

پیشنهاد و تحلیل چرخه تبدیل کننده گرمای دو جذبی جدید با به کارگیری اجکتور

وحید نظرزاده

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، vahidnazarzadeh9@gmail.com

لیلی گروسی فرشی*

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، l.garousi@tabrizu.ac.ir

چکیده

در این پژوهش، با الهام از مطالعات پیشین در زمینه ارتقای سیستم‌های جذبی، یک آرایش جدید برای تبدیل کننده گرمای دو جذبی با به کارگیری اجکتور بخار و با استفاده از محلول آب-لیتیم بروماید پیشنهاد و تحلیل ترمودینامیکی شده است. روش حل بر پایه تدوین معادلات تعادل جرم، انرژی، اندازه حرکت و موازنه انرژی در شرایط پایا برای تمام اجزا توسعه یافته و شبیه‌سازی اجکتور با در نظر گرفتن خواص گاز واقعی در حالت بحرانی انجام گرفته است. عملکرد سیستم پیشنهادی با دو آرایش متداول یک مرحله‌ای و دو جذبی تحت تاثیر پارامترهای مختلف عملکردی مقایسه شد. نتایج بدست آمده نشان می‌دهند که آرایش پیشنهادی می‌تواند در بازه‌های دمایی مشخصی از جاذب، بهتر از چرخه‌های یک مرحله‌ای و دو جذبی عمل کند. در شرایط عملکردی تعریف شده پایه، آرایش ترکیب شده با اجکتور توانسته ضریب عملکرد و بازده انرژی چرخه دو جذبی بدون اجکتور را به ترتیب ۱۶/۸۷ و ۱۶/۸۴ درصد افزایش دهد.

واژه‌های کلیدی: تبدیل کننده گرمای دو جذبی، اجکتور، آب-لیتیم بروماید، گاز واقعی، ضریب عملکرد، انرژی

Propose and analysis of a new double absorption heat transformer by using ejector

Vahid Nazarzadeh

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

L. Garousi Farshi

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

In this research, inspired by previous studies on improving absorption systems, a novel double absorption heat transformer configuration integrated with a steam ejector, using a water-lithium bromide solution, is proposed and thermodynamically analyzed. The solution methodology is developed based on steady-state mass, energy, momentum, and exergy balance equations for all components, while the ejector is simulated by accounting for real-gas properties under critical operating conditions. The performance of the proposed system is compared with two conventional configurations — a single-stage cycle and a double-absorption cycle — under various operating parameters. The results indicate that the proposed configuration can outperform both the single-stage and double-absorption cycles within specific absorber temperature ranges. Under specified reference conditions, the ejector-integrated configuration increases the coefficient of performance and exergy efficiency of the double-absorption cycle without an ejector by 16.87% and 16.84%, respectively.

Keywords: Double absorption heat transformer, Ejector, Water-Lithium bromide, Real gas, Coefficient of performance, Exergy

۱- مقدمه

آرایش چرخه استفاده شده مقادیر ضریب عملکرد^۱ و ضریب عملکرد انرژی^۲ در مقایسه با حالت بدون مبادله‌کن به ترتیب ۳۵ و ۳۰ درصد بیشتر است و در عین حال آرایش دارای یک مبادله‌کن، به صرفه‌تر از دو آرایش دیگر است. وایس و همکاران [۳]، سیستمی طراحی کرده‌اند که بتواند نیازهای سرمایش و گرمایش یک ساختمان را در طول سال تامین کند؛ برای حالتی که سیستم به عنوان تبدیل کننده گرمای جذبی عمل کرده، نتایج نشان می‌دهند که در دمای جاذب ثابت، با افزایش دمای ژنراتور و تبخیرکن، میزان گرمای تحویل داده شده در جاذب، افزایش می‌یابد. همچنین با کاهش دمای محیط (همان دمای چگالنده)، عملکرد سیستم بهبود یافته است. مهرجوی و همکاران [۴]، تحلیل انرژی متعارف و پیشرفته‌ای بر روی یک تبدیل کننده گرمای دو جذبی صورت داده و نشان داده‌اند که ۹۷ درصد از بازگشت ناپذیری سیستم به صورت درونی^۳ است. همچنین چگالنده و سپس جاذب بیشترین سهم در نابودی انرژی را بر عهده دارند.

گرمایش جهانی، تخریب لایه اوزون و افزایش آلودگی هوا از جمله عواملی هستند که ضرورت بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی، بازیابی گرمای هدررفت و استفاده از منابع انرژی‌های تجدیدپذیر را تبیین می‌کنند. سیستم‌های جذبی جزو فناوری‌هایی هستند که آینده روشنی در تامین گرمایش و سرمایش دارند، زیرا امکان استفاده از منابع گرمایی با دمای پایین و سازگار با محیط‌زیست مانند انرژی خورشیدی یا گرمای اتلافی را فراهم می‌کنند [۱]. تبدیل کننده‌های گرمای جذبی از جمله سیستم‌هایی هستند که قادرند دمای گرمای هدررفت یا قابل استحصال از انرژی‌های تجدیدپذیر را به سطوح دمایی بالاتر و قابل استفاده برسانند. مطالعات متعددی برای تبدیل کننده‌های گرمای جذبی و با استفاده از آرایش‌های مختلف شناخته شده، صورت پذیرفته است که در ادامه به برخی از آن‌ها اشاره خواهد شد.

سید محمودی و همکاران [۲]، با اضافه کردن مبادله‌کن گرمایی، مطالعه‌ای بر روی سه چیدمان مختلف سیستم گرمای جذبی تک اثره انجام داده و نشان داده‌اند که در حالتی که از دو مبادله‌کن گرمایی در

¹ Coefficient of Performance

² Exergetic Coefficient of Performance

³ Endogenous

محققان با ایجاد تغییر در آرایش و اضافه نمودن اجزا و سیستم‌های جدید، سعی در بهبود و ارتقای عملکرد آرایش‌های مختلف تبدیل‌کننده‌های گرمای جذبی، داشته‌اند. مارکز-نولاسکو و همکاران [۵]، در مطالعه‌ای بر روی سیستم گرمای جذبی تک اثره باز به منظور شیرین‌سازی آب نتیجه‌گیری کرده‌اند که آرایش باز در مقایسه با آرایش بسته توانسته تا ۱/۸۳ برابر (معادل ۰/۵۵) ضریب عملکرد بیشتری ارائه دهد. همچنین بر اساس تحلیل انرژی، تبخیرکن بیشترین سهم (۳۶/۶ درصد) را در بازگشت‌ناپذیری سیستم بر عهده داشته است. سید محمودی و همکاران [۶]، یک سیستم تولید هم‌زمان آب شیرین و سرمایش با استفاده از ترکیب سه چرخه تبرید جذبی، تبدیل‌کننده گرمای جذبی و شیرین‌ساز آب پیشنهاد داده‌اند. در این سیستم بیشترین ارتقای دمای بدست آمده ۳۹ کلون بوده و ژنراتور بیشترین سهم در نابودی انرژی کلی را بر عهده دارد. گروسی فرشی و دوستی [۷]، با استفاده از کمپرسور مابین ژنراتور و چگالنده در یک چرخه تبرید جذبی یک مرحله‌ای نشان داده‌اند که می‌توان ضریب عملکرد و بازده قانون دوم را به ترتیب تا ۱۰۰٪ و ۷۰٪ بهبود بخشید. همچنین بیشترین سهم از برگشت‌ناپذیری کل سیستم مربوط به ژنراتور و سپس جاذب است. رنجبر حسنی و همکاران [۸]، سه آرایش مختلف از به کارگیری کمپرسور در تبدیل‌کننده گرمای دو جذبی ارائه و از نقطه نظر انرژی و انرژی مورد بررسی و تحلیل قرار داده‌اند. در این سیستم‌ها جریان محلول خروجی از جاذب تقسیم شده و به سمت اجزای جاذب/تبخیرکن و ژنراتور جریان می‌یابند. نتایج بدست آمده نشان می‌دهند که افزودن کمپرسور باعث افزایش دمای جاذب و در نتیجه بهبود عملکرد سیستم شده است. همچنین ژنراتور بیشترین سهم در تخریب انرژی را داشته و حدود ۴۶/۶٪ از نابودی انرژی کل را به خود اختصاص داده است. در مطالعه‌ای مشابه، وانگ و همکاران [۹]، از کمپرسور در ورودی جاذب چرخه تک اثره گرمای جذبی استفاده نموده و به این نتیجه دست یافته‌اند که در مقایسه با پمپ گرمایی، این چرخه الکتریسته کمتری مصرف می‌کند.

اجکتور یکی دیگر از اجزای پرکاربردی است که از دیرباز به منظور بهبود عملکرد و افزایش کارایی چرخه‌های ترمودینامیکی به آرایش آن‌ها اضافه می‌شود. در ابتدا از اجکتور در ماشین‌های گرمایی به عنوان جایگزین پمپ مکانیکی و در چرخه‌های بخار تولید توان به منظور هواگیری از چگالنده استفاده شده است [۱۰]. با این حال، بیشتر محققان در مطالعات خود از اجکتور به عنوان بالابرنده فشار جریان مکشی استفاده می‌کنند. اجکتور به عنوان جزء اصلی در چرخه‌های تبرید اجکتوری استفاده و همچنین در بهبود عملکرد سیستم‌های جذبی نیز به کار گرفته شده است. صالحی و یاری [۱۱]، دو آرایش پمپ گرمای جذبی ترکیب شده با اجکتور ارائه و تحلیل‌های انرژی و اقتصادی بر روی آن‌ها انجام داده‌اند. این دو آرایش با آرایش متداول پمپ گرمایی تراکمی مقایسه و مشاهده شده است که آرایش‌های پیشنهادی، ۸ و ۱۴ درصد مقادیر ضریب عملکرد انرژی‌تیک بیشتری نسبت به آرایش متداول بدست آورده‌اند. خلیلی و گروسی فرشی [۱۲]، یک سیستم تبرید جذبی یک اثره ترکیب شده با دو اجکتور ارائه داده‌اند. در این مطالعه دو اجکتور بخار و مایع به طور هم‌زمان به ترتیب پیش از اجزای چگالنده و جاذب به کار گرفته شده‌اند. استفاده از اجکتور بخار پیش از جاذب باعث بهبودی عملکرد چرخه تبرید جذبی و

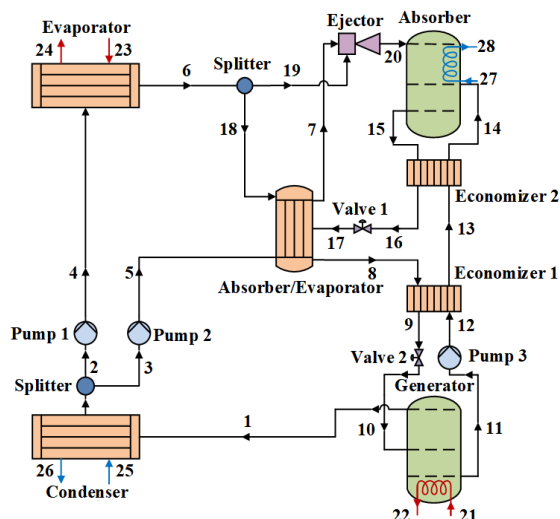
استفاده از اجکتور مایع باعث اختلاط بهتر محلول ضعیف (از نمک) و مبرد می‌شود. نتایج این مطالعه نشان می‌دهند که در مقایسه با سیستم تبرید جذبی اولیه، ضریب عملکرد و بازده قانون دوم به ترتیب ۱۰۸/۳۵ و ۳۱/۶۱ درصد افزایش یافته است. کومار و مودی [۱۳]، دو آرایش تبرید جذبی-تراکمی-جذب مجدد^۱ ترکیب شده با اجکتور ارائه داده‌اند. در این آرایش‌ها یک چرخه جذب/جذب مجدد به صورت آبشاری به چرخه تراکمی کوپل شده است تا دو اثر سرمایشی را ایجاد کنند. نتایج حاکی از آن است که برای ظرفیت‌های سرمایشی برابر، آرایش‌های پیشنهادی کومار و مودی نسبت به سیستم تبرید تراکمی متداول، ۳۶٪ و ۲۳٪ در مصرف برق صرفه‌جویی کرده‌اند.

با مرور پژوهش‌های پیشین، مشاهده می‌شود که به کارگیری اجکتور در آرایش پمپ گرمای جذبی [۱۱] و چرخه تبرید جذبی یک اثره [۱۲] توانسته عملکرد این سیستم‌ها را تا حدود قابل توجهی بهبود بخشد. با این حال، تاکنون هیچ مطالعه‌ای به بررسی تاثیر اجکتور در عملکرد تبدیل‌کننده گرمای دو جذبی نپرداخته است. از سوی دیگر، نتایج مطالعات پیشین نشان می‌دهند که آرایش یک‌مرحله‌ای تبدیل‌کننده گرمای دو جذبی تنها در بازه‌های دمایی محدودی از جاذب قابل استفاده است و برای دستیابی به دماهای بالاتر، آرایش دو جذبی به کار گرفته می‌شود؛ اما این آرایش در بازه‌های دمایی میانی جاذب، هنوز به عملکرد بهینه خود نمی‌رسد. بر این اساس، هدف این پژوهش بررسی این موضوع است که آیا افزودن اجکتور در ورودی جاذب می‌تواند بدون تحمیل بار گرمایی اضافی بر ژنراتور و تبخیرکن و یا نیاز به استفاده از تجهیزات پرهزینه‌ای مانند کمپرسور، این شکاف عملکردی را در بازه‌های دمایی میانی جاذب پر کند؟ لذا در این پژوهش، برای اولین بار، آرایشی جدید برای تبدیل‌کننده گرمای دو جذبی با به کارگیری اجکتور بخار ارائه و عملکرد آن در مقایسه با دو آرایش متداول یک-مرحله‌ای و دو جذبی، تحت تاثیر پارامترهای مختلف عملکردی، به طور جامع مورد بررسی و تحلیل قرار می‌گیرد.

۲- مبانی و روش‌ها:

در این بخش ابتدا چرخه پیشنهادی که از ترکیب اجکتور با تبدیل‌کننده گرمای دو جذبی ایجاد می‌شود، تشریح و سپس معادلات مورد نیاز برای شبیه‌سازی تمامی چرخه‌های مورد بحث، ارائه می‌گردد. همچنین روابط مورد نیاز برای شبیه‌سازی عملکرد اجکتور و محاسبه مشخصه‌های ترموفیزیکی جریان‌های داخل آن، ارائه خواهند شد. لازم به ذکر است که محلول به کار رفته در این مطالعه، محلول آب-لیتیم بروماید است و خواص آن توسط روابطی که توسط پاتک و کلومفار [۱۴]، بدست آمده و در نرم افزار EES تعبیه شده، تعیین خواهند گردید. عملکرد کلی اجزای چرخه‌های مورد بحث یکسان می‌باشد و لذا جهت جلوگیری از تکرار مباحث صرفاً نحوه عملکرد آرایش پیشنهادی که همان تبدیل‌کننده گرمای دو جذبی ترکیب شده با اجکتور است، بیان خواهد شد. آرایش چرخه‌های تک اثره (آرایش الف) و دو جذبی (آرایش ب) و آرایش دو جذبی ترکیب شده با اجکتور (آرایش ج) به ترتیب در شکل‌های ۱، ۲ و ۳ نشان داده شده‌اند.

¹ Resorption

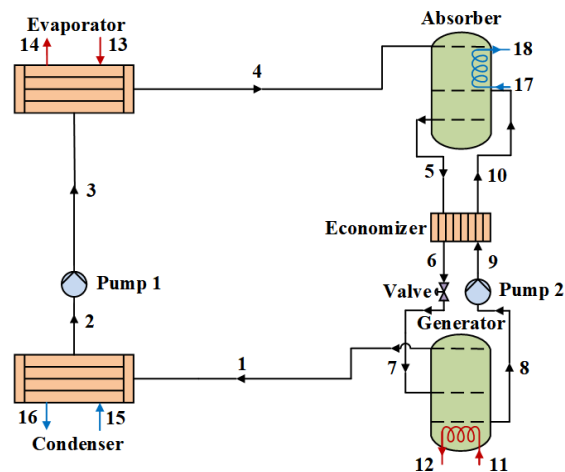


شکل ۳ - آرایش چرخه پیشنهادی دو جذبی ترکیب شده با اجکتور (آرایش ج).

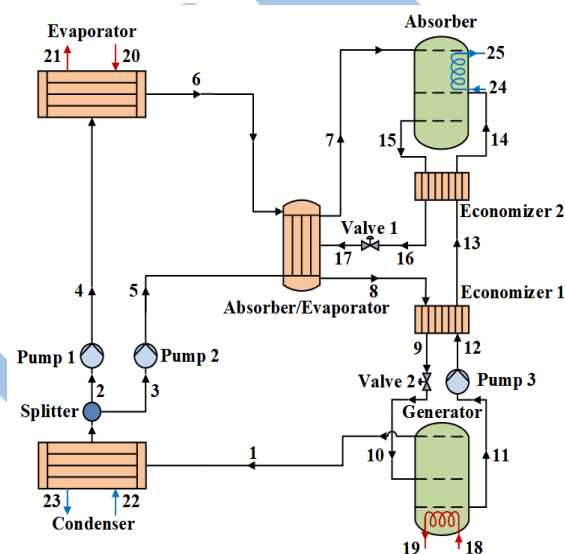
محلول ضعیف (از نمک) خروجی از سمت جزء جاذب/تبخیرکن است. در آرایش (ج) که به منظور بررسی تاثیر اجکتور در عملکرد تبدیل-کننده گرمای دو جذبی ارائه شده، از اجکتور در ورودی جاذب استفاده شده است. در این حالت جریان اولیه، خروجی جزء جاذب/تبخیرکن، جریان ثانویه، جریان تقسیم‌شده خروجی از تبخیرکن و جریان خروجی اجکتور، جریان ورودی به جزء جاذب است و لذا بایستی مشخصه‌های ترموفیزیکی جریان در خروجی اجکتور محاسبه شوند. در طرف دیگر چرخه، محلول قوی از ژنراتور خارج و به سمت جاذب و تحت فشار بالا، پمپاژ می‌شود. این جریان ابتدا توسط محلول خروجی از جزء جاذب/تبخیرکن و سپس توسط محلول خروجی از جزء جاذب پیش‌گرم شده و سپس وارد جاذب می‌شود.

۲-۲- اجکتور

طرحواره کلی یک اجکتور در شکل ۴ (مرجع [۱۰]) نشان داده شده است. اجکتور از محفظه مکش، محفظه اختلاط و دیفیوزر به همراه نازل تشکیل شده است. نازل مورد استفاده در اجکتور نشان داده شده، یک نازل همگرا-واگرا^۱ می‌باشد که به "نازل دی لاول"^۲ نیز شهرت دارد و در اجکتور، نازل اولیه نیز نامیده می‌شود. اجکتور دو جریان ورودی و یک جریان خروجی دارد. به جریانی که در فشار بالا وارد نازل می‌شود، "جریان اولیه" و به جریانی که در فشار پایین به محفظه مکش وارد می‌شود، "جریان ثانویه" گفته می‌شود. عملکرد اجکتور بدین صورت است که جریان اولیه تحت دما و فشار بالا وارد نازل می‌شود. طی فرایند انبساط و کاهش فشار، سرعت جریان اولیه افزایش یافته و به سرعت صوت (عدد ماخ برابر با یک) در گلوگاه نازل می‌رسد و به اصطلاح "خفانیده"^۳ می‌شود. در ادامه و با افزایش بیشتر سرعت در بخش واگرای نازل، جریان اولیه با سرعت مافوق صوت از نازل خارج می‌شود. خروج جریان اولیه از نازل به صورت مافوق صوت و



شکل ۱ - آرایش چرخه یک مرحله‌ای (آرایش الف).



شکل ۲ - آرایش چرخه دو جذبی (آرایش ب).

۲-۱- آرایش پیشنهادی با استفاده از اجکتور (آرایش ج)

نحوه عملکرد این چرخه بدین صورت می‌باشد که در ژنراتور با دریافت گرما از منبع گرمایی در دسترس، سیال عامل از محلول جدا شده و به صورت بخار اشباع یا مافوق گرم به سمت چگالنده جریان می‌یابد. جریان چگالیده شده پس از خروج از چگالنده به دو قسمت تقسیم می‌شود. قسمت اول تحت فشار میانی به تبخیرکن پمپاژ و در آنجا با گرفتن گرما از منبع گرمایی، بخار شده و قسمتی از آن وارد جزء جاذب/تبخیرکن می‌شود. قسمت دوم جریان خروجی از چگالنده، تحت فشار بالا به سمت جزء جاذب/تبخیرکن پمپاژ و سپس با دریافت گرمای ناشی از عمل جذب در این جزء، بخار شده و به سمت اجکتور جریان می‌یابد. در این آرایش جزء جاذب/تبخیرکن در واقع عملکرد دو جزء جاذب و تبخیرکن را می‌تواند هم‌زمان ایفا کند. در این مطالعه مطابق آرایش‌های (ب) و (ج)، تقسیمی در جریان محلول (قوی یا ضعیف) وجود ندارد. در واقع تمامی محلول خروجی از جاذب به سمت جزء جاذب/تبخیرکن جریان یافته و با قسمتی از جریان خروجی از تبخیرکن عمل جذب را انجام می‌دهند و کل جریان ورودی ژنراتور،

¹ Converging-Diverging Nozzle

² De Laval Nozzle

³ Choked

در این مطالعه گرماهای ورودی و خروجی به صورت جریان‌های گرم‌کننده و خنک‌کننده اعمال می‌شوند. ضریب عملکرد، COP، یک چرخه تبدیل‌کننده گرمای جذبی را می‌توان بر اساس قانون اول ترمودینامیک به صورت زیر تعریف کرد:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{eva} + W_{tot}} \quad (8)$$

بازده اگزرژی^۳، η_{ex} ، یا همان بازده قانون دوم را می‌توان با معادله زیر محاسبه کرد:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{product}}{\dot{E}x_{fuel}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest,tot} + \dot{E}x_{loss,tot}}{\dot{E}x_{fuel}} \quad (9)$$

نرخ (سهام) نابودی اگزرژی هر جزء، از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\delta_i = \frac{\dot{E}x_{dest,i}}{\dot{E}x_{fuel}} \quad (10)$$

$$\delta_{tot} = \sum_i \delta_i \quad (11)$$

ارتقای دما^۴، GTL، برابر با اختلاف دمای جاذب با میانگین دمای ژنراتور و تبخیرکن است:

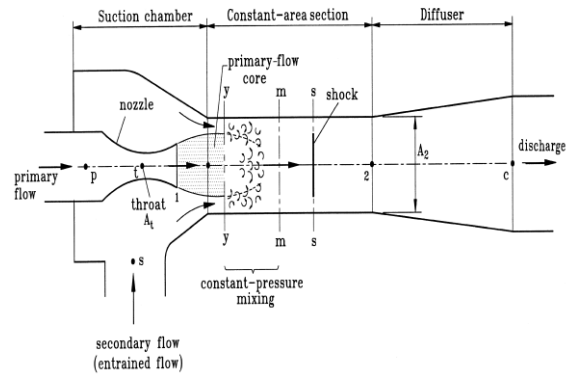
$$GTL = T_{abs} - \frac{T_{gen} + T_{eva}}{2} \quad (12)$$

۲-۴ روابط اجکتور

شکل ۴ نمای کلی اجکتور مورد استفاده در فرایند حل را نشان می‌دهد که از مرجع [۱۰] اقتباس شده است. در این پژوهش، برای شبیه‌سازی اجکتور از معادلات چن و همکاران [۱۶]، استفاده شده که برای سیالات واقعی مانند بخار آب کاربرد دارد و برخلاف شبیه‌سازی-های 1D رایج و مدل دایره ضربه^۵، امکان محاسبه چگالش جریان داخل اجکتور را بدون نیاز به فرمول‌های ریاضی پیچیده فراهم می‌کند. در این مطالعه، اجکتور همواره در حالت بحرانی عملکردی شبیه‌سازی شده و بر طبق معادلات، بایستی در صورت نیاز سرعت صوت ماده دوفازی نیز محاسبه گردد [۱۷]. روابط مورد نیاز جهت شبیه‌سازی اجکتور در فلوچارت شکل ۵ ارائه شده است.

۲-۵ فرضیات چرخه تبدیل‌کننده گرمای جذبی

- ۱- شرایط عملکرد پایا در سیستم برقرار است.
- ۲- از انرژی‌های پتانسیل و جنبشی در فرایند حل صرف‌نظر شده است.
- ۳- از اتلافات گرما و فشار در اجزا و لوله‌های اتصال صرف‌نظر شده است.
- ۴- جریان‌های خروجی از چگالنده و تبخیرکن در حالت اشباع هستند.
- ۵- محلول‌های آب-لیتیم بروماید خروجی از اجزای جاذب، جاذب/تبخیرکن و ژنراتور به صورت محلول اشباع هستند.
- ۶- ضریب عملکرد اکونومایزرها ۰/۷ فرض شده است [۱۸].
- ۷- بازده پمپ‌ها ۰/۹۵ فرض شده است [۱۹].
- ۸- آنتالپی ورود و خروج فرایند انبساط در شیر خفانش برابر است.
- ۹- فشار محیط مرجع برابر با ۱۰۱/۳۲۵ کیلوپاسکال و دمای محیط، میانگین دمای جریان‌های خنک‌کننده چگالنده لحاظ می‌شود.



شکل ۴ - نمای کلی اجکتور [۱۰].

در فشار بسیار پایین، باعث ایجاد یک ناحیه خلاء مانند کم‌فشار در خروجی نازل و به تبع آن در محفظه مکش شده و همین اختلاف فشار باعث وارد شدن جریان ثانویه به داخل محفظه مکش اجکتور می‌شود [۱۵]. علت اینکه از اجکتور به عنوان بالابرنده فشار استفاده می‌شود، این است که اجکتور قادر است با استفاده از جریان اولیه فشار بالا، جریان اولیه فشار پایین را وارد و جریانی اختلاط‌یافته و در فشاری بالاتر از فشار جریان ثانویه، در خروجی خود تحویل دهد. فشار خروجی اجکتور، فشار پشتی^۱ اجکتور نیز نامیده می‌شود.

۲-۳ معادلات حاکم و قوانین ترمودینامیک

در این بخش روابط اصلی به کار رفته در شبیه‌سازی اجزای چرخه‌های مورد مطالعه آورده شده است. در تمامی معادلات ارائه شده در این فصل، شرایط حالت پایا^۲ برقرار است.

• موازنه جرم (کلی):

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

• موازنه جرم بر مبنای غلظت لیتیم بروماید (X) در محلول:

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

• موازنه اندازه حرکت (خطی یک بعدی):

$$\sum \vec{F} = \sum_e \dot{m}_e V_e - \sum_i \dot{m}_i V_i \quad (3)$$

در غیاب نیروهای خارجی، معادله اندازه حرکت به شکل ساده شده زیر، نوشته می‌شود:

$$\sum_i \dot{m}_i V_i = \sum_e \dot{m}_e V_e \quad (4)$$

• موازنه انرژی برای یک حجم کنترل:

$$\dot{Q}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) = \dot{W}_{cv} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (5)$$

• موازنه اگزرژی

$$\sum_i \dot{E}x_{ph,i} - \sum_e \dot{E}x_{ph,e} - \sum \dot{E}x_{dest} - \sum \dot{E}x_{loss} = 0 \quad (6)$$

در معادله ۶، $\dot{E}x_{ph}$ ، اگزرژی فیزیکی را نشان می‌دهد و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (7)$$

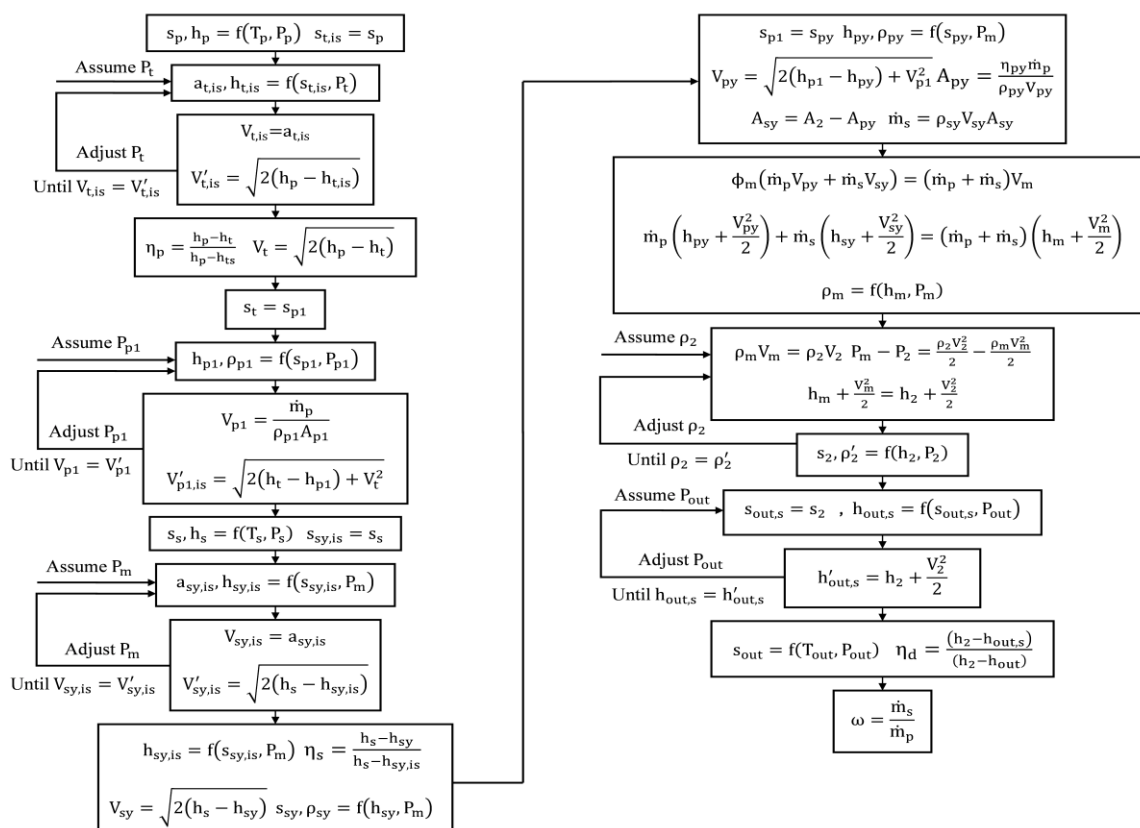
³ Exergy Efficiency

⁴ Gross Temperature Lift

⁵ Shock Circle

¹ Back Pressure

² Steady State



شکل ۵- فلوچارت محاسباتی در تحلیل عملکرد اجکتور.

۳-۱- اعتبارسنجی تبدیل‌کننده‌های گرمای جذبی

به منظور مقایسه و صحت‌سنجی شبیه‌سازی‌های صورت گرفته، از نتایج ریورا و همکاران [۱۸]، برای آرایش الف و نتایج ژائو و همکاران [۲۰]، برای آرایش ب استفاده شده است که به ترتیب در شکل‌های ۶ و ۷ نشان داده شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود، شبیه‌سازی‌های ارائه شده توانسته‌اند به خوبی ضریب عملکرد سیستم‌های مورد مطالعه را پیش‌بینی کنند.

۳-۲- اعتبارسنجی اجکتور:

با توجه به اینکه اجکتور در آرایش‌های پیشنهادی از بخار آب به عنوان سیال عملکردی استفاده می‌کند، لذا نتایج آزمایشگاهی استخراج شده توسط روانگتراکون [۲۱]، جهت اعتبارسنجی شبیه‌سازی اجکتور به کار رفته و در جدول ۱ با مقادیر محاسبه شده، مقایسه شده است. مقادیر خطا برای فشار بحرانی ۶/۲۱۹ درصد و برای نرخ ورود جریان ۷/۸۶۳ درصد است که صحت شبیه‌سازی ارائه شده را تأیید می‌نماید.

۳-۳- نتایج شبیه‌سازی و بحث

در این بخش، نتایج بدست آمده برای آرایش‌های مختلف، بررسی و با یکدیگر مقایسه خواهند شد. شرایط عملکردی پایه برای چرخه‌های مختلف تبدیل‌کننده گرمای جذبی در جدول ۲ نشان داده شده است. همچنین در ادامه، مختصات و مقادیر ضرایب مورد نیاز در شبیه‌سازی اجکتور، در جدول ۳ ارائه شده است.

پایه و اساس این تحقیق بدین شکل است که عملکرد آرایش

۲-۶- فرضیات اجکتور

- ۱- جریان در داخل اجکتور یک بعدی و حالت پایا است.
- ۲- کلیه اتلافات موجود در طول مسیر اجکتور با استفاده از ضرایب تعریف شده، لحاظ می‌شوند.
- ۳- دیواره داخلی اجکتور، آدیباتیک فرض شده است.
- ۴- خواص گاز واقعی در محاسبات اجکتور، در نظر گرفته شده است.
- ۵- سرعت جریان‌های ورودی و خروجی اجکتور ناچیز فرض می‌شود.
- ۶- جریان اولیه پس از خروج از نازل، منبسط شده و اختلاط فشار ثابت بعد از سطح مقطع موثر، آغاز می‌شود.
- ۷- سرعت صوت در فاز مایع و گاز برای جریان‌های دوفازی برابر در نظر گرفته می‌شود (ضریب لغزش برابر با یک).

۳- نتایج و بحث

به منظور مقایسه نتایج از رابطه خطای نسبی (Relative Error) برای نشان دادن درصد خطا در هر اندازه‌گیری استفاده می‌شود. همچنین از رابطه جذر میانگین مربعات خطای نسبی (Root Mean Squared Relative Error)، برای نشان دادن درصد کلی انحراف نتایج بدست آمده، استفاده می‌شود.

$$RE = \frac{\text{measured value} - \text{real value}}{\text{real value}} \times 100 \quad (13)$$

$$RMSRE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (RE)^2} \times 100 \quad (14)$$

در روابط ذکر شده RE، خطای نسبی و RMSRE، جذر میانگین مربعات خطای نسبی است.

جدول ۲ - شرایط عملکردی پایه برای تبدیل کننده گرمای جذبی (°C).

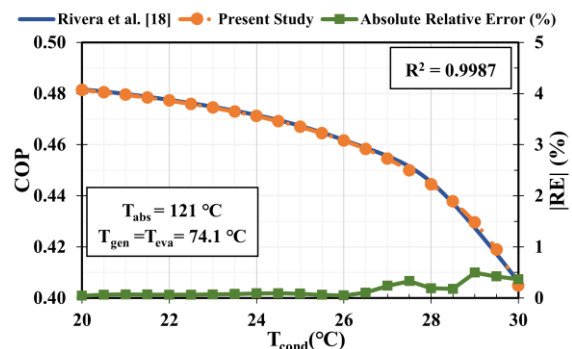
$T_{gen} = 80$	دمای ژنراتور (°C)	ژنراتور
$T_{gen} - 10$	دمای جریان ورودی (بخار آب اشباع) (°C)	
$T_{gen} - 10$	دمای جریان خروجی (آب مایع اشباع) (°C)	تبخیرکن
$T_{eva} = 80$	دمای تبخیرکن (°C)	
$T_{eva} - 10$	دمای جریان ورودی (بخار آب اشباع) (°C)	جاذب
$T_{eva} - 10$	دمای جریان خروجی (آب مایع اشباع) (°C)	
$T_{abs} = 120$	دمای جاذب چرخه یک مرحله‌ای (°C)	
$T_{abs} = 140$	دمای جاذب چرخه‌های دو جذبی (°C)	
$T_{abs} + 10$	دمای جریان ورودی (آب مایع اشباع) (°C)	چگالنده
$T_{abs} + 10$	دمای جریان خروجی (بخار آب اشباع) (°C)	
$T_{cond} = 30$	دمای چگالنده (°C)	
$T_{cond} - 8$	دمای جریان ورودی (آب مایع اشباع) (°C)	چگالنده
$T_{cond} - 3$	دمای جریان خروجی (بخار آب اشباع) (°C)	

جدول ۳ - مشخصات هندسی و ضرایب مورد استفاده در اجکتور.

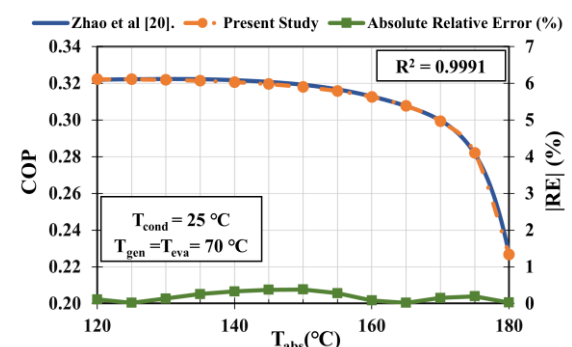
$D_t = 5/8$	قطر گلوگاه نازل (mm) [۲۲].
$D_{p1} = 12/5$	قطر خروجی نازل (mm) [۲۲].
$D_m = 17/8$	قطر محفظه با سطح مقطع ثابت (mm) [۲۲].
$\eta_p = 0/9$	ضریب در ارتباط با اتلافات جریان اولیه در نازل [۲۳].
$\eta_{py} = 0/95$	ضریب در ارتباط با اتلافات جریان اولیه از خروجی تا سطح مقطع موثر [۲۴].
$\eta_s = 0/95$	ضریب در ارتباط با اتلافات جریان ثانویه تا سطح مقطع موثر [۲۵].
$\phi_m = 0/9$	ضریب در ارتباط با اتلافات ناشی از اختلاط [۱۶].
$\eta_d = 0/95$	ضریب در ارتباط با اتلافات جریان اختلاط یافته در دیفیوزر [۲۳].

ولی با این وجود چرخه (الف) نسبت به دو چرخه دیگر بهتر عمل کرده و مقادیر COP بالاتری دارد. برای مثال در دمای جاذب 120°C و شرایطی که دمای ژنراتور (و تبخیرکن) 80°C و دمای چگالنده 30°C باشد، این موضوع قابل مشاهده است. در ادامه و در بازه‌های دمایی خاص، با افزایش دمای جاذب، چرخه (الف) به تدریج کارایی خود را از دست می‌دهد و در این حالت آرایش پیشنهادی (ج) بهتر از هر دو چرخه الف و ب عمل می‌کند. به عنوان مثال در دمای جاذب 140°C و در شرایط دمایی پایه مزبور، چرخه (الف) کار نمی‌کند و چرخه پیشنهادی (ج) توانسته بهتر از چرخه (ب) کار کند. با افزایش بیشتر دمای جاذب، چرخه (ج) نیز مشابه چرخه (الف) کارایی خود را از دست می‌دهد به طوریکه در دمای جاذب 160°C (در شرایط عملکردی پایه مزبور)، فقط آرایش (ب) کار می‌کند و لذا عملکرد بهتری در دماهای جاذب خیلی بالا دارد.

مطابق شکل ۸، با افزایش دمای ژنراتور مشاهده می‌شود که



شکل ۶ - اعتبارسنجی چرخه یک مرحله‌ای (آرایش الف).



شکل ۷ - اعتبارسنجی چرخه دو جذبی (آرایش ب).

جدول ۱ - اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی اجکتور با نتایج تجربی [۲۱].

$T_p (^\circ\text{C})$	$T_s (^\circ\text{C})$	$P_c^* (\text{exp})$	P_c^*	$ RE(P_c^*) $	$\omega (\text{exp})$	ω	$ RE(\omega) $
130	10	3/0.3	2/811	6/40.9	0/73	0/8520	16/710
130	5	3/40.3	3/616	6/260	0/34	0/3175	6/612
130	7/5	3/50.5	3/760	7/278	0/42	0/4050	3/577
130	10	3/695	3/899	5/530	0/54	0/5161	4/418
140	7/5	4/495	4/683	4/179	0/29	0/2673	7/829
130	10	4/704	4/182	11/100	0/35	0/3258	6/911
111	7/5	4/812	4/858	0/959	0/26	0/2527	2/801
114	7/5	4/894	4/440	9/271	0/27	0/2833	4/920
150	5	5/503	5/296	3/769	0/13	0/1200	7/722
150	7/5	5/913	5/650	4/439	0/18	0/1694	5/915
150	10	6/011	6/034	0/389	0/26	0/2355	9/438
خطا		RMSRE(P_c^*) = 219/6		RMSRE(ω) = 863/7			

ترکیب شده با اجکتور (آرایش ج) با عملکرد آرایش‌های یک مرحله‌ای (آرایش الف) و دو جذبی (آرایش ب) مقایسه خواهد شد. در حالت پایه، مقدار ضریب عملکرد آرایش (الف) بیشتر از آرایش (ب) است و در عین حال آرایش (ب) بازه عملکردی وسیعتری را در دماهای جاذب مختلف در اختیار قرار می‌دهد.

عملکرد آرایش پیشنهادی (ج) را می‌توان در سه بخش مورد تجزیه تحلیل قرار داد. مطابق شکل‌های ۸ و ۹، در هر بازه دمایی برای جاذب، در ابتدا ضرایب عملکرد چرخه (ج) بهتر از حالت دو جذبی (ب) است

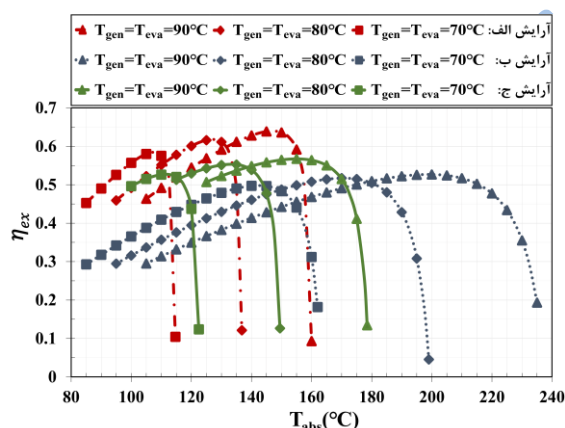
(الف) در دماهای پایین، آرایش (ج) در بازه میانی، و چرخه (ب) در دماهای بالای جاذب، بهترین بازده انرژی را دارند. شکل ۱۱ نیز نشان می‌دهد که افزایش دمای چگالنده، مشابه اثر آن بر COP، باعث کاهش بازده عملکردی در تمام آرایش‌ها می‌شود.

دلایل بهبود عملکرد با استفاده از اجکتور عبارتند از:

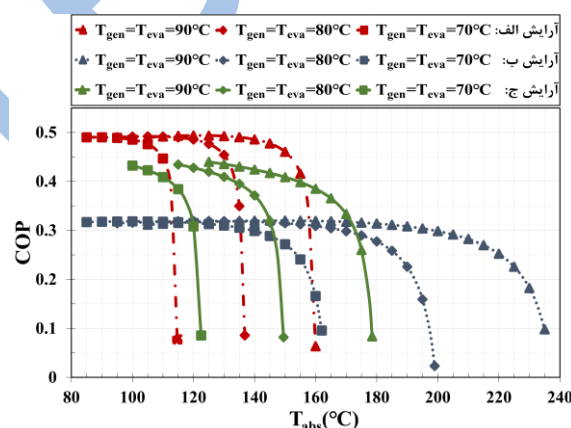
۱. افزایش جرم بخار ورودی به جاذب: اجکتور با استفاده از انرژی جنبشی بخار پرفشار اولیه، بخار ثانویه را از تبخیرکن مکش می‌کند. این فرآیند، نرخ جریان بخار ورودی به جاذب را بدون نیاز به ورود گرما بیشتر افزایش داده و در نتیجه با افزایش نرخ جذب بخار، گرمای آزاد شده در جاذب و متعاقب آن COP افزایش می‌یابد.
۲. تبدیل فشار به کمک اجکتور: اجکتور بخار را از ناحیه کم‌فشار (تبخیرکن) به ناحیه پرفشار (جاذب) منتقل می‌کند. این عمل، بدون استفاده از انرژی مکانیکی خارجی، یک افزایش فشار مبتنی بر مومنتوم ایجاد می‌کند که باعث بازیابی بخار کم‌فشار می‌شود. این اثر فراتر از اختلاط ساده است و تاثیر مستقیم ترمودینامیکی دارد.
۳. کاهش بار کاری چرخش محلول در چرخه: از آنجا که بخشی از بخار مستقیماً وارد جاذب می‌شود، نیاز به گردش محلول قوی نمک کاهش یافته، بار کاری پمپ محلول و ژنراتور کم می‌شود و اتلاف گرمایی داخلی سیستم کاهش می‌یابد.
۴. افزایش انتقال گرما در جاذب: بخار خروجی اجکتور با ایجاد

عملکرد آرایش (ج) در دماهای جاذب یکسان بهتر شده و بازده عملکردی نیز بزرگتر شده است. لذا در این شرایط می‌توان به دماهای بالاتری از جاذب دست یافت. با این حال رفتار کلی تشریح شده تغییر نخواهد کرد و در مقاطعی از دماهای جاذب، آرایش پیشنهادی بهتر از دو چرخه الف و ب عمل می‌کند. همچنین با بررسی شکل ۹ مشاهده می‌شود که افزایش دمای چگالنده باعث تضعیف عملکرد آرایش‌های مورد مطالعه شده است. افزایش دمای چگالنده در شرایطی که دمای ژنراتور (و تبخیرکن) ثابت باشد، باعث کاهش بازده عملکردی و در نتیجه کاهش مقدار دمای قابل حصول برای جاذب خواهد شد. برای تمامی آرایش‌ها، مقادیر ضریب عملکرد همواره در دماهای چگالنده پایین‌تر، بیشتر است.

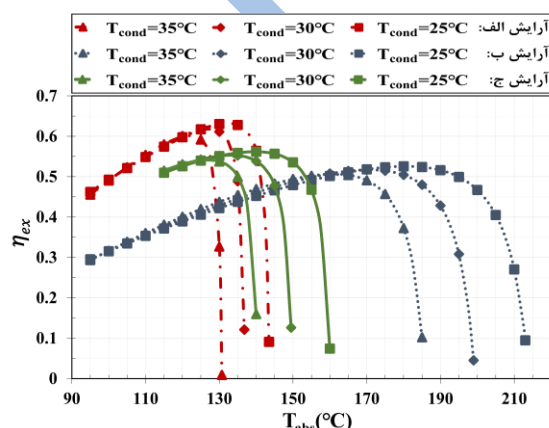
همانند COP، برای بازده انرژی نیز می‌توان نمودارهایی در شرایط مشابه رسم و تاثیر پارامترهای مختلف عملکردی را مشاهده و مورد مطالعه قرار داد. شکل ۱۰، تاثیر دمای جاذب بر مقادیر بازده انرژی را تحت دماهای مختلف ژنراتور (= دمای تبخیرکن) نشان می‌دهد. برخلاف نمودارهای ارائه شده برای ضریب عملکرد، در تمامی آرایش‌ها، با افزایش دمای جاذب، نمودار η_{ex} ابتدا با یک شیب نسبتاً ملایم، یک روند افزایشی در پیش گرفته و پس از رسیدن به مقدار ماکزیمم خود، با شیب تندتری کاهش می‌یابد. بازده انرژی نیز الگوی سه‌بخشی مشابهی با COP از خود نشان می‌دهد (شکل ۱۰). چرخه



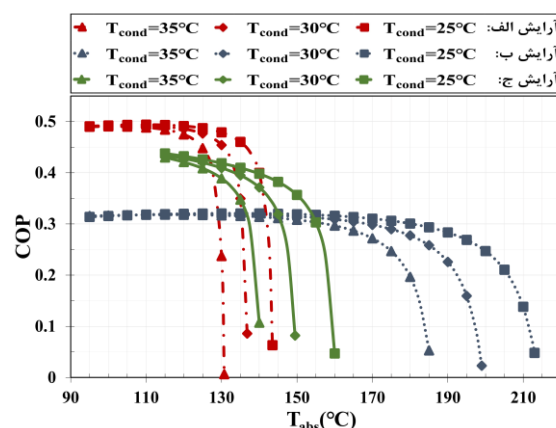
شکل ۱۰ - تاثیر دمای جاذب بر بازده انرژی در دماهای مختلف ژنراتور (= تبخیرکن) و دمای چگالنده پایه.



شکل ۸ - تاثیر دمای جاذب بر ضریب عملکرد در دماهای مختلف ژنراتور (= تبخیرکن) و دمای چگالنده پایه.



شکل ۱۱ - تاثیر دمای جاذب بر بازده انرژی در دماهای مختلف چگالنده و دمای ژنراتور (= تبخیرکن) پایه.



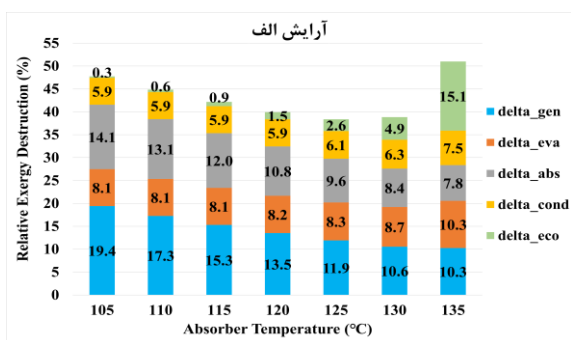
شکل ۹ - تاثیر دمای جاذب بر ضریب عملکرد در دماهای مختلف چگالنده و دمای ژنراتور (= تبخیرکن) پایه.

را در نابودی اگزرژی دارند؛ با این وجود این مقایسه فقط در این شرایط عملکردی صدق می‌کند.

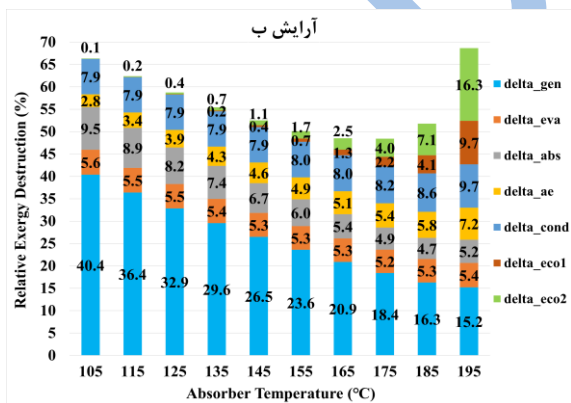
به منظور تکمیل تحلیل اگزرژی، نمودار گراسمن (دیگرام اگزرژی) برای سیستم‌های مورد مطالعه، در دمای جاذب 130°C و دماهای ژنراتور (= تبخیرکن) و چگالنده پایه، ارائه شده است (شکل‌های ۱۵ الی ۱۷). در این نمودارها، اگزرژی‌های سوخت و محصول و همچنین نابودی و اتلاف اگزرژی برای کل سیستم و اجزای آن تفکیک شده و یک دید کلی از عملکرد سیستم از منظر اگزرژی ارائه شده است.

۴-۳- نتیجه‌گیری

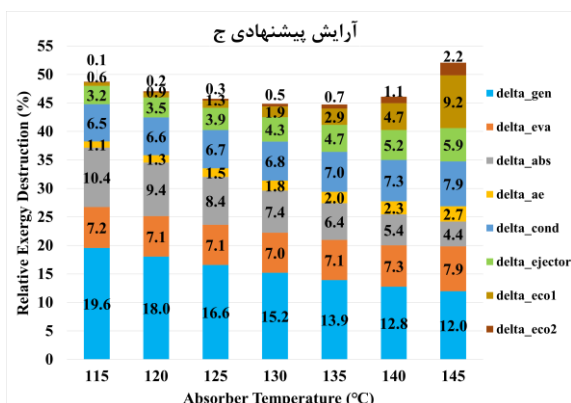
در این مطالعه، تاثیر به کارگیری اجکتور بخار بر عملکرد چرخه طریق تدوین تحلیل ترمودینامیکی مورد بررسی قرار گرفت. صحت شبیه‌سازی‌های انجام شده با داده‌های مراجع معتبر تائید و آرایش



شکل ۱۲ - تغییرات نرخ نابودی اگزرژی اجزای چرخه (الف).



شکل ۱۳ - تغییرات نرخ نابودی اگزرژی اجزای چرخه (ب).



شکل ۱۴ - تغییرات نرخ نابودی اگزرژی اجزای چرخه (ج).

جریان آشفته، تماس بهتری بین بخار و محلول لیتیم بروماید ایجاد کرده و ضریب انتقال جرم و گرما در جاذب را افزایش می‌دهد؛ به‌خصوص در دماهایی که آرایش (ج) بهتر از آرایش (ب) عمل می‌کند. به رغم مزایای ذکر شده، عملکرد اجکتور تنها در محدوده مشخصی از دمای جاذب پایدار و موثر است. خارج از این محدوده، محدودیت‌های زیر موجب افت شدید عملکرد می‌شوند:

۱. عملکرد نامناسب اجکتور در نسبت‌های فشار نامطلوب: اجکتور برای عملکرد صحیح به نسبت فشار خاصی بین جریان‌های اولیه، ثانویه و خروجی نیاز دارد. اگر فشار جاذب بیش از حد بالا یا پایین شود، نرخ جریان (Entrainment Ratio) به شدت کاهش یافته و ممکن است منجر به انسداد یا جریان برگشتی (Backflow) و قطع کامل عملکرد اجکتور شود. در این حالت، بخار کافی به جاذب نمی‌رسد و COP به سرعت افت پیدا می‌کند.

۲. عدم تعادل در توزیع بخار: در شرایطی غیر از شرایط عملکرد موثر اجکتور، یا جاذب/تبخیرکن از بخار خالی می‌شود و یا بخار بیش از حد به اجکتور هدایت می‌شود. این عامل باعث عدم توازن در جذب و تبخیر و در نتیجه بی‌ثباتی چرخه می‌شود.

۳. کاهش کارایی جذب در دماهای بالا: در دماهای بالاتر جاذب، پتانسیل محرک برای جذب (تفاوت پتانسیل شیمیایی) کاهش می‌یابد. بخار ورودی ممکن است به‌طور کامل جذب نشود و یا نیاز به مدت زمان بیشتر برای جذب داشته باشد. این امر موجب کاهش سرعت و کیفیت جذب و در نهایت افت COP می‌شود.

در ادامه، میزان تاثیر هر جزء در افت بازده اگزرژی سیستم با استفاده از رابطه ارائه شده (معادله ۱۰) بررسی و مقایسه می‌شود. به دلیل اینکه نرخ نابودی اگزرژی به شرایط عملکردی وابسته است، این محاسبات در شرایط دمایی پایه برای ژنراتور، تبخیرکن و چگالنده، و در دماهای مختلف جاذب انجام شده‌اند: برای آرایش‌های (الف) و (ج) بازه 105°C تا 155°C (با فواصل 5°C) و برای آرایش (ب)، به دلیل گستردگی بیشتر محدوده عملکردی، بازه 105°C تا 195°C (با فواصل 10°C) در نظر گرفته شده است. نرخ نابودی اگزرژی پمپ‌ها به دلیل مقدار بسیار ناچیز، در شکل‌های مقایسه‌ای لحاظ نشده است.

شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ به ترتیب تغییرات نرخ نابودی اگزرژی اجزا را برای سه چرخه (الف)، (ب) و (ج) نشان می‌دهند. در هر سه چرخه، در دماهای جاذب پایین، ژنراتور و جاذب بیشترین سهم از نابودی اگزرژی را در اختیار دارند. با افزایش دمای جاذب، به تدریج تاثیر ژنراتور و جاذب در نابودی اگزرژی کاهش یافته و تاثیر سایر اجزا در نابودی اگزرژی بیشتر ملاحظه می‌شود. نکته قابل توجه این است که در هر سه چرخه با افزایش دما، نقش اکونومایزرها در نابودی اگزرژی افزایش یافته و در انتهای بازه عملکردی این مسئله بیشتر نمایان می‌شود. همچنین مطابق با شکل ۱۴، با افزایش دمای جاذب، سهم نابودی اگزرژی اجکتور به تدریج افزایش می‌یابد؛ با این وجود اجکتور نقش کمتری در مقایسه با سایر اجزا در نابودی اگزرژی ایفا می‌کند. با مقایسه شکل‌های مرتبط با نابودی اگزرژی اجزا (شکل‌های ۱۲ تا ۱۴) می‌توان نتیجه گرفت که نمی‌توان یک جزء ثابت را در تمام شرایط عملکردی، اصلی‌ترین منشا نابودی اگزرژی دانست. برای مثال در دمای جاذب 135°C ، در چرخه (الف) اکونومایزرها و تبخیرکن (= ژنراتور)، در چرخه (ب) ژنراتور و چگالنده، و در چرخه (ج) ژنراتور و تبخیرکن، بیشترین سهم

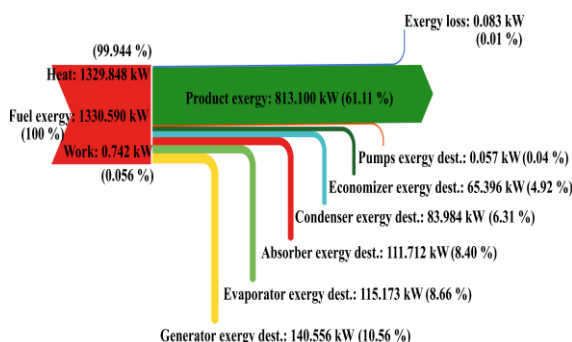
تمامی آرایش‌ها را تضعیف می‌کند. رفتار مشابهی برای بازده اگزرژی نیز مشاهده شد. در شرایط عملکردی پایه تعریف شده، آرایش ترکیب شده با اجکتور توانست ضریب عملکرد و بازده اگزرژی چرخه دو جذبی بدون اجکتور را به ترتیب ۱۶/۸۷ و ۱۶/۸۴ درصد افزایش دهد. این بهبود عمدتاً ناشی از افزایش نرخ بخار ورودی به جاذب و کاهش بار گردش محلول قوی نمک است. تحلیل نابودی اگزرژی اجزا نیز نشان داد که در دماهای پایین جاذب، ژنراتور و جاذب بیشترین سهم را در نابودی اگزرژی کل هر سه چرخه دارند، اما با افزایش دمای جاذب، سهم سایر اجزا (چگالنده در آرایش ب، و اکونومایزرها در آرایش ج) به‌طور محسوسی افزایش می‌یابد؛ به‌طوری‌که نمی‌توان یک جزء مشخص را در تمامی شرایط عملکردی به‌عنوان اصلی‌ترین منشا نابودی اگزرژی معرفی کرد و این رتبه‌بندی کاملاً به شرایط عملکردی وابسته است.

از منظر کاربردی، آرایش پیشنهادی به ویژه برای بازه دمایی میانی جاذب ارزشمند است؛ جایی که چرخه یک‌مرحله‌ای دیگر پاسخگو نیست، اما هنوز به دماهای بسیار بالا که مختص چرخه دو جذبی است، نیازی نباشد. در همین بازه، اجکتور بدون نیاز به گرمای اضافی در ژنراتور یا تجهیزات مکانیکی پرهزینه‌ای مانند کمپرسور، عملکرد سیستم را ارتقا می‌دهد. با این حال، این آرایش یک محدودیت مهم دارد: اجکتور تنها در بازه دمایی مشخصی از جاذب عملکرد پایدار دارد. خارج از این بازه، نسبت فشار بین جریان‌های ورودی و خروجی اجکتور به مقدار نامناسبی می‌رسد که می‌تواند نرخ ورود جریان را به شدت کاهش داده و یا عملکرد اجکتور را کاملاً متوقف کند.

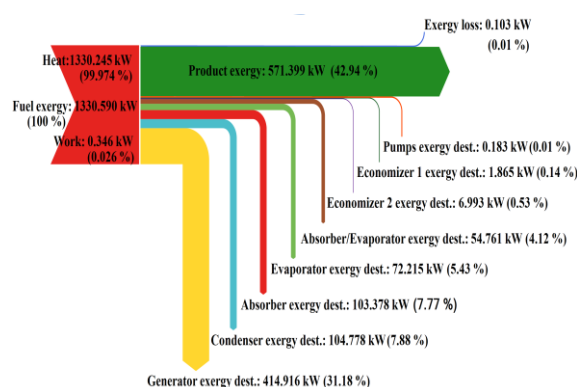
مطالعات آتی می‌توانند به بررسی تحلیل اگزرژی-اقتصادی (Exergoeconomic) آرایش پیشنهادی، بهینه‌سازی هندسه اجکتور برای گسترش بازه عملکردی، و ارزیابی عملکرد سیستم با محلول‌های عامل جایگزین بپردازند.

۴- نمادها

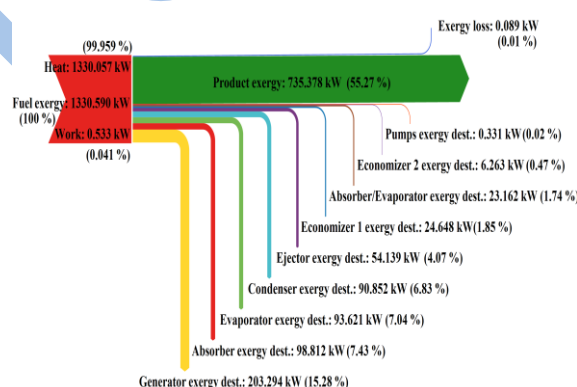
A	مساحت (m^2)
a	سرعت صوت ($m s^{-1}$)
D	قطر (m)
$\dot{E}_x$	نرخ اگزرژی (kW)
$\dot{m}$	دبی جرمی ($kg s^{-1}$)
P	فشار (kPa)
P^*	فشار بحرانی اجکتور (kPa)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال گرما (kW)
V	سرعت ($m s^{-1}$)
$\dot{W}$	توان (kW)
X	غلظت لیتیم بروماید در محلول
علائم یونانی	
δ	نرخ نابودی اگزرژی
η	بازده
ρ	چگالی ($kg m^{-3}$)
Φ_m	بازده مربوط به اختلاط در اجکتور
ω	نرخ ورود جریان
abs	زیرنویس جاذب



شکل ۱۵ - دیاگرام گراسمن تبدیل‌کننده گرمای جذبی یک مرحله‌ای (آرایش الف).



شکل ۱۶ - دیاگرام گراسمن تبدیل‌کننده گرمای دو جذبی (آرایش ب).



شکل ۱۷ - دیاگرام گراسمن تبدیل‌کننده گرمای دو جذبی ترکیب شده با اجکتور (آرایش ج).

پیشنهادی (ج) با دو آرایش متداول یک مرحله‌ای (الف) و دو جذبی بدون اجکتور (ب) مقایسه گردید. نتایج نشان داد که عملکرد نسبی این سه آرایش کاملاً به دمای جاذب وابسته است: در دماهای جاذب پایین، آرایش یک مرحله‌ای (الف) بالاترین ضریب عملکرد را دارد؛ در بازه‌های دمایی میانی، به ویژه در محدوده‌ای که آرایش (الف) کارایی خود را از دست می‌دهد یا اصلاً کار نمی‌کند (مانند دمای جاذب $140^{\circ}C$ در شرایط عملکردی پایه)، آرایش ترکیب شده با اجکتور (ج) بهترین عملکرد را از خود نشان می‌دهد و در دماهای بسیار بالای جاذب، تنها آرایش دو جذبی بدون اجکتور (ب) قادر به کار است. همچنین مشاهده شد که افزایش دمای ژنراتور، بازه عملکردی چرخه‌ها را گسترش می‌دهد؛ درحالی‌که افزایش دمای چگالنده اثر معکوس داشته و عملکرد

[9] Wang J, Wang B, Li X, Wu W, Shi W. Performance analysis on compression-assisted absorption heat transformer: a new low-temperature heating system with higher heating capacity under lower ambient temperature. *Appl Therm Eng.* 2018;134:419-27. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.122>

[10] Tashtoush BM, Al-Nimr MA, Khasawneh MA. A comprehensive review of ejector design, performance, and applications. *Appl Energy.* 2019;240:138-72. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.185>

[11] Salehi S, Yari M. Exergoeconomic assessment of two novel absorption-ejection heat pumps for the purposes of supermarkets simultaneous heating and refrigeration using NaSCN/NH₃, LiNO₃/NH₃ and H₂O/NH₃ as working pairs. *Int J Refrig.* 2019;101:178-95. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.03.029>

[12] Khalili S, Garousi Farshi L. Design and performance evaluation of a double ejector boosted multi-pressure level absorption cycle for refrigeration. *Sustain Energy Technol Assess.* 2020;42:100836. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100836>

[13] Kumar A, Modi A. Energy and exergy analysis of a novel ejector-assisted compression-absorption-resorption refrigeration system. *Energy.* 2023;263:125760. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125760>

[14] Pátek J, Klomfar J. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range. *Int J Refrig.* 2006;29:566-78. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.10.007>

[15] Kitrattana B, Aphornratana S, Thongtip T. One dimensional steam ejector model based on real fluid property. *Therm Sci Eng Prog.* 2021;25:101016. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101016>

[16] Chen W, Shi C, Zhang S, Chen H, Chong D, Yan J. Theoretical analysis of ejector refrigeration system performance under overall modes. *Appl Energy.* 2017;185:2074-84. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.01.103>

[17] Flåtten T, Lund H. Relaxation two-phase flow models and the subcharacteristic condition. *Math Models Methods Appl Sci.* 2011;21:2379-407. <https://doi.org/10.1142/S0218202511005775>

[18] Rivera W, Cerezo J, Rivero R, Cervantes J, Best R. Single stage and double absorption heat transformers used to recover energy in a distillation column of butane and pentane. *Int J Energy Res.* 2003;27:1279-92. <https://doi.org/10.1002/er.943>

[19] Matuszyny K, Borhani TN, Nabavi SA, Hanak DP. Integration of solid-oxide fuel cells and absorption refrigeration for efficient combined cooling, heat and power production. *Clean Energy.* 2020;4:328-48. <https://doi.org/10.1093/ce/zkaa019>

[20] Zhao Z, Ma Y, Chen J. Thermodynamic performance of a new type of double absorption heat transformer. *Appl Therm Eng.* 2003;23:2407-14. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.08.006>

[21] Ruangtrakoon N. Development and performance of steam ejector refrigeration system operated in real application. PhD Thesis, Thammasat University, 2013.

[22] Chen YM, Sun CY. Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system. *Exp Therm Fluid Sci.* 1997;15:384-94. [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(97\)00006-X](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(97)00006-X)

[23] Ruangtrakoon N, Aphornratana S. Design of steam ejector in a refrigeration application based on thermodynamic performance analysis. *Sustain Energy Technol Assess.* 2019;31:369-82. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.12.014>

[24] Ma Z, Bao H, Roskilly AP. Thermodynamic modelling and parameter determination of ejector for ejection refrigeration systems. *Int J Refrig.* 2017;75:117-28. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.12.005>

[25] Sadeghi M, Mahmoudi SMS, Khoshbakhti Saray R. Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of an ejector refrigeration cycle powered by an internal combustion (HCCI) engine. *Energy Convers Manag.* 2015;96:403-17. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.02.081>

ae	جاذب/تبخیرکن
cond	چگالنده
dest	نابودی
eco	اکونومایزر
eva	تبخیرکن
gen	ژنراتور
is	آیزنتروپیک
p	جریان اولیه اجکتور
p1	جریان اولیه اجکتور در خروجی نازل
py	جریان اولیه اجکتور در مقطع y-y
s	جریان ثانویه اجکتور
ss	محلول قوی
sy	جریان ثانویه اجکتور در مقطع y-y
t	گلوگاه نازل
ts	شرایط آیزنتروپیک در گلوگاه
wf	سیال عامل
اختصار	دینامیک سیالات محاسباتی
CFD	
COP	ضریب عملکرد
DAHT	تبدیل کننده گرمای دو جذبی
ECOP	ضریب عملکرد اگرژتیک
GTL	میزان ارتقای دما (°C)
SAHT	تبدیل کننده گرمای جذبی یک مرحله‌ای

۵- مراجع

- [1] Zhang F, Yin Y, Markides CN, Wang X. A thermodynamically equivalent transformation method for the design and performance analysis of absorption cycles. *Energy Convers Manag.* 2025;327:119587. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2025.119587>
- [2] Mahmoudi SMS, Salehi S, Yari M, Rosen M. Exergoeconomic performance comparison and optimization of single-stage absorption heat transformers. *Energies.* 2017;10:532. <https://doi.org/10.3390/en10040532>
- [3] Vallès M, Bourouis M, Boer D. Solar-driven absorption cycle for space heating and cooling. *Appl Therm Eng.* 2020;168:114836. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114836>
- [4] Mehrjouie H, Fallah M, Mahmoudi SMS. Advanced exergy analysis of a double absorption heat transformer recovering industrial waste heat for pure water production. *Therm Sci Eng Prog.* 2024;47:102242. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.102242>
- [5] Marquez-Nolasco A, Abundis-Fong HF, Hernandez JA, Huicochea A, Demesa N. Performance of a novel open double absorption heat transformer for freshwater. *Energy.* 2025;328:136647. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.136647>
- [6] Mahmoudi SMS, Akbari AD, Rosen MA. A novel combination of absorption heat transformer and refrigeration for cogenerating cooling and distilled water: thermoeconomic optimization. *Renew Energy.* 2022;194:978-96. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.05.142>
- [7] گروسی فرشی ل، دوستی ا. بررسی یک سیستم تبرید جذبی - تراکمی جدید با به کارگیری کمپرسور بین ژنراتور و چگالنده. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز.* ۱۳۹۶، د. ۴۷، ش. ۲، ص ۲۳۹-۲۴۶.
- [8] Ranjbar Hasani M, Garousi Farshi L, Assareh E, Nedaei N. Thermodynamic appraisal of utilizing compressor in double effect absorption heat transformer. *Appl Therm Eng.* 2023;232:121057. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121057>