



تحلیل ترموآکونومیکی سیکل تبرید جذبی با مخلوط آب و مایع یونی

فواد نوری¹، محرم جعفری^{2*}، مرتضی یاری³

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

3- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* صندوق پستی 51666-14766، mjafari@tabrizu.ac.ir

چکیده

در این تحقیق، عملکرد ترموآکونومیکی یک چرخه تبرید جذبی با استفاده از محلول آب - مایع یونی (1- اتیل، 3- متیل ایمیدازولیوم تری فلورو استیت) بررسی و با چرخه آب - لیتیوم برامید مقایسه شده است. برای این منظور، تحلیل ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی جهت شبیه‌سازی سیستم به کار گرفته شده و تاثیر متغیرهای طراحی بر روی پارامترهای عملکردی مانند ضریب عملکرد، بازده انرژی، نسبت جریان جرمی محلول، سطح تبادل حرارت مبدل‌ها و هزینه جریان‌ها مطالعه شده است. خواص ترمودینامیکی هر دو مخلوط آب - مایع یونی و آب - لیتیوم برامید با استفاده از مدل غیرتصادفی دو مایع پیش‌بینی شده است. نتایج نشان داده است که سیستم دارای مایع یونی ضریب عملکرد و بازده انرژی پایین‌تری (0.66 و 10.15%) نسبت به سیستم آب - لیتیوم برامید (0.78 و 12%) دارد. همچنین کمترین سطح کلی مبدل‌های حرارتی و هزینه سالانه سیستم جذبی آب - مایع یونی (49 m² و 4907 \$/y) بیشتر از سیستم آب - لیتیوم برامید (16 m² و 3347 \$/y) می‌باشد. با وجود عملکرد ضعیف‌تر سیستم‌های دارای مایع یونی، مزایای استفاده از آن‌ها مانند عدم کریستالیزاسیون، فشار بخار پایین و تمایل به خوردگی ناچیز، این مایع‌ها را به گزینه مناسبی جهت جایگزینی در چرخه تبرید جذبی تبدیل کرده است.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 17 بهمن 1396
پذیرش: 23 اسفند 1396
ارائه در سایت: 24 فروردین 1397

کلید واژگان:

مایع یونی
چرخه تبرید جذبی
ترموآکونومیک
انرژی

Thermoeconomic analysis of water – ionic liquid absorption refrigeration cycle

Foad Noori, Moharam Jafari², Mortaza Yari

Department of Mechanical Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran
* P.O.B. 51666-14766, Tabriz, Iran, mjafari@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 06 February 2018
Accepted 14 March 2018
Available Online 13 April 2018

Keywords:

Ionic liquid
Absorption refrigeration cycle
Thermoeconomic
Exergy

ABSTRACT

In this study, the thermoeconomic performance of an absorption refrigeration cycle with binary solution containing water - ionic liquid (1-Ethyl-3-Methylimidazolium Trifluoroacetate) is investigated and compared with the water-lithium bromide cycle. For this purpose, the thermodynamic and thermoeconomic analysis is used to simulate the system and the effects of design variables on the performance parameters such as coefficient of performance, exergetic efficiency, solution circulation flow ratio, area of heat exchangers and cost of the have been studied. The thermodynamic properties of the binary solution are predicted using Non-Random Two Liquids model. It has been found the system with ionic liquid has a lower coefficient of performance and exergetic efficiency (0.66, 10.15%) than aqueous solution of lithium bromide system (0.78, 12%). The total area and total cost of the ionic liquid system (49 m², 4907 \$/year) is larger than water-lithium bromide cycle (16 m², 3347 \$/year). Despite the Lower performance of ionic liquid systems, the advantages of these liquids such as no crystallization, negligible vapor pressure and weak corrosion tendency to iron-steel materials make the new working pair suited for the absorption refrigeration cycle.

1- مقدمه

سیستم‌های جذبی متداول از ترکیب‌های آب - لیتیوم برامید و آمونیاک - آب استفاده می‌کنند که در سیستم اول و دوم به ترتیب محلول لیتیوم برامید و آب به عنوان جاذب¹ مورد استفاده می‌باشند [2]. آمونیاک و آب دارای میل ترکیبی بالایی هستند و به عنوان یک زوج مفید شناخته شده‌اند. اما آمونیاک یک ماده سمی و قابل انفجار است که استفاده از آن برای مصارف داخلی تا حدودی محدود شده است. همچنین فشار بخار آب در مقایسه با آمونیاک ناچیز نبوده و بنابراین یک رکتیفایر برای جداسازی آمونیاک و آب در خروجی ژنراتور موردنیاز است [3]. عدم فرار لیتیوم برامید به عنوان جاذب (حذف

چرخه‌های تبرید جذبی یکی از کاربردهای مورد علاقه برای استفاده از گرمای تلف شده محسوب می‌شوند، به‌صورتی که مقدار زیادی از این گرمای را می‌توان دوباره به کار گرفت. علاوه بر این، منابع انرژی تجدیدپذیر نیز می‌توانند از طریق این چرخه‌ها مورد استفاده قرار گیرند. همچنین مسایل زیست محیطی مرتبط با گرمایش کروی زمین و تخریب لایه ازن نقشی اساسی در توسعه سامانه‌های تهویه مطبوع و برودتی با استفاده از مبردهای طبیعی داشته‌اند [1]. با این حال، استفاده از سیستم‌های جذبی به دلایلی مانند مشکلات ناشی از سیال‌های عامل تا حدودی محدود شده‌اند.

¹ Absorbent

ایمیدازولیوم تری فلورو استیت^{۱۳} توسط فیکه و همکاران [15] اندازه‌گیری شده است. خصوصیات ترمودینامیکی زوج آب و مایع‌های یونی بر پایه متیل سولفات توسط ابومندور و همکاران اندازه‌گیری شده و عملکرد سیستم جذبی با استفاده از نتایج آزمایشگاهی بررسی شده است [16]. ابومندور و همکاران [17] همچنین مخلوط آب با تعدادی از مایع‌های یونی مختلف را در مبدل‌های جذبی به کار گرفته و عملکرد آن‌ها را ارزیابی کرده‌اند. آن‌ها نشان داده‌اند که ضریب عملکرد سیستم با زوج آب و 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم دی متیل فسفات کمی کمتر از سیستم آب - لیتیوم برمیاید است.

کیم و گونزالس [18] عملکرد سیستم تبرید جذبی با مایع یونی را به‌طور نظری با استفاده از تحلیل انرژی بررسی کرده‌اند. در تحقیق کیم و گونزالس ترکیب‌های مختلف مبرد و مایع‌های یونی انتخاب شده‌اند و روش غیرتصادفی دو مایع برای پیش‌بینی حلالیت مخلوط و خصوصیات ترمودینامیکی استفاده شده است. مطالعات یوکوزوکی و همکاران [19-21] در مورد استفاده از مایع‌های یونی به‌عنوان جاذب مبرد آمونیاک در چرخه جذبی نشان می‌دهد که دی‌متیل - اتانول آمونیوم استیت^{۱۴} دارای بهترین عملکرد بوده است، به‌صورتی که ضریب عملکرد آن مقداری کمتر از سیستم آمونیاک- آب به‌دست آمده است. مانجارس و همکاران [22] داده‌های آزمایشگاهی جدیدی از فشار بخار برای مخلوط آمونیاک با چهار مایع یونی مختلف در محدوده دمایی °C 303.15 تا °C 373.15 را ارائه کرده‌اند. از نقطه نظر عملکرد چرخه تبرید جذبی، مناسب ترین مایع یونی به‌عنوان جاذب آمونیاک [BF4][EtOHmim] معرفی شده است. اثر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد انرژی و انرژی چرخه تبری جذبی با مخلوط مبرد R1234ze (E) و مایع‌های یونی مختلف توسط یو و همکاران [23] مورد بررسی قرار گرفته است. در تحقیق آن‌ها بیان شده است که سیستم‌های دارای مایع‌های یونی [emim][BF4] و [hmim][Tf2N] به ترتیب بالاترین و پایین‌ترین عملکرد را دارند.

با مرور تحقیقات صورت گرفته در زمینه استفاده از مایع‌های یونی در چرخه تبرید جذبی، ضعف و کمبود مطالعات را می‌توان مشاهده کرد. این مطالعات عمدتاً به بررسی سیستم از لحاظ قانون اول ترمودینامیک اختصاص دارند. با توجه به عدم انجام یک تحقیق جامع که شامل تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی این سیستم‌ها باشد، گسترش و ادامه مطالعات بسیار احساس می‌شود. هدف از این تحقیق، تحلیل ترمودینامیکی و ترموآنومیکی یک چرخه تبرید جذبی با استفاده از مخلوط آب و 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم تری فلورو استیت می‌باشد. اثر متغیرهای طراحی مانند دماهای ژنراتور، اواپراتور، کندانسور و جاذب بر روی ضریب عملکرد، بازده انرژی، سطح تبادل حرارت مبدل‌ها و هزینه سالانه سیستم مورد مطالعه قرار گرفته و با چرخه آب - لیتیوم برمیاید تحت شرایط یکسان مقایسه شده است. خصوصیات ترمودینامیکی همچون آنتالپی و آنتروپی مخلوط‌ها با استفاده از مدل غیرتصادفی دو مایع محاسبه شده است.

2- شرح سیستم و مدل سازی

در "شکل 1"، یک سیستم تبرید جذبی نشان داده شده است. اجزای سیستم شامل اواپراتور، کندانسور، جاذب^{۱۵}، ژنراتور، مبادله کن گرمایی محلول، پمپ محلول و شیر انبساطی مبرد و محلول می‌باشند. ژنراتور و کندانسور در فشار

رکتیفایر)، از مزایای محلول آب - لیتیوم برمیاید نسبت به محلول آمونیاک- آب است. با این حال استفاده از این زوج نیز مشکلاتی مانند فشار پایین عملکرد، کریستالیزاسیون و خوردگی را به همراه دارد [2]. با توجه به مشکلاتی که بیان شد تلاش‌های زیادی برای جایگزینی زوج‌های متداول با محلول‌های جدید انجام گرفته است. از میان محلول‌های جدید، ترکیب مبرد‌های آب و آمونیاک با مایع‌های یونی^{۱۶} بسیار مورد توجه قرار گرفته است. با توجه به خواص مطلوب مایع‌های یونی مانند خصوصیات قابل تنظیم، فشار بخار پایین و پایداری حرارتی بالا، آن‌ها به‌عنوان جاذب در سیستم‌های جذبی در نظر گرفته شده‌اند [4]. در سال‌های اخیر تحقیقات در زمینه جستجوی مایع‌های یونی مناسب که بتوانند به‌عنوان جاذب خواص فیزیکی و شیمیایی مطلوبی را دارا باشند اهمیت پیدا کرده است [5]. اغلب تحقیقات بر روی پیش‌بینی عملکرد سیستم‌هایی تمرکز دارند که در آن‌ها آب، هیدروکربن‌ها، هیدروفلوروکربن‌ها و دی اکسیدکربن به‌عنوان مبرد به کار رفته‌اند [6]. بررسی عملکرد سیستم جذبی با زوج آب و 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم دی متیل فسفات^{۱۷} و مقایسه آن با سیستم آب - لیتیوم برمیاید تحت شرایط یکسان توسط ژانگ و هو [7] انجام شده است. آن‌ها در تحقیق خود بیان کرده‌اند که ضریب عملکرد سیستم تبرید جذبی با استفاده از مایع یونی کمتر از سیستم آب - لیتیوم برمیاید می‌باشد. در دو تحقیق مشابه بوسیله لیانگ و همکاران [8,9] عملکرد ترمودینامیکی یک چرخه تبرید جذبی با زوج آب و 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم دی متیل فسفات + متانول بررسی شده و ضریب عملکرد برابر با 0.82 به‌دست آمده است. مقدار ضریب عملکرد سیستم جذبی با استفاده از این مخلوط به ترتیب کمتر و بیشتر از ضریب عملکرد سیستم‌های آب - لیتیوم برمیاید و آمونیاک - آب به‌دست آمده است. کیم و همکاران [10] عملکرد مخلوط مایع یونی 1- بوتیل 3- متیل ایمیدازولیوم هگزافلورو فسفات^{۱۸} و مبردهای دی‌فلورو متان^{۱۹}، 1,1,1,2- تترا فلورو اتان^{۲۰} و 1,1- دی فلورو اتان^{۲۱} را به‌عنوان زوج‌های جدید در سیستم‌های تبرید جذبی مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها برای پیش‌بینی حلالیت و خصوصیات مخلوط مانند آنتالپی و آنتروپی، مدل غیرتصادفی دو مایع^{۲۲} را استفاده کرده‌اند. در این تحلیل زوج دارای مبرد دی فلورو متان دارای بالاترین ضریب عملکرد بوده است. خواص ترموفیزیکی مخلوط آب - 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم تترا فلورو بریت^{۲۳} توسط کیم و همکاران [11] محاسبه شده و عملکرد آن با سیستم‌های متداول مقایسه شده است. ظرفیت حرارتی، چگالی و فشار بخار مخلوط آب - 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم اتیل سولفات^{۲۴} به‌عنوان یک زوج سیال عامل در سیستم تبرید جذبی توسط ژانگ و همکاران [12,13] اندازه‌گیری شده است. خصوصیات مازاد مانند آنتالپی و آنتروپی برخی از مایع‌های یونی مانند 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم تترا فلورو بریت توسط یوکوزوکی و شیفلت با استفاده از معادله حالت تعیین شده است [14]. ظرفیت حرارتی و آنتالپی مازاد مخلوط آب و سه مایع یونی مختلف شامل 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم اتیل سولفات^{۲۵}، 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم تری فلورو متان سولفونیت^{۲۶} و 1- اتیل 3- متیل

¹ Refrigerant

² Ionic Liquids

³ 1-ethyl-3-methylimidazoliumdimethylphosphate ([EMIM][DMP])

⁴ 1-Butyl-3-methylimidazolium hexafluorophosphate ([BMIM][PF6])

⁵ Difluoromethane (R32)

⁶ 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (R134a)

⁷ 1,1-Difluoroethane (R152a)

⁸ Non-Random Two-Liquid (NRTL)

⁹ 1-Ethyl-3-methylimidazolium tetrafluoroborate ([EMIM][BF4])

¹⁰ 1-ethyl-3-methylimidazolium ethyl sulfate (EMISE)

¹¹ 1-ethyl-3-methylimidazolium ethylsulfate ([EMIM][ETS04])

¹² 1-ethyl-3-methylimidazolium trifluoromethanesulfonate ([EMIM][OTF])

¹³ 1-ethyl-3-methylimidazolium trifluoroacetate ([EMIM][TFA])

¹⁴ N,N-dimethylethanolammonium acetate ([DMEA][Ac])

¹⁵ Absorber

گیس در این روش به صورت رابطه (1) بیان می‌شود:

$$G^E = x_1 x_2 \left[\frac{\tau_{21} G_{21}}{x_1 + x_2 G_{21}} + \frac{\tau_{12} G_{12}}{x_2 + x_1 G_{12}} \right] \quad (1)$$

که در آن پارامترهای G_{21} و G_{12} پارامترهای کنش دوگانه قابل تنظیم² به صورت رابطه (2) می‌باشند:

$$G_{12} = \exp(-\alpha_{12} \tau_{12}), G_{21} = \exp(-\alpha_{21} \tau_{21}) \quad (2)$$

ضریب فعالیت (γ) برای جزءهای 1 و 2 در مخلوط دوتایی را می‌توان به صورت رابطه‌های (3) و (4) نشان داد:

$$\ln \gamma_1 = x_2^2 \left[\tau_{21} \left(\frac{G_{21}}{x_1 + x_2 G_{21}} \right)^2 + \frac{G_{12} \tau_{12}}{(x_2 + x_1 G_{12})^2} \right] \quad (3)$$

$$\ln \gamma_2 = x_1^2 \left[\tau_{12} \left(\frac{G_{12}}{x_2 + x_1 G_{12}} \right)^2 + \frac{G_{21} \tau_{21}}{(x_1 + x_2 G_{21})^2} \right] \quad (4)$$

از آنجایی که غلظت مایع یونی در فاز بخار ناچیز می‌باشد، ضریب فعالیت (γ_1) را می‌توان به صورت $\gamma_1 = P/x_1 P_1^s$ نوشت [26] که در آن P_1^s فشار بخار اشباع آب و p فشار بخار مخلوط می‌باشد.

آنتالپی مازاد که نشان‌دهنده وابستگی انرژی گیس و ضریب فعالیت (γ) به دما است، براساس رابطه گیس و هلمهولتز³ به صورت رابطه (5) تعیین می‌شود:

$$\left(\frac{\partial(G^E/T)}{\partial T} \right)_{P,x} = -\frac{H^E}{T^2} \quad (5)$$

آنتالپی مخلوط آب - مایع یونی را می‌توان به صورت زیر بیان کرد [18]:

$$h = x_1 h_1 + x_2 h_2 + H^E \quad (6)$$

در رابطه (6)، x_1 ، x_2 ، h_1 و h_2 به ترتیب کسر مولی آب، کسر مولی مایع یونی، آنتالپی آب خالص و آنتالپی مایع یونی خالص می‌باشند که آنتالپی‌های آب و مایع یونی از روابط (7) و (8) محاسبه می‌شوند:

$$h_1 = \int_{273}^T C_{P_{H_2O}} dT \quad (7)$$

$$h_2 = \int_{273}^T C_{P_{EMIM|TFA}} dT \quad (8)$$

همچنین آنتروپی مخلوط آب-مایع یونی به صورت رابطه (9) بیان می‌شود [18]:

$$s = x_1 s_1 + x_2 s_2 + S^E \quad (9)$$

که در آن s_1 ، s_2 و S^E به ترتیب آنتروپی آب خالص، آنتروپی مایع یونی خالص و آنتروپی مازاد مخلوط می‌باشند که توسط رابطه‌های (10) تا (12) بیان می‌شوند [18]:

جدول 1 مقادیر پارامترهای استفاده شده در شبیه‌سازی

مقدار	پارامتر
100	ظرفیت تبرید (kW)
80	دمای ژنراتور (°C)
5	دمای اواپراتور (°C)
36	دمای کندانسور (°C)
34	دمای جاذب (°C)
32.27	دماهای ورودی و خروجی آب خنک کننده جاذب (°C)
32.27	دماهای ورودی و خروجی آب خنک کننده کندانسور (°C)
12.20	دماهای ورودی و خروجی آب سرد شونده اواپراتور (°C)
100	دمای بخار آب ورودی به ژنراتور (°C)
60	کارایی مبادله کن گرمایی محلول (%)
75	بازده پمپ محلول (%)
0.006614	هزینه بخار ورودی به ژنراتور (\$/kg)
10	هزینه انرژی الکتریکی موردنیاز پمپ (\$/GJ)

² adjustable binary interaction parameter

³ Gibbs-Helmholtz

بالای سیستم کار می‌کنند در حالی که اواپراتور و جاذب در پایینترین سطح فشار سیستم عمل می‌کنند. بخار آب خروجی از اواپراتور توسط محلول غلیظ در جاذب جذب شده و محلول رقیق حاصل شده توسط پمپ محلول و از طریق مبادله‌کن گرمایی به ژنراتور پمپاژ می‌شود. در ژنراتور بخار مبرد از محلول رقیق جدا شده و پس از خروج از آن در کندانسور چگالیده خواهد شد. سپس از طریق شیر انبساطی مبرد وارد اواپراتور شده و عمل سرمایش را انجام می‌دهد. محلول غلیظ خروجی از ژنراتور نیز پس از عبور از مبادله کن گرمایی و شیر انبساطی محلول به جاذب باز می‌گردد.

به منظور ساده‌سازی در تحلیل سیستم‌های تبرید جذبی فرض‌های زیر در نظر گرفته شده است:

- مدل‌سازی چرخه تبرید جذبی در شرایط پایا انجام شده است.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل اجزا صرف‌نظر شده است.
- از افت فشار و اتلاف گرما در تمام فرایندها صرف‌نظر شده است.
- فرآید شیرهای انبساطی به صورت آنتالپی ثابت فرض شده است.
- مبرد خروجی از کندانسور و اواپراتور و محلول خروجی از ژنراتور و جاذب در حالت اشباع فرض شده است.
- دمای محلول در خروج از ژنراتور و جاذب به ترتیب برابر با دمای ژنراتور و جاذب می‌باشد.
- مدل‌سازی سیستم تبرید براساس ظرفیت سرماسازی 100 kW انجام گرفته است.

به منظور مقایسه، مدل با استفاده از پارامترهای ورودی مورد استفاده در مورد چرخه آب - لیتیوم برماید توسط میسرا و همکاران [24]، شبیه‌سازی شده است. پارامترهای موردنظر برای سیستم در جدول 1 نشان داده شده است.

3- خصوصیات ترمودینامیکی مخلوط آب و مایع یونی توسط روش غیرتصادفی دو مایع

مدل غیرتصادفی دو مایع یک معادله تجربی است که توسط رنون و پراسنیتز [25] براساس تئوری انرژی مازاد گیس¹ بیان شده است. عبارت انرژی مازاد

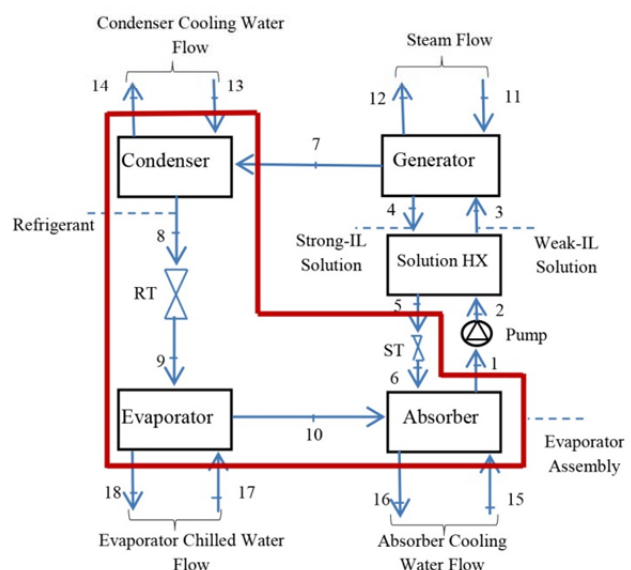


Fig. 1 Schematic diagram of an absorption refrigeration system

شکل 1 شکل شماتیک سیستم تبرید جذبی

¹ Excess-Gibbs-Energy

اگرژی شیمیایی متناسب است با کار قابل حصول در انتقال سیستمی که در تعادل مکانیکی و حرارتی با محیط است به حالتی که پایدارترین ساختار را در تعادل با محیط داشته باشد. با صرف نظر از اگرژی شیمیایی مایع یونی و لیتیوم برماید، اگرژی شیمیایی جریان‌ها برای آب (مبرد) توسط رابطه (22) به دست می‌آید [24]:

$$\dot{E}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Ch}} = \dot{m} \left(\frac{x_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} \right) e_{\text{Ch},\text{H}_2\text{O}}^0 \quad (22)$$

که در آن $x_{\text{H}_2\text{O}}$ و $e_{\text{Ch},\text{H}_2\text{O}}^0$ به ترتیب کسر مولی آب و اگرژی شیمیایی استاندارد آب می‌باشند.

موازنه اگرژی در حالت پایا را می‌توان به صورت رابطه (23) نوشت:

$$\dot{E}X_Q + \sum \dot{m}_i ex_i = \dot{E}X_W + \sum \dot{m}_o ex_o + \dot{E}X_D \quad (23)$$

در رابطه بالا $\dot{E}X_Q$ ، $\dot{E}X_W$ و $\dot{E}X_D$ به ترتیب میزان اگرژی مربوط به قدرت مکانیکی، میزان اگرژی مربوط به انتقال حرارت و میزان تخریب اگرژی می‌باشند. همچنین \dot{m} نرخ جریان جرمی است.

تحلیل کامل اگرژی، شامل محاسبه تخریب اگرژی، اتلاف اگرژی، بازده اگرژی و نسبت تخریب اگرژی در هر یک از اجزای سیستم است که به صورت روابط (24) تا (27) بیان می‌شوند [24]:

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k} - \dot{E}_{L,k} \quad (24)$$

$$\eta_{\text{exergy},k} = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (25)$$

$$\eta_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,\text{total}}} \quad (26)$$

$$\eta_{L,k} = \frac{\dot{E}_{L,k}}{\dot{E}_{\text{in},\text{total}}} \quad (27)$$

5- تحلیل ترمودینامیکی

ترمودینامیک شاخه ای از علم مهندسی است که با ترکیب مفهوم اگرژی و اقتصاد، اطلاعات مفیدی را فراهم می‌آورد که با تحلیل ترمودینامیکی یا اقتصادی قابل دستیابی نمی‌باشد. در این نوع تحلیل، هزینه‌های پولی برای هر جریان اگرژی در ارتباط با جریان، کار و گرما اختصاص داده می‌شود. سیستم تبرید جذبی را می‌توان به چهار واحد شامل ژنراتور، مبادله‌کن گرمایی محلول، پمپ محلول و مجموعه اواپراتور (یک جزء مجازی شامل کندانسور، اواپراتور، جاذب، شیر انبساطی محلول و شیر انبساطی مبرد) تقسیم کرد. تعاریف نرخ اگرژی سوخت و محصول و نرخ تلفات اگرژی برای هر واحد در جدول 2 بیان شده است. همچنین موازنه هزینه به صورت رابطه (28) تعریف می‌شود [32]:

$$\dot{C}_{w,k} - \dot{C}_{Q,k} + \sum \dot{C}_{\text{out},k} - \sum \dot{C}_{\text{in},k} = \dot{Z}_k \quad (28)$$

که مقدار \dot{C} به صورت (29) تعریف می‌گردد:

$$\dot{C} = c\dot{E} \quad (29)$$

c هزینه اگرژی‌تیکی هر نقطه از چرخه است. \dot{Z}_k هزینه کل سرمایه گذاری اولیه و راه اندازی و نگهداری هر جزء می‌باشد:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{\text{Cl}} + \dot{Z}_k^{\text{OM}} \quad (30)$$

در این تحقیق با در نظر گرفتن ژنراتور، کندانسور، اواپراتور، جاذب و مبادله‌کن گرمایی محلول به عنوان مبدل‌های حرارتی ساده، هزینه کل مبدل‌های حرارتی سیستم به سطح تبادل حرارت آن‌ها بستگی داشته و از رابطه (31) محاسبه می‌شوند [24]:

$$Z_k = Z_{R,k} \left(\frac{A_k}{A_R} \right)^{0.6} \quad (31)$$

در رابطه (31)، R نشان دهنده مولفه مرجع می‌باشد. همچنین هزینه سرمایه گذاری پمپ و موتور از رابطه‌های (32) و (33) قابل حصول است

$$s_1 = \int_{273}^T \frac{C_{p,\text{H}_2\text{O}}}{T} dT - R \ln x_1 \quad (10)$$

$$s_2 = \int_{273}^T \frac{C_{p,\text{EMIM(TFA)}}}{T} dT - R \ln x_2 \quad (11)$$

$$s^E = \frac{H^E - G^E}{T} \quad (12)$$

G^E نیز به صورت رابطه (13) تعریف می‌گردد:

$$G^E = RT(x_1 \ln \gamma_1 + x_2 \ln \gamma_2) \quad (13)$$

پارامترهای τ_{21} و τ_{12} برای مخلوط آب - مایع یونی و آب - لیتیوم برماید که در این تحقیق استفاده شده است به ترتیب براساس نتایج آزمایشگاهی تعادل بخار - مایع انجام شده توسط فیکه و همکاران [27] و کایتا [28] به دست آمده است. ظرفیت گرمایی ویژه، ضریب هدایت حرارتی، چگالی و ویسکوزیته مخلوط‌ها از تحقیقات انجام شده گذشته استخراج شده است [30,29,15].

4- تحلیل ترمودینامیکی

تحلیل انرژی و اگرژی سیکل‌های تبرید جذبی با اعمال روابط مربوط به بقای جرم و انرژی و قانون دوم ترمودینامیک بر اجزای سیکل‌ها انجام می‌گیرد. معادلات بقای جرم برای یک سیستم پایا به صورت زیر است:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (14)$$

$$\sum \dot{m}_i x_i = \sum \dot{m}_o x_o \quad (15)$$

با صرف نظر از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل معادله بقای انرژی در حالت پایا را می‌توان به صورت رابطه (16) نوشت:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_o h_o \quad (16)$$

ضریب عملکرد که براساس قانون اول ترمودینامیک تعریف می‌شود به صورت نسبت ظرفیت خنک کنندگی بر کل انرژی ورودی مورد نیاز سیستم تعریف شده و از رابطه (17) به دست می‌آید [31]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (17)$$

در رابطه (17) \dot{Q}_g ، \dot{Q}_e و \dot{W}_p به ترتیب حرارت جذب شده در اواپراتور، حرارت ورودی به ژنراتور و انرژی الکتریکی مصرف شده توسط پمپ می‌باشند. همچنین نسبت جریان جرمی محلول (f) به صورت رابطه (18) تعریف می‌شود:

$$f = w_s / (w_s - w_w) \quad (18)$$

که در آن w_w و w_s به ترتیب کسر جرمی ماده جاذب در محلول غلیظ و رقیق هستند.

با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک می‌توان عملکرد سیکل‌ها را توسط بازده اگرژی‌تیکی (رابطه (19)) بررسی و با هم مقایسه نمود [31]:

$$\text{بازده اگرژی} = \frac{\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{cold}}} \right)}{\dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{hot}}} \right) + \dot{W}_p} \quad (19)$$

در رابطه (19)، T_{hot} و T_{cold} به ترتیب متوسط دماهای خنک شونده در اواپراتور و گرم کننده در ژنراتور می‌باشند.

در غیاب اثرات الکتریکی، کشش سطحی، هسته‌ای و مغناطیسی و با صرف نظر از اگرژی‌های جنبشی و پتانسیل، اگرژی کل را می‌توان به صورت مجموع اگرژی فیزیکی و شیمیایی نوشت:

$$\dot{E} = \dot{E}^{\text{Ph}} + \dot{E}^{\text{Ch}} \quad (20)$$

اگرژی فیزیکی برابر با کار قابل حصول در انتقال یک سیستم از حالت اولیه به حالتی که در تعادل مکانیکی و گرمایی با محیط است، می‌باشد و به صورت رابطه (21) بیان می‌شود [24]:

$$\dot{E}^{\text{Ph}} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (21)$$

[24]:

گرم و سرد را می‌توان از رابطه (38) به‌دست آورد:

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot \Delta T_m \quad (38)$$

در این رابطه A و U به ترتیب سطح تبادل حرارت و ضریب انتقال حرارت کل می‌باشند. ΔT_m اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است که از دمای جریان‌های ورودی و خروجی به مبدل‌های حرارتی به‌دست آمده و از رابطه (39) محاسبه می‌شود:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_L)} \quad (39)$$

ضریب انتقال حرارت نیز از رابطه (40) قابل حصول است:

$$U = \frac{1}{\frac{(D_o/D_i)(1/h_i) + (D_o/D_i) \cdot F_i + [1/(2k)] \cdot D_o \cdot \ln(D_o/D_i) + F_o + (1/h_o)}{1}} \quad (40)$$

در رابطه (40) F_0 و F_i به ترتیب ضریب رسوب داخلی و خارجی لوله‌های اجزای سیستم هستند که مقدار آن‌ها برابر $0.09 \text{ kW/m}^2\text{K}$ در نظر گرفته شده است. همچنین جنس مبدل‌های حرارتی مس در نظر گرفته شده که مقدار ضریب رسانش آن برابر $383.2 \text{ (W/m} \cdot \text{K)}$ می‌باشد [34].

به‌منظور محاسبه ضریب انتقال حرارت داخلی برای اواپراتور، کندانسور، ژنراتور و جاذب سرعت، عدد رینولدز و عدد پراوتل در داخل لوله‌ها توسط رابطه‌های (41) تا (43) به‌دست آمده است [35]:

$$u_w = \frac{(\dot{m}/\rho)}{(\pi d^2/4)} \quad (41)$$

$$Re = \frac{\rho d u_w}{\mu} \quad (42)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (43)$$

با استفاده از تقریب جنیلینسکی [35] برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک که در رابطه‌های (44) و (45) آمده است، ضریب انتقال حرارت را می‌توان توسط رابطه (46) به‌دست آورد:

$$Nu = \frac{fr}{8} (Re - 1000) \left[\frac{Pr}{1 + 12.7(fr/8)^{0.5}(Pr^{0.66} - 1)} \right] \quad (44)$$

$$3000 < Re < 5 \times 10^6, 0.5 < Pr < 2000$$

$$fr = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (45)$$

$$h_i = \frac{Nu k}{d} \quad (46)$$

برای چگالش بخار در داخل لوله‌های افقی با سرعت کم، رابطه (47) را می‌توان برای ضریب انتقال حرارت جابجایی به‌کار برد [36]:

$$Z_p = Z_{R,p} \left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_{R,p}} \right)^{m_p} \left(\frac{1 - \eta_p}{\eta_p} \right)^{n_p} \quad (32)$$

$$Z_m = Z_{R,m} \left(\frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_{R,m}} \right)^{m_m} \left(\frac{1 - \eta_m}{\eta_m} \right)^{n_m} \quad (33)$$

که در این روابط مقدارهای توانی به‌صورت زیر است [24]:

$$m_p = 0.26, n_p = 0.5, m_m = 0.87, n_m = 1$$

در مدل اقتصادی استفاده شده، از قیمت‌های مرجع در تحقیق میسرا و همکاران [24] استفاده شده و در جدول 3 نشان داده شده است. همچنین هزینه‌های مربوط به اجزای مختلف از روش مارشال و سویفت طبق رابطه (34) به سال موردنظر تبدیل می‌شوند:

$$\text{هزینه در سال مرجع} = \text{هزینه پایه} \times \text{شاخص هزینه در سال مرجع/شاخص هزینه در سال اصلی} \quad (34)$$

هزینه اولیه برای هر یک از اجزای یک سیستم تبرید جذبی از رابطه (35) به‌دست می‌آیند [33]:

$$\sum_k \dot{Z}_k = \frac{\sum_k (CRF + \gamma) TCI_k}{\tau} \quad (35)$$

که در آن CRF ضریب برگشت سرمایه و TCI_k هزینه سرمایه‌گذاری کل توسط (36) و (37) بیان می‌شوند:

$$CRF = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (36)$$

$$TCI_k = \beta PEC_k \quad (37)$$

مقادیر PEC_k ، τ ، γ ، N ، i و β به ترتیب قیمت خرید جزء k ، تعداد ساعات کار سیستم، ضریب تعمیر و نگهداری، نرخ بهره، عمر سیستم و ضریب بیانگر هزینه تعمیر و نگهداری می‌باشند و به‌صورت زیر در نظر گرفته شده است [33]:

$$i = 15\%, N = 10, \tau = 1000, \gamma = 0.06, \beta = 1.5$$

موازنه جرم، انرژی، هزینه و معادلات کمکی مربوط به هر یک از اجزای سیستم تبرید جذبی در جدول 4 آورده شده است.

6- محاسبه اندازه اجزای سیستم

در مبادله‌کن‌های گرمایی تک‌گذره، نرخ حرارت مبادله شده بین دو سیال

جدول 2 تعاریف نرخ آگرژی سوخت و محصول و تلفات آگرژی سیستم تبرید جذبی

Table 2 Fuel – product definition of the absorption refrigeration cycle

اجزاء	نرخ آگرژی سوخت	نرخ آگرژی محصول	نرخ تلفات آگرژی
ژنراتور	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}$	$\dot{E}_7 + \dot{E}_4 - \dot{E}_3$	--
مجموعه اواپراتور	$\dot{E}_7 + \dot{E}_5 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17}$	$\dot{E}_{14} - \dot{E}_{13} + \dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}$
پمپ	\dot{W}_p	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	--
مبادله‌کن گرمایی محلول	$\dot{E}_4 - \dot{E}_5$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$	--
سیستم کلی	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12} + \dot{W}_p$	$\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17}$	$\dot{E}_{14} - \dot{E}_{13} + \dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}$

جدول 3 قیمت مرجع اجزاء و ابعاد مبدل‌های حرارتی ($A_R = 100 \text{ m}^2$ ، $\dot{W}_{R,m} = 10 \text{ kw}$)

Table 3 Reference costs and dimensioning parameters for heat exchangers ($A_R = 100 \text{ m}^2$ ، $\dot{W}_{R,m} = 10 \text{ kw}$)

اجزاء	قیمت مرجع [24] (\$)	قطر داخلی D_i (mm)	قطر خارجی D_o (mm)
جاذب	16500	13.57	14.97
کندانسور	8000	13.57	14.97
اواپراتور	16000	13.57	14.97
ژنراتور	17500	13.57	14.97
پمپ	2100	----	----
موتور	500	----	----
مبادله‌کن گرمایی محلول	12000	8.8 (تیوب داخلی)	9.5 (تیوب داخلی)
		13.57 (تیوب خارجی)	14.97 (تیوب خارجی)

جدول 4 موازنه جرم، انرژی، هزینه انرژی و معادلات کمکی مربوط به سیستم تبرید جذبی

Table 4 Energy, exergy, exergetic cost rate balances and auxiliary equations for absorption refrigeration system

موازنه نرخ هزینه انرژی و معادلات کمکی	موازنه جرم و انرژی	اجزاء
$\dot{C}_9 - (\dot{E}_9/\dot{E}_{10})\dot{C}_{10} = 0$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_r(h_{10} - h_9)$	اوپراتور
$\dot{C}_8 - \dot{C}_7 - \dot{C}_C = \dot{Z}_C$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_r(h_8 - h_7)$	کندانسور
$\dot{C}_7 - (\dot{E}_7/\dot{E}_8)\dot{C}_8 = 0$		
$\dot{C}_1 - \dot{C}_6 - \dot{C}_{10} - \dot{C}_A = \dot{Z}_A$	$\dot{m}_{13} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1$	جاذب
$-(\dot{E}_6 + \dot{E}_{10})/\dot{E}_1 \dot{C}_1 + \dot{C}_6 + \dot{C}_{10} = 0$	$x_{weak}\dot{m}_1 = x_{strong}\dot{m}_6$	
	$\dot{m}_r h_{10} + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_A$	
$\dot{C}_4 - \dot{C}_3 + \dot{C}_7 - \dot{C}_G = \dot{Z}_G$	$\dot{Q}_A = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15})$	ژنراتور
$\dot{C}_7 - (\dot{m}_7(e_4 - e_7)\dot{C}_3)/(\dot{m}_3(e_4 - e_3)) - (\dot{m}_7(e_7 - e_3)\dot{C}_4)/(\dot{m}_4(e_4 - e_3)) = 0$	$\dot{m}_4 + \dot{m}_{ref} = \dot{m}_3$	
	$\dot{m}_{ref} h_7 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_G$	
$\dot{C}_2 - \dot{C}_1 + \dot{C}_P = \dot{Z}_P$	$\dot{Q}_G = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})$	پمپ
	$\dot{W}_P = (P_2 - P_1)\dot{m}_1/\rho\eta_P$	
	$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_P$	
$\dot{C}_3 - \dot{C}_2 + \dot{C}_5 - \dot{C}_4 = \dot{Z}_{SHE}$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	مبادله کن گرمایی محلول
$\dot{C}_4 - (\dot{E}_4/\dot{E}_5)\dot{C}_5 = 0$	$\dot{Q}_{SHE} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2$	
$\dot{C}_5 - (\dot{E}_5/\dot{E}_6)\dot{C}_6 = 0$	$\varepsilon = (T_4 - T_5)/(T_4 - T_2)$	شیر انبساطی 1
$\dot{C}_8 - (\dot{E}_8/\dot{E}_9)\dot{C}_9 = 0$	$h_1 = h_2$	شیر انبساطی 2
$-\dot{C}_C - \dot{C}_E - \dot{C}_A - \dot{C}_G + \dot{C}_P = \sum \dot{Z}_k$	$h_8 = h_9$	
	$\dot{Q}_G + \dot{Q}_E - \dot{Q}_C - \dot{Q}_A - \dot{W}_P = 0$	سیستم کلی

$$h_0 = 2000 \left[\frac{\mu/\rho}{10^{-6}} \right]^{-1.7} \quad (53)$$

در تحقیق حاضر با ثابت نگه داشتن تمامی پارامترهای جاذب سیستم آب - لیتیوم برماید و جایگزین کردن مخلوط آب - مایع یونی در آن، رابطه‌ای مشابه رابطه هافمن و همکارانش برای ضریب انتقال حرارت خارجی در جاذب سیستم آب و مایع یونی به دست آمده است که به صورت رابطه (54) می‌باشد.

$$h_0 = 1656 \left[\frac{\mu/\rho}{10^{-6}} \right]^{-1.3} \quad (54)$$

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در مبدل حرارتی محلول، با توجه به رژیم جریان از روابط جریان داخل لوله استفاده شده است [34]. برای مقاطع حلقوی از قطر هیدرولیکی D_H که برابر اختلاف قطر داخلی لوله خارجی و قطر خارجی لوله داخلی است، استفاده می‌شود.

پس از محاسبه اندازه اجزای سیستم، هزینه‌های مجهول جریان‌ها با حل همزمان معادلات خطی محاسبه می‌شود. هزینه انرژی الکتریکی ورودی پمپ \dot{C}_{pump} و هزینه واحد انرژی جریان بخار مورد استفاده ژنراتور \dot{C}_Q در جدول 1 ارائه شده است [24]. بعد از محاسبه نرخ هزینه جریان‌های سیستم، کارایی هزینه‌ای هر از اجزای سیستم توسط پارامترهای انرژی‌اقتصادی محاسبه می‌گردد. این پارامترها شامل هزینه متوسط در واحد انرژی سوخت $(C_{F,k})$ ، هزینه متوسط در واحد انرژی محصول $(C_{P,k})$ ، نرخ هزینه تخریب انرژی (\dot{C}_D) ، نرخ هزینه اتلاف انرژی (\dot{C}_L) ، اختلاف هزینه نسبی (r_k) و ضریب انرژی‌اقتصادی (f_k) می‌باشند و طبق روابط (55) تا (60) بیان می‌شوند [41].

$$C_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{E_{F,k}} \quad (55)$$

$$C_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{E_{P,k}} \quad (56)$$

$$\dot{C}_{D,k} = C_{F,k} \dot{E}_{X_{D,k}} \quad (57)$$

$$\dot{C}_{L,k} = C_{F,k} \dot{E}_{X_{L,k}} \quad (58)$$

$$r_k = \frac{C_{P,k} - C_{F,k}}{C_{F,k}} \quad (59)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k}} \quad (60)$$

r_k اختلاف هزینه متوسط نسبی واحد انرژی محصول و سوخت را نشان می‌دهد و در واقع نشانگر منابع واقعی ایجاد هزینه در سیستم یعنی هزینه تخریب انرژی و هزینه تجهیزات می‌باشد. f_k ضریب انرژی‌اقتصادی،

$$h_i = 0.555 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l(T_{sat} - T_s)d} \right]^{1/4} \quad (47)$$

که در آن $g, \rho_v, \rho_l, k_l, \mu_l$ به ترتیب شتاب گرانش، چگالی فاز مایع مبرد، چگالی بخار مبرد، ضریب رسانش و ویسکوزیته فاز مایع می‌باشند. T_{sat} و T_s نیز به ترتیب دمای اشباع و دمای سطح هستند. h'_{fg} گرمای نهان اصلاح شده به صورت رابطه (48) بیان می‌گردد.

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} c_{p,l}(T_{sat} - T_s) \quad (48)$$

بختیاری و همکارانش [37] تقریبی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت خارجی در ژنراتور سیستم آب - لیتیوم برماید معرفی کرده‌اند که به صورت رابطه (49) بیان می‌شود:

$$h_0 = 5554.3 \Gamma^{0.236} \quad (49)$$

در این رابطه Γ دبی جرمی واحد محیط تر شونده است. در تحقیق حاضر با فراهم آوردن شرایط مشابه ژنراتور سیستم آب - لیتیوم برماید و جایگزین کردن مخلوط آب - مایع یونی در آن، رابطه‌ای مشابه برای ضریب انتقال حرارت خارجی در ژنراتور سیستم آب و مایع یونی به دست آمده است که به صورت رابطه (50) می‌باشد.

$$h_0 = 4596.6 \Gamma^{0.346} \quad (50)$$

ضریب انتقال حرارت خارجی کندانسور، را می‌توان توسط تقریبی که هولمن [38] معرفی کرده است به دست آورد:

$$h_0 = 0.725 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l(T_{sat} - T_s)d} \right]^{0.25} \quad (51)$$

برای ضریب انتقال حرارت خارجی در اوپراتور از رابطه پیشنهاد شده توسط پانتایک و همکاران [39] استفاده شده است که در رابطه (52) نشان داده شده است:

$$h_0 = \frac{k}{\delta} (0.029 Re^{0.53} Pr^{0.344})$$

$$\delta = \left(\frac{3\mu l}{\rho^2 g} \right)^{1/3}$$

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (52)$$

هافمن و همکارانش [40] برای محاسبه ضریب انتقال حرارت خارجی در جاذب سیستم آب - لیتیوم برماید، تقریب نشان داده شده در رابطه (53) را پیشنهاد کرده‌اند:

است مقایسه شده و در جدول 6 نشان داده شده است. بیشترین خطای نسبی 1.1% به دست آمده است که با توجه به آن، می توان به درستی مقدار آنتروپی مخلوط آب - مایع یونی که توسط روش غیرتصادفی دو مایع در این تحلیل به دست آمده است اطمینان حاصل نمود.

به منظور اعتبارسنجی ترموآکونومیکی، نتایج سیستم آب - لیتیوم برماید با نتایج به دست آمده توسط میسرا و همکاران [24] مقایسه شده و در جدول 7 نشان داده شده است که حداکثر خطای نسبی 1.007% می باشد.

8- بحث و نتایج

پارامترهای اگزرژی و اگزرژیواکونومیک برای هر یک از اجزای سیستم آب - مایع یونی در جدول های 8 و 9 نشان داده شده است. در جدول 8 می توان مشاهده کرد که بالاترین تخریب اگزرژی در مجموعه اواپراتور (14.18 kW) با $\eta_D = 40.8\%$ و پس از آن در ژنراتور (7.85kW با $\eta_D = 22.6\%$) رخ می دهد. همچنین تلفات اگزرژی مربوط به مجموعه اواپراتور 5.29 kW است و بازده اگزرژی آن 9.92% است. بازده اگزرژی و تخریب اگزرژی سیستم کلی نیز به ترتیب 6.17% و 27.31 kW است. حداکثر بازده اگزرژی در ژنراتور (77.39%) به دست می آید.

از مهمترین پارامترهای تحلیل اگزرژیواکونومیک است که نسبت هزینه های غیراگزژیوتیک به هزینه های کل را نشان می دهد. مقدار بالای f_k برای یک جزء نشان دهنده افزایش هزینه اولیه و کاهش بازده در آن جزء می باشد. مقدار پایین f_k نیز نشانگر آن است که هزینه متناسب با ناکارآمدی های ترمودینامیکی غالب بر هزینه خرید، نگهداری و تعمیرات جزء مورد نظر است [41].

7- اعتبارسنجی

همان طور که قبلا ذکر شد، در مورد تحلیل ترموآکونومیکی سیستم های تبرید جذبی با مخلوط آب - مایع های یونی، در گذشته تحقیقات جامعی صورت نگرفته است. لذا به منظور اعتبارسنجی، آنتالپی مازاد به دست آمده توسط روش غیرتصادفی دو مایع برای مخلوط آب و 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم تری فلورو استیت با داده های آزمایشگاهی توسط فیکه و همکاران [15] مقایسه شده و در جدول 5 ارائه گردیده است. همان طور که نشان داده شده است در کل محدوده کسر مولی آب، نتایج با داده های آزمایشگاهی تطابق خوبی دارد. آنتروپی مخلوط آب - لیتیوم برماید توسط روش غیرتصادفی دو مایع محاسبه شده و با نتایج آزمایشگاهی که توسط کایتا [28] انجام شده

جدول 5 مقایسه آنتالپی مازاد مخلوط آب - 1- اتیل 3- متیل ایمیدازولیوم تری فلورو استیت با نتایج آزمایشگاهی فیکه و همکاران [15] به صورت تابعی از کسر مولی آب
Table 5 Comparison of excess enthalpy, HE, for water-[EMIM][TFA] mixture as a function of mole fraction of water, at different temperatures from NRTL model and Experimentally measured by Ficke et.al [15]

348.15		333.15		323.15		313.15		دما (°C)
کار حاضر	نتایج آزمایشگاهی [15]	کار حاضر	نتایج آزمایشگاهی [15]	کار حاضر	نتایج آزمایشگاهی [15]	کار حاضر	نتایج آزمایشگاهی [15]	کسر مولی آب
-11	-10	-3	-1	-3	-3	-7	-6.23	0.01
-1084	-1110	-1091	-1110	-1093	-1090	-1092.3	-1080	0.2
-1820	-1830	-1853	-1840	-1870	-1860	-1883.47	-1870	0.4
-2028	-2030	-2133	-2140	-2196	-2190	-2254.36	-2260	0.6
-1501	-1510	-1650	-1678	-1744	-1770	-1834.08	-1870	0.8
-5	-6	-4	-6	3	6	0	0.0005	0.99

جدول 6 مقایسه آنتروپی مخلوط آب - لیتیوم برماید توسط روش غیرتصادفی دو مایع و رابطه کایتا [28]
Table 6 Comparison of entropy of water-LiBr mixture from NRTL model and Kaita's relationship [28]

373.15		353.15		333.15		313.15		دما (°C)
روش NRTL	رابطه کایتا [28]	روش NRTL	رابطه کایتا [28]	روش NRTL	رابطه کایتا [28]	روش NRTL	رابطه کایتا [28]	کسر جرمی LiBr
0.819	0.822	0.681	0.683	0.529	0.538	0.381	0.386	0.4
0.745	0.745	0.619	0.615	0.473	0.479	0.329	0.335	0.45
0.669	0.677	0.553	0.554	0.429	0.426	0.291	0.292	0.5
0.609	0.616	0.508	0.502	0.379	0.382	0.261	0.256	0.55
0.566	0.564	0.455	0.458	0.343	0.346	0.228	0.229	0.6
0.519	0.522	0.421	0.424	0.324	0.320	0.209	0.212	0.65

جدول 7 اعتبارسنجی شبیه سازی ترموآکونومیکی
Table 7 Validation of thermoeconomic simulation.

هزینه واحد اگزرژی (\$/GJ)		آهنگ هزینه (\$/h)		آهنگ اگزرژی کل (kW)		دما (°C)	حالت
نتایج اعتبارسنجی	میسرا و همکاران [24]	نتایج اعتبارسنجی	میسرا و همکاران [24]	نتایج اعتبارسنجی	میسرا و همکاران [24]		
26.542	26.312	1.917	1.898	20.063	20.043	34	1
26.678	26.434	1.927	1.908	20.065	20.045	34.002	2
28.253	28.004	2.313	2.290	22.741	22.718	58.35	3
26.368	26.130	3.671	3.635	38.67	38.638	80	4
26.363	26.130	3.338	3.305	35.17	35.137	52.086	5
26.364	26.130	3.338	3.305	35.17	35.136	53.6	6
25.652	25.442	0.397	0.393	4.298	4.294	80	7
25.652	25.442	0.013	0.013	0.145	0.145	36	8
25.652	25.442	-0.0151	-0.015	-0.165	-0.165	5	9
25.652	25.442	-0.679	-0.673	-7.359	-7.352	5	10

جدول 8 نتایج تحلیل انرژی برای سیستم تبرید جذبی آب - [EMIM][TFA]

اجزاء	\dot{E}_F (kW)	\dot{E}_P (kW)	\dot{E}_L (kW)	\dot{E}_D (kW)	η_L (%)	η_D (%)	η_{energy} (%)
ژنراتور	34.745	26.89	0.000	7.855	0.000	22.60	77.39
مجموعه اواپراتور	21.625	2.143	5.299	14.182	15.25	40.80	9.92
پمپ محلول	0.0102	0.0038	0.000	0.0065	0.000	0.02	92.94
مبادله کن گرمایی محلول	8.414	3.147	0.000	5.267	0.000	15.17	37.33
سیستم کلی	34.755	2.143	5.299	27.312	15.25	78.58	6.17

جدول 9 نتایج تحلیل انرژی اقتصادی برای سیستم تبرید جذبی آب - [EMIM][TFA]

اجزاء	c_P (\$/GJ)	c_D (\$/h)	\dot{C}_L (\$/h)	\dot{Z} (\$/h)	$\dot{Z} + \dot{C}_D + \dot{C}_L$ (\$/h)	f (%)	r (%)
ژنراتور	14.58	0.412	0.000	0.44	0.85	51.69	60.48
مجموعه اواپراتور	58.01	2.96	1.11	1.51	5.58	27.07	1001.60
پمپ محلول	10.00	0.00003	0.000	0.043	0.043	99.94	12495.46
مبادله کن گرمایی محلول	141.13	2.68	0.000	2.21	4.89	45.18	300.06
سیستم کلی	14.58	1.43	0.28	4.20	5.91	71.06	4283.85

3 همچنین نشان می‌دهند که کمترین هزینه سالانه سیستم و جریان جرمی

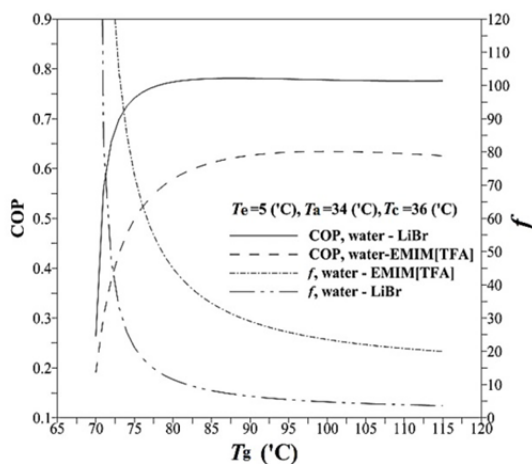


Fig. 2 Variation of COP and solution circulation flow ratio with generator temperature.

شکل 2 تغییرات ضریب عملکرد و نسبت جریان جرمی محلول با دمای ژنراتور

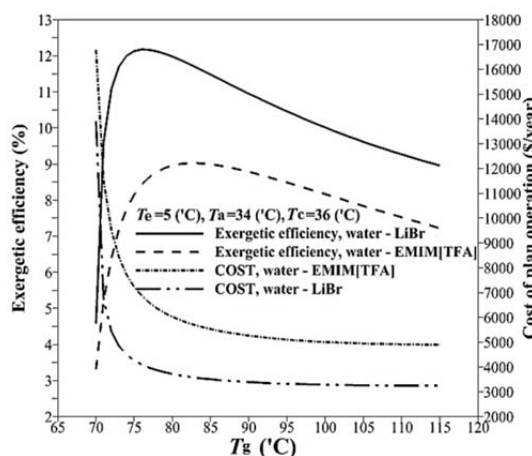


Fig. 3 Variation of exergetic efficiency and cost of plan operation ratio with generator temperature.

شکل 3 تغییرات بازده انرژی و هزینه سالانه کلی سیستم با دمای ژنراتور

بیژن و همکارانش [42] راه کارهایی در مورد تحلیل ترموآکونومیک برای طراحی چرخه‌ها ارائه کرده‌اند که یکی از آن‌ها تغییرات در اجزایی است که دارای $\dot{Z} + \dot{C}_D + \dot{C}_L$ می‌باشند. با توجه به جدول 9 مشخص می‌شود که مجموعه اواپراتور بالاترین مقدار $(\dot{Z} + \dot{C}_D + \dot{C}_L)$ را دارد در حالی که مقدار (f) آن پایین بوده و مقدار (r) آن بالاست. جزء دیگری که دارای مقدار $(\dot{Z} + \dot{C}_D + \dot{C}_L)$ بالایی است مبادله کن گرمایی محلول می‌باشد که مقدار (r) آن نیز بالا می‌باشد. پمپ محلول مقدار (c_P) و (r) بالایی دارد که به دلیل پایین بودن دبی جرمی عبوری از آن است، لذا (\dot{E}_P) را کاهش داده و (c_P) را افزایش داده است اما چون (\dot{Z}) و (\dot{C}_D) آن خیلی پایین است نیاز به توجه ویژه ای ندارد.

8-1- تحلیل پارامتری

از طریق تجزیه و تحلیل پارامتری، تاثیر پارامترهای عملکردی بر روی سیستم‌ها مورد بررسی قرار می‌گیرد و الزامات برای دستیابی به بهترین عملکرد تعیین می‌شود.

8-1-1- تاثیر دمای ژنراتور

"شکل‌های 2 تا 4" نشان‌دهنده اثر تغییرات دمای ژنراتور بر روی ضریب عملکرد، نسبت جریان جرمی محلول، بازده انرژی، هزینه سالانه، سطح هر یک از مبادله کن‌های گرمایی و سطح کل سیستم آب - لیتیوم برماید و آب - مایع یونی می‌باشند. با بررسی "شکل‌های 2 و 3" می‌توان دریافت که با افزایش دمای ژنراتور ضریب عملکرد و بازده انرژی در ابتدا به حداکثر مقدار افزایش یافته و پس از آن ضریب عملکرد تقریباً ثابت مانده و بازده انرژی کاهش یافته است. به عبارت دیگر، مقادیر خاصی برای دمای ژنراتور وجود دارند که در آن ضریب عملکرد و بازده انرژی به حداکثر مقدار خود رسیده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که حداکثر بازده انرژی در دمای ژنراتور کمتری نسبت به حداکثر ضریب عملکرد به دست آمده است. حداکثر مقدار ضریب عملکرد برای سیستم‌های آب - لیتیوم برماید و آب - مایع یونی (0.634 و 0.762) به ترتیب در دمای ژنراتور 105 °C و 100 °C به دست می‌آید، در حالی که حداکثر مقدار بازده انرژی (11.47% و 9.02%) به ترتیب در دمای ژنراتور 78 °C و 83 °C به دست آمده است. "شکل‌های 2 و

هزینه سالانه کل مطلوب است.

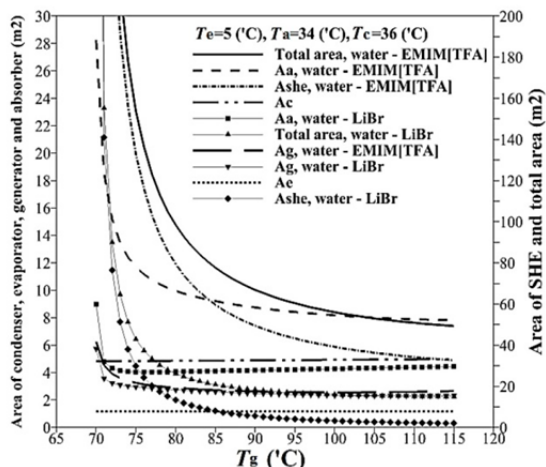


Fig. 4 Variation of heat transfer area with generator temperature.

شکل 4 تغییرات سطح تبادل حرارت مبدل‌ها با دمای ژنراتور

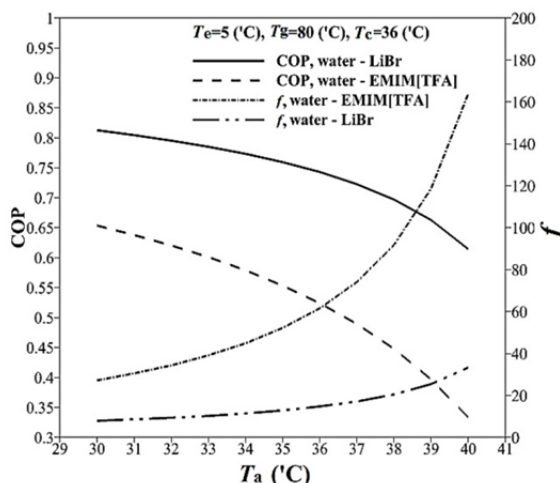


Fig. 5 Variation of COP and solution circulation flow ratio with absorber temperature.

شکل 5 تغییرات ضریب عملکرد و نسبت جریان جرمی محلول با دمای جاذب

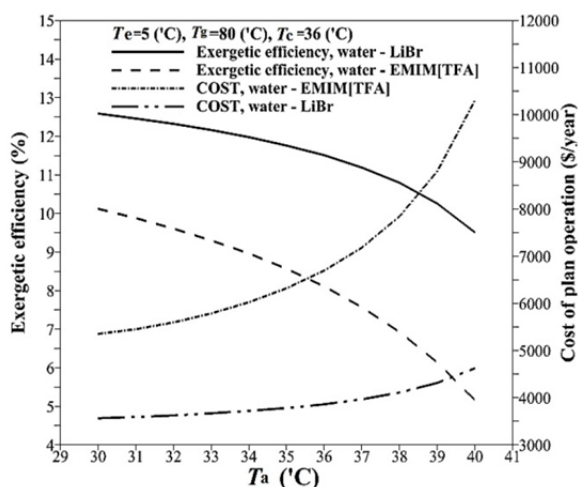


Fig. 6 Variation of exergetic efficiency and cost of plan operation ratio with absorber temperature.

شکل 6 تغییرات بازده انرژی و هزینه سالانه کلی سیستم با دمای جاذب

محلول در بیشترین دمای ژنراتور به دست آمده‌اند. "شکل 4" نشان می‌دهد که با افزایش دمای ژنراتور، تمامی سطح تبادل حرارت مبدل‌ها (به غیر از سطح اواپراتور که ثابت مانده و سطح کندانسور که اندکی افزایش داشته است) کاهش یافته‌اند لذا سطح کل نیز کاهش یافته است.

8-1-2- تاثیر دمای جاذب

تغییرات ضریب عملکرد، نسبت جریان جرمی محلول، بازده انرژی و هزینه سالانه سیستم‌ها با افزایش دمای جاذب در "شکل‌های 5 و 6" نشان داده شده است. "شکل 7" تاثیر دمای جاذب بر روی سطح مبادله‌کن‌های گرمایی و سطح کل سیستم‌های آب-لیتیوم برماید و آب-مایع یونی را نشان می‌دهد.

افزایش دمای جاذب از 30 °C تا 40 °C سبب کاهش ضریب عملکرد و بازده انرژی و افزایش نسبت جریان جرمی محلول، هزینه سالانه و سطح تبادل حرارت همه مبادله‌کن‌های گرمایی در هر دو سیستم شده است. بنابراین، از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک، کمترین دمای جاذب برای سیستم توصیه شده است.

8-1-3- تاثیر دمای اواپراتور

"شکل‌های 8 تا 10" اثر تغییرات دمای اواپراتور بر روی ضریب عملکرد، نسبت جریان جرمی محلول، بازده انرژی، هزینه سالانه، سطح هر یک از مبادله‌کن‌های گرمایی و سطح کل برای سیستم آب-لیتیوم برماید و آب-مایع یونی را نشان می‌دهند. "شکل‌های 8 و 9" نشان می‌دهند که افزایش دمای اواپراتور از 2 °C تا 8 °C در حالی که سایر متغیرها ثابت نگه‌داشته شده‌اند، سبب افزایش ضریب عملکرد و بازده انرژی و کاهش نسبت جریان جرمی محلول و هزینه سالانه سیستم‌ها شده است. "شکل 10" نشان‌دهنده اثر تغییرات دمای اواپراتور بر روی سطح موردنیاز مبادله‌کن‌های گرمایی می‌باشد. افزایش دمای اواپراتور از 2 °C تا 8 °C در حالی که سایر متغیرها ثابت نگه‌داشته شده‌اند، سبب افزایش سطح اواپراتور و کاهش سطح سایر مبادله‌کن‌ها و در نتیجه کاهش سطح کل هر دو سیستم شده است. به طوری که کمترین سطح کل برای سیستم‌های آب-لیتیوم برماید و آب-مایع یونی به ترتیب 21.96 m² و 68.28 m² می‌باشد که در دمای اواپراتور 8 °C به دست آمده است. افزایش دمای اواپراتور در حالی که ظرفیت خنک‌کنندگی و دمای مایع خنک‌شونده ثابت باشند، باعث کاهش اختلاف دمای متوسط بین اواپراتور و آب خنک‌شونده خارجی می‌شود و در نتیجه تخریب انرژی و کاهش بازده انرژی افزایش خواهد یافت. بنابراین، از نظر تحلیل انرژی و انرژی، عملکرد سیستم با افزایش دمای اواپراتور بهبود یافته است.

8-1-4- تاثیر دمای کندانسور

تاثیر افزایش دمای جاذب از 30 °C تا 40 °C بر روی ضریب عملکرد، نسبت جریان جرمی محلول، بازده انرژی، هزینه سالانه، سطح تبادل حرارت هر مبادله‌کن گرمایی و سطح کل در "شکل‌های 11 تا 13" نشان داده شده است. می‌توان دریافت که با افزایش دمای کندانسور، ضریب عملکرد هر دو سیستم آب-لیتیوم برماید و آب-مایع یونی به ترتیب از (0.66 و 0.77) به (0.48 و 0.67) کاهش می‌یابند. همچنین بازده انرژی با افزایش دمای کندانسور کاهش یافته و سطح کل سیستم به میزان 80% افزایش یافته است. در نتیجه، هزینه سالانه دو سیستم به ترتیب از (3496\$ و 5273\$) به (4219\$ و 7268\$) افزایش می‌یابند. به عبارت دیگر، مقادیر پایین دمای کندانسور از دیدگاه تحلیل انرژی و انرژی و همچنین سطح کل و در نتیجه

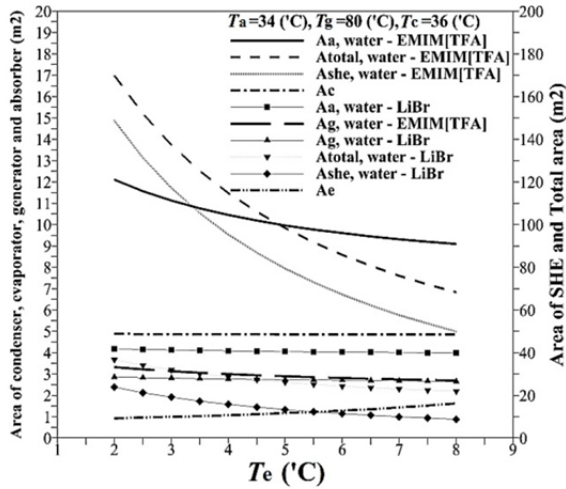


Fig. 10 Variation of heat transfer area with evaporator temperature.

شکل 10 تغییرات سطح تبادل حرارت مبدل‌ها با دمای اواپراتور

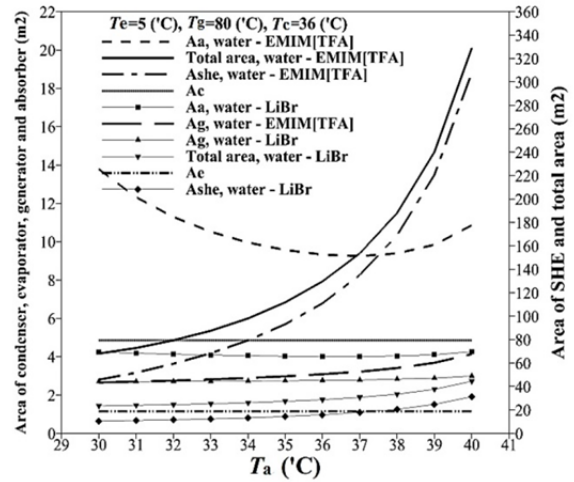


Fig. 7 Variation of heat transfer area with absorber temperature.

شکل 7 تغییرات سطح تبادل حرارت مبدل‌ها با دمای جاذب

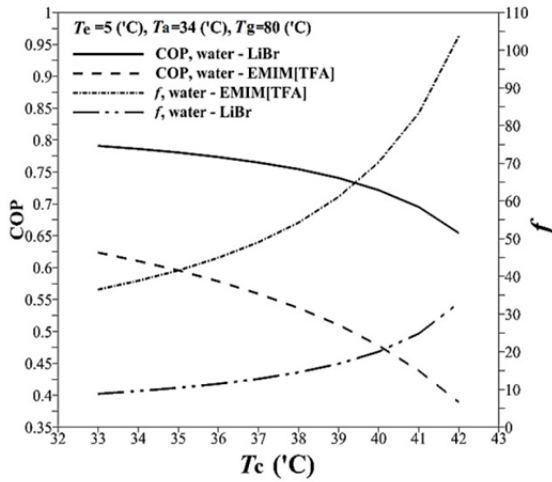


Fig. 11 Variation of COP and solution circulation flow ratio with condenser temperature.

شکل 11 تغییرات ضریب عملکرد و نسبت جریان جرمی محلول با دمای کندانسور

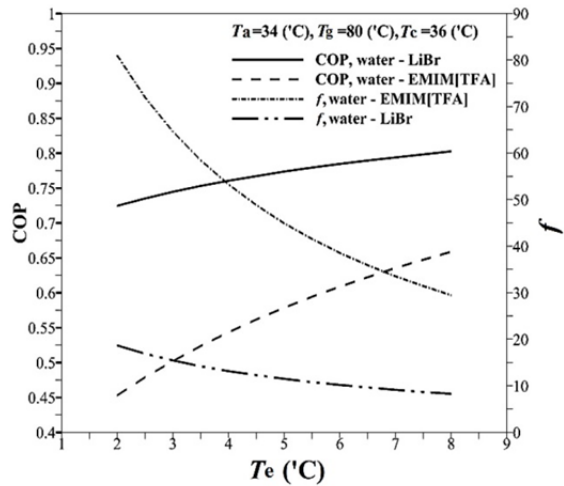


Fig. 8 Variation of COP and solution circulation flow ratio with evaporator temperature.

شکل 8 تغییرات ضریب عملکرد و نسبت جریان جرمی محلول با دمای اواپراتور

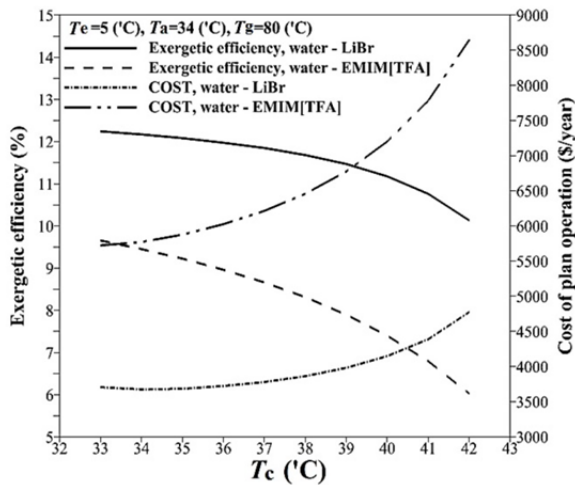


Fig. 12 Variation of exergetic efficiency and cost of plan operation ratio with condenser temperature.

شکل 12 تغییرات بازده انرژی و هزینه سالانه کلی سیستم با دمای کندانسور

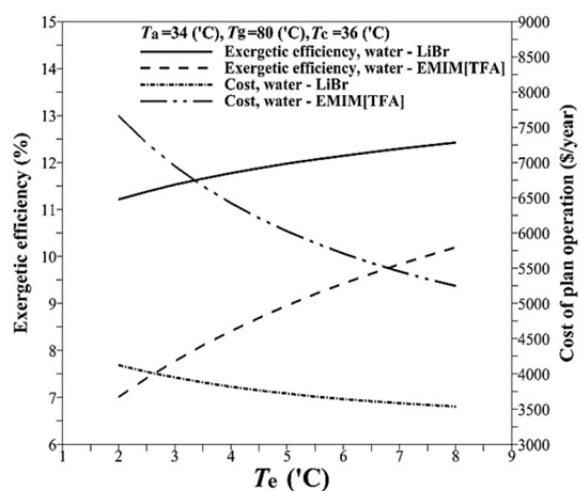


Fig. 9 Variation of exergetic efficiency and cost of plan operation ratio with evaporator temperature.

شکل 9 تغییرات بازده انرژی و هزینه سالانه کلی سیستم با دمای اواپراتور

اگرژی، هزینه سالانه و سطح تبادل حرارت هر یک از مبادله‌کن‌های گرمایی سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که با بیشتر شدن دمای ژنراتور، ضریب عملکرد و بازده اگرژی افزایش می‌یابند و افزایش بیشتر دمای ژنراتور سبب ثابت ماندن ضریب عملکرد و کاهش بازده اگرژی می‌شود. همچنین مشاهده شده است که سیستم آب - مایع یونی به دمای ژنراتور 5 تا 10 درجه سانتی‌گراد بیشتر نسبت به سیستم آب - لیتیوم برماید نیاز دارد. حداقل سطح تبادل حرارت مبدل‌ها و هزینه سالانه سیستم در مقادیر پایین دمای جاذب و کندانسور و مقادیر بالای دمای ژنراتور و اوپراتور به‌دست آمده‌اند. در سیستم آب - مایع یونی بزرگترین تخریب اگرژی و کمترین فاکتور اگرژواکونومیک در مجموعه اوپراتور و ژنراتور به‌دست می‌آیند، بنابراین این دو مولفه باید با دقت در نظر گرفته شوند. با توجه به عملکرد نسبتاً خوب سیستم دارای مایع یونی همراه با مزایای فشار بخار ناچیز، عدم کریستالیزاسیون و خاصیت خوردگی ضعیف نسبت به محلول آب - لیتیوم برماید، این مخلوط جدید که در تحقیق حاضر مورد بررسی قرار گرفته است می‌تواند گزینه مناسبی برای استفاده در چرخه تبرید جذبی و تحقیقات بیشتر باشد.

10- فهرست علائم

A	سطح (m^2)
COP	ضریب عملکرد
c_p	ظرفیت گرمایی (kJ/kgK)
D	قطر (m)
G^E	انرژی مازاد گیبز (J/mol)
h_i, h_o	ضریب رسانش سطح‌های داخلی و خارجی (W/m^2K)
H^E	آنتالپی مازاد (J/mol)
IL	مایع یونی
M	جرم مولکولی (J/mol)
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
p_{1sat}	فشار اشباع آب (kPa)
\dot{Q}	آهنگ انتقال گرما (kW)
RTV	شیر خفانشی مبرد
STV	شیر خفانشی محلول
SHE	مبادله کن گرمایی محلول
S	آنتروپی مخصوص (kJ/kgK)
ΔT_0	اختلاف دمای جریان سرد و گرم در ورودی مبادله‌کن
ΔT_L	اختلاف دمای جریان سرد و گرم در خروجی مبادله‌کن
ΔT_m	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی
U	ضریب انتقال گرما (W/m^2K)
w_s	کسر جرمی جاذب در محلول غلیظ
w_w	کسر جرمی جاذب در محلول رقیق
x_1	کسر مولی آب
x_2	کسر مولی مایع یونی

علائم یونانی

γ_1	ضریب فعالیت آب
γ_2	ضریب فعالیت مایع یونی
α	فاکتور غیرتصادفی
P	چگالی (kg/m^3)

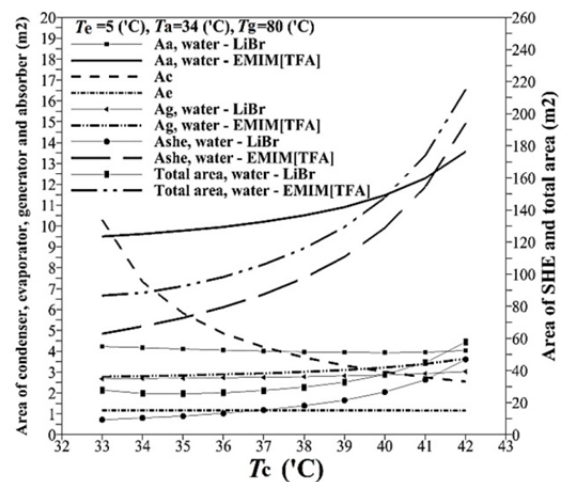


Fig. 13 Variation of heat transfer area with condenser temperature.

شکل 13 تغییرات سطح تبادل حرارت مبدل‌ها با دمای کندانسور

تحلیل پارامتری نشان می‌دهد که ضریب عملکرد و بازده اگرژی سیستم آب - مایع یونی مقداری پایینتر از سیستم آب - لیتیوم برماید است و هزینه سالانه آن بیشتر می‌باشد اما هنوز قابل قبول هستند. نتایج تحلیل پارامتری را می‌توان به شرح زیر خلاصه کرد:

- بیشترین ضریب عملکرد برای سیستم‌های آب - لیتیوم برماید و آب - مایع یونی به ترتیب برابر با 0.77 و 0.66 می‌باشند که در پایین‌ترین دمای ممکن کندانسور و جاذب، بالاترین دمای اوپراتور و دماهای ژنراتور 105 °C و 100 °C حاصل شده‌اند.
- بیشترین بازده اگرژی برای سیستم‌های آب - لیتیوم برماید و آب - مایع یونی به ترتیب برابر با 12% و 10.15% می‌باشند که در پایین‌ترین دمای ممکن کندانسور و جاذب و بالاترین دمای اوپراتور و دماهای ژنراتور 78 °C و 83 °C به‌دست آمده‌اند.
- کمترین نسبت جریان جرمی محلول برای سیستم‌های آب - لیتیوم برماید و آب - مایع یونی به ترتیب برابر با 3.62 و 19.97 می‌باشند که در پایین‌ترین دمای ممکن کندانسور و جاذب و بالاترین دمای ممکن اوپراتور و ژنراتور به‌دست می‌آیند.
- کمترین سطح تبادل حرارت برای سیستم‌های آب - لیتیوم برماید و آب - مایع یونی به ترتیب برابر با 16 m² و 49 m² می‌باشند که در پایین‌ترین دمای ممکن کندانسور و جاذب و بالاترین دمای ممکن اوپراتور و ژنراتور به‌دست می‌آیند.
- کمترین هزینه کل برای سیستم‌های آب - لیتیوم برماید و آب - مایع یونی به ترتیب برابر با 3347\$/y و 4907\$/y می‌باشند که در پایین‌ترین دمای ممکن کندانسور و جاذب و بالاترین دمای ممکن اوپراتور و ژنراتور حاصل شده‌اند.

9- نتیجه‌گیری

به منظور بررسی عملکرد سیستم‌های تبرید جذبی آب - لیتیوم برماید و آب - مایع یونی از تحلیل ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی بهره گرفته شده است. این نوع تحلیل برای یک چرخه تبرید جذبی که از مایع یونی به‌عنوان جاذب استفاده می‌کند برای اولین بار انجام شده است. در این تحقیق، اندازه مبادله‌کن‌های گرمایی به منظور برآورد هزینه سیستم محاسبه شده‌اند. اثرات پارامترهای طراحی بر روی ضریب عملکرد، نسبت جریان جرمی محلول، بازده

11- مراجع

- liquids, *Industrial and Engineering Chemistry Research*, No. 46, pp. 1605-1610, 2007.
- [22] A. C. Manjares, D. Salavera, A. Coronas, Vapour pressure measurements of ammonia/ionic liquids mixtures as suitable alternative working fluids for absorption refrigeration technology, *Fluid Phase Equilibria*, <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2018.01.006>.
- [23] W. Wua, T. You, H. Zhang, X. Lia, Comparisons of different ionic liquids combined with trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)) as absorption working fluids, *International Journal of Refrigeration*, No. 88, pp. 45-57, 2018.
- [24] R. D. Misra, P. K. Sahoo, S. Sahoo A. Gupta, Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 2, pp. 158-69, 2003.
- [25] H. Renon, J. M. Prausnitz, Local compositions in thermodynamic excess functions for liquid mixtures, *AIChE Journal*, Vol. 14, No. 1, pp. 135-144, 1968.
- [26] M. B. Shiflett, A. Yokozeki, Solubility and diffusivity of hydrofluorocarbons in room-temperature ionic liquids, *AIChE Journal*, Vol. 52, No. 3, pp. 1205-1219, 2009.
- [27] L. D. Simoni, L. E. Ficke, C. A. Lambert, M. A. Stadtherr, J. F. Brennecke, Measurement and prediction of Vapor-Liquid equilibrium of aqueous 1-Ethyl-3-methylimidazolium-Based ionic liquid systems, *Industrial and Engineering Chemistry Research*, Vol. 49, No. 8, pp. 3893-3901, 2010.
- [28] Y. Kaita, Thermodynamic properties of lithium bromide – water solutions at high temperatures, *International Journal of Refrigeration*, No. 24, pp. 374-390, 2001.
- [29] H. Rodriguez, J. F. Brennecke, Temperature and composition dependence of the density and viscosity of binary mixtures of water + Ionic Liquid, *Journal of Chemical Engineering*, Vol. 51, No. 6, pp. 2145-2155, 2006.
- [30] C. M. Tenney, M. Massel, J. M. Mayes, M. Sen, J. F. Brennecke, E. J. Maginn, A computational and experimental study of the heat transfer properties of nine different ionic liquids, *Journal of Chemical and Engineering Data*, Vol. 59, No. 2, pp. 391-399, 2014.
- [31] A. Saberi Mehr, A. Sorouraddin, S. M. Seyed mahmoudi, Energy and exergy analysis of a combined GAX- ejector absorption refrigeration cycle, specific ejector geometry, *Motors Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 11, pp. 122-138, 2014. (in Persian فارسی)
- [32] Y. A. Cengel, M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5th ed, pp. 301-309, New York, McGraw-Hill, 2006.
- [33] S. M. S. Mahmoudi, S. Salehi, M. Yari, Three-objective optimization of a novel triple-effect absorption heat transformer combined with a water desalination system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 138, No. 1, pp. 131-147, 2017.
- [34] G. Florides, S. Kalogirou, S. Tassou, L. Wrobel, Design and construction of a LiBr–water absorption machine, *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, No. 15, pp. 2483-2508, 2003.
- [35] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Journal of Chemical Engineering*, Vol. 41, No. 1, pp. 359-367, 1976.
- [36] T. Bergman, F. Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, pp. 343-353, Hoboken (NJ), Wiley, 2011.
- [37] B. Bakhtiari, L. Fradette, R. Legros, J. Paris, A model for analysis and design of H₂O–LiBr absorption heat pumps, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 2, pp. 1439-1448, 2011.
- [38] J. Holman, *Heat Transfer*, pp. 221-223, New York, McGraw-Hill, 2002.
- [39] V. patnaik, H. P. Blanco, W. A. Ryan, A simple analytical model for the design of vertical tube absorbers, pp. 69-80, *ASHRAE Trans*, 1993.
- [40] L. Hoffmann, I. Greiter, A. Wagner, V. Weiss, G. Alefeld, Experimental investigation of heat transfer in a horizontal tube falling film absorber with aqueous solutions of LiBr with and without surfactants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 19, No. 5, pp. 331-341, 1996.
- [41] A. Bagherinejad, M. Yaghoubi, Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 5, pp. 193-2203, 2011.
- [42] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal Design and Optimization*, pp. 276-297, New York, John Wiley and Sons Inc, 1996.
- [1] M. Mafi, M. Shomali, H. Ajorloo, A feasibility study on substitution of environmentally friendly refrigerants in common refrigeration systems, *Motors Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 779-782, 2017. (in Persian فارسی)
- [2] D. Moreno, V. R. Ferro, J. d. Riva, R. Santiago, C. Moya, M. Larriba, J. Palomar, Absorption refrigeration cycles based on ionic liquids: Refrigerant/absorbent selection by thermodynamic and process analysis, *Applied Energy*, Vol. 213, No. 1, pp. 179-194, 2018.
- [3] U. Eicker, *Low Energy Cooling for Sustainable Buildings*, pp. 331-340, John Wiley & Sons, 2009.
- [4] J. Sun, L. Fu, S. G. Zhang, A review of working fluids of absorption cycles, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, No. 4, pp. 1899-1906, 2012.
- [5] X. Zhang, D. Hu, Performance analysis of the single-stage absorption heat transformer using a new working pair composed of ionic liquid and water, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 37, pp. 129-135, 2012.
- [6] M. Wang, C. A. I. Ferreira, Absorption heat pump cycles with NH₃ – ionic liquid working pairs, *Applied Energy*, Vol. 204, pp. 819-830, 2017.
- [7] X. D. Zhang, D. Hu, Performance simulation of the absorption chiller using water and ionic liquid 1-ethyl-3-methylimidazolium dimethylphosphate as the working pair, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 16, pp. 3316-3321, 2011.
- [8] S.Q. Liang, J. Zhao, L. Wang, X. L. Huai, Absorption refrigeration cycle utilizing a new working pair of ionic liquid type, *Journal of Engineering Thermophysics*, Vol. 31, No. 10, pp. 1627-1630, 2010.
- [9] S. Q. Liang, W. Chen, K. Cheng, *The Latent Application of Ionic Liquids in Absorption Refrigeration*, pp. 467-494, Science and Technology, 2011.
- [10] Y. J. Kim, S. Kim, Y. K. Joshi, A. G. Fedorov, P. A. Kohl, Waste-heat driven miniature absorption refrigeration system using ionic-liquid as a working fluid, *Proceedings of the ASME5th International Conference on Energy Sustainability*, pp. 1299-1305, Washington, DC, USA, August, 2011.
- [11] Y. J. Kim, S. Kim, Y. K. Joshi, A. G. Fedorov, P. A. Kohl, Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system with ionic-liquid/refrigerant mixture as a working fluid, *Energy*, Vol. 44, No. 1, pp. 1005-1016, 2012.
- [12] Z. B. He, Z. C. Zhao, X. D. Zhang, H. Feng, Thermodynamic properties of new heat pump working pairs: 1,3- dimethylimidazolium dimethylphosphate and water, ethanol and methanol, *Fluid Phase Equilibria*, Vol. 298, No. 1, pp. 83-91, 2010.
- [13] G. Zuo, Z. Zhao, S. Yan, X. Zhang, Thermodynamic properties of a new working pair: 1-ethyl-3-methylimidazolium ethylsulfate and water, *Chemical Engineering Journal*, Vol. 156, No. 3, pp. 613-617, 2010.
- [14] A. Yokozeki, M. B. Shiflett, Water solubility in ionic liquids and application to absorption cycles, *Industrial and Engineering Chemistry Research*, Vol. 49, No. 19, pp. 9496-9503, 2010.
- [15] L. E. Ficke, H. Rodriguez, J. F. Brennecke, Heat capacities and excess enthalpies of 1-Ethyl-3-methylimidazolium-Based ionic liquids and water, *Journal of Chemical Engineering*, Vol. 53, No. 9, pp. 2112-2119, 2008.
- [16] E. S. Abumandour, F. Mutelet, Performance of an absorption heat transformer using new working binary systems composed of ionic liquid and water, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 94, No. 1, pp. 579-589, 2016.
- [17] E. S. Abumandour, F. Mutelet, D. Alonso, Are Ionic Liquids Suitable as New Components in Working Mixtures for Absorption Heat Transformers? In: Handy S, editor. *Progress and developments in ionic liquids*, Chapter 1, Rijeka: InTech, 2017.
- [18] Y. J. Kim, M. Gonzalez, Exergy, analysis of an absorption refrigeration system using an ionic liquid as a working fluid in the chemical compressor, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, July, 16-19, 2012.
- [19] A. Yokozeki, M. B. Shiflett, Vapor-liquid equilibria of ammonia + ionic liquid mixtures, *Applied Energy*, No. 84, pp. 1258-1273, 2007.
- [20] A. Yokozeki, Theoretical performances of various refrigerants absorbent pairs in a vapor-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state, *Applied Energy*, No. 80, pp. 383-399, 2005.
- [21] A. Yokozeki, M. B. Shiflett, Ammonia solubilities in room-temperature ionic