مجله مهندسی مکانیک مدرس، بهمن 1396، دوره 17، شماره 11، ص‌ص 300-310

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

عملکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن با استفاده از منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی

حسین قاضی‌زاده احسائی[1]، مهران عامری[2*]

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان

* کرمان، صندوق پستی 7618868366، ameri_mm@uk.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 31 مرداد 1396

پذیرش: 24 مهر 1396

ارائه در سایت: 27 آبان 1396

کلید واژگان:

پمپ حرارتی زمین گرمایی

انبساط مستقیم

دی‌اکسیدکربن

منبسط کننده

مبدل حرارتی داخلی

چکیده

در این مقاله تأثیر استفاده از منبسط کننده و مبدل حرارتی داخلی در پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی مورد بررسی قرار گرفته است. در این راستا مقایسه بین چهار سیکل انجام شده است: 1) سیکل با شیر انبساط 2) سیکل با منبسط کننده 3) سیکل با شیر انبساط و مبدل حرارتی داخلی 4) سیکل با منبسط کننده و مبدل حرارتی داخلی. حل عددی حاضر، بررسی عملکرد چهار سیکل تحت مطالعه در شرایط کارکرد مختلف را در دو مطالعه جداگانه انجام داده است. مطالعه اول شامل بار گرمایشی مشخص و مطالعه دوم شامل طول حلقه تبخیرکننده ثابت می‌باشد. با استفاده از این شبیه‌سازی، مشخصه‌هایی نظیر ضریب عملکرد، طول موردنیاز حلقه مبدل زمینی و ظرفیت حرارتی سیکل‌های تحت مطالعه مورد ارزیابی قرار گرفته است. جهت پیش‌بینی عملکرد چهار سیکل تحت مطالعه، مطالعه‌ای بر تأثیر کمیت‌های مختلف انجام شده است. این کمیت‌ها شامل اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده، دما و دبی جرمی آب ورودی به خنک‌کننده گاز، طول خنک کننده گاز هستند. نتایج نشان می‌دهد که سیکل‌های شامل منبسط کننده همواره ضریب عملکرد بالاتری نسبت به سیکل‌های شامل شیر انبساط دارند. استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل شیر انبساط همواره منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد می‌گردد. علاوه بر این بکارگیری مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل منبسط‌کننده اثر ناچیزی بر ضریب عملکرد دارد اما طول حلقه مبدل زمینی را کاهش می‌دهد.

Performance of carbon dioxide direct-expansion geothermal heat pump using expander and internal heat exchanger

Hossein Ghazizade-Ahsaee, Mehran Ameri*

Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

* P.O.B. 7618868366, Kerman, Iran, ameri_mm@uk.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 22 August 2017
Accepted 16 October 2017
Available Online 18 November 2017

Keywords:
Geothermal Heat Pump
Direct Expansion
Carbon Dioxide
Expander
Internal Heat Exchanger

ABSTRACT

In this paper, the effect of expander and the internal heat exchanger is investigated in transcritical carbon dioxide direct-expansion geothermal heat pump. In this regard, a comparison is performed between four cycles. The four cycles are: (1) the cycle with expansion valve, (2) the cycle with expander, (3) the cycle with expansion valve and internal heat exchanger, (4) the cycle with expander and internal heat exchanger. The present numerical model has been investigated performance analysis of the four cycles under study in different operating conditions in two district cases. The first study includes a specific heating load, and the second study is a constant evaporator loop length (ELL). Then model evaluates characteristics including coefficient of performance (COP), evaporator loop length and heating capacity of the four cycles under study. To examine the performance of the four cycles, a parametric study is performed to investigate the effect of different parameters such as difference between soil temperature and evaporator outlet temperature, water inlet temperature, water mass flow rate, gas cooler length. The results indicate that COP associated with the expander cycle is always higher than the values related to the expansion valve cycle. The use of internal heat exchanger in a cycle including an expansion valve always leads to a slight increase in COP. An internal heat exchanger has negligible effect on COP in the cycle with an expander but reduces the evaporator loop length.

1- مقدمه

در سال‌های اخیر با رشد نگرانی‌های زیست‌محیطی از گرم شدن جهانی و تخریب لایه اوزون، بکارگیری مبردهای طبیعی زیست‌محیطی توجه روز افزونی را به خود جلب کرده‌اند. دی‌اکسیدکربن به عنوان یک مبرد طبیعی با مزیت‌های بارزی از قبیل غیرسمّی بودن، غیر قابل اشتعال بودن، تخریب لایه اوزون صفر، خواص انتقال حرارت مناسب، سازگاری کامل با روان‌کننده‌های معمول، دسترسی آسان و قیمت پایین در فرایندهای مهندسی گوناگونی کاربرد دارد [2,1].

دما و فشار بحرانی دی اکسیدکربن به ترتیب 31.1 درجه سانتی‌گراد و 7.38 مگا پاسکال می‌باشند و فرایند تخلیه حرارت معمولاً بالاتر از نقطه

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

H. Ghazizade-Ahsaee, M. Ameri, Performance of carbon dioxide direct-expansion geothermal heat pump using expander and internal heat exchanger, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 11, pp. 300-310, 2018 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]

بحرانی اتفاق می‌افتد. بنابراین سیکل‌های پمپ حرارتی و تهویه دی‌اکسیدکربن عمدتاً یک سیکل فوق بحرانی است و فشار کارکرد سمت فشار بالای سیکل در حدود 8 تا 12 مگا پاسکال می‌باشد که منجر به افت اختناق بالا در فرایند انبساط از فشار فوق بحرانی بالا به فشار زیر بحرانی می‌گردد. در نتیجه ضریب عملکرد سیکل‌های فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن در مقایسه با سیستم‌های زیربحرانی با مبردهای مرسوم پایین‌تر است [4,3].

به منظور بهبود بخشیدن بازدهی و غلبه بر مشکلات موجود، چندین وسیله از قبیل منبسط کننده، مبدل حرارتی داخلی، کمپرسور دو مرحله‌ای و اجکتور دوفازی پیشنهاد شده است. بکارگیری یک منبسط کننده جهت جایگزینی شیر انبساط می‌تواند تا حدود زیادی بازدهی سیکل را بهبود بخشد. استفاده از یک منبسط‌کننده به جای شیر انبساط نه تنها می‌تواند آنتالپی مبرد ورودی به تبخیرکننده را کاهش و در نتیجه ظرفیت سرمایشی تبخیرکننده را افزایش دهد بلکه حتی کار خالص سیستم را بواسطه بازیابی کار فرایند انبساط نیز کاهش می‌دهد.

بواسطه مطالعات بر روی سیکل فوق بحرانی دی اکسیدکربن، لورنتز [1] پیشنهاد کرد که بکارگیری یک منبسط کننده ایده ال (آیزنتروپیک) جهت بازیابی کار انبساط، می‌تواند ضریب عملکرد سیکل را تا 50 درصد افزایش دهد. بواسطه یک مطالعه از کمیت‌های مختلف، رابینسون و گرول [5] نشان دادند که استفاده از یک منبسط کننده با بازدهی آیزنتروپیک 60 درصد می‌تواند ضریب عملکرد سیکل را تا 25 درصد افزایش دهد. یانگ و همکاران [6] دریافتند که ضریب عملکرد سیکل زمانی‌که شیر انبساط با منبسط کننده جایگزین می‌شود تا 33 درصد افزایش می‌یابد. لی و همکاران [7] و تیان و همکاران [8] نمونه آزمایشگاهی منبسط‌کننده‌ای جهت جایگزینی با شیر انبساط را در سیستم پمپ حرارتی آب-آب ساختند. آنها بازدهی آیزنتروپیک منبسط کننده را 58.7 درصد و نسبت بازیابی را 14.5 درصد گزارش کردند. سرکار [9] نشان داد که جایگزین کردن شیر انبساط با منبسط‌کننده دارای بازدهی آیزنتروپیک 80 درصد منجر به افزایش 18 درصد ضریب عملکرد می‌گردد. کیم و همکاران [10] با استفاده از شبیه‌سازی عددی عملکرد یک منبسط کننده-کمپرسور اسکرول را بررسی کردند و آنها دریافتند که ظرفیت حرارتی 8.6 درصد و ضریب عملکرد سیکل23.5 درصد افزایش یافته است.

برای سیستم‌های دی اکسیدکربن مرسوم با شیرهای انبساط آنتالپی ثابت، یک مبدل حرارتی داخلی که گاهی جهت برای عملکرد سیکل بکار گرفته می‌شود به عنوان یک مولفه ضروری در نظر گرفته می‌شود. بوئو و همکاران [11] گزارش کردند که یک مبدل حرارتی داخلی در سیکل دی اکسیدکربن می‌تواند بهبود 25 درصد ضریب عملکرد سیکل را به همراه داشته باشد. سرکار و همکاران [12] دریافتند که سیکل دی اکسیدکربن همراه با مبدل حرارتی داخلی ضریب عملکرد سیکل را 15 درصد افزایش می‌دهد. در یک مطالعه آزمایشگاهی، آپرا و مایورینو [13] دریافتند که استفاده از مبدل حرارتی داخلی می‌تواند ضریب عملکرد را 10 درصد در کاربردهای مسکونی افزایش دهد. تورلا و همکاران [14] بطور آزمایشگاهی دریافتند که اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی در سیکل فوق بحرانی دی اکسیدکربن ظرفیت سرمایشی سیستم را 12 درصد و ضریب عملکرد سیستم را تا حدود 12 درصد افزایش می‌دهد. بواسطه مطالعات تئوری و آزمایشگاهی، ریگولا و همکارن [15] دریافتند که اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی، ضریب عملکرد سیکل فوق بحرانی دی اکسیدکربن را در حدود 20 درصد در دمای خروجی خنک کننده گاز 35 درجه سانتی‌گراد افزایش می‌دهد.

بیشتر مقالات منتشر شده در مورد اثر مبدل حرارتی داخلی در عملکرد سیکل تبرید دی اکسیدکربن به سیستم شیر انبساط مرسوم محدود شده‌اند و مقالات کمتری با موضوع بکارگیری مبدل حرارتی داخلی در سیستم تبرید فوق بحرانی دی اکسیدکربن با یک منبسط کننده موجود است. رابینسون و گرول [5] دریافتند که استفاده از یک مبدل حرارتی داخلی همراه با یک منبسط‌کننده با بازدهی آیزنتروپیک ثابت 0.6، ضریب عملکرد سیکل را تا حدود 8 درصد کاهش می‌دهد. بر طبق تحقیق ژانگ و همکاران [16] استفاده از مبدل حرارتی داخلی همراه با منبسط‌کننده در سیکل تبرید دی اکسیدکربن همواره ضریب عملکرد را بهبود نمی‌بخشد. سیکل دارای شیر انبساط با مبدل حرارتی داخلی 5.6 الی 17 درصد ضریب عملکرد بزرگتری نسبت به سیکل پایه را فراهم می‌کند. برای سیکل دارای منبسط‌کننده ایده‌ال با مبدل حرارتی داخلی، بیشینه ضریب عملکرد تقریباً 12.3 الی 16.1 درصد کمتر از بیشینه ضریب عملکرد سیکل بدون مبدل حرارتی داخلی است. تحقیق شریعت زاده و همکاران [17] از دیدگاه مطالعه انرژی نشان داد که استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل‌های دارای شیر انبساط مطلوب است در حالیکه استفاده از مبدل حرارتی داخلی در عملکرد سیکل‌های شامل منبسط‌کننده چندان مطلوب نمی‌باشد. از خلاصه‌ی تحقیقات ذکر شده می‌توان فهمید که استفاده از منبسط‌کننده بجای شیر انبساط و بکارگیری مبدل حرارتی داخلی به همراه شیر انبساط دو روش موثر برای بهبود عملکرد حرارتی سیکل فوق بحرانی دی اکسیدکربن محسوب می‌شوند.

بر طبق دانش نویسندگان تاکنون تأثیر بکارگیری منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی بر عملکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن مورد مطالعه قرار نگرفته است. در سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم، مبرد از طریق لوله‌های دفن شده در زمین، حرارت را جذب می‌کند. امروزه پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی به عنوان یک تکنولوژی کارآمد برای صرفه‌جویی در مصرف انرژی در سیستم‌های تهویه مطبوع کاربرد زیادی دارند. تحقیقات بسیار کمی پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی با استفاده از دی‌اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی را مورد بررسی قرار داده اند. تحقیق آستین و سوماتی [18] و قاضی زاده و عامری [19] تنها مقالاتی هستند که کل سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی دی اکسیدکربن فوق بحرانی را مطالعه کرده‌اند. آنها به کمک یک مدل عددی مطالعه‌ای از کمیت‌های مختلف بر عملکرد ترمودینامیکی سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی انجام داده‌اند.

در این مقاله تأثیر استفاده از منبسط‌کننده و شیر انبساط به همراه مبدل حرارتی داخلی در پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم افقی دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی با در نظر گرفتن افت فشار مبرد در مبدل‌های حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. در این راستا با استفاده از یک مدل عددی مقایسه بین چهار سیکل انجام شده است: 1) سیکل با شیر انبساط 2) سیکل با منبسط‌کننده 3) سیکل با شیر انبساط و مبدل حرارتی داخلی 4) سیکل با منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی. حل عددی حاضر، بررسی عملکرد چهار سیکل تحت مطالعه در شرایط کارکرد مختلف را در دو مطالعه جداگانه انجام داده است. این مطالعات شامل بار گرمایشی مشخص و طول حلقه تبخیرکننده ثابت می‌باشد. با استفاده از این شبیه‌سازی، مشخصه‌های سیستم مانند ضریب عملکرد، طول مورد نیاز حلقه مبدل زمینی و ظرفیت حرارتی مورد ارزیابی قرار گرفته است. جهت پیش‌بینی عملکرد چهار سیکل تحت مطالعه، مطالعه‌ای بر تأثیر کمیت‌های مختلف انجام شده است. این کمیت‌ها شامل اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده، دما و دبی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]

جرمی آب ورودی به خنک‌کننده گاز، طول خنک‌کننده گاز هستند.

2- شرح سیستم و سیکل ترمودینامیکی

در این مطالعه، پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی اکسیدکربن شرح داده شده و با در نظر گرفتن شرایط حالت دائم بررسی شده است. در شکل 1 شماتیک چهار سیکل پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن نمایش داده شده است.

در شکل‌های 1-a و 1-b به ترتیب از شیر انبساط و منبسط‌کننده در سیکل پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن استفاده شده است. مولفه‌های اصلی سیکل شامل کمپرسور، خنک‌کننده گاز، شیر انبساط و تبخیر کننده (مبدل زمینی) می‌باشند. همان‌طور که در شکل 1-b مشاهده می‌شود منبسط‌کننده جایگزین شیر انبساط گردیده است. مبرد در حالی‌که بخار اشباع است وارد کمپرسور می‌گردد (نقطه 1). پس از عبور مبرد از کمپرسور، مبرد به حالت فوق بحرانی تغییر حالت می‌دهد (نقطه 2). مبرد در نقطه 2 وارد خنک‌کننده گاز می‌شود جائیکه انرژی حرارتی مبرد برای گرمایش آب بکار گرفته می‌شود. خنک‌کننده گاز یک مبدل دو لوله‌ای جریان مخالف است به گونه‌ای که مبرد در لوله داخلی و آب در فضای حلقوی مبدل جریان دارد. پس از عبور مبرد از خنک کننده گاز، دما و فشار مبرد کاهش پیدا می‌کند در حالیکه هنوز حالت مافوق بحرانی حفظ شده است. سرانجام مبرد پس از عبور شیر انبساط یا منبسط کننده به حالت اشباع تغییر حالت

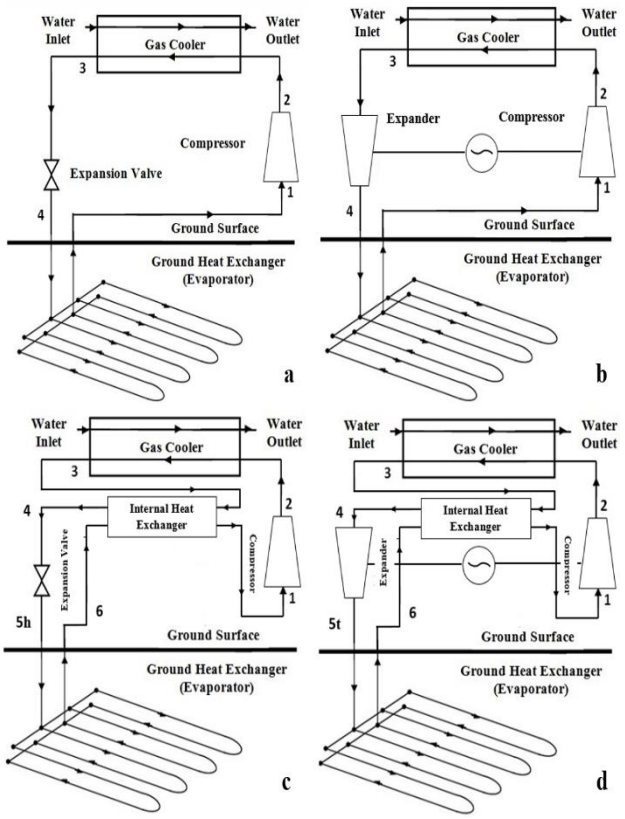

Fig. 1 (a) Geothermal heat pump cycle with an expansion valve. (b) Geothermal heat pump cycle with an expander. (c) Geothermal heat pump cycle with an expansion valve and an internal heat exchanger. (d) Geothermal heat pump cycle with an expander and an internal heat exchanger.

شکل1 (a) پمپ حرارتی زمین گرمایی با شیر انبساط (b) پمپ حرارتی زمین گرمایی با منبسط‌کننده (c) پمپ حرارتی زمین گرمایی با شیر انبساط و مبدل حرارتی داخلی (d) پمپ حرارتی زمین گرمایی با منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی

می‌دهد و پس از آن وارد تبخیر کننده (مبدل‌های زمینی) می‌شود. مبدل زمینی به عنوان تبخیرکننده از حلقه‌های موازی متصل به هم تشکیل شده جائیکه انرژی حرارتی لازم برای تبخیر مبرد توسط کویل‌های زمینی از زمین جذب می‌شود.

سیکل‌های نشان داده شده در شکل‌های 1-c و 1-d از یک مبدل حرارتی داخلی استفاده کرده‌اند جائیکه مبدل حرارتی داخلی یک مبدل دو لوله‌ای جریان مخالف است. در این دو سیکل، مبرد پس از عبور از تبخیر کننده در حالت بخار اشباع وارد مبدل حرارتی داخلی می‌گردد. پس از آن مبرد با عبور از مبدل حرارتی داخلی، چند درجه مافوق گرم و سپس وارد کمپرسور می‌گردد. همچنین در این سیکل‌ها مبرد ورودی از سمت خنک کننده گاز، وارد مبدل حرارتی داخلی می‌گردد و پس از عبور از مبدل حرارتی داخلی، با دما و فشار کمتری وارد شیر انبساط یا منبسط‌کننده می‌گردد.

نمودارهای دما - آنتروپی سیکل‌های نشان داده شده در شکل‌های 1-a تا 1-d در شکل‌های 2-a و 2-b شرح داده شده است. خط 5h، سیکل را با شیر انبساط و 5t سیکل را با منبسط‌کننده نشان می‌دهد و 5s مربوط به شرایط آیزنتروپیک می‌باشد.

3- معادلات حاکم

برای شبیه‌سازی سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم، یک مدل ریاضی با بهره‌گیری از معادلات ترمودینامیکی حاکم و براساس فرضیات زیر ارائه گردیده است.

- شبیه‌سازی کلیه اجزای سیکل در حالت پایدار می‌باشد.
- فرایندهای تراکم در کمپرسور و انبساط در شیر انبساط و منبسط‌کننده آدیاباتیک و غیرآیزنتروپیک فرض شده است.

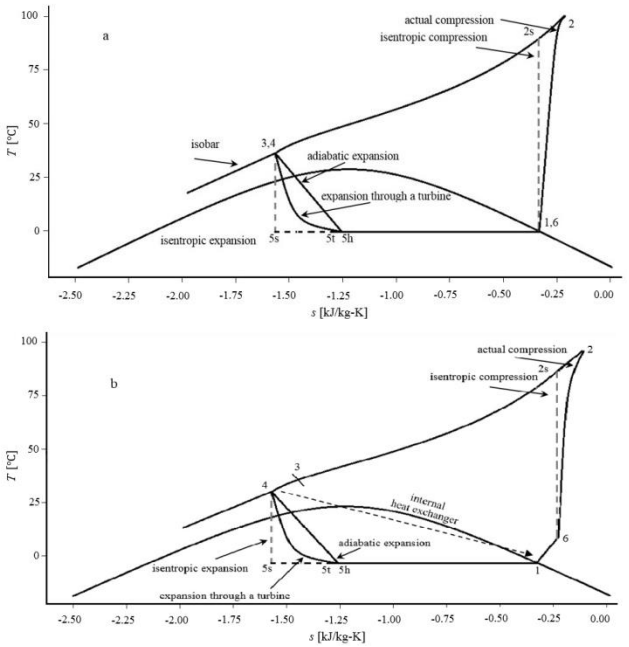

Fig. 2 (a) T-S diagram of transcritical carbon dioxide heat pump cycle without internal heat exchanger [5]. (b) T-S diagram of transcritical carbon dioxide heat pump cycle with internal heat exchanger [5].

شکل 2 (a) نمودار دما - آنتروپی سیکل پمپ حرارتی دی اکسیدکربن فوق بحرانی بدون مبدل حرارتی داخلی [5] (b) نمودار دما - آنتروپی سیکل پمپ حرارتی دی اکسیدکربن فوق بحرانی با مبدل حرارتی داخلی [5]

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]

- از افت فشار و افت حرارت در لوله‌های متصل‌کننده اجزا به هم، صرف‌نظر شده است.

- اثرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز فرض شده است.

در ادامه بررسی تک تک اجزاء سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم به صورت جداگانه ارائه شده است.

3-1- کمپرسور

توان ورودی به کمپرسور به صورت رابطه (1) تعریف می‌شود:

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}\,(h_{2,\text{is}} - h_1)}{\eta_{\text{tot}}} \tag{1}$$

دبی جرمی مبرد از رابطه (2) محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_{\text{ref}} = V_s \cdot \eta_{\text{vol}} \cdot N \cdot \rho_1 \tag{2}$$

که V_s , N , ρ_1 , η_{tot} , η_{vol} به ترتیب بازده حجمی، بازده کلی، چگالی ورودی، دور و حجم جابجایی کمپرسور می‌باشند. بازده کلی، مکانیکی و حجمی مربوط به یک کمپرسور نیمه هرمتیک در بازه نسبت تراکم 1.5 تا 5 به ترتیب توسط روابط (3) تا (5) تخمین زده می‌شوند [20]:

$$\eta_{\text{tot}} = -0.26 + 0.7952\left(\frac{P_2}{P_1}\right) - 0.2803\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 + 0.0414\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3 - 0.0022\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^4 \tag{3}$$

$$\eta_{\text{mech}} = 0.9083 - 0.0844\left(\frac{P_2}{P_1}\right) + 0.0051\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 \tag{4}$$

$$\eta_{\text{vol}} = 0.9207 - 0.0756\left(\frac{P_2}{P_1}\right) + 0.0018\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 \tag{5}$$

لازم به ذکر است که $\eta_{\text{tot}} = \eta_{\text{mech}} \cdot \eta_{\text{is}}$ می‌باشد.

3-2- خنک‌کننده گاز

خنک‌کننده گاز در واقع یک مبدل دو لوله‌ای جریان مخالف است. این فرایند در دمایی بالاتر از دمای بحرانی و در نتیجه بدون هیچ‌گونه تغییر فازی فرض شده است. همان‌طور که توسط برخی از مطالعات [21,9]، گزارش شده است انتقال حرارت در خنک‌کننده گاز به دلیل این‌که تغییر خواص در ناحیه فوق بحرانی خیلی سریع اتفاق می‌افتد، شدیداً غیرخطی می‌باشد. بنابراین جهت افزایش دقت و همچنین در نظر گرفتن تغییرات سریع در خواص، طول خنک کننده گاز به حجم کنترل‌های با طول برابر تقسیم شده است که هر حجم کنترل به‌عنوان یک مبدل حرارتی در نظر گرفته می‌شود. در هر حجم کنترل خواص ثابت فرض شده و شرایط خروجی هر المان به عنوان شرط‌های ورودی به المان بعدی تبدیل می‌شود. شکل 3، نمونه یک المان خنک‌کننده گاز را نمایش می‌دهد.

در هر المان، موازنه انرژی طبق رابطه (6) تعیین می‌شود.

$$\dot{Q}^{\text{i}} = \dot{m}_{\text{W}} C_{p,\text{W}}\left(T_{\text{W}}^{i} - T_{\text{W}}^{i+1}\right) = \dot{m}_{\text{ref}} C_{p,\text{ref}}\left(T_{\text{ref}}^{i} - T_{\text{ref}}^{i+1}\right) \tag{6}$$

علاوه بر این، در هر المان نرخ انتقال حرارت به شیوه $\varepsilon - \text{NTU}$ محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q}^{\text{i}} = \varepsilon C_{\min}\left(T_{\text{ref}}^{i} - T_{\text{W}}^{i+1}\right) \tag{7}$$

که $C_{\min}$ کوچکترین نرخ ظرفیت حرارتی بین آب و دی‌اکسیدکربن بوده و بازده مبدل حرارتی (ε) از رابطه (8) به‌دست می‌آید.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-\text{NTU}\,(1 - \text{R})]}{1 - C \times \exp[-\text{NTU}\,(1 - \text{R})]} \tag{8}$$

$$\text{NTU} = \frac{UA}{C_{\min}} \tag{9}$$

$$\text{R} = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \tag{10}$$

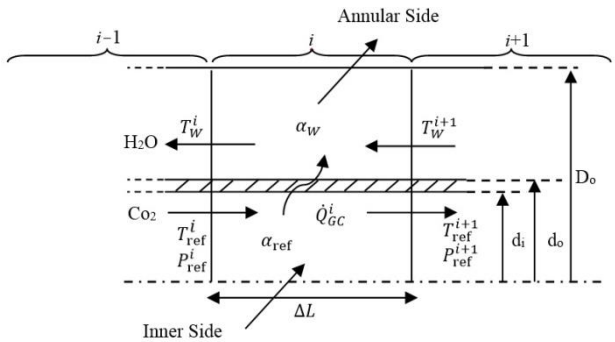

Fig. 3 A computational segment of gas cooler

شکل 3 المان محاسباتی خنک کننده گاز

که ضریب انتقال حرارت کلی هر المان توسط رابطه (11) تعیین می‌شود.

$$UA = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{ref}} A_{\text{ref}}} + \frac{\ln\frac{d_o}{d_i}}{2\pi l k_{\text{wall}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{W}} A_{\text{W}}}\right)^{-1} \tag{11}$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت مبرد با استفاده از رابطه پیتلا و همکاران تخمین زده شده است [22]. که در این رابطه برای در نظر گرفتن تغییرات ناگهانی خواص دی‌اکسیدکربن در ناحیه فوق بحرانی، از هر دو دمای بالک و دمای دیوار استفاده شده است. این معادله توسط رابطه (12) داده شده است.

$$\text{Nu}_{\text{ref}} = \left(\frac{\text{Nu}_{\text{ref,wall}} + \text{Nu}_{\text{ref,b}}}{2}\right)\frac{k_{\text{ref,wall}}}{k_{\text{ref,b}}} \tag{12}$$

$$\alpha_{\text{ref}} = \frac{\text{Nu}_{\text{ref}}}{d_{\text{i}}} k_{\text{ref,b}} \tag{13}$$

در این‌جا $\text{Nu}_{\text{ref,b}}$ ، $\text{Nu}_{\text{ref,wall}}$ به ترتیب عدد ناسلت در دمای بالک و دمای دیوار و $k_{\text{ref,b}}$ ، $k_{\text{ref,wall}}$ به ترتیب ضریب هدایت حرارتی مبرد در دمای بالک و دمای دیوار می‌باشند. عدد ناسلت توسط رابطه گنلینسکی، محاسبه شده است.

$$\text{Nu} = \frac{\frac{f}{8}\,(\text{Re} - 1000)\,\text{Pr}}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)}\left[\left(1 + \frac{d}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right]\,3000 \quad \leq \text{Re} \leq 5 \times 10^6 \tag{14}$$

فاکتور اصطکاک به کمک رابطه پتوخوف (15)، پیش‌بینی می‌شود.

$$f = (0.79\ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2} \tag{15}$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی برای سمت آب نیز توسط رابطه گنلینسکی ارزیابی شده و افت فشار در هر المان به کمک فاکتور اصطکاک دارسی و توسط رابطه بلازیوس پیش‌بینی شده است.

3-3- شیر انبساط

در اینجا فرایند در شیر انبساط، آنتالپی ثابت در نظر گرفته شده است.

$$h_{\text{in}} = h_{\text{out}} \tag{16}$$

3-4-تبخیر کننده (مبدل حرارتی زمین)

در این مطالعه، مطابق با فرضیات موجود در مرجع [18]، جریان حرارت در مبدل حرارتی زمینی به‌صورت کاملاً دوبعدی، شعاعی با شار حرارتی یکنواخت در نظر گرفته شده و دما در شعاع یک متری از مرکز مبدل حرارتی زمینی ثابت فرض شده است. جهت در نظر گرفتن اثرات انتقال حرارت و افت فشار در طول تبخیر کننده و همچنین افزایش دقت حل، مشابه با روش بررسی خنک‌کننده گاز، تبخیر کننده به حجم کنترل‌های محدودی تقسیم شده است. مطابق با رابطه (17) نرخ افزایش انرژی مبرد در تبخیر کننده بایستی با نرخ انتقال حرارت از خاک به مبرد برابر باشد.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]

$$\dot{Q}^{i} = \dot{m}_{\mathrm{ref}}\left(h_{\mathrm{ref}}^{i+1} - h_{\mathrm{ref}}^{i}\right) = UA\,\frac{\left(T_{\mathrm{Soil}} - T_{\mathrm{ref}}^{i}\right) - \left(T_{\mathrm{Soil}} - T_{\mathrm{ref}}^{i+1}\right)}{\ln\left(\frac{T_{\mathrm{Soil}} - T_{\mathrm{ref}}^{i}}{T_{\mathrm{Soil}} - T_{\mathrm{ref}}^{i+1}}\right)} \tag{17}$$

در رابطه بالا ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه (18) تعیین می‌شود.

$$UA = \left(\frac{1}{\alpha_{\mathrm{ref}} A_{\mathrm{ref}}} + \frac{\ln\frac{d_o}{d_i}}{2\pi l k_{\mathrm{wall}}} + \frac{\ln\frac{2}{d_o}}{2\pi l k_{\mathrm{Soil}}}\right)^{-1} \tag{18}$$

از آن‌جا که مبرد در حالت دو فازی به تبخیر کننده وارد می‌شود. در ناحیه جریان دو فازی، از رابطه جانگ و همکاران [24,23]، جهت پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت استفاده شده است. همان‌طور که در رابطه (19) نشان داده شده در این رابطه، اثرات انتقال حرارت ناحیه دو فازی شامل انتقال حرات جابجایی و جوشش هسته‌ای در نظر گرفته شده است.

$$\alpha_{\mathrm{ref}} = \phi\alpha_{\mathrm{sa}} + F_{\mathrm{p}}\alpha_{\mathrm{l}} \tag{19}$$

در رابطه بالا $\alpha_{\mathrm{l}}, F_{\mathrm{p}}, \alpha_{\mathrm{sa}}, \phi$ به ترتیب فاکتور جوشش هسته ای، ضریب انتقال حرارت جوشش استخری [25]، ضریب افزایشی انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت جابجایی بخش مایع جریان می‌باشد.

ضریب انتقال حرارت بخش مایع (α_{l}) نیز با استفاده از رابطه گنلینسکی، به‌دست آمده است. در ناحیه دو فازی، افت فشار هر المان از رابطه (20) محاسبه می‌شود.

$$\Delta P^{i} = 2 f_{\mathrm{l}} \frac{l}{d_i} \frac{\mathrm{Gr}^2}{\rho_{\mathrm{l}}} \varphi_{\mathrm{l}}^2 \tag{20}$$

در رابطه (20)، فاکتور اصطکاک با بهره گیری از رابطه بلازیوس تعیین شده است. ضریب افت فشار جریان اصطکاکی (φ) به کمک رابطه فریدل [26]، پیش‌بینی می‌شود.

5-3- منبسط کننده

توان خروجی منبسط کننده به صورت رابطه (21) تعریف می‌شود:

$$\dot{W}_{\mathrm{Exp}} = \dot{m}_{\mathrm{ref}}\left(h_{\mathrm{in}} - h_{\mathrm{out,is}}\right)\eta_{\mathrm{mech}} \cdot \eta_{\mathrm{is}} \tag{21}$$

بازده آیزنتروپیک و مکانیکی منبسط کننده توسط روابط (22) و (23) تخمین زده می‌شوند[27,5]:

$$\eta_{\mathrm{is}} = 1.0094 - 0.0504\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \tag{22}$$

$$\eta_{\mathrm{mech}} = 0.9 \tag{23}$$

6-3- مبدل حرارتی داخلی

برای مبدل حرارتی داخلی دولوله‌ای جریان مخالف، روش $\varepsilon - \mathrm{NTU}$، در حالیکه دمای ورودی معلوم است استفاده شده است. مشابه مبدل‌های حرارتی قبل، جهت افزایش دقت حل و محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار، طول مبدل حرارتی به حجم کنترل‌های با طول مساوی تقسیم شده است که هر حجم کنترل به عنوان یک مبدل حرارتی در نظر گرفته می‌شود. دمای پایین و فشار نسبتا بالای دی اکسیدکربن فوق بحرانی خروجی از خنک‌کننده گاز، حرارت را به طور داخلی به دی‌اکسیدکربن زیربحرانی بعد از تبخیر کننده منتقل می‌کند و ورودی کمپرسور را تا چند درجه مافوق گرم نگه می‌دارد. در طول مبدل حرارتی داخلی، ضریب انتقال حرات هر دو سمت از رابطه پیتلا و همکاران [22] و افت فشار توسط رابطه بلازیوس پیش‌بینی شده است [25].

مطالعه سیکل‌های توصیف شده با بهره‌گیری از معادلات ترمودینامیکی حاکم بر سیکل صورت گرفته است و عملکرد هر کدام از سیکل‌ها بواسطه ترم‌های ضریب عملکرد، طول حلقه مورد نیاز مبدل زمینی و ظرفیت حرارتی سیکل ارزیابی شده است. ظرفیت حرارتی به عنوان حرارت خارج شده از مبرد در خنک کننده گاز و ضریب عملکرد به عنوان نسبت ظرفیت حرارتی به توان ورودی به سیکل تعریف شده است. ظرفیت حرارتی و ضریب عملکرد مربوط به هر سیکل طبق روابط (24-26) بیان می‌شود:

ظرفیت حرارتی در همه سیکل‌ها

$$\dot{Q}_{\mathrm{GC}} = \dot{m}_{\mathrm{ref}}(h_2 - h_3) \tag{24}$$

ضریب عملکرد سیکل شامل شیر انبساط و سیکل شامل شیر انبساط و مبدل حرارتی داخلی

$$\mathrm{COP} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{GC}}}{\dot{W}_{\mathrm{comp}}} \tag{25}$$

ضریب عملکرد سیکل شامل منبسط‌کننده و سیکل شامل منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی

$$\mathrm{COP} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{GC}}}{\dot{W}_{\mathrm{comp}} - \dot{W}_{\mathrm{Exp}}} \tag{26}$$

لازم به ذکر است محاسبه طول حلقه موردنیاز مبدل زمینی بواسطه معادله (18)، پس از محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی صورت گرفته است.

4- اعتبار سنجی

تمامی سیکل‌های پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم تحت مطالعه در نرم‌افزار EES مدل‌سازی شده‌اند. کمیت‌های ورودی جهت آغاز شبیه‌سازی در جدول 1 لیست شده است. در تمامی سیکل‌های تحت بررسی، دو مطالعه مجزا شامل بار گرمایشی مشخص و طول حلقه مبدل زمین ثابت انجام شده است. در مطالعه اول بارگرمایشی تمامی سیکل‌ها برابر با 9 کیلووات و در مطالعه دوم طول حلقه مبدل زمین همه سیکل‌ها، 100 متر فرض شده است.

هرچند بر طبق دانش نویسندگان، هیچ داده آزمایشگاهی در مورد پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم منتشر نشده است، مطالعه حاضر توسط نتایج تئوری پژوهش آستین و سوماتی [18] اعتبار سنجی شده است. در این مطالعه، مدل عددی برای بررسی انرژی یک پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن افقی ارائه شده است. آنها از روش مقاوت حرارتی برای مدل‌سازی هدایت در زمین استفاده کرده اند. شرایط اعتبارسنجی شامل مقادیر موجود در جدول 1 به استثنا عدم استفاده از مبدل حرارتی داخلی می‌باشد و همچنین مقادیر دبی جرمی و دمای آب ورودی به خنک کننده گاز به ترتیب برابر با 0.06 کیلوگرم بر ثانیه و 7 درجه سانتیگراد لحاظ شده است. همان‌طور که در شکل 4 نشان داده شده است توافق قابل قبولی بین نتایج مطالعه حاضر و نتایج ارائه شده در مرجع [18] وجود دارد. بر اساس شکل 4 بیشترین مقدار ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیرکننده 140 متر بدست آمده است. همچنین نسبت تراکم با افزایش طول حلقه تبخیرکننده افزایش می‌یابد. علاوه بر این بیشترین خطای موجود بین نتایج مطالعه حاضر و مرجع [18] در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 70 متر در حدود 9 درصد در هر دو مقدار ضریب عملکرد و نسبت تراکم بدست آمد.

5- نتایج و بحث

در ادامه، در دو مطالعه مجزا، یکی شامل بارگرمایش مشخص و دیگری طول حلقه تبخیرکننده ثابت، تأثیر تغییر چند کمیت بر ضریب عملکرد، طول‌حلقه تبخیرکننده و ظرفیت حرارتی سیکل‌های تحت مطالعه بررسی شده است.

این کمیت‌ها شامل اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده، دما و دبی جرمی آب ورودی به خنک‌کننده گاز و طول خنک‌کننده گاز می‌باشند. برای پیش‌بینی تأثیر کمیت‌های ذکر شده، در طی شبیه‌سازی، فقط یکی از کمیت‌های مورد نظر واقع در جدول 1 تغییر می‌کند در حالیکه دیگر کمیت‌های مربوطه به اضافه دمای خروجی خنک‌کننده گاز در مطالعه

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]

جدول 1 کمیت‌های ورودی شبیه‌سازی

Table 1 Input parameters of simulation

مبدل زمینی (تبخیر کننده)	
قطر داخلی (mm)	9.5
قطر خارجی (mm)	11.5
تعداد حلقه	4
دمای زمین (°C)	6
ضریب هدایت حرارتی خاک ($Wm^{-1}K^{-1}$)	1
اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیر کننده (°C)	8
ضریب هدایت حرارتی لوله ($Wm^{-1}K^{-1}$)	400
خنک کننده گاز	
قطر داخلی لوله داخلی (mm)	5
قطر خارجی لوله داخلی (mm)	7
قطر داخلی لوله خارجی (mm)	16
طول (m)	15
دمای آب ورودی (°C)	50
دبی جرمی آب ورودی (kgs^{-1})	0.12
ضریب هدایت حرارتی لوله ($Wm^{-1}K^{-1}$)	400
مبدل حرارتی داخلی	
قطر داخلی لوله داخلی (mm)	9.5
قطر خارجی لوله داخلی (mm)	11.5
قطر داخلی لوله خارجی (mm)	20
طول (m)	1
کمپرسور	
حجم جابجایی (cm^3rev^{-1})	19.72
دور (rpm)	3000

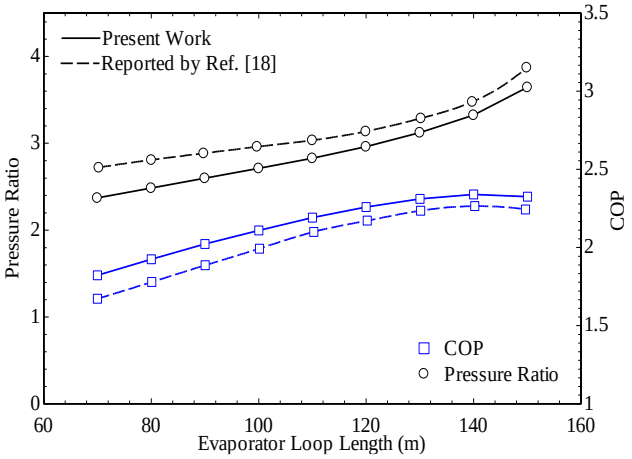

Fig. 4 Comparison of COP and pressure ratio vs. evaporator loop length of the present work with those reported by Ref. [18]

شکل 4 مقایسه ضریب عملکرد و نسبت فشار پژوهش فعلی با نتایج مرجع [18] برحسب طول حلقه تبخیر کننده

اول و طول حلقه تبخیرکننده در مطالعه دوم ثابت نگه داشته می‌شوند.

5-1- تأثیر اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده

در شکل‌های 5 و 6 تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده در برابر اختلاف دمای بین زمین و خروجی تبخیرکننده، برای چهار سیکل تحت مطالعه در یک بار گرمایشی ثابت نمایش داده شده است.

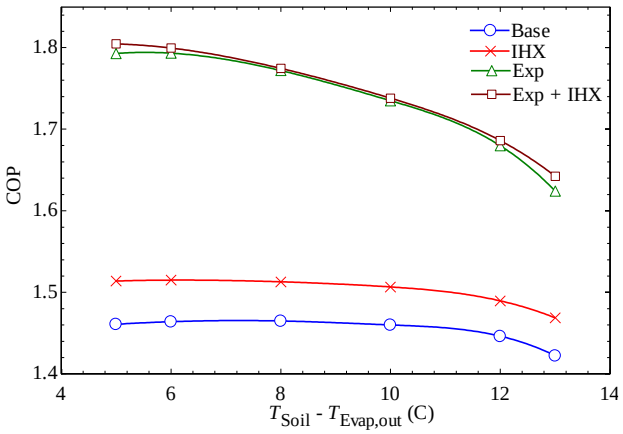

Fig. 5 Effect of T_{Soil}-$T_{out,Evap}$ on COP (heating capacity = 9 kW)

شکل 5 تأثیر اختلاف دما بین دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده بر ضریب عملکرد در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

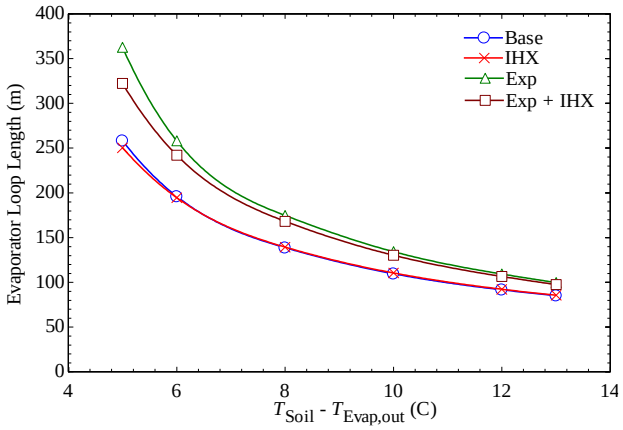

Fig. 6 Effect of T_{Soil}-$T_{out,Evap}$ on evaporator loop length (heating capacity = 9 kW)

شکل 6 تأثیر اختلاف دما بین دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده بر طول حلقه تبخیرکننده در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

همان‌طور که از شکل‌های 5 و 6 مشاهده می‌شود با افزایش اختلاف دما ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده در هر چهار سیکل تحت مطالعه کاهش می‌یابد. به دلیل افزایش توان مصرفی کمپرسور با افزایش اختلاف دما و از طرفی ثابت بودن ظرفیت حرارتی، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. با افزایش اختلاف دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده، اختلاف دمای زمین با دمای مبرد در مبدل زمینی به طور متوسط افزایش و دبی جرمی عبوری مبرد کاهش می‌یابد، در نتیجه جذب انرژی حرارتی از زمین با افزایش کمی مواجه می‌شود. افزایش متوسط اختلاف دمای زمین با دمای مبرد در تبخیرکننده و افزایش کم در جذب انرژی حرارتی از زمین با کاهش طول حلقه مورد نیاز تبخیرکننده جهت تامین بار گرمایشی مدنظر همراه است که این کاهش طول در نمودارهای شکل 6 مشهود است. واضح است که ضریب عملکرد در سیکل‌های شامل منبسط‌کننده بالاتر از سیکل‌های شامل شیر انبساط می‌باشد. استفاده از مبدل حرارتی داخلی به همراه شیر انبساط منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد نسبت به سیکل دارای شیر انبساط گردیده است اما تغییر قابل ملاحظه‌ای بر طول حلقه مبدل زمینی نداشته است. هرچند استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل منبسط‌کننده تغییر چشمگیری در ضریب عملکرد نسبت به سیکل شامل منبسط‌کننده به همراه نداشته است اما بکارگیری آن حتی با طول حداکثر یک متر، منجر به کاهش

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]

تأثیرگذاری در طول مبدل زمینی به ویژه در اختلاف دماهای کم شده است که بسیار حائز اهمیت است. همچنین در اختلاف دماهای کم، طول حلقه تبخیرکننده مورد نیاز در سیکل‌های شامل منبسط‌کننده نسبت به سیکل‌های شامل شیر انبساط بیشتر است. این افزایش به این دلیل است که در سیکل‌های شامل منبسط‌کننده مبرد با آنتالپی مخصوص کمتری وارد مبدل زمین می‌گردد و حرارت بیشتری را از زمین جذب می‌کند که در نتیجه طول حلقه تبخیرکننده بیشتری مورد نیاز است.

شکل‌های 7 و 8 تأثیر تغییر اختلاف دما بین زمین با دمای خروجی تبخیر کننده را بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی در یک طول حلقه تبخیرکننده ثابت در چهار سیکل تحت مطالعه نشان می‌دهند. همان‌طور که از شکل 7 مشاهده می‌شود با افزایش اختلاف دما، در ابتدا مقدار ضریب عملکرد در هر چهار سیکل مدنظر افزایش یافته و در ادامه در اختلاف دمای مشخصی، ضریب عملکرد رو به کاهش می‌گذارد. شکل‌گیری نقطه بیشینه ضریب عملکرد از آن‌جا ناشی می‌شود که در ابتدا با افزایش اختلاف دما، افزایش جذب انرژی حرارتی از زمین بر افزایش توان مصرفی کمپرسور غلبه کرده و منجر به افزایش ضریب عملکرد می‌گردد اما در ادامه در مقدار مشخصی از اختلاف دما، افزایش توان مصرفی کمپرسور بر افزایش جذب انرژی حرارتی از زمین غلبه کرده و ضریب عملکرد کاهش می‌یابد.

از نمودارهای شکل 8 واضح است که با افزایش اختلاف دما، ظرفیت حرارتی در هر چهار سیکل مدنظر تقریباً به طور خطی افزایش یافته است. همچنین اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی، منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد هر دو سیکل شامل شیر انبساط و منبسط‌کننده و افزایش کمی در ظرفیت حرارتی سیکل شامل منبسط‌کننده گردیده است. به علاوه مقدار ظرفیت حرارتی در یک اختلاف دمای مشخص در سیکل‌های شامل شیر انبساط بیشتر از سیکل‌های شامل منبسط‌کننده می‌باشد.

2-5-تأثیر دمای آب ورودی به خنک کننده گاز

شکل‌های 9 و 10 تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده را با توجه به تغییرات دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز در یک بار گرمایشی مشخص برای چهار سیکل تحت بررسی نشان می‌دهد.

مطابق با شکل‌های 9 و 10، با افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز، ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده بطور تقریباً خطی در هر چهار

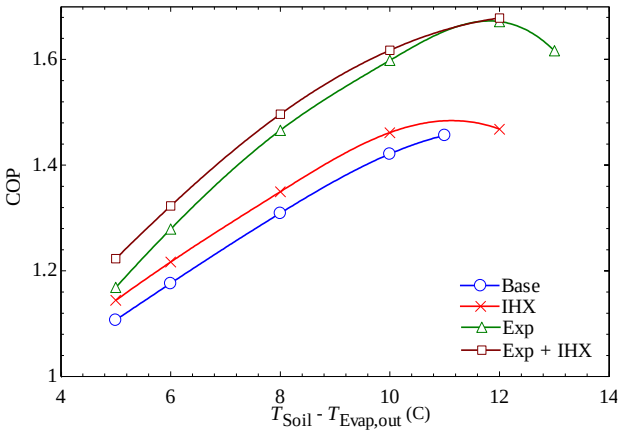

Fig. 7 Effect of T_{Soil}-$T_{out,Evap}$ on COP (ELL = 100 m)

شکل 7 تأثیر اختلاف دما بین دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده بر ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

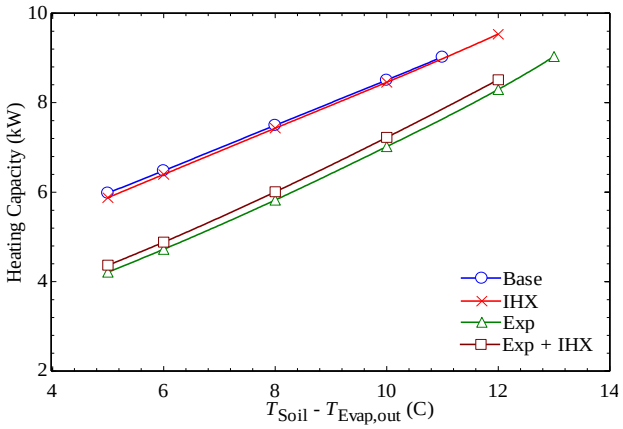

Fig. 8 Effect of T_{Soil}-$T_{out,Evap}$ on heating capacity (ELL= 100 m)

شکل 8 تأثیر اختلاف دما بین دمای زمین با دمای خروجی تبخیرکننده بر ظرفیت حرارتی در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

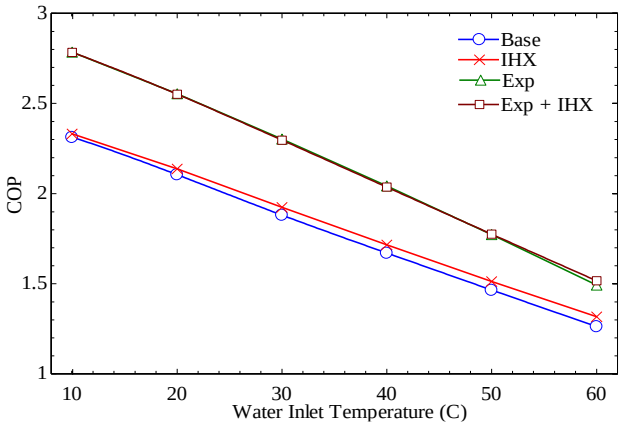

Fig. 9 Effect of water inlet temperature of gas cooler on COP (heating capacity = 9 kW)

شکل 9 تأثیر دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

سیکل کاهش می‌یابند. با افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز، توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد که با توجه به ثابت بودن مقدار بار گرمایشی، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. از طرفی با افزایش توان مصرفی کمپرسور، مقدار حرارت جذب شده از زمین کاهش می‌یابد که در نتیجه طول حلقه تبخیرکننده کمتری برای جذب انرژی حرارتی از زمین مورد نیاز خواهد بود. استفاده از مبدل حرارتی داخلی تنها کمی بر افزایش ضریب عملکرد سیکل شیرانبساط موثر بوده است. هر چند استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل منبسط‌کننده تغییری در ضریب عملکرد به همراه نداشته است اما مطابق با شکل 10 منجر به کاهش طول حلقه تبخیر کننده گردیده است. به عنوان مثال در دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز 50 °C، استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل منبسط‌کننده منجر به کاهش طول حلقه تبخیر کننده از 175 متر به 168 متر یعنی کاهشی معادل با 28 متر در کل طول تبخیرکننده (4 حلقه) و برابر با 4 درصد گردیده است.

شکل‌های 11 و 12 تأثیر دمای آب ورودی به خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی در یک طول حلقه تبخیرکننده ثابت برای چهار سیکل تحت مطالعه را نشان می‌دهد. مطابق شکل 11، به دلیل غلبه کردن افزایش توان مصرفی کمپرسور بر افزایش ظرفیت حرارتی، ضریب عملکرد با افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز در هر چهار سیکل تقریباً به طور

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]

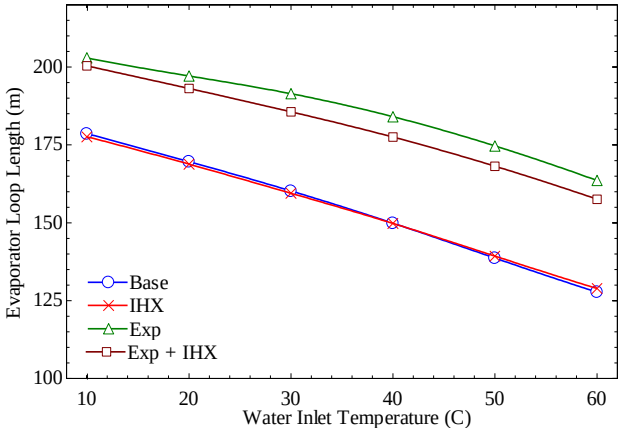

Fig. 10 Effect of water inlet temperature of gas cooler on evaporator loop length (heating capacity = 9 kW)

شکل 10 تأثیر دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز بر طول حلقه تبخیرکننده در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

خطی کاهش می‌یابد. همچنین استفاده از مبدل‌حرارتی‌داخلی در هر دو سیکل شامل شیرانبساط و منبسط‌کننده منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد گردیده است. از شکل 12 واضح است که با افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز، ظرفیت حرارتی در سیکل‌های شامل شیرانبساط تقریباً به طور خطی و با نرخ بیشتری نسبت به سیکل‌های شامل منبسط‌کننده افزایش یافته است. همچنین مشاهده می‌شود که بکارگیری مبدل حرارتی داخلی منجر به افزایش کمی در ظرفیت حرارتی سیکل شامل منبسط کننده گردیده است.

3-5-تأثیر دبی جرمی آب ورودی به خنک کننده گاز

شکل‌های 13 و 14 نمودار تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده را با توجه به تغییرات دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز در یک بار گرمایشی ثابت برای چهار سیکل تحت بررسی نشان می‌دهند. با توجه به ثابت بودن بار گرمایشی و کاهش کم توان مصرفی کمپرسور با افزایش دبی جرمی آب ورودی به خنک‌کننده گاز، ضریب عملکرد مطابق با شکل 13 در هر چهار سیکل مدنظر با افزایش کمی مواجه می‌شود. با افزایش دبی جرمی آب ورودی خنک کننده گاز، انرژی حرارتی جذب شده از زمین توسط مبرد با افزایش ناچیزی مواجه می‌شود که در نتیجه مطابق با شکل 14، طول حلقه

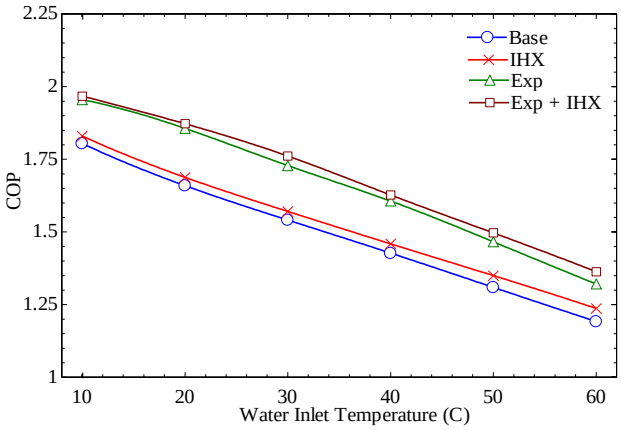

Fig. 11 Effect of water inlet temperature of gas cooler on COP (ELL = 100 m)

شکل 11 تأثیر دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 100 متر

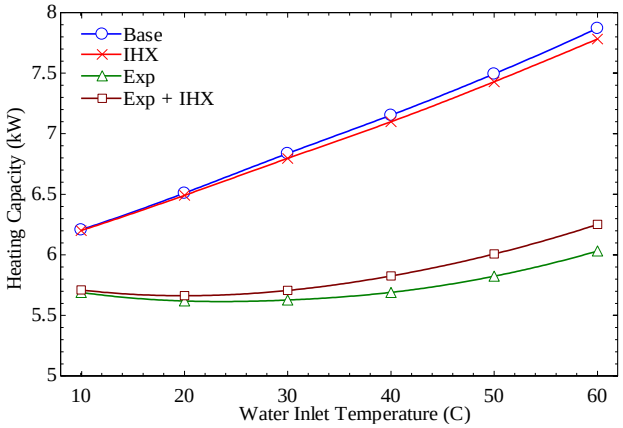

Fig. 12 Effect of water inlet temperature of gas cooler on heating capacity (ELL = 100 m)

شکل 12 تأثیر دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ظرفیت حرارتی در طول حلقه تبخیر کننده برابر با 100 متر

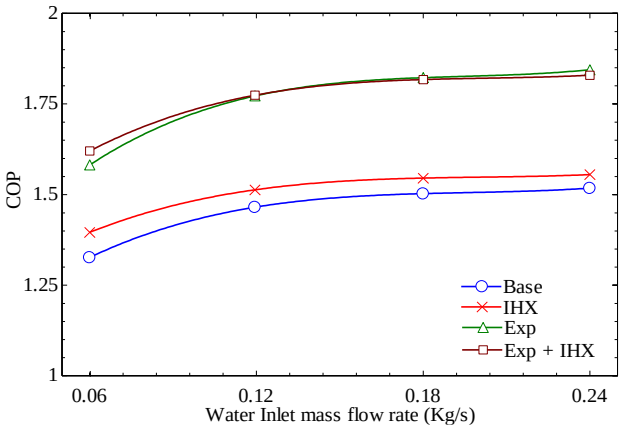

Fig. 13 Effect of water mass flow rate of gas cooler on COP (heating capacity = 9 kW)

شکل 13 تأثیر دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

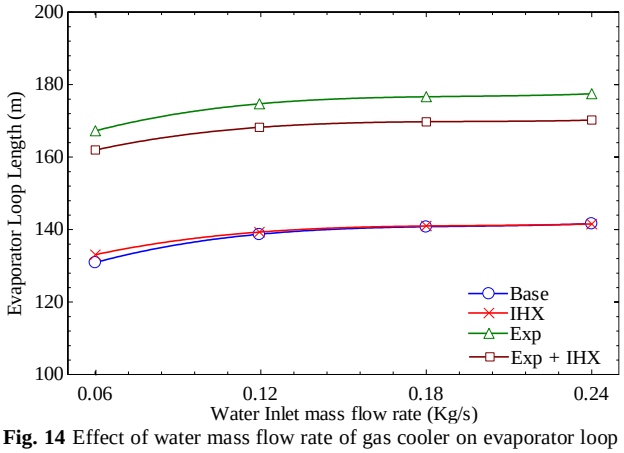

Fig. 14 Effect of water mass flow rate of gas cooler on evaporator loop length (heating capacity = 9 kW)

شکل 14 تأثیر دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز بر طول حلقه تبخیر کننده در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

تبخیرکننده نیز با افزایش کمی روبرو خواهد شد. روند تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده نشان می‌دهد که افزایش دبی جرمی آب از یک مقدار مشخص به بعد با تغییرات ناچیزی در افزایش ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیر کننده مواجه می‌شود.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]

نتایج ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی در مقابل تغییرات دبی جرمی آب ورودی به خنک‌کننده گاز به ازای یک طول حلقه تبخیر کننده ثابت برای چهار سیکل تحت مطالعه در شکل‌های 15 و 16 نمایش داده شده است.

در اینجا روند تغییرات ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی نشان می‌دهد که افزایش دبی جرمی آب با افزایش کمی در ضریب عملکرد و کاهش ناچیزی در ظرفیت حرارتی مواجه می‌شود. کاهش توان مصرفی کمپرسور با افزایش دبی جرمی آب و غلبه کردن کاهش توان مصرفی کمپرسور بر کاهش ظرفیت حرارتی منجر به افزایش ضریب عملکرد می‌گردد. از نمودار شکل‌های 15 و 16 واضح است که استفاده از مبدل حرارتی داخلی منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد هر دو سیکل و افزایش ناچیزی در ظرفیت حرارتی سیکل شامل منبسط‌کننده گردیده است.

4-5- تأثیر طول خنک کننده گاز

شکل‌های 17 و 18 نمودار تغییرات ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده را با توجه به تغییرات طول خنک‌کننده گاز در یک بار گرمایشی مشخص برای چهار سیکل تحت بررسی نشان می‌دهند.

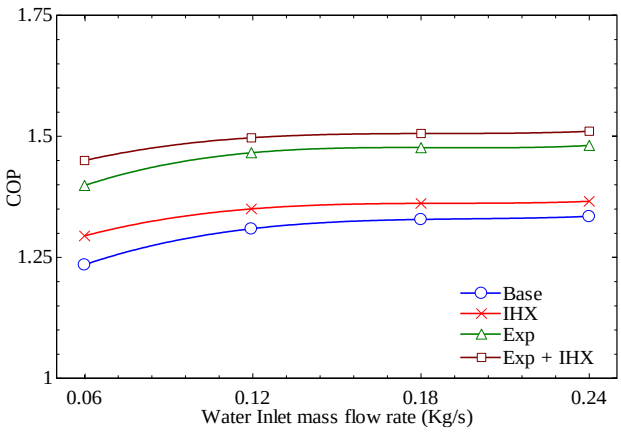

Fig. 15 Effect of water mass flow rate of gas cooler on COP (ELL = 100 m)

شکل 15 تأثیر دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

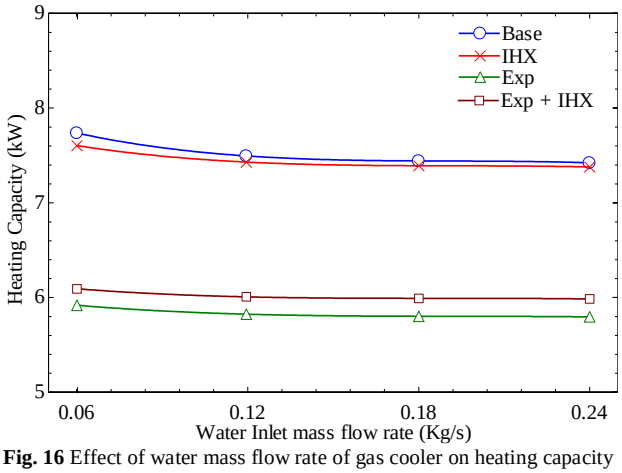

Fig. 16 Effect of water mass flow rate of gas cooler on heating capacity (ELL = 100 m)

شکل 16 تأثیر دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز بر ظرفیت حرارتی در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

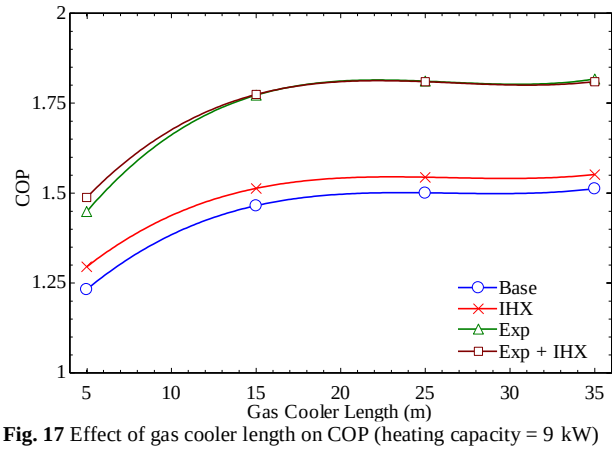

Fig. 17 Effect of gas cooler length on COP (heating capacity = 9 kW)

شکل 17 تأثیر طول خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

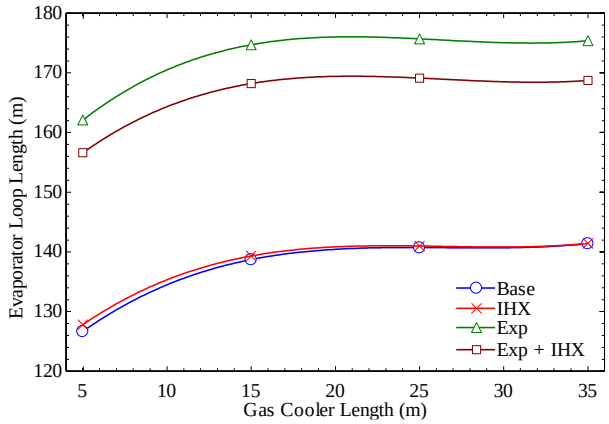

Fig. 18 Effect of gas cooler length on evaporator loop length (heating capacity = 9 kW)

شکل 18 تأثیر طول خنک‌کننده گاز بر طول حلقه تبخیر کننده در بار گرمایشی برابر با 9 کیلووات

از نمودار شکل 17 قابل مشاهده است که با در نظرگرفتن بار گرمایشی ثابت و کاهش توان مصرفی کمپرسور با افزایش طول خنک‌کننده گاز، در ابتدا روند تغییرات ضریب عملکرد با افزایش بیشتری مواجه است در حالیکه از یک طول خنک‌کننده گاز مشخص این تغییرات ناچیز می‌باشد. همچنین به دلیل افزایش جذب انرژی حرارتی از زمین با افزایش طول خنک کننده گاز، مطابق با شکل 18، طول حلقه تبخیرکننده نیز در ابتدا افزایش می‌یابد و در ادامه در یک طول خنک‌کننده گاز مشخص روند تغییرات ناچیز دنبال می‌شود.

شکل‌های 19 و 20 تأثیر تغییرات طول خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد و ظرفیت حرارتی را در یک طول حلقه تبخیرکننده ثابت برای چهار سیکل تحت مطالعه نشان می‌دهند. از مشاهده نمودار 19 واضح است که مقدار ضریب عملکرد در ابتدا با افزایش طول خنک کننده گاز رو به افزایش گذاشته و سپس در مقدار طول خنک کننده گاز مشخصی، رو به کاهش می‌گذارد که این امر منجر به شکل گیری مقدار بهینه‌ای از طول خنک‌کننده گاز در این حالت می‌گردد. همچنین مشاهده می‌شود که مشابه نتایج قبلی این تحقیق، مبدل حرارتی داخلی در هر دو سیکل شامل شیر انبساط و منبسط‌کننده منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد هر دو سیکل گردیده است. مطابق با شکل 20، ظرفیت حرارتی با افزایش طول خنک‌کننده گاز تغییرات ناچیزی داشته است. همچنین مقدار ظرفیت حرارتی در سیکل‌های شامل شیر انبساط

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]

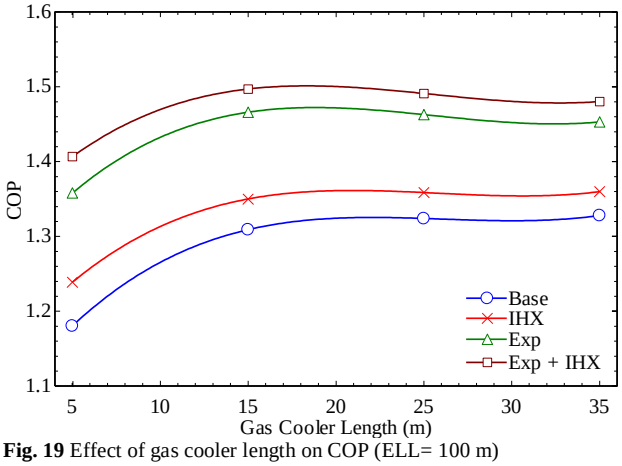

Fig. 19 Effect of gas cooler length on COP (ELL= 100 m)

شکل 19 تأثیر طول خنک‌کننده گاز بر ضریب عملکرد در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

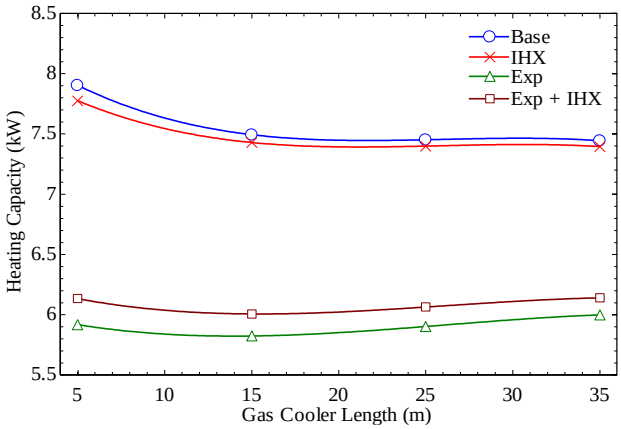

Fig. 20 Effect of gas cooler length on heating capacity (ELL = 100 m)

شکل 20 تأثیر طول خنک‌کننده گاز بر ظرفیت حرارتی در طول حلقه تبخیرکننده برابر با 100 متر

بیشتر از سیکل‌های شامل منبسط کننده بوده و مبدل حرارتی داخلی منجر به افزایش کمی در ظرفیت حرارتی سیکل شامل منبسط‌کننده گردیده است.

6- جمع‌بندی

در مطالعه‌ی حاضر، تأثیر استفاده از منبسط کننده و مبدل حرارتی داخلی بر پمپ حرارتی زمین گرمایی انبساط مستقیم دی‌اکسیدکربن در سیکل فوق بحرانی با در نظرگرفتن اثرات افت فشار در مبدل‌های حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. با این هدف، مطالعه مقایسه‌ای بین چهار سیکل مختلف انجام گرفته است: 1) سیکل دارای شیر انبساط 2) سیکل دارای منبسط‌کننده 3) سیکل دارای شیر انبساط به همراه مبدل حرارتی داخلی 4) سیکل دارای منبسط‌کننده به همراه مبدل حرارتی داخلی. در هر سیکل دو مطالعه مجزا صورت گرفته است. مطالعه اول شامل بار گرمایشی مشخص و مطالعه دوم شامل طول حلقه تبخیرکننده ثابت می‌باشد. در هر مطالعه بطور مجزا تأثیر کمیت‌هایی شامل اختلاف دما بین زمین و خروجی تبخیرکننده، دمای و دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز و طول خنک کننده گاز بر عملکرد سیکل‌های تحت مطالعه نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

به طور کلی با توجه به تأثیر بکارگیری منبسط‌کننده و مبدل حرارتی داخلی در تمامی حالت‌های مورد بررسی، ضریب عملکرد در سیکل‌های شامل منبسط‌کننده دارای مقدار بیشتری نسبت به سیکل‌های شامل شیر انبساط می‌باشد. همچنین استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل شیر انبساط همواره منجر به افزایش کمی در ضریب عملکرد می‌گردد. علاوه بر این بکارگیری مبدل حرارتی داخلی در سیکل شامل منبسط‌کننده تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر ضریب عملکرد نداشته اما بکارگیری آن در این سیکل منجر به کاهش طول حلقه تبخیرکننده می‌گردد که نکته حائز اهمیتی می‌باشد.

در پایان نتایج مربوط به تأثیر هر کدام یک از کمیت‌های در نظر گرفته شده در هر مطالعه به طور مجزا بیان شده است. در مطالعه اول یعنی بار گرمایش ثابت مشخص گردید که افزایش اختلاف دما بین زمین و خروجی تبخیرکننده منجر به کاهش ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده می‌گردد. همچنین افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز منجر به کاهش ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده می‌گردد. افزایش دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز با افزایش اندکی در ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده همراه است. افزایش طول خنک‌کننده گاز همراه با افزایش ضریب عملکرد و طول حلقه تبخیرکننده می‌باشد.

در مطالعه دوم یعنی طول حلقه تبخیرکننده ثابت معلوم گردید که افزایش اختلاف دما بین زمین و خروجی تبخیرکننده منجر به شکل‌گیری مقدار بهینه برای ضریب عملکرد می‌گردد و ظرفیت حرارتی سیستم تقریباً به طور خطی افزایش می‌یابد. افزایش دمای آب ورودی خنک‌کننده گاز منجر به کاهش ضریب عملکرد و افزایش ظرفیت حرارتی می‌گردد. افزایش دبی جرمی آب ورودی خنک‌کننده گاز با افزایش اندکی در ضریب عملکرد و کاهش ناچیزی در ظرفیت حرارتی همراه است. افزایش طول خنک‌کننده گاز همراه با افزایش ضریب عملکرد و تغییر ناچیز در ظرفیت حرارتی می‌باشد.

7- فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
C	نرخ ظرفیت حرارتی ($kW°C^{-1}$)
COP	ضریب عملکرد
C_p	ظرفیت حرارتی ویژه در فشار ثابت ($kJkg^{-1}°C^{-1}$)
d	قطر (m)
ELL	طول حلقه اواپراتور (m)
f	ضریب اصطکاک
F_p	ضریب افزایشی انتقال حرارت
Gr	شار جرمی ($kgm^{-2}s^{-1}$)
h	آنتالپی ($kJkg^{-1}$)
IHX	مبدل حرارتی داخلی
k	ضریب انتقال حرارت هدایت ($kWm^{-1}°C^{-1}$)
l	طول (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kgs^{-1})
N	دور کمپرسور (rpm)
n	تعداد حلقه‌های تبخیر کننده
NTU	تعداد واحدهای انتقال
Nu	عدد ناسلت
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
Pr	عدد پرانتل
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)
R	نسبت ظرفیت حرارتی
Re	عدد رینولدز

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]

T دما (°C)

U ظرفیت انتقال حرارتی کل ($kWm^{-2}\,°C^{-1}$)

V_s حجم جابجایی (cm^3rev^{-1})

$\dot{W}$ توان مصرفی (kW)

علایم یونانی

α ضریب انتقال حرارت جابجایی ($kWm^{-2}\,°C^{-1}$)

ε بازده مبدل حرارتی

η بازده

ρ چگالی (kgm^{-3})

φ ضریب افت فشار جریان اصطکاکی

ϕ فاکتور جوشش هسته ای

بالانویس‌ها

i شماره المان

زیرنویس‌ها

b بالک

comp کمپرسور

evap تبخیر کننده

Exp منبسط کننده

GC خنک کننده گاز

in داخل

l مایع

is آیزنتروپیک

max بیشترین

mech مکانیکی

min کوچکترین

out خارج

ref مبرد

sa جوشش استخری هسته ای

soil خاک

wall دیوار

tot کل

vol حجمی

W آب

8- مراجع

[1] G. Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 17, No. 5, pp. 292-301, 1994.

[2] G. Lorentzen, The use of natural refrigerant: A complete solution to the CFC/HCFC predicament, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 3, pp. 190-197, 1995.

[3] F. Kauf, Determination of the optimum high pressure for transcritical CO2-refrigeration cycles, *International Journal of Thermal Science*, Vol. 38, No. 4, pp. 325-330, 1999.

[4] B. Dai, C. Dang, M. Li, H. Tian, Y. Ma, Thermodynamic performance assessment of carbon dioxide blends with low-global warming potential (GWP) working fluids for a heat pump water heater, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 56, pp. 1-14, 2015.

[5] D. M. Robinson, E.A. Groll, Efficiencies of transcritical CO_2 cycles with and without an expansion turbine, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 1, pp. 577-589, 1998.

[6] J. L. Yang, Y. T. Ma, M. X. Li, H.Q. Guan, Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander, *Energy*, Vol. 30, No. 7, pp. 1162-11175, 2005.

[7] M. Li, Y. Ma, H. Tian, A rolling piston-type two-phase expander in the transcritical CO_2 cycle, *HVAC&R Research*, Vol. 15, No. 4, pp. 729-741, 2009.

[8] H. Tian, Y. Ma, M. Li, W. Wang, Study on expansion power recovery in CO_2 trans-critical cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 12, pp. 2516-2522, 2010.

[9] J. Sarkar, *Transcritical CO_2 Heat Pump for Simultaneous Cooling and Heating*, Phd Thesis, Indian Institute of Technology, Kharagpur, 2005.

[10] H. J. Kim, J. M. Ahn, S. O. Cho, K. R. Cho, Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO_2 trans-critical cycles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 13, pp. 1654-1661, 2008.

[11] D. E. Boewe, C. W. Bullard, J. M. Yin, P. S. Hrnjak, Contribution of internal heat exchanger to transcritical R-744 cycle Performance, *HVAC&R Research*, Vol. 7, No. 2, pp. 155-168, 2001.

[12] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. R. Gopal, Optimization of a transcritical CO_2 heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, No. 8, pp. 830-838, 2004.

[13] C. Aprea, A. Maiorino, An experimental evaluation of the transcritical CO_2 refrigerator performances using an internal heat exchanger, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, No. 6, pp. 1006-1011, 2008.

[14] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, R. Cabello, Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO_2 transcritical refrigeration plant using experimental data, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, No. 1, pp. 40-49, 2011.

[15] J. Rigola, N. Ablanque, C. D. Pérez-Segarra, A. Oliva, Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO_2 trans-critical cycle performance, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 4, pp. 664-674, 2010.

[16] Z. Zhang, L. Tian, Y. Chen, L. Tong, Effect of an internal heat exchanger on performance of the transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander, *Entropy*, Vol. 16, No. 11, pp. 5919-5934, 2014.

[17] O. Joneydi Shariatzadeh, S. S. Abolhassani, M. Rahmani, M. Ziaee Nejad, Comparison of transcritical CO2 refrigeration cycle with expander and throttling valve including/excluding internal heat exchanger: Exergy and energy points of view, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 93, pp. 779-787, 2016.

[18] B. T. Austin, K. Sumathy, Parametric study on the performance of a direct expansion geothermal heat pump using carbon dioxide, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3774-3782, 2011.

[19] H. Ghazizade-Ahsaee, M. Ameri, Investigation of a direct-expansion ground source heat pump using carbon dioxide, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 433-443, 2017. (in Persian فارسی)

[20] T. M. Oritz, D. Li, E. A. Groll, *Evaluation of the performance potential of CO_2 as a refrigerant in air-to-air Air conditioners and heat pumps: system modeling and analysis*, ARTI, Final Report, 2003.

[21] J. Pettersen, R. Rieberer, S. T. Munkejord, Heat transfer and pressure drop characteristics of evaporating carbon dioxide in microchannel tubes, *Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, pp. 107-114, July 25-28, 2000.

[22] S. S. Pitla, E. A. Groll, S. Ramadhyani, New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO_2, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 7, pp. 887-895, 2000.

[23] D. S. Jung, R. Radermacher, Prediction of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of refrigerant mixtures in horizontal tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 16, No. 3, pp. 201-209, 1993.

[24] D. S. Jung, R. Radermacher, M. McLinden, D. Didion, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751-1764, 1989.

[25] K. Stephan, M. Abdelsalam, Heat transfer correlations for natural convection boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 23, No. 1, pp. 73-87, 1980.

[26] L. Friedel, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two phase pipe flows, *European Two-Phase Flow Group Meeting*, Ispra, 5-8 June, 1979

[27] D. Baomin, L. Shengchun, Z. Kai, S. Zhili, M. Yitai, Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxiderefrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander, *Energy*, Vol. 122, pp. 787-800, 2017.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.11.38.8]