربع و همچنین برای دمای محیط بین ۱۰ تا ۳۵ درجه سلسیوس، ضریب عملکرد بهتری نسبت به سایر مبردها دارد. از سوی دیگر، برای تابش خورشیدی کمتر از ۵۰ وات بر متر مربع، مبرد R134a ضریب عملکرد بهتری نسبت به مبرد پروپان دارد.

ماسیوکیویچ و همکاران [۷] مطالعه یک روش جدید برای تعیین اندازه پمپ‌های حرارتی برای گرمایش فضا و تامین آب گرم در ساختمان‌ها را ارائه دادند. با استفاده از داده‌های اقلیمی محلی بلندمدت، ضریب عملکرد و امکان‌سنجی پمپ حرارتی را تعیین کردند. الگوریتم تعیین اندازه، تقاضای اوج گرما، تقاضای انرژی نهایی و تقاضای گرمای فصلی را در اندازه‌های مختلف خانه‌های مستقل در نظر گرفته شد. جانه یونگ لی و تائسو ییم [۸] مطالعه‌ای را با هدف آشکار کردن دیدگاه‌های جدید در مورد مصرف آب گرم خانگی در رابطه با رفتار فصلی، اوج انحراف تقاضا با وضوح اندازه‌گیری زمانی و میانگین‌گیری زمانی، ویژگی‌های اولیه و امکان پیش‌بینی تقاضا بر اساس دمای قبلی فضای باز انجام دادند. از طریق درک روشن و با استفاده صحیح از رفتار تقاضا در رابطه با آب گرم خانگی، می‌توان دستورالعمل‌هایی را برای امکان استفاده کارآمد از آب گرم خانگی توسط خانوارها و همچنین عملکرد کارآمد توسط تأمین‌کنندگان گرما استخراج کرد. ولاسکو و همکاران [۹] مطالعه‌ای تجربی از عملکرد دینامیکی یک پمپ حرارتی آب به آب دی اکسید کربن در یک سیستم تولید آب گرم خانگی ارائه دادند. افزایش دمای آب ورودی به اواپراتور از ۵ درجه سلسیوس به ۲۰ درجه سلسیوس، ضریب عملکرد کلی سیستم را ۵۹٪ افزایش و زمان گرمایش را ۴۰٪ کاهش می‌دهد.

ژو و همکاران [۱۰] کاربرد پمپ‌های حرارتی منبع هوا که عمدتاً توسط دمای محیط محدود شده و باعث اثرات کاربردی ضعیف در منطقه بسیار سرد چین می‌شود، را ارایه دادند. امکان‌سنجی و عملکرد این سیستم انرژی ترکیبی در استان هایلار که در منطقه بسیار سرد چین واقع شده است، مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که در هایلار، جایی که دمای محاسبه گرمایش در فضای باز کمتر از ۳۰ درجه سانتیگراد است و منابع انرژی خورشیدی به طور خاص فراوان نیستند، حداکثر دمای هوای ورودی پمپ حرارتی منبع هوا حداقل ۱۰ درجه سلسیوس افزایش می‌یابد و انتظار می‌رود ضریب عملکرد سیستم در شرایط دمای بسیار پایین بالاتر از ۳٫۰ باشد. شیل بهادرا و آگری موسیگیه [۱۱] مطالعه عملکرد یک پمپ حرارتی منبع هوا با کمک انرژی خورشیدی را برای آب گرم خانگی در آب و هوای بسیار سرد بررسی کردند. ظرفیت نامی پمپ حرارتی برابر با ۲ تن است، در حالی که حداقل دمای نامی هوای بیرون ۲۵- درجه سلسیوس می‌باشد. استراتژی کنترل طراحی شده همچنین شامل آستانه پایین‌تری از شدت تابش خورشید، یعنی $300 \leq$ وات بر متر مربع یا $200 \leq$ وات بر متر مربع یا $100 \leq$ وات بر متر مربع است.

دام آناستاس و آگری موزیگیه [۱۲]، عملکرد پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم با یک کلکتور حرارتی فتوولتائیک ساخته شده با سلول‌های خورشیدی مختلف را بررسی کردند. یک مدل ترمودینامیکی از پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم با یک کلکتور فتوولتائیک و یک مخزن آب ۱۸۰ لیتری برای ذخیره‌سازی انرژی حرارتی توسعه داده شد. این مدل در نرم افزار متلب برای بازیابی خواص ترمودینامیکی سیال عامل پیاده‌سازی شده است. با مساحت کلکتور ۵ متر مربع و بار مصرفی ۰/۰۰۱ کیلوگرم بر ثانیه، پمپ حرارتی به طور متوسط ۱۵٫۶٪ از کل گرمای مورد نیاز برای تقاضای آب گرم خانگی را در یک روز آفتابی زمستان تأمین می‌کند. این میزان در روزهای ابری و آفتابی تابستان به ترتیب به ۳۸/۲٪ و ۴۹٪ افزایش می‌یابد.

^۱ Global Warming Potential (GWP)

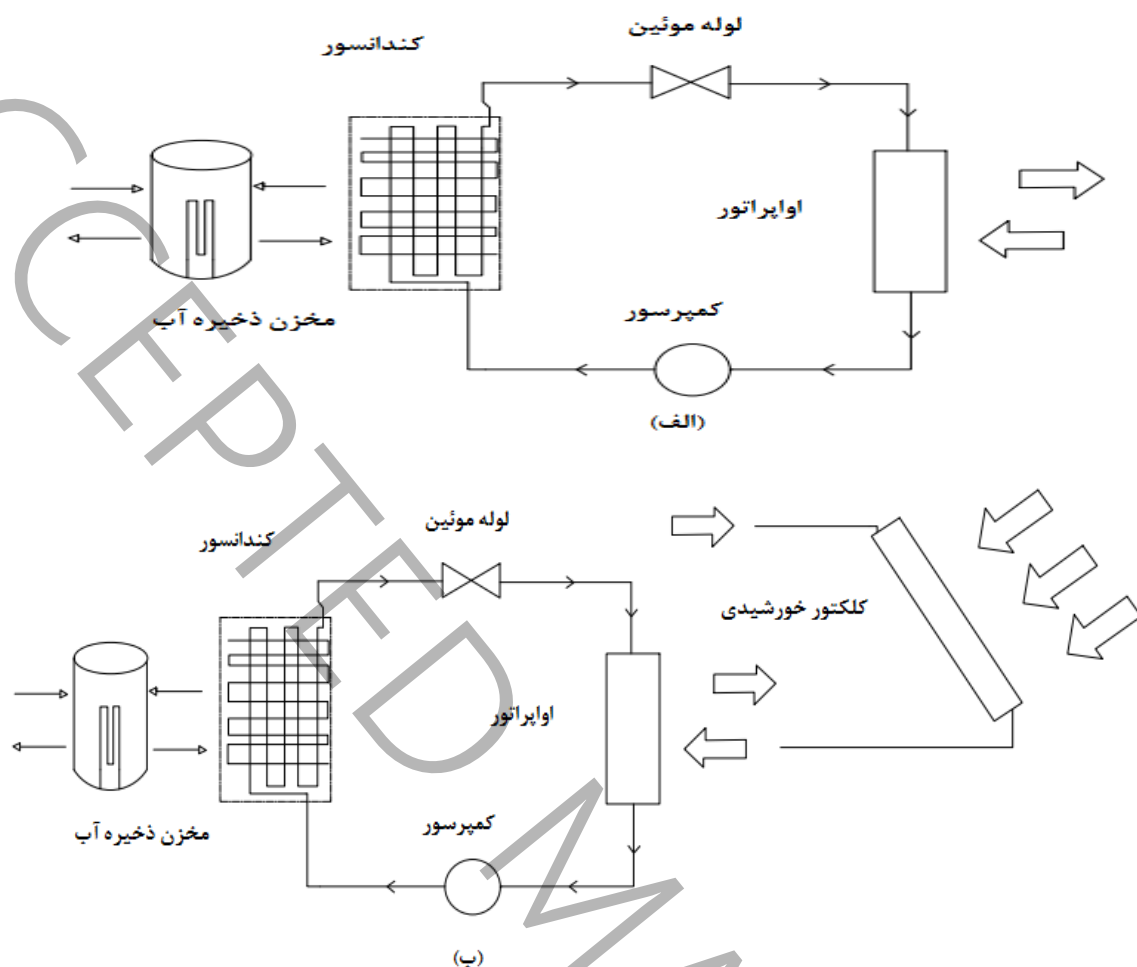
با مطالعه پیشینه تحقیق‌های انجام شده نیاز به یک تحقیق جامع و کامل برای آب و هوای ایران در این حوزه لازم و ضروری است. در پژوهش حاضر، عملکرد دو سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی و سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم تحت شرایط عملیاتی مختلف به صورت تجربی و عددی بررسی خواهد شد تا مقایسه‌ای بین این دو سیستم انجام شود. نتایج نشان می‌دهد که در شرایط روز صاف، ضریب عملکرد سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم به طور واضح بالاتر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی است؛ در شرایط روز ابری، ضریب عملکرد هر دو سیستم تقریباً یکسان است؛ و در شرایط شب، به ویژه با دمای محیط پایین، سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم عملکرد ضعیفی را نشان می‌دهد.

نوآوری و اهداف پژوهش به این صورت است که در اجزای سیستم پمپ حرارتی از لوله موئین به عنوان شیر انبساط، کندانسور لوله‌ای پرده‌دار غوطه‌ور در یک مخزن ۴۰ لیتری که آب گرم شده وارد مخزن ذخیره ۱۰۰ لیتری می‌شود، استفاده شده است. از قابلیت‌های اصلی دستگاه تامین آبگرم مصرفی و گرمایش در طول سال و همچنین سرمایش است. نوآوری این طرح علاوه بر استفاده از لوله موئین، در قسمت گرمای هدررفته کندانسور است که از حرارتی خروجی کندانسور سیکل تبرید تراکمی برای گرم کردن آب شهر ورودی به مبدل کندانسور برای استفاده در مصارف بهداشتی و شستشو استفاده می‌شود. در این مقاله، دو سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی و سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم با ظرفیت متغیر برای استفاده از آب گرم خانگی طراحی و راه‌اندازی شده است. از طریق بررسی داده‌های تجربی متعدد تحت شرایط آب و هوایی بهار و اوایل تابستان در شهر رشت، عملکرد حرارتی دو سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی و سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است، که عمده‌تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم است که می‌تواند برای طراحی و بهینه‌سازی عملکرد دو سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی و سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم مفید باشد. تاثیر عوامل مختلف مانند تشعشع خورشیدی، دمای محیط، دمای آبگرم مصرفی و دمای تبخیر بر روی عملکرد سیکل بررسی شده است. همچنین این پروژه در آب و هوای شهر رشت با عرض جغرافیایی ۳۷/۳۲۵ درجه شمالی و طول جغرافیایی ۴۹/۶۰۶ درجه شرقی در اقلیم معتدل پرباران با تابستان‌های گرم انجام گرفته است [۱۳].

۲- مونتاژ دستگاه

۲-۱- شرح دستگاه آزمایشی

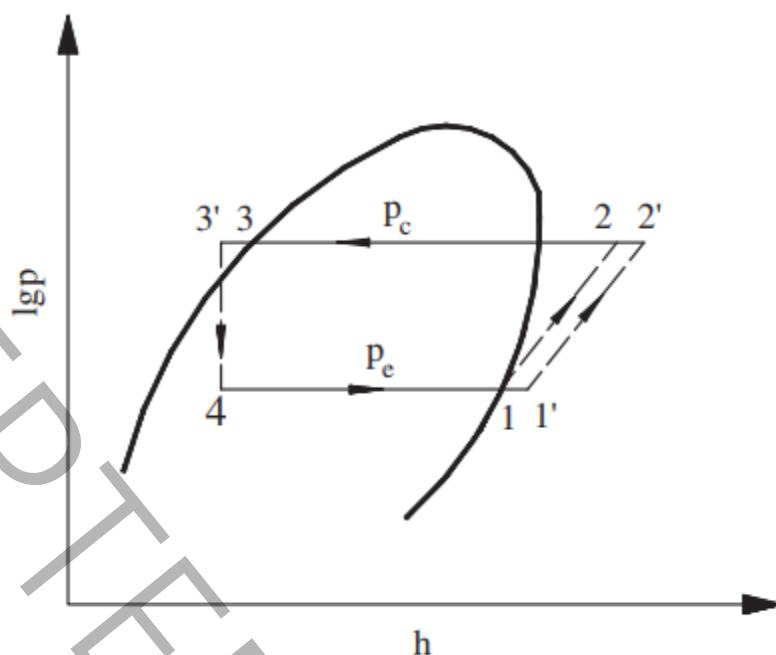
شکل ۱ نمودار شماتیک سیستم‌های آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی و سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم را نشان می‌دهد. هر دو سیستم طبق یک چرخه تبرید مکانیکی ساده کار می‌کنند. تنها تفاوت این است که سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم از یک کلکتور خورشیدی برای جایگزینی اواپراتور استفاده می‌کند، بنابراین انرژی خورشیدی می‌تواند به عنوان منبع حرارتی در پمپ حرارتی مورد استفاده قرار گیرد. این سیستم شامل یک کلکتور خورشیدی تخت به عنوان تبخیرکننده، مخزن ذخیره آب گرم، مبدل حرارتی غوطه‌ور به عنوان کندانسور، یک لوله موئین (شیر انبساط) و یک کمپرسور تبرید کوچک هرمتیک است. برای شروع، مبرد از کندانسور از طریق یک لوله موئین مستقیماً به اواپراتور - کلکتور خورشیدی وارد شده و در آنجا توسط انرژی خورشیدی تابشی تبخیر می‌شود. هوای محیط به عنوان یک منبع یا چاه حرارتی اضافی عمل می‌کند، بسته به اینکه دمای مبرد بالاتر یا پایین‌تر از دمای محیط باشد. مبرد تبخیر شده از کمپرسور عبور می‌کند و در نهایت بخار با دمای بالا به کندانسور پمپ شده و در آنجا متراکم می‌شود. انرژی دفع شده توسط کندانسور از طریق یک مبدل حرارتی مبرد به آب که در مخزن ذخیره آب گرم غوطه‌ور است، به نیازهای بار (کاربردهای آب گرم) کمک می‌کند.



شکل ۱: الف. سیکل سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی ب. سیکل سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم

Fig.1. a. Cycle (ASHP) b. Cycle (DX-SAHP)

در یک چرخه ایده آل پمپ حرارتی فرآیندی که مبرد در طول اولین چرخه طی می کند در شکل ۲ نشان داده شده است. در اینجا، ۱-۲ پریم نشان دهنده فشرده سازی مبرد در فشار و دمای پایین (از حالت ۱) تا حالت ۲ پریم است که نشان دهنده بخار فوق گرم در فشار چگالش است. مبرد وارد کندانسور لوله ای شده و به صورت مایع مادون سرد در حالت ۳ پریم خارج می شود. چگالش مبرد با دفع گرمای آن به آب سرد در مخزن ذخیره سازی انجام می شود و آب گرم مخزن می تواند برای کاربردهای آب گرم استفاده شود. مبرد مادون سرد شده از کندانسور از طریق یک لوله موئین به اواپراتور - کلکتور خورشیدی پمپ می شود که با حالت نقاط ۳-۴ پریم (تروتلینگ) نشان داده می شود. تبخیر و فوق گرم شدن مبرد در کلکتور توسط نقاط حالت ۴-۱ پریم-۱ نشان داده می شود. با تابش انرژی خورشیدی، مبرد در حالت ۴ در لوله کلکتور می جوشد و بخار فوق گرم، کلکتور را در حالت ۱ پریم ترک می کند. مجموعه رویدادهای مشابهی در چرخه های بعدی رخ می دهد و آب مخزن ذخیره گرم می شود، تا زمانی که مبرد در کلکتور بتواند گرم شود.



شکل ۲: دیاگرام P-h سیکل پمپ حرارتی

Fig.2. P-h diagram of the heat pump cycle

۲-۲- چیدمان تجربی سیستم

یک نمونه اولیه از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم طراحی و ساخته شد و جزئیات چیدمان اجزای سیستم در شکل ۳ نشان داده شده است. یک کلکتور خورشیدی ۳ متر مربعی به عنوان منبع گرما و همچنین به عنوان تبخیرکننده برای مبرد، R-134a استفاده شد. نمونه اولیه آزمایشی، یک سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم با کندانسور لوله‌ای پره‌دار در مخزن ذخیره‌سازی بود. سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم از یک مخزن ذخیره‌سازی آب گرم ۱۰۰ لیتری با یک مبدل حرارتی غوطه‌ور به عنوان کندانسور، لوله موئین، کمپرسور هرمتیک و کلکتور خورشیدی تخت به عنوان تبخیرکننده تشکیل شده است. مخزن ذخیره‌سازی از یک بدنه استوانه‌ای عمودی و ساخته شده از جنس فایبرگلاس سه لایه است. ارتفاع و قطر به ترتیب ۷۵۰ میلی‌متر و ۵۲۰ میلی‌متر است. کندانسور لوله‌ای پره‌دار، که به صورت افقی در کف مخزن ذخیره‌سازی قرار گرفته، همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده است. فیلتر درایر با ظرفیت ۱۵ گرم و شیر انبساط همان لوله موئین با ظرفیت ۱۲۰۰ وات است. همچنین از یک کمپرسور هرمتیک از نوع دوار با توان نامی ورودی ۱۲۰۰ وات استفاده شده است. ابعاد کلکتور خورشیدی ۲۰۰۰ میلی‌متر و ۱۷۰۰ میلی‌متر در ۱۷۰۰ میلی‌متر است و از دو ورق آلومینیومی با دو کانال فشرده شده با ظرفیت ۲۰۰۰ وات ساخته شده‌اند. در پمپ حرارتی، مبرد R134a از کلکتورهای خورشیدی در کمپرسور هرمتیک نوع دوار متراکم می‌شود. مبرد فوق گرم تخلیه شده از کمپرسور جریان می‌یابد و وارد کندانسور می‌شود و در آنجا متراکم می‌شود. گرمای دفع شده توسط مبرد در کندانسور، توسط آبی که باید از طریق مبدل حرارتی ماریچی مبرد به آب که در داخل مخزن ذخیره نصب شده، گرم و جذب می‌شود. مبرد مایع متراکم شده از کندانسور وارد لوله موئین می‌شود و از طریق لوله موئین مستقیماً به کلکتورهای خورشیدی (اوپراتور) عبور می‌کند، که توسط هوای محیط تبخیر می‌شود. در نهایت، مبرد تبخیر شده توسط کمپرسور مکش می‌شود. به منظور ارزیابی عملکرد سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم که تحت شرایط تابش خورشیدی مختلف کار می‌کند، چندین سری آزمایش تجربی در داخل آزمایشگاه و با قرار دادن کلکتورهای خورشیدی در یک محفظه آب و هوا انجام شد. دمای هوا و رطوبت هوا در محفظه آب و هوا با استفاده از سیستم کنترل آب و هوای محفظه آب و هوا کنترل شد. میانگین دمای هوای محیط

برای آزمایش‌های مختلف از ۲۰ تا ۳۰ درجه سانتیگراد متغیر بود. میانگین درجه سوپرهیت در خط مکش کمپرسور حدود ۱۵ درجه سانتیگراد بود. هر آزمایش بین ساعت ۹:۰۰ تا ۱۴:۰۰ شروع می‌شود و زمانی که دمای آب به ۵۵ درجه سانتیگراد برسد، پایان می‌یابد. این دما توسط حسگر که درست بالای کندانسور در مخزن ذخیره‌سازی قرار دارد، اندازه‌گیری می‌شود. قبل از شروع آزمایش، مخزن ذخیره‌سازی آب کاملاً خالی شده و با آب لوله‌کشی تازه پر می‌شود. پس از روشن شدن سیستم پمپ حرارتی، داده‌های تجربی در فواصل زمانی ۲۰ دقیقه‌ای تا پایان آزمایش جمع‌آوری می‌شوند.



شکل ۳: جزئیات چیدمان اجزای سیستم

Fig.3. Details of the system component layout

۳- مدل ریاضی و روش شبیه‌سازی

- یک مدل ریاضی ساده یک بعدی برای پیش‌بینی عملکرد حرارتی سیستم، بر اساس فرضیات زیر توسعه داده شده است:
- سیستم در بازه زمانی انتخاب شده در حالت شبه پایدار قرار دارد.

- افت فشار در اواپراتور، کندانسور و همچنین در لوله کشی ناچیز است.
- در خروجی‌های کندانسور و اواپراتور، مبرد اشباع در نظر گرفته می‌شود.
- فرض می‌شود که تراکم بخار مبرد از یک فرآیند پلی‌تروپیک پیروی می‌کند.
- انبساط مایع مبرد در لوله موئین به صورت آنتالپی ثابت در نظر گرفته می‌شود.
- مخزن ذخیره آب گرم لایه‌بندی نشده فرض می‌شود.

بر اساس فرضیات بالا، معادلات حاکم که عملکرد حرارتی اجزای مختلف سیستم پیشنهادی را توصیف می‌کنند، فرموله شده و با یک روش عددی تکراری که تعاملات بین اجزای مختلف سیستم را در نظر می‌گیرد، حل شده‌اند. معادلات ریاضی برای توصیف عملکرد حرارتی اجزای مختلف سیستم از جمله کمپرسور (فرایند تراکم)، کندانسور (فرایند چگالش)، لوله موئین (فرایند خفگی) و اواپراتور/کلکتور خورشیدی (فرایند تبخیر) با استفاده از نرم‌افزار پایتون به صورت عددی حل شده‌اند.

نرخ انرژی جذب شده در اواپراتور / کلکتور خورشیدی (فرایند تبخیر) Q_e و گرمای دفع شده به آب از کندانسور (فرایند چگالش) Q_c و همچنین ضریب عملکرد سیستم پمپ حرارتی از داده‌های اندازه‌گیری شده تجربی محاسبه شدند. محاسبات پارامترهای ذکر شده از موازنه‌های جرم و انرژی اعمال شده بر هر یک از اجزای اصلی سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم فرموله شدند. خواص ترمودینامیکی مبرد R134a از پایگاه داده Refprop به دست آمد. پارامترهای محاسبه شده طبق شکل ۱ به صورت زیر است.

تحلیل انرژی قانون اول ترمودینامیک یک روش اساسی برای ارزیابی عملکرد کلی یک سیستم ترمودینامیکی است. مدل انرژی بر اساس روش رایج تحلیل‌های ترمودینامیکی انجام شده است. کار ورودی کمپرسور W_{com} عبارت است از [۷ و ۹ و ۱۵ و ۱۶]:

$$W_{com} = m(h_2 - h_1) \quad (۱)$$

در رابطه بالا؛ h_1 آنتالپی ویژه مبرد در ورودی کمپرسور؛ h_2 آنتالپی ویژه مبرد در خروجی کمپرسور است که می‌توان آن را از رابطه زیر بدست آورد:

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is}} + h_1 \quad (۲)$$

آنتالپی ویژه ایده‌آل مبرد h_{2s} در خروجی کمپرسور تحت شرایط تراکم آیزنتروپیک است؛ η_{is} راندمان آیزنتروپیک کمپرسور که می‌توان آن را به صورت زیر محاسبه کرد:

$$h_{is} = 0.874 - 0.0135 \frac{P_2}{P_1} \quad (۳)$$

در رابطه بالا P_1 و P_2 فشار مبرد در ورودی (فشار تبخیر) و خروجی (فشار تراکم) کمپرسور است. دبی جرمی مبرد m در کمپرسور را می‌توان با فرمول زیر محاسبه کرد.

$$m = \frac{\eta_v n V_{dis}}{60 v_1} \quad (۴)$$

که در رابطه بالا n و V_{dis} به ترتیب سرعت چرخش و حجم جابجایی کمپرسور هستند؛ v_1 حجم مخصوص مبرد در ورودی کمپرسور؛ η_v راندمان حجمی کمپرسور است و به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_V = 0.959 - 0.00642 \frac{P_2}{P_1} \quad (5)$$

نرخ انرژی جذب شده در کلکتورهای خورشیدی (تبخیرکننده) را می‌توان بر اساس تغییرات آنتالپی مبرد در معادله (۶) تعیین کرد. از سوی دیگر، در غیاب تابش خورشیدی، انرژی کسب شده از محیط اطراف را می‌توان متناسب با اختلاف دمای بین دمای تبخیر و دمای هوای محیط فرض کرد، که در معادله (۷) محاسبه شده است. در معادله (۷)، U_e ضریب انتقال حرارت کلی از تبخیرکننده به هوای محیط و A_e مساحت تبخیرکننده (مساحت کلکتورهای خورشیدی) است [۱۵].

$$Q_e = m_r \cdot (h_{01} - h_{04}) \quad (6)$$

$$Q_e = U_e \cdot A_e \cdot (T_a - T_e) \quad (7)$$

انرژی خورشیدی تابیده شده بر کلکتور خورشیدی برابر است با [۱۷، ۱۸]:

$$Q_{rad} = A_{PI} G \quad (8)$$

که در رابطه بالا A_{PI} مساحت صفحه کلکتور خورشیدی؛ G شدت تابش خورشیدی می‌باشند. برای کلکتور خورشیدی، معادلات تعادل انرژی را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$m_r (h_{01} - h_{04}) = A_{PI} F_R [\eta_{opt} G - U_L (T_f - T_a)] \quad (9)$$

در رابطه بالا h_{01} و h_{04} آنتالپی ویژه مبرد در ورودی و خروجی اواپراتور - کلکتور خورشیدی؛ F_R ضریب حذف حرارت کلکتور؛ η_{opt} راندمان کلکتور خورشیدی؛ U_L ضریب اتلاف حرارت؛ T_f دمای تبخیر مبرد در اواپراتور - کلکتور خورشیدی و T_a دمای محیط است.

نرخ جریان گرمای چگالش Q_c را می‌توان در معادله (۱۰) به عنوان تابعی از تغییر آنتالپی مبرد R134a محاسبه کرد. گرمای دفع شده از کندانسور به آب را نیز می‌توان متناسب با اختلاف دمای بین دمای چگالش و آب فرض کرد، که در معادله (۱۱) تعیین شده است. که در آن U_c مربوط به ضریب انتقال حرارت کلی از مبرد R134a به آب و A_c مساحت کندانسور است [۲، ۱۶، ۱۷].

$$Q_c = m_r \cdot (h_{03} - h_{02}) \quad (10)$$

$$Q_c = U_c \cdot A_c \cdot (T_c - T_{w2}) \quad (11)$$

فرآیند خفگی در لوله موئین به صورت معادله (۱۲) بیان می‌شود:

$$h_{04} = h_{03} \quad (12)$$

در معادله بالا h_{03} و h_{04} به ترتیب آنتالپی ویژه مبرد در ورودی و خروجی لوله موئین هستند. ضریب عملکرد سیستم پمپ حرارتی از معادله زیر بدست می‌آید:

$$COP = \frac{Q_c}{W_{ele}} \quad (13)$$

۴- نتایج و بحث

نتایج آزمایش‌های انجام شده در جدول ۱ و ۲ آورده شده‌اند. در جدول ۱ و ۲، مقادیر دمای محیط و شدت تابش خورشیدی مقادیر میانگین داده‌های خام (داده‌های ورودی) در طول کل فرآیند گرمایش هستند. سرعت کمپرسور قبل از شروع آزمایش تنظیم می‌شود، بنابراین مقدار سرعت کمپرسور در هر آزمایش ثابت است. مقادیر دمای ورودی آب و دمای خروج آب گرم از مخزن توسط حسگرهای دما اندازه‌گیری می‌شوند. مقادیر Q_c و ضریب عملکرد به ترتیب با استفاده از معادلات (۱۰) و (۱۳) محاسبه می‌شوند.

جدول ۱: نتایج آزمایش سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی

Table 1: System test results (ASHP)

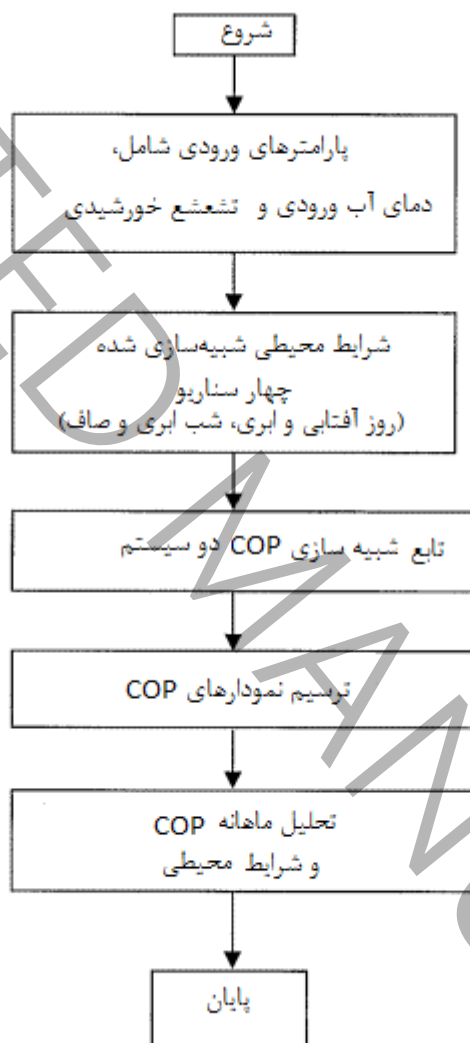
تاریخ	دمای محیط (°C)	دمای آب ورودی (°C)	دمای آب خروجی (°C)	فشار مکش (Psi)	زمان گرم شدن آب (دقیقه)	شدت تابش خورشیدی (W/m^2)	ضریب عملکرد تجربی (-)
۱۴۰۴/۰۲/۲۸ (شرایط شب ابری)	۲۵	۱۹	۴۵/۲	۴۵	۷۰	۳۴۳	۳/۷۳
۱۴۰۴/۰۳/۱۱ (شرایط شب صاف)	۲۸	۲۴	۵۱	۵۰	۶۰	۳۶۶	۵/۲۹
۱۴۰۴/۰۳/۱۹ (شرایط روز صاف)	۳۱	۲۷	۵۵	۶۵	۱۲۰	۴۰۷	۵/۳۹
۱۴۰۴/۰۳/۲۸ (شرایط روز ابری)	۲۷	۲۵	۵۲	۵۰	۷۵	۳۶۳	۵/۳۸
۱۴۰۴/۰۴/۰۳ (شرایط شب ابری)	۲۵	۲۲	۵۰	۵۰	۹۰	۳۴۴	۵/۳

جدول ۲: نتایج آزمایش سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم

Table 2: System test results (DX-SAHP)

تاریخ	دمای محیط (°C)	دمای آب ورودی (°C)	دمای آب خروجی (°C)	فشار مکش (Psi)	زمان گرم شدن آب (دقیقه)	شدت تابش خورشیدی (W/m^2)	ضریب عملکرد تجربی (-)
۱۴۰۴/۰۲/۲۸ (شرایط شب ابری)	۲۵	۱۹	۴۲٫۸	۴۵	۷۰	۳۴۳	۳/۳۲
۱۴۰۴/۰۳/۱۱ (شرایط شب صاف)	۲۸	۱۳	۵۱	۵۰	۶۰	۳۶۶	۵/۲۹
۱۴۰۴/۰۳/۱۹ (شرایط روز صاف)	۳۱	۲۰	۶۱	۶۵	۱۲۰	۴۰۷	۵/۷۱
۱۴۰۴/۰۳/۲۸ (شرایط روز ابری)	۲۷	۲۴	۶۴	۵۰	۷۵	۳۶۳	۵/۷۱
۱۴۰۴/۰۴/۰۳ (شرایط شب ابری)	۲۵	۲۱	۶۲	۵۰	۹۰	۳۴۴	۶/۶۸

به‌طورکلی، هنگامی که ۰/۱ متر مکعب آب تقریباً از ۲۰ تا ۶۰ درجه سلسیوس گرم می‌شود، ضریب عملکرد نمونه اولیه سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم ساخته‌شده در محدوده ۳/۳۲ تا ۶/۸ حفظ می‌شود. با شدت تابش خورشیدی ۳۴۳ وات بر متر مربع، دمای محیط ۲۵ درجه سلسیوس، سرعت کمپرسور ۲۵۰۰ دور در دقیقه، زمانی که آب با دمای ۱۹ درجه سلسیوس تا ۶۰ درجه سلسیوس گرم شد، تنها ۹۰ دقیقه طول کشید و ضریب عملکرد به مقدار ۶/۶۸ رسید. روش انجام پژوهش در فلوچارت شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴: فلوچارت مراحل انجام پژوهش

Fig.4. Flowchart of research steps

۴-۱- اعتبارسنجی

به منظور بررسی اعتبارسنجی مدل، ضریب عملکرد سیستم با نتایج شبیه‌سازی سان و همکاران [۱۸] در شرایط کاری یکسان مقایسه شده‌اند (جدول ۳). شرایط کاری شبیه‌سازی مرجع [۱۸] در تابش خورشیدی ۳۰۰ وات بر متر مربع، دمای محیط ۲۵ درجه

سلسیوس و دمای نهایی آب ۳۰-۵۵ درجه سلسیوس، می‌باشد. ضریب عملکرد تجربی بین ۳/۵ تا ۵ بدست آمده است. نتایج بدست آمده در پژوهش با مرجع [۱۸] نشان می‌دهد که مقدار خطای کمی وجود دارد که به دلیل تغییر در تابش خورشیدی و دمای محیط و دمای آب گرم خروجی است.

همچنین، ضریب عملکرد سیستم با نتایج شبیه‌سازی کنگ و همکاران [۳] در شرایط کاری یکسان مقایسه شده‌اند. شرایط کاری شبیه‌سازی مرجع [۳] در تابش خورشیدی ۲۵۸-۶۳۴ وات بر متر مربع، دمای محیط ۲۸-۳۴ درجه سلسیوس، سرعت کمپرسور ۲۵۰۰-۶۰۰۰ دور در دقیقه و دمای نهایی آب ۵۰-۶۰،۳ درجه سلسیوس، می‌باشد. ضریب عملکرد تجربی بین ۳/۶۳ تا ۵/۶۸ و زمان گرمایش آبگرم بین ۱۲۲ تا ۲۰۶ دقیقه بدست آمده است. جدول ۳ نتایج بدست آمده در پژوهش حاضر به همراه نتایج مرجع [۳] و [۱۸] را نشان داده است.

جدول ۳: اعتبارسنجی نتایج

Table 3: Validation of results

پارامتر / داده ورودی	تابش خورشیدی	دمای محیط	دمای آب گرم خروجی	ضریب عملکرد
	(W/m^2)	($^{\circ}C$)	($^{\circ}C$)	(-)
نتایج پژوهش	۳۶۳	۲۷	۶۴	۵/۷۱
(شرایط روز صاف)				
نتایج مرجع [۳]	۳۴۴	۲۵	۶۹	۶/۶۸
(شرایط روز صاف)				
نتایج مرجع [۱۸]	۳۰۰	۲۵	۵۵	۵
(شرایط روز صاف)				
درصد خطا با مرجع [۳]	-	-	-	۱۶/۹۸
درصد خطا با مرجع [۱۸]	-	-	-	۱۲/۴۳

عملکرد حرارتی دو سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی و آبگرمکن پمپ حرارتی انرژی خورشیدی انبساط مستقیم با نرم‌افزار پایتون کدنویسی و شبیه‌سازی به صورت عددی شده است. محور اصلی مقایسه بر پایه معیار ضریب عملکرد در شرایط محیطی متفاوت در طول روز و ماههای مختلف سال است. چهار سناریو در شرایط مختلف محیطی، روز آفتابی، روز ابری، شب صاف و شب ابری به صورت تجربی و عددی تجزیه و تحلیل قرار گرفته تا مقایسه‌ای بین این دو سیستم انجام شود. در هر سناریو دمای محیط، تابش خورشیدی، و اختلاف دمای تبخیرکننده برای سیستم تعریف شده‌اند. دمای آب ورودی در بازه ۳۰ تا ۵۵ درجه سلسیوس با ۱۰۰ مقدار متوالی تعریف شده است که شبیه‌سازی را دقیق‌تر می‌کند. عملکرد هر دو سیستم به صورت تجربی و عددی بررسی شده است. برای هر سناریو دو نمودار ضریب عملکرد نسبت به دمای آب گرم و دمای تبخیر نسبت به دمای آب گرم رسم می‌شود. نتایج نشان

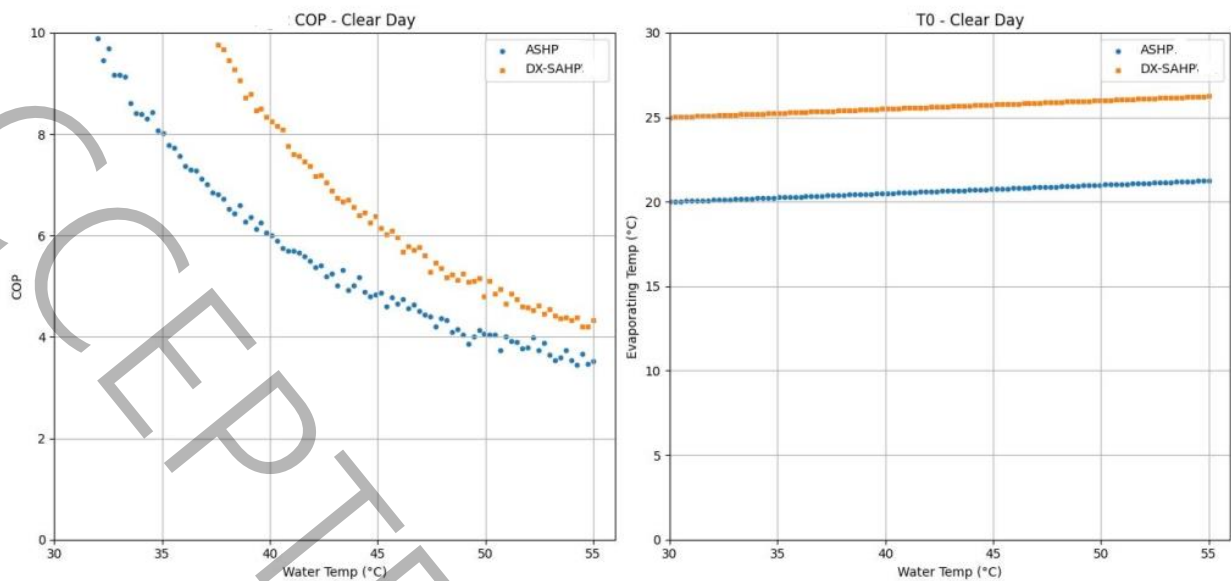
می‌دهد که در شرایط روز آفتابی، ضریب عملکرد سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم به طور قابل توجهی بالاتر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی است، زیرا انرژی خورشیدی می‌تواند دمای تبخیر پمپ حرارتی را به طور قابل توجهی بهبود بخشد؛ در شرایط روز ابری (بدون تشکیل یخبندان)، ضریب عملکرد هر دو سیستم تقریباً یکسان است؛ و در شرایط شب، به ویژه در شرایط شب صاف، سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم به دلیل عملکرد ضعیف تبادل حرارت همرفتی اواپراتور - کلکتور خورشیدی و اتلاف حرارت تابشی به آسمان شب، عملکرد ضعیفی را نشان می‌دهد. همچنین تحلیل ماهانه عملکرد سیستم‌ها با استفاده از میانگین دمای محیط و آب ورودی انجام شده است.

۴-۲- مطالعه پارامتری

۴-۲-۱- شرایط روز آفتابی

نتایج عددی در شکل ۵ نشان می‌دهد که در شرایط روز آفتابی^۱، با دمای آب گرم از ۳۰ درجه سلسیوس تا ۵۵ درجه سانتیگراد، سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم میانگین ضریب عملکرد بالاتری نسبت به سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی دارد. شکل ۵ نشان می‌دهد که ضریب عملکرد سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم سریع‌تر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی کاهش می‌یابد. با دمای آب گرم تا ۵۵ درجه سانتیگراد سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم همچنان ضریب عملکرد بالاتری را ارائه می‌دهد، اگرچه این مزیت با افزایش دمای آب کمتر قابل توجه می‌شود. همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده است، با شدت تابش خورشیدی ۳۰۰ وات بر متر مربع و دمای محیط ۲۵ درجه سلسیوس هنگامی که دمای آب از ۳۰ درجه سلسیوس به ۵۵ درجه سلسیوس افزایش می‌یابد، دمای تبخیر سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم بیش از ۵ درجه سانتیگراد بالاتر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی همرفتی باقی می‌ماند. و در این مطالعه، به منظور حفظ ظرفیت گرمایشی بالای سیستم، سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم به گونه‌ای طراحی شده است که هم از انرژی خورشیدی و هم از هوای محیط به عنوان منبع گرما استفاده کند [۴]. بنابراین، در بیشتر شرایط، دمای تبخیر سیستم پایین‌تر از دمای محیط نگه داشته می‌شود (مگر اینکه شدت تابش خورشیدی بسیار بالا باشد).

^۱ Clear Day

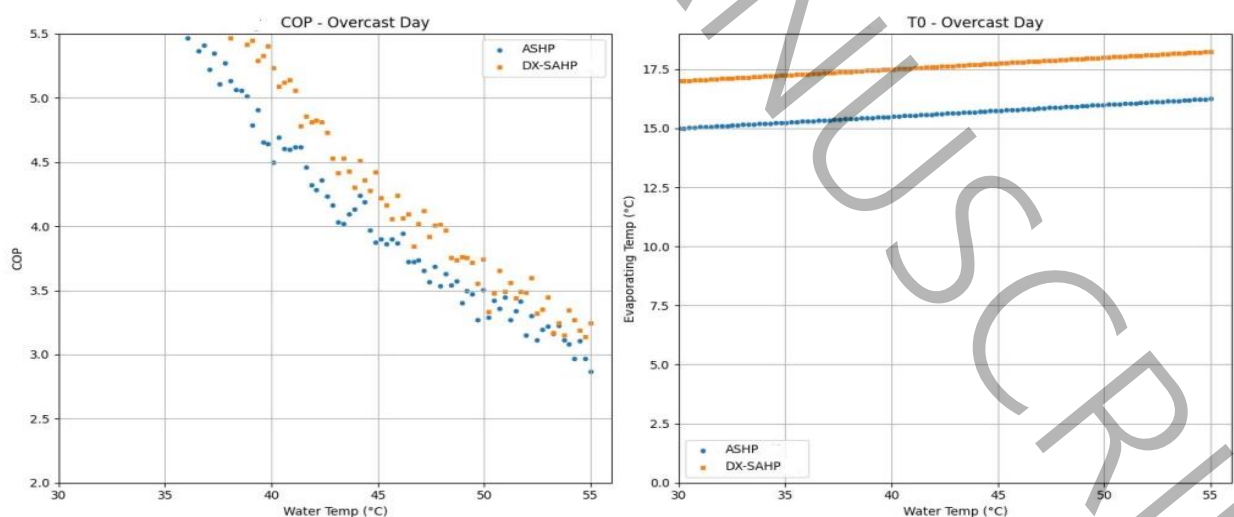


شکل ۵: نتایج روز آفتابی

Fig.5. Clear day results

۴-۲-۲- شرایط روز ابری

در شرایط روز ابری^۱ که شدت تابش خورشیدی کمتر از ۴۰ وات بر متر مربع و دمای هوای ۲۰ درجه سلسیوس است، مطالعه عددی انجام شده است. همانطور که در شکل ۶ نشان داده شده است، ضریب عملکرد سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم بسیار نزدیک به سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی است. می‌توان استنباط کرد که حتی در شرایط روز ابری، به دلیل اثر تابش پراکنده، عملکرد سیستم هنوز به خوبی یا حتی کمی بهتر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی است. همانطور که در شکل ۶ نشان داده شده است، دمای تبخیر سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم هنوز بالاتر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی است.



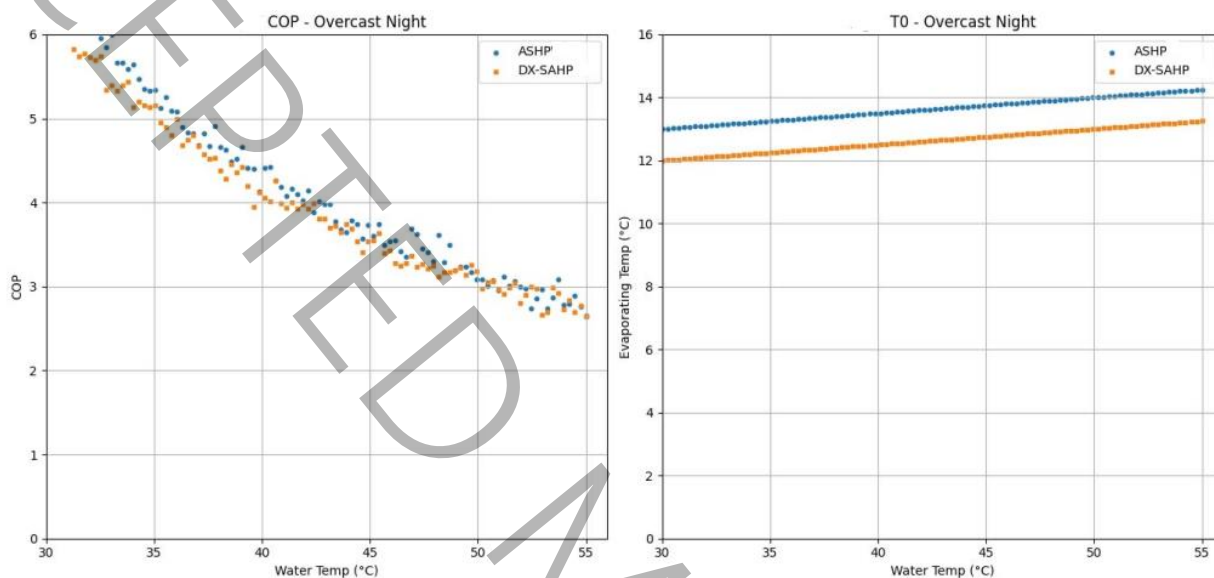
شکل ۶: نتایج روز ابری

Fig.6. Overcast day results

^۱ Overcast Day

۴-۲-۳- شرایط شب ابری

در شرایط شب ابری^۱، مقدار شدت تابش خورشیدی صفر و دمای محیط ۱۸ درجه سلسیوس است. از آنجایی که عملکرد تبادل حرارت همرفتی کلکتور- اواپراتور به خوبی واحد اواپراتور نیست، ضریب عملکرد سیستم کمتر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی است، همانطور که در شکل ۷ نشان داده شده است. شکل ۷ نشان می‌دهد که دمای تبخیر سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم نیز کمتر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی است.



شکل ۷: نتایج شب ابری

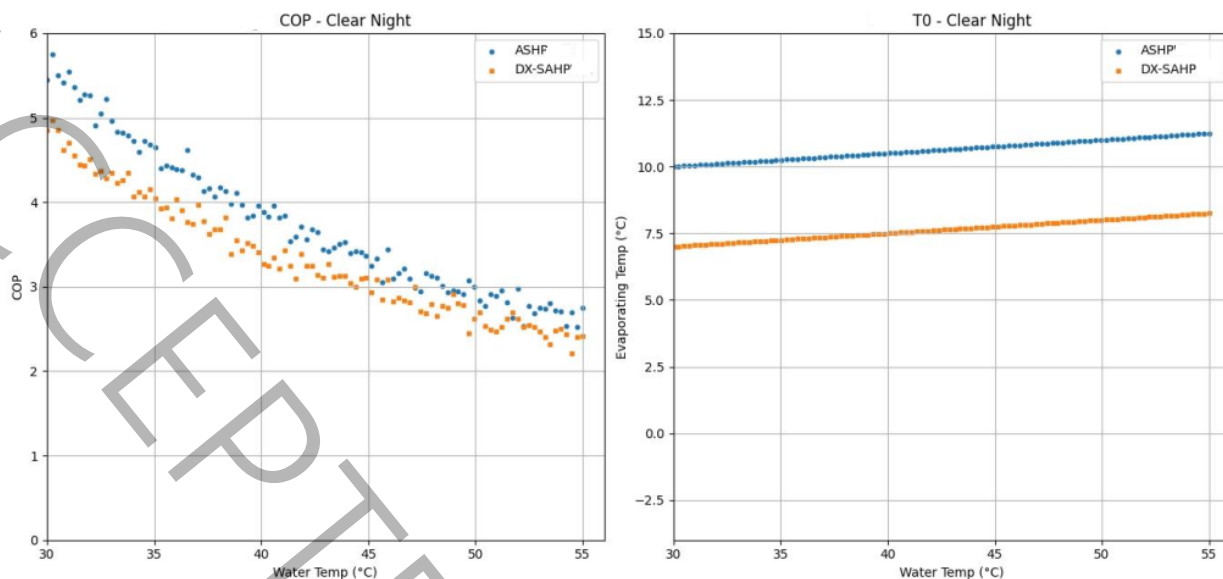
Fig.7. Overcast night results

۴-۲-۴- شرایط شب صاف

در شرایط شب صاف^۲ که پوشش ابری وجود ندارد، دمای معادل آسمان پایین است، بنابراین اتلاف گرمای تابشی کلکتور/ اواپراتور به آسمان تأثیر قابل توجهی بر کاهش عملکرد سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم دارد. نتایج در شکل ۸ نشان می‌دهد که دمای تبخیر و همچنین ضریب عملکرد سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم به وضوح بسیار کمتر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی است که تأثیر تابش آسمان بر آن ناچیز است. می‌توان از نتایج ضریب عملکرد و همچنین دمای تبخیر (نشان داده شده در شکل ۸) نتیجه گرفت که در مقایسه با شرایط روز و شرایط شب ابری، در شرایط شب صاف بدون تأثیر نوسان تابش خورشیدی و حرکت پوشش ابر، تغییر پارامترهای عملیاتی سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم با افزایش دمای آب پایدارتر است.

¹ Overcast Night

² Clear Night

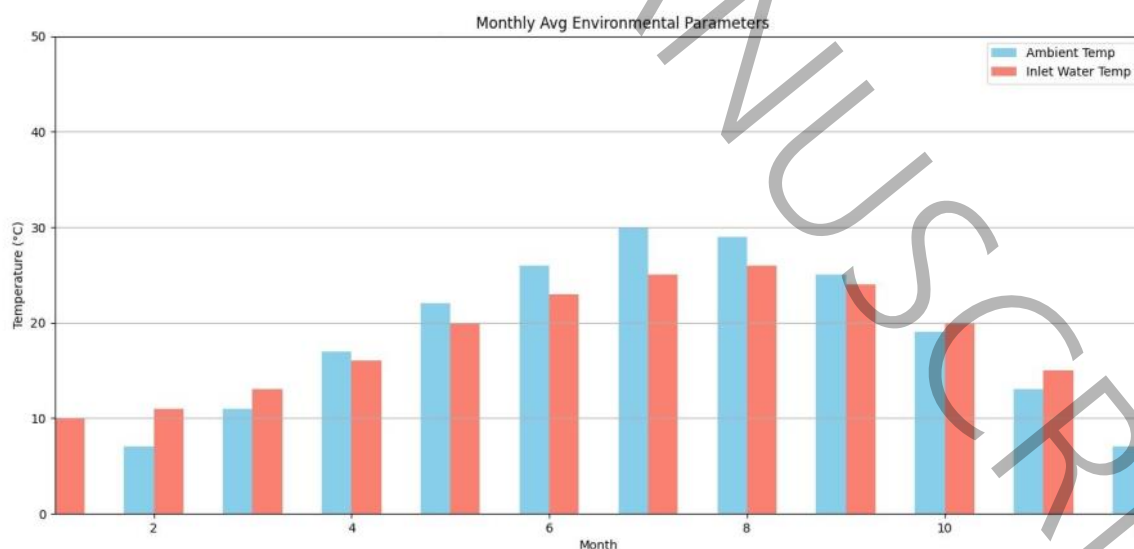


شکل ۸: نتایج شب صاف

Fig.8. Clear night results

۴-۲-۵- تحلیل عملکرد سالانه

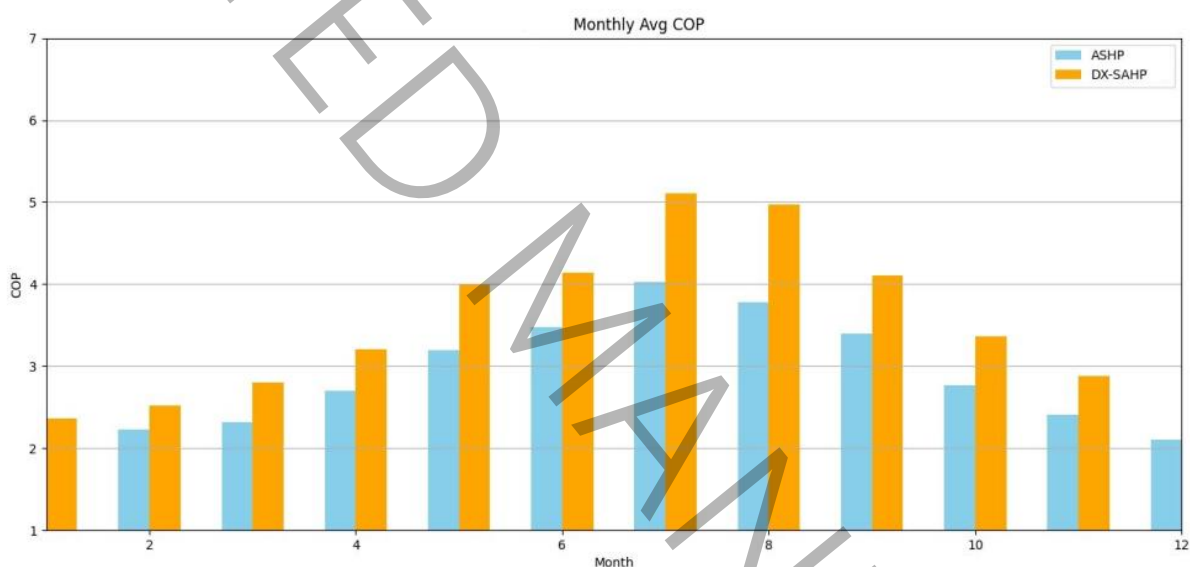
مدل عددی هر دو سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم و سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی برای تحلیل عملکرد سالانه و مقایسه دو نوع سیستم ایجاد شده است. در این کار، هر دو مطالعه تجربی و عددی تحت شرایط آب و هوایی شهر رشت، انجام شده است. همانطور که در شکل ۹ نشان داده شده است، دمای محیط و همچنین تفاوت دمای آب شهر از ماهی به ماه دیگر مشهود است و در روزهای بارانی، برفی، بارانی بیش از یک سوم کل سال طول می کشد.



شکل ۹: عملکرد سالانه

Fig.9. Annual performance

شکل ۱۰ نتایج شبیه‌سازی ماهانه ضریب عملکرد میانگین را برای هر دو سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم و سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی نشان می‌دهد. در این شبیه‌سازی، آب شهری از دمای اولیه (مطابق شکل ۱۰) تا ۵۵ درجه سانتیگراد گرم می‌شود و فقط عملیات روزانه در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد که میانگین ضریب عملکرد ماهانه سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم (در تمام طول سال بالاتر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی هم‌رفتی باقی می‌ماند. به خصوص در فصل زمستان، زمانی که دمای محیط پایین است، سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی عملکرد ضعیفی نشان می‌دهد، مزیت سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم قابل توجه‌تر است. دلیل این امر این است که در شرایط دمای محیط بالا، دمای تبخیر سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی از قبل بالا است و برای سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم، از آنجا که یک حد بالای دمای تبخیر کمپرسور وجود دارد، بهبود دمای تبخیر ناشی از انرژی خورشیدی نیز محدود است. در حالی که در شرایط دمای محیط پایین، زمانی که دمای تبخیر سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی مرسوم پایین است، برای سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم، تابش خورشیدی می‌تواند دمای تبخیر را به طور قابل توجهی افزایش دهد.



شکل ۱۰: عملکرد COP

Fig.10. COP performance

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، مطالعه تجربی و عددی در مورد مقایسه سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم و سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی در شرایط محیطی مختلف تحت شرایط آب و هوایی شهر رشت انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که:

(۱) در شرایط روز آفتابی، سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم هم از خورشید و هم از هوای محیط به عنوان منبع گرما استفاده می‌کند. در مقایسه با سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی، سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم مقدار ضریب عملکرد بالاتری دارد.

(۲) در شرایط روز ابری، سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم هوای محیط را به عنوان منبع اصلی گرما در نظر می‌گیرد. در حالی که به دلیل تابش پراکنده، عملکرد سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم هنوز به خوبی سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی است، اگرچه عملکرد تبادل حرارت همرفتی واحد اواپراتور بسیار بهتر از اواپراتور - کلکتور خورشیدی است.

(۳) در شرایط شب، در مقایسه با سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی، سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم همیشه عملکرد ضعیفی را نشان می‌دهد. در حالی که تفاوت قابل توجهی بین شرایط شب صاف و شب ابری وجود دارد. در شرایط شب ابری، وجود پوشش ابر، دمای معادل آسمان را به طور مؤثر بهبود می‌بخشد و در نتیجه اتلاف گرمای تابشی کلکتور- اواپراتور سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم را کاهش می‌دهد. در حالی که در شرایط شب صاف، دمای معادل آسمان پایین است و منجر به اتلاف گرمای زیاد کلکتور- اواپراتور و عملکرد ضعیف سیستم می‌شود.

(۴) تجزیه و تحلیل شبیه‌سازی سالانه نشان می‌دهد که در طول سال، میانگین ماهانه ضریب عملکرد سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم بالاتر از سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی باقی می‌ماند. به خصوص در شرایط روز صاف زمستانی، زمانی که دمای محیط پایین است، مزیت سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم قابل توجه‌تر می‌شود.

برای تحقیقات آینده تحلیل زیست‌محیطی و تحلیل آلاینده‌ها و همچنین تحلیل اقتصادی سیکل که شامل هزینه سیستم، دوره بازگشت سرمایه و غیره، مقایسه سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی معمولی با سیستم آبگرمکن پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم در یک پژوهش جدید پیشنهاد می‌شود.

۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی

W_{com}	کار ورودی کمپرسور، W
h_1	آنتالپی، KJ/Kg
m	دبی جرمی Kg/s

علائم یونانی

η راندمان، -

زیرنویس

v حجم

بالانویس

* شرایط مرجع

- [1] E. Hervás-Blasco, E. Navarro-Peris, J.M. Corberán, Closing the residential energy loop: Grey-water heat recovery system for domestic hot water production based on heat pumps, *Energy and Buildings*, 216 (2020) 109962.
- [2] J. Fernández-Seara, C. Piñeiro, J.A. Dopazo, F. Fernandes, P.X. Sousa, Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions, *Energy Conversion and Management*, 59 (2012) 1-8.
- [3] X. Kong, P. Sun, S. Dong, K. Jiang, Y. Li, Experimental performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater with R134a in summer, *International Journal of Refrigeration*, 91 (2018) 12-19.
- [4] W.M. Duarte, T.F. Paulino, S.G. Tavares, A.A. Maia, L. Machado, Feasibility of solar-geothermal hybrid source heat pump for producing domestic hot water in hot climates, *International Journal of Refrigeration*, 124 (2021) 184-196.
- [5] X. Kong, Y. Yang, M. Zhang, Y. Li, J. Li, Experimental investigation on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R290 with micro-channel heat transfer technology during the winter period, *International Journal of Refrigeration*, 113 (2020) 38-48.
- [6] W.M. Duarte, T.F. Paulino, J.J. Pabon, S. Sawalha, L. Machado, Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water, *Solar Energy*, 184 (2019) 527-538.
- [7] M. Masiukiewicz, M. Tańczuk, S. Anweiler, G. Streckienė, S. Boldyryev, Long-term climate-based sizing and economic assessment of air-water heat pumps for residential heating, *Applied thermal engineering*, 258 (2025) 124627.
- [8] J.Y. Lee, T. Yim, Energy and flow demand analysis of domestic hot water in an apartment complex using a smart meter, *Energy*, 229 (2021) 120678.
- [9] F. Velasco, M. Haddouche, F. Illán-Gómez, J. García-Cascales, Experimental characterization of the coupling and heating performance of a CO₂ water-to-water heat pump and a water storage tank for domestic hot water production system, *Energy and Buildings*, 265 (2022) 112085.
- [10] W. Xu, C. Liu, A. Li, J. Li, B. Qiao, Feasibility and performance study on hybrid air source heat pump system for ultra-low energy building in severe cold region of China, *Renewable Energy*, 146 (2020) 2124-2133.
- [11] S. Bhadra, A. Mwesigye, Influence of control strategy on the energetic performance of an air source heat pump coupled with a solar air collector for domestic hot water in a cold climate, *Renewable Energy*, 244 (2025) 122682.
- [12] A. Anastas, A. Mwesigye, Investigation of a Photovoltaic Thermal-Direct Expansion Solar-Assisted Heat Pump (PVT-DXSAHP) Collector with Different Photovoltaic Characteristics in Cold Climates, *American Journal of Undergraduate Research*, 22(1) (2025).
- [13] V. Rezaee, A. Taghizadeh, Evaluating the impact of environmental indicators on thermal comfort for different climates of Iran using the PMV model, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 57(1) (2025) (in persian).
- [14] A. Moreno-Rodríguez, A. González-Gil, M. Izquierdo, N. Garcia-Hernando, Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications, *Energy*, 45(1) (2012) 704-715.
- [15] X. Kong, D. Zhang, Y. Li, Q. Yang, Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater, *Energy*, 36(12) (2011) 6830-6838.
- [16] Y. Kuang, K. Sumathy, R. Wang, Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system, *International journal of energy research*, 27(5) (2003) 531-548.

[17] H. Safarzarzadeh, S. Fathollahi, Simulation Study on the Thermal Performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in Kermanshah climate, Modares Mechanical Engineering, 15(12) (2016) 232-242. (in persian)

[18] X. Sun, Y. Dai, V. Novakovic, J. Wu, R. Wang, Performance comparison of direct expansion solar-assisted heat pump and conventional air source heat pump for domestic hot water, Energy Procedia, 70 (2015) 394-401.

Comparative feasibility study of two direct expansion solar water heater heat pump systems in Rasht climate

Vahid Rezaee^{1*}, Abouzar Taghizadeh², Mojtaba Masoumnezhad³

^{1,3} Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

² Department of Electrical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

*Vrezaee @ tvu.ac.ir

ABSTRACT

In this research, an experimental and numerical comparative study has been conducted on two systems: conventional heat pump (ASHP) and direct expansion solar water heater heat pump (DX-SAHP) for the potential of hot water production. The system (DX-SAHP) consists of a flat plate solar collector as an evaporator, a rotary hermetic compressor with R134a refrigerant, a capillary tube as an expansion valve, and a submerged finned spiral condenser and a 100-liter water storage tank. The simulation results were used to achieve optimal system design and determine the appropriate strategy for four operating conditions: sunny day, cloudy day, clear night, and cloudy night. The simulation results were used to achieve optimal system design and determine the appropriate strategy for four operating conditions: sunny day, cloudy day, clear night, and cloudy night. The performance of both systems has been investigated experimentally and numerically. The effects of operating conditions (air temperature, water temperature, solar radiation intensity, etc.) have been analyzed and a comparison of performance under different operating conditions between the two systems has been made. The results show that under sunny day conditions, the coefficient of performance (COP) of the (DX-SAHP) system is significantly higher than that of (ASHP). Under cloudy day conditions, the coefficient of performance of both systems is almost the same, and under night conditions, especially under clear night conditions, (DX-SAHP) shows poor performance due to poor performance of convective heat exchange of solar collector-evaporator and radiant heat loss to the night sky.

KEYWORDS

Thermodynamic analysis, heat pump, domestic hot water, solar energy, coefficient of performance.