

تحلیل ترمودینامیکی و انرژی سیکل تبرید جذبی بر پایه انرژی خورشیدی

جاماسب پیرکندی*

دانشیار، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

محمد امیان

دانشجوی دکتری، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

شهرام خداپرست

کارشناس ارشد، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

چکیده

استفاده از انرژی خورشید در چرخه تبرید از جمله روش‌های نوین در افزایش ضریب عملکرد چرخه و استفاده از انرژی‌های پاک می‌باشد. هدف از ارائه این مقاله شبیه‌سازی پارامتری و تحلیل عملکرد یک چرخه تبرید جذبی آب - لیتیم برومایدی مجهز به دریافت کننده خورشیدی از دیدگاه ترمودینامیکی و انرژی می‌باشد. در این تحقیق اثر پارامترهای مختلف بر روی ضریب عملکرد چرخه، میزان انتقال حرارت در ژنراتور، بازده انرژی و تغییرات کل سیستم بررسی شده است. نتایج تحقیق نشان می‌دهد که در یک دمای مشخص برای عملکرد و چگالنده، شدت تابش بهینه‌ای وجود دارد که در آن تغییرات کل انرژی سیستم کمینه شده و ضریب عملکرد سیستم و بازده انرژی آن به بیشینه مقدار خود می‌رسد. نتایج نشان می‌دهد زمانیکه دمای اواپراتور در محدوده ۴ تا ۱۰ درجه سلسیوس و دمای چگالنده در محدوده ۳۳ تا ۳۹ درجه سلسیوس قرار داشته باشد، بیشینه ضریب عملکرد برای چرخه تک اثره در محدوده ۰/۷۵ تا ۰/۸۰ قرار می‌گیرد. همچنین بررسی‌ها نشان می‌دهد که بیشینه بازده انرژی برای سلسیوس تبرید تک اثره در محدوده ۱۳ تا ۲۳/۷ درصد می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: تبرید جذبی، آنالیز انرژی، انرژی خورشیدی.

Thermodynamic and Exergy Analysis of Solar-Based Absorption Refrigeration cycle

J. Pirkandi

Aerospace Engineering Department, Malek Ashtar University of Technology, Tehran

M. Ommian

Aerospace Engineering Department, Malek Ashtar University of Technology, Tehran

S. Khodaparast

Aerospace Engineering Department, Malek Ashtar University of Technology, Tehran

Abstract

The use of solar energy in the refrigeration cycle is one of the newest ways to increase the coefficient of performance and use of clean energy. The purpose of this paper is to present a parametric simulation and the performance analysis of a water- lithium bromide absorption refrigeration cycle equipped with a solar receiver in terms of thermodynamics and exergy. The effect of different parameters on system efficiency, heat transfer rate in generator, exergy efficiency and exergy changes of the whole system is investigated. The results of the study show that there is an optimal radiation intensity at a given temperature for the evaporator and condenser, in which the total exergy changes of the system are minimized and the system coefficient of performance and its exergy efficiency reach its maximum. The results show that when the evaporator temperature is in the range of 4 to 10 °C and the condenser temperature is in the range of 33 to 39 °C, the maximum yield coefficient for the single-cycle cycle is in the range of 0.75 to 80/0. Also, surveys show that the maximum exergy efficiency for a single-cycle refrigeration cycle is in the range of 13 to 23.7 percent.

Keywords: Absorption refrigeration, Exergy analysis, Solar energy.

۱- مقدمه

تامین می‌شود. در چیلرهای جذبی اولیه از آمونیاک به عنوان ماده جاذب استفاده می‌شد که به علت سمی و خورنده بودن، لیتیم بروماید به عنوان جایگزین مناسبی برای آن مطرح شد. مشکل عمده لیتیم بروماید، کریستالیزاسیون آن است که در اثر غلظت خیلی زیاد یا افت دمای شدید محلول ممکن است پیش آید. همچنین مبرد سیستم‌های لیتیم برومایدی، آب است که پایین‌تر از صفر درجه سلسیوس منجمد شده و مسیر جریان را مسدود می‌کند. بنابراین این سیستم‌ها نمی‌توانند دماهای خیلی پایین ایجاد کنند و این مساله سبب ایجاد محدودیت آنها می‌گردد. امروزه سیستم‌های با جاذب جامدی مانند سیلیکاژل نیز مورد مطالعه قرار گرفته و در حال پیشرفت می‌باشند. همانطور که اشاره شد چیلرهای جذبی جهت تولید برودت از

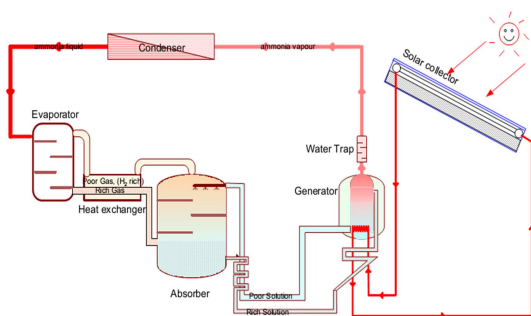
امروزه بخش بزرگی از انرژی الکتریکی مصرفی در فصل تابستان به سرمایش اماکن مسکونی و اداری اختصاص دارد و این مسئله منجر به ایجاد بحران انرژی شده است. برای حل این معضل چیلرهای خورشیدی می‌توانند جایگزین مناسبی برای کولرهای آبی و گازی و همچنین چیلرهای تراکمی که مصرف برق بالایی دارند، باشند. چیلرها در یک دسته بندی کلی به دو دسته چیلرهای تراکمی و چیلرهای جذبی تقسیم می‌گردند که چیلرهای تراکمی از انرژی الکتریکی و چیلرهای جذبی از انرژی گرمایی به عنوان منبع اصلی برای ایجاد سرمایش استفاده می‌شود. چرخه تبرید جذبی اساس کار چیلرهای خورشیدی است که در این چرخه گرمای مورد نیاز ژنراتور از انرژی خورشیدی

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: jamasb_p@yahoo.com

انرژی گرمایی استفاده می‌کنند و این انرژی گرمایی می‌تواند توسط بخار آب، آب داغ ناشی از احتراق مستقیم سوخت و یا انرژی خورشیدی تامین گردد[۱]. کاربرد انرژی خورشیدی به منظور تامین آبگرم مصرفی، گرمایش و سرمایش فضاها در ایران در دهه اخیر بسیار مورد توجه قرار گرفته است. در تحقیقی یک سیستم چیلر جذبی تک اثره آب گرم از نوع خورشیدی برای یک ساختمان اداری با زیر بنای ۱۳۰۰ متر مربع در شهر تهران طراحی گردید[۳]. در این تحقیق میزان مصرف انرژی این چیلر در مقایسه با چیلرهای جذبی رایج مورد بررسی قرار گرفت. در پژوهشی دیگر نتایج بدست آمده از آنالیز ترمودینامیکی یک چیلر جذبی نشان می‌دهد که با افزایش دمای ژنراتور و عملگر و کاهش دمای چگالنده، ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد [۴]. نتایج بدست آمده از آنالیز انرژی و آگزرژی چیلر جذبی تک اثره که از مخلوط آب و آمونیاک به عنوان ماده عامل استفاده کرده است نشان می‌دهد که بیشترین اتلاف آگزرژی در ژنراتور و جاذب رخ می‌دهد و این دو دستگاه بیشترین تاثیر را بر راندمان آگزرژی نیست به بقیه اجزا دارند [۵]. در گذشته چرخه های تبرید جذبی آب-آمونیاک محدود به تولید سرما و یا تهویه هوا بوده‌اند اما در سالهای اخیر به دلیل بالا بودن فشار ژنراتور بسیاری از پژوهشگران تولید همزمان توان و سرما را از چرخه های جذبی را پیشنهاد کرده‌اند [۶و۷].

چرخه گوسوامی اولین سیکل جذبی است که به طور همزمان سرما و برق تولید می‌کند [۸]. این روش فواید بسیاری دارد بعنوان نمونه این که با استفاده از انرژی خورشیدی می‌توان نیاز یک ساختمان را از لحاظ سرمایش، گرمایش و تولید برق تامین کرد. همچنین این روش دوره کارکرد چرخه را نیز افزایش می‌دهد یعنی زمانی که هیچ تقاضایی برای تولید سرما وجود نداشته باشد همچنان تولید برق ادامه دارد [۶]. نتایج تحقیق دیگری نشان می‌دهد که برای آب سرد کننده ورودی به عملگر با دمای ۳۵ درجه سلسیوس و گرمای ورودی ۱۰۰ کیلووات، توان خروجی و توان سرمایشی به ترتیب ۷.۵ و ۳۳ کیلو وات حاصل می‌شود. همچنین بیشینه بازده آگزرژی قابل دستیابی ۱۱/۳٪ می‌باشد. چرخه های جذبی متفاوتی که از مخلوط آب و آمونیاک به عنوان سیال عامل استفاده می‌کند به منظور تولید همزمان توان و سرما پیشنهاد شده است که به دمای سرمایش ۲۰۵ درجه کلون نیز دست یافته‌اند [۱۰و۹]. در یک پژوهش آزمایشگاهی یک چیلر جذبی خورشیدی در مادرید اسپانیا راه اندازی شد. در این واحد مساحت کل گردآورنده های خورشیدی ۴۸ مترمربع، حجم تانکر ذخیره ۱۵۰۰ لیتر و از لیتیم بروماید- آب به عنوان جاذب و مبرد استفاده شده است. این واحد در شرایط کارکرد بصورت چرخه تبرید تک اثره توانایی تولید سرمایش به میزان ۴/۵ کیلووات و بصورت چرخه دو اثره ۷ کیلووات سرمایش تولید می‌نماید [۱۱]. مهمترین چالش در چرخه های تبرید جذبی احتمال کریستالیزه شده محلول جاذب و مبرد می‌باشد. در یک تحقیق از یک مدل به منظور تاثیر شرایط مختلف بر روی پدیده‌ی کریستالیزه شدن در یک چرخه تبرید جذبی دو اثره لیتیم برومایدی- آب استفاده شده است. نتایج نشان داد که محدوده‌ی شرایط کاری که در آن احتمال کریستالیزه شدن اتفاق نمی‌افتد برای چرخه جذبی هوا یا آب خنک کن موازی بیشتر از شکل سری می‌باشد [۱۲]. چن و همکاران یک پیلر جذبی تک اثره هوا خنک با عملگر و جاذب آدیاباتیک لیتیم بروماید و آب را ساخته و تست نمودند. آنها با انجام

تغییراتی توانستند پمپ آب چیلر و لوله های انتقال گرما عملگر را حذف نموده و از این طریق با مصرف برق و هزینه کمتر، ضریب عملکرد و ظرفیت خنک کنندگی را بهبود ببخشند [۱۳]. عرب کوهسار و همکاران افت دما و افت فشار ایستگاه گاز را به دلیل کوپلینگ سیستم را بررسی و به کمک این افت، توان خنک کنندگی را با اتصال به یک چیلر جذبی پیشنهاد نمودند [۱۴].



شکل ۱- طرحواره سیستم تبرید جذبی خورشیدی [۲]

هدف از ارائه این مقاله تحلیل عملکرد یک چرخه تبرید جذبی تک اثره خورشیدی از دیدگاه ترمودینامیکی و آگزرژی می‌باشد. در این مقاله، ابتدا برای تمام اجزای چرخه روابط ترمودینامیکی و آگزرژی مرتبط نوشته شده و سپس با مطالعه پارامتری چرخه اشاره شده، تاثیر شدت تابش خورشید، دمای چگالنده و دمای عملگر بر ضریب عملکرد و بازده آگزرژی چرخه و همچنین میزان انتقال گرمای در آن بررسی خواهد شد.

۲- پیکربندی سامانه

مولفه‌های اصلی یک سیستم تبرید جذبی تک اثره شامل ژنراتور، جذب‌کننده، چگالنده، عملگر، پمپ، شیرهای انبساط و یک مبادله کن های گرمایی می‌باشند (شکل ۲). Q_g گرمای ورودی به ژنراتور از یک منبع گرمایی، Q_{cd} و Q_{ab} به ترتیب گرمای آزاد شده از چگالنده و جذب‌کننده می‌باشند. Q_{ev} نیز گرمای ورودی به اواپراتور و یا همان میزان سرمای تولیدی در چرخه است. مطابق شکل ۲ بخار مبرد خروجی از عملگربوسیله محلول مایع جذب می‌شود. فشار این محلول مایع توسط یک پمپ افزایش یافته و پس از عبور از یک مبدل حرارتی وارد ژنراتور می‌شود. در داخل ژنراتور مبرد (آب) بوسیله انرژی حرارتی ورودی تبدیل به بخار شده و سپس در ادامه جهت تبدیل شدن به مایع وارد چگالنده می‌شود. آب مایع تولیدی پس از عبور از یک شیر انبساط وارد اواپراتور می‌شود. محلول لیتیم بروماید غلیظ برگشتی از ژنراتور نیز به ترتیب پس از عبور از مبادله کن های گرمایی و تبادل گرما با عبور از شیر انبساط وارد جذب‌کننده می‌شود. در این سیستم مقدار حرارت لازم برای ژنراتور از طریق گردآورنده های خورشیدی تامین می‌شود.

مطابق روابط زیر می‌باشد:

۴-۱- گردآورنده خورشیدی

نسبت گرمای داده شده به آب بر میزان تابش رسیده به سطح کلکتور، به عنوان بازده کلکتور خورشیدی تعریف می‌شود که از رابطه (۴) محاسبه می‌شود [۱۱]:

$$\eta(x) = \eta_0(x) - a_1 \times x - a_2 \times G \times x^2 \quad (4)$$

$$x = (T_m - T_a) / G \quad (5)$$

$$T_m = (T_{hw,in} + T_{hw,out}) / 2 \quad (6)$$

در روابط فوق G شدت تابش انرژی خورشید، η_0 بازده کلکتور خورشیدی و T_a دمای محیط می‌باشد. مقادیر موردنیاز برای محاسبه بازده گردآورنده خورشیدی در جدول ۱ آورده شده است. با داشتن مقدار شدت تابش و محاسبه بازده گردآورنده، گرمایی را که هر کلکتور به آب می‌دهد، با استفاده از رابطه (۷) محاسبه می‌شود [۱۱]:

$$G_a = G \times \eta \quad (7)$$

در رابطه فوق G_a گرمایمتقل شده از کلکتور به آب می‌باشد. با صرف نظر از اتلاف حرارتی در مخزن ذخیره آب، می‌توان فرض کرد که G_a یعنی کل گرمایی که آب از کلکتور می‌گیرد، مساوی مقدار گرمای داده شده به ژنراتور می‌باشد.

جدول ۱- پارامترهای ثابت مربوط به گردآورنده خورشیدی [۱۱]

پارامتر	مقادیر
η_0	۰/۷۱۷
$a_1 (W/(m^2.k))$	۱/۵۲
$a_2 (W/(m^2.k^2))$	۰/۰۰۸۵
$G (W/m^2)$	۳۰۰-۶۰۰

۴-۲- ژنراتور

در چرخه تبرید جذبی خورشیدی مقدار گرمای جذب شده توسط گردآورنده های خورشیدی، وارد ژنراتور می‌شود. مقدار گرمای دریافتی توسط ژنراتور، از رابطه (۸) محاسبه می‌شود [۱۲]:

$$Q_g = m_7 h_7 + m_8 h_8 - m_6 h_6 \quad (8)$$

همچنین مقدار انرژی تولید شده و تلف شده در ژنراتور نیز طبق روابط (۹) و (۱۰) محاسبه می‌شود [۳]:

$$\dot{E}_{gain,g} = Q_g \cdot (1 - \frac{T_a}{T_g}) \quad (9)$$

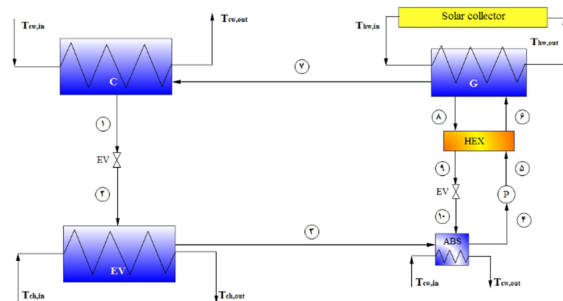
$$I_g = T_a (m_g (s_{hw,in} - s_{hw,out})) \quad (10)$$

۴-۳- چگالنده

از چگالنده برای دفع حرارت از محیط گرم و خنک کردن محیط استفاده می‌شود. مقدار گرمای دفع شده از سیستم توسط ژنراتور با استفاده از رابطه (۱۱) محاسبه شده است [۱۲]:

$$Q_c = m_7 h_7 - m_1 h_1 \quad (11)$$

همچنین مقدار انرژی تلف شده در کندانسور نیز طبق رابطه (۱۲) محاسبه می‌شود [۳]:



شکل ۲- شماتیک سیستم پیشنهادی

۳- فرضیات

در مدل سازی و تحلیل سیستم پیشنهادی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- تحلیل ها تحت شرایط پایدار انجام شده است.
- مبرد خروجی از چگالنده مایع اشباع لحاظ گردیده است.
- مبرد خروجی از عملگر بخار اشباع فرض شده است.
- محلول لیتیم بروماید در خروجی جذب کننده یک محلول غلیظ می‌باشد که در دمای جذب کننده قرار دارد.
- از افت فشار در کلیه مسیرها و مولفه ها صرف نظر شده است.
- از هرگونه اتلاف حرارت بین سیستم و محیط اطراف صرف نظر شده است.
- محیط مرجع در دمای ۲۵ درجه سلسیوس و فشار ۱ اتمسفر فرض شده است.

۴- معادلات حاکم

در این بخش، ابتدا با استفاده از روابط موجود عملکرد تمامی اجزاء به کار رفته در چرخه پیشنهادی معرفی شده و سپس کل سیستم تحت شرایط پایدار مورد تحلیل و بررسی گرفته است. به منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم های تبرید جذبی قانون بقا جرم و قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای هرکدام از مولفه ها نوشته می‌شود. برای این کار یک برنامه رایانه ای نوشته شده و سپس عملکرد سیستم با تغییر چند پارامتر موثر مانند شدت تابش خورشید، دمای چگالنده و دمای اواپراتور بررسی شده است.

قانون بقا جرم شامل موازنه جرم کلی و هریک از مولفه های محلول می‌باشد. معادلات حاکم بر قانون بقا جرم برای یک سیستم در حال پایدار به شرح زیر می‌باشد [۱۲]:

$$\sum m_{in} - \sum m_{out} = 0 \quad (1)$$

$$\sum m_{in} x_{in} - \sum m_{out} x_{out} = 0 \quad (2)$$

در رابطه فوق m نرخ جریان جرم و x کسر جرمی لیتیم بروماید در محلول می‌باشد. کسر جرمی لیتیم بروماید در نقاط مختلف سیستم سرمایش جذبی با معلوم بودن فشار و دمای آن نقطه تعیین می‌شود. نرخ جریان جرمی مبرد با نوشتن موازنه انرژی برای عملگر با استفاده از رابطه (۳) محاسبه می‌شود [۱۲]:

$$m_3 = \frac{Q_{ev}}{h_2 - h_3} \quad (3)$$

موازنه انرژی برای هرکدام از مولفه های سیستم تبرید تک اثره

$$I_c = T_a ((m_e + m_g)(S_7 - S_1) + (Q_c / T_a)) \quad (12)$$

۴-۴- جذب کننده

جذب کننده نیز همانند چگالنده برای دفع حرارت از سیستم استفاده می‌شود. مقدار گرمای دفع شده از سیستم طبق رابطه (۱۳) بدست می‌آید [۱۲]:

$$Q_{ab} = m_{10}h_{10} + m_3h_3 - m_4h_4 \quad (13)$$

مقدار انرژی تلف شده در جذب کننده نیز طبق رابطه (۱۴) محاسبه می‌شود [۳]:

$$I_{ab} = T_a (m_3S_3 + m_{10}S_{10} - m_4S_4 + (Q_{ab} / T_a)) \quad (14)$$

۴-۵- عملگر

عملگر مقداری گرمای موجود در محیط داخل را جذب کرده و محیط را در دمای پایین نگه می‌دارد. مقدار گرمای دریافتی از محیط داخل توسط اواپراتور طبق رابطه (۱۵) محاسبه شده است [۱۲]:

$$Q_{ev} = m_3h_3 - m_2h_2 \quad (15)$$

مقدار انرژی تولید شده و انرژی تلف شده در عملگر با استفاده از روابط (۱۶) و (۱۷) قابل محاسبه است [۳]:

$$\dot{E}_{gain, ev} = Q_{ev} \cdot (1 - \frac{T_a}{T_{ev}}) \quad (16)$$

$$I_g = T_a \cdot (m_{ev}(S_3 - S_2) - (Q_{ev} / T_{in})) \quad (17)$$

در معادله بالا T_{in} و T_{ev} به ترتیب دمای محیط داخل و میانگین دمای منبع سرد در اواپراتور می‌باشد.

۴-۶- پمپ

مبرد خروجی از جذب کننده توسط پمپ به سمت ژنراتور ارسال می‌شود به عبارتی پمپ، در سیستم تبرید جذبی وظیفه پمپاژ مبرد به ژنراتور را بر عهده دارد. با داشتن مقدار کار مفید و بازده پمپ، کار مصرفی پمپ با استفاده از رابطه (۱۸) محاسبه می‌شود [۳]:

$$W_p = \frac{m_4(P_5 - P_4)}{\eta_p \times \rho_4} \quad (18)$$

همچنین مقدار انرژی تلف شده در پمپ طبق رابطه (۱۹) قابل محاسبه است [۳]:

$$I_p = W_p + m_g ((h_4 - h_5) - T_a (S_4 - S_5)) \quad (19)$$

۴-۷- مبدل حرارتی

ضریب تاثیر مبدل حرارتی به صورت نسبت انتقال گرمایی به کمینه انتقال گرمایی در داخل مبدل حرارتی تعریف می‌شود. با استفاده از ضریب تاثیر مبدل حرارتی، دمای گازهای خروجی از مبدل حرارتی براساس رابطه (۲۰) به دست می‌آید [۱۲]:

$$\varepsilon_{reg} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_5} \quad (20)$$

مقدار انرژی تلف شده در مبدل حرارتی نیز از رابطه (۲۱) محاسبه می‌شود [۳]:

$$I_{reg} = m_g(e_9 - e_8) - m_{ev}(e_6 - e_5) \quad (21)$$

۴-۸- سیستم هیبریدی

در این بخش با در نظر گرفتن کل سیستم به عنوان یک حجم کنترل، ضریب عملکرد سیستم و بازده انرژی با استفاده از روابط (۲۲) و (۲۳) محاسبه می‌شود [۱۲ و ۳]:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_g + W_p} \quad (22)$$

$$\eta_{exergy} = \frac{E_{ev}}{E_g + W_p} \quad (23)$$

۵- روش حل

با توجه به معادلات اشاره شده در بخش‌های قبلی، جهت تحلیل مساله یک برنامه رایانه‌ای در نرم افزار EES نوشته شده است. بخش اول این کد، اطلاعات ورودی سیستم شامل مساحت گردآورنده خورشیدی، شدت تابش خورشید، دمای عملگر، دمای چگالنده و دما و فشار محیط می‌باشد. در ادامه بر اساس روابط ارائه شده در بخش کلکتورهای خورشیدی شدت گرمای ورودی به ژنراتور بدست می‌آید. در مرحله بعدی با استفاده از روابط تک تک اجزاء، کل سیکل به طور همزمان حل شده و نتایج شامل ضریب عملکرد سیستم، نرخ انرژی تولید شده، راندمان انرژی سیستم و نرخ بازگشت ناپذیری حاصل می‌شود. نکته مهم در این کد، محاسبه دقیق بخش چیلر جذبی و تعیین مشخصات جاذب و مایع مبرد در نقاط مختلف آن می‌باشد که این مساله دقت نتایج حاصله را به دنبال خواهد شد.

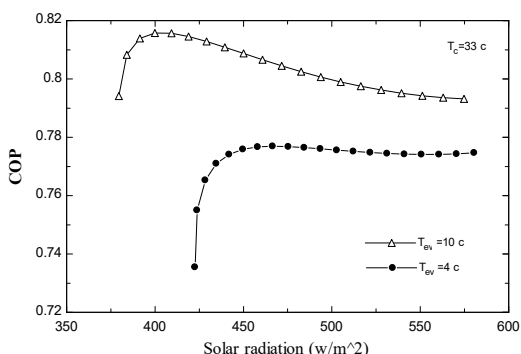
۶- اعتبارسنجی

در این بخش برای اعتبارسنجی کد نوشته شده برای چیلر از مقاله ربه گمری [۱۵] استفاده شده است. این مقاله شامل دو بخش چیلر جذبی تک‌اثره و چیلر جذبی دو اثره جریان سری می‌باشد. به منظور اعتباربخشی، چیلر با استفاده از ورودی‌های در نظر گرفته شده در پژوهش گمری مدل‌سازی شده و نتایج به دست آمده از این مدل‌سازی با نتایج پژوهش گمری مقایسه شده است. همان‌طور که در جدول ۲ مشاهده می‌شود هم‌خوانی نزدیک بین این نتایج، بیانگر صحت روش حاضر و کد تهیه شده است.

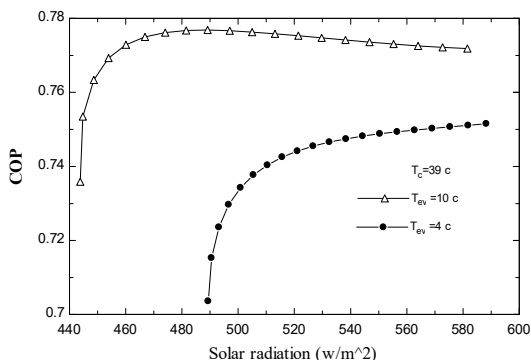
جدول ۲- مقایسه نتایج حاصل از کد حاضر با نتایج ربه گمری [۱۵]

نقاط	$T(K)$		$\dot{m}(kg / s)$		$X(\%LiBr)$		$h(kj / kg)$	
	Gomri [15]	Present work	Gomri [15]	Present work	Gomri [15]	Present work	Gomri [15]	Present work
۱	۳۰.۸	۳۰.۸	۰/۱۲۷	۰/۱۲۷			۱۴۶/۵۹	۱۴۶/۶
۲	۲۷۷	۲۷۷	۰/۱۲۷	۰/۱۲۷			۱۴۶/۵۹	۱۴۶/۶
۳	۲۷۷	۲۷۷	۰/۱۲۷	۰/۱۲۷			۲۵۰/۷/۸	۲۵۰.۸
۴	۳۰.۸	۳۰.۹	۱/۷۳۷	۱/۷۲۶	۵۵/۸۶	۵۶/۸۸	۸۷/۶۷	۹۲/۹۲
۵	۳۰.۹	۳۰.۹	۱/۷۳۷	۱/۷۲۶	۵۵/۸۶	۵۶/۸۸	۸۷/۶۷	۹۲/۹۵
۶	۳۳۵/۴۹	۳۳۶/۷۴	۱/۷۳۷	۱/۷۲۶	۵۵/۸۶	۵۶/۸۸	۱۴۳/۱۴	۱۴۸/۴
۷	۳۷۹/۸۱	۳۸۰/۰۵	۱/۷۳۵	۱/۷۲۶	۵۵/۸۶	۵۶/۸۸	۲۳۵/۴۳	۲۳۵/۹
۸	۴۰.۳	۴۰.۳	۱/۶۷	۱/۶۶	۵۸/۰۵۶	۵۹/۱۵	۲۸۸/۴۰	۲۸۷/۳
۹	۳۵۶/۶۶	۳۵۶/۶۶	۱/۶۷	۱/۶۶	۵۸/۰۵۶	۵۹/۱۵	۱۹۲/۴۹	۱۹۱/۵
۱۰	۳۴۹/۰۹	۳۵۶/۰۹	۱/۶۷	۱/۶۶	۵۸/۰۵۶	۵۹/۱۵	۱۹۲/۴۹	۱۹۱/۵

عملکرد به سرعت افزایش می‌یابد اما با افزایش بیشتر شدت تابش، تقریباً ثابت باقی می‌ماند و تغییر نمی‌کند. به عبارت دیگر افزایش بیش از حد شدت تابش خورشید تغییری در مقدار ضریب عملکرد سیکل تبرید ایجاد نمی‌کند.



شکل ۳- نمودار توزیع ضریب عملکرد سیکل نسبت به تغییرات شدت تابش خورشید در دمای چگالنده ۳۳ درجه سلسیوس



شکل ۴- نمودار توزیع ضریب عملکرد چرخه نسبت به تغییرات شدت تابش خورشید در دمای چگالنده ۳۹ درجه سلسیوس

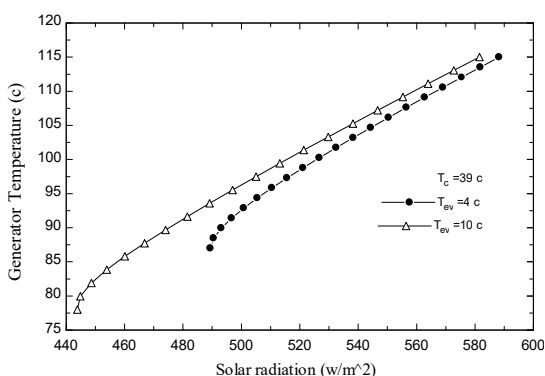
۷- نتایج

در این بخش اثرات شدت تابش خورشید، دمای چگالنده و دمای عملگر به عنوان پارامترهای تاثیرگذار بر روی کارایی و ضریب عملکرد سیکل، انرژی تولیدی و راندمان انرژی در سیکل پیشنهادی در جدول ۳ ارائه شده است. در تحلیل‌های انجام شده، مدل‌سازی براساس ظرفیت برودتی ثابت ده کیلووات انجام شده است همچنین در این سیستم از ۳۰ عدد کلکتور خلاء شده با سطح جذب ۲/۴ مترمربع در ۶ ردیف ۵ تایی استفاده شده است.

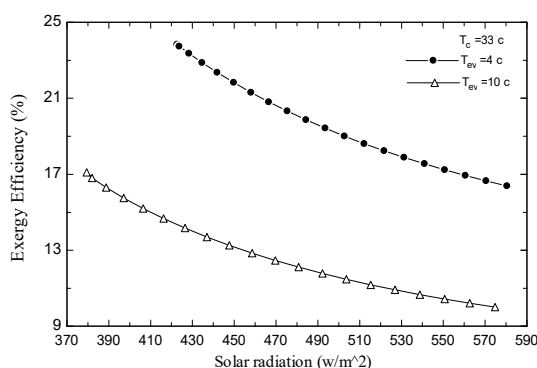
جدول ۳- پارامترهای فرض شده در سیستم پیشنهادی [۱۲]

پارامتر	مقدار فرض شده
بازده ایزنتروپیک پمپ	۹۵ درصد
ضریب تاثیر مبدل حرارتی	۷۰ درصد
دمای چگالنده	۳۳-۳۹ درجه سانتی گراد
دمای عملگر	۴-۱۰ درجه سانتی گراد
دمای محیط	۲۸ درجه سانتی گراد

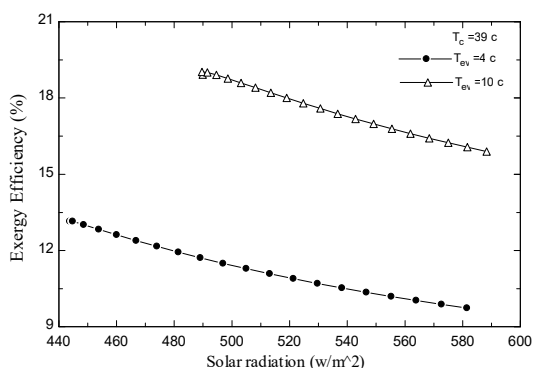
در شکل‌های ۳ و ۴ تاثیر شدت تابش خورشید، دمای چگالنده و عملگر بر ضریب عملکرد سیستم نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود با افزایش شدت تابش خورشید و در نتیجه افزایش دمای ژنراتور، ضریب عملکرد سیستم ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای عملگر ضریب عملکرد سیستم افزایش خواهد یافت. بالاترین ضریب عملکرد سیکل در دمای بالای اواپراتور و دمای پایین کندانسور حاصل می‌شود. برای یک دمای مشخص چگالنده، جذب‌کننده و عملگر در یک شدت تابش معین، ماکزیمم ضریب عملکرد سیکل حاصل می‌شود. همان‌طور که در شکل‌های ۳ و ۴ مشاهده می‌شود در ابتدا با افزایش شدت تابش ضریب



شکل ۷- نمودار توزیع دمای ژنراتور چرخه نسبت به تغییرات شدت تابش خورشید



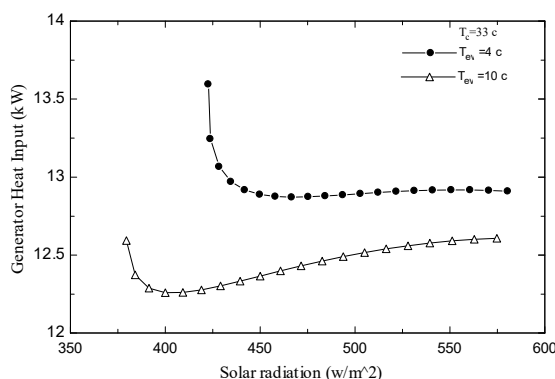
شکل ۸- نمودار توزیع راندمان اگزرژی چرخه نسبت به تغییرات شدت تابش خورشید در دمای چگالنده ۳۳ درجه سلسیوس



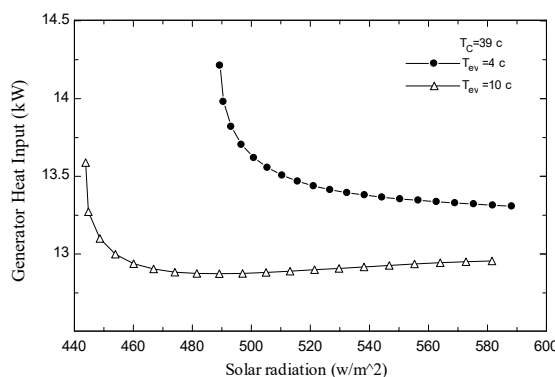
شکل ۹- نمودار توزیع راندمان اگزرژی چرخه نسبت به تغییرات شدت تابش خورشید در دمای چگالنده ۳۹ درجه سلسیوس

در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ تغییرات اگزرژی کل چرخه نسبت به دمای ژنراتور برای یک دمای مشخص عملگر و چگالنده نشان داده شده است. همانطوری که مشاهده می‌شود تغییرات اگزرژی کل برای سیستم تبریدی با افزایش شدت تابش خورشید افزایش می‌یابد. برای هر دمای چگالنده و عملگر، یک محدوده شدت تابش وجود دارد که تغییرات اگزرژی کل آن حداقل بوده و در این محدوده، ضریب عملکرد و بازده اگزرژی به کمینه مقدار خود می‌رسند. در شکل ۱۲ نمودار تغییرات بازگشت‌ناپذیری چرخه پیشنهادی برحسب دمای ژنراتور نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش دمای ژنراتور میزان

تأثیر دماهای چگالنده، عملگر و شدت تابش خورشید بر روی نرخ انتقال حرارت در ژنراتور در شکل‌های ۵ و ۶ نشان داده شده است. در تمامی موارد میزان انتقال گرما در عملگر در عدد ۱۰ کیلووات ثابت فرض شده است. همانطوری که مشاهده می‌شود با افزایش شدت تابش خورشید، میزان انتقال گرما در ژنراتور کاهش پیدا می‌کند. همانطور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود، یک دمای حداقل وجود دارد که در آن میزان تبادل گرما (Q_g) در ژنراتور کمینه می‌باشد. هنگامی که شدت تابش خورشید به بیشتر از این مقدار افزایش می‌یابد، میزان انتقال گرما در ژنراتور تقریباً ثابت باقی می‌ماند. از طرف دیگر با افزایش دمای اواپراتور میزان انتقال گرما در ژنراتور کاهش می‌یابد. همانطوری که در شکل ۷ نشان داده شده است، با افزایش شدت تابش خورشید و دمای اواپراتور، دمای ژنراتور افزایش می‌یابد. در شکل‌های ۸ و ۹ نمودار تغییرات بازده اگزرژی بر حسب دمای ژنراتور نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که بازده اگزرژی در سیکل با افزایش شدت تابش خورشید کاهش می‌یابد. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که افزایش شدت تابش خورشید تا یک مقدار معین سبب افزایش ضریب عملکرد سیستم شده و از سوی دیگر سبب کاهش بازده اگزرژی در آن می‌گردد. با افزایش بیشتر شدت تابش خورشید بازده اگزژیکی کاهش می‌یابد این درحالیست که ضریب عملکرد سیکل تقریباً ثابت باقی می‌ماند. در یک محدوده شدت تابش معین، بیشترین بازده اگزرژی در دماهای پایین چگالنده و عملگر اتفاق می‌افتد.

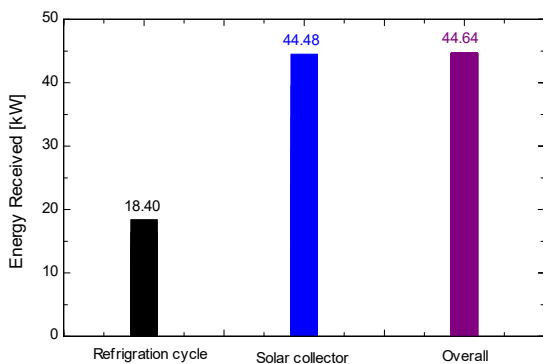


شکل ۱۰- نمودار توزیع نرخ تبادل حرارت در چرخه نسبت به تغییرات شدت تابش خورشید در دمای چگالنده ۳۳ درجه سلسیوس

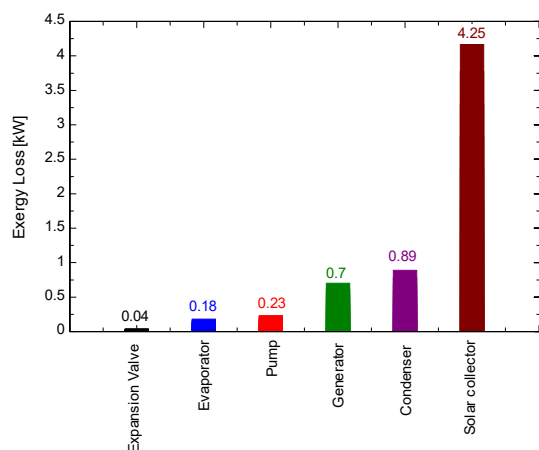


شکل ۱۱- نمودار توزیع نرخ تبادل حرارت در سیکل نسبت به تغییرات شدت تابش خورشید در دمای کندانسور ۳۹ درجه سلسیوس

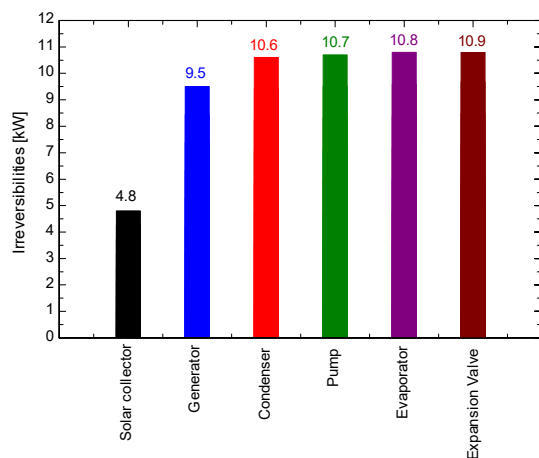
شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین نرخ انرژی تلف شده مربوط به گردآورنده خورشیدی و کمترین مقدار مربوط به شیر انبساط در سیستم تک اثره می‌باشد. در شکل ۱۵ نیز تغییرات نرخ بازگشت‌ناپذیری در قسمت‌های مختلف چرخه نشان داده شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که کمترین نرخ بازگشت‌ناپذیری مربوط به گردآورنده خورشیدی و بیشترین مقدار نیز مربوط به شیر انبساط می‌باشد.



شکل ۱۳- نمودار نرخ تغییرات انرژی دریافت شده در چرخه

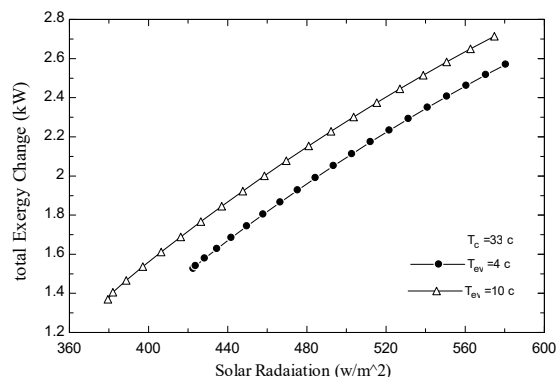


شکل ۱۴- نمودار نرخ تغییرات تلف شده در بخش‌های مختلف سیکل

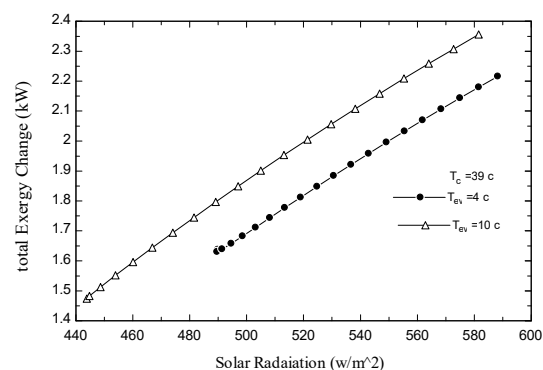


شکل ۱۵- نمودار نرخ تغییرات بازگشت‌ناپذیری در قسمت‌های مختلف سیکل

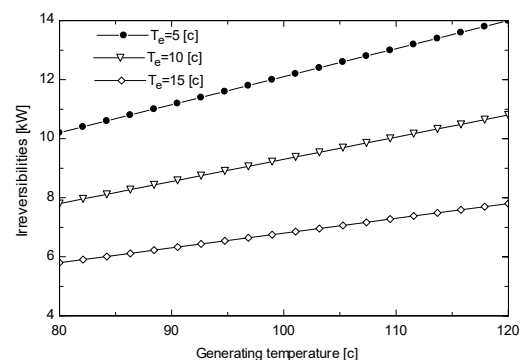
بازگشت‌ناپذیری در کل سیستم افزایش یافته و با افزایش دمای عملگر نیز بازگشت‌ناپذیری در کل سیستم کاهش می‌یابد.



شکل ۱۰- نمودار توزیع نرخ کل انرژی چرخه نسبت به تغییرات شدت تابش خورشید در دمای چگالنده ۳۳ درجه سلسیوس



شکل ۱۱- نمودار توزیع نرخ کل انرژی چرخه نسبت به تغییرات شدت تابش خورشید در دمای چگالنده ۳۹ درجه سلسیوس



شکل ۱۲- نمودار توزیع نرخ بازگشت‌ناپذیری کل سیکل نسبت به تغییرات دمای ژنراتور

در شکل‌های ۱۳ تا ۱۵ نمودار تغییرات انرژی دریافتی، افت انرژی و بازگشت‌ناپذیری در قسمت‌های مختلف چرخه پیشنهادی ارائه شده است. همان‌طور که در شکل ۱۳ ملاحظه می‌شود بیشترین انرژی دریافتی مربوط به گردآورنده خورشیدی می‌باشد که باعث افزایش بازدهی و انرژی کل سیستم نیز می‌شود. در شکل ۱۴ نیز نمودار تغییرات نرخ انرژی تلف شده در قسمت‌های مختلف چرخه نشان داده

۸- نتیجه گیری

هدف عمده این مقاله تحلیل عملکرد یک سیکل تبرید جذبی تک اثره خورشیدی بر اساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک و مفهوم انرژی بود. نتایج حاصل از این تحقیق نشان می‌دهد که:

- ✓ نتایج نشان می‌دهد که با افزایش شدت تابش خورشید و دمای اواپراتور، ضریب عملکرد چرخه افزایش می‌یابد. بررسی‌ها نشان داد که افزایش دمای چگالنده تاثیر خوبی بر ضریب عملکرد سیکل نداشته و آن را کاهش می‌دهد.
- ✓ نتایج نشان می‌دهد که در هر دمای مشخص برای چگالنده و عملکرد، یک محدوده شدت تابش بهینه وجود دارد که تغییرات کل انرژی سیستم تبرید جذبی تک اثره خورشیدی در آن حداقل است. در این محدوده ضریب عملکرد و بازده انرژی چرخه تحلیل شده حداکثر می‌باشد.
- ✓ بررسی‌ها نشان می‌دهد که در محدوده دمای ۴ تا ۱۰ درجه سانتی‌گراد برای عملکرد و دمای ۳۳ تا ۳۹ درجه سلسیوس چگالنده برای جذب کننده، حداکثر ضریب عملکرد چرخه تبرید تک اثره در محدوده ۰/۷۵ تا ۰/۸ تغییر می‌کند. همچنین حداکثر بازده انرژی برای چرخه تبرید تک اثره در محدوده ۱۳ تا ۲۳/۷ درصد تغییر می‌کند.
- ✓ با توجه به ثابت ماندن بار عملکرد نتایج تحقیق نشان می‌دهد که با افزایش شدت تابش خورشید، میزان انتقال گرما در ژنراتور کاهش می‌یابد. از سوی دیگر برای سیکل تبرید پیشنهادی یک شدت تابش کمینه وجود دارد که در آن میزان انتقال گرما در ژنراتور کمینه بوده و هنگامی که میزان شدت تابش از این مقدار بیشتر می‌شود، میزان انتقال گرما در ژنراتور تقریباً ثابت باقی می‌ماند. همچنین زمانی که دمای عملکرد افزایش می‌یابد میزان انتقال گرما در ژنراتور کاهش خواهد یافت.
- ✓ نتایج نشان می‌دهد که بیشترین مقدار نرخ انرژی تلف شده مربوط به گردآورنده خورشیدی و کمترین مقدار آن مربوط به شیر انبساط می‌باشد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که بیشترین و کمترین نرخ بازگشت‌ناپذیری نیز به ترتیب مربوط به شیر انبساط و گردآورنده خورشیدی می‌باشد.

۹- مراجع

- [1] نوری، م.، آنالیز انرژی و انرژی سیکل‌های تبرید تراکمی و جذبی بخار، دومین همایش بین‌المللی چیلر و برج خنک کن ایران، (خرداد ۱۳۹۰)
- [2] Pridasawas, W., "Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle" Ph.D. Thesis, Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology, 2006.
- [3] فلاحتکار، ا.، اخوان ارمکی، ح.، طراحی یک سیستم جذبی خورشیدی در شهر تهران و بررسی عملکرد این سیستم در مقایسه با چیلرهای جذبی راج، کنفرانس بین‌المللی چیلر و برج خنک کن، تهران، ۱۳۸۹
- [4] Kaynaki, O., Yamankaradeniz, R., Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation. Journal of Current Science, Vol 92, No. 4, 2007
- [5] Aman, J., Ting, D.S., Henshaw, P., Residential solar air conditioning: Energy and exergy analysis of an ammonia-water absorption cooling system, Journal of Applied Thermal Engineering, Vol 62, pp 424-432, 2014.
- [6] Mendoz, L., Ayoun, S., Navarro-Esbri, J., Bruno, J., Coronas, A., Small capacity absorption systems for cooling and power with a scroll expander and ammonia based working fluids, Journal of Applied Thermal Engineering, Vol 72, pp 258-265, 2014.
- [7] Lopez J., Ayoun, A., Bruno, J., Coronas, A., Modelling, simulation and analysis for solar absorption power-cooling systems, International Journal of Refrigeration, Vol 39, pp 125-136, 2014.
- [8] Goswami, D.Y., Solar thermal power: status of technologies and opportunities for research, Heat and Mass Transfer Conference, pp 57-60, 1995.
- [9] Srihirin, P., Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S., A review of absorption refrigeration technologies, Journal of Renewable and Sustainable Energy Review, Vol 5, pp 343-372, 2001.
- [10] Ayoun, S., Bruno, J., Coronas, A., New power and cooling absorption cycles, International Journal of Thermal and Environmental Engineering, Vol 4, pp 135-143, 2013.
- [11] Izquierdo, M., González-Gil, A., Palacios, E., Solar-powered single-and double-effect directly air-cooled LiBr-H₂O absorption prototype built as a single unit, Journal of Applied Energy, Vol 130, pp 7-19, 2014.
- [12] Garousi L., Mahmoudi, S.M., Rosen, M.A., Analysis of crystallization risk in double effect absorption refrigeration systems, Journal of Applied Thermal Engineering, Vol 31, pp 1712-1717, 2011.
- [13] Chen J., Dai Y.O., Wang H., Wang R., Experimental investigation on a novel air-cooled single effect LiBr-H₂O absorption chiller with adiabatic flash evaporator and adiabatic absorber for residential application Solar Energy Vol. 159, pp 579-587, 2018
- [14] Arabkoohsar A., Andresen G, A smart combination of a solar assisted absorption chiller and a power productive gas expansion unit for cogeneration of power and cooling, Renewable Energy, Vol. 115, pp 489-500, 2018
- [15] Gomri, R., Second law comparison of single effect and double effect vapor absorption refrigeration systems, Journal of Energy Conversion and Management, Vol 50, pp 1279-1287, 2009.