



# Thermodynamic and Thermo-Economic Analysis of the Absorption Heat Transformer, Organic Rankine Cycle, and Reverse Osmosis Desalination Combined System

A. Aramesh<sup>1</sup>, E. Jahanshahi Javaran<sup>1\*</sup>, M. Ameri<sup>2</sup>, I. Baniasad Askari<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Department of Energy, Institute of Science and High Technology and Environmental Sciences, Graduate University of Advanced Technology, Kerman, Iran

<sup>2</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

<sup>3</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Zabol, Zabol, Iran

**ABSTRACT:** In this study, the thermodynamic and thermo-economic analysis of an absorption heat transformer, organic Rankine cycle and reverse osmosis desalination combined system was performed aiming at generation the electricity and fresh water from low-temperature heat sources. All analyses are based on the thermodynamic and thermo-economic laws. The results have shown that the absorption heat transformer with the coefficient of performance of 0.4372 produces 494.7 kW of thermal energy at a temperature of 105°C in the absorber. By applying the absorption heat transformer produced thermal energy, it is possible to produce 63.18 kW of electricity in the organic Rankine cycle. By using this amount of electricity in the reverse osmosis system, 216.2m<sup>3</sup>/day of freshwater is produced at the cost of 2.217\$/m<sup>3</sup>. Also, in thermo-economic analysis, the unit cost of the exergy for all points of the system and the unit cost of the electricity and fresh water were calculated. The levelized cost of electricity at different heat rates was determined and it was shown that the levelized cost of electricity is reduced when the heat rate is increased. Also, the effects of the capital cost of each system and real interest rate changes on the unit cost of the fresh water were studied.

## Review History:

Received: 2019-05-21

Revised: 2019-07-20

Accepted: 2019-09-22

Available Online: 2019-10-21

## Keywords:

Absorption heat transformer

Rankine cycle

Reverse osmosis

Thermoeconomic analysis

## 1- INTRODUCTION

The decreasing of the average total annual rainfall and over-consuming underground water resources especially in the dry, hot and desert regions has resulted in water shortage and scarcity in the country. Seawater desalination is one way to solve this problem using thermal and electrical energy [1]. On the other hand, a portion of energy in various industries, which has low quality and temperature ranges between 60 °C and 90°C, is wasted to the environment. The Absorption Heat Transformer (AHT) system is capable of increasing the wasted energy temperature with the heat loss recovery of about 50 % [2]. Also, the Organic Rankine Cycle (ORC) is capable of producing electricity from these upgraded sources [3]. Reverse Osmosis (RO) is a technology for producing freshwater that uses electricity [4]. In AHT, ORC and RO combined system, by applying the ORC electricity in the RO system it is possible to produce fresh water. Based on the bibliographic review, many studies have been carried out on the thermodynamic and thermoeconomic analysis of each system, but it is clear that there are not theoretical works on thermoeconomic evaluation of the AHT/ORC/RO combined system. This study aimed to investigate the production of freshwater using the low temperatures heat sources from the thermoeconomic point of views.

\*Corresponding author's email: e.jahanshahi@kgut.ac.ir

## 2- METHODOLOGY

Fig.1 shows the schematic of absorption heat transformer, organic Rankine cycle and reverse osmosis combined system. The low-temperature heat source is applied to AHT to upgrade its temperature. Then, the upgraded heat supplied to the ORC in order to generate the electricity in the ORC turbine. Eventually, the fresh water is produced by consuming the generated electricity in the RO system.

## 3- GOVERNING EQUATIONS

The following assumptions are made for simplification: a) the analysis is carried out under steady-state conditions, b) heat losses and pressure drops in the tubing and the components are considered negligible and c) the pressure and temperature of the reference environment for the analyses are 1 atm and 20 °C, respectively. The first and second laws of thermodynamics, which are made in terms of mass, energy, and exergy balances, are used in the present study [5, 6].

$$\sum (\dot{m}_{in})_k - \sum (\dot{m}_{out})_k = 0 \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_{in} \dot{X}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \dot{X}_{out} \quad (2)$$

$$\sum \dot{Q}_k - \sum \dot{W}_k + \sum (\dot{m}h)_{out,k} - \sum (\dot{m}h)_{in,k} = 0 \quad (3)$$

$$EX_D = (\sum E\dot{x}_{in})_k - (\sum E\dot{x}_{out})_k - \dot{W}_k + \dot{Q}_k (1 - \frac{T_0}{T_k}) \quad (4)$$



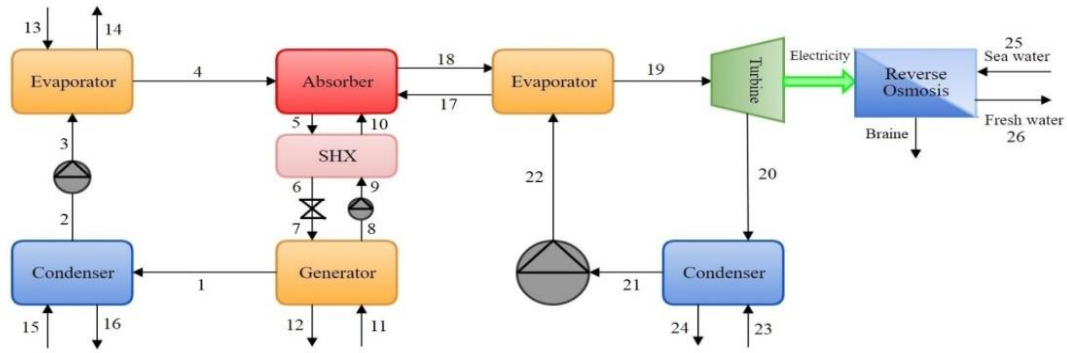


Fig. 1. Schematic of the absorption heat transformer, organic Rankine cycle and reverse osmosis combined system

Table 1. the AHT and ORC specifications

| AHT              |               |                |                |               |                |
|------------------|---------------|----------------|----------------|---------------|----------------|
| $COP$            | $COP_{ex}$    | $(kW) Q_{ab}$  | $(kW) Q_{gen}$ | $(kW) Q_{ev}$ | $(kW) Q_{con}$ |
| 0.43             | 0.51          | 494.7          | 523.9          | 609.4         | 606.9          |
| ORC              |               |                |                |               |                |
| $\eta_{orc}$ (%) | $Q_{ev}$ (kW) | $Q_{con}$ (kW) | $W_{tur}$ (kW) |               |                |
| 12.6             | 494           | 428            | 63.18          |               |                |

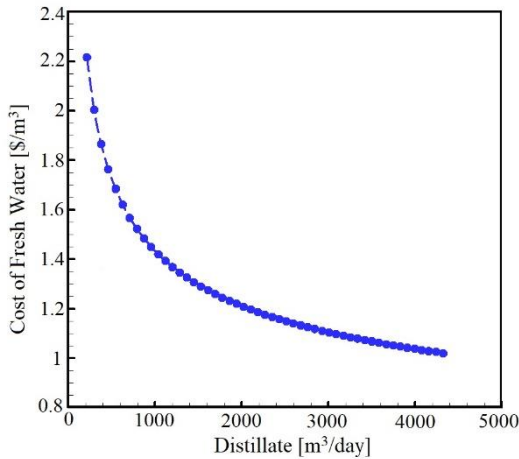


Fig. 2. Variations of fresh water amount based on the variation of waste heat rate

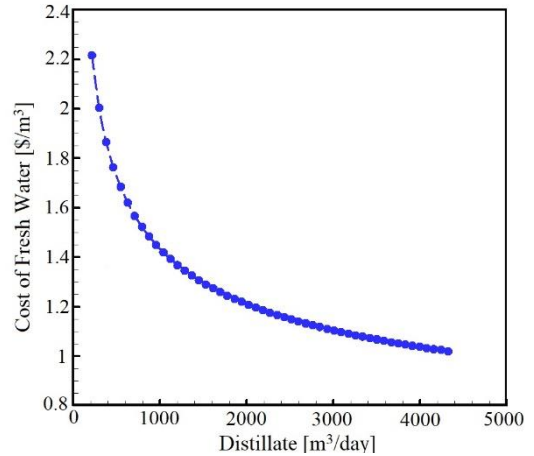


Fig. 3. Variations cost of fresh water according to distillate amount

For each inlet or outlet streams, the thermo-economic equation can be rewritten as follows [7]:

$$\sum_{in} \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{Q,k} + \dot{Z}_k = \sum_{out} \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{W,k} \quad (5)$$

$$\dot{C} = cE\dot{x} \quad (6)$$

Using the above formulations, each component of the system is analyzed and finally the amount of generated electricity and produced fresh water, as well as their unit costs, are achieved.

#### 4- RESULTS AND DISCUSSION

At first, for the AHT system, the heat rates of each component and the unit exergy cost of each stream are

obtained as it is shown in Table.1. As can be seen in Table.1, the Coefficient of performance (COP) and  $COP_{ex}$  of the AHT are obtained as 0.43 and 0.51, respectively. Finally, by applying the absorber thermal energy in the ORC boiler, the amount of electricity generated by the ORC is determined. The variation of the fresh water production versus the waste heat rate is shown in Fig.2. According to Fig.2, the amount of produced fresh water is increased when the waste heat rate applied to AHT system is increased. As a consequence, with increasing the amounts of fresh water, the levelized cost of fresh water is reduced as can be seen in Fig.3.

A sensitivity analysis is also performed to investigate the effect of each cost parameters on the unit cost of the fresh water (Fig.4). Based on the results shown in Fig.4, the unit cost of fresh water is most sensitive to the real interest rate.

Also, the ORC, AHT and RO capital costs are respectively, the second, third and fourth cost parameters that affect the unit cost of the fresh water.

## 5- CONCLUSIONS

Main conclusions of the present study are as follows:

- The AHT system produced 494.4 kW heat with 105°C by achieving a COP of 0.4372.
- The ORC system generated 63.18 kW electricity with the leveled cost of electricity of 0.2843\$/kWh.
- The RO system produces 216.2 m<sup>3</sup>/day fresh water with unit cost of 2.217 \$/m<sup>3</sup>.
- With increment waste heat rate, the electricity generation rate and consequently the amount of fresh water are increased.

## REFERENCES

- [1] G. Srinivas, S. Sekar, R. Saravanan, S. Renganarayanan, Studies on a water-based absorption heat transformer for desalination using MED, Desalination and Water treatment, 1(1-3) (2009) 75-81.
- [2] Z. Ma, H. Bao, A.P. Roskilly, Performance analysis of ultralow grade waste heat upgrade using absorption heat transformer, Applied Thermal Engineering, 101 (2016) 350-361.
- [3] Ö. Kaşka, Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, Energy Conversion and Management, 77 (2014) 108-117.
- [4] A. Nafey, M. Sharaf, Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: energy, exergy, and cost evaluations, Renewable Energy, 35(11) (2010) 2571-2580.
- [5] S. Sekar, R. Saravanan, Exergetic performance of eco friendly absorption heat transformer for seawater desalination, International Journal of exergy, 8(1) (2010) 51-67.
- [6] R. Misra, P. Sahoo, S. Sahoo, A. Gupta, Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system, International Journal of Refrigeration, 26(2) (2003) 158-169.
- [7] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, Thermal design and optimization, John Wiley & Sons, 1996.

### HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Aramesh, E. Jahanshahi Javaran, M. Ameri, I. Baniasad Askari, Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of the Absorption Heat Transformer, Organic Rankine Cycle, and Reverse Osmosis Desalination Combined System, Amirkabir J. Mech Eng., 53(Special Issue 1) (2021) 157-160.

DOI: 10.22060/mej.2019.16357.6354







## تحلیل ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی سیستم ترکیبی مبدل حرارتی جذبی، چرخه رانکین آلی و آب شیرین کن اسمز معکوس

آرش آرامش<sup>۱</sup>، ابراهیم جهانشاهی جواران<sup>۱\*</sup>، مهران عامری<sup>۲</sup>، اقبال بنی اسد عسکری<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> پژوهشگاه علوم و تکنولوژی پیشرفته و علوم محیطی، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته، کرمان، ایران  
<sup>۲</sup> دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران  
<sup>۳</sup> دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه زابل، سیستان و بلوچستان، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸-۰۲-۲۱  
بازنگری: ۱۳۹۸-۰۴-۲۹  
پذیرش: ۱۳۹۸-۰۶-۳۱  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸-۰۷-۲۹

### کلمات کلیدی:

مبدل حرارتی جذبی  
چرخه رانکین آلی  
آب شیرین کن اسمز معکوس

**خلاصه:** در این تحقیق، تحلیل ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی سیستم ترکیبی مبدل حرارتی جذبی، چرخه رانکین آلی و آب شیرین کن اسمز معکوس با هدف تولید الکتریسیته و آب شیرین از منابع دما پایین انجام شده است. کلیه آنالیزها براساس قوانین ترمودینامیک و ترمواکونومیک می‌باشد. نتایج نشان می‌دهند که در سیستم مبدل حرارتی جذبی با دستیابی به ضریب عملکرد ۰/۴۳۷۲ مقدار ۴۹۴/۷ کیلووات انرژی حرارتی در ابزوربر حاصل می‌شود که دمای آن تا ۱۰۵ درجه سلسیوس افزایش می‌یابد. با انتقال این مقدار حرارت به سیستم رانکین آلی، مقدار ۶۳/۱۸ کیلووات الکتریسیته تولید می‌شود. با مصرف این مقدار الکتریسیته در سیستم اسمز معکوس، ۲۱۶/۲ مترمکعب در روز آب شیرین تولید می‌گردد که هزینه این مقدار آب تولید شده ۲/۲۱۷ دلار به ازای هر مترمکعب به دست می‌آید. همچنین در تحلیل ترمواکونومیک مقدار هزینه بر واحد انرژی تمام نقاط سیستم و هزینه الکتریسیته و آب تولید شده محاسبه شد. در ادامه مقدار هزینه تراز شده الکتریسیته در نرخ‌های حرارت اتلافی مختلف مورد بررسی قرار گرفته، براساس نتایج با افزایش مقدار نرخ حرارت، هزینه تراز شده الکتریسیته کاهش می‌یابد. همچنین تاثیر تغییرات هزینه سرمایه‌گذاری هر سیستم و نرخ بهره واقعی بر روی هزینه آب شیرین تولید شده مورد مطالعه قرار گرفته است.

### ۱- مقدمه

الکتریسیته توسط سیکل ارگانیک رانکین و یا شیرین‌سازی آب دریا استفاده کرد. در این راستا اخیراً برای بازیافت حرارت اتلافی و به دنبال آن کاهش مصرف انرژی، سیستم‌های مبدل حرارتی جذبی<sup>۱</sup> که در چرخه‌های عکس چرخه تبرید جذبی کار می‌کنند [۳]، ارائه گردیده‌اند که می‌توانند انرژی سایر چرخه‌های تبدیل انرژی (پیل‌های سوختی، موتورهای نیروگاه‌ها، کارخانجات و...) و انرژی‌های تجدیدپذیر (خورشیدی، زمین گرمایی و...) را به کار گیرند. مبدل‌های حرارتی جذبی دمای منابع اتلافی را افزایش داده و امکان بازیابی حدود ۵۰ درصد از گرمای اتلافی را فراهم می‌آورند [۴ و ۵]. همچنین چرخه رانکین آلی<sup>۲</sup> یک فناوری امیدبخش برای تبدیل گرمای درجه پایین به الکتریسیته است. اصول کارکرد چرخه رانکین آلی همانند چرخه

کاهش متوسط سالانه بارندگی در سال‌های اخیر و برداشت بی‌رویه از منابع آب زیرزمینی در کشور به‌ویژه در مناطق با اقلیم گرم و خشک و کویری باعث کمبود منابع آب شده است. لذا برای جبران این کمبود آب شیرین می‌توان از راه‌هایی نظیر شیرین‌سازی آب شور استفاده کرد. فناوری‌های موجود شیرین‌سازی آب با بهره‌گیری از انرژی‌های حرارتی و الکتریکی صورت می‌گیرند [۱]. از طرفی امروزه، بخشی از انرژی صنایع و کارخانجات مختلف با کیفیت پایین و دمایی در حدود ۶۰ تا ۹۰ درجه سلسیوس، به‌صورت انرژی اتلافی وارد محیط می‌شود [۲]. اگر بتوان دماهای مذکور را حدوداً تا ۱۰۰ درجه سلسیوس افزایش داد، می‌توان از آن حرارت‌های اتلافی برای تولید

1 Absorption Heat Transformer  
2 Organic Rankine Cycle

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: e.jahanshahi@kgut.ac.ir



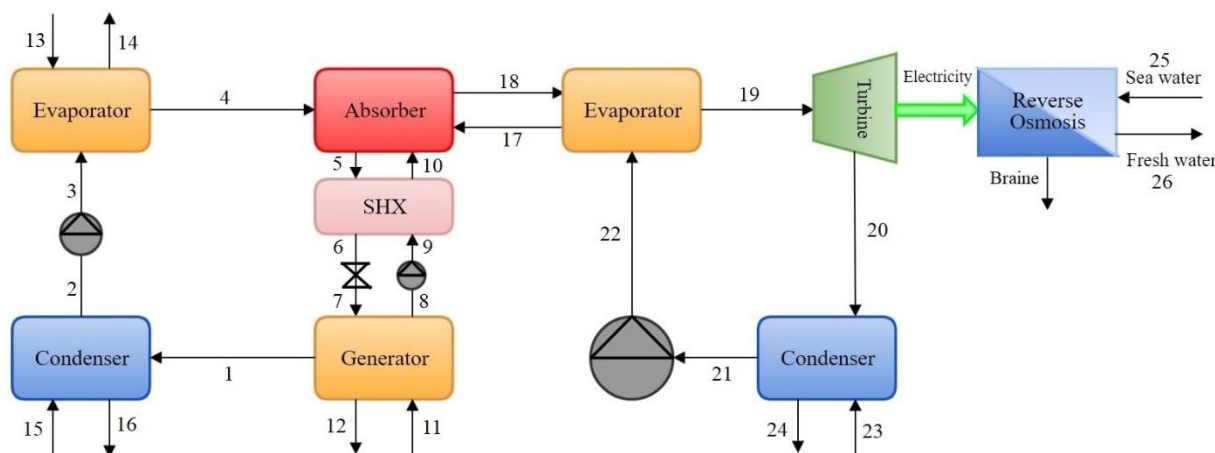
بود. در آن تحقیق، یک آنالیز حساسیت برای تعیین تاثیر پارامترهای مختلف سیستم از قبیل دمای اواپراتور و کندانسور و جاذب بر عملکرد سیستم انجام شد.

تاکنون مطالعات زیادی در زمینه سیکل رانکین آلی صورت گرفته است. به عنوان نمونه، کاسکا [۶] در سال ۲۰۱۴ آنالیز انرژی و انرژی یک سیستم ارگانیک رانکین در صنعت فولاد را انجام داد. راندمان انرژی سیستم مذکور که در آن از سیال عامل R245fa استفاده شده است، برابر با ۱۰/۲۸ درصد محاسبه گردید. آنالیز انرژی و انرژی یک سیستم رانکین آلی در سال ۲۰۱۵ توسط صفریان و آرامون [۱۱] انجام شد. در آن تحقیق سه ساختار اصلاح شده متفاوت از سیستم رانکین آلی با سیال عامل R113 مورد بررسی قرار گرفت. براساس نتایج آن تحقیق بیشترین تخریب انرژی مربوط به اواپراتور بوده و این مقدار با افزایش فشار اواپراتور کاهش می‌یابد. همچنین ترکیب سیستم رانکین آلی با توربین پره‌دار و تولید مجدد سبب دستیابی به بیشترین بازده حرارتی و انرژی می‌گردد. استفاده از حرارت اتلافی گازهای داغ یک کوره ذوب در یک سیستم رانکین آلی با چندین سیال ارگانیک مختلف توسط میرزایی و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۱۸ مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آنالیز انرژی، انرژی و اقتصادی آن تحقیق نشان داد که برخی سیال‌ها قادر به تولید توان خالص بیشتر بوده و دارای هزینه تولید الکتریسیته پایین‌تری می‌باشند.

از جمله مطالعات صورت گرفته در زمینه سیستم اسمز معکوس می‌توان به تحقیق قریشی و زوبیر [۱۳] در سال ۲۰۱۶ اشاره نمود که در آن تحقیق یک نیروگاه اسمز معکوس با بازیاب انرژی از نقطه نظر انرژی و انرژی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت. در آن تحقیق، از یک توربین و یک مبدل فشاری به عنوان دو ابزار بازیاب انرژی<sup>۲</sup> استفاده شد. تاثیرات بازده پمپ‌ها و توربین و شوری آب دریا بر روی عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفت. براساس نتایج آن تحقیق، سیستمی که در آن از مبدل فشاری برای بازیاب انرژی استفاده شد، دارای بیشترین بازده انرژی و انرژی می‌باشد. در سال ۲۰۱۹ دو و همکاران [۱۴]، با انجام یک آنالیز انرژی-اقتصادی، به بهینه‌سازی یک سیستم اسمز معکوس پرداختند. در آن تحقیق، هزینه ثابت تجهیزات، نرخ انرژی و هزینه انرژی اقتصادی سیستم مورد بررسی و آنالیز قرار گرفت.

رانکین بخار است [۶]. سیستم رانکین آلی انعطاف‌پذیری خوبی در استفاده از منابع دما متوسط دارد، به صورتی که می‌توان از حرارت ارتقا یافته در سیستم مبدل حرارتی جذبی، در سیستم رانکین آلی جهت تولید الکتریسیته استفاده کرد. اسمز معکوس<sup>۱</sup> یک فناوری برای تولید آب شیرین است که با استفاده از انرژی الکتریکی و با ایجاد فشار مصنوعی بر روی آب‌شور باعث عبور آب خالص از یک غشاء نیمه تراوا و در نتیجه جدا شدن نمک‌های موجود در آب می‌شود [۷]. انرژی الکتریسیته مورد نیاز سیستم اسمز معکوس، می‌تواند از طریق سیستم رانکین آلی تامین شود.

در زمینه سیستم مبدل حرارتی جذبی، هوروز و کورت [۴] در سال ۲۰۱۰ مطالعه‌ای بر روی مبدل‌های حرارتی جذبی و کاربرد آن‌ها در صنعت انجام دادند. در این تحقیق ابتدا به معرفی سیستم مبدل گرمایی جذبی پرداخته شده و سپس به آنالیز آن اشاره شده است که نتایجی از جمله افزایش ضریب عملکرد و انتقال حرارت در جاذب و افزایش درجه حرارت گرمای زائد برای استفاده‌های مفیدتر از جمله سیستم آب‌شیرین‌کن در برداشته است. پرهام و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۳ مطالعه‌ای بر روی ساختارهای متناوب مبدل‌های حرارتی جذبی در یکپارچه‌سازی با سیستم آب‌شیرین‌کن انجام دادند. در آن تحقیق از حرارت زائد کارخانجات نساجی با دمای بین ۸۰ تا ۹۰ درجه سانتی‌گراد، در سیستم مبدل حرارتی جذبی برای افزایش دمای آن به منظور استفاده در سیستم آب‌شیرین‌کن استفاده شد. براساس نتایج، بیشترین مقدار آب تولید شده توسط سیستم ۰/۲۳۴۵ کیلوگرم بر ثانیه است که با افزایش دمایی منبع حرارت، نرخ تولید آب کاهش می‌یابد. همچنین امکان کریستاله شدن سیستم در ساختارهای مختلف بررسی شد. در سال ۲۰۱۴ تحقیقی جامع توسط پرهام و همکاران [۹] بر روی مبدل‌های حرارتی جذبی انجام شد. در آن تحقیق کاربرد سیستم مبدل حرارتی جذبی در صنعت، استفاده از آن برای افزایش دما و بهره‌گیری مجدد از حرارت زائد و همچنین خطرات کریستاله شدن در انواع مختلف از این سیستم مورد بررسی قرار گرفت. بهینه‌سازی سه‌هدفه مبدل حرارتی جذبی تک‌اثره ترکیبی با یک سیستم آب‌شیرین‌کن در سال ۲۰۱۷ توسط محمودی و همکاران [۱۰] انجام شد. هدف از تحقیق مذکور افزایش ضریب عملکرد انرژی سیستم و کاهش هزینه‌های تولید آب شیرین



شکل ۱. شماتیک سیستم ترکیبی مبدل حرارتی جذبی، سیکل رانکین آلی و آب شیرین کن اسمز معکوس  
 Fig. 1. Schematic of the absorption heat transformer, organic Rankine cycle and reverse osmosis combined system

الکتریسیته، آب شیرین و هزینه هر واحد الکتریسیته و آب شیرین تولیدی محاسبه و تعیین گردید.

با مروری بر تحقیقات صورت گرفته مشخص می شود که تحقیقات زیادی در خصوص آنالیز انرژی، انرژی و انرژی اقتصادی هر یک از سیستم های مبدل حرارتی جذبی، چرخه رانکین آلی و اسمز معکوس صورت گرفته است؛ اما بررسی منابع قابل دسترس نشان می دهد که گزارشی مبنی بر ترکیب این سه سیستم با یکدیگر و تحلیل آن ها از نقطه نظر ترموآکونومیک صورت نگرفته است. لذا در پژوهش حاضر، سیستم های مبدل حرارتی جذبی، چرخه رانکین آلی و آب شیرین کن اسمز معکوس<sup>۲</sup> با یکدیگر ترکیب شده و از نظر ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از مطالعه حاضر، بررسی میزان تولید آب شیرین و هزینه آن از منابع اتلافی دما پایین توسط سیستم ترکیبی و عوامل موثر بر آن همچون نرخ حرارت اتلافی، هزینه سرمایه گذاری و نرخ بهره واقعی است.

## ۲- شرح سیستم

در این قسمت از تحقیق، عملکرد سیستم ترکیبی مبدل حرارتی جذبی، چرخه رانکین آلی و آب شیرین کن اسمز معکوس شرح داده شده است (شکل ۱). بر اساس شکل ۱، سیستم مبدل حرارتی جذبی از یک ژنراتور، اواپراتور، ابزوربر، کندانسور و مبدل حرارتی محلول تشکیل شده که در آن از سیال عامل لیتیم-بروماید/آب استفاده شده است. حرارت اتلافی به ژنراتور و اواپراتور سیکل اعمال شده

علاوه بر تحقیقات صورت گرفته در زمینه سیستم های مبدل حرارتی جذبی، سیکل رانکین آلی و اسمز معکوس که در بالا اشاره شد، مطالعات مختلفی برای ترکیب ساختارهای متفاوت از سیستم های نامبرده انجام شده است که از جمله می توان به موارد ذیل اشاره کرد. چایات [۱۵] در سال ۲۰۱۴ تحقیق و آزمایشی بر روی تولید ۲۰ کیلووات الکتریسیته با استفاده از سیستم ترکیبی مبدل حرارتی جذبی و چرخه رانکین آلی انجام داد. بر اساس نتایج آنالیز انرژی سیستم ترکیبی مذکور، ضریب عملکرد سیستم مبدل حرارتی جذبی و بازده سیستم رانکین آلی به ترتیب برابر با ۴۴ و ۸/۵ درصد محاسبه گردید. در سال ۲۰۱۷ نعمتی و همکاران [۱۶] مطالعه ای بر روی بهینه سازی چند هدفه سیستم ترکیبی سیکل رانکین آلی و آب شیرین کن اسمز معکوس با استفاده از موتور دیزلی سنگین کشتی برای منبع حرارتی انجام دادند. در آن مطالعه، ابتدا آنالیز انرژی، انرژی و انرژی اقتصادی سیستم صورت گرفت. سپس با استفاده از یک روش بهینه سازی، سیستم بهینه با راندمان انرژی و انرژی بالا و هزینه تولید آب شیرین کم تعیین گردید. در سال ۲۰۱۸ عسکری و همکاران [۱۷] تحقیقی بر روی سیستم های ترکیبی آب شیرین کن های مختلف و نیروگاه خورشیدی انجام دادند. در تحقیق ذکر شده، مقداری از حرارت و الکتریسیته تولیدی در یک نیروگاه خورشیدی، برای راه اندازی آب شیرین کن های تقطیر چندمرحله ای<sup>۱</sup> و اسمز معکوس مورد استفاده قرار گرفته است. با انجام آنالیز انرژی، انرژی و انرژی اقتصادی بر روی سیستم مذکور، میزان تولید

لوله‌ها ناچیز در نظر گرفته می‌شود بنابراین از آن‌ها صرف‌نظر خواهد شد.

- برای حالت مرجع محیط، دما و فشار آب در دمای ۲۰ درجه سلسیوس و فشار ۱ اتمسفر در نظر گرفته شده است.

- عدم وجود انتقال حرارت در مسیر آب‌شیرین‌کن.

- عدم افت فشار بعد از پمپاژ.

- از تغییرات غلظت آب ورودی به آب‌شیرین‌کن طی مسیر صرف‌نظر شود.

- نفوذپذیری آب تمیز و نفوذپذیری نمک در طول شیرین‌سازی ثابت است.

### ۳-۱- قوانین ترمودینامیک

در تحلیل ترمودینامیکی سیستم‌ها، از قوانین اول و دوم ترمودینامیک که به‌صورت موازنه جرم، انرژی و انگرژی صورت می‌گیرد، استفاده می‌شود.

معادله‌ی حاکم بر بقای جرم برای هر جز عبارت است از [۱۸]:

$$\sum (\dot{m}_{in})_k - \sum (\dot{m}_{out})_k = 0 \quad (1)$$

در سیستم مبدل حرارتی جذبی علاوه بر موازنه جرم، موازنه جرم لیتیم-بروماید هم انجام می‌پذیرد که به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$\sum \dot{m}_{in} \dot{X}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \dot{X}_{out} \quad (2)$$

که در رابطه بالا  $\dot{X}$  بیانگر غلظت لیتیموم بروماید است.

با صرف‌نظر از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل، موازنه‌ی انرژی برای جریان پایا به‌صورت زیر بیان می‌شود [۴ و ۱۹]:

$$\sum \dot{Q}_k - \sum \dot{W}_k + \sum (\dot{m}h)_{out,k} - \sum (\dot{m}h)_{in,k} = 0 \quad (3)$$

که در اینجا  $\dot{Q}$ ،  $\dot{W}$  و  $h$  به ترتیب شدت حرارت خالص ورودی، شدت کار خالص خروجی و آنتالپی مخصوص سیال می‌باشند. با صرف‌نظر از انرژی جنبشی و پتانسیل، موازنه انگرژی برای جریان پایا به‌صورت زیر بیان می‌شود [۲۰ و ۲۱]:

$$EX_D = \left( \sum E\dot{x}_{in} \right)_k - \left( \sum E\dot{x}_{out} \right)_k - \dot{W}_k + \dot{Q}_k \left( 1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \quad (4)$$

در رابطه فوق عبارت سمت راست آهنگ انگرژی خالص ناشی از

(جریان‌های ۱۱ و ۱۳) که این امر سبب تبخیر مبرد می‌شود. در ژنراتور، مبرد با جدا شدن از محلول به سمت کندانسور جریان می‌یابد (جریان ۱) و پس از چگالیده شدن در کندانسور، به سمت اواپراتور پمپ می‌شود (جریان ۳). محلول لیتیم-بروماید که مبرد از آن جدا شده است، به عنوان محلول قوی به سمت ایزوربر پمپ شده (جریان ۸) و پس از پیش‌گرمایش در مبدل حرارتی محلول وارد ایزوربر می‌شود (جریان ۱۰). در ایزوربر محلول قوی با جذب بخار مبرد که از سمت اواپراتور می‌آید (جریان ۴)، به محلول ضعیف تبدیل می‌شود و به سمت ژنراتور جریان می‌یابد (جریان ۵) تا سیکل کامل گردد. فرایند جذب مبرد توسط لیتیم-بروماید یک واکنش گرماده بوده که باعث افزایش دمای ایزوربر می‌شود. حرارت تولید شده در ایزوربر باعث افزایش دمای جریان ورودی به اواپراتور سیکل رانکین آلی می‌شود (جریان ۱۸). با انتقال این حرارت به اواپراتور سیکل رانکین آلی، سیال عامل ورودی (جریان ۲۲) به بخار اشباع تبدیل شده و وارد توربین می‌گردد (جریان ۱۹) تا با تبدیل آنتالپی آن به انرژی مکانیکی توسط ژنراتور به انرژی الکتریکی تبدیل شود. در این تحقیق، از سیال عامل R123 در سیکل رانکین آلی استفاده شده است. جریان خروجی از توربین وارد کندانسور شده (جریان ۲۰) و پس چگالیده شدن به‌صورت مایع اشباع به سمت اواپراتور پمپ می‌شود تا سیکل کامل گردد. با مصرف انرژی الکتریکی تولید شده در پمپ فشار بالای سیستم اسمز معکوس و با عبور آب شور از غشای نیمه تراوا، آب شیرین تولید می‌شود.

### ۳- معادلات حاکم

برای مدل‌سازی سیستم ترکیبی مبدل حرارتی جذبی، سیکل رانکین آلی و آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس، فرضیات زیر در حل معادلات ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی سیستم در نظر گرفته شده است:

- محلول و مبرد در تمامی حالات پایدار می‌باشند و شرایط تعادل ترمودینامیکی نیز برقرار خواهد بود.

- محلول خروجی از ایزوربر و ژنراتور و همچنین سیال خروجی از اواپراتور در حالت بخار اشباع بوده و سیال خروجی از کندانسور در حالت مایع اشباع می‌باشد.

- جذب و دفع حرارت و نیز افت فشار در اجزای مختلف سیستم و



جدول ۱. معادلات ترمودینامیکی هر کدام از اجزاء سیستم ترکیبی  
Table 1. The thermodynamic equations of each component of the combined system

| معادلات   | اجزا              |
|---|-------------------|
| مبدل حرارتی جذبی  |                   |
| $EX_{D,co} = E\dot{X}_1 + E\dot{X}_{15} - E\dot{X}_2 - E\dot{X}_{16}$                 | کندانسور          |
| $EX_{D,ge} = E\dot{X}_7 + E\dot{X}_{11} - E\dot{X}_1 - E\dot{X}_8 - E\dot{X}_{12}$    | ژنراتور           |
| $EX_{D,ev} = E\dot{X}_3 + E\dot{X}_{13} - E\dot{X}_4 - E\dot{X}_{14}$                 | اواپراتور         |
| $EX_{D,ab} = E\dot{X}_4 + E\dot{X}_{10} + E\dot{X}_{17} - E\dot{X}_5 - E\dot{X}_{18}$ | ابزوربر           |
| $EX_{D,shx} = E\dot{X}_5 + E\dot{X}_9 - E\dot{X}_{10} - E\dot{X}_6$                   | مبدل حرارتی محلول |
| چرخه رانکین آلی   |                   |
| $EX_{D,ORC,eva} = E\dot{X}_{22} + E\dot{X}_{18} - E\dot{X}_{17} - E\dot{X}_{19}$      | اواپراتور         |
| $EX_{D,ORC,tur} = E\dot{X}_{19} - E\dot{X}_{20} + \dot{W}_{ORC,tur}$                  | توربین            |
| $EX_{D,ORC,con} = E\dot{X}_{20} + E\dot{X}_{23} - E\dot{X}_{21} - E\dot{X}_{24}$      | کندانسور          |

$$ECOP = \frac{\dot{Q}_{ab} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ab}}\right)}{\dot{Q}_{ge} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ge}}\right) + \dot{Q}_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right)} \quad (7)$$

### ۳-۱-۲- چرخه رانکین آلی

در سیستم رانکین آلی، مقدار نرخ جریان داخلی سیستم<sup>۱</sup>، در تمام اجزا مقداری ثابت در نظر گرفته شده است. بازده سیستم رانکین آلی بیانگر نسبت کار خالص سیستم به مقدار حرارت ورودی به اواپراتور می‌باشد و به صورت زیر نمایش داده می‌شود:

$$\eta_{orc} = \frac{\dot{W}_{tur} - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{ev}} \quad (8)$$

در جدول ۱ معادلات بالانس انرژی اجزای سیستم‌های مبدل حرارتی جذبی و چرخه رانکین آلی بر اساس شماره جریان‌های مشخص شده در شکل ۱ نشان داده شده است:

### ۳-۱-۳- آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس

سیستم آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس به طور متوسط دارای نسبت بازیافت آب<sup>۲</sup> ۴۵ درصد می‌باشد. به عبارت دیگر ۴۵ درصد از هر واحد آب دریای ورودی به سیستم آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس تبدیل به آب شیرین شده و باقیمانده به صورت پساب به دریا بازمی‌گردد. انرژی شیمیایی آب شیرین با استفاده از رابطه زیر به دست می‌آید [۱۷]:

1  $\dot{m}_{orc}$   
2 Water Recovery Ratio

انتقال گرما، کار و جرم بوده و عبارت سمت چپ آهنگ اتلاف انرژی را نشان می‌دهد. انرژی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Ex = \dot{m} [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (5)$$

که  $Ex$  و  $s$  به ترتیب انرژی و آنترپی مخصوص جریان می‌باشند و خواص مشخص شده با اندیس 0 دلالت بر مقادیر خواص در حالت مرجع محیط دارند.

### ۳-۱-۱- مبدل حرارتی جذبی

آنالیز ترمودینامیکی سیستم مبدل حرارتی جذبی که در شکل ۱ نشان داده شد، نیازمند آنالیز موازنه جرم، انرژی و آنالیز انرژی روی هر یک از اجزای مبدل حرارتی می‌باشد. در سیستم مبدل حرارتی جذبی، ضریب عملکرد سیستم بیانگر توانایی سیستم جهت ارتقا سطح دما و کیفیت حرارت زائد ورودی به ژنراتور و اواپراتور می‌باشد که به صورت زیر بیان می‌شود:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ab}}{\dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{ev}} \quad (6)$$

همچنین ضریب عملکرد انرژی، نسبت انرژی به دست آمده در جذب به انرژی جریان‌های داده شده به سیستم در ژنراتور و اواپراتور معرفی می‌شود که به صورت زیر نمایش داده می‌شود:

جدول ۲. هزینه‌های مرجع اجزا سیستم در سال ۲۰۰۰ [۱۶ و ۲۱]  
 Table 2. Reference costs of the system components in 2000 [16, 21]

| اجزا سیستم  | هزینه مرجع (دلار) |
|-------------|-------------------|
| اوپراتور    | ۱۶۵۰۰             |
| کندانسور    | ۸۰۰۰              |
| ژنراتور     | ۱۷۵۰۰             |
| ابزوربر     | ۱۶۵۰۰             |
| توربین      | ۶۰۰۰              |
| مبدل حرارتی | ۱۲۰۰۰             |
| پمپ         | ۲۱۰۰              |
| شیرانبساط   | ۳۰۰               |

سرمایه‌گذاری مولفه‌های سیستم، بر اساس مساحت انتقال حرارت و توان به صورت زیر بیان می‌شوند [۱۰]:

$$\dot{Z}_k = Z_R \left( \frac{A_k}{A_R} \right)^{0.6} \quad (15)$$

$$\dot{Z}_{tur} = Z_R (\dot{W}_{tur})^{0.6} \quad (16)$$

$$\dot{Z}_p = Z_R \left( \frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_{R,p}} \right)^{0.26} \left( \frac{1-\eta_p}{\eta_p} \right)^{0.5} \quad (17)$$

در معادله (۱۵)،  $A_R$  مساحت مرجع و مقدار آن ۱۰۰ مترمربع بوده و  $\dot{W}_{tur}$  و  $\dot{W}_p$  در معادلات (۱۶) و (۱۷) به ترتیب توان توربین و پمپ می‌باشند. همچنین،  $\dot{W}_{R,p}$  و  $\eta_p$  به ترتیب توان مرجع پمپ و بازده پمپ می‌باشند که مقادیر آن‌ها به ترتیب برابر ۱۰ کیلووات و ۸۰ درصد است. در معادلات بالا،  $Z_R$  هزینه مرجع مرتبط با مساحت مرجع است که در جدول ۲ نشان داده شده است.  $A_k$  مساحت هر جز سیستم می‌باشد که از طریق رابطه زیر به دست می‌آید [۲۳]:

$$A_k = \frac{\dot{Q}_k}{U_k LMTD_k} \quad (18)$$

که  $\dot{Q}_k$  نرخ حرارت ورودی،  $U_k$  ضریب انتقال حرارت برای هر جزء و  $LMTD$  بیانگر اختلاف دمای متوسط لگاریتمی می‌باشند.

$$Ex_{fresh} = \emptyset \times R_{universal} \times T_0 \times X_{s,feed} \times N_{fresh} \quad (9)$$

در رابطه بالا  $N_{fresh}$  جریان مولی آب شیرین تولیدی و  $\emptyset$  فاکتور تجزیه نمک است که برای کلرید سدیم برابر با ۲ می‌باشد.  $R_{universal}$  ثابت جهانی گازها و  $X_{s,feed}$  نسبت مولی نمک حل‌نشده در آب شیرین تولیدی می‌باشد:

$$X_{s,feed} = (TDS_{sw} \times MM_{water}) / (MM_{nacl}) \quad (10)$$

که  $TDS_{sw}$  مقدار شوری آب دریا برحسب میلی‌گرم نمک در هر لیتر است و برای آب دریا با شوری‌های مختلف متفاوت می‌باشد (بین ۳۵ mg/L تا ۴۸ mg/L).  $MM_{water}$  و  $MM_{nacl}$  جرم مولکولی آب و نمک بوده که به ترتیب برابر ۱۸ kg/kmol و ۵۸/۵ kg/kmol می‌باشند. جریان مولی آب شیرین تولیدی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$N_{fresh} = \frac{\dot{m}_{fresh}}{MM_{water}} \quad (11)$$

### ۳-۲- قوانین ترموکانونومیک

تحلیل انرژی اقتصادی برای هر یک از مؤلفه‌های سیستم از فرمول ارائه شده توسط بیژان بدین صورت قابل بیان می‌باشد [۲۱] و [۲۲]:

$$\sum_{in} \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{Q,k} + \dot{Z}_k = \sum_{out} \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{W,k} \quad (12)$$

در این معادله  $\dot{C}$  نرخ هزینه و برحسب نرخ انرژی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{C} = cE\dot{x} \quad (13)$$

$c$  بیانگر هزینه واحد انرژی و  $E\dot{x}$  نرخ انرژی است. همچنین  $\dot{C}_W$  و  $\dot{C}_Q$  به ترتیب نرخ هزینه مرتبط با گرمای ورودی به مؤلفه  $k$  ام و کار خروجی از مؤلفه  $k$  ام می‌باشد.  $\dot{Z}_k$  بیانگر نرخ هزینه مرتبط با سرمایه‌گذاری روی مؤلفه  $k$  ام است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_{capital,k} + \dot{Z}_{O\&M,k} \quad (14)$$

در رابطه (۱۴)، هزینه سرمایه‌گذاری شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه تعمیرات و نگهداری می‌باشد. هزینه‌های

1 Logarithmic Mean Temperature Difference

جدول ۳. ضریب انتقال حرارت اجزاء سیستم مبدل حرارتی جذبی و سیستم رانکین آلی [۲۶، ۲۹، ۳۰]

Table 3 . Heat transfer coefficient of the absorption heat transformer and organic Rankine cycle components [26, 29, 30]

| U (kW/m <sup>2</sup> K)       | اجزا سیستم  |
|-------------------------------|-------------|
| <b>سیستم مبدل حرارتی جذبی</b> |             |
| ۰/۹                           | اوپراتور    |
| ۰/۷۸                          | ابزوربر     |
| ۰/۸—۱/۲                       | ژنراتور     |
| ۱/۱                           | کندانسور    |
| ۱                             | مبدل حرارتی |
| <b>سیستم رانکین آلی</b>       |             |
| ۰/۲                           | اوپراتور    |
| ۰/۲۵                          | کندانسور    |

است. لازم به ذکر است که هزینه جریان‌های ورودی به ژنراتور و اوپراتور برابر با ۵ دلار برتن و هزینه الکتریسیته ۱۰ دلار بر گیگاژول در نظر گرفته شده‌اند [۲۰]. همچنین از هزینه ورودی به کندانسور صرف نظر شده است ( $c_{15}=0$ ). بنابراین با حل هم‌زمان ۱۵ معادله و ۱۵ مجهول، مقادیر هزینه جریان‌های اگزرژی برای سیستم مبدل حرارتی جذبی محاسبه می‌شوند. با توجه به مشخص بودن مقدار هزینه جریان ورودی به اوپراتور و همچنین صرف نظر از هزینه جریان ورودی به کندانسور سیستم رانکین آلی، تعداد ۶ مجهول باقی می‌ماند که با حل هم‌زمان معادلات، مقادیر آن‌ها به دست می‌آید. در تحلیل سیستم اسمز معکوس براساس سیستم نشان داده شده در شکل ۲، هزینه‌های سرمایه‌گذاری سیستم اسمز معکوس شامل هزینه‌های مستقیم و غیرمستقیم این سیستم می‌باشند که به ترتیب برابر ۱۷۷۰ و ۶۵۵ دلار به ازای هر مترمکعب در نظر گرفته شده است [۱۷]. همچنین، هزینه تعمیر و نگهداری سیستم برابر با ۲ درصد هزینه مستقیم آن در نظر گرفته شده است [۱۷].

برای تبدیل هزینه‌ها به مقیاس مورد نظر می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد [۳۱].

$$\frac{\text{capital cost}_{L,\text{scale}}}{\text{capital cost}_{s,\text{scale}}} = \left( \frac{\text{capacity}_{L,\text{scale}}}{\text{capacity}_{s,\text{scale}}} \right)^n \quad (23)$$

که در رابطه بالا که در رابطه بالا زیر نویس‌های  $L$  اشاره به مقیاس بزرگ و  $S$  اشاره به مقیاس کوچک دارد. مقدار  $n$  برای آب‌شیرین‌کن

$$LMTD_k = \frac{(T_{h.in} - T_{c.in}) - (T_{h.out} - T_{c.out})}{\ln \frac{T_{h.in} - T_{c.in}}{T_{h.out} - T_{c.out}}} \quad (19)$$

در رابطه بالا، زیرنویس‌های  $h$  و  $c$  به ترتیب بیانگر جریان‌های گرم و سرد می‌باشند.

برای تبدیل هزینه‌ها از سال ۲۰۰۰ به سال ۲۰۱۸ از رابطه زیر استفاده شده است [۲۴]:

$$FP = P(1 + i_r)^n \quad (20)$$

که در آن  $P$  هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و  $n$  سال تبدیل و  $i_r$  نرخ بهره واقعی که بین ۵ تا ۶ درصد در نظر گرفته شده است [۱۷، ۲۵، ۲۶].

بعد از به دست آوردن هزینه‌ها بر اساس اندازه هر کدام از اجزاء سیستم، از رابطه زیر برای هزینه‌های سرمایه‌گذاری نهایی استفاده شده است [۱۰]:

$$\sum_k Z_k = \frac{\sum_k (CRF + 0.06)\beta Z_k}{\tau} \quad (21)$$

که  $Z_k$  هزینه به دست آورده شده بر اساس اندازه هر مولفه سیستم و  $\beta$  ضریب ثابت لحاظ شده برای هزینه‌های تعمیر و نگهداری است که مقدار آن برابر با ۱/۵ می‌باشد. همچنین،  $\tau$  تعداد ساعت کارکرد سیستم در سال است که مقدار آن برابر ۵۰۰۰ ساعت می‌باشد. فاکتور بازگشت سرمایه<sup>۱</sup> است که از آن برای تبدیل هزینه‌های اولیه به صورت پرداخت‌های مساوی در طول سال‌های عمر پروژه ( $N=20$ ) استفاده می‌شود [۱۰، ۱۶، ۲۷، ۲۸]:

$$CRF = \frac{i_r(1 + i_r)^N}{(1 + i_r)^N - 1} \quad (22)$$

در تحلیل اگزرژی اقتصادی باید روابط اصلی و کمکی برای تمام اجزا سیستم نوشته شود. برای محاسبه هزینه‌های سرمایه‌گذاری سیستم‌های مبدل حرارتی جذبی و سیکل رانکین آلی، اندازه هر مولفه سیستم با توجه به معادلات (۱۵) و (۱۶) و مقادیر ضرایب انتقال حرارت مشخص شده در جدول ۳ محاسبه شده است:

در جدول ۴، برای هر جزء از سیستم ترکیبی، معادلات اگزرژی اقتصادی که شامل معادلات اصلی و کمکی می‌باشند، نشان داده شده

1 CRF

جدول ۴. معادلات ترموآکونومیکی سیستم مبدل حرارتی جذبی، رانکین آلی و سیستم اسمز معکوس

Table 4. Thermo-economic equations of absorption heat transformer, organic rankine cycle and reverse osmosis system

| معادلات کمکی   | معادلات اصلی   | اجزا                                 |
|--|--|--------------------------------------|
| <b>مبدل حرارتی جذبی</b>  |  |                                      |
| $\frac{(\dot{C}_1 - \dot{C}_7)}{(Ex_1 - Ex_7)} = \frac{(\dot{C}_8 - \dot{C}_7)}{(Ex_8 - Ex_7)}$<br>$c_{11} = c_{12}$ | $\dot{C}_{11} + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{ge} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_1 + \dot{C}_8$                                   | ژنراتور                              |
| $\frac{(\dot{C}_4 + \dot{C}_{10})}{(Ex_4 + Ex_{10})} = \frac{\dot{C}_5}{Ex_5}$<br>$c_{17} = c_{18}$                  | $\dot{C}_4 + \dot{C}_{10} + \dot{C}_{17} + \dot{Z}_{ab} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{18}$                                | ابزوربر                              |
| $c_1 = c_2$<br>$c_{15} = 0$  | $\dot{C}_1 + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{co} = \dot{C}_2 + \dot{C}_{16}$   | کندانسور                             |
| $c_{13} = c_{14}$  | $\dot{C}_3 + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{ev} = \dot{C}_4 + \dot{C}_{14}$   | اوپراتور                             |
| $c_5 = c_6$  | $\dot{C}_5 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{shx} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{10}$   | مبدل حرارتی<br>محلول                 |
| $c_7 = c_9$  | $\dot{C}_2 + \dot{C}_{w,sp} + \dot{Z}_{rp} = \dot{C}_3$<br>$\dot{C}_8 + \dot{C}_{w,sp} + \dot{Z}_{sp} = \dot{C}_9$ | پمپ های مبرد و<br>محلول و شیر انبساط |
| <b>سیستم رانکین آلی</b>  |  |                                      |
| $c_{17} = c_{18}$  | $\dot{C}_{22} + \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{ev} = \dot{C}_{19} + \dot{C}_{17}$   | اوپراتور                             |
| $\frac{\dot{C}_{19}}{Ex_{19}} = \frac{\dot{C}_{20}}{Ex_{20}}$<br>$\dot{C}_{w,tur} = c_{el} \times W_{orc}$           | $\dot{C}_{19} + \dot{Z}_{tur} = \dot{C}_{20} + \dot{C}_{w,tur}$  | توربین                               |
| $c_{20} = c_{21}$<br>$c_{23} = 0$  | $\dot{C}_{20} + \dot{C}_{23} + \dot{Z}_{co} = \dot{C}_{21} + \dot{C}_{24}$   | کندانسور                             |
|  | $\dot{C}_{21} + \dot{C}_{w,p} + \dot{Z}_p = \dot{C}_{22}$  | پمپ                                  |
| <b>سیستم اسمز معکوس</b>  |  |                                      |
| $c_{brine} = c_{sw} = 0$   | $\dot{C}_{w,RO} + \dot{C}_{sw} + \dot{Z}_{RO} = \dot{C}_{fw} + \dot{C}_{brine}$                                    | اسمز معکوس                           |

محاسبه می‌شود:

$$LCOE = \frac{(Z_{ORC} + Z_{AHT}) \times C_{if}}{W_{net}} \quad (24)$$

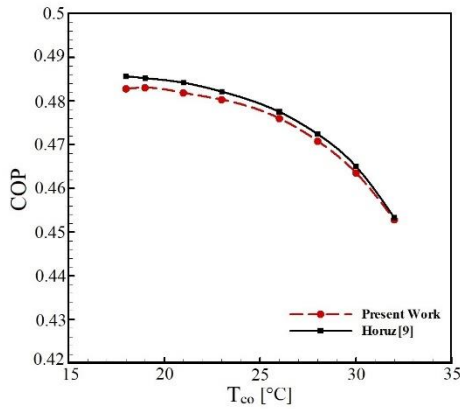
که  $W_{net}$  میزان تولید الکتریسیته خالص تولید شده در سیستم

رانکین آلی می‌باشد.

اسمز معکوس برابر با ۰/۸۱ می‌باشد [۳۲]. همچنین در سیستم

ترکیبی مبدل حرارتی جذبی، سیکل رانکین آلی و آب شیرین کن

اسمز معکوس، هزینه واحد الکتریسیته تولیدی از طریق رابطه زیر



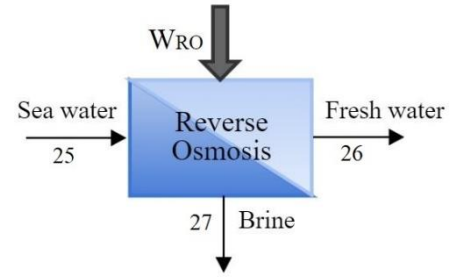
شکل ۴. اعتبارسنجی مدل‌سازی سیستم مبدل حرارتی جذبی با مطالعه هوروز در دمای ژنراتور ۸۰ و ابزوربر ۱۳۰ درجه سلسیوس  
**Fig. 4. Validation of AHT system modeling with Horuz study at generator temperature of 80°C and absorber temperature of 130 °C**

ترکیبی را نشان می‌دهد. ابتدا داده‌های ورودی سیستم مبدل حرارتی که شامل دمای منبع حرارتی، نرخ حرارت زائد و دماهای اجزای سیستم می‌باشد، در محاسبات استفاده شده و طبق روابط ارائه شده، نرخ حرارت و تخریب انرژی هر جز تعیین شده است. سپس، هزینه بر واحد انرژی جریان‌های (۱۷) و (۱۸) در سیستم مبدل حرارتی به عنوان ورودی در سیستم رانکین آلی استفاده شده است. در گام بعد، برای تحلیل انرژی و انرژی سیستم رانکین آلی، نرخ حرارت ابزوربر، هزینه بر واحد انرژی جریان ورودی، دمای ابزوربر و کندانسور سیستم رانکین آلی در محاسبات مورد استفاده قرار گرفته و بازه سیستم، نرخ حرارت، نرخ تخریب انرژی سیستم و در نهایت هزینه بر واحد انرژی الکتریسیته تولید شده تعیین گردیده است. در گام بعد با استفاده از داده‌های مورد نیاز برای محاسبات سیستم اسمز معکوس، از جمله هزینه‌های سرمایه‌گذاری، هزینه بر واحد انرژی الکتریسیته، شوری و براساس معادلات ارائه شده، مقدار آب تولیدی و هزینه آن به دست آورده شده است.

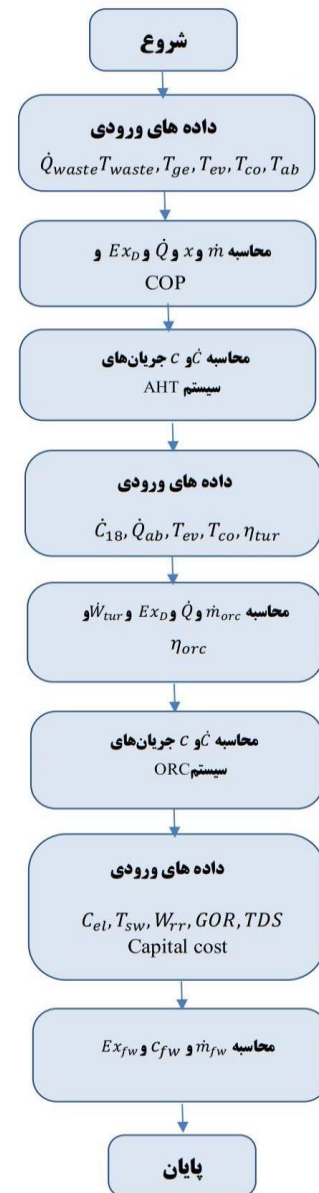
#### ۴- اعتبارسنجی

##### ۴-۱- اعتبارسنجی ترمودینامیکی

جهت اطلاع از صحت مدل‌سازی انجام‌شده، نتایج مدل‌سازی هریک از سیستم‌های مبدل حرارتی جذبی و چرخه رانکین آلی به ترتیب با نتایج تحقیقات هوروز و کورت [۳۳] و کاسکا [۶] و در شرایط عملکرد یکسان، مقایسه شده است. شکل ۴ میزان تغییرات ضریب



شکل ۲. سیستم آب شیرین کن اسمز معکوس  
**Fig. 2. Reverse osmosis desalination system**



شکل ۳. فلوجارت حل مسئله  
**Fig. 3. Flowchart of problem solving**

شکل ۳ فلوجارت مراحل محاسبات ترمودینامیکی سیستم

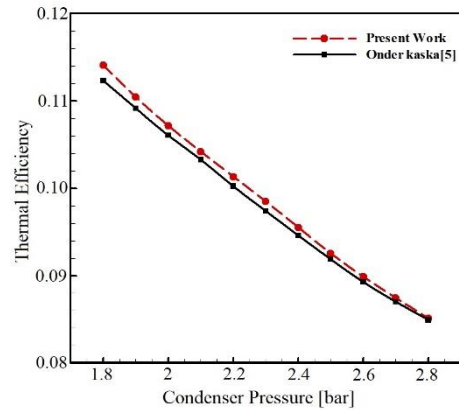
جدول ۵. کمیت‌های ورودی شبیه‌سازی [۱۷، ۳۴، ۳۵]  
Table 5. Simulation input quantities [17, 34, 35]

| مبدل حرارتی جذبی       |                                  |
|------------------------|----------------------------------|
| ۶۵                     | دمای ژنراتور و اواپراتور (°C)    |
| ۱۰۵                    | دمای ایزوربر (°C)                |
| ۲۵                     | دمای کندانسور (°C)               |
| ۲۵                     | دبی جرمی حرارت اتلافی (kg/s)     |
| ۸۰                     | راندمان مبدل حرارتی محلول (درصد) |
| ۸۰                     | راندمان پمپ (درصد)               |
| چرخه رانکین آلی        |                                  |
| ۸۵                     | دمای اواپراتور (°C)              |
| ۳۰                     | دمای کندانسور (°C)               |
| ۸۰                     | راندمان توربین (درصد)            |
| ۸۰                     | راندمان پمپ (درصد)               |
| آب شیرین کن اسمز معکوس |                                  |
| ۳۵                     | دمای آب دریا (°C)                |
| ۴۵                     | ضریب بازیاب (درصد)               |
| ۴۶۰۰۰                  | شوری آب دریا <sup>۱</sup>        |

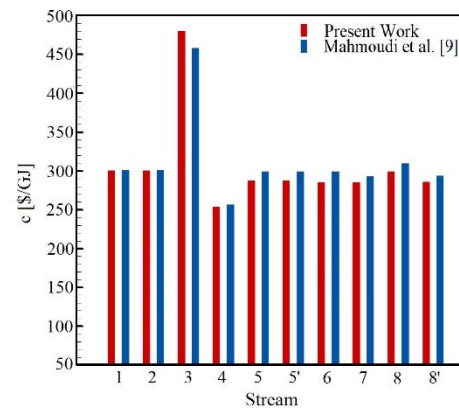
جذبی بررسی شده برای اعتبارسنجی کار حاضر، مشابه سیستم بررسی شده توسط محمودی و همکاران [۱۰] می‌باشد و سیستم مبدل حرارتی جذبی حاضر همانند مطالعه محمودی و همکاران [۱۰] از نظر انرژی، انرژی و انرژی و انرژی اقتصادی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. شکل ۶ میزان هزینه بر پایه انرژی همه جریان‌های سیستم مبدل حرارتی جذبی را نشان می‌دهد. براساس شکل ۶، نتایج حاصل از تحلیل ترموآکونومیک سیستم با تقریب مناسب به نتایج کار محمودی و همکاران نزدیک است.

#### ۵- نتایج و بحث

در تحلیل ترمودینامیکی سیستم ترکیبی، ابتدا در سیستم مبدل حرارتی جذبی نرخ حرارت هر جز و ضریب عملکرد سیستم محاسبه شده است. سپس با استفاده از این داده‌ها، راندمان حرارتی، مقدار الکتریسیته، نرخ حرارت و کار اجزا سیستم رانکین آلی تعیین شده است. در نهایت، با استفاده از هزینه الکتریسیته تولیدی، میزان آب شیرین و هزینه تولید آن در سیستم اسمز معکوس محاسبه شده است. جدول ۵ کمیت‌های استفاده شده در شبیه‌سازی سیستم ترکیبی



شکل ۵. اعتبارسنجی سیستم رانکین آلی با مطالعه اندرکاسکا در دمای اواپراتور ۹۲/۹ درجه سلسیوس  
Fig. 5. Validation of ORC system with kaska study at evaporator temperature of 92.9 °C



شکل ۶. نتایج اعتبارسنجی ترموآکونومیک سیستم مبدل حرارتی جذبی  
Fig. 6. Results of thermoeconomic validation of absorption heat transformer

عملکرد سیستم را بر اساس تغییرات دمای کندانسور نشان می‌دهد. نتیجه به دست آمده نشان می‌دهد که تطابق خوبی بین کار حاضر و کار هوروز و کورت وجود دارد. همچنین، شکل ۵ تغییرات راندمان حرارتی سیستم رانکین آلی را براساس تغییرات فشار کندانسور نشان می‌دهد. نتیجه به دست آمده نشان می‌دهد که تطابق خوبی بین کار حاضر و کار کاسکا وجود دارد.

#### ۴-۲- اعتبارسنجی ترموآکونومیکی

جهت اطلاع از صحت نتایج به دست آمده از تحلیل ترموآکونومیکی سیستم مبدل حرارتی جذبی تک‌اثره که در شکل ۱ نشان داده شده، نتایج کار حاضر با نتایج کار محمودی و همکاران [۱۰] مقایسه شده است. لازم به ذکر است که شرایط کارکرد سیستم مبدل حرارتی

جدول ۶. نتایج تحلیل ترمودینامیکی سیستم مبدل حرارتی جذبی و چرخه رانکین آلی  
**Table 6. Thermodynamic analysis results of absorption heat transformer and organic Rankine cycle**

| مبدل حرارتی جذبی                    |                            |                            |                           |                           |                                   |                          |
|-------------------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|---------------------------|-----------------------------------|--------------------------|
| نرخ حرارت مبدل<br>حرارتی محلول (kW) | نرخ حرارت<br>کندانسور (kW) | نرخ حرارت<br>اوپراتور (kW) | نرخ حرارت<br>ژنراتور (kW) | نرخ حرارت<br>ابزوربر (kW) | ضریب عملکرد<br>اگرژی <sup>۳</sup> | ضریب عملکرد <sup>۲</sup> |
| ۲۶۵/۶                               | ۶۰۶/۹                      | ۶۰۹/۴                      | ۵۲۳/۹                     | ۴۹۴/۷                     | ۰/۵۱۷                             | ۰/۴۳۷۶                   |

چرخه رانکین آلی

| توان تولیدی توربین (kW) | نرخ حرارت کندانسور (kW) | نرخ حرارت اوپراتور (kW) | راندمان سیکل (درصد) |
|-------------------------|-------------------------|-------------------------|---------------------|
| ۶۳/۱۸                   | ۴۲۸                     | ۴۹۴/۷                   | ۱۲/۶                |

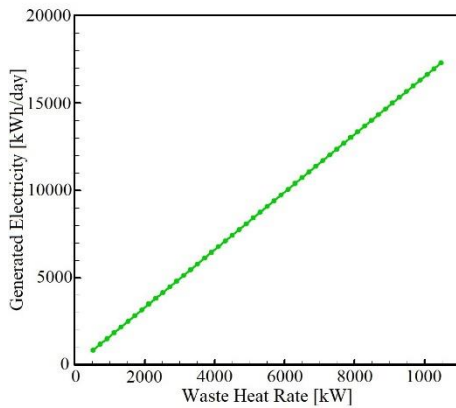
2-COP  
3-ECOP

جدول ۷. نتایج ترموآکونومیک سیستم ترکیبی مبدل حرارتی جذبی، رانکین آلی و اسمز معکوس  
**Table 7. Thermo-economic results of absorption heat transformer, organic Rankine cycle and reverse osmosis**

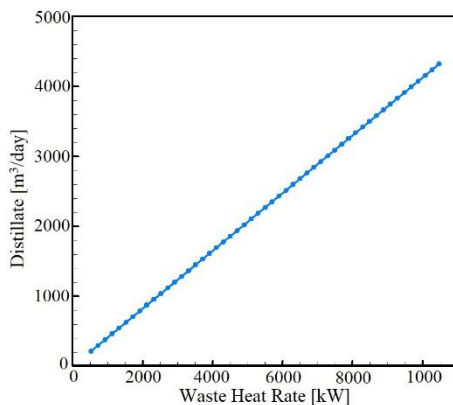
|        |  |
|--------|--|
| ۵۲۳/۷  | نرخ حرارت ورودی به ژنراتور سیستم مبدل حرارتی جذبی (kW)                             |
| ۴۹۴/۴  | نرخ حرارت ارتقا یافته در جاذب سیستم مبدل حرارتی جذبی (kW)                          |
| ۴/۷    | نرخ جرم جریان ورودی به اوپراتور سیستم رانکین آلی (kg/s)                            |
| ۶۳/۱۸  | میزان الکتریسیته تولیدی توربین (kW)  |
| ۲۱۶/۲  | میزان آب شیرین تولیدی آب شیرین کن اسمز معکوس (m <sup>۳</sup> /day)                 |
| ۰/۰۹۸۲ | هزینه بر واحد اگرژی جریان ورودی به اوپراتور رانکین آلی (\$/kWh) (C <sub>۱۸</sub> ) |
| ۰/۰۹۸۱ | هزینه بر واحد اگرژی جریان خروجی از اوپراتور رانکین آلی (\$/kWh) (C <sub>۱۷</sub> ) |
| ۰/۰۵۹۱ | هزینه بر واحد اگرژی آب شیرین (\$/kWh)  |
| ۰/۰۴۰۴ | قیمت الکتریسیته تولید شده در توربین (\$/kWh)                                       |
| ۲/۲۱۷  | قیمت آب شیرین تولید شده در سیستم اسمز معکوس (\$/m <sup>۳</sup> )                   |

گرفته و نتایج حاصل به صورت نرخ اگرژی، نرخ هزینه و هزینه بر واحد اگرژی به دست آورده شده است. سپس، سیستم ترکیبی مبدل حرارتی جذبی، سیکل رانکین آلی و آب شیرین کن اسمز معکوس به طور کلی از نظر ترموآکونومیک مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج تحلیل ترموآکونومیک سیستم ترکیبی در جدول ۷ ارائه شده است. براساس جدول ۷، با اعمال ۵۲۳/۹ کیلووات انرژی حرارتی به ژنراتور سیستم مبدل حرارتی جذبی، ۴۹۴/۴ کیلووات حرارت در ابزوربر در دمای ۱۰۵ درجه سلسیوس تولید می شود. همچنین، هزینه بر

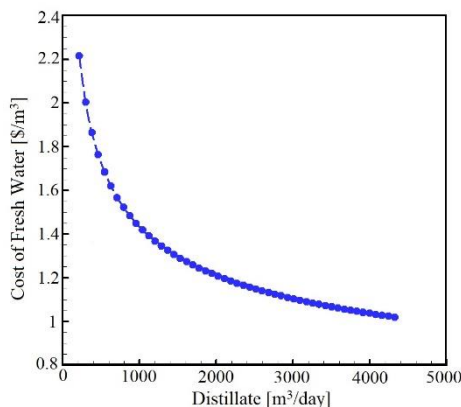
تحقیق حاضر را نشان می دهد. با بهره گیری از کمیت های ورودی در جدول ۵ و انجام تحلیل ترمودینامیکی براساس روابط ذکر شده در جدول ۱ و روابط (۶) تا (۸)، مقدار ضریب عملکرد، ضریب عملکرد اگرژی، راندمان و نرخ حرارت اجزا مختلف سیستم های مبدل حرارتی جذبی و چرخه رانکین آلی به صورتی که در جدول ۶ ارائه شده محاسبه گردیده است. در تحلیل ترموآکونومیک، ابتدا هر سیستم به طور جداگانه و براساس روابط ذکر شده در بخش ۳ مورد بررسی و تحلیل قرار



شکل ۷. تغییرات الکتریسیته تولید شده برحسب تغییرات حرارت اتلافی  
**Fig. 7. Variations of generated electricity versus variations of the waste heat**



شکل ۸. تغییرات آب شیرین تولید شده براساس تغییرات حرارت اتلافی  
**Fig. 8. Variations of produced distilled water versus variations of the waste heat**



شکل ۹. تغییرات هزینه آب شیرین تولید شده براساس مقدار آب شیرین  
**Fig. 9. Variations of produced distilled water cost versus amount of distilled water**

کاهشی به دو دلیل رخ می‌دهد: اول این که با افزایش نرخ حرارت در ابزوربر، هزینه بر واحد انرژی خروجی ابزوربر ( $C_{18}$ ) همانگونه که

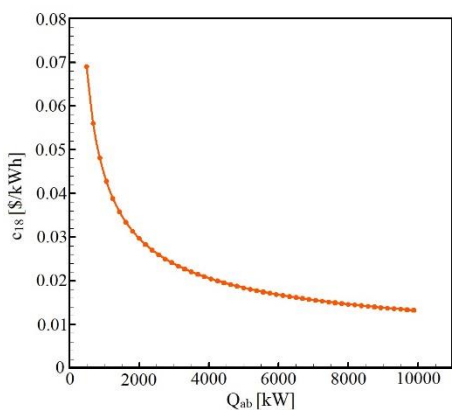
واحد انرژی جریان ورودی به ابزوربر سیستم رانکین آلی ( $C_{18}$ ) از سمت سیستم مبدل حرارتی جذبی برابر با ۰/۰۹۸۲ دلار به ازای هر کیلووات ساعت به دست می‌آید. با اعمال این حرارت به سیستم رانکین آلی مقدار ۶۳/۱۸ کیلووات الکتریسیته تولید شده که هزینه تولید آن ۰/۲۸۴۳ دلار به ازای هر کیلووات ساعت است. حال اگر این مقدار الکتریسیته به سیستم اسمز معکوس داده شود، قادر به تولید ۲۱۶/۲ مترمکعب آب شیرین در روز خواهد بود که هزینه تولید این مقدار آب شیرین ۲/۲۱۷ دلار به ازای هر مترمکعب می‌باشد.

#### ۵-۱- تاثیر تغییرات حرارت اتلافی بر میزان الکتریسیته و آب شیرین تولیدی

شکل ۷ تغییرات الکتریسیته تولید شده توسط سیستم رانکین آلی را بر اساس تغییرات حرارت اتلافی اعمال شده به سیستم مبدل حرارتی جذبی را نشان می‌دهد. براساس این شکل، با افزایش نرخ حرارت ورودی به ژنراتور، میزان الکتریسیته تولید شده در توربین رانکین آلی افزایش می‌یابد. دلیل این روند افزایشی این است که با افزایش نرخ حرارت اتلافی، مقدار حرارتی که دمای آن ارتقا یافته در ابزوربر بیشتر شده و با اعمال این حرارت به سیستم رانکین آلی، مقدار الکتریسیته تولید شده افزایش می‌یابد. همچنین تغییرات آب شیرین تولید شده توسط سیستم اسمز معکوس، براساس تغییرات حرارت اتلافی در شکل ۸ نشان داده شده است. بر طبق شکل ۸، هر آنچه مقدار حرارت اتلافی افزایش یابد، آب شیرین تولید شده بیشتر می‌شود. در واقع با افزایش مقدار الکتریسیته تولید شده، مقدار آب شیرین تولیدی در سیستم اسمز معکوس نیز افزایش می‌یابد.

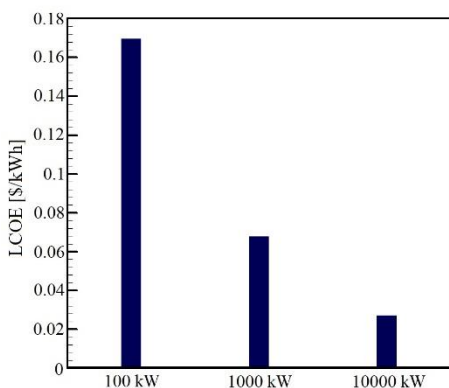
۵-۲- تغییرات هزینه آب شیرین تولیدی براساس تغییرات مقدار آب پس از به دست آوردن میزان آب شیرین تولید شده، با توجه به معادلات ترموآکونومیکی ذکر شده در بخش ۲-۳ قیمت آب شیرین تولیدی محاسبه شده است. شکل ۹ تغییرات قیمت آب شیرین تولید شده را بر اساس مقیاس تولید نشان می‌دهد. با توجه به شکل مشخص می‌شود که با افزایش مقدار تولید آب، هزینه تولید به ازای هر متر مکعب آب شیرین تولیدی کاهش می‌یابد. این مقدار برای ۱۰۰ مترمکعب و ۱۰۰۰ مترمکعب آب تولیدی در روز، به ترتیب برابر با ۲/۸۳ دلار و ۱/۴۳ دلار به ازای هر مترمکعب محاسبه شد. این روند





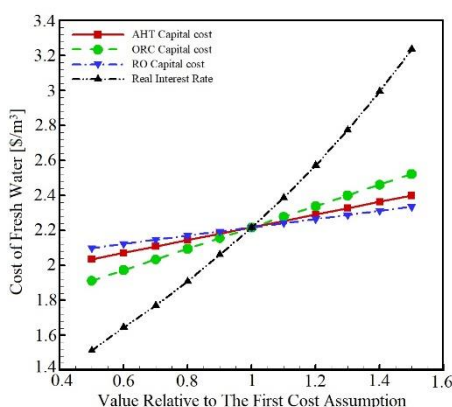
شکل ۱۰. تغییرات هزینه بر واحد انرژی جریان  $C_{18}$  براساس تغییرات حرارت ابزوربر

Fig. 10. Variations of cost of per exergy unit  $C_{18}$  versus variations of absorber heat



شکل ۱۱. هزینه تراز شده الکتریسیته در نرخ‌های حرارت اتلاfi متفاوت

Fig. 11. Levelized cost of electricity at different waste heat rates



شکل ۱۲. تغییرات قیمت آب شیرین براساس تغییرات هزینه های سرمایه گذاری هر سیستم

Fig. 12. Variations of cost of fresh water versus capital costs variations of each system

سیستم ترکیبی در بخش سوم، افزایش فاکتور بازگشت سرمایه باعث

در شکل ۱۰ نشان داده شده است، کاهش پیدا می‌کند. دوم این که به دلیل افزایش نرخ حرارت جاذب، میزان آب تولیدی افزایش یافته و در نتیجه بر اساس معادله (۲۳)، هزینه‌های سرمایه‌گذاری مربوط به سیستم با مقیاس بالا کاهش می‌یابد و این امر باعث کاهش هزینه نهایی تولید آب شیرین می‌شود.

شکل ۱۱ مقادیر مختلف هزینه تولید واحد الکتریسیته را در نرخ‌های حرارت اتلاfi مختلف نشان می‌دهد. بر اساس این شکل، در نرخ حرارت پایین (۱۰۰ کیلووات)، تولید الکتریسیته برابر ۰/۱۶۹۷ دلار به ازای هر کیلووات ساعت است و با افزایش این نرخ حرارت این مقدار به ۰/۰۲۷۲ دلار به ازای هر کیلووات ساعت کاهش می‌یابد. در واقع، با افزایش نرخ حرارت اتلاfi، نرخ تولید الکتریسیته روزانه افزایش می‌یابد که طبق رابطه (۲۴)، این امر سبب کاهش مقدار هزینه تولید واحد الکتریسیته می‌گردد.

### ۵-۳- آنالیز حساسیت

هزینه سرمایه‌گذاری هر سیستم از مهمترین عوامل تاثیرگذار بر روی قیمت نهایی آب تولید شده است. برای یافتن تاثیر هزینه اولیه هر کدام از اجزاء اصلی سیستم ترکیبی و همچنین نرخ بهره واقعی بر قیمت تمام شده آب شیرین، مقادیر این هزینه‌ها بین ۵۰ تا ۱۵۰ درصد مقدار اولیه آن‌ها تغییر داده شده و قیمت تمام شده آب شیرین در حالت‌های مختلف محاسبه شده است. در شکل ۱۲، تاثیر تغییرات هزینه سرمایه‌گذاری سیستم‌های مبدل حرارتی، سیستم رانکین آلی، اسمز معکوس و همچنین نرخ بهره واقعی بر روی قیمت آب تولیدی نشان داده شده است. براساس این شکل، هزینه‌های اولیه سیستم رانکین آلی و سیستم اسمز معکوس به ترتیب بیشترین و کمترین تاثیر را بر روی هزینه تمام شده تولید آب شیرین دارند. با افزایش هزینه اولیه سیستم رانکین آلی تا ۱۵۰ درصد، هزینه الکتریسیته به مقدار ۰/۳۶۳۹ دلار به ازای هر کیلووات ساعت افزایش می‌یابد که این امر قیمت تولید آب را به اندازه ۱۵/۹ درصد افزایش خواهد داد. همچنین، شکل ۱۲ نشان می‌دهد که با افزایش نرخ بهره واقعی مقدار هزینه آب تولیدی به صورت قابل ملاحظه‌ای افزایش پیدا می‌کند. همانگونه که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، با افزایش نرخ بهره واقعی تا ۱۵۰ درصد مقدار اولیه آن (۵/۵ درصد)، هزینه تولید آب شیرین به اندازه ۵۰ درصد افزایش خواهد یافت. براساس روابط انرژی اقتصادی



آب دریا *sw*  
توربین *tur*

### مراجع

- Optimization of Single-Stage Absorption Heat Transformers, *Energies*, 10(4) (2017) 532.
- [11] S. Safarian, F. Aramoun, Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs), *Energy Reports*, 1 (2015) 1-7.
- [12] M. Mirzaei, M.H. Ahmadi, M. Mobin, M.A. Nazari, R. Alayi, Energy, exergy and economics analysis of an ORC working with several fluids and utilizes smelting furnace gases as heat source, *Thermal Science and Engineering Progress*, 5 (2018) 230-237.
- [13] B.A. Qureshi, S.M. Zubair, Energy-exergy analysis of seawater reverse osmosis plants, *Desalination*, 385 (2016) 138-147.
- [14] Y. Du, X. Liang, Y. Liu, L. Xie, S. Zhang, Exergo-economic analysis and multi-objective optimization of seawater reverse osmosis desalination networks, *Desalination*, 466 (2019) 1-15.
- [15] N. Chaiyat, Upgrading of low temperature heat with absorption heat transformer for generating electricity by organic Rankine cycle, *Global Advanced Research Journal of Engineering, Technology and Innovation*, 3(9) (2014) 235-247.
- [16] A. Nemati, M. Sadeghi, M. Yari, Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a marine engine waste heat driven RO desalination system integrated with an organic Rankine cycle using zeotropic working fluid, *Desalination*, 422 (2017) 113-123.
- [17] I.B. Askari, M. Ameri, F. Calise, Energy, exergy and exergo-economic analysis of different water desalination technologies powered by Linear Fresnel solar field, *Desalination*, 425 (2018) 37-67.
- [18] S. Sekar, R. Saravanan, Exergetic performance of eco friendly absorption heat transformer for seawater desalination, *International Journal of exergy*, 8(1) (2010) 51-67.
- [19] X. Zhang, D. Hu, Z. Li, Performance analysis on a new multi-effect distillation combined with an open absorption heat transformer driven by waste heat, *Applied Thermal Engineering*, 62(1) (2014) 239-244.
- [20] S. Mahmoudi, S. Salehi, M. Yari, Three-objective
- [1] G. Srinivas, S. Sekar, R. Saravanan, S. Renganarayanan, Studies on a water-based absorption heat transformer for desalination using MED, *Desalination and Water treatment*, 1(1-3) (2009) 75-81.
- [2] Z. Ma, H. Bao, A.P. Roskilly, Performance analysis of ultralow grade waste heat upgrade using absorption heat transformer, *Applied Thermal Engineering*, 101 (2016) 350-361.
- [3] W. Rivera, J. Siqueiros, H. Martínez, A. Huicochea, Exergy analysis of a heat transformer for water purification increasing heat source temperature, *Applied thermal engineering*, 30(14-15) (2010) 2088-2095.
- [4] I. Horuz, B. Kurt, Absorption heat transformers and an industrial application, *Renewable Energy*, 35(10) (2010) 2175-2181.
- [5] W. Rivera, R. Best, M. Cardoso, R. Romero, A review of absorption heat transformers, *Applied Thermal Engineering*, 91 (2015) 654-670.
- [6] Ö. Kaşka, Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, *Energy Conversion and Management*, 77 (2014) 108-117.
- [7] A. Nafey, M. Sharaf, Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: energy, exergy, and cost evaluations, *Renewable Energy*, 35(11) (2010) 2571-2580.
- [8] K. Parham, M. Yari, U. Atikol, Alternative absorption heat transformer configurations integrated with water desalination system, *Desalination*, 328 (2013) 74-82.
- [9] K. Parham, M. Khamooshi, D.B.K. Tematio, M. Yari, U. Atikol, Absorption heat transformers—a comprehensive review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 34 (2014) 430-452.
- [10] S.M. S Mahmoudi, S. Salehi, M. Yari, M.A. Rosen, Exergoeconomic Performance Comparison and

- gas boiler systems for district heating in Sarein Town, Iran, *Applied Thermal Engineering*, 153 (2019) 409-425.
- [29] P. Ifaei, A. Ataei, C. Yoo, Thermoeconomic and environmental analyses of a low water consumption combined steam power plant and refrigeration chillers-Part 2: Thermoeconomic and environmental analysis, *Energy Conversion and Management*, 123 (2016) 625-642.
- [30] I.J. Esfahani, C. Yoo, Exergy analysis and parametric optimization of three power and fresh water cogeneration systems using refrigeration chillers, *Energy*, 59 (2013) 340-355.
- [31] I.B. Askari, M. Ameri, Techno economic feasibility analysis of Linear Fresnel solar field as thermal source of the MED/TVC desalination system, *Desalination*, 394 (2016) 1-17.
- [32] G. Iaquaniello, A. Salladini, A. Mari, A. Mabrouk, H. Fath, Concentrating solar power (CSP) system integrated with MED-RO hybrid desalination, *Desalination*, 336 (2014) 121-128.
- [33] I. Horuz, B. Kurt, Single stage and double absorption heat transformers in an industrial application, *International Journal of Energy Research*, 33(9) (2009) 787-798.
- [34] R.J. Romero, A. Rodríguez-Martínez, Optimal water purification using low grade waste heat in an absorption heat transformer, *Desalination*, 220(1-3) (2008) 506-513.
- [35] W. Pu, C. Yue, D. Han, W. He, X. Liu, Q. Zhang, Y. Chen, Experimental study on Organic Rankine cycle for low grade thermal energy recovery, *Applied Thermal Engineering*, 94 (2016) 221-227.
- optimization of a novel triple-effect absorption heat transformer combined with a water desalination system, *Energy conversion and management*, 138 (2017) 131-147.
- [21] R. Misra, P. Sahoo, S. Sahoo, A. Gupta, Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 26(2) (2003) 158-169.
- [22] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal design and optimization*, John Wiley & Sons, 1996.
- [23] J. Rashidi, P. Ifaei, I.J. Esfahani, A. Ataei, C.K. Yoo, Thermodynamic and economic studies of two new high efficient power-cooling cogeneration systems based on Kalina and absorption refrigeration cycles, *Energy Conversion and Management*, 127 (2016) 170-186.
- [24] L.T. Blank, A.J. Tarquin, *Basics of engineering economy/ Leland Blank, Anthony Tarquin, Boston: McGraw-Hill Higher-Education, 2008.*
- [25] F. Calise, M.D. d'Accadia, A. Macaluso, A. Piacentino, L. Vanoli, Exergetic and exergoeconomic analysis of a novel hybrid solar-geothermal polygeneration system producing energy and water, *Energy Conversion and Management*, 115 (2016) 200-220.
- [26] D. Tempesti, D. Fiaschi, Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy, *Energy*, 58 (2013) 45-51.
- [27] L.G. Farshi, S.S. Mahmoudi, M. Rosen, Exergoeconomic comparison of double effect and combined ejector-double effect absorption refrigeration systems, *Applied Energy*, 103 (2013) 700-711.
- [28] S. Salehi, M. Yari, M. Rosen, Exergoeconomic comparison of solar-assisted absorption heat pumps, solar heaters and

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Aramesh, E. Jahanshahi Javaran, M. Ameri, I. Baniasad Askari, *Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of the Absorption Heat Transformer, Organic Rankine Cycle, and Reverse Osmosis Desalination Combined System*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(Special Issue 1) (2021) 639-654.

DOI: 10.22060/mej.2019.16357.6354

