

بررسی یک سیستم تبرید جذبی - تراکمی جدید با به کارگیری کمپرسور بین ژنراتور و چگالنده

لیلی گروسی فرشی*

استادیار، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

احمد دوستی

دانشجو، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

چکیده

در این مقاله، استفاده از کمپرسور بین ژنراتور و چگالنده یک چرخه تبرید جذبی آب و لیتیوم بروماید به عنوان راهکاری جهت بهبود عملکرد چرخه، تحلیل شده و نتایج بدست آمده با نتایج چرخه تبرید جذبی ساده مقایسه شده است. در کار حاضر تاثیر تغییر پارامترهای مختلف سیستمها بر پارامترهای عملکردی مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. از آنجایی که پدیده کریستالیزاسیون در چرخههایی که یکی از اجزای سیال عامل نمک است دارای اهمیت ویژه ای است، این پدیده در شرایط عملکرد مختلف چرخهها بررسی شده و با مقایسه غلظت و دمای نقطه ورودی جاذب با خط کریستالیزاسیون محلول آب و لیتیوم بروماید، محدوده دمای ژنراتور برای جلوگیری از وقوع این پدیده در چرخههای مورد بررسی مشخص شده است. نتایج نشان می دهد که چرخه جذبی - تراکمی در دمای پایین ژنراتور، هم از لحاظ قانون اول و هم از لحاظ قانون دوم ترمودینامیک عملکرد بهتری نسبت به چرخه جذبی ساده دارد. این بهبود ضریب عملکرد و بازده قانون دوم در برخی شرایط به ترتیب می تواند بیشتر از ۱۰۰٪ و ۷۰٪ باشد. با نسبت فشارهای بالاتر کمپرسور، چرخه جذبی - تراکمی می تواند در دماهای پایین تر ژنراتور کار کند و این ویژگی چرخه تبرید جذبی - تراکمی را در استفاده از منابع گرمایی دما پایین مانند گرماهای اتلافی، انرژی خورشیدی و زمین گرمایی توانمند می سازد.

واژه های کلیدی: انرژی، انرژی، کریستالیزاسیون، جذبی - تراکمی، لیتیوم بروماید و آب.

Investigation of a Novel Absorption-recompression Refrigeration System Using a Compressor Between Generator and Condenser

L.Garousi Farshi
A. Dousti

Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

In this paper, in order to improve the performance of lithium bromide- water absorption refrigeration system using compressor between the generator and condenser of the cycle, is analyzed and compared with a conventional absorption refrigeration cycle. In present work, the effect of changing various parameters of the systems on the operating parameters is analyzed and compared. Because of the importance of crystallization phenomena in absorption cycles with salt as a component of the operating solution, it is investigated in different operating conditions. In order to prevent this phenomenon in the cycles, at each operating condition, temperature and concentration of solution at entrance of absorber is compared with crystallization line and the range of allowable generator temperature is specified. The results show that, at low generator temperatures, absorption-recompression cycle has better performance than that of conventional cycle from the view point of first and second laws of thermodynamic. In some, operating conditions, this improvement can reach higher than 100% and 70% increment of COP and second law efficiency respectively. With higher pressure ratio of compressor, absorption-recompression cycle starts to operate at lower generator temperatures. This feature enables the absorption-recompression cycle to utilize low temperature heat sources such as waste heat, solar and geothermal.

Keywords: exergy, energy, crystallization, absorption-recompression, LiBr-water.

۱-مقدمه

سرمایشی کمتری در مقایسه با چرخه جذبی ساده ایجاد کنند. بور و همکارانش [۳] یک سیستم تبرید جذبی دو اثره با کمپرسور بین اواپراتور و جاذب را مورد مطالعه قرار دادند و به این نتایج رسیدند: استفاده از کمپرسور سبب افزایش اختلاف غلظت محلول در طول فرآیند تولید شده و کاهش نسبت گردش محلول و در نتیجه بهبود ضریب عملکرد را به دنبال دارد. مرحله جذب می تواند در دمای بالاتری انجام گیرد، بنابراین آب خنک کننده با دمای بالاتر مورد استفاده قرار می گیرد. امکان عملکرد ژنراتور در دماهای پایین تر فراهم می گردد.

رامش کومار و اودایا کومار [۴،۵] تاثیر استفاده از کمپرسور بین اواپراتور و جاذب چرخه GAX را بر عملکرد سیستم بررسی کرده و افزایش ۳۰ درصدی در ضریب عملکرد را بدست آوردند.

امروزه به دلایل اقتصادی، سیاسی و زیست محیطی، تمایل به کاهش مصرف سوخت های فسیلی و جایگزینی آنها با انرژی های نو مانند انرژی خورشیدی و زمین گرمایی در صنایع افزایش یافته است. چرخه جذبی یکی از رایج ترین سیستم های سرمایش و گرمایش در صنایع می باشد که توانایی استفاده از منابع انرژی غیرفسیلی را داراست. در دهه های اخیر تحقیقات و مطالعات زیادی روی این سیستمها انجام گرفته است. از طرف دیگر چرخه تبرید جذبی در دماهای پایین ژنراتور کار نکرده و یا COP بسیار کمی دارند. برای حل این مشکل آرایش های مختلفی پیشنهاد شده است که می توان به بکارگیری اجکتور در این چرخهها اشاره کرد [۱].

سیستم های جذبی - تراکمی برای اولین بار ۱۰۰ سال پیش توسط اوسنبروک پیشنهاد شدند [۲]. انرژی ورودی به این چرخهها، انرژی گرمایی دما پایین و کار مکانیکی (الکتریسیته) بوده و می توانند دمای

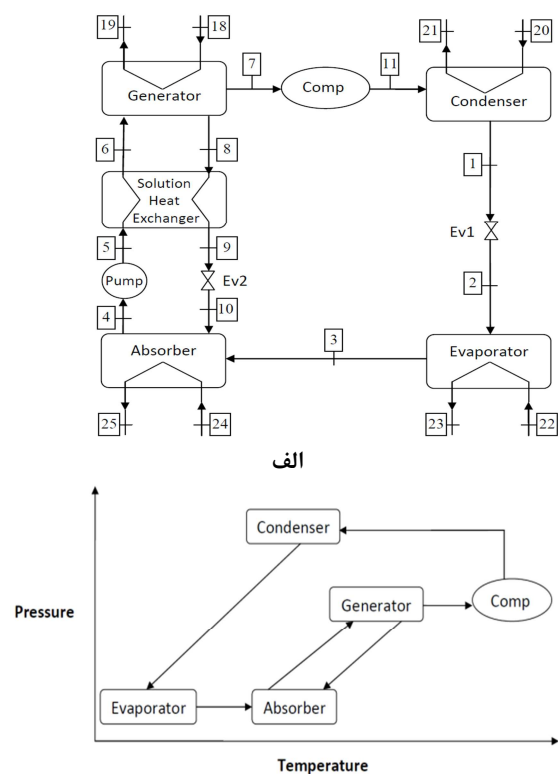
* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: l.garousi@tabrizu.ac.ir

روشن و معنی‌دار ایجاد می‌کند. به عبارتی دیگر تحلیل اگزرژی برای ارزیابی طراحی بهینه و بهبود بخشیدن عملکرد سیستم‌ها کاربرد دارد. مشکل عمده ای که در سیستم‌های تبرید جذبی با محلول آب و لیتیم بروماید وجود دارد، وقوع پدیده کریستالیزاسیون است [۱۰-۱۲]. در ادامه تحلیل چرخه، اثر پارامترهای مختلف در کریستالیزاسیون نیز نشان داده شده است.

۲- شبیه‌سازی و تحلیل سیستم

شبیه‌سازی چرخه با استفاده از نرم‌افزار EES انجام می‌گیرد که دارای خواص فیزیکی و ترمودینامیکی سیال عامل مورد استفاده بوده و تحلیل آن را سهولت می‌بخشد [۱۳].

شکل ۱ چرخه تبرید جذبی - تراکمی تک اثره آب و لیتیم برماید و دیگرام دما- فشار آن را نشان می‌دهد. این چرخه دارای سه سطح فشار می‌باشد که فشار پایین مربوط به جاذب و اوپراتور، فشار میانی مربوط به ژنراتور و فشار بالا مربوط به چگالنده است. در این سیستم آب به عنوان مبرد و لیتیم بروماید به عنوان جاذب استفاده می‌شود. در این سیستم محلول رقیق از جاذب به ژنراتور پمپ می‌شود و محلول غلیظ نیز از ژنراتور پس از انتقال گرما در مبادله‌کن و پس از افت فشار به جاذب می‌رسد.



شکل ۱- (الف) چرخه تبرید جذبی - تراکمی، (ب) دیگرام دما- فشار

۳- تحلیل ترمودینامیکی سیستم

در چرخه‌های مورد مطالعه گرمای آزاد شده از چگالش بخار آب اشباع برای گرمایش ژنراتور مورد استفاده قرار می‌گیرد و آب

در مطالعه‌ای وتناس و همکارانش [۶] چرخه جذبی - تراکمی تک اثره با کمپرسور بین اوپراتور و جاذب و با سیال عامل آمونیاک و لیتیم نیترات را مورد مطالعه قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که با این چرخه می‌توان در دمای ژنراتور پایین به عملکرد بهتری نسبت به چرخه جذبی ساده دست یافت.

ریفات و وانگ [۷] یک چرخه جذبی - تراکمی تک اثره را که در آن کمپرسور بین ژنراتور و چگالنده قرار داده شده است را از لحاظ قانون اول ترمودینامیک و از لحاظ اقتصادی مورد مطالعه قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که چرخه جذبی - تراکمی دارای عملکرد بهتری نسبت به چرخه جذبی ساده است. تفاوت اساسی این مطالعه با کار حاضر در این است که در این مطالعه نسبت فشار کمپرسور تا جایی افزایش می‌یابد که دمای خروجی کمپرسور بالاتر از دمای ژنراتور بوده و گرمای حاصل از چگالش بخار در این فشار گرمای مورد نیاز ژنراتور را تامین می‌کند. اما در کار حاضر نسبت فشار کمپرسور محدود بوده و دمای چگالنده برابر با دمای چگالنده چرخه تبرید جذبی ساده می‌باشد و یک منبع حرارتی خارجی برای تامین حرارت مورد نیاز ژنراتور به کار می‌رود. این امر تاثیر چشمگیری در کاهش مقدار توان مصرفی کمپرسور خواهد داشت

منگ و همکارانش [۸] چرخه جذبی - تراکمی تک اثره با کمپرسور بین اوپراتور و جاذب و با سیال عامل R134a-DMF را بررسی کرده و نتیجه گرفتند که در هر شرایط عملکردی یک فشار خروجی بهینه کمپرسور وجود دارد که ضریب عملکرد را بیشینه می‌کند.

هرولد و همکارانش [۹] ترکیب چرخه تبرید جذبی دو اثره و چرخه تبرید تراکمی بخار را مورد مطالعه قرار دادند که در آن اوپراتور چرخه تبرید تراکمی به عنوان چگالنده فشار بالای چرخه جذبی عمل می‌کند. نتایج نشان دهنده بالاتر بودن عملکرد چرخه ترکیبی نسبت به دو چرخه مجزا است. از لحاظ اقتصادی چالش مهم در این مقاله پیدا کردن کمپرسور مناسب با هزینه کم جهت کار در چرخه ترکیبی می‌باشد.

جمع‌بندی مطالعات موجود در ادبیات فن حاکی از این است که به کارگیری کمپرسور در چرخه‌های تبرید جذبی سبب بهبود عملکرد آنها می‌شود، اما از آنجایی که کمپرسور مصرف کننده انرژی با کیفیت بالا (توان) بوده و با افزایش نسبت فشار این مصرف افزایش می‌یابد، نیاز است تا طرح متفاوتی از به کارگیری کمپرسور در چرخه‌های تبرید جذبی مورد مطالعه قرار گرفته و با محدود شدن نسبت فشار کمپرسور علی‌رغم بهبود عملکرد چرخه مصرف توان آن محدود گردد. در مقاله حاضر با توجه به مطالعات و تحقیقات انجام شده چرخه جذبی - تراکمی که در آن کمپرسور بین ژنراتور و چگالنده قرار گرفته است از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک برای سیال عامل آب و لیتیم بروماید مورد تحلیل قرار گرفته است. در این مقاله کمپرسور برای ایجاد اختلاف فشار بین ژنراتور و چگالنده به کار رفته است. کاهش فشار محلول لیتیم بروماید/ آب در یک دمای مشخص ژنراتور سبب افزایش غلظت لیتیم بروماید در محلول اشباع می‌گردد که این موضوع به معنی افزایش بخار مبرد تولید شده در ژنراتور و در نتیجه بهبود عملکرد چرخه است. تحلیل اگزرژی تحلیل ترمودینامیکی براساس قانون دوم ترمودینامیک است که توانایی ایجاد شرایطی مناسب برای ارزیابی و مقایسه عملکرد سیستم‌ها و فرایندها را بطور

به اگزرژی هدف تبدیل شده است. بازده قانون دوم برای یک سیستم تبرید جذبی یا جذبی - تراکمی از رابطه زیر بدست می آید [۱۵]:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{23}\psi_{23} - \dot{m}_{22}\psi_{22}}{\dot{m}_{18}\psi_{18} - \dot{m}_{19}\psi_{19} + \dot{W}_{in}} \quad (7)$$

معادلات حاکم بر تک تک اجزای چرخه در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲- معادلات حاکم بر اجزای چرخه تبرید جذبی - تراکمی

جزء	موازنه انرژی	موازنه اگزرژی
ژنراتور	$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_6 h_6$	$\dot{I}_{gen} = \dot{m}_6 \psi_6 + \dot{m}_{18} \psi_{18} - \dot{m}_7 \psi_7 - \dot{m}_8 \psi_8 - \dot{m}_{19} \psi_{19}$
اوپراتور	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_2 (h_3 - h_2)$	$\dot{I}_{evap} = \dot{m}_2 \psi_2 + \dot{m}_{22} \psi_{22} - \dot{m}_3 \psi_3 - \dot{m}_{23} \psi_{23}$
چگالنده	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_1 (h_{11} - h_1)$	$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_1 \psi_{11} + \dot{m}_{20} \psi_{20} - \dot{m}_1 \psi_1 - \dot{m}_{21} \psi_{21}$
جاذب	$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_{24} \psi_{24} - \dot{m}_{25} \psi_{25}$	$\dot{I}_{abs} = \dot{m}_3 \psi_3 + \dot{m}_{10} \psi_{10} + \dot{m}_{24} \psi_{24} - \dot{m}_4 \psi_4 - \dot{m}_{25} \psi_{25}$
پمپ	$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{m}_4 (P_{gen} - P_{abs})}{\eta_{pump} \rho_4}$ $h_5 = h_4 + \dot{W}_p / \dot{m}_4$	$\dot{I}_{pump} = \dot{m}_4 \psi_4 - \dot{m}_3 \psi_5 + \dot{W}_{pump}$
مبادله کننده گرمایی	$h'_9 = h(T_5, x_8)$ $h_9 = h_8 - (h_8 - h'_9) \eta_{hx}$ $h_6 = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_4} (h_8 - h_9) + h_5$	$\dot{I}_{hx} = \dot{m}_5 \psi_5 + \dot{m}_8 \psi_8 - \dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_9 \psi_9$
کمپرسور	$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}_7 (h_{11s} - h_7)}{\eta_{comp}}$ $\dot{W}_{comp} = \dot{m}_7 (h_{11} - h_7)$	$\dot{I}_{comp} = \dot{m}_7 \psi_7 - \dot{m}_{11} \psi_{11} + \dot{W}_{comp}$
شیر خفانش	$h_{in} = h_e$	$\dot{I}_{hx} = \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_e \psi_e$

در تحلیل پدیده کریستالیزاسیون چرخه‌هایی که در سیال عامل آنها یک جزء نمک است، محل واقعی وقوع این پدیده به وسیله ساختار مکانیکی سیستم مشخص می‌شود [۱۶]. اما مطالعات نشان داده که محتمل‌ترین محل برای وقوع کریستالیزاسیون نقطه ورود محلول به جاذب می‌باشد که دارای بالاترین غلظت و کمترین دما است. برای بررسی این پدیده در شرایط عملکرد مختلف چرخه، غلظت و دمای نقطه ورودی جاذب محاسبه شده و با خط کریستالیزاسیون محلول آب و لیتیوم بروماید مقایسه می‌شود و در شرایط عملکردی مختلف محدوده دمای ژنراتور برای جلوگیری از وقوع این پدیده مشخص می‌گردد.

خنک‌کاری گرمای دفع شده از جاذب و چگالنده را دریافت می‌کند. جریان خنک‌شونده در اوپراتور نیز آب در نظر گرفته شده است. دمای ورودی و خروجی این جریان‌ها و ثابت‌های مورد استفاده در تحلیل چرخه‌ها در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱- مشخصات چرخه‌های مورد بررسی

دمای ورودی و خروجی جریان‌های گرم‌کننده، خنک‌کننده و خنک‌شونده اجزای چرخه	
دمای ورودی آب خنک‌کننده به چگالنده و جاذب	$T_{cond} - 8$
دمای خروجی آب خنک‌کننده از چگالنده و جاذب	$T_{cond} - 3$
دمای ورودی آب خنک‌شونده به اوپراتور	$T_{evap} + 8$
دمای خروجی آب خنک‌شونده از اوپراتور	$T_{evap} + 3$
دمای ورودی بخار اشباع گرم‌کن ژنراتور	$T_{gen} + 10$
دمای خروجی مایع اشباع گرم‌کن ژنراتور	$T_{gen} + 10$
$\eta_{hx} = 70\%$ $\eta_{pump} = 95\%$ $\eta_{comp} = 95\%$	

۳-۱- تحلیل اگزرژی و انرژی

تحلیل انرژی و اگزرژی در سیستم‌های جذبی و جذبی - تراکمی با به کار بردن سه اصل امکان‌پذیر است که شامل قانون بقای جرم، قانون اول و دوم ترمودینامیک می‌باشد. با در نظر گرفتن حالت پایا و صرف‌نظر از انرژی جنبشی و پتانسیل قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک به صورت زیر می‌باشد.

قانون بقای جرم:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_i X_i = \sum \dot{m}_e X_e \quad (2)$$

قانون بقای انرژی:

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_e h_e \quad (3)$$

رابطه کلی محاسبه ضریب عملکرد سیستم تبرید جذبی و جذبی - تراکمی به صورت زیر است:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{in}} \quad (4)$$

برای تحلیل اگزرژی سیستم‌های مورد بررسی، تلفات اگزرژی نسبی اجزای تشکیل دهنده و بازده قانون دوم چرخه‌ها در شرایط عملکرد مختلف، محاسبه شده و مورد مطالعه قرار می‌گیرد.

در یک حجم کنترل تحت شرایط پایا تلفات اگزرژی نسبی یا برگشت ناپذیری بی‌بعد اجزا را می‌توان به صورت زیر تعریف کرد [۱۴]:

$$\delta_i = \frac{\dot{I}_i}{\dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_{hot}}\right) + \dot{W}_{in}} \times 100 \quad (5)$$

تلفات اگزرژی نسبی برابر نسبت برگشت ناپذیری هر مولفه به کل اگزرژی ورودی به سیستم می‌باشد. اگزرژی جریان‌های ویژه را می‌توان به صورت زیر تعریف کرد:

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (6)$$

عملکرد قانون دوم چرخه را می‌توان توسط بازده اگزرژی تعیین کرد که نشان دهنده درصدی از اگزرژی ورودی به سیستم است که

۳-۲- فرضیات

در تحلیل ترمودینامیکی و انجام محاسبات برای دو سیستم ترکیبی و جذبی ساده چندین فرض در نظر گرفته شده است که به شرح زیرند [۱۷]:

- ۱- شرایط در هر دو چرخه پایا در نظر گرفته شده است.
- ۲- میرد خارج شده از اواپراتور به صورت بخار اشباع و از چگالنده مایع اشباع است.
- ۳- از افت فشار و تلفات حرارتی اجزای چرخه صرف نظر شده است.
- ۴- محاسبات برای ظرفیت تبرید ثابت انجام شده است.
- ۵- محلول های خروجی از جاذب و ژنراتور اشباع بوده و دمای آنها با دمای جزء مورد نظر برابر می باشد ($T_7=T_8=T_{gen}$ و $T_4=T_{abs}$).
- ۶- در تحلیل اگزرژی سیستم ها فشار و دمای محیط به صورت زیر فرض شده است: ($T_0 = \frac{T_{[20]}+T_{[21]}}{2}$ و $P_0=1 \text{ atm}$).

تراکمی نقطه شروع به کار در دماهای ژنراتور کمتری نسبت به چرخه ساده واقع شده است و این مساله چرخه های ترکیبی را در استفاده از منابع حرارتی با دمای پایین توانمند می سازد. همچنین COP چرخه ترکیبی در دماهای ژنراتور پایین به مراتب بیشتر از مقادیر چرخه جذبی ساده است. نکته دیگری که در نمودارها دیده می شود این است که با افزایش نسبت فشار دمای ژنراتور نقطه شروع به کار چرخه به دماهای پایین تر منتقل شده اما بازه عملکرد چرخه محدودتر می گردد. تاثیر تغییرات دمای اواپراتور و چگالنده بر روی COP چرخه ترکیبی مشابه چرخه جذبی ساده بوده و با افزایش دمای اواپراتور و کاهش دمای چگالنده COP هر دو چرخه بهبود می یابد.

جدول ۳- خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف چرخه تبرید جذبی -

تراکمی و مقایسه نتایج تحلیل آن با نتایج چرخه تبرید جذبی ساده

$$(T_{gen}=70^\circ, T_{cond}=T_{abs}=35^\circ\text{C}, T_{evap}=5^\circ\text{C}, \eta_{pump}=95\%, \eta_{comp}=95\%, \eta_{hx}=70\%, r_{p,opt}=1.8)$$

غلظت لیتیوم بروماید (%)	دبی جرمی (kg s^{-1})	فشار (kPa)	دما ($^\circ\text{C}$)
۱	۰/۰۴۲	۵/۶۲۷	۳۵
۲	۰/۰۴۲	۰/۸۷۳	۵
۳	۰/۰۴۲	۰/۸۷۳	۵
۴	۰/۴۴۰	۰/۸۷۳	۳۵
۵	۰/۴۴۰	۳/۱۲۶	۳۵
۶	۰/۴۴۰	۳/۱۲۶	۵۵/۳۶
۷	۰/۰۴۲	۳/۱۲۶	۷۰
۸	۰/۳۹۷	۳/۱۲۶	۷۰
۹	۰/۳۹۷	۳/۱۲۶	۴۵/۶۱
۱۰	۰/۳۹۷	۰/۸۷۳	۴۵/۶۱
۱۱	۰/۰۴۲	۵/۶۲۷	۱۳۶/۱
۱۸	۰/۰۵۵		۸۰
۱۹	۰/۰۵۵		۸۰
۲۰	۵/۲۷۹		۲۷
۲۱	۵/۲۷۹		۳۲
۲۲	۴/۷۷۶		۱۳
۲۳	۴/۷۷۶		۸
۲۴	۵/۸۵۹		۲۷
۲۵	۵/۸۵۹		۳۲

درصد تغییر	نتایج چرخه تبرید جذبی ساده	نتایج چرخه تبرید جذبی-تراکمی
-/۰۵۲/۹۳	۲۷/۱۳	$\dot{Q}_{gen} (kW)$ ۱۲۷/۷
	۱۰۰	$\dot{Q}_{evap} (kW)$ ۱۰۰
%۵	۱۰۵/۱	$\dot{Q}_{cond} (kW)$ ۱۱۰/۴
-/۰۵۳/۹۴	۲۶۶/۲	$\dot{Q}_{abs} (kW)$ ۱۲۲/۶
-/۰۹۷/۱۴	۰/۰۲۲۵۱	$\dot{W}_{pump} (kW)$ -/۰۰۰۶۴۴
		$\dot{W}_{comp} (kW)$ ۵/۲۹۲
%۱۰۴/۰۷	۰/۳۶۸۵	COP ۰/۷۵۲
%۶۴/۸۷	۱۷/۲۵	η_{II} ۲۸/۴۴

۴- اعتبارسنجی نتایج

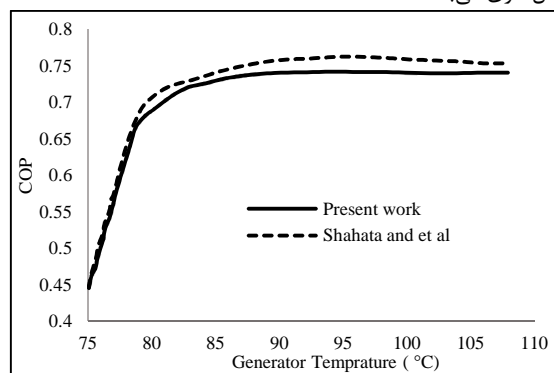
به منظور اطمینان از درستی محاسبات، نتایج بدست آمده از مدل سازی حاضر برای ضریب عملکرد چرخه تبرید جذبی ساده با نتایج شاهاتا و همکارانش [۱۸] در شرایط زیر مقایسه شده است.

$$T_{cond}=T_{abs}=35^\circ\text{C}, T_{evap}=1.3^\circ\text{C}, \eta_{hx}=70\%, \eta_{pump}=95\%, Q_{evap}=456.2 \text{ kW}$$

مقایسه نتایج نشان دهنده صحت مدل سازی بوده و اختلاف موجود

بدلیل تفاوت در خواص محلول لیتیوم بروماید به کار رفته در دو

مدل سازی می باشد.



شکل ۲- COP مدل سازی چرخه تبرید جذبی کار حاضر و نتایج

شاهاتا و همکارانش [۱۸], $T_{evap}=1.3^\circ\text{C}, T_{cond}=T_{abs}=35^\circ\text{C}$,

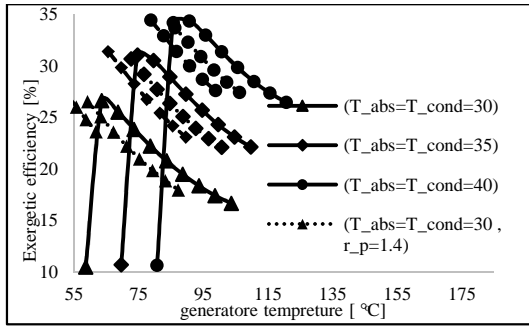
$$Q_{evap}=456.2 \text{ Kw}, \eta_{pump}=95\%, \eta_{hx}=70\%$$

۵- تحلیل و بررسی نتایج

در این قسمت تاثیر تغییر پارامترهای عملکردی چرخه تبرید جذبی- تراکمی بر روی عملکرد چرخه بررسی شده و با نتایج حاصل برای چرخه تبرید جذبی ساده مقایسه شده است.

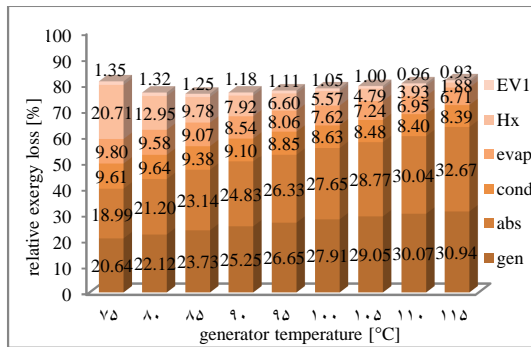
جدول ۳ پارامترهای ترمودینامیکی نقاط مختلف چرخه جذبی- تراکمی را در یک شرایط عملکرد مشخص با نسبت فشار بهینه ارائه کرده و نتایج را با مقادیر مربوط به چرخه ساده مقایسه کرده است.

شکل های ۳ و ۴ روند تغییرات COP با دمای ژنراتور را در دماهای مختلف اواپراتور و چگالنده نشان می دهند. در چرخه جذبی -

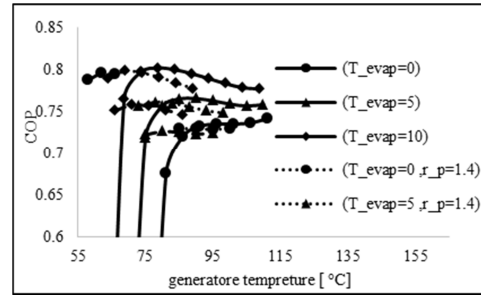


شکل ۶- تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌های تبرید جذبی ساده و ترکیبی بر حسب دمای ژنراتور در دمای مختلف جاذب و چگالنده ($T_{evap}=5^{\circ}C$)

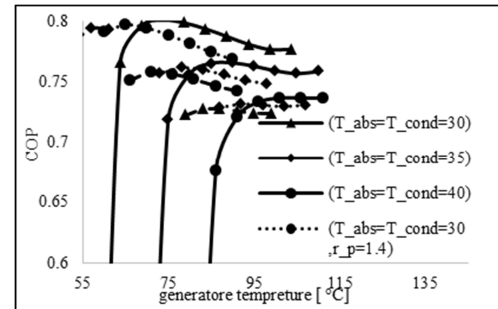
شکل های ۷ و ۸ تلفات انرژی نسبی اجزای مختلف چرخه‌های ساده و ترکیبی را در دمای مختلف ژنراتور نشان می‌دهند. روند تغییرات تلفات انرژی کل چرخه‌ها، که مجموع تلفات انرژی تک اجزای چرخه‌ها است، با تغییر دمای ژنراتور، دقیقاً برعکس بازده قانون دوم آنها است. بیشترین سهم در برگشت‌ناپذیری کل در هر دو چرخه جذبی و جذبی- تراکمی مربوط به ژنراتور و جاذب است. از این رو بهبود طراحی این اجزا جهت کاهش بازگشت‌ناپذیری آنها می‌تواند تاثیر به‌سزایی در افزایش بازده قانون دوم چرخه داشته باشد. در دماهای پایین ژنراتور، تلفات انرژی نسبی مبادله‌کن گرمایی محلول چرخه ساده نیز بالا بوده و نقش زیادی در کاهش بازده قانون دوم آن دارد. از آنجایی که سهم بازگشت‌ناپذیری شیر انبساط محلول و پمپ در مقابل سایر اجزا ناچیز است در شکل‌ها آورده نشده است.



شکل ۷- تغییرات تلفات انرژی نسبی اجزای چرخه جذبی ساده با دمای ژنراتور ($T_{evap}=5^{\circ}C$ و $T_{cond}=35^{\circ}C$)



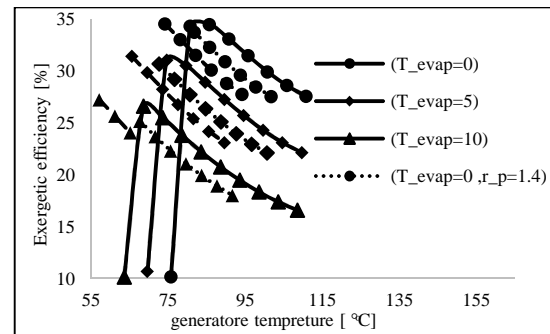
شکل ۳- تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌های تبرید جذبی ساده و ترکیبی بر حسب دمای ژنراتور در دمای مختلف اوپراتور ($T_{cond}=T_{abs}=35^{\circ}C$)



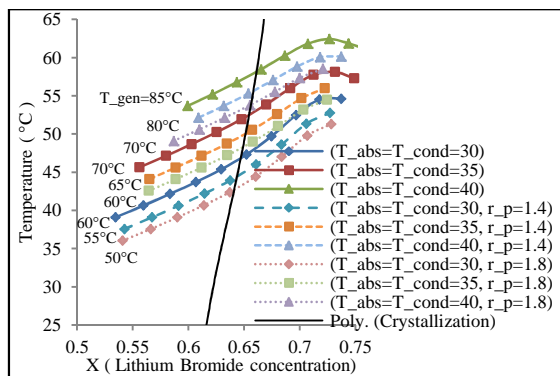
شکل ۴- تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌های تبرید جذبی ساده و ترکیبی بر حسب دمای ژنراتور در دمای مختلف جاذب و چگالنده ($T_{evap}=5^{\circ}C$)

شکل‌های ۵ و ۶ تغییرات بازده قانون دوم ترمودینامیک چرخه با تغییر دمای ژنراتور را در دماهای مختلف اوپراتور و چگالنده نشان می‌دهد. همانطور که از شکل‌ها مشهود است، در دماهای پایین ژنراتور مشابه بازده قانون دوم چرخه ترکیبی از چرخه جذبی ساده بیشتر می‌باشد. با افزایش نسبت فشار کمپرسور در چرخه ترکیبی، با وجود افت دمای ژنراتور شروع عملکرد چرخه به مقادیر پایین‌تر، بازده قانون دوم در شرایط مشابه کاهش می‌یابد.

با توجه به بررسی‌های انجام گرفته در این قسمت و نتایج جدول ۳، مشخص است که در چرخه ساده، COP و بازده قانون دوم به ترتیب ۰/۳۶۸۵ و ۱۷/۲۵٪ است که با به‌کارگیری کمپرسوری با نسبت فشار ۱/۸ این مقادیر به ۰/۷۵۲ و ۲۸/۴۴٪ می‌رسد و این یعنی افزایش ۱/۰۴/۰۷ COP و ۶۴/۸۷٪ افزایش بازده قانون دوم، که تأییدی است بر بهبود چشمگیر عملکرد چرخه با به‌کارگیری کمپرسور.



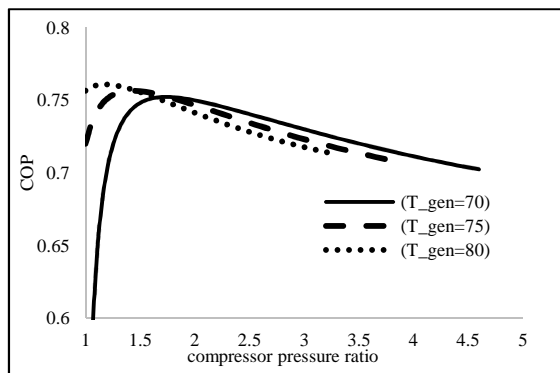
شکل ۵- تغییرات بازده قانون دوم چرخه‌های تبرید جذبی ساده و ترکیبی بر حسب دمای ژنراتور در دمای مختلف اوپراتور ($T_{cond}=T_{abs}=35^{\circ}C$)



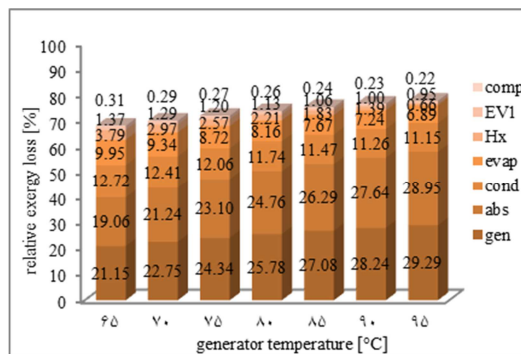
شکل ۱۰- محدوده کریستالیزاسیون چرخه‌های تبرید جذبی ساده و ترکیبی با دماهای مختلف چگالنده و جاذب ($T_{evap}=5^{\circ}C$)

نسبت فشار کمپرسور چرخه ترکیبی یکی از پارامترهای مهم در این چرخه‌هاست که تاثیر آن بر روی ضریب عملکرد و بازده قانون دوم چرخه ترکیبی در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نشان داده شده است. با توجه به نمودارها می‌توان نتیجه گرفت که برای شرایط عملکرد مشخص نسبت فشار کمپرسوری وجود دارد که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم را بیشینه می‌کند.

برای مثال در شرایط $T_{evap}=5^{\circ}C$ و $T_{cond}=T_{abs}=35^{\circ}C$ ، اگر دمای ژنراتور $70^{\circ}C$ فرض شود، ضریب عملکرد بیشینه 0.7568 بوده که در نسبت فشار $1/8$ رخ می‌دهد و بازده قانون دوم بیشینه $31/61\%$ است که در نسبت فشار $1/3$ اتفاق می‌افتد. با تغییر دمای ژنراتور به $80^{\circ}C$ این مقادیر بیشینه به ترتیب 0.7623 و $30/42\%$ شده که در نسبت فشارهای $1/25$ و 1 رخ می‌دهند. مشاهده می‌شود که با افزایش دمای ژنراتور ضریب عملکرد و بازده قانون دوم چرخه ترکیبی در نسبت فشار کمپرسور کمتری اتفاق می‌افتد.



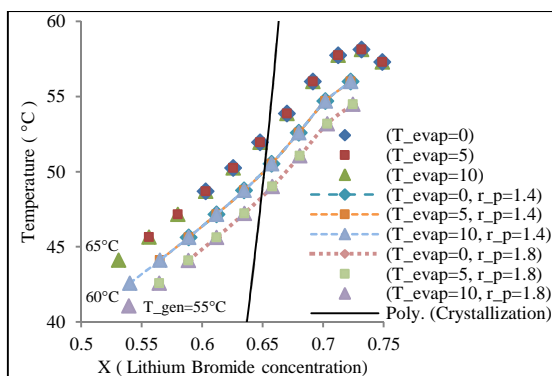
شکل ۱۱ - تغییر ضریب عملکرد چرخه ترکیبی با نسبت فشار کمپرسور در دمای مختلف ژنراتور ($T_{evap}=5^{\circ}C$ و $T_{cond}=T_{abs}=35^{\circ}C$)



شکل ۸ - تغییرات تلفات انرژی نسبی اجزای چرخه جذبی - تراکمی با دمای ژنراتور ($T_{evap}=5^{\circ}C$ و $T_{abs}=T_{cond}=35^{\circ}C$ و $r_p=1.8$)

شکل‌های ۹ و ۱۰، دما و غلظت نقطه ورود به جاذب و موقعیت آن نسبت به خط کریستالیزاسیون محلول را در شرایط مختلف عملکردی دو چرخه ساده و ترکیبی نشان می‌دهند. در این شکل‌ها دمای ژنراتور نقطه اول منحنی‌ها مشخص شده و اختلاف دمای ژنراتور نقاط دیگر هر منحنی با نقطه مجاور $5^{\circ}C$ است. با افزایش دمای ژنراتور، شرایط نقطه ورودی جاذب به خط کریستالیزاسیون نزدیکتر شده و در هر شرایط عملکردی، دمای ژنراتوری وجود دارد که بعد از آن کریستالیزاسیون در ورودی جاذب رخ می‌دهد. استفاده از چرخه ترکیبی به جای چرخه ساده احتمال وقوع کریستالیزاسیون را به دماهایی پایین تر از مقادیر دمای ژنراتور شرایط کریستالیزاسیون چرخه ساده منتقل می‌کند، اما به دلیل اختلاف قابل توجه این دماها با دماهای ژنراتوری که در آنها استفاده از کمپرسور سبب بهبود عملکرد چرخه می‌شود، مساله کریستالیزاسیون چرخه‌های ترکیبی در دماهای پایین‌تر ژنراتور نسبت به چرخه‌های ساده، مشکلی ایجاد نمی‌کند.

همانطور که از شکل ۹ مشهود است، تغییر دماهای اوپراتور نقشه در دما و غلظت نقطه ورود به جاذب نداشته و منحنی‌ها بر روی هم منطبق می‌شوند. در هر دو چرخه ساده و ترکیبی با کاهش دمای چگالنده و جاذب احتمال وقوع کریستالیزاسیون به دماهای پایین‌تر ژنراتور منتقل می‌شود و این مساله در شکل ۱۰ نشان داده شده است. با افزایش نسبت فشار کمپرسور در چرخه ترکیبی نیز کریستالیزاسیون در دمای ژنراتور پایین‌تر اتفاق می‌افتد.



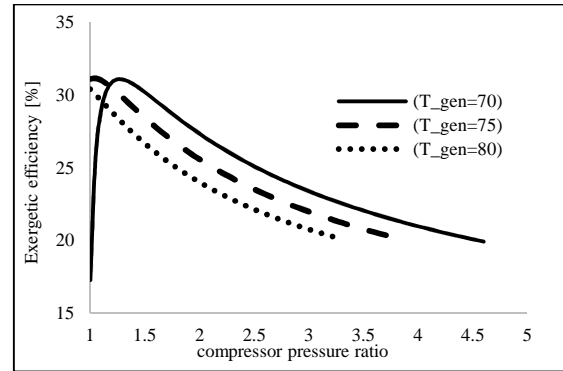
شکل ۹- محدوده کریستالیزاسیون چرخه‌های تبرید جذبی ساده و ترکیبی با دماهای مختلف اوپراتور ($T_{cond}=T_{abs}=35^{\circ}C$)

۷- نمادها

ضریب عملکرد	COP
آنتالپی مخصوص (kJ/kg)	h
نرخ برگشت ناپذیری (kW)	\dot{i}
جرم (kg)	M
فشار (kPa)	P
آهنگ انتقال (kW)	\dot{Q}
نسبت فشار	r_p
آنتروپی ویژه (kJ/kg.K)	S
دما (°C)	T
دمای متوسط سیال گرم‌کننده ژنراتور (°C)	T_{hot}
توان (kW)	\dot{W}
غلظت	X
اگرژی جریانی (kJ/kg)	Ψ
بازده	H
تلفات اگرژی نسبی	δ
شرایط محیط	0
قانون دوم	II
جاذب	abs
کمپرسور	comp
چگالنده	cond
خروجی	e
اوپراتور	evap
ژنراتور	gen
مبادله‌کن گرمایی	hx
هر جزء	i
وارد شونده	in
بهینه	opt
پمپ	Pump
شرایط آیزوتروپیک	s

۷- منابع

- [1] Garousi Farshi L., Seyed Mahmoudi S.M., Marc A Rosen M.A., Yari M., Use of low grade heat sources in combined ejector-double effect absorption refrigeration systems, Proc IMechE Part A: J Power and Energy, Vol. 226, No. 5, pp. 607-622, 2012.
- [2] Ziegler F. and Hammer G., Experimental results of a double-lift absorption heat pump, Proc. 4th International Conf. on Application and Efficiency of Heat Pump Systems in Environmentally Sensitive Times, Munich, Germany, 1-3 October, pp. 49-58, 1991.
- [3] Boer D., Valles M., Coronas A., Performance of double effect absorption compression cycles for air-conditioning using methanol-TEGDME and TEF-TEGDME systems as working pairs". Int J Ref., Vol. 21(7), pp. 542-555, 1998.



شکل ۱۲ - تغییر بازده قانون دوم چرخه ترکیبی با نسبت فشار کمپرسور در دمای مختلف ژنراتور ($T_{evap}=5^{\circ}C$ و $T_{cond}=T_{abs}=35^{\circ}C$)

۶- نتیجه گیری

در مقاله حاضر، چرخه تبرید جذبی - تراکمی جدیدی پیشنهاد شده، با استفاده از تحلیل اگرژی و انرژی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج به دست آمده اطلاعات مفیدی در مورد استفاده از کمپرسور در چرخه جذبی برای بهبود عملکرد آن ارائه می‌کند. نتایج نشان می‌دهد که چرخه جذبی - تراکمی در دماهای پایین ژنراتور، بازده و ضریب عملکرد بالاتری نسبت به چرخه جذبی ساده دارد. این افزایش ضریب عملکرد و بازده نسبت به چرخه ساده می‌تواند به ترتیب بالاتر از ۱۰۰٪ و ۷۰٪ باشد. همچنین چرخه جدید توانایی کار در دماهای ژنراتوری را دارد که چرخه ساده نداشته و این نکته نشان دهنده توانایی این چرخه‌ها در استفاده از منابع حرارتی دما پایین مثل انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و حتی حرارت اتلافی سایر صنایع می‌باشد.

تحلیل قانون دوم نشان داد که بیشترین سهم در برگشت ناپذیری کل در هر دو چرخه جذبی و جذبی - تراکمی مربوط به ژنراتور و جاذب است. از این رو بهبود طراحی این اجزا جهت کاهش بازگشت ناپذیری آنها می‌تواند تاثیر به سزایی در افزایش بازده قانون دوم چرخه داشته باشد.

با محاسبه دما و غلظت نقطه ورودی جاذب و سنجش موقعیت آن نسبت به خط کریستالیزاسیون، احتمال وقوع این پدیده در شرایط مختلف عملکردی چرخه ساده و ترکیبی مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج نشان داد که استفاده از چرخه ترکیبی به جای چرخه ساده احتمال وقوع کریستالیزاسیون را به دماهایی پایین‌تر از مقادیر دمای ژنراتور شرایط کریستالیزاسیون چرخه ساده منتقل می‌کند، اما به دلیل اختلاف قابل توجه این دماها با دماهای ژنراتوری که در آنها استفاده از کمپرسور سبب بهبود عملکرد چرخه می‌شود، مساله کریستالیزاسیون چرخه‌های ترکیبی در دماهای پایین‌تر ژنراتور نسبت به چرخه‌های ساده، مشکلی ایجاد نمی‌کند.

همچنین مشخص شد که در هر شرایط عملکردی، نسبت فشار کمپرسور بهینه‌ای وجود دارد که عملکرد چرخه ترکیبی را بهینه می‌کند. با تنظیم نسبت فشار کمپرسور در این مقادیر بهینه، عملکرد چرخه بیش از پیش بهبود می‌یابد.

- [18] Shahata A.I. , Aboelazm M.M., Elsafty A.F. , Energy and Exergy Analysis for Single and Parallel Flow Double Effect Water-Lithium Bromide Vapor Absorption Systems, *Int. J. of Science and Technology* , Vol. 2, No. 2, 2012.
- [4] Rameshkumar A., Udayakumar M., Simulation studies on GAX absorption compression cooler, *Energy Convers. Manage.*, Vol. 48(9), pp. 2604-2610, 2007.
- [5] Rameshkumar A., Udayakumar M., Studies of compressor pressure ratio effect on GAXAC (generator-absorber-exchange absorption compression) cooler, *Appl. Energy*, Vol. 85(12), pp.1163-1172, 2007.
- [6] Ventas R., Lecuona A., Zacarias A., Venegas M., Ammonia-lithium nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures" *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 30(12), pp. 1351-1359, 2010.
- [7] Riffat S.R. and Wong C.W., Gas driven absorption/recompression system, *Heat Recovery Systems and CHP* , Vol. 14, No. 2, pp. 165-171 , 1994.
- [8] Meng X., Zheng D., Wang J., Li X, Energy saving mechanism analysis of absorption-compression hybrid refrigeration cycle, *Renewable Energy*, Vol. 57 ,pp. 43-50, 2013.
- [9] Herold K. E., Howe L. A., Rademacher R., Analysis of hybrid compression-absorption cycle using lithium bromide and water as working fluid, *Int. J. Ref.*, Vol. 14, pp. 264-272, 1991.
- [10] Liao X. and Rademacher R., Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems, *Int. J. Ref.*, Vol. 30, pp. 904-911, 2007.
- [11] Florides G.A., Kalogirou S.A., Tassou S.A., Wrobel L.C., Design and construction of a LiBr-H₂O absorption machine, *Energy Convers. Manage.*, Vol. 44, pp. 2483-2508, 2003.
- [12] Garousi Farshi L., Seyed Mahmoudi S.M., Marc A Rosen M.A., Analysis of crystallization risk in double effect absorption refrigeration systems, *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 31, pp. 1712-1717, 2011.
- [13] Klein S.A., *Engineering Equation Solver*, Version 9.4. F-Chart software, 2013.
- [14] Kaushik S.C., Gandhi S.M.B., Agarwal R.S., Chandra S., Computer simulation studies of a double effect generation absorption air-conditioning system using water-salt and alcohol-salt mixtures. *International Journal of Energy Research*, Vol. 11, pp. 233–243, 1987.
- [15] Kotas T.J., *The exergy method of thermal plant analysis*, Melbourne: Krieger Publishing, 1995.
- [16] Garousi Farshi L., Infante Ferreira C.A., Mahmoudi S.M.S, Rosen M.A. , First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration Systems, *Int. J. Refrigeration* , Vol. 40, pp.111-120, 2013.
- [17] Gomri R., Second law comparison of single effect and double effect vapor absorption refrigeration systems, *Energy Convers. Manage.*, Vol. 50, pp. 1279–1287, 2009.