

# تحلیل ترمودینامیکی تاثیر راندمان مبادله‌کن گرمایی مبرد بر عملکرد سیستم تبرید جذبی آب- آمونیاک

فراز مرادی

محمود چهارطاقی\*

سیامک حسین پور

کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران

## چکیده

در مقاله حاضر، یک سیستم تبرید جذبی آب-آمونیاک با استفاده از قوانین بقای جرم و انرژی با نرم‌افزار EES مدل‌سازی گردیده است، با برقراری ارتباط بین نرم‌افزارهای MATLAB و EES تاثیر راندمان مبادله‌کن گرمایی مبرد بر پارامترهای عملکردی سیستم بصورت ترمودینامیکی مطالعه می‌گردد و عملکرد سیستم تحت حالات مختلف تحلیل می‌گردد؛ در حالت اول مشابه با آثار منتشر شده در ادبیات تحقیق تحت یک مقدار بهینه ارزیابی شده برای فشار پایین و دمای مولد متناسب با محدوده بررسی راندمان مبادله‌کن و در حالت دوم به علت ارتباط تنگاتنگ پارامترها در این سیستم، به‌عنوان نوآوری کار حاضر تحت پارامترهای بهینه متناسب با تغییرات راندمان مبادله‌کن. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش راندمان مبادله‌کن از ۰ تا ۱، فشار پایین بهینه، دمای بهینه مولد و ضریب عملکرد سیستم در محدوده‌های ۰/۶۲۱۷-۲/۸۷۷۰ بار، ۱۱۴/۶-۱۵۲/۶ درجه سلسیوس و ۰/۵۹۲۳-۰/۲۹۰۹ به ترتیب افزایش، کاهش و افزایش می‌یابد که نشان‌دهنده تاثیر قابل توجه این پارامتر بر پارامترهای عملکردی سیستم می‌باشد. همچنین، نشان داده شد که در کار حاضر مبادله‌کن گرمایی محلول از تجهیزات ضروری سیستم بوده و انتخاب آن با کارایی‌های بالای ۷۳/۹۵٪ بایستی توجیه اقتصادی داشته باشد.

واژه‌های کلیدی: مبادله‌کن مبرد، سیستم تبرید جذبی، آب-آمونیاک، مدل‌سازی، شبیه‌سازی.

## Thermodynamic Analysis of the Effect of Refrigerant Heat Exchanger on Performance of Ammonia-Water Absorption Refrigeration System

F. Moradi  
M. Chahartaghi  
S. Hossein Pour

Faculty of Mechanical engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran  
Faculty of Mechanical engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran  
Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

## Abstract

In this paper, an ammonia-water absorption refrigeration system has been modeled with mass and energy balances by EES software, the effect of RHE efficiency on system's operating parameters by coupling the EES and MATLAB software is studied thermodynamically, and the system's performance is analyzed under different conditions, in first case, similar to the published researches, at an optimal obtained value for low pressure and generator temperature proportional to the investigation range of RHE efficiency, and in second case, due to a high dependence of this system's parameters together, as the main novelty of this research, at optimal obtained values for these parameters according to the RHE efficiency variations. The results show that, low pressure, generator temperature and COP increasing, decreasing and increasing in the range of 0.6217-2.8770 bar, 152.6-114.6°C and 0.2909-0.5923, respectively, by increasing the RHE efficiency from 0-1 which demonstrates the considerable effect of RHE efficiency on system's operating parameters. Also it was shown that in this case study, the RHE should be considered as an essential component, and choosing efficiency values higher than 73.95% must necessarily have economic justification.

**Keywords:** Refrigerant Heat Exchanger, Absorption refrigeration system, Ammonia-water, Modeling, Simulation.

مرور این موضوع پرداخته اند. زوج کاری رایج در این سیستم‌ها آب-آمونیاک و لیتیوم بروماید-آب می‌باشد که مشکل کریستالیزاسیون و عدم امکان استفاده در دماهای نزدیک انجماد از جمله مشکلات رایج سیستم‌هایی با زوج لیتیوم بروماید-آب می‌باشد و با استفاده از زوج کاری آب-آمونیاک مشکلات و محدودیت‌های مذکور برطرف می‌گردد [۴]. پایین‌تر بودن هزینه ساخت و نگهداری سیستم‌های آمونیاکی از دیگر مزایای این سیستم‌ها در مقایسه با سیستم‌های لیتیوم بروماید-آب بوده و یکی دیگر از علل توجه بیشتر به این سیستم‌ها می‌باشد.

عیب اصلی این سیستم‌ها فرار بودن جاذب (آب) می‌باشد به این ترتیب مقدار قابل ملاحظه‌ای بخار آب به همراه بخار مبرد (آمونیاک) از مولد خارج می‌شود. بنابراین پیکربندی سیستم‌های آمونیاکی به علت لزوم در نظر گرفتن تجهیزات اضافی جهت خالص سازی بخار آمونیاک

## ۱- مقدمه

مطالعات انجام شده در چند دهه اخیر نشان دهنده توجه روز افزون پژوهشگران سراسر جهان به چیلرهای جذبی به‌عنوان یک تکنولوژی جالب و مناسب‌ترین جایگزین برای سیستم‌های سرمایشی رایج می‌باشد. سیال کاری این سیستم‌ها دوست‌دار محیط زیست بوده و فاقد هرگونه آثار تخریبی لایه ازن می‌باشد [۱-۳]. امکان استفاده از منابع ارزان انرژی از قبیل انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و منابع انرژی زیست توده؛ کارکرد بیصدا و بدون لرزش و امکان نگهداری آسان از دیگر مزایای این سیستم‌ها می‌باشد [۱].

این سیستم‌ها به لحاظ نوع فرایند جذب، اعم از جذب متناوب و مداوم و همچنین نوع زوج کاری بکار رفته به انواع مختلفی دسته بندی می‌شوند که حسن و محمد [۴] و در کاری دیگر فان و همکاران [۵] به

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: chahartaghi@shahroodut.ac.ir

پسچیده‌تر از سیستم‌های لیتیوم بروماید می‌باشد [۶].

به طور کلی در چند دهه اخیر عملکرد سیستم‌های جذبی به صورت علمی و عملی اثبات گردیده است ولی بیشتر بودن زمان بازگشت سرمایه این سیستم‌ها مانعی برای رشد بازاری آنها [۳] و حجیم بودن این سیستم‌ها و پایین بودن ضریب عملکرد آن‌ها، مانع توسعه هرچه بیشتر این سیستم‌ها گردیده است که آثار و مطالعات منتشر شده در رابطه با این سیستم‌ها نشان دهنده تلاش پژوهشگران سراسر جهان در راستای برطرف کردن این موانع می‌باشد [۷]. با توجه به آثار گزارش شده در ادبیات تحقیق، در برخی از مطالعات به انتخاب زوج کاری مناسب پرداخته شده است، برخی پژوهشگران امکان تامین گرمای مورد نیاز این سیستم‌ها را با منابع مختلف انرژی بررسی نمودند، برخی پژوهشگران عملکرد این سیستم‌ها را در ترکیب با دیگر سیستم‌ها و با اهدافی غیر از تهویه مطبوع و تبرید تحلیل نمودند. به لحاظ اهمیت ارزیابی و پیش‌بینی دقیق عملکرد سیستم در تمامی مطالعات مشابه، برخی از پژوهشگران به مدل‌سازی، شبیه‌سازی پارامتری و دینامیکی و بهینه‌سازی این سیستم‌ها تحت شرایط عملکردی مختلف پرداخته‌اند و در یک سری از مطالعات تأثیر برخی از پارامترهای موثر بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفته است.

چاو و همکاران [۸] یک سیستم تبرید جذبی آب-آمونیاک را مدل‌سازی و شبیه‌سازی نموده و با تحلیل قانون دوم ترمودینامیک، آهنگ تولید آنتروپی و ضرایب کلی انتقال گرمای سطوح<sup>۱</sup> در اجزای مختلف سیستم را بررسی نمودند. لاوانیا و مارتی [۹] عملکرد یک سیستم جذبی آب-آمونیاک را با هدف طراحی مبادله‌کن‌های سیستم برپایه قانون اول ترمودینامیک تحلیل نموده و ضرایب کلی انتقال گرمای سطوح را برای تمامی اجزای سیستم تعیین نمودند. کاسیولا و همکاران [۱۰] به شبیه‌سازی یک سیستم جذبی خورشیدی با گردآورنده سهموی مرکب<sup>۲</sup> بر پایه تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک پرداختند و معادلاتی را بر اساس قانون بقای جرم و انرژی برای مخلوط آب-آمونیاک توسعه دادند. کیم و پارک [۱۱] یک چیلر جذبی تک اثره آب-آمونیاک با ظرفیت ۱۰٫۵ کیلو وات را با کاربری تجاری در فضایی با حجم ۳۰۰ مترمکعب در حالت پایا و گذرا مورد مطالعه قرار دادند و مدل‌سازی، شبیه‌سازی و آنالیز دینامیکی سیستم را انجام دادند و پارامترهایی از قبیل غلظت و جرم محلول آب-آمونیاک و حجم هر یک از اجزای سیستم بررسی نمودند. لی لوستک و همکاران [۱۲] با شبیه‌سازی عددی یک سیستم جذبی آب-آمونیاک با ظرفیت مشابه تحت شرایط حالت پایا<sup>۳</sup>، تأثیر دمای مولد و تبخیرکننده بر COP سیستم را بررسی نمودند و نشان دادند که کاهش ۱۰ درجه‌ای دمای تبخیرکننده منجر به کاهش ۲۵ درصدی COP سیستم و افزایش ۱۰ درجه‌ای دمای مولد منجر به کاهش ۴ درصدی COP سیستم می‌گردد.

لی لوستک و همکاران [۱۳] در کاری دیگر بهینه‌سازی یک سیستم مشابه تحت حالت پایا را با تحلیل قانون دوم ترمودینامیک و تحلیل انرژی سیستم مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند که COP سیستم با مقادیر بهینه ۰٫۵۶، ۰٫۶۲ و ۰٫۶۹ به ترتیب منجر به حداقل گردیدن

مقادیر ضرایب کلی انتقال گرمای سطوح، برگشت ناپذیری‌ها و بهره‌وری انرژی سیستم می‌گردد. آنها همچنین نشان دادند که جذب‌کننده و مولد به ترتیب ۳۳٪ و ۳۴٪ از تخریب انرژی سیستم را شامل می‌شود. کوادا و الگوئی [۱۴] با بررسی عملکرد ترکیبی یک سیستم جذبی آب-آمونیاک با موتور دیزلی دریایی تأثیر دماهای جذب‌کننده، تقطیرکننده، تبخیرکننده و مولد و همچنین تأثیر راندمان مبادله‌کن گرمایی محلول بر عملکرد سیستم را بررسی نمودند. تابواس و همکاران [۱۵] در کار مشابهی عملکرد سیستم‌های جذبی با مبرد آمونیاک و زوج‌های مختلف را با امکان تامین گرمای لازم مولد از گرمای اتلافی موتورهای دیزلی در کشتی‌های ماهیگیری مطالعه نمودند و بار سرمایه‌مورد نیاز و ضریب عملکرد سیستم جذبی را برحسب توابعی از دمای تبخیرکننده، تقطیرکننده و مولد ارزیابی نمودند و با بررسی عملکرد سیستم با دمای تقطیرکننده و مولد ۲۵ و ۸۵ درجه سلسیوس، حداقل دمای تبخیرکننده قابل حصول سیستم با زوج آب-آمونیاک را ۱۳٫۷- درجه تعیین نمودند. عبدالطیف و همکاران [۱۶] با تحلیل قانون اول ترمودینامیک برای یک سیستم جذبی آب-آمونیاک، تأثیر راندمان مبادله‌کن گرمایی محلول<sup>۴</sup> بر COP سیستم را مطالعه نموده و با افزایش راندمان مبادله‌کن گرمایی محلول از صفر تا یک، از افزایش ۵۰ درصدی ضریب عملکرد سیستم گزارش نمودند. ادنان سوزین [۱۷] با هدف بررسی تأثیر مبادله‌کن‌های گرمایی مبرد و محلول بر پارامترهای عملکردی سیستم جذبی آب-آمونیاک، ۳ پیکربندی مختلف را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند ۱- سیستم شامل مبادله‌کن محلول ۲- سیستم شامل مبادله‌کن مبرد و ۳- سیستم شامل هر دو نوع مبادله‌کن، و با این نتیجه‌گیری که ضریب عملکرد سیستم ۱، حدوداً ۰٫۱۵۴ پایین‌تر از ضریب عملکرد سیستم ۳ و حدوداً ۰٫۱۱۹۲ بالاتر از ضریب عملکرد سیستم ۲ بوده است. از تأثیر بیشتر راندمان مبادله‌کن محلول گزارش نمودند. گوپال و همکاران [۱۸] عملکرد سیستم جذبی آب-آمونیاک با مقیاس کوچک را با استفاده از گرمای اتلافی مولد دیزلی<sup>۵</sup> به صورت آزمایشی مورد ارزیابی قرار دادند و آزمایشات متعددی را به منظور تعیین تغییرات ظرفیت تبرید، ضریب عملکرد سیستم و مقایسه فشار بالا و پایین سیستم جذبی با تغییرات دمای محیط انجام دادند. تریچه و همکاران [۱۹] با تحلیل انتقال جرم و انرژی در جذب‌کننده، به مطالعه عددی و آزمایشگاهی فرایند جذب در جذب‌کننده در یک سیستم جذبی آب-آمونیاک با ظرفیت ۵ کیلووات پرداختند.

با بررسی دقیق‌تر گزارشات ایشان روشن می‌گردد که:

- تأثیر تغییرات راندمان بر عملکرد و پارامترهای عملکردی سیستم در کار ایشان بررسی نگردیده و صرفاً به مقایسه عملکرد سیستم شامل تنها مبادله‌کن مبرد با سیستم شامل تنها مبادله‌کن محلول و سیستم شامل هر دو مبادله‌کن پرداخته شده است.

<sup>۴</sup> SHE

<sup>۵</sup> diesel generator exhaust

<sup>۱</sup> thermal conductance (UA)

<sup>۲</sup> CPC

<sup>۳</sup> steady state conditions

حالت مایع اشباع به مولد برمی‌گردد (۱۴) در اصلاح‌کننده با انتقال گرما به محیط، ماده مبرد از جاذب جدا گردیده بخار خالص مبرد به منظور تقطیر به تقطیرکننده جریان می‌یابد (۷) در تقطیرکننده مبرد با از دست دادن گرما تبدیل به مایع می‌شود (۸) مبرد مایع پس از پیش سرد شدن توسط مبادله‌کن گرمایی مبرد (۹) به منظور کاهش فشار از شیر انبساط عبور می‌نماید و به تبخیرکننده جریان می‌یابد (۱۰) مبرد پس از جذب گرمای نهان تبخیر از محیط خنک شونده در تبخیرکننده (۱۱) و تبادل گرما در مبادله‌کن گرمایی مبرد در حالت بخار به جاذب‌کننده وارد می‌گردد (۱۲). با تامین گرما مورد نیاز مولد به منظور جدا سازی مبرد از جاذب، محلول ضعیف آمونیاک در حالت مایع اشباع از مولد خارج می‌گردد (۴) و پس از تبادل گرما با محلول قوی جذب‌کننده و پیش‌گرم کردن محلول قوی قبل از ورود به مولد، جهت تقلیل فشار به شیر انبساط فرستاده می‌شود (۵) و تحت فشار پایین سیستم به جاذب‌کننده جریان می‌یابد (۶). و با جذب بخار مبرد توسط جاذب مایع در جذب‌کننده، چرخه کامل می‌شود.

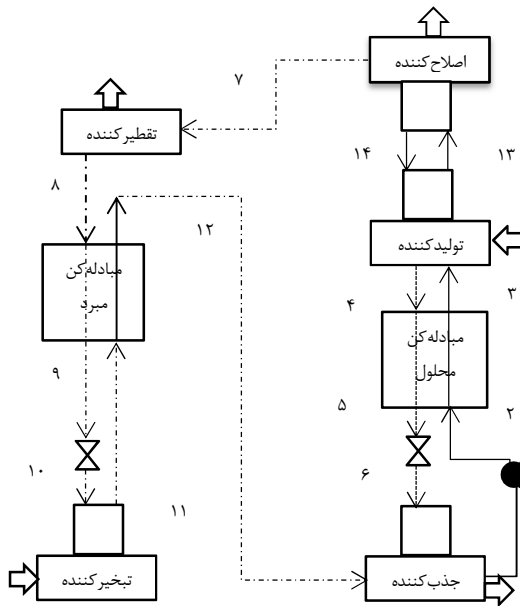
### ۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی

با فرض حالت پایا، موازنه جرم و انرژی برای هر یک از اجزای سیستم به صورت معادلات (۱ و ۲) می‌باشد.

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o = 0 \quad (1)$$

$$\sum (\dot{m}.x)_i - \sum (\dot{m}.x)_o = 0 \quad (2)$$

$$\sum (\dot{m}.h)_i - \sum (\dot{m}.h)_o + [\sum \dot{Q}_I - \sum \dot{Q}_O] + W = 0 \quad (3)$$



شکل ۱- طرحواره سیستم جذبی آب-آمونیاک

نسبت بار گرمایی جذب شده از محیط توسط تبخیرکننده به گرمای مورد نیاز مولد و کار الکتریکی پمپ به‌عنوان ضریب عملکرد سیستم جذبی تعریف می‌شود (معادلات ۳ و ۴)

$$COP_{th} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (3)$$

- در فرایند مقایسه عملکرد سیستم‌ها، تمامی پارامترهای عملکردی سیستم از قبیل فشار پایین، دماهای تبخیرکننده، جذب‌کننده، تقطیرکننده و مولد، غلظت محلول قوی و ضعیف ثابت در نظر گرفته شده است و لذا متناسب با هر پیکربندی حداکثر ضریب عملکرد قابل حصول ارزیابی نگردیده است.
- خروجی تبخیرکننده همواره بخار اشباع فرض گردیده است. در حالی که مبرد تبخیرکننده در کار گویال [۱۸] در حالت دوفازی با کیفیت بالا، در کار چن و همکاران [۲۰] با کیفیت ۰٫۹۵ فرض گردیده و مبرد ورودی جذب‌کننده در کار تریچه و همکاران [۱۹] بخار اشباع فرض شده است.

در کار حاضر تحلیل عملکرد سیستم و بررسی تاثیر راندمان مبادله‌کن گرمایی مبرد بر پارامترهای عملکرد سیستم با هدف رفع کاستی‌های مذکور انجام گرفته است، در این راستا یک سیستم تبرید جذبی آب آمونیاک با موازنه جرم و انرژی در تک‌تک اجزای سیستم با نرم افزار EES [۲۱] به صورت ترمودینامیکی مدل‌سازی و به صورت پارامتری شبیه‌سازی گردید و با فراخوانی مدل توسعه داده شده در محیط EES توسط نرم‌افزار MATLAB [۲۲]، تاثیر راندمان مبادله‌کن مبرد بر دمای مبرد ورودی جذب‌کننده و مبرد ورودی تبخیرکننده قبل از عبور از شیر انبساط، کیفیت اشباع مبرد ورودی- خروجی تبخیرکننده و مبرد ورودی جذب‌کننده، غلظت محلول قوی و ضعیف جذب‌کننده، فشار پایین، دمای مولد، ضریب عملکرد کلی- ترمودینامیکی- کارنو، بازده چرخه و نسبت گردش، تحت حالات زیر بررسی می‌گردد.

- تحت مقادیر بهینه و ثابت فشار پایین و دمای مولد متناسب با محدوده تغییرات راندمان
- تحت فشار پایین بهینه ثابت و مقادیر بهینه و متغیر دمای مولد با تغییرات راندمان
- تحت دمای بهینه و ثابت مولد و فشار پایین بهینه متغیر با تغییرات راندمان
- تحت مقادیر بهینه و متغیر فشار پایین و دمای مولد با تغییرات راندمان

تاثیر مقادیر پارامترهای ثابت بر نتایج حاصل در حالات ۱ و ۲، با تحلیل عملکرد سیستم در بازه‌های مختلف (۰-۱ و ۰٫۵-۱) بررسی می‌گردد و با بررسی کیفیت مبرد در نقاط مختلف چرخه، متناسب با تغییرات راندمان مبادله‌کن، فشار پایین بهینه تعیین گردیده (حالت ۳) و با تعیین مقادیر بهینه دمای مولد (حالت ۴)، تاثیر این عوامل بر پارامترهای عملکردی سیستم مورد تحلیل قرار می‌گیرد.

### ۲- توصیف سیستم

طرحواره چرخه جذبی آب-آمونیاک در شکل ۱ نمایش داده شده است. مطابق شکل ۱، محلول قوی آمونیاک در حالت مایع اشباع از جذب‌کننده خارج گردیده (۱) و توسط پمپ الکتریکی تا فشار بالای سیستم متراکم می‌گردد (۲) و پس از پیش گرم شدن با عبور از مبادله‌کن گرمایی محلول (۳) به مولد فرستاده می‌شود و در مولد با جذب گرما از منبع مورد نظر و تبخیر مبرد، محلول غنی آمونیاک در حالت بخار به اصلاح‌کننده انتقال می‌یابد (۱۳) و محلول ضعیف در

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G + W_p} \quad (4)$$

ضریب عملکرد کارنو، بیشینه ضریب عملکرد ممکن یک سیستم می‌باشد و با توجه به دماهای عملکرد سیستم به صورت معادله تعریف می‌شود [۲، ۱۱ و ۲۳]:

$$COP_{Ca} = \frac{T_4 - T_1}{T_4} \times \frac{T_{11}}{T_8 - T_{11}} \quad (5)$$

#### ۴- شبیه سازی سیستم

شبیه سازی سیستم با در نظر گرفتن فرضیات زیر، پارامترهای ثابت مندرج در جدول ۲ و تحلیل معادلات ارائه شده در بخش ۳ با نرم افزار

EES [۲۱] انجام می‌گیرد. این فرضیات عبارتند از:

- حالت پایا و اجزای سیستم در تعادل ترمودینامیکی می‌باشند.
- افت فشار اجزای سیستم، افت گرمایی و نشت به محیط ناچیز و شیرهای انبساط آدیاباتیک فرض می‌گردند.
- حالت جریان در نقاط ۱، ۴، ۸ و ۱۴ مابع اشباع و در نقاط ۷ و ۱۳ بخار اشباع در نظر گرفته شده است.
- حالت جریان ۱۱ بخار اشباع یا مخلوط دوفازی با درجه اشباع بالا [۱۸ و ۲۰] و حالت جریان ۱۲ بخار اشباع یا بخار مافوق گرم در نظر گرفته شده است [۱۹].

جدول ۱- معادلات حاکم بر موازنه جرم و انرژی اجزای سیستم جذبی

موازنه انرژی	موازنه جرم	اجزای سیستم
$\dot{Q}_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_1 h_1$ (۷)	$\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_1$ $\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{12} x_{12} = \dot{m}_1 x_1$ (۶)	جذب کننده
$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_1 \cdot v_1 \cdot (P_2 - P_1)}{\eta_p}$ $\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_p = \dot{m}_2 h_2$ (۹)	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ $\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 \Rightarrow x_1 = x_2$ (۸)	پمپ
$Eff_{SHE} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2}$ (۱۱) $\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5$	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, \dot{m}_4 = \dot{m}_5$ $x_2 = x_3, x_4 = x_5$ (۱۰)	مبادله کن گرمایی محلول
$Eff_{RHE} = \frac{T_{12} - T_{11}}{T_8 - T_{11}}$ (۱۳) $\dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{11} h_{11}$	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9, \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$ $x_8 = x_9, x_{11} = x_{12}$ (۱۲)	مبادله کن گرمایی مبرد
$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{13} h_{13} - (\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{14} h_{14})$ (۱۵)	$\dot{m}_3 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{13}$ $\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_{13} x_{13}$ (۱۴)	تولید کننده
$h_5 = h_6$ (۱۷)	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ $x_5 = x_6$ (۱۶)	شیر انبساط محلول
$\dot{Q}_d = \dot{m}_{13} h_{13} - (\dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_7 h_7)$ (۱۹)	$\dot{m}_7 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{13}$ $\dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_{13} x_{13}$ (۱۸)	اصلاح کننده
$\dot{Q}_c = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8$ (۲۱)	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$ $x_7 = x_8$ (۲۰)	تقطیر کننده
$h_9 = h_{10}$ (۲۳)	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ $x_9 = x_{10}$ (۲۲)	منبسط کننده مبرد
$\dot{Q}_E = \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{10} h_{10}$ (۲۵)	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$ $x_{10} = x_{11}$ (۲۴)	تبخیر کننده

جدول ۲- پارامترهای ثابت شبیه سازی

مقدار	پارامتر
۳۰	جذب کننده
۳۰	تقطیر کننده
-۵	تبخیر کننده
۰٫۸	مبادله کن محلول
۰-۱	مبادله کن مبرد
۰٫۸	بازدهی اصلاح کننده
۰٫۸	کارایی پمپ

نسبت گردش سیال در چرخه جذبی به صورت نسبت دبی جرمی محلول ضعیف آمونیاک به دبی جرمی مبرد خالص سازی شده تعریف شده و از رابطه (۶) تعیین می‌گردد [۲۴ و ۲۵].

$$C.R = \frac{\dot{m}_{weak\ Solution}}{\dot{m}_{Refrigerant}} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_4} \quad (26)$$

نسبت بازدهی چرخه جذبی به صورت نسبت ضریب عملکرد سیستم به ضریب عملکرد کارنو سیستم تعریف می‌شود [۲، ۱۱ و ۲۳].

$$\eta_{ARS} = \frac{COP}{COP_C} \quad (27)$$

به منظور مدل سازی سیستم جذبی، هر یک از اجزای سیستم به عنوان یک سیستم حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود. معادلات حاکم بر مدل سازی تمامی اجزای سیستم در جدول ۱ ارائه گردیده است.

- غلظت مبرد خالص برابر با ۰٫۹۹۸ می‌باشد [۱۵، ۲۰ و ۲۵].

#### ۵- بحث و نتایج

در کار حاضر، سیستم نمایش داده شده در شکل ۱ با موازنه جرم و انرژی مدل سازی گردید و برپایه فرضیات مذکور و پارامترهای ثابت مندرج در جدول ۲ با نرم افزار EES [۲۱] شبیه سازی گردید، با فراخوانی مدل توسعه داده شده در محیط EES [۲۱] با نرم افزار MATLAB [۲۲] تأثیر راندمان مبادله کن مبرد بر دمای مبرد ورودی جذب کننده و مبرد ورودی تبخیر کننده قبل از عبور از شیر انبساط، کیفیت اشباع مبرد ورودی- خروجی تبخیر کننده و مبرد ورودی

جذب‌کننده، غلظت محلول قوی و ضعیف آمونیاک، فشار پایین، دمای مولد، ضریب عملکرد کلی، ترمودینامیکی و کارنو، بازده چرخه و نسبت گردش در حالات مختلف به‌صورت ترمودینامیکی بررسی گردید. نتایج حاصل در این بخش ارائه و مورد بحث قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است که در مطالعه حاضر تغییرات راندمان مبادله‌کن به‌صورت نظری و ترمودینامیکی مطالعه گردیده است، راندمان مبادله‌کن متاثر از نوع مبادله‌کن، آرایش و خواص ترمودینامیکی جریان و دیگر پارامترهای طراحی می‌باشد و در واقعیت به منظور عملکرد یک نوع مبادله‌کن با آرایش خاص جریان با یک راندمان معین، خواص ترمودینامیکی جریان با تحلیل ترمودینامیکی ارزیابی گردیده و پارامترهای طراحی مبادله‌کن از جمله ضریب کلی انتقال گرما و اندازه مورد نیاز مبادله‌کن بر حسب راندمان مفروض و خواص ترمودینامیکی ارزیابی شده تعیین شده و مبادله‌کن طراحی می‌گردد.

### ۵-۱- اعتبار سنجی

نتایج حاصل از شبیه‌سازی انجام شده در کار حاضر با نتایج شبیه‌سازی لی لوستک و همکاران [۱۳] مقایسه گردید و نتایج حاصل در جدول ۳ ارائه گردید با توجه به جدول ۳ ملاحظه می‌شود که نتایج حاصل همخوانی قابل قبولی دارد.

جدول ۳- نتایج کار حاضر و نتایج لی لوستک و همکاران [۱۸]

پارامتر	لی لوستک و همکاران [۱۸]	کار حاضر	درصد خطا
آهنگ انتقال گرما (وات)	مولد	۴۳۴۱	۱٫۹۱
	تبخیرکننده	۳۰۰۰	۲٫۸
	جذب‌کننده	۴۰۶۶	۳٫۰۲
	تقطیرکننده	۲۹۴۵	۲٫۸۹
پمپ	۷	۶٫۸	۲٫۸۶
دمای بهینه مولد (سلسیوس)	۷۲٫۲۴	۷۱٫۴۸	۱٫۰۵
ضریب عملکرد	۰٫۶۹	۰٫۶۸۴	۰٫۸۷

### ۵-۲- تاثیر راندمان مبادله‌کن مبرد بر پارامترهای

#### عملکردی سیستم تحت مقادیر بهینه و ثابت فشار

#### پایین و دمای مولد متناسب با محدوده تغییرات

#### راندمان

در این حالت، مقادیر بهینه فشار پایین و دمای مولد بسته به محدوده مفروض جهت بررسی تغییرات راندمان تعیین می‌گردد. بنابراین به منظور بررسی تاثیر پارامترهای ثابت و بهینه متناسب با محدوده تغییرات راندمان مبادله‌کن مبرد بر عملکرد سیستم، تغییرات پارامترهای عملکردی سیستم بر حسب راندمان مبادله‌کن مبرد در بازه‌های مختلف بررسی گردید. که در ادامه نتایج هر یک از حالات مذکور ارائه گردیده و به تفصیل بررسی می‌گردد.

### ۵-۲-۱- بررسی تاثیر تغییرات راندمان مبادله‌کن در محدوده

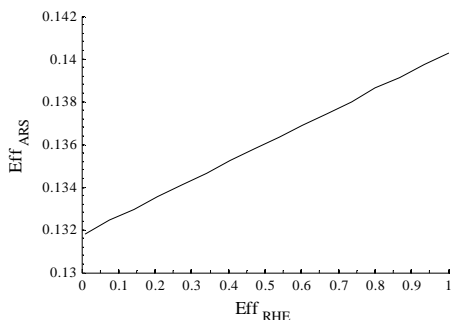
۰-۱

به منظور عدم بروز اختلال در فرایند جذب در جذب‌کننده، حالت

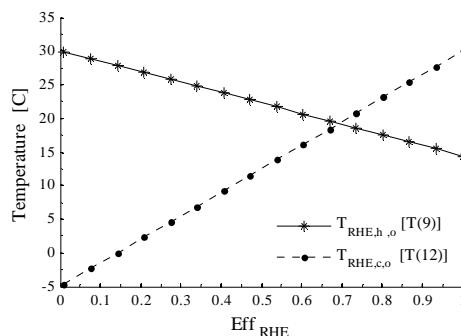
ورودی جذب‌کننده بایستی حداقل بخار اشباع باشد لذا با توجه به محدوده مفروض و ادغام مبرد خروجی تبخیرکننده و ورودی جذب‌کننده، بایستی مقادیر بهینه فشار پایین و دمای مولد در سیستم فاقد مبادله‌کن تعیین گردیده و ثابت در نظر گرفته شود (فشار ۰٫۶۲۱۷ بار و دمای ۱۵۲٫۶ درجه سلسیوس) در چنین شرایطی با افزایش راندمان مبادله‌کن تحت فشار ثابت، دمای مبرد ورودی جذب‌کننده افزایش یافته و مبرد در حالت بخار مافوق گرم به جذب‌کننده وارد می‌گردد. تاثیر راندمان مبادله‌کن مبرد بر دمای مبرد خروجی از مبادله‌کن قبل از ورود به شیر انبساط و تبخیرکننده (جریان ۹) و مبرد خروجی از مبادله‌کن در مسیر ورود به جذب‌کننده (جریان ۱۲) در شکل ۲ نمایش داده شده است. ملاحظه می‌گردد که مبادله‌کن مبرد به‌عنوان پیش سردکن عمل می‌نماید و جریان ۹، خروجی جریان گرم مبادله‌کن و جریان ۱۲، خروجی سرد مبادله‌کن بوده و با افزایش راندمان مبادله‌کن از ۰-۱ به ترتیب از ۱۴٫۳۵-۳۰ و ۳۰-۵- سرد و گرم می‌شوند.

حالت مبرد خروجی تبخیرکننده و مبرد ورودی جذب‌کننده در سیستم فاقد مبادله‌کن به‌علت ادغام مبرد در این نقاط، یکسان و بخار اشباع در نظر گرفته شد و با تغییرات راندمان در بازه ۰-۱، حالت نقاط مذکور به ترتیب بخار اشباع و بخار مافوق گرم گردید. در شکل ۳ تغییرات کیفیت مبرد در ورودی تبخیرکننده بر حسب راندمان مبادله‌کن مبرد نمایش داده شده است. مطابق با شکل ۳، کیفیت اشباع مبرد ورودی تبخیرکننده تحت فشار ثابت به‌علت کاهش دمای مبرد با افزایش راندمان، از ۰٫۲۳۷۶٪ بخار تا ۰٫۱۸۴۸٪ کاهش یافته و به مایع اشباع نزدیک‌تر می‌گردد.

با توجه به اینکه در این حالت، تاثیر راندمان مبادله‌کن بر عملکرد سیستم تحت مقادیر بهینه و ثابت فشار پایین و دمای مولد متناسب با محدوده تغییرات راندمان بررسی گردیده است، بنابراین حالت و دمای مبرد ورودی - خروجی تبخیرکننده و ورودی جذب‌کننده صرفاً متاثر از راندمان مبادله‌کن می‌باشد و با افزایش راندمان مبادله‌کن مبرد، در مقادیر بارهای گرمایی مولد، اصلاح‌کننده، تقطیرکننده و کار پمپ تغییری ایجاد نمی‌گردد و بار جذب‌کننده به‌علت افزایش دمای مبرد ورودی جذب‌کننده (مطابق با شکل ۲) و بار تبخیرکننده به‌علت کاهش کیفیت مبرد ورودی تبخیرکننده (مطابق با شکل ۳) ثابت بودن خواص مبرد خروجی تبخیرکننده به‌صورت جزئی افزایش خواهد یافت.



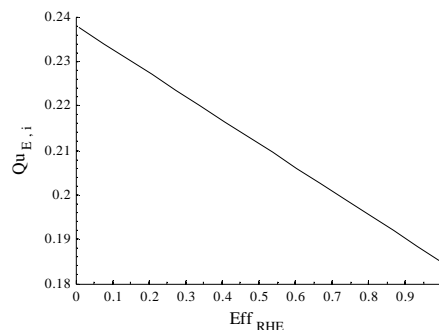
شکل ۵- تغییرات بازده چرخه جذبی برحسب راندمان مبادله‌کن میرد (حالت ۱)



شکل ۲- تأثیر راندمان مبادله‌کن میرد بر دمای جریان ۹ و ۱۲ (حالت ۱)

جدول ۴- مقادیر پارامترهای عملکردی سیستم با تغییرات راندمان مبادله‌کن میرد (حالت ۱)

محدوده تغییرات		پارامترهای عملکردی
۰٫۵-۱	۰-۱	
۰٫۳۰۰۱-۰٫۳۰۹۵	۰٫۲۹۰۹-۰٫۳۰۹۵	ضریب عملکرد کلی
۰٫۳۰۱۰-۰٫۳۱۰۵	۰٫۲۹۱۸-۰٫۳۱۰۵	ضریب عملکرد ترمودینامیکی
۲٫۲۰۶۰	۲٫۲۰۶۰	ضریب عملکرد کارنو
۷٫۲۸۷۰	۷٫۲۸۷۰	نسبت چرخش سیال
۰٫۱۳۶۰-۰٫۱۴۰۳	۰٫۱۳۱۸-۰٫۱۴۰۳	راندمان چرخه



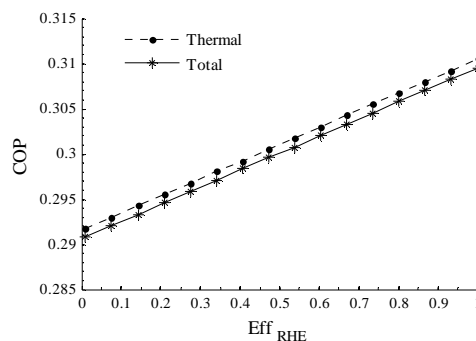
شکل ۳- تغییرات کیفیت جریان ۹ برحسب راندمان مبادله‌کن میرد (حالت ۱)

#### ۵-۲-۲- بررسی تأثیر راندمان مبادله‌کن در محدوده ۰٫۵-۱

مطابق با آنچه که در بخش ۵-۲-۱ ارائه گردید جهت بررسی تأثیر راندمان تحت مقادیر بهینه و ثابت فشار پایین و دمای مولد متناسب با محدوده تغییرات راندمان، مقادیر فشار پایین بهینه و متناسب با آن دمای بهینه مولد، بایستی با در نظر گرفتن کمینه راندمان محدوده، تعیین گردد. لذا در این قسمت، مقادیر بهینه پارامترهای فشار پایین و دمای مولد در سیستم مجهز به مبادله‌کن میرد با راندمان ۰٫۵ برابر با ۱٫۸۳۹۰ بار و ۱۲۳٫۴۵ درجه سلسیوس تعیین گردید و این مقادیر در مطالعه تأثیر راندمان مبادله‌کن بر عملکرد سیستم به‌عنوان پارامترهای ثابت در نظر گرفته شد.

لازم به ذکر است که در این حالت نیز، روند تغییرات دمای جریان ۹ و ۱۲، تغییرات کیفیت میرد در ورودی-خروجی تبخیرکننده و ورودی جذب‌کننده، مشابه با شکل‌های ۵-۲-۱ نمایش داده شده در بخش ۵-۲-۱ می‌باشد. با این تفاوت که در این حالت به‌علت بالا بودن فشار پایین بهینه، میرد خروجی تبخیرکننده مخلوط دوفازی با کیفیت اشباع بالا (۰٫۹۹۵۱ بخار) بوده و کیفیت اشباع میرد ورودی تبخیرکننده تقلیل یافته و به آستانه اشباع نزدیک‌تر شده است. مقادیر پارامترهای عملکردی سیستم در جدول ۵ با حالت قبل در بازه ۰٫۵-۱ مقایسه گردیده و منحنی تغییرات ضریب عملکرد سیستم و بازده چرخه برحسب راندمان مبادله‌کن در شکل ۶ نمایش داده شده است.

افزایش بار تبخیرکننده ضمن ثابت ماندن بار مولد، منجر به افزایش ضریب عملکرد سیستم جذبی برحسب تابعی از راندمان مبادله‌کن می‌گردد که منحنی مربوطه در شکل ۴ نمایش داده شده است. منحنی تغییرات بازده چرخه جذبی برحسب راندمان مبادله‌کن در شکل ۵ نمایش داده شده و مقادیر پارامترهای عملکردی سیستم در جدول ۴ ارائه گردیده است. مطابق با جدول ۴ و شکل ۵ به‌علت ثابت ماندن دماهای کاری، ضریب عملکرد کارنو سیستم ثابت مانده و به‌علت ثابت ماندن فشار بالا و پایین سیستم و غلظت محلول در نقاط مختلف چرخه، نسبت چرخش سیال ثابت می‌ماند و افزایش ضریب عملکرد سیستم، موجب افزایش ۶٫۴۵ درصدی بازده چرخه می‌گردد.



شکل ۴- تغییرات COP سیستم برحسب راندمان مبادله‌کن میرد (حالت ۱)

جدول ۵- پارامترهای عملکردی سیستم با تغییرات راندمان مبادله‌کن در محدوده ۰٫۵-۱ تحت پارامترهای ثابت (حالت ۱ و ۲)

محدوده تغییرات		پارامترهای عملکردی
حالت ۲	حالت ۱	
۰٫۴۸۶۲-۰٫۵۰۲۲	۰٫۳۰۰۱-۰٫۳۰۹۵	ضریب عملکرد کلی
۰٫۴۸۷۷-۰٫۵۰۳۸	۰٫۳۰۱۰-۰٫۳۱۰۵	ضریب عملکرد ترمودینامیکی
۱٫۸۰۵۰	۲٫۲۰۶۰	ضریب عملکرد کارنو
۴٫۴۴۲۰	۷٫۲۸۷۰	نسبت چرخش سیال
۰٫۲۶۹۴-۰٫۲۷۸۳	۰٫۱۳۶۰-۰٫۱۴۰۳	راندمان چرخه

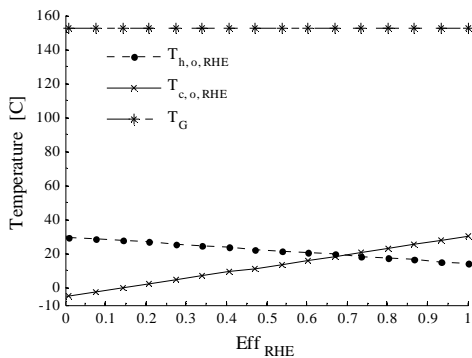
### ۵-۳- تاثیر تغییرات راندمان مبادله‌کن مبرد تحت فشار پایین بهینه ثابت و دماهای بهینه ارزیابی شده برای مولد متناسب با تغییرات راندمان

در این حالت فشار پایین بهینه متناسب با محدوده بررسی تغییرات راندمان تعیین و تثبیت گردیده و دمای مولد متناسب با تغییرات راندمان، بهینه گردیده و عملکرد سیستم با اعمال تغییرات راندمان مبادله‌کن تحت دماهای بهینه تعیین شده برای مولد تحلیل می‌گردد. مشابه با حالت قبل، عملکرد سیستم در دو بازه ۰-۱ و ۰٫۵-۱ تحلیل گردید، فشار پایین بهینه برای سیستم فاقد مبادله‌کن و سیستم مجهز به مبادله‌کن با راندمان ۰٫۵ برابر با ۰٫۶۲۱۷ و ۱٫۸۳۹۰ بار برآورد گردید و تغییرات دمای بهینه مولد تحت فشار پایین و دیگر پارامترهای ثابت بررسی گردید. دمای جریان‌های گرم و سرد خروجی مبادله‌کن و دمای بهینه مولد برحسب تابعی از راندمان مبادله‌کن مبرد در بازه ۰-۱ در شکل ۷ نمایش داده شده است.

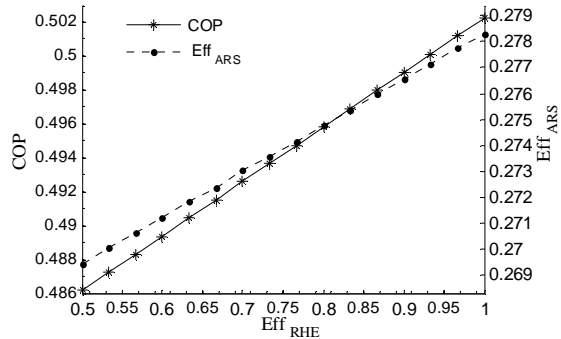
به‌علت تعیین خواص محلول قوی جذب‌کننده با فرض حالت مایع اشباع و برحسب ۲ خاصیت فشار پایین و دمای جذب‌کننده و ثابت ماندن این پارامترها در روند شبیه‌سازی و همچنین به‌علت برقراری توازن جرم و غلظت در نقاط مختلف چرخه، دمای بهینه مولد تحت پارامترهای ثابت مفروض، مستقل از تغییرات راندمان مبادله‌کن بوده و برای بازه‌های ۰-۱ و ۰٫۵-۱ متناسب با فشار پایین بهینه ارزیابی شده، ثابت و برابر با ۱۵۲٫۶ و ۱۲۳٫۴۵ درجه سلسیوس تعیین گردید. بنابراین نتایج این حالت دقیقاً مشابه با نتایج حالت قبل می‌باشد.

### ۵-۴- تاثیر تغییرات راندمان مبادله‌کن مبرد تحت دمای بهینه و ثابت مولد و مقادیر بهینه ارزیابی شده برای فشار پایین متناسب با تغییرات راندمان

در این حالت با بررسی کیفیت مبرد در ورودی-خروجی تبخیرکننده و ورودی جذب‌کننده و اعمال محدودیت‌های مربوط به چرخه جذبی، متناسب با تغییرات راندمان مبادله‌کن در بازه ۰-۱، مقادیر بهینه فشار پایین تعیین گردید و عملکرد سیستم با اعمال همزمان تغییرات راندمان مبادله‌کن و فشار پایین تحت دمای ثابت مولد بررسی گردید.



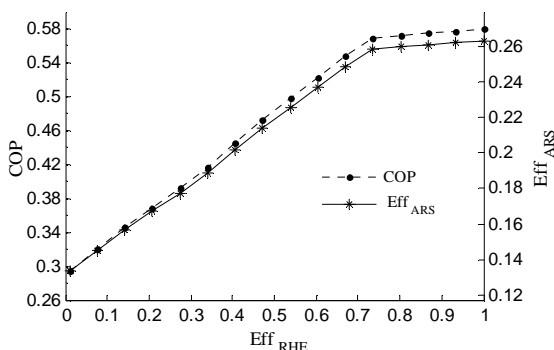
شکل ۷- تغییرات دمای جریان ۹، ۱۲ و دمای بهینه مولد برحسب راندمان مبادله‌کن مبرد (حالت ۲)



شکل ۶- تغییرات COP و بازده چرخه برحسب راندمان مبادله‌کن مبرد (حالت ۲)

با توجه به جدول ۵ ملاحظه می‌گردد که با افزایش راندمان مبادله‌کن از ۰٫۵ تا ۱ در حالت ۱ و ۲ ضریب عملکرد کلی ۳٫۱۳٪ و ۳٫۲۹٪، ضریب عملکرد ترمودینامیکی ۳٫۱۶٪ و ۳٫۳۰٪ و راندمان چرخه در حالات ۱ و ۲ به ترتیب ۳٫۱۶٪ و ۳٫۳۰٪ افزایش یافته است. و لذا روند تغییرات پارامترهای عملکردی سیستم با افزایش راندمان مبادله‌کن مبرد تحت پارامترهای ثابت چندان محسوس نبوده و بهبود عملکرد سیستم در حالت ۲ نسبت به ۱ به‌علت استفاده از مبادله‌کن گرمایی با راندمان ۰٫۵ و پارامترهای بهینه تعیین شده می‌باشد.

با توجه به مقادیر مندرج در جدول ۵ و شکل ۶ ملاحظه می‌گردد که ضریب عملکرد سیستم و بازده چرخه به موازات افزایش راندمان مبادله‌کن در محدوده ۰٫۵-۱، بترتیب از ۰٫۴۸۶۲ تا ۰٫۵۰۲۲ و ۰٫۲۶۹۴ تا ۰٫۲۷۸۳ افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که به علت تشابه عملکرد سیستم در این حالت با حالت بررسی شده در قسمت ۵-۲-۱ (عملکرد تحت مقادیر بهینه و ثابت فشار پایین و دمای مولد صرفاً با مقادیر متفاوت در مقایسه با حالت قبل)، منحنی تغییرات ضریب عملکرد سیستم برحسب راندمان مبادله‌کن، مشابه با نمودار ۴ بوده و علت تغییرات این پارامتر در توضیحات مربوط به شکل ۴ ارائه گردیده است. از طرفی با توجه به ثبات دماهای کاری سیستم با افزایش راندمان مبادله‌کن، ضریب عملکرد کارنوی چرخه همواره تحت مقداری برابر با ۱٫۸۰۵۰ ثابت باقی مانده و افزایش ضریب عملکرد سیستم منجر به افزایش بازدهی چرخه می‌گردد.



شکل ۱۰- تغییرات COP و بازده چرخه بر حسب راندمان مبادله‌کن میرد (حالت ۳)

جدول ۶- مقادیر پارامترهای عملکردی سیستم با تغییرات راندمان مبادله‌کن میرد (حالت ۳)

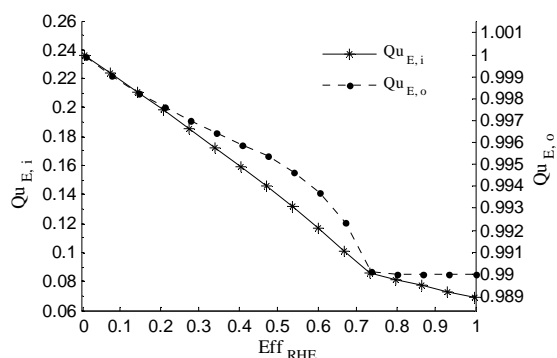
بازه تغییرات		پارامترهای عملکردی
۰٫۷۴-۱	۰-۰٫۷۴	
۰٫۵۷۰۰-۰٫۵۸۰۰	۰٫۲۹۰۹-۰٫۵۷۰۰	ضریب عملکرد کلی
۰٫۵۷۰۹-۰٫۵۸۱۰	۰٫۲۹۱۸-۰٫۵۷۰۹	ضریب عملکرد ترمودینامیکی
۲٫۲۰۶۰	۲٫۲۰۶۰	ضریب عملکرد کارنو
۱٫۶۵۷۰	۷٫۲۸۷۰-۱٫۶۵۷۰	نسبت چرخش سیال
۰٫۲۵۸۳-۰٫۲۶۲۹	۰٫۱۳۱۸-۰٫۲۵۸۳	راندمان چرخه

با توجه به جدول ۶، ملاحظه می‌گردد که ضریب عملکرد کلی، ترمودینامیکی و بازده چرخه و نسبت چرخش سیال در بازه ۱-۰٫۷۴ به ترتیب ۱٫۷۵٪، ۱٫۷۷٪، ۱٫۷۸٪ و ۱٫۶۶٪ افزایش یافته است و تغییرات این پارامترها به علت برقراری قوانین جرم و انرژی در کل سیستم و تغییرات غلظت محلول قوی جذب‌کننده با تغییرات فشار پایین سیستم مطابق با شکل ۱۰ در محدوده مذکور نامحسوس بوده و در بازه ۰-۰٫۷۴ به مراتب قابل توجه می‌باشد. لازم به ذکر است که ضریب عملکرد کارنو در طول محدوده بررسی شده، مشابه با حالات ۱ و ۲ به علت ثابت ماندن دماهای کاری سیستم ثابت مانده است.

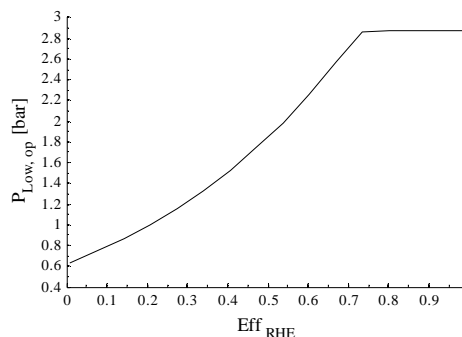
### ۵-۵- تأثیر تغییرات راندمان مبادله‌کن میرد مقادیر بهینه و متغیر فشار پایین و دمای مولد با تغییرات راندمان

با توجه به دماهای بهینه تعیین شده برای مولد در بخش ۵-۲-۱ و ۵-۲-۲ برای سیستم فاقد مبادله‌کن و سیستم شامل مبادله‌کن با راندمان ۰٫۵، تأثیر فشار پایین بهینه بر مقادیر بهینه دمای مولد آشکار می‌گردد. به دلیل متاثر بودن غلظت محلول قوی جذب‌کننده از فشار پایین و برقراری توازن جرم و انرژی در چرخه، افزایش فشار بهینه متناسب با تغییرات راندمان مبادله‌کن، موجب کاهش دمای بهینه مولد می‌گردد و با ثابت ماندن فشار تحت مقدار بهینه ۲٫۸۷۷۰ بار، در راندمان‌های بالای ۰٫۷۴، دمای بهینه مولد ثابت می‌ماند (شکل ۱۱).

لازم به ذکر است که به علت کاهش جزئی ضریب عملکرد سیستم تحت دماهای بالاتر از دمای بهینه مولد [۱۲] و افت بیش از حد این پارامتر تحت دماهای پایین‌تر از دمای بهینه، دمای مولد برابر با ۱۵۲٫۶ درجه سلسیوس و ثابت در نظر گرفته شد که متناسب با دمای بهینه مولد در سیستم فاقد مبادله‌کن می‌باشد. روند تغییرات دمای جریان‌های گرم و سرد خروجی مبادله‌کن مشابه با شکل ۲ و ۷ در بخش ۵-۲-۱ و ۵-۳ می‌باشد. مطابق با مقادیر فشار بهینه ارزیابی شده در سیستم فاقد مبادله‌کن میرد و سیستم مجهز به مبادله‌کن میرد با راندمان ۰٫۵ در بخش‌های ۵-۲ و ۵-۳، مقادیر فشار بهینه با افزایش راندمان مبادله‌کن افزایش می‌یابد و افزایش فشار، منجر به کاهش کیفیت اشباع میرد ورودی- خروجی تبخیرکننده می‌گردد روند کاهش کیفیت اشباع میرد ورودی تبخیرکننده مشابه با شکل ۳ بوده و کیفیت اشباع میرد خروجی از تبخیرکننده به علت افزایش فشار بهینه متناسب با تغییرات راندمان، کاهش یافته و به علت در نظر گرفتن محدودیت‌های مربوط به خروج میرد از تبخیرکننده با کیفیت اشباع بالا، در راندمان‌های بالاتر از ۰٫۷۴ ثابت می‌ماند (شکل ۸) به علت مطالعه و بررسی حالات میرد در ورودی-خروجی تبخیرکننده و ورودی جذب‌کننده در تعیین مقدار بهینه فشار پایین، این پارامتر نیز مطابق با شکل ۹ تحت مقداری برابر با ۲٫۸۷۷۰ بار در راندمان‌های بالای ۰٫۷۴ ثابت می‌ماند. تغییرات ضریب عملکرد سیستم و بازده چرخه در شکل ۱۰ نمایش داده شده است و مقادیر پارامترهای عملکردی سیستم در جدول ۶ ارائه گردیده است.



شکل ۸- تغییرات کیفیت میرد ورودی-خروجی تبخیرکننده (جریان ۱۰ و ۱۱) بر حسب راندمان مبادله‌کن میرد (حالت ۳)



شکل ۹- تغییرات فشار پایین بهینه سیستم بر حسب راندمان مبادله‌کن میرد (حالت ۳)



عملکرد سیستم تحت حالات مختلف تحلیل گردید و تاثیر راندمان مبادله‌کن گرمایی میرد بر عملکرد سیستم بصورت ترمودینامیکی مورد مطالعه قرار گرفت که به‌عنوان مهمترین نتایج حاصل، به موارد زیر اشاره می‌گردد:

- حساسیت پارامترهای عملکردی سیستم به محدوده بررسی تغییرات راندمان در تحلیل عملکرد سیستم تحت یک مقدار بهینه برای فشار پایین و دمای مولد، متناسب با محدوده بررسی تغییرات راندمان، ناچیز می‌باشد.
- دمای بهینه مولد در تحلیل عملکرد سیستم با یک مقدار بهینه فشار پایین برای یک محدوده بررسی تغییرات راندمان، به علت ثابت در نظر گرفتن فشار پایین در طول محدوده بررسی، متاثر از تغییر راندمان مبادله‌کن نبوده و ثابت می‌ماند.
- در تحلیل عملکرد سیستم با مقادیر بهینه و متغیر فشار پایین و دمای مولد با تغییرات راندمان مبادله‌کن، افزایش راندمان مبادله‌کن از ۰ تا ۱، به‌ترتیب منجر به افزایش، کاهش و افزایش فشار پایین، دمای بهینه مولد و ضریب عملکرد سیستم در محدوده‌های ۰.۶۲۱۷-۲.۸۷۷۰ بار، ۱۱۴.۶-۱۵۲.۶ درجه سلسیوس و ۰.۲۹۰۹-۰.۵۹۲۳ گردید که نشان دهنده بهبود عملکرد سیستم، تحت این شرایط و تاثیر قابل توجه راندمان مبادله‌کن بر عملکرد سیستم تحت مقادیر بهینه می‌باشد.
- تحت پارامترهای ثابت اتخاذ گردیده در مطالعه حاضر، مبادله‌کن گرمایی میرد از تجهیزات ضروری سیستم بوده و انتخاب راندمان‌های بالاتر از ۰.۷۳۹۵٪ به علت کاهش قابل توجه روند افزایشی ضریب عملکرد سیستم در مقایسه با کارایی‌های کمتر بایستی الزاما توجیه اقتصادی داشته باشد.

## نمادها

### فهرست علائم

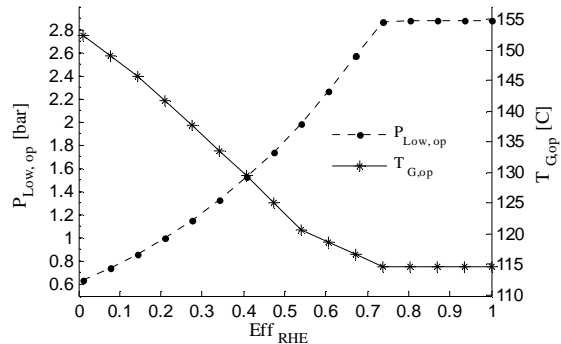
$COP$	ضریب عملکرد سیستم
$C.R$	نسبت گردش سیال در چرخه جذبی
$Eff$	بازده، کارایی
$h$	آنتالپی (kJ/kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
$p$	فشار (bar)
$\dot{Q}$	آهنگ انتقال گرما (kW)
$Qu$	کیفیت اشباع
$T$	دما (C)
$v$	حجم مخصوص (kg/m <sup>3</sup> )
$\dot{W}$	کار (kW)
$x$	غلظت جرمی

### علائم یونانی

بازده  $\varepsilon, \eta$

### زیر نویس‌ها

$A$	جذب‌کننده
$ARS$	سیستم تبرید جذبی
$C$	تقطیرکننده



شکل ۱۱- تغییرات مقادیر بهینه دمای مولد و فشار پایین بر حسب راندمان مبادله‌کن میرد (حالت ۴)

لازم به ذکر است که عملکرد سیستم تحت دماهای بهینه مولد موجب بهبود عملکرد سیستم در مقایسه با حالت قبل می‌گردد. نتایج ارزیابی پارامترهای عملکردی سیستم در جدول ۷ ارائه گردیده است. مطابق با جدول ۷، ضریب عملکرد کلی، ترمودینامیکی و بازده چرخه در بازه ۰.۷۴-۱ به ترتیب ۱.۱۷۵٪، ۱.۱۷۶٪ و ۱.۱۷۵٪ و در بازه ۰.۷۴-۰.۷۴ به‌طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد.

جدول ۷- مقادیر پارامترهای عملکردی سیستم با تغییرات راندمان مبادله‌کن میرد (حالت ۴)

پارامترهای عملکردی	بازه تغییرات	
	۰.۷۴-۱	۰-۰.۷۴
ضریب عملکرد کلی	۰.۵۸۲۱-۰.۵۹۲۳	۰.۲۹۰۹-۰.۵۸۲۱
ضریب عملکرد ترمودینامیکی	۰.۵۸۳۶-۰.۵۹۳۹	۰.۲۹۱۸-۰.۵۸۳۶
ضریب عملکرد کارنو	۱.۶۷۲۰	۲.۲۰۶-۱.۶۷۲۰
نسبت چرخش سیال	۳.۰۹۵۰	۷.۲۸۷۰-۳.۰۹۵۰
بازده چرخه	۰.۳۴۸۲-۰.۳۵۴۳	۰.۱۳۱۸-۰.۳۴۸۲

## ۵-۶- مقایسه حالات مختلف

به علت لزوم تعیین مقادیر بهینه فشار پایین و دمای مولد با در نظر گرفتن کمینه راندمان محدوده در حالات ۱ و ۲ و ارزیابی مقادیر بهینه و متغیر برای فشار پایین و دمای مولد متناسب با تغییرات راندمان مبادله‌کن در حالات ۳ و ۴، کمینه مقدار پارامترهای عملکردی سیستم در تمامی حالات، یکسان می‌باشد بیشینه مقادیر این پارامترها در حالات مختلف در جدول ۸ ارائه گردیده است.

جدول ۸- بیشینه مقادیر پارامترهای عملکردی در حالات مختلف

حالت	ضریب عملکرد	
	ترمودینامیکی	کلی
۱	۰.۳۰۹۵	۰.۱۴۰۳
۲	۰.۳۰۹۵	۰.۳۱۰۵
۳	۰.۵۸۰۰	۰.۵۸۱۰
۴	۰.۵۹۲۳	۰.۳۵۴۳

## ۶- نتیجه‌گیری

در کار حاضر یک سیستم جذبی آب-آمونیاک مدل‌سازی گردید،

- engine, a thermodynamic study, *Procedia Computer Science*, Vol. 19, pp. 754–761, 2013.
- [15] Táboas F., Bourrouis M., Vallès M., Analysis of ammonia/water and ammonia/salt mixture absorption cycles for refrigeration purposes in fishing ships, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 66, No. 1-2, pp. 603-611, 2014.
- [16] Abdulateef J.M., Sopian K., Yahya M., Zaharim A., Alghoul M.A., Optimization of the thermodynamic model of a solar driven Aqua-ammonia absorption refrigeration system, In *Second WSEAS/IASME international conference on renewable energy sources Corfu, Greece*; pp. 112-117, 2008.
- [17] Sozen A., Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, Vol. 42, No. 14, pp. 1699-716, 2001.
- [18] Goyal A., Staedter M.A., Hoysall D.C., Ponkala M.J., Garimella S., Experimental evaluation of a small-capacity, waste-heat driven ammonia-water absorption chiller, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 79, pp. 89–100, 2017.
- [19] Triché D., Bonnot S., Perier-Muzet M., Boudéhen F., Demasles H., Caney N., Modeling and experimental study of an ammonia-water falling film absorber, *Energy Procedia*, Vol. 91, pp. 857–867, 2016.
- [20] Chen X., Wang R.Z., Du S., Heat integration of ammonia-water absorption refrigeration system through heat-exchanger network analysis, *Energy*, Vol. 141, pp. 1585-1599, 2017.
- [21] Klein, S. A. (2014). Engineering Equation Solver. V9.478, F-Chart Software.
- [22] <https://www.mathworks.com/matlabcentral/answers/104411-matlab-r2014a>
- [23] Romero R.J., Rivera W., Gracia J., Best R., Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and water/ lithium bromide. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, No. 11, pp. 1137–47, 2001.
- [24] Aman J., Ting D.S.K., Henshaw P., Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia-water absorption cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 62, 424-432, 2014.
- [25] Chen X., Wang R.Z., Du S., An improved cycle for large temperature lifts application in water-ammonia absorption system, *Energy*, Vol. 118, pp. 1361-1369, 2017.

سرد	$c$
کارنو	$Ca$
تبخیرکننده	$E$
بازده	$Eff$
مولد	$G$
گرم	$h$
ورودی	$i$
پایین	$Low$
خروجی	$o$
مقدار بهینه	$op$
پمپ	$p$
مبادله کن گرمایی مبرد	$RHE$
مبادله کن گرمایی محلول	$SHE$
گرمایی	$th$

## مراجع

- [1] Ziegler F., Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 38, No. 3, pp. 191-08, 1999.
- [2] Saravanan R., Maiya MP., Thermodynamic comparison of water based working fluid combinations for a vapor absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, No. 7, pp. 553-568, 1998.
- [3] Casals X. G., Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulation of recent installations. *Renewable Energy*, Vol. 31, No. 9, pp. 1371–1389, 2006
- [4] Hassan H.Z., Mohamad A.A., A review on solar cold production through absorption technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, No. 7, pp. 5331–5348, 2012.
- [5] Fan Y., Luo L., Souyri B., Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 11, No. 8, pp. 1758–1775, 2007.
- [6] Florides G.A., Tassou S.A., Kalogirou S.A., Wrobel L.C., Review of solar and low energy cooling technologies for buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 6, No. 6, pp. 557–572, 2002.
- [7] Vargas J.V.C., Ordonez J.C., Dilay E., Parise J.A.R., Modeling, simulation and optimization of a solar collector driven water heating and absorption cooling plant. *Solar Energy*, Vol. 83, No. 8, pp. 1232–1244, 2009.
- [8] Chua H.T., Toh H.K., Ng K.C., Thermodynamic modeling of an ammonia–water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 7, pp. 896–906, 2002.
- [9] Lavanya R.S., Murthy B.S.R., Design of solar water cooler using aqua-ammonia absorption refrigeration system, *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*, Vol. 2, No. 2, pp. 20–24, 2013.
- [10] Caciula B., Popa V., Costiuc L., Theoretical study on solar powered absorption cooling system. *Termotehnica*, Vol. 4, No. 1, pp. 130-4, 2013.
- [11] Kim B., Park J., Dynamic simulation of a single-effect ammonia-water absorption chiller, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, No. 3, pp. 535-545, 2007.
- [12] Le Lostec B., Galanis N., Millette J., Simulation of an ammonia-water absorption chiller, *Renewable Energy*, Vol. 60, pp. 269-283, 2013.
- [13] Le Lostec B., Millette J., Galanis N., Finite time thermodynamics study and exergetic analysis of ammonia-water absorption systems, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, No. 7, pp. 1264-1276, 2010.
- [14] Ouadha A., El-Gotni Y., Integration of an ammonia-water absorption refrigeration system with a marine Diesel