

## تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی یک سیکل بهبود یافته تبرید هیبریدی آبشاری جذبی-تراکمی

در این مقاله، استفاده از یک کمپرسور کمکی، به منظور بهبود عملکرد یک سیکل تبرید آبشاری جذبی-تراکمی مورد بررسی قرار گرفته است. به این منظور کمپرسور یک بار بین ژنراتور و کندانسور و یک بار بین کندانسور آبشاری و جاذب قرار داده شده و عملکرد سیکل از منظر انرژی، انرژی و اقتصادی با سیکل تبرید ساده آبشاری جذبی-تراکمی مقایسه شده است. نتایج نشان می دهد که استفاده از کمپرسور کمکی بین ژنراتور و کندانسور، ضریب عملکرد و راندمان قانون دوم سیکل را به ترتیب ۶۸٪ و ۲۴٪ افزایش داده و هزینه های سرمایه گذاری کلی سیستم را ۳۱٪ کاهش می دهد. در مقابل، قرارگیری کمپرسور بین اواپراتور و جاذب موجب افزایش ۷۹ درصدی ضریب عملکرد، افزایش ۳۱ درصدی راندمان قانون دوم و کاهش ۴۰ درصدی هزینه های سرمایه گذاری کلی سیکل می گردد.

آرمین امامی فر<sup>۱</sup>  
مربی

واژه های راهنما: تبرید آبشاری جذبی تراکمی، انرژی، انرژی، تحلیل اقتصادی، کمپرسور.

### ۱- مقدمه

امروزه با رشد سریع تکنولوژی و افزایش روزافزون مصرف انرژی و به دنبال آن افزایش هزینه های انرژی، روشهای بهینه استفاده از منابع انرژی بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. انرژی الکتریکی مورد استفاده در سیستم های تهویه مطبوع و تبرید تراکمی تقریباً ۱۵٪ از کل انرژی مصرفی جهان را تشکیل می دهد [۱]. با توجه به مصرف بالای انرژی الکتریکی در سیستم های تبرید تراکمی، سیکل تبرید جذبی به عنوان یک جایگزین، پتانسیل استفاده از انرژی گرمایی با دمای پایین منتج از منابع گوناگون گرما مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و گرمای اتلافی از نیروگاهها را به منظور سرمایه گذاری و یا گرمایش دارد [۲]. ترکیب سیستم تبرید تراکمی با سیستم تبرید جذبی یکی از روشهایی است که به منظور کاهش مصرف انرژی الکتریکی توسط محققین بسیار مورد توجه قرار گرفته است. چنین سیستم هایی به طور همزمان از انرژی الکتریکی (انرژی با کیفیت بالا) و انرژی گرمایی (انرژی با کیفیت پایین) به منظور ایجاد سرمایه گذاری استفاده می کنند. سیستم های ترکیبی به دو شکل کلی مورد استفاده قرار می گیرند.

<sup>۱</sup> مربی، گروه مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آیت ا. بروجردی، بروجرد، ایران emamifar@abru.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۹/۱۲/۰۸، تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۳/۲۹

اولین دسته از سیستم های ترکیبی استفاده از کمپرسور در سیکل تبرید جذبی است که تا حدود ۱۰٪ از توان گرمایی ورودی را مصرف کند. چنین سیستمی، سیستم ترکیبی جذبی-تراکمی نامیده می شود و توان مکانیکی-الکتریکی کمتری در مقایسه با سیکل تبرید تراکمی و ضریب عملکرد بالاتری نسبت به سیکل تبرید جذبی دارد. دو ترکیب معمول برای چنین سیستم هایی وجود دارد. یکی قرار گرفتن کمپرسور مابین اواپراتور و جاذب، و دیگری بین ژنراتور و کندانسور. قرار دادن کمپرسور در مکانهای مختلف و تحت شرایط عملکردی مختلف، علاوه بر افزایش ضریب عملکرد، مزایای دیگری همچون افزایش دمای جاذب و کاهش دمای ژنراتور را نتیجه می گردد. دسته دوم از سیستم های ترکیبی، سیستم های تبرید آبشاری هستند که در این سیستم ها گرمای کندانسور سیکل تبرید تراکمی به اواپراتور کندانسور سیکل تبرید جذبی دفع می گردد. از مزایای این سیستم ها می توان به افزایش راندمان مصرف انرژی الکتریکی نسبت به سیکل تراکمی ساده و همچنین کاهش هزینه های سیستمی اشاره کرد [۳-۶]. کیم و همکاران [۷] نشان دادند که کاهش دمای ژنراتور در یک سیستم تبرید سه اثره آب-لیتیم برماید موجب کاهش مشکلات خوردگی می گردد. آنها نشان دادند که با افزایش نسبت فشار کمپرسور، میزان کاهش دمای ژنراتور افزایش می یابد و با استفاده از ۳ تا ۵ درصد ظرفیت خنک کنندگی، می توان دمای ژنراتور را تا ۴۰ درجه سانتیگراد کاهش داد. رامش کومار و اودایا کومار [۸] اثرات نسبت فشار کمپرسور بر عملکرد یک سیستم تبرید هیبریدی را بررسی کردند و نسبت فشار و اختلاف غلظت بهینه برای سیکل را معرفی کردند. یاری و همکاران [۹] سیکل ساده و هیبریدی گس را از منظر قانون اول و دوم مورد مطالعه قرار دادند و بیان نمودند که سیکل گس هیبریدی ضریب عملکرد بالاتری را ارائه می دهد. آیالا و همکاران [۱۰] عملکرد سیستم هیبریدی  $NH_3-LiNO_3$  را مورد مطالعه قرار دادند و بیان کردند که با استفاده از سیستم هیبریدی می توان به میزان ۱۰٪ ضریب عملکرد را نسبت به سیکل تبرید تراکمی ساده افزایش داد. ونتاس و همکاران [۱۱] عملکرد سیستم هیبریدی تک اثره را مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند که سیکل هیبریدی قابلیت استفاده برای دماهای پایین تر و همچنین مصرف انرژی الکتریکی کمتر را دارد. ساتاپاتی و همکاران [۱۲] سیستم تبرید هیبریدی را برای سرمایش و گرمایش مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند که سیکل تبرید هیبریدی عملکرد کلی بهتری نسبت به سیکل تبرید جذبی دارد. برلیتز و همکاران [۱۳] تاثیر استفاده از یک کمپرسور کمکی بین اواپراتور و جاذب در یک سیکل تبرید جذبی آمونیاکی را مورد مطالعه قرار دادند و تاثیر افزایش فشار ورودی به جاذب بر دمای ژنراتور و ضریب عملکرد سیکل را بررسی کردند. گروسی فرشی و دوستی [۱۴] تاثیر استفاده از یک کمپرسور کمکی بین ژنراتور و کندانسور یک سیستم جذبی لیتیم برمایدی را از منظر انرژی و انرژی بررسی کردند و نتایج آنها نشان داد که سیکل جذبی-تراکمی، در دماهای پایین ژنراتور، عملکرد بهتری از منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک خواهد داشت. منگ و همکاران [۱۵] با قرار دادن یک کمپرسور بین اواپراتور و جاذب در یک سیکل تبرید جذبی که از R134a به عنوان مبرد و DMF به عنوان جاذب استفاده می کند به مقایسه میزان بهبود مصرف انرژی الکتریکی با سیکل تبرید تراکمی پرداختند. بور و همکاران [۱۶] به کارگیری کمپرسور در یک سیکل تبرید جذبی دواثره با استفاده از مبردهای TEGGG را مورد مطالعه قرار دادند. آنها با قرار دادن کمپرسور بین اواپراتور و جاذب به این نتیجه رسیدند که ژنراتور می تواند در دمای پایین تر و جاذب در دمای بالاتری عمل کند. بنابراین سیال خنک کننده می تواند در دمای بالاتری در جاذب مورد استفاده قرار گیرد.

وانگ و همکاران [۱۷]، در سیکل پیشنهادی خود از گرمای اتلافی در کندانسور، به منظور استفاده در ژنراتور یک سیکل تبرید جذبی- تراکمی پرداختند و امکان کاهش ۸۰-۷۰ درصدی انرژی گرمایی مورد نیاز ژنراتور را نتیجه گرفتند. آنها همچنین بیان کردند که راندمان کلی سیستم ۹۷/۱ درصد نسبت به سیکل جذبی ساده افزایش می یابد. گروسی فرشی و همکاران [۱۸]، یک سیستم تبرید آبشاری مرکب از دو سیستم تبرید جذبی که در هر کدام از سیستم ها یک کمپرسور بین اوپراتور و جاذب قرار داده شده را مورد بررسی قرار دادند و نتایج را با عملکرد سیستم جذبی ساده و سیستم جذبی ساده همراه با کمپرسور مقایسه کردند. آیو و همکاران [۱۹]، از انرژی بخار داغ مافوق گرم ژنراتور به منظور تامین توان کمپرسور که بین اوپراتور و جاذب یک سیکل جذبی آمونیاکی قرار داده شده بود استفاده کردند و نتیجه گرفتند که علاوه بر کاهش دمای منبع گرما، این سیکل می تواند به عنوان سیکل تولید توان نیز به کار رود. ژانگ و همکاران [۲۰] به تحلیل انرژی واگرژی یک سیکل تبرید جذبی آمونیاکی که در آن کمپرسور یک بار بین ژنراتور و کندانسور و یک بار بین اوپراتور و جاذب قرار گرفته بود پرداختند و به این نتیجه رسیدند که راندمان انرژی و اگزرژی سیکل هیبریدی به ترتیب، ۱۵٪ و ۲۷٪ از راندمان سیکل جذبی ساده بیشتر خواهد بود. شو و همکاران [۲۱] عملکرد یک سیکل ترکیبی رنگین- جذبی سه اثره را با قرار دادن کمپرسور بین اوپراتور و جاذب به منظور کاهش دمای ژنراتور مورد بررسی قرار دادند و افزایش ۱۰ درصدی ضریب عملکرد را نتیجه گرفتند. ژوی و همکاران [۲۲] به منظور بهبود عملکرد یک سیکل تبرید جذبی آمونیاکی، خروجی ژنراتور را به دوشاخه تقسیم کردند. شاخه اول از طریق کندانسور و پمپ و اوپراتور به جاذب می رسد و شاخه دوم از طریق یک کمپرسور وارد جاذب می شود. نتایج نشان داد که بیشتر بودن دبی جرمی بخار آب-آمونیاک در کمپرسور سبب افزایش راندمان سیکل می گردد. انصاری و همکاران [۲۳] در مطالعه خود به بررسی و انتخاب مبرد مناسب جهت استفاده در سیستم تبرید آبشاری جذبی- تراکمی پرداختند و بیان کردند که از میان R32، R134a و R1234yf، R32 مناسب ترین گزینه برای استفاده در قسمت تراکمی سیکل می باشد. دیکسیت و همکاران [۲۴] سیکل آبشاری جذبی دومرحله ای و تراکمی ساده را با هدف رسیدن به دماهای پایین تر و همچنین کاهش مصرف انرژی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج تحقیق آنها نشان می داد که مصرف انرژی الکتریکی در سیکل دو مرحله ای نسبت به سیکل تراکمی ساده، ۸۹/۳٪ کاهش می یابد. سیمسیت و اوزتورک [۲۵] به مقایسه استفاده از لیتیم برماید و آب- آمونیاک در قسمت جذبی یک سیکل تبرید آبشاری جذبی تراکمی پرداختند و نتیجه گرفتند که استفاده از زوج مبرد لیتیم برماید می تواند در شرایط یکسان ضریب عملکرد سیکل را نسبت به آب- آمونیاک ۳۳٪ بهبود بخشد. سیمسیت و همکاران [۲۶] یک سیستم تبرید آبشاری جذبی- تراکمی را به منظور یافتن بهترین مبرد در قسمت تراکمی و جذبی از منظر انرژی و اگزرژی مورد مطالعه قرار دادند. آنها بیان کردند که ضریب عملکرد سیکل آبشاری با افزایش دمای ژنراتور و کاهش دمای جاذب و کندانسور افزایش می یابد، اما راندمان اگزرژی با افزایش دمای ژنراتور، جاذب و کندانسور کاهش می یابد. پاتل و همکاران [۲۷] استفاده از سیستم تبرید آبشاری دومرحله ای تراکمی-جذبی را برای یک کارخانه تولید بستنی مورد مطالعه قرار دادند و بیان کردند که سیستم آبشاری موجب کاهش ۲۸ درصدی مصرف انرژی الکتریکی می گردد. جین و همکاران [۲۸] سیستم تبرید جذبی دواثره را با یک سیستم تبرید تراکمی ترکیب کردند و عملکرد آن را با سیستم تبرید جذبی- تراکمی ساده مقایسه نمودند. آنها به این نتیجه رسیدند که ضریب عملکرد سیستم آبشاری دواثره در

مقایسه با سیستم تبرید تراکمی ساده پایین تر است. با این حال تخریب انرژی آن از ۳۱/۱٪ بیشتر از سیستم آبشاری تک اثره و ۳۲/۴٪ کمتر از سیستم تبرید تراکمی ساده با همان ظرفیت خنک کنندگی می باشد. لیژوان و همکاران [۲۹] به مطالعه عددی و تجربی سیکل آبشاری جذبی-تراکمی پرداختند. آنها برای سیستم تراکمی از مبرد R22 و برای سیستم جذبی از آب-لیتیم برماید استفاده کردند و بیان کردند که تحت شرایط عملکردی مشخص، ضریب عملکرد و توان خنک کنندگی سیستم تراکمی ۲/۵۶ و ۱/۹ برابر سیستم جذبی ساده خواهد بود. پاتل و همکاران [۳۰] به تحلیل انرژی و اقتصادی یک سیستم تبرید آبشاری جذبی-تراکمی با استفاده از سیکل رنگین آلی پرداختند و بیان کردند که راندمان سیستم با افزایش دمای اواپراتور و کندانسور سیستم تبرید تراکمی کاهش می یابد و با افزایش دمای ژنراتور، کندانسور آبشاری افزایش می یابد. همچنین هزینه های سیستم با افزایش دمای اواپراتور سیستم تبرید تراکمی کاهش و با کاهش دمای کندانسور سیستم تبرید جذبی افزایش می یابد. حجت محمدی و عامری [۳۱] به تحلیل انرژی و انرژی ترکیب موازی سیستم تبرید تراکمی با سیستم تبرید جذبی با محرک میکروتوربین گازی پرداختند و بیان کردند که اگرچه سیستم تبرید آبشاری موجب صرفه جویی در مصرف انرژی می گردد، اما مصرف آب به عنوان خنک کننده در این سیستم نسبت به سیستم های ساده افزایش می یابد. جین و همکاران [۳۲] از اجکتور در قسمت جذبی یک سیکل تبرید آبشاری جذبی-تراکمی پرداختند و نتیجه گرفتند که استفاده از اجکتور می تواند ضریب عملکرد کلی سیکل را افزایش و بازگشت ناپذیری کلی سیکل را کاهش دهد. کایرونی و لهزی [۳۳] سیستم های آبشاری با استفاده از انرژی زمین گرمایی را مورد بررسی قرار دادند و افزایش ۳۷-۵۴ درصدی در ضریب عملکرد را در مقایسه با سیستم تبرید تراکمی ساده بدست آوردند. گاریملا و همکاران [۳۴] یک سیستم آبشاری با نیروی محرک توربین گازی را مورد بررسی قرار دادند و کاهش ۳۱ درصدی مصرف انرژی الکتریکی را در مقایسه با یک سیستم تبرید تراکمی دومرحله ای گزارش کردند. آگراوال و همکاران [۳۵] آنالیز انرژی و انرژی یک سیستم آبشاری سه اثره جذبی-تراکمی با مبرد آب-لیتیم برماید در قسمت جذبی و R1234yf در قسمت تراکمی را انجام دادند و نتیجه گرفتند که مصرف انرژی الکتریکی سیستم آبشاری سه اثره در مقایسه با سیستم تبرید تراکمی ساده، ۴۵/۸۴٪ کاهش می یابد. همچنین ضریب عملکرد و راندمان انرژی سیستم تبرید تراکمی ساده در سیکل آبشاری به ترتیب ۸۵/۲۶٪ و ۸۵/۲۸٪ بهبود می یابد.

با توجه به تحقیقات صورت گرفته، نوآوری و هدف پژوهش حاضر ارزیابی ترمودینامیکی و اقتصادی استفاده از کمپرسور کمکی در یک سیکل تبرید آبشاری جذبی-تراکمی لیتیم برمایدی به منظور استفاده از انرژی کمتر برای رسیدن به دماهای پایین در مقایسه با سیکل های آبشاری ساده می باشد.

به منظور بررسی مکان قرار گیری کمپرسور در سیکل تبرید جذبی دو سیستم آبشاری متفاوت در این تحقیق در نظر گرفته شده است. در سیستم اول (سیستم ۱) کمپرسور در خروجی ژنراتور و قبل از کندانسور سیکل قرار می گیرد و در سیستم دوم (سیستم ۲) کمپرسور مابین اواپراتور و جاذب در قسمت کم فشار سیکل جذبی قرار می گیرد و ضریب عملکرد، راندمان قانون دوم و هزینه های سیکل جدید با سیکل آبشاری ساده مورد مقایسه قرار می گیرد. همچنین در ادامه تاثیر پارامترهایی چون نسبت فشار کمپرسور، دمای ژنراتور، دمای کندانسور، دمای کندانسور آبشاری و دمای اواپراتور قسمت تراکمی بر عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیکل مورد بررسی قرار می گیرد.

## ۲- بیان مساله

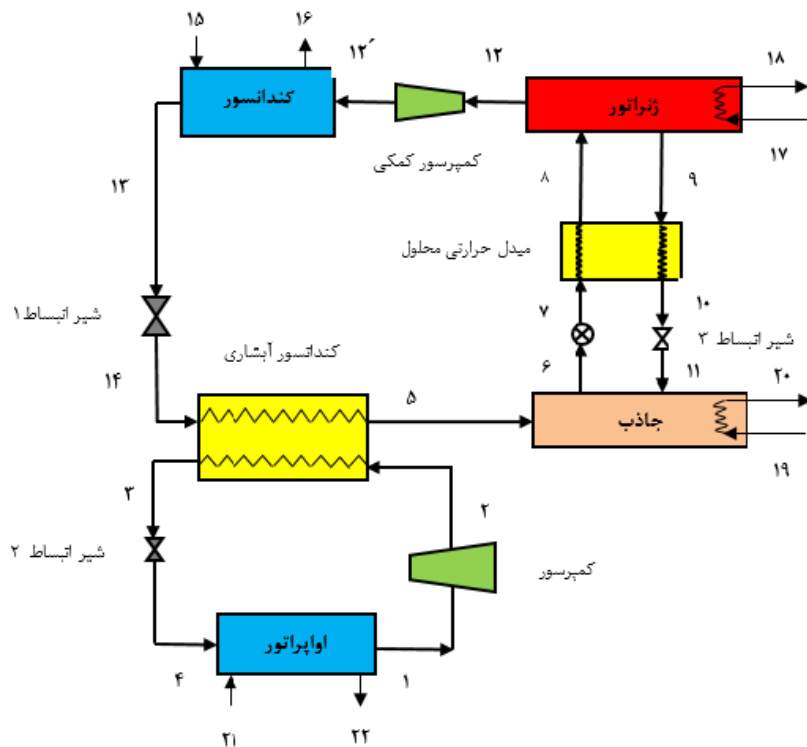
شکل‌های (۱-الف) و (۱-ب) سیستم تبرید آبخاری جذبی تراکمی ساده که در آن یک بار کمپرسور بین ژنراتور و کندانسور (سیستم ۱) و یک بار کمپرسور بین کندانسور آبخاری و جاذب قرار گرفته است (سیستم ۲) را نشان می‌دهند. سیستم جذبی از آب و لیتیم برماید به عنوان سیال کاری استفاده می‌کند و مبرد مورد استفاده در سیستم تراکمی R22 می‌باشد. در کندانسور آبخاری، بخار مبرد سیستم تراکمی با دفع حرارت به مبرد سیستم جذبی چگالش می‌یابد. اجزا اصلی سیستم تبرید آبخاری عبارتند از: اواپراتور، کمپرسور، کندانسور آبخاری، شیر انبساط قسمت تراکمی، جاذب، پمپ، ژنراتور، مبدل حرارتی محلول، کندانسور و شیر انبساط قسمت جذبی. بخار آب خروجی از ژنراتور، با انتقال گرما به محیط اطراف در کندانسور به مایع تبدیل می‌شود. سپس این مایع با عبور از شیر انبساط دچار افت فشار و دما می‌گردد. مبرد مایع با عبور از کندانسور آبخاری و جذب حرارت از مبرد سیکل تبرید تراکمی، به بخار فشار پایین تبدیل می‌گردد.

این بخار فشار پایین وارد جاذب می‌گردد و با محلول غلیظ لیتیم برماید مخلوط می‌شود. به علت گرمازا بودن انحلال آب در لیتیم برماید حرارت اضافه به محیط دفع می‌گردد. این محلول رقیق لیتیم برماید (غنی از مبرد) با پمپاژ به سمت یک مبدل حرارتی و عبور از آن وارد ژنراتور می‌شود. کار پمپ در مقایسه با کار کمپرسور سیستم تراکمی بسیار ناچیز می‌باشد. در ژنراتور با استفاده از انرژی حرارتی کیفیت پایین (مانند انرژی حرارتی منابع تجدیدپذیر و یا انرژی حرارتی ناشی از سوختن سوخته‌های فسیلی) به محلول رقیق گرما داده می‌شود. با اعمال گرما آب از محلول جدا شده و بخار خالص مبرد با فشار بالا از ژنراتور خارج شده و به سمت کندانسور می‌رود. سیکل جذبی از طریق یک مبدل حرارتی (کندانسور آبخاری) به یک سیکل تبرید تراکمی متصل شده است. کندانسور آبخاری در واقع اواپراتور سیکل جذبی و کندانسور سیکل تراکمی می‌باشد و حرارت منتقل شده از سیال در چرخه تراکمی برابر با حرارت داده شده به سیال در چرخه جذبی می‌باشد. یکی از پارامترهای تاثیرگذار بر ضریب عملکرد سیستم‌های جذبی اختلاف غلظت محلول‌های ضعیف و قوی در سیکل است که افزایش آن موجب کاهش نسبت چرخش و افزایش ضریب عملکرد سیکل خواهد شد [۱۶].

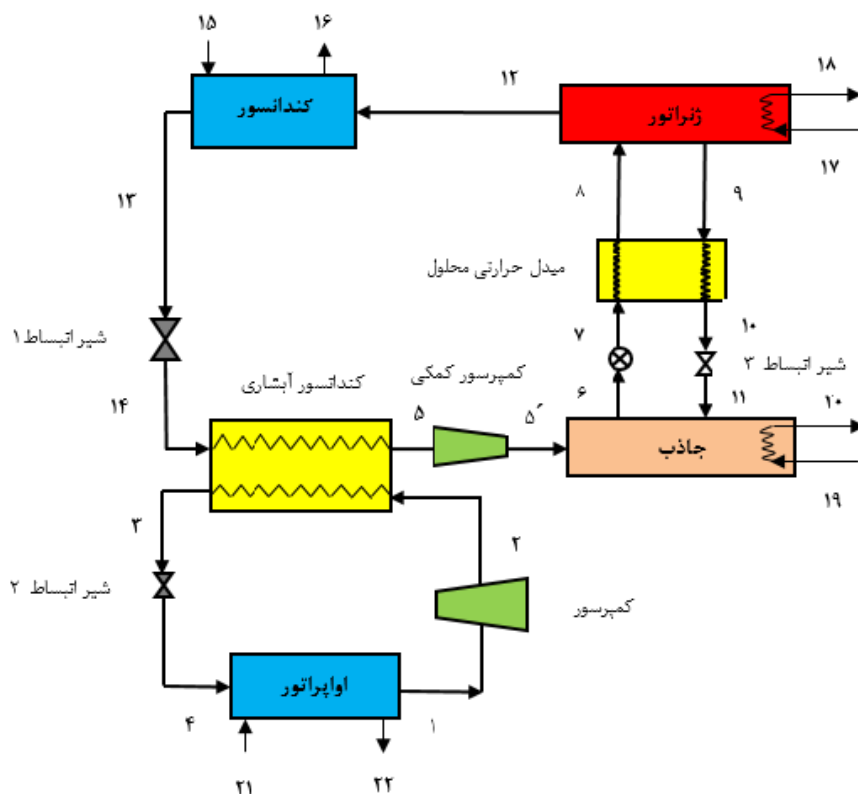
سیستم هیبریدی ۱ با کاهش فشار ژنراتور و سیستم هیبریدی ۲ با افزایش فشار جاذب، اختلاف غلظت محلول رقیق و غنی را ایجاد کرده و با کاهش نسبت چرخش سیکل، موجب کاهش گرمای مورد نیاز ژنراتور و به دنبال آن افزایش ضریب عملکرد سیکل می‌شوند. سیکل تبرید آبخاری با منبع حرارتی دما پایین برای یک توان سرمایش مشخص در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته است.

به منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم فرضیات ذیل در نظر گرفته شده است [۲۵]:

- ۱- سیستم در حالت پایا می‌باشد.
- ۲- حالت مبرد در خروجی کندانسور و اواپراتور و همچنین کندانسور آبخاری، اشباع می‌باشد.
- ۳- از افت‌های فشار و دما در سیستم صرف نظر شده است.
- ۴- راندمان ایزنتروپیک پمپ و کمپرسور ثابت در نظر گرفته شده است.
- ۵- فرایندهای شیر انبساط آنتالپی ثابت در نظر گرفته می‌شوند.



شکل ۱- الف- سیستم تبرید هیبرید آبشاری جذبی- تراکمی (سیستم ۱)



شکل ۱- ب- سیستم تبرید هیبرید آبشاری جذبی- تراکمی (سیستم ۲)

ضریب عملکرد، انتقال حرارت در اجزا مختلف سیکل و توان مصرفی کمپرسور از جمله پارامترهای مهم در تحلیل انرژی سیستم می باشند. به همین منظور معادلات بقا جرم، انرژی و انرژی به شکل زیر در نظر گرفته می شوند:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_e h_e + \sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = 0 \quad (2)$$

$$\dot{I} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{E}_Q + \dot{E}_W \quad (3)$$

که در آن  $\dot{I}$  بازگشت ناپذیری و یا تخریب انرژی کل سیستم،  $\dot{E}_Q$  و  $\dot{E}_W$  به ترتیب، انرژی جریانی انتقال حرارت و کار می باشند.  $\dot{E}_{in}$  و  $\dot{E}_{out}$  انرژی جریانی ورود و خروج جرم به حجم کنترل می باشند.  $\psi$  انرژی ویژه جریانی بوده که با صرف نظر از انرژی جنبشی و پتانسیل به شکل زیر تعریف می شود:

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (4)$$

با استفاده از تعریف انرژی ویژه جریانی معادله (۳) به شکل زیر نوشته می شود:

$$\sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_e \psi_e + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \sum \dot{W} - \dot{I} = 0 \quad (5)$$

با اعمال معادلات (۱) تا (۵) بر کلیه اجزا سیستم تبرید معادلات موازنه انرژی (قانون اول) و انرژی (قانون دوم) برای تک تک اجزا سیکل به دست می آیند که این معادلات در جدول (۱) نشان داده شده اند. از آنجا که تغییرات انرژی داخلی کل سیکل برابر با صفر است داریم:

$$\dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_g - \dot{Q}_a + \dot{Q}_{cas} + \dot{Q}_{shx} + \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{comp2} + \dot{W}_p = 0 \quad (6)$$

که در این رابطه  $\dot{Q}_{evap}$ ،  $\dot{Q}_{cond}$ ،  $\dot{Q}_g$ ،  $\dot{Q}_{cas}$ ،  $\dot{Q}_{shx}$ ،  $\dot{Q}_a$ ،  $\dot{W}_{comp}$ ،  $\dot{W}_{comp2}$  و  $\dot{W}_p$  به ترتیب نشان دهنده گرمای اواپراتور، کندانسور، ژنراتور، کندانسور آبشاری، مبدل حرارتی محلول، جاذب، کار کمپرسور سیکل تراکمی، کار کمپرسور کمکی و کار پمپ می باشند. بازگشت ناپذیری کل سیستم از جمع بازگشت ناپذیری تک تک اجزا آن به دست می آید:

$$\dot{I}_t = \dot{I}_g + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_{evap} + \dot{I}_a + \dot{I}_{cascade} + \dot{I}_{SHX} + \dot{I}_{ev1} + \dot{I}_{ev2} + \dot{I}_{ev3} + \dot{I}_{comp} + \dot{I}_{comp2} + \dot{I}_p \quad (7)$$

ترم های سمت راست معادله (۷) به ترتیب نشان دهنده بازگشت ناپذیری ژنراتور، کندانسور، اواپراتور، جاذب، کندانسور آبشاری، مبدل حرارتی محلول، شیر انبساط ۱، شیر انبساط ۲، شیر اطمینان، کمپرسور قسمت تراکمی، کمپرسور کمکی و پمپ می باشد. روابط مورد نیاز جهت محاسبه ترم های معادلات (۶) و (۷) برای سیستم ۲ در جدول (۱) آورده شده است [۶].

جدول ۱- معادلات انرژی و انرژی اجزا مختلف سیکل

معادله انرژی	معادله انرژی	جزء
$\dot{I}_{evap} = \dot{m}_4\psi_4 - \dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_{21}\psi_{21} - \dot{m}_{22}\psi_{22}$	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_1(h_1 - h_4)$	اوپراتور
$\dot{I}_{comp} = \dot{m}_1\psi_1 - \dot{m}_2\psi_2 + \dot{W}_{comp}$	$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$	کمپرسور سیکل تراکمی
$\dot{I}_{cas} = \dot{m}_2(\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_5(\psi_{14} - \psi_5)$	$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_1(h_2 - h_3)$	کندانسور آبشاری
$\dot{I}_{rev2} = \dot{m}_1(\psi_3 - \psi_4)$	$h_3 = h_4$ $\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	شیر انبساط ۲
$\dot{I}_{abs} = \dot{m}_5\psi_{5'} + \dot{m}_{11}\psi_{11} - \dot{m}_6\psi_6 + \dot{m}_{19}\psi_{19} - \dot{m}_{20}\psi_{20}$	$\dot{m}_{5'} + \dot{m}_{11} = \dot{m}_6$ $c_{11}\dot{m}_{11} = c_6\dot{m}_6$ $\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_5h_{5'} + \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_6h_6$ $\dot{W}_{pump} = \dot{m}_6(P_{12} - P_5) / \rho\eta_p$	جاذب پمپ
$\dot{I}_{pump} = \dot{m}_6\psi_6 - \dot{m}_7\psi_7 + \dot{W}_{pump}$	$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_6h_6$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_6$ $\dot{m}_7h_7 + \dot{m}_9h_9 = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_{10}h_{10}$	مبدل حرارتی محلول
$\dot{I}_{she} = \dot{m}_7\psi_7 + \dot{m}_9\psi_9 - \dot{m}_8\psi_8 - \dot{m}_{10}\psi_{10}$	$\varepsilon = \frac{T_9 - T_{10}}{T_9 - T_7}$ $\dot{m}_9 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_8$	ژنراتور
$\dot{I}_{gen} = \dot{m}_8\psi_8 - \dot{m}_9\psi_9 - \dot{m}_{12}\psi_{12} + \dot{m}_{17}\psi_{17} - \dot{m}_{18}\psi_{18}$	$\dot{Q}_g = \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_9h_9 - \dot{m}_{12}h_{12}$ $\dot{Q}_g = \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{18}h_{18}$ $\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$	شیر انبساط ۳
$\dot{I}_{ev3} = \dot{m}_{10}\psi_{10} - \dot{m}_{11}\psi_{11}$	$h_{10} = h_{11}$ $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$ $\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{13}h_{13}$	کندانسور
$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_{12}\psi_{12} - \dot{m}_{13}\psi_{13} + \dot{m}_{15}\psi_{15} - \dot{m}_{16}\psi_{16}$	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$ $\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{m}_{16}h_{16}$ $\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$	شیر انبساط ۱
$\dot{I}_{ev1} = \dot{m}_{13}\psi_{13} - \dot{m}_{14}\psi_{14}$	$h_{13} = h_{14}$ $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$ $\dot{W}_{comp2} = \dot{m}_5(h_{5'} - h_5)$	کمپرسور ۲ (کمکی)
$\dot{I}_{comp2} = \dot{m}_5\psi_5 - \dot{m}_{5'}\psi_{5'} + \dot{W}_{comp2}$		

نسبت دبی جرمی محلول رقیق خروجی از جاذب بر دبی کل مبرد در سیکل تبرید جذبی، نسبت چرخش f نامیده می شود که به فرم غلظت نیز نوشته می شود:

$$f = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_{12}} = \frac{c_8}{c_9 - c_8} \quad (۸)$$



ضریب عملکرد سیستم تبرید آبشاری هیبریدی به صورت زیر معرفی می شود [۶]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp} + \dot{Q}_g + \dot{W}_p + \dot{W}_{comp2}} \quad (9)$$

همانگونه که از رابطه (۹) مشخص است، COP توانایی ایجاد تمایز بین انرژی های ورودی در بازه های دمایی متفاوت را ندارد. علاوه بر این در این رابطه توان الکتریکی و انرژی حرارتی در ژنراتور از یک جنس در نظر گرفته می شوند، در حالیکه توان الکتریکی انرژی با کیفیت بالا بوده که برای تولید آن نیاز به منابع حرارتی با دمای بالا می باشد. با توجه به موارد ذکر شده و همچنین به منظور مشخص شدن سهم هر انرژی در عملکرد سیستم و همچنین طراحی مناسب تر سیستم، تحلیل انرژی سیستم بر پایه قانون دوم ترمودینامیک ضروری و لازم به نظر می رسد. راندمان انرژی و یا راندمان قانون دوم نیز از جمله پارامترهای مهم و تاثیرگذار در بررسی عملکرد سیکل های ترمودینامیکی است و به صورت نسبت انرژی مطلوب خروجی از سیستم بر انرژی ورودی به سیستم تعریف می شود. در سیکل تبرید آبشاری، انرژی ورودی به سیستم شامل تبادل انرژی حرارتی مابین منبع حرارتی و ژنراتور به همراه انرژی ناشی از توان مصرفی کمپرسور است. انرژی خروجی نیز شامل انتقال حرارت بین اواپراتور و محیط می باشد. راندمان قانون دوم برای سیکل هیبریدی از رابطه زیر به دست می آید [۳۶]:

$$\eta_{II} = -\frac{\dot{m}_{21}\psi_{21} - \dot{m}_{22}\psi_{22}}{\dot{m}_{17}\psi_{17} - \dot{m}_{18}\psi_{18} + \dot{W}_{comp1} + \dot{W}_{comp2} + \dot{W}_{pump}} \quad (10)$$

### ۳- آنالیز اقتصادی

مبدل های حرارتی بخش مهمی از اجزا تشکیل دهنده سیستم های تبرید می باشند. از آنجا که سطح انتقال حرارت در مبدل های حرارتی تعیین کننده هزینه های سرمایه گذاری برای آنها می باشد، طراحی صحیح و بهینه آنها نقش به سزایی در بهبود هزینه های کلی سیستم تبرید خواهد داشت. مبدل های حرارتی سیستم تبرید آبشاری شامل اواپراتور، کندانسور، جاذب، ژنراتور مبدل حرارتی محلول و کندانسور آبشاری می باشند. همه مبدل های حرارتی به جز مبدل حرارتی محلول، از نوع پوسته لوله با قطر داخلی ۱۳/۵۷ mm و قطر خارجی ۱۴/۹۷ mm در نظر گرفته شده اند. مبدل حرارتی محلول از نوع دو لوله ای با قطر داخلی ۹/۵ mm و ضخامت دیواره ۰/۷ mm و قطر خارجی ۱۵ mm و ضخامت دیواره ۱ mm فرض شده است [۳۷]. سطح کلی انتقال حرارت برای هر مبدل حرارتی با توجه به نرخ انتقال حرارت کلی آن از رابطه (۱۱) محاسبه می گردد.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (11)$$

در این رابطه  $\Delta T_m$  اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است که با استفاده از اختلاف دماهای قسمت های داغ و سرد محاسبه گردیده که روابط آن برای مبدل های مختلف سیکل در جدول (۲) آورده شده است. ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل های حرارتی بر اساس سطح خارجی لوله از رابطه زیر محاسبه می گردد [۳۸].

$$U = \frac{1}{\left[ \left( \frac{D_o}{D_i} \right) \left( \frac{1}{h_i} \right) + \left( \frac{D_o}{D_i} \right) F_i + \left( \frac{D_o}{2k} \right) \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right) + F_o + \left( \frac{1}{h_o} \right) \right]} \quad (12)$$

در این رابطه  $F_i$  و  $F_o$  ضریب رسوب در سطوح داخلی و خارجی لوله ها بوده و برابر با  $0.09 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/kW}$  در نظر گرفته شده است.  $D_i$  و  $D_o$  قطر خارجی و داخلی مبدل ها بوده و  $h_i$  و  $h_o$  ضرایب انتقال حرارت داخلی و خارجی مبدلهای حرارتی می باشند که روابط مورد استفاده جهت محاسبه آنها در جدول (۲) آورده شده است [۱،۲۷،۳۰،۳۷-۳۹].

در این مقاله هزینه های سرمایه گذاری همه مبدل های حرارتی به همراه کمپرسور محاسبه گردیده است و از هزینه های پمپ، شیرها، مبرد و همچنین هزینه های لوله کشی صرف نظر شده است. هزینه های پمپ، شیرها، مبرد و لوله کشی در مقایسه با هزینه های مبدل حرارتی قابل صرف نظر کردن است [۴۰]. بنابراین در این مطالعه، مورد بررسی قرار نگرفته اند. هزینه سرمایه گذاری  $Z_k$  برای مبدل های حرارتی با توجه به سطح انتقال حرارت آنها از رابطه (۱۳) محاسبه می گردد [۴۰].

$$Z_k = 516.621A_k + 268.45 \quad (13)$$

هزینه کمپرسور  $Z_c$  نیز با استفاده از رابطه (۱۴) محاسبه شده است [۴۱].

$$Z_c = \left( \frac{573\dot{m}_{ref}}{0.8996 - \eta_{isen}} \right) (R) \ln(R) \quad (14)$$

که در معادله (۱۴)،  $\dot{m}_{ref}$  دبی جرمی مبرد گذرنده از کمپرسور بوده و راندمان ایزنتروپیک کمپرسور ( $\eta_{isen}$ ) با توجه به نسبت فشار آن  $R$  از رابطه زیر محاسبه می گردد.

$$\eta_{isen} = 0.85 - 0.046667(R) \quad (15)$$

$$C_T = t_{op} \left( C_i^e \dot{Q}_g + C_i^{el} \dot{W}_t \right) + a^c \phi \sum_{k \in EQS} Z_k + C_{env} \quad (16)$$

هزینه های سالیانه کلی سیستم  $C_T$  از رابطه (۱۶) محاسبه می گردد که ترم اول سمت راست این معادله نشان دهنده هزینه های عملکردی سالیانه سیستم شامل هزینه سوخت ورودی ژنراتور و برق مصرفی کمپرسور می باشد. هزینه واحد انرژی الکتریکی  $C_i^{el}$  و انرژی سوخت  $C_i^e$  به ترتیب برابر با  $0.075 \text{ } \$/\text{kWh}$  و  $0.3785 \text{ } \$/\text{kWh}$  در نظر گرفته شده اند. سیکل های تبرید معمولاً بر اساس زمان عملکرد (top) ۱۰۰۰ ساعت تا ۷۰۰۰ ساعت طراحی می شوند که در این مقاله زمان عملکرد ۵۰۰۰ ساعت در نظر گرفته شده است [۳۷،۴۱،۴۲]. ترم دوم نشان دهنده هزینه های تعمیر و نگهداری می باشد.

ضریب هزینه نگهداری  $\phi$  برابر با  $1/06$  و ضریب برگشت سرمایه  $a^c$  از رابطه (۱۷) محاسبه می گردد [۴۰]:

$$a^c = \frac{i_R (1+i_R)^N}{(1+i_R)^N - 1} \quad (17)$$

## جدول ۲- محاسبه اختلاف دمای لگاریتمی و ضرایب انتقال حرارت مبدل های حرارتی مختلف سیکل [۳۷-۳۹، ۲۷، ۳۰]

جزء	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی	ضریب انتقال حرارت داخلی	ضریب انتقال حرارت خارجی
اوپراتور	$\Delta T_{m, evap} = \frac{(T_{21} - T_4) - (T_{22} - T_1)}{\ln \left( \frac{T_{21} - T_4}{T_{22} - T_1} \right)}$	$Nu = \frac{fr}{8} (Re - 1000) \left( \frac{Pr}{1 + 12.7 \left( \frac{fr}{8} \right)^{0.5} \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \right)$ $fr = (0.79 Ln(Re) - 1.64)^{-2}$ $h_i = \frac{Nu D_i}{k}$	$h_o = \frac{k}{\delta} (0.029 Re^{0.53} Pr^{0.344})$ $\delta = \left( \frac{3 \mu \Gamma}{\rho^2 g} \right)^{\frac{1}{3}}$ $h_o \cdot (T_s - T_{sat}) = \mu \cdot h_{fg} \left( \left( g \cdot \frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma} \right)^{0.5} \right) \left( \frac{C_{p,l} (T_s - T_{sat})}{0.013 h_{fg} Pr} \right)^3$
کندانسور آبشاری	$\Delta T_{m, cas} = T_3 - T_5$	$h_i = 0.555 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D_i} \right]^{\frac{1}{4}}$ $h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} C_{p,l} (T_{sat} - T_s)$	
جاذب	$\Delta T_{m, abs} = \frac{(T_{11} - T_{20}) - (T_6 - T_{19})}{\ln \left( \frac{T_{11} - T_{20}}{T_6 - T_{19}} \right)}$	مشابه اوپراتور	$h_o = 2000 \left[ \frac{\mu}{10^{-6} \rho} \right]^{-1.7}$ $Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$ $h_o = \frac{Nu D_o}{k}$ $h_o = 5554.3 \Gamma^{0.236}$ $\Gamma = \frac{\dot{m}}{\pi D}$
مبدل حرارتی محلول	$\Delta T_{m, SHX} = \frac{(T_9 - T_8) - (T_{10} - T_7)}{\ln \left( \frac{T_9 - T_8}{T_{10} - T_7} \right)}$	$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3}$ $h_i = \frac{Nu D_i}{k}$	
ژنراتور	$\Delta T_{m, gen} = \frac{(T_{17} - T_9) - (T_{18} - T_{12})}{\ln \left( \frac{T_{17} - T_9}{T_{18} - T_{12}} \right)}$	مشابه اوپراتور	
کندانسور	$\Delta T_{m, cond} = \frac{(T_{13} - T_{15}) - (T_{13} - T_{16})}{\ln \left( \frac{T_{13} - T_{15}}{T_{13} - T_{16}} \right)}$	مشابه اوپراتور	$h_o = 0.725 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{fg}}{N \mu_l (T_{sat} - T_s) D_i} \right]^{\frac{1}{4}}$

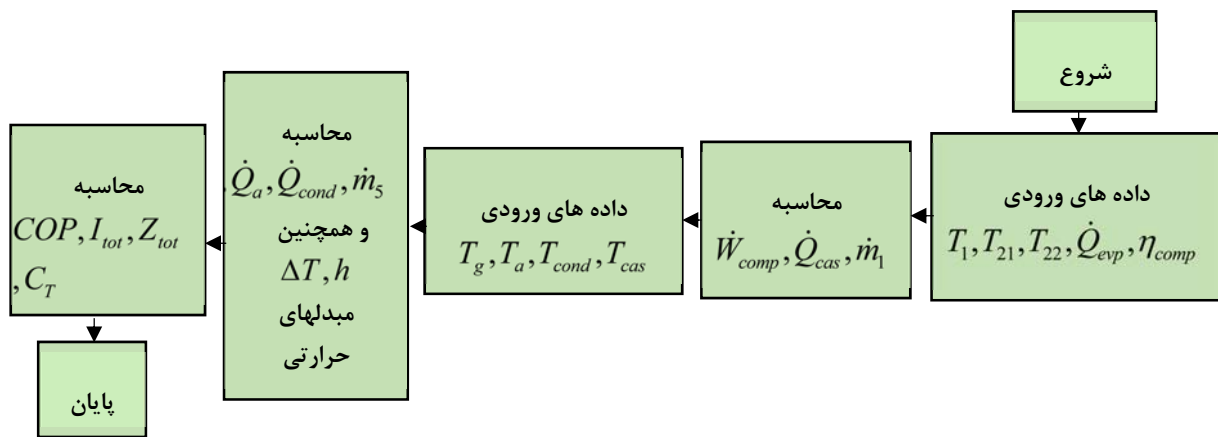
که در این رابطه  $iR$  نرخ بهره و  $N$  طول عمر اجزا سیکل بوده که به ترتیب برابر با ۰/۱۵ و ۱۰ سال در نظر گرفته شده اند [۳۷]. یکی از نگرانی های جدی در خصوص آلاینده گی محیط زیست، انتشار دی اکسید کربن در طی پروسه تولید الکتریسیته از سوخت های فسیلی می باشد. هزینه تخریب زیست محیطی توسط گاز دی اکسید کربن از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$C_{env} = m_{CO_2} C_{CO_2} \quad (18)$$

که در این رابطه  $C_{CO_2}$  هزینه واحد جریمه انتشار دی اکسید کربن می باشد و در مقاله حاضر برابر با \$ ۹۰ به ازای هر تن دی اکسید کربن در نظر گرفته شده است [۴۳]. از سوی دیگر جرم دی اکسید کربن از رابطه (۱۹) به دست می آید.

$$m_{CO_2} = \lambda \dot{W}_t C_{CO_2} \quad (19)$$

که در رابطه فوق  $\lambda$  فاکتور انتشار دی اکسید کربن بوده و مقدار آن  $0.968 \text{ kg/kWh}$  می باشد [۴۳]. همچنین  $\dot{W}_t$  کل انرژی الکتریکی مصرفی سیکل می باشد.



شکل ۲- فلوچارت حل مساله

شکل (۲) روند محاسبات ترمودینامیکی و اقتصادی حاکم بر مساله را نشان می دهد. محاسبات ترمودینامیکی با استفاده از نرم افزار EES انجام شده است. ابتدا داده های ورودی سیستم تراکمی شامل میزان برودت اواپراتور تراکمی، دماهای آب خنک شونده ورودی و خروجی اواپراتور و دمای اواپراتور به برنامه داده شده و پس از محاسبه توان کمپرسور، دبی جرمی مبرد و گرمای کندانسور (آبشاری)، حل محاسبات قسمت جذبی آغاز می شود. داده های ورودی این قسمت شامل دمای ژنراتور، دمای کندانسور، دمای جاذب و دمای کندانسور آبشاری می باشد که پس از حل سیکل، مطابق با روابط ارائه شده، پارامترهای لازم برای محاسبات ترمودینامیکی و اقتصادی فراهم می گردد.

#### ۴- اعتبارسنجی

به منظور ارزیابی میزان صحت محاسبات، نتایج شبیه سازی سیکل آبشاری ساده با نتایج تحقیق جین و همکاران [۶] تحت شرایط ورودی این مرجع  $T_{cond}=40^{\circ}C$ ,  $T_a=40^{\circ}C$ ,  $T_g=90^{\circ}C$ ,  $T_{evap}=-4.1^{\circ}C$ ، مقایسه گردیده و نتایج در جدول (۳) نشان داده شده است. همانگونه که از جدول (۳) مشخص است، نتایج حاصل از مدلسازی حاضر بسیار نزدیک می باشد، به گونه ای که حداکثر خطا برابر با ۰/۶۲٪ می باشد. در ادامه به منظور مقایسه دقیق تر، دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی نقاط مختلف سیکل با این مرجع مقایسه گردیده است و نتایج آن در جدول (۴) نشان داده شده است که نشان دهنده دقت بالای محاسبات می باشند.

جدول ۳- مقایسه نتایج تحقیق حاضر با مطالعه جین و همکاران [۶]

خطا (%)	مرجع	تحقیق حاضر	پارامتر
۰/۲۶	۱۰۰/۱	۹۹/۸۳	نرخ حرارت در جاذب $\dot{Q}_a$ (kW)
۰/۲	۱۰۴/۴۹	۱۰۴/۷	نرخ حرارت در ژنراتور $\dot{Q}_g$ (kW)
۰/۰۹	۸۰/۹۶	۸۰/۸۸	نرخ حرارت در کندانسور جذبی $\dot{Q}_{cond}$ (kW)
۰/۶۲	۹/۴۱۴	۹/۳۵۵	توان کمپرسور $\dot{W}_{comp}$ (kW)
۰/۲۷	۰/۵۸۳	۰/۵۸۴۶	ضریب عملکرد کلی سیستم COP

جدول ۴- مقایسه خواص نقاط مختلف با مطالعه جین و همکاران [۶]

آنتروپی (kJ/kgK)		آنتالپی (kJ/kg)		فشار (kPa)		دما (°C)		نقاط
تحقیق حاضر	مرجع [۶]	تحقیق حاضر	مرجع [۶]	تحقیق حاضر	مرجع [۶]	تحقیق حاضر	مرجع [۶]	
۱/۷۵۶	۱/۷۵۶	۴۰۲/۱	۴۰۳/۴	۴۳۴/۵	۴۳۴/۹	- ۴/۱	- ۴/۱	۱
۱/۷۸۱	۱/۷۸۵	۴۲۷/۴	۴۲۸/۹	۸۶۰/۵	۸۶۰/۵	۳۸/۳	۴۰/۲۸	۲
۱/۰۸	۱/۰۷۶	۲۲۳	۲۲۱/۷	۸۶۰/۵	۸۶۰/۵	۱۸	۱۸	۳
۱/۰۸۶	۱/۰۸۱	۲۲۳	۲۲۱/۷	۴۳۴/۵	۴۳۴/۹	- ۴/۱	- ۴/۱	۴
۸/۸۹۹	۸/۸۹۹	۲۵۱۹	۲۵۱۹	۱/۲۲۸	۱/۲۲۸	۱۰	۱۰	۵
۰/۲۴۶	۰/۲۵۴۵	۹۴/۰۵	۹۴/۸۳	۱/۲۲۸	۱/۲۲۸	۴۰	۴۰	۶
۰/۲۴۶	۰/۲۵۴۵	۹۴/۰۵	۹۴/۸۴	۸/۹۳۱	۸/۹۳۱	۴۰	۴۰	۷
۰/۴۰۸	۰/۴۱۱۹	۱۴۶/۸	۱۴۶/۹	۸/۹۳۱	۸/۹۳۱	۶۵/۶	۶۵/۳	۸
۰/۵۰۵	۰/۵۰۵۵	۲۱۵/۲	۲۱۵/۳	۸/۹۳۱	۸/۹۳۱	۹۰	۹۰	۹
۰/۳۳۸	۰/۵۰۵۵	۱۵۷/۳	۱۵۸/۱	۸/۹۳۱	۸/۹۳۱	۶۰	۶۰	۱۰
۰/۳۳۸	۰/۳۴۲۳	۱۵۷/۳	۱۵۸/۱	۱/۲۲۸	۱/۲۲۸	۶۰	۶۰	۱۱
۸/۴۴۸	۸/۴۴۸	۲۶۶۸	۲۶۶۸	۸/۹۳۱	۸/۹۳۱	۹۰	۹۰	۱۲
۰/۶۲	۰/۶۲۰۱	۱۸۲/۷	۱۸۲/۶	۸/۹۳۱	۸/۹۳۱	۴۳/۶	۴۳/۶	۱۳
۰/۶۴۷	۰/۶۴۷۴	۱۸۲/۷	۱۸۲/۶	۱/۲۲۸	۱/۲۲۸	۱۰	۱۰	۱۴

## جدول ۵- مقادیر داده های ورودی سیکل

مقدار	پارامتر
۲۷	دمای ورودی آب خنک کننده به کندانسور (°C)
۳۲	دمای خروجی آب خنک کننده از کندانسور (°C)
۲۷	دمای ورودی آب خنک کننده به جاذب (°C)
۳۲	دمای خروجی آب خنک کننده از جاذب (°C)
۴	دمای ورودی آب خنک شونده به اواپراتور (°C)
۱	دمای خروجی آب خنک شونده از اواپراتور (°C)
۳۵	دمای جاذب (°C)
۳۵	دمای کندانسور (°C)
۶۴	دمای ژنراتور (°C)
۱۰	دمای سیال خروجی از کندانسور آبشاری (°C)
۸۰	راندمان ایزنتروپیک کمپرسور (%)
۹۰	راندمان ایزنتروپیک پمپ (%)
۹۰	راندمان ایزنتروپیک کمپرسور کمکی (%)
۶۰	راندمان مبدل حرارتی محلول (%)
۲۵	دمای محیط (°C)
۱۰۱/۳۲۵	فشار محیط (kPa)

## ۵- نتایج

## ۵-۱- آنالیز انرژی

به منظور شبیه سازی، برای هر دو سیستم دماهای اواپراتور و کندانسور و همچنین نسبت فشار کمپرسور یکسان در نظر گرفته شده است. مشخصات ورودی سیکل در جدول (۵) نشان داده شده است [۶،۲۵،۳۹،۴۴]. به منظور مقایسه، یک سیکل آبشاری ساده با همان مشخصات ورودی نیز شبیه سازی شده است. هر سه سیکل با دبی جرمی مبرد یکسان، توان سرمایشی ۱۰۰ kW در اواپراتور ایجاد می کنند. دمای آب گرم کننده ورودی و خروجی ژنراتور به ترتیب ۱۰ و ۵ درجه سانتیگراد بالاتر از دمای ژنراتور در نظر گرفته شده اند [۶].

گرمای مورد نیاز مبدلهای حرارتی به همراه کار مورد نیاز کمپرسور و همچنین ضریب عملکرد هر سه سیکل در جدول (۶) نشان داده شده است. سیکل آبشاری ساده با دما و فشار ژنراتور ۶۴ °C و ۵/۶۲۷ kPa به عنوان سیکل مرجع در نظر گرفته شده است. در این حالت نسبت فشار کمپرسور ۱ در نظر گرفته می شود. با این شرایط ضریب عملکرد سیکل ۰/۳۶۴۶ بدست می آید. در سیستم ۱ استفاده از کمپرسور با نسبت فشار ۲، موجب می شود که فشار ژنراتور تا ۲/۸۱۳ kPa کاهش یابد که موجب کاهش گرمای ژنراتور از ۲۵۹/۲ kW به ۱۴۱/۵ kW می گردد. این میزان کاهش گرمای مورد نیاز ژنراتور موجب می گردد که ۶/۳۳۲ kW توان مورد نیاز کمپرسور تأثیری بر افزایش ضریب عملکرد کلی سیستم نداشته باشد و بنابراین ضریب عملکرد سیکل به ۰/۶۱۳۹ می رسد که ۶۸٪ بیشتر از ضریب عملکرد سیکل آبشاری ساده می باشد. استفاده از کمپرسور با نسبت فشار ۲ در سیستم ۲ موجب افزایش فشار جاذب تا ۵/۶۲۷ kPa می گردد. این افزایش فشار موجب کاهش غلظت محلول خروجی از جاذب و در نتیجه افزایش مقدار آب موجود در محلول می گردد.

جدول ۶- مقایسه عملکرد سیکل های هیبریدی و ساده آبشاری از منظر انرژی

سیستم آبشاری ساده	سیستم ۲	سیستم ۱	پارامتر
۱۰۰	۱۰۰	۱۰۰	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)
۲۵۴/۳	۱۳۳/۳	۱۳۶/۶	$\dot{Q}_a$ (kW)
۱۱۵/۱	۱۱۵/۱	۱۱۵/۱	$\dot{Q}_{cas}$ (kW)
۱۲۰	۱۲۰	۱۲۶/۳	$\dot{Q}_{cond}$ (kW)
۲۵۹/۲	۱۳۳	۱۴۱/۵	$\dot{Q}_g$ (kW)
۱۹۴/۲	۱۰/۱۸	۱۱/۷۶	$\dot{Q}_{shx}$ (kW)
۰/۳۶۴۶	۰/۶۵۲۶	۰/۶۱۳۹	COP
۱۵/۰۸	۱۵/۰۸	۱۵/۰۸	$\dot{W}_{comp}$ (kW)
-	۵/۱۱۱	۶/۳۳۲	$\dot{W}_{comp2}$ (kW)
۰/۰۲۵۹۵	۰/۰۰۱۱۶۵	۰/۰۰۰۷	$\dot{W}_p$ (kW)

با توجه به اینکه با کاهش مقدار لیتیم برماید در محلول، دمای جوش آن پایین می آید بنابراین دمای جوش محلول ورودی به ژنراتور پایین آمده و بنابراین در این حالت، گرمای کمتری برای ژنراتور مورد نیاز می باشد. گرمای مورد نیاز ژنراتور از ۲۵۹/۲ kW به ۱۳۳ kW به میزان ۴۸٪ کاهش پیدا می کند، در نتیجه ضریب عملکرد سیستم ۲ برابر با ۰/۶۵۲۶ می باشد که به میزان ۷۹٪ بیشتر از سیکل آبشاری ساده می باشد.

### ۵-۲- آنالیز انرژی

نتایج تحلیل انرژی سیستم در جدول (۷) نشان داده شده است. با توجه به یکسان بودن توان برودتی همه سیکل ها مقدار انرژی خروجی هر سه سیکل برابر با ۸/۱۲۵ kW می باشد. راندمان انرژی سیکل آبشاری ساده برابر با ۱۶/۱۹٪ بوده که ۷۰٪ از انرژی ورودی آن از منبع حرارتی و ۳۰٪ آن انرژی ورودی کمپرسور می باشد. بیشترین میزان تخریب انرژی در جاذب اتفاق می افتد که حدود ۲۰٪ از انرژی کل ورودی به سیکل را تشکیل می دهد. در سیکل آبشاری ساده درصد تخریب انرژی در جاذب و مبدل حرارتی محلول به ترتیب به ۲۰ و ۱۱ درصد کل انرژی ورودی  $\dot{E}_{in}$  می رسد، درحالیکه این میزان برای سیستم ۱ به ترتیب برابر با ۱۵ درصد و ۱/۱ درصد کل انرژی ورودی و برای سیستم ۲ برابر با ۱۳ و ۱/۲ درصد انرژی ورودی می باشد. سیستم های تبرید آبشاری هیبریدی ۱ و ۲ در مقایسه با سیستم تبرید آبشاری ساده علاوه بر اینکه مقدار انرژی حرارتی  $\dot{E}_g$  کمتری نیاز دارند، می توانند آن را از منبع دما پایین تری نیز تامین کنند. انرژی حرارتی ورودی سیستمهای ۱ و ۲ برابر با ۱۸/۰۱ kW و ۱۹/۱۶ kW بوده که به ترتیب ۵۱ و ۵۴ درصد انرژی حرارتی مورد نیاز سیستم آبشاری ساده می باشد. لازم به ذکر است که انرژی حرارتی ورودی برای سیستم های آبشاری ساده، سیستم ۱ و ۲ به ترتیب برابر با ۷۰٪، ۴۷/۱٪ و ۴۷/۲٪ انرژی کل ورودی به سیستم می باشد. بالا رفتن دمای ورودی به کندانسور در سیستم ۱، (۱۳۳ °C) منجر به دفع انرژی حرارتی بیشتر در کندانسور و به تبع آن افزایش تخریب انرژی در آن می گردد.

جدول ۷- مقایسه عملکرد سیکل های هیبریدی و ساده آبشاری از منظر انرژی

سیستم آبشاری ساده	سیستم ۲	سیستم ۱	پارامتر
۹/۹۷۱	۵/۱۲۵	۶/۱۲۹	$\dot{I}_a$ (kW)
۵/۱۲	۵/۱۲	۵/۱۲	$\dot{I}_{evap}$ (kW)
۳/۶۶۶	۳/۶۶۶	۳/۶۶۶	$\dot{I}_{cascade}$ (kW)
۲/۲۲۵	۲/۲۲۵	۳/۳۷۳	$\dot{I}_{cond}$ (kW)
۵/۳۳۷	۴/۶۰۲	۴/۸	$\dot{I}_g$ (kW)
۵/۵۷۹	۰/۴۸۷۷	۰/۴۲۵۹	$\dot{I}_{SHX}$ (kW)
۲/۹۰۹	۲/۹۰۹	۲/۹۰۹	$\dot{I}_{comp}$ (kW)
-	۱/۵۳۴	۰/۴۶۸۵	$\dot{I}_{comp2}$ (kW)
۰/۲۲۲۹	۰/۲۲۲۹	۰/۲۲۲۹	$\dot{I}_{ev1}$ (kW)
۱/۲۹۷	۱/۲۹۷	۱/۲۹۷	$\dot{I}_{ev2}$ (kW)
۳۶/۳۳	۲۶/۲	۲۸/۴۱	$\dot{I}_t$ (kW)
۰/۱۶۱۹	۰/۲۱۲۷	۰/۲۰۰۳	$\eta_{II}$ total
۵۰/۱۹	۳۸/۲۱	۴۰/۵۷	$\dot{E}_{in}$ (kW)
۳۵/۰۹	۱۸/۰۱	۱۹/۱۶	$\dot{E}_g$ (kW)
۸/۱۲۵	۸/۱۲۵	۸/۱۲۵	$\dot{E}_{out}$ (kW)

با توجه به میزان کاهش تخریب انرژی در سایر اجزا سیکل، در مجموع راندمان انرژی این سیستم به ۲۰٪ می رسد که ۲۴٪ بیشتر از راندمان انرژی سیکل آبشاری ساده می باشد. در سیستم ۲ هرچند دمای ورودی به جاذب پس از عبور از کمپرسور افزایش می یابد اما کاهش غلظت لیتیم برمیاید در برگشت از ژنراتور منجر به کاهش مقدار گرمای اتلافی در جاذب شده و در نتیجه میزان تخریب انرژی آن کاهش می یابد. بنابراین استفاده از سیستم هیبریدی راندمان انرژی را به ۲۷/۲۱٪ می رساند که ۳۱٪ بیشتر از راندمان انرژی سیکل آبشاری ساده می باشد.

### ۵-۳- آنالیز اقتصادی

یکی از فاکتورهای تاثیرگذار بر هزینه های کلی سیستم، سطح تبادل حرارت مورد نیاز برای مبدل های حرارتی سیکل می باشد. به ازای یک بار حرارتی و اختلاف دمای لگاریتمی مشخص، سطح تبادل حرارت هر مبدل حرارتی به ضریب کلی انتقال حرارت آن بستگی دارد. جدول (۸) سطح انتقال حرارت اجزا مختلف سیستم آبشاری ساده و سیستم های آبشاری هیبریدی ۱ و ۲ را برای بار سرمایشی مشخص ۱۰۰ kW نشان می دهد. سطح کلی انتقال حرارت لازم برای سیستم های آبشاری ساده، سیستم ۱ و سیستم ۲ به ترتیب برابر با  $123/1$   $m^2$ ،  $81/24$   $m^2$  و  $67/97$   $m^2$  می باشد. همانگونه که مشاهده می گردد، سطح انتقال حرارت جاذب، مبدل حرارتی محلول و ژنراتور در سیستم آبشاری ساده نسبت به دو سیستم هیبریدی بیشتر می باشد که دلیل آن بیشتر بودن دبی جرمی در قسمت جذبی این سیستم می باشد. با توجه به هزینه های کلی سرمایه گذاری



سیستم های آبشاری ساده، سیستم ۱ و سیستم ۲ که به ترتیب برابر با \$ ۶۹۵۴۲، \$ ۴۸۱۱۷ و \$ ۴۱۲۵۶ و هزینه های سالیانه هر سه سیستم که به ترتیب برابر با \$ ۷۵۹۵۷، \$ ۵۴۲۹۶ و \$ ۵۰۲۵۹ می باشد، استفاده از سیستم های آبشاری هیبریدی ۱ و ۲ می تواند هزینه های کلی سرمایه گذاری سیستم را تا به ترتیب ۳۱٪ و ۴۰٪ درصد و هزینه های سالیانه سیستم را به ترتیب ۲۹٪ و ۳۳٪ کاهش دهند. یکی از اهداف اصلی استفاده از سیستم های تبرید هیبریدی، کاهش گرمای مورد نیاز ژنراتور و همچنین قابلیت بهتر استفاده در دماهای پایین تر ژنراتور می باشد. با این حال به دلیل استفاده از کمپرسور، مصرف انرژی الکتریکی در این سیستم ها نسبت به سیستم تبرید آبشاری ساده افزایش می یابد. به همین دلیل ضروری است این موضوع از منظر اقتصادی نیز مورد توجه قرار گیرد. انرژی الکتریکی مصرفی، انرژی گرمایی مورد نیاز، هزینه عملکردی (مجموع هزینه های انرژی الکتریکی، سوخت و زیست محیطی) و هزینه های کلی سالیانه هر سه سیستم در جدول (۹) نشان داده شده است. همانگونه که مشخص است، توان کمپرسور قسمت تراکمی در هر سه سیستم برابر با ۱۵/۰۸ kW می باشد.

**جدول ۸- مقایسه عملکرد اقتصادی سیکل های تبرید آبشاری ساده و هیبریدی**

پارامتر	سیستم ۱	سیستم ۲	سیستم آبشاری ساده
Aa (m <sup>2</sup> )	۲۸/۳۴	۱۵/۱۸	۳۱/۵۴
Acas (m <sup>2</sup> )	۱۵/۱۱	۱۵/۱۱	۱۵/۱۱
Acond (m <sup>2</sup> )	۱۳/۸۷	۱۴/۷۵	۱۴/۷۵
Aevap (m <sup>2</sup> )	۱/۸۴۹	۱/۸۴۹	۱/۸۴۹
Agem (m <sup>2</sup> )	۱۷/۲۷	۱۶/۸۷	۲۰/۲۸
Ashx (m <sup>2</sup> )	۴/۸۰۲	۴/۱۲۷	۳۳/۳۱
Atotal (m <sup>2</sup> )	۸۱/۲۴	۶۷/۹۷	۱۲۳/۱
Za (\$)	۱۴۹۰۹	۸۱۱۲	۱۹۷۹۸
Zcas (\$)	۸۰۷۳	۸۰۷۳	۸۰۷۳
Zcond (\$)	۷۴۳۶	۷۸۸۷	۷۸۸۷
Zevap (\$)	۱۲۲۴	۱۲۲۴	۱۲۲۴
Zgen (\$)	۹۱۹۱	۸۹۸۴	۱۰۷۴۶
Zshx (\$)	۲۷۶۱	۲۴۴۷	۱۷۴۷۵
Zpump (\$)	۵۰/۲۷	۵۷/۰۷	۱۲۴
Zcom1 (\$)	۴۲۱۴	۴۲۱۴	۴۲۱۴
Zcom2 (\$)	۲۵۷/۵	۲۵۷/۵	-
Ztotal (\$)	۴۸۱۱۷	۴۱۲۵۶	۶۹۵۴۲
C <sub>enc</sub> (\$)	۹۳۲۷	۸۷۹۵	۶۵۶۹
C <sub>ttotal</sub> (\$)	۵۴۲۹۶	۵۰۲۵۹	۷۵۹۵۷

**جدول ۹- مقایسه هزینه های عملکردی و سالیانه سیکل های تبرید آبشاری ساده و هیبریدی**

پارامتر	توان کمپرسور تراکمی (kW)	توان کمپرسور کمکی (kW)	توان الکتریکی کل سیکل (kW)	گرمای ژنراتور (kW)	هزینه های عملکردی سالیانه (سوخت و برق و زیست محیطی) (\$)	هزینه های کلی سالیانه (\$)
سیستم آبشاری ساده	۱۵/۰۸	-	۱۵/۰۸	۲۵۹	۶۱۲۷۷/۶	۷۵۹۵۷
سیستم ۱	۱۵/۰۸	۶/۳۳۲	۲۱/۴۱۲	۱۴۱/۵	۴۴۱۳۵/۳۸	۵۴۲۹۶
سیستم ۲	۱۵/۰۸	۵/۱۱۱	۲۰/۱۹۱	۱۳۳	۴۱۵۳۶/۸۸	۵۰۲۵۹

در سیستم های هیبریدی، انرژی الکتریکی مصرفی سیکل به اندازه توان کمپرسور کمکی افزایش می یابد که این میزان برای سیستم ۱ برابر با ۵/۱۱۱ kW و برای سیستم ۲ برابر با ۶/۳۳۲۱ kW می باشد.

به این ترتیب، مصرف انرژی الکتریکی کل سیستم های تبرید آبشاری ساده، سیستم ۱ و سیستم ۲ به ترتیب برابر با ۱۵/۰۸ kW، ۲۰/۱۹۱ kW و ۲۱/۴۱۲ kW می باشد. اما از سوی دیگر مصرف انرژی گرمایی در سیستم های تبرید هیبریدی نسبت به سیستم تبرید آبشاری ساده کاهش قابل توجهی دارد، به طوریکه انرژی مورد نیاز ژنراتور از ۲۵۹ kW در سیستم آبشاری ساده به ۱۴۱/۵ kW و ۱۳۳ kW به ترتیب برای سیستم های ۱ و ۲ کاهش می یابد. مطابق معادله ۱۶ هزینه های عملکردی سیستم های تبرید آبشاری ساده، سیستم ۱ و سیستم ۲ به ترتیب برابر با \$ ۱۲۷۷/۶، \$ ۴۴۱۳۵/۳۸ و \$ ۴۱۵۳۶/۸۸ می باشد. بنابراین میزان کاهش هزینه ناشی از کاهش مصرف انرژی گرمایی بسیار بیشتر از میزان افزایش هزینه ناشی از افزایش انرژی الکتریکی سیستم بوده و بنابراین استفاده از سیستم های تبرید آبشاری هیبریدی، موجب صرفه جویی در هزینه های سالیانه سیستم می گردد.

## ۶- مطالعه پارامتری

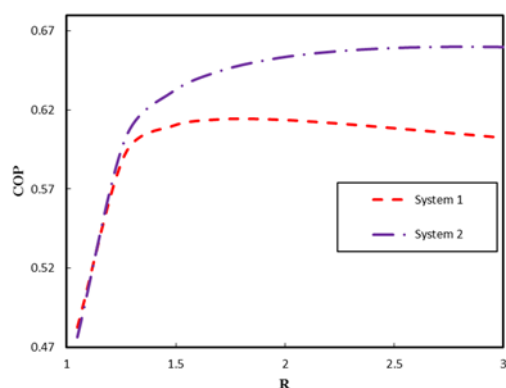
### ۶-۱- تاثیر نسبت فشار

به منظور بررسی تاثیر کمپرسور بر عملکرد سیکل، ضریب عملکرد، راندمان قانون دوم، سطح کلی انتقال حرارت و هزینه های سرمایه گذاری کلی سیستم برای سیکل در نسبت فشارهای مختلف محاسبه شده و نتایج آن در شکل (۳) رسم گردیده اند. همانگونه که از شکل مشخص است، با افزایش نسبت فشار (R)، ضریب عملکرد سیستم ۱ و ۲ افزایش می یابد. در نسبت فشار ۲/۳۵ و دمای ژنراتور  $64^{\circ}\text{C}$  ضریب عملکرد سیستم ۱ و ۲ به ترتیب ۰/۶۱۰۵ و ۰/۶۵۸۴ خواهد بود که در مقایسه با سیکل آبشاری ساده به ترتیب ۰/۶۷٪ و ۰/۸۰٪ درصد افزایش نشان می دهد. همچنین در مقادیر پایین R اختلاف میان ضریب عملکرد سیستم ۱ و ۲ ناچیز است. اما در مقادیر بالاتر R ضریب عملکرد سیستم ۲ به مقدار قابل توجهی بیشتر از سیستم ۱ می باشد که نشان دهنده تاثیر بیشتر به کارگیری کمپرسور در سیستم ۲ است. در سیستم ۲ با افزایش فشار در جاذب، حلالیت مبرد در جاذب افزایش می یابد که این اختلاف غلظت مبرد در جاذب و ژنراتور موجب افزایش ضریب عملکرد سیکل می گردد. اما در سیستم ۱ با کاهش فشار در ژنراتور و به تبع آن کاهش حلالیت مبرد، اختلاف غلظت در جاذب و ژنراتور ایجاد می شود که موجب افزایش ضریب عملکرد سیکل می شود. با افزایش نسبت فشار کمپرسور از ۱/۰۵ تا ۳ کار مصرفی کمپرسور در سیستم های ۱ و ۲ به ترتیب از ۰/۴۱ kW و ۰/۳۴ kW به ۱۰/۵۶ kW و ۸/۸۸ kW افزایش می یابد. افزایش نسبت فشار کمپرسور موجب افزایش بازگشت ناپذیری ژنراتور در هر دو سیستم می گردد. در واقع با افزایش نسبت فشار کمپرسور، دمای مورد نیاز ژنراتور کاهش می یابد و دمای عملکرد آن موجب افزایش بازگشت ناپذیری می گردد. اما با توجه به کاهش بازگشت ناپذیری جاذب و مبدل حرارتی محلول، راندمان انرژی کل سیکل افزایش می یابد. از منظر اقتصادی استفاده از نسبت فشار بالاتر برای کمپرسور در سیستم های ۱ و ۲ نتایج متفاوتی خواهد داشت. در سیستم ۱ به دلیل افزایش غلظت محلول لیتیم برماید، ضریب انتقال حرارت کلی کاهش می یابد که این کاهش موجب افزایش سطح انتقال حرارت و در نتیجه افزایش هزینه جاذب می گردد.

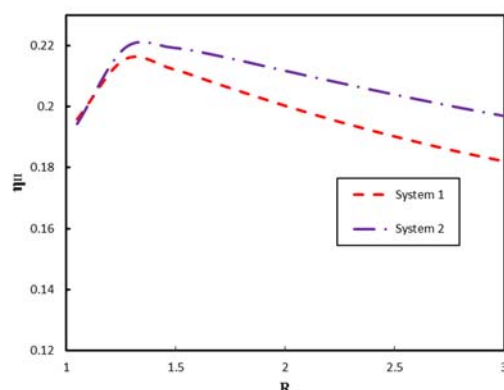
در سیستم ۲ به دلیل کاهش غلظت محلول لیتیم برماید، ضریب انتقال حرارت کلی افزایش و در نتیجه سطح انتقال حرارت و هزینه های جاذب کاهش می یابد. افزایش نسبت فشار کمپرسور تاثیر ناچیزی بر سطح انتقال حرارت سایر قسمت های سیکل دارد. با افزایش نسبت فشار کمپرسور از ۱/۰۵ تا ۳ هزینه جاذب در سیستم ۱ \$ ۱۰۱۸۴ افزایش می یابد و در مجموع هزینه های کلی سرمایه گذاری سیستم \$ ۳۸۳۱ افزایش می یابد، در حالیکه در سیستم ۲ هزینه جاذب و هزینه های کلی سرمایه گذاری به ترتیب، \$ ۳۶۵۷ و \$ ۱۸۵۳۳ کاهش می یابد. بنابراین استفاده از نسبت فشارهای بالاتر از منظر اقتصادی برای سیستم ۱ مقرون به صرفه نمی باشد، در حالیکه برای سیستم ۲ مطلوب می باشد.

### ۶-۲- تاثیر دمای کندانسور قسمت جذبی

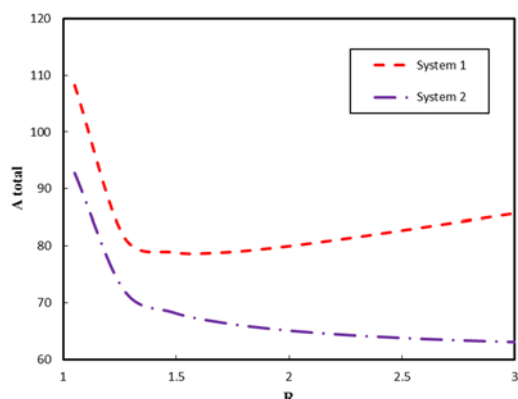
شکل (۴) نمودار تغییرات ضریب عملکرد، راندمان قانون دوم، سطح کلی انتقال حرارت و هزینه های سرمایه گذاری کلی سیستم را برای هر سه سیستم نشان می دهد. دمای سایر قسمت ها مطابق جدول (۲)، ثابت در نظر گرفته شده است.



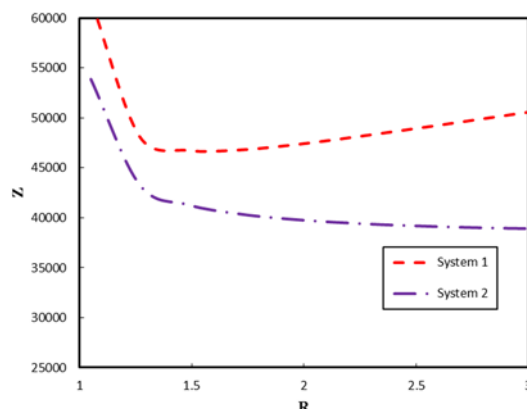
(الف)



(ب)



(ج)



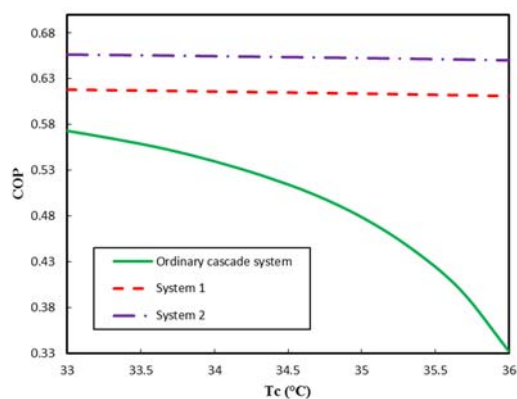
(د)

**شکل ۳-** تاثیر نسبت فشار بر (الف) ضریب عملکرد (ب) راندمان قانون دوم (ج) سطح انتقال حرارت و (د) هزینه های کلی سرمایه گذاری سیستم

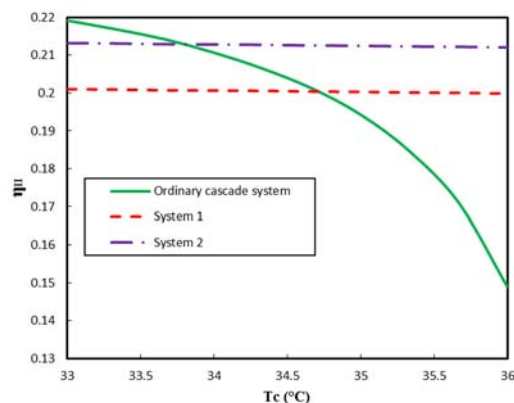
همانگونه که از شکل مشخص است با افزایش دمای کندانسور ضریب عملکرد سیکل کاهش می یابد. با افزایش دمای کندانسور از  $33^{\circ}\text{C}$  تا  $36^{\circ}\text{C}$  و ثابت نگه داشتن سایر شرایط ترمودینامیکی جدول (۲)، فشار کندانسور در سیستم آبشاری ساده، از  $5/0.33\text{ kPa}$  به  $5/9.46\text{ kPa}$  افزایش می یابد. با توجه به برابر بودن فشار کندانسور با فشار ژنراتور، فشار ژنراتور افزایش می یابد. افزایش فشار ژنراتور موجب افزایش قابلیت انحلال آب در لیتیم برماید گردیده و بنابراین گرمای مورد نیاز ژنراتور افزایش می یابد. از آنجا که دمای کندانسور آبشاری و اواپراتور قسمت تراکمی ثابت می باشد، این افزایش دمای کندانسور قسمت جذبی تاثیری بر عملکرد قسمت تراکمی سیکل نخواهد داشت. از سوی دیگر این افزایش دما منجر به افزایش اختلاف دمای کندانسور و سیال خنک کننده ورودی به آن گردیده که افزایش بازگشت ناپذیری آن و در نتیجه کاهش راندمان قانون دوم سیستم را به همراه خواهد داشت. بنابراین دمای بالای کندانسور قسمت جذبی از منظر انرژی و انرژی مفید نخواهد بود. همانگونه که از نمودارها مشخص است، افزایش دمای کندانسور قسمت جذبی تاثیر کمی بر کاهش ضریب عملکرد سیستم های ۱ و ۲ دارد. استفاده از کمپرسور در سیستم ۲ موجب افزایش فشار جاذب و در سیستم ۱ موجب کاهش فشار ژنراتور می گردد که هر دو مورد موجب ایجاد اختلاف غلظت میان مبرد و جاذب و در نتیجه افزایش ضریب عملکرد سیکل می گردند. بنابراین کاهش ضریب عملکرد سیکل بر اثر افزایش دمای کندانسور قسمت جذبی تاثیر کمی بر ضریب عملکرد کلی سیکل خواهد داشت. همچنین به دلیل کاهش بازگشت ناپذیری ژنراتور و جاذب در سیستم های ۱ و ۲، اثر افزایش دمای کندانسور جذب بر کاهش راندمان قانون دوم در این دو سیستم چندان محسوس نمی باشد. از منظر اقتصادی، این افزایش دما منجر به کاهش سطح انتقال حرارت کندانسور و همچنین کاهش گرمای کندانسور شده که به تبع آن هزینه کندانسور برای سیستم های آبشاری ساده از  $13533\text{ \$}$  به  $6682\text{ \$}$  برای سیستم ۱ از  $12780\text{ \$}$  به  $6309\text{ \$}$  و برای سیستم ۲ از  $13563\text{ \$}$  به  $6695\text{ \$}$  کاهش می یابد. اما با توجه به افزایش قابل توجه سطح انتقال حرارت و در نتیجه هزینه های مبدل حرارتی محلول و همچنین جاذب و ژنراتور، کاهش هزینه کندانسور نمی تواند موجب کاهش هزینه های کلی برای سیستم آبشاری ساده گردد، در صورتیکه برای سیستم های هیبریدی با توجه به کاهش سطح انتقال حرارت جاذب و همچنین افزایش اندک سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی محلول، کاهش سطح انتقال حرارت کندانسور موجب کاهش هزینه های کلی سرمایه گذاری سیستم می گردد. با افزایش دمای کندانسور از  $33^{\circ}\text{C}$  تا  $36^{\circ}\text{C}$  هزینه کلی سرمایه گذاری سیستم برای آبشاری ساده از  $56045\text{ \$}$  به  $73022\text{ \$}$  افزایش، برای سیستم ۱ از  $54082\text{ \$}$  به  $46722\text{ \$}$  و برای سیستم ۲ از  $47114\text{ \$}$  به  $39951\text{ \$}$  کاهش می یابد. بنابراین افزایش دمای کندانسور قسمت جذبی از منظر اقتصادی برای سیستم آبشاری ساده مقرون به صرفه نمی باشد، در صورتیکه هزینه کلی سیستم های هیبریدی ۱ و ۲ را بهبود می بخشد.

### ۳-۶- تاثیر دمای ژنراتور

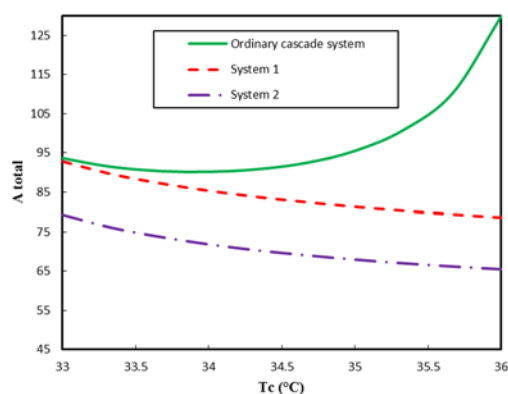
شکل (۵) نمودار تغییرات ضریب عملکرد، راندمان قانون دوم، سطح کلی انتقال حرارت و هزینه های سرمایه گذاری کلی سیستم ۱ و ۲ و سیستم آبشاری ساده با تغییر دمای ژنراتور را نشان می دهد. دمای اواپراتور، کندانسور و جاذب مطابق جدول (۲) در نظر گرفته شده اند.



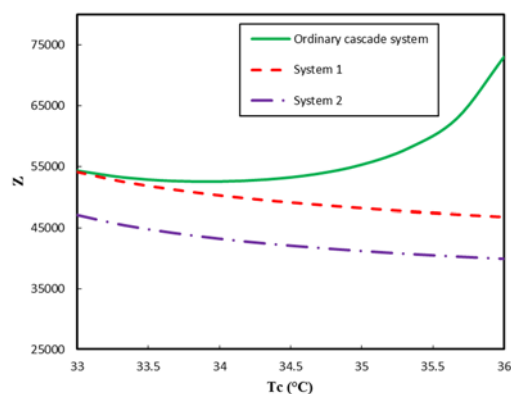
(الف)



(ب)



(ج)



(د)

**شکل ۴-** تاثیر دمای کندانسور قسمت جذبی بر الف) ضریب عملکرد ب) راندمان قانون دوم ج) سطح انتقال حرارت

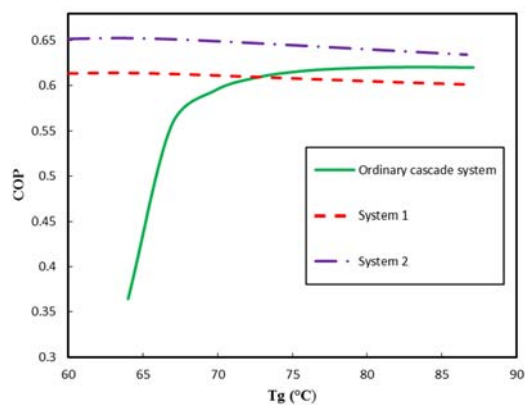
و د) هزینه های کلی سرمایه گذاری سیستم

همانگونه که از شکل (د) مشخص است با افزایش دمای ژنراتور، ضریب عملکرد هر سه سیکل افزایش می یابد و این افزایش در دماهای پایین تر ژنراتور بسیار سریعتر اتفاق می افتد. ضریب عملکرد با افزایش دمای ژنراتور ابتدا افزایش یافته و در ادامه با افزایش بیشتر دمای ژنراتور کاهش می یابد. با افزایش دمای ژنراتور، انحلال آب در لیتیم برماید در قسمت ژنراتور کاهش می یابد که منجر به افزایش غلظت محلول خروجی ژنراتور و افزایش اختلاف غلظت محلول ضیف و قوی می گردد. این افزایش اختلاف غلظت منجر به کاهش نسبت چرخش و به تبع آن افزایش ضریب عملکرد سیکل می شود. با افزایش بیشتر دمای ژنراتور، نرخ کاهش انحلال مبرد در جاذب در قسمت ژنراتور به تدریج کمتر می شود، بنابراین نرخ کاهش نسبت چرخش و به تبع آن نرخ افزایش ضریب عملکرد کندتر می شود. از سوی دیگر، این افزایش دما، افزایش ظرفیت گرمایی ویژه مبرد و جاذب را به همراه دارد که به معنی افزایش گرمای لازم در ژنراتور می باشد. در دماهای بالاتر ژنراتور، کاهش نسبت چرخش نمی تواند مقدار افزایش گرمای ژنراتور را جبران کند و تغییرات ضریب عملکرد سیر نزولی به خود می گیرد. در مقایسه با سیستم های آبشاری ساده، افزایش دمای ژنراتور تاثیر بیشتری بر افزایش ضریب عملکرد سیستم های ۱ و ۲ نشان می دهد و این افزایش برای سیستم ۲ محسوس تر است.

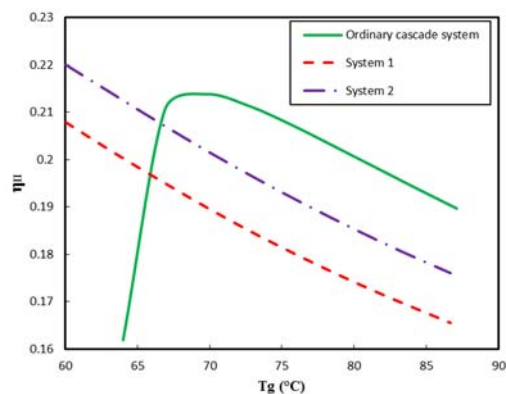
دلیل این موضوع افزایش انحلال آب در لیتیم برماید در قسمت جاذب و افزایش اختلاف غلظت مبرد و جاذب بین ژنراتور و جاذب می باشد. همانگونه که از شکل مشخص است با افزایش دمای ژنراتور راندمان قانون دوم سیکل آبشاری ساده در مقایسه با دو سیکل ترکیبی افزایش می یابد. دلیل این امر افزایش بازگشت ناپذیری در ژنراتور و همچنین جاذب در دماهای بالاتر ژنراتور برای سیکل های ترکیبی است. به دلیل فشار پایین ژنراتور در سیستم ۱ و همچنین فشار بالای جاذب در سیستم ۲، سیکل های ترکیبی به گرمای کمتری در ژنراتور نیاز دارند. افزایش دمای ژنراتور که همراه با افزایش ظرفیت گرمایی ویژه سیال گرم کننده ورودی به ژنراتور می باشد موجب اتلاف بیشتر انرژی حرارتی و در نتیجه افزایش بازگشت ناپذیری در ژنراتور می گردد. در دمای  $87^{\circ}\text{C}$  بازگشت ناپذیری ژنراتور در سیکل های ساده آبشاری، سیکل ۱ و سیکل ۲ به ترتیب برابر با  $6/68\text{kW}$ ،  $11/38\text{kW}$  و  $8/98\text{kW}$  می باشد که منجر به افزایش بازگشت ناپذیری کل سیکل و در نتیجه کاهش راندمان قانون دوم می گردد که این کاهش برای سیکل های ترکیبی بیشتر از سیکل ساده آبشاری می باشد. در دماهای پایین تر از  $65^{\circ}\text{C}$ ، به علت افزایش زیاد گرمای مورد نیاز ژنراتور و جاذب، سطح انتقال حرارت و در نتیجه هزینه های سیستم آبشاری ساده روند صعودی دارد، در صورتیکه برای سیستم های هیبریدی افزایش هزینه ها در دماهای بسیار پایین تری اتفاق خواهد افتاد. از منظر اقتصادی افزایش دمای ژنراتور به طور کلی منجر به افزایش هزینه ها در دماهای بیشتر از  $65^{\circ}\text{C}$  می گردد که دلیل آن افزایش سطح انتقال حرارت ژنراتور و جاذب می باشد. با افزایش دمای ژنراتور تا دمای  $72^{\circ}\text{C}$ ، هزینه های کلی سیستم آبشاری ساده کاهش می یابد، اما با افزایش بیشتر دمای ژنراتور و افزایش غلظت های خروجی ژنراتور، مجدداً روند هزینه ها صعودی می گردد. در محدوده دمایی  $64^{\circ}\text{C}$  تا  $90^{\circ}\text{C}$ ، در سیستم ۱ به علت داشتن غلظت های بالای محلول لیتیم برماید در ورودی و خروجی جاذب که منجر به کاهش ضریب کلی انتقال حرارت می گردد، سطح انتقال حرارت جاذب و در نتیجه هزینه آن بیشتر از سیستم آبشاری ساده می باشد که همین امر موجب افزایش هزینه های کلی سرمایه گذاری این سیستم نسبت به سیکل آبشاری ساده می گردد. در خصوص سیستم ۲، با توجه به کاهش غلظت محلول در ورودی و خروجی جاذب، سطح انتقال حرارت و در نتیجه هزینه های سیستم کاهش می یابد. با افزایش دمای ژنراتور از  $72^{\circ}\text{C}$  تا  $90^{\circ}\text{C}$  درجه سانتیگراد، هزینه کلی سرمایه گذاری سیستم برای سیستم های آبشاری ساده از  $45681$  \$ به  $46537$  \$، برای سیستم ۱ از  $48919$  \$ به  $52251$  \$ و برای سیستم ۲ از  $41238$  \$ به  $41940$  \$ افزایش می یابد.

#### ۶-۴- تاثیر دمای اوپراتور قسمت جذبی

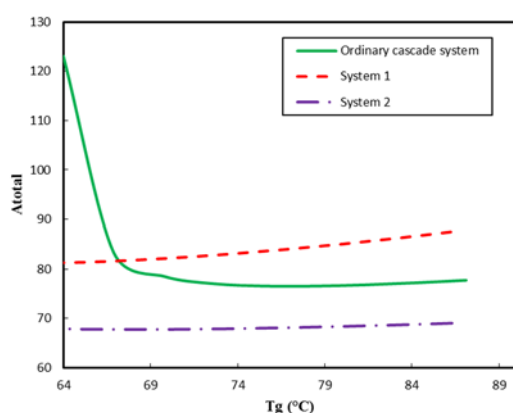
شکل (۶) تاثیر تغییرات دمای اوپراتور قسمت جذبی (کندانسور آبشاری) بر ضریب عملکرد، راندمان قانون دوم، سطح کلی انتقال حرارت و هزینه های سرمایه گذاری کلی هر سه سیستم تبرید را نشان می دهد. با تغییر دمای اوپراتور از  $5^{\circ}\text{C}$  تا  $10^{\circ}\text{C}$  و ثابت در نظر گرفتن دمای ورودی و خروجی مبرد در قسمت تراکمی و سایر شرایط طراحی مذکور در جدول (۲)، فشار اوپراتور از  $0/87\text{ kPa}$  به  $1/228\text{ kPa}$  افزایش می یابد. برای سیستم ۲ به دلیل قرارگیری کمپرسور، فشار جاذب به  $2/456\text{ kPa}$  می رسد. افزایش فشار اوپراتور (کندانسور آبشاری) به معنی افزایش فشار جاذب بوده و منجر به افزایش انحلال مبرد (آب) در لیتیم برماید و در نتیجه افزایش کسر جرمی آب در محلول می گردد.



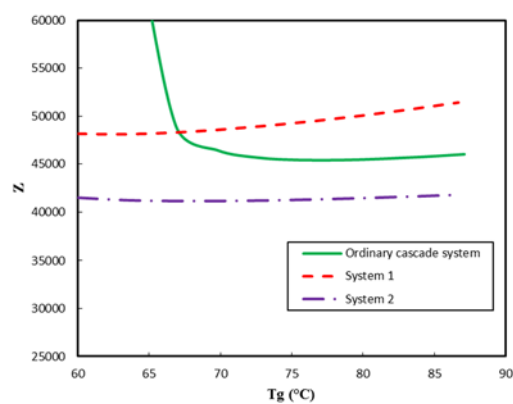
(الف)



(ب)



(ج)

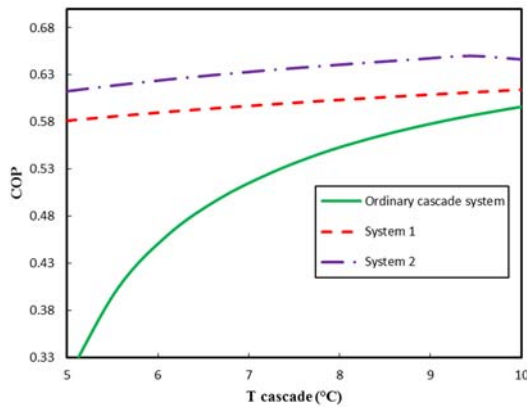


(د)

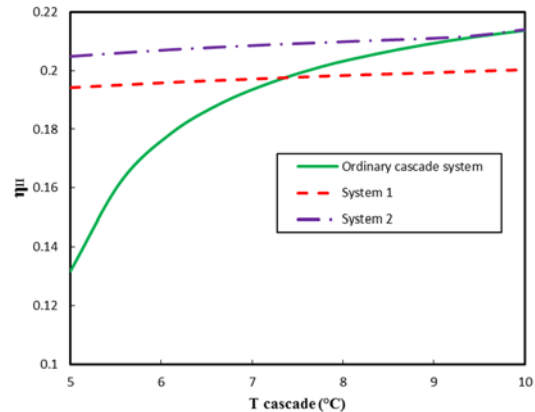
**شکل ۵-** تاثیر دمای ژنراتور بر (الف) ضریب عملکرد (ب) راندمان قانون دوم (ج) سطح انتقال حرارت و

(د) هزینه های کلی سرمایه گذاری سیستم

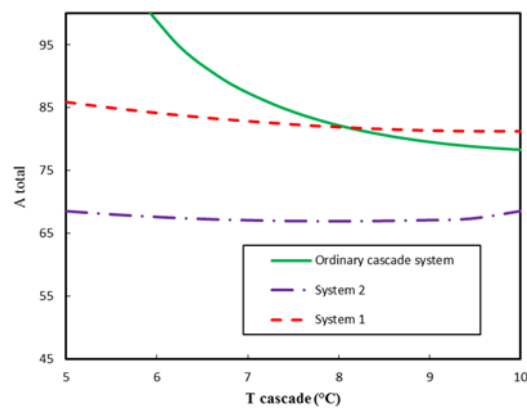
بنابراین افزایش غلظت آب در خروجی جاذب منجر به کاهش نسبت چرخش و در نتیجه کاهش گرمای ورودی لازم به ژنراتور می گردد. این مقدار افزایش دما از  $5^{\circ}\text{C}$  تا  $10^{\circ}\text{C}$  منجر به افزایش ضریب عملکرد سیکل از  $0/3078$  به  $0/5962$ ، برای سیستم آبشاری ساده،  $0/5812$  به  $0/6139$  برای سیستم ۱ و  $0/613$  به  $0/6542$  برای سیستم ۲ می گردد. از سوی دیگر کاهش انرژی حرارتی ژنراتور موجب کاهش بازگشت ناپذیری به دلیل کاهش انتقال حرارت در ژنراتور و افزایش راندمان قانون دوم سیکل می گردد. راندمان قانون دوم سیکل آبشاری ساده، سیستم ۱ و سیستم ۲ به ترتیب از  $13/18\%$  به  $21/37\%$ ، از  $19/42\%$  به  $20/03\%$  و از  $20/48\%$  به  $21/39\%$  افزایش می یابد. بنابراین افزایش دمای قسمت جذبی کندانسور آبشاری می تواند موجب تقویت سیکل از منظر انرژی و انرژی می گردد. با افزایش دمای اواپراتور به میزان  $5^{\circ}\text{C}$  سطح انتقال حرارت آن به میزان  $44\%$  افزایش می یابد که موجب افزایش هزینه سرمایه گذاری آن از  $\$ 5666$  به  $\$ 8073$  می گردد، اما با توجه به کاهش سطح انتقال حرارت ژنراتور و مبدل حرارتی محلول، هزینه های کلی سرمایه گذاری سیستم کاهش می یابد. بنابراین افزایش دمای قسمت جذبی کندانسور آبشاری از منظر انرژی، انرژی و اقتصادی مقرون به صرفه می باشد.



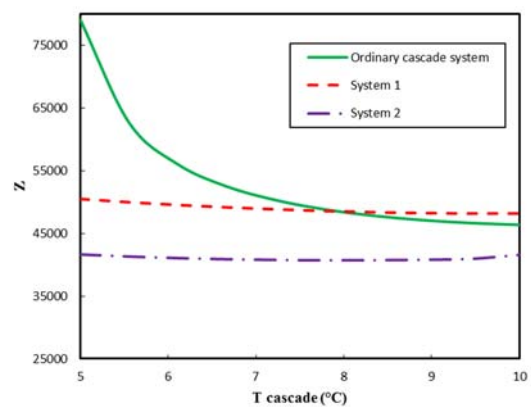
(الف)



(ب)



(ج)



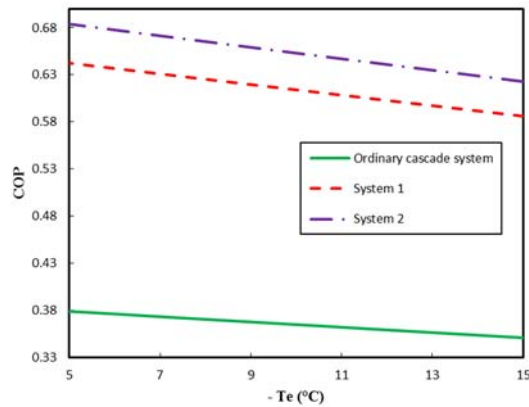
(د)

شکل ۶- تاثیر دمای اواپراتور قسمت جذبی بر الف) ضریب عملکرد ب) راندمان قانون دوم ج) سطح انتقال حرارت و د) هزینه های کلی سرمایه گذاری سیستم

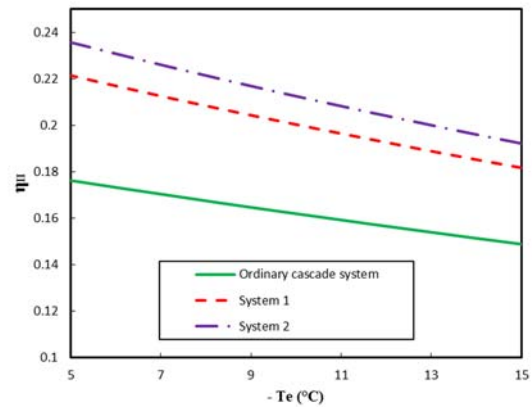
## ۶-۵- تاثیر دمای اواپراتور قسمت تراکمی

تغییرات ضریب عملکرد، راندمان قانون دوم، سطح کلی انتقال حرارت و هزینه های سرمایه گذاری کلی هر سه سیکل با تغییرات دمای اواپراتور قسمت تراکمی در شکل (۷) نشان داده شده است. با تغییرات دمای اواپراتور قسمت تراکمی از  $15^{\circ}\text{C}$  تا  $5^{\circ}\text{C}$  و ثابت در نظر گرفتن سایر مشخصات جدول (۲) فشار هر سه سیکل از  $296/3 \text{ kPa}$  تا  $421/9 \text{ kPa}$  تغییر می کند که موجب کاهش نسبت تراکم کمپرسور قسمت تراکمی می گردد که کاهش ۳۵ درصدی مصرف انرژی الکتریکی در قسمت تراکمی را به همراه دارد. این کاهش موجب افزایش ۵۴ درصدی ضریب عملکرد قسمت تراکمی می گردد. از آنجا که دمای کندانسور و اواپراتور قسمت جذبی ثابت می باشد، ضریب عملکرد قسمت جذبی تغییر محسوسی نمی کند. ضریب عملکرد کلی سیکل های آبشاری ساده و همچنین سیکل های ۱ و ۲ به ترتیب از  $0/3506$  به  $0/3787$ ، از  $0/5861$  به  $0/6421$  و از  $0/6226$  به  $0/6836$  افزایش می یابد.

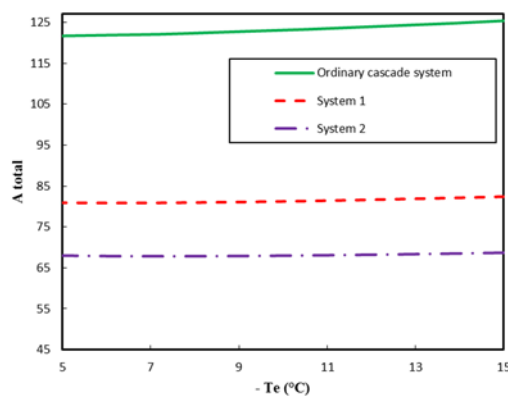




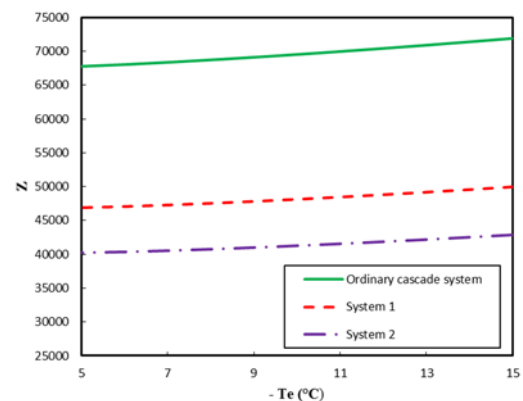
(الف)



(ب)



(ج)



(د)

**شکل ۷-** تاثیر دمای اواپراتور قسمت تراکمی بر (الف) ضریب عملکرد (ب) راندمان قانون دوم (ج) سطح انتقال حرارت (د) هزینه های کلی سرمایه گذاری سیستم

از سوی دیگر با افزایش دمای اواپراتور، اختلاف درجه حرارت میان آب ورودی اواپراتور و میرد کاهش می یابد که موجب کاهش برگشت ناپذیری در اواپراتور می گردد. که به تبع آن راندمان قانون دوم سیکل افزایش خواهد داشت. این افزایش برای سیکل آبشاری ساده، سیستم ۱ و سیستم ۲ به ترتیب ۱۸٪، ۲۱٪ و ۲۳٪ می باشد. افزایش ۱۰ درجه ای دمای اواپراتور با ثابت در نظر گرفتن دماهای آب خنک شونده ورودی و خروجی به اواپراتور و همچنین ظرفیت سرمایشی سیکل، موجب افزایش سطح انتقال حرارت اواپراتور از  $1/324 \text{ m}^2$  به  $3/094 \text{ m}^2$  می گردد. دلیل این امر، افزایش اختلاف دمای لگاریتمی اواپراتور با افزایش دمای آن است. از سوی دیگر افزایش دمای اواپراتور در توان سرمایشی ثابت، موجب کاهش دبی جرمی سیکل تبرید تراکمی گردیده که به دنبال آن دبی جرمی سیکل تبرید جذبی نیز اندکی کاهش می یابد. این کاهش دبی جرمی موجب کاهش سطح انتقال حرارت اجزا سیکل گردیده، به طوریکه با افزایش سطح انتقال حرارت اواپراتور، به طور کلی سطح انتقال حرارت سیکل اندکی کاهش می یابد. از منظر اقتصادی افزایش دمای ۱۰ درجه ای اواپراتور قسمت تراکمی، موجب کاهش هزینه های کلی سرمایه گذاری سیستم از  $\$ 71921$  به  $\$ 67784$ ، از  $\$ 49924$  به  $\$ 46822$  و از  $\$ 42843$  به  $\$ 40191$  به ترتیب برای سیکل های آبشاری ساده، سیستم ۱ و سیستم ۲ می گردد.

## ۷- بررسی مقایسه ای

با توجه به نتایج حاصله، ارزیابی اقتصادی و زیست محیطی در کنار آنالیز انرژی و انرژی می تواند اثر بخشی سیستم های ترمودینامیکی و امکان اخذ تصمیم مناسب برای استفاده از این سیستم ها در شرایط گوناگون را فراهم آورد. در واقع افزایش راندمان انرژی بدون در نظر گرفتن اثرات اقتصادی ممکن است به نتایج عملی منجر نگردد. همانگونه که در بخش مقدمه نیز ذکر گردید، پژوهش های متعددی در خصوص افزایش راندمان و بهبود عملکرد سیکل های تبرید جذبی و همچنین تبرید آبشاری جذبی- تراکمی با اضافه کردن تجهیزاتی همچون کمپرسور، اجکتور و ... انجام پذیرفته است و نتایج مثبت و قابل قبولی نیز ارائه گردیده است. اما بر روی اثرات اقتصادی و زیست محیطی این راهکارها کمتر بحث گردیده است. به عنوان مثال منگ و همکاران [۱۵] قرارگیری کمپرسور بین اواپراتور و جاذب در یک سیکل تبرید جذبی DMF-R134a نتیجه گرفتند که در دماهای ژنراتور گوناگون می توان صرفه جویی به میزان ۱۶/۱٪ تا ۶۷/۱٪ در مصرف انرژی الکتریکی نسبت به یک سیکل تبرید تراکمی دست یافت. در تحقیق دیگر جین و همکاران [۳۲] عملکرد یک سیکل تبرید آبشاری جذبی- تراکمی با اضافه کردن اجکتور به قسمت جذبی سیکل که از آمونیاک به عنوان مبرد و آب به عنوان جاذب استفاده می کند پرداخته شد. آنها نتیجه گرفتند که در بهترین شرایط عملکردی، ضریب عملکرد سیکل با اضافه کردن اجکتور، از ۰/۳۲۲ به ۰/۳۹۵ و راندمان قانون دوم از ۰/۳۳۲ به ۰/۴۱۲ افزایش می یابد. در سیکل بررسی شده در مقاله حاضر، افزایش ضریب عملکرد کلی سیکل آبشاری از ۰/۳۶۴۶ به ۰/۶۱۳۹ و ۰/۶۵۲۶ و افزایش راندمان قانون دوم از ۰/۱۶۱۹ به ۰/۲ و ۰/۲۱۲۷ به ترتیب برای سیستم های ۱ و ۲ در دمای عملکردی پایین ژنراتور، به دست آمدند. اما این نتایج در کنار نتایج اقتصادی مانند کاهش ۳۵ درصدی و ۴۰ درصدی هزینه های سرمایه گذاری کلی سیستم و همچنین کاهش ۲۹ درصدی و ۳۳ درصدی هزینه های سالیانه سیستم های ۱ و ۲ در مقایسه به سیستم آبشاری ساده بیشتر قابل توجه خواهند بود. همچنین در دماهای پایین ژنراتور، افزایش نسبت فشار کمپرسور در سیستم ۱ علاوه بر بهبود عملکرد سیکل از منظر انرژی، از دیدگاه اقتصادی نیز مقرون به صرفه می باشد، در حالیکه در سیستم ۲ استفاده از نسبت فشارهای بالا در دماهای پایین ژنراتور از لحاظ اقتصادی چندان مناسب نیست. لحاظ کردن اثرات زیست محیطی نیز در صورت استفاده از سیستم های با توان تبرید بالا ضروری به نظر می رسد.

## ۸- نتیجه گیری

در تحقیق حاضر، تاثیر استفاده از یک کمپرسور کمکی در جهت بهبود عملکرد سیکل تبرید آبشاری جذبی- تراکمی مورد بررسی قرار گرفت. به این منظور، کمپرسور کمکی یک بار بین ژنراتور و کندانسور (سیستم ۱) و یک بار بین کندانسور آبشاری و جاذب (سیستم ۲) قرار داده شد. تحلیل انرژی نشان می دهد که سیستم ۱ و ۲ می توانند به ترتیب ۶۸٪ و ۷۹٪ ضریب عملکرد سیکل را افزایش دهند. میزان افزایش راندمان قانون دوم برای سیستم های ۱ و ۲ به ترتیب ۲۴٪ و ۳۱٪ می باشد. همچنین هر دو سیستم با کاهش سطح انتقال حرارت مبدل های حرارتی موجود، موجب کاهش هزینه های کلی سیکل می گردند. این کاهش برای سیستم ۱ و ۲ به ترتیب برابر با ۳۱٪ و ۴۰٪ می باشد.

- بررسی پارامتری عوامل موثر بر عملکرد سیکل نتایج ذیل را به همراه دارد:
- استفاده از سیستم های هیبریدی در دماهای پایین ژنراتور از منظر انرژی، انرژی و اقتصادی موثرتر است.
  - افزایش دمای کندانسور قسمت جذبی از منظر اقتصادی برای سیستم آبشاری ساده مقرون به صرفه نمی باشد، در صورتیکه هزینه کلی سیستم های هیبریدی ۱ و ۲ را بهبود می بخشد.
  - افزایش دمای قسمت جذبی کندانسور آبشاری از منظر انرژی، انرژی و اقتصادی برای هر سه سیستم مقرون به صرفه می باشد.
  - افزایش دمای اواپراتور قسمت تراکمی در هر سه سیستم، موجب افزایش ضریب عملکرد و راندمان قانون دوم و همچنین کاهش هزینه های کلی سیستم می گردد.
  - قرار گیری کمپرسور بین اواپراتور و جاذب در بازه های عملکردی گوناگون نتایج موثرتری به همراه خواهد داشت.

### سپاسگزاری

این تحقیق برگرفته از طرح پژوهشی با عنوان تحلیل ترمودینامیکی و بهینه سازی یک سیستم تبرید آبشاری جذبی- تراکمی هیبریدی با به کارگیری یک کمپرسور کمکی می باشد که با حمایت مالی دانشگاه آیت ا. بروجردی (ره) و با کد رهگیری ۲۱۱۸۲۷-۱۵۶۶۴ انجام پذیرفته است و نویسنده از حوزه معاونت محترم پژوهش بابت حمایت از این طرح کمال تشکر و قدردانی را دارد.

### مراجع

- [1] Jain, V., Sachdeva, G., Kachhwaha, S.S., and Patel, B. "Thermo-economic and Environmental Analyses Based Multi-objective Optimization of Vapor Compression-absorption Cascaded Refrigeration System using NSGA-II technique", *Energy Conversion and Management*, Vol. 113, pp. 230-242, (2016).
- [2] Fan, Y., Luo, L., and Souyri, B., "Review of Solar Sorption Refrigeration Technologies: Development and Applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 11, pp. 1758-1775, (2007).
- [3] Cimsit, C., Ozturk, I.T., and Kincay, O., "Thermoeconomic Optimization of LiBr/H<sub>2</sub>O-R134a Compression-absorption Cascade Refrigeration Cycle", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 76, pp. 105-115, (2015).
- [4] Colorado, D., and Rivera, W., "Performance Comparison between a Conventional Vapor Compression and Compression-absorption Single-stage and Double-stage Systems used for Refrigeration", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 87, pp. 273-285, (2015).

- [5] Colorado, D., and Velázquez, V.M., “Exergy Analysis of a Compression–absorption Cascade System for Refrigeration”, *International Journal of Energy Research*, Vol. 37, pp. 1851-1865, (2013).
- [6] Jain, V., Kachhwaha, S.S., and Sachdeva, G., “Thermodynamic Performance Analysis of a Vapor Compression–absorption Cascaded Refrigeration System”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 75, pp. 685-700, (2013).
- [7] Kim, J. S., Ziegler, F., and Lee, H., “Simulation of the Compressor-assisted Triple-effect H<sub>2</sub>O/LiBr Absorption Cooling Cycles”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 295-308, (2002).
- [8] Ramesh Kumar, A., and Udayakumar, M., “Simulation Studies on GAX Absorption Compression Cooler”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 2604-2610, (2007).
- [9] Yari, M., Zarin, A., and Mahmoudi, S.M.S., “Energy and Exergy Analyses of GAX and GAX Hybrid Absorption Refrigeration Cycles”, *Renewable Energy*, Vol. 36, pp. 2011-2020, (2011).
- [10] Ayala, R., Heard, C.L., and Holland, F.A. “Ammonia/lithium Nitrate Absorption/compression Refrigeration Cycle Part I Simulation”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 17, pp. 223-233, (1997).
- [11] Ventas, R., Lecuona, A., Zacarías, A., and Venegas, M., “Ammonia-lithium Nitrate Absorption Chiller with an Integrated Low-pressure Compression Booster Cycle for Low Driving Temperatures”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1351-1359, (2010).
- [12] Satapathy, P.K., Gopal, M.R., and Arora, R.C., “Studies on a Compression-absorption Heat Pump for Simultaneous Cooling and Heating”, *International Journal of Energy Research*, Vol. 28, pp. 567-580, (2004).
- [13] Berlitz, T., Cerkvenik, B., Hellmann, H. M., and Ziegler, F., “The Impact of Work Input to Sorption Cycles”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, pp. 88-99, (2001).
- [14] Farshi, L.G., and Dousti, A., “Investigation of a Novel Absorption-recompression Refrigeration System using a Compressor Between Generator and Condenser”, *Tabriz Mechanical Engineering Journal*, Vol. 47, pp. 239-246, (2017). (in Persian)
- [15] Meng, X., Zheng, D., Wang, J., and Li, X., “Energy Saving Mechanism Analysis of the Absorption-compression Hybrid Refrigeration Cycle”, *Renewable Energy*, Vol. 57, pp. 43-50, (2013).
- [16] Boer, D., Valles, M., and Coronas, A., “Performance of Double Effect Absorption Compression Cycles for Air-conditioning using Methanol–TEGDME and TFE–TEGDME Systems as Working Pairs”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, pp. 542-555, (1998).

- [17] Wang, J., Wang, B., Wu, W., Li, X., and Shi, W., "Performance Analysis of an Absorption-Compression Hybrid Refrigeration System Recovering Condensation Heat for Generation", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 108, pp. 54-65, (2016).
- [18] Farshi, L.G., Khalili, S., and Mosaffa, A.H., "Thermodynamic Analysis of a Cascaded Compression – Absorption Heat Pump and Comparison with Three Classes of Conventional Heat Pumps for the Waste Heat Recovery", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 128, pp. 282-296, (2018).
- [19] Ayou, D.S., Bruno, J.C., and Coronas, A., "Integration of a Mechanical and Thermal Compressor Booster in Combined Absorption Power and Refrigeration Cycles", *Energy*, Vol. 135, pp. 327-341, (2017).
- [20] Zhang, N., Lior, N., and Han, W., "Performance Study and Energy Saving Process Analysis of Hybrid Absorption-compression Refrigeration Cycles", *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 138, pp. 061603, (2016).
- [21] Shu, G., Che, J., Tian, H., Wang, X., and Liu, P., "A Compressor-assisted Triple-effect H<sub>2</sub>O-LiBr Absorption Cooling Cycle Coupled with a Rankine Cycle Driven by High-temperature Waste Heat", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 112, pp. 1626-1637, (2017).
- [22] Ma, Z., Bao, H., and Roskilly, A.P., "Numerical Study of a Hybrid Absorption-Compression High Temperature Heat Pump for Industrial Waste Heat Recovery", *Frontiers in Energy*, Vol. 11, pp. 503-509, (2017).
- [23] Ahmad Ansari, N., Arora, A., Samsher, and Manjunath, K., "Optimum Performance Analysis of a Hybrid Cascade Refrigeration System using Alternative Refrigerants", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 5, pp. 28374-28383, (2018).
- [24] Dixit, M., Arora, A., and Kaushik, S.C., "Energy, Exergy, Environment and Economic Analyses and Optimization of Two-stage Absorption–compression Combined Refrigeration System", *Clean Technologies and Environmental Policy*, Vol. 19, pp. 2215-2229, (2017).
- [25] Cimsit, C., and Ozturk, I.T., "Analysis of Compression–absorption Cascade Refrigeration Cycles", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 40, pp. 311-317, (2012).
- [26] Cimsit, C., Ozturk, I., and Hosoz, M., "Second Law Based Thermodynamic Analysis of Compression-absorption Cascade Refrigeration Cycles", *J. Therm. Sci. Technol*, Vol. 34, pp. 9-18, (2014).
- [27] Patel, B., Kachhwaha, S.S., and Modi, B., "Thermodynamic Modelling and Parametric Study of a Two Stage Compression-Absorption Refrigeration System for Ice Cream Hardening Plant", *Energy Procedia*, Vol. 109, pp. 190-202, (2017).
- [28] Jain, V., Sachdeva, G., and Kachhwaha, S.S., "Comparative Performance Study and Advanced Exergy Analysis of Novel Vapor Compression-absorption Integrated Refrigeration System", *Energy Conversion and Management*, Vol. 172, pp. 81-97, (2018).

- [29] Lijuan, H., Wang, S., Suxia, L., and Xuan, W., “Numerical and Experimental Evaluation of the Performance of a Coupled Vapour Absorption-compression Refrigeration Configuration”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 99, pp. 429-439, (2019).
- [30] Patel, B., Desai, N.B., and Kachhwaha, S.S., “Optimization of Waste Heat Based Organic Rankine Cycle Powered Cascaded Vapor Compression-absorption Refrigeration System”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 154, pp. 576-590, (2017).
- [31] Hojjat Mohammadi, S.M., and Ameri, M., “Energy and Exergy Comparison of a Cascade Air Conditioning System using Different Cooling Strategies”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 41, pp. 14-26, (2014).
- [32] Jain, V., Sachdeva, G., and Kachhwaha, S.S., “Thermodynamic Analysis of Ejector-assisted Vapour Compression-absorption Hybrid Refrigeration System”, *International Journal of Ambient Energy*, Vol. 42, pp. 576-585, (2021).
- [33] Kairouani, L., and Nehdi, E., “Cooling Performance and Energy Saving of a Compression-absorption Refrigeration System Assisted by Geothermal Energy”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 288-294, (2006).
- [34] Garimella, S., Brown, A.M., and Nagavarapu, A.K., “Waste Heat Driven Absorption/vapor-compression Cascade Refrigeration System for Megawatt Scale, High-flux, Low-temperature Cooling”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, pp. 1776-1785, (2011).
- [35] Agarwal, S., Arora, A., and Arora, B.B., “Energy and Exergy Analysis of Vapor Compression-triple Effect Absorption Cascade Refrigeration System”, *Engineering Science and Technology, An International Journal*, Vol. 23, pp. 625-641, (2020).
- [36] Kotas, T.J., “*The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*”, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, (1995).
- [37] Jain, V., Sachdeva, G., and Kachhwaha, S.S., “NLP Model Based Thermo-economic Optimization of Vapor Compression-absorption Cascaded Refrigeration System”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 93, pp. 49-62, (2015).
- [38] Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., and Wrobel, L.C., “Design and Construction of a LiBr-water Absorption Machine”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, pp. 2483-2508, (2003).
- [39] Jain, V., Sachdeva, G., and Kachhwaha, S.S., “Energy, Exergy, Economic and Environmental (4E) Analyses Based Comparative Performance Study and Optimization of Vapor Compression-absorption Integrated Refrigeration System”, *Energy*, Vol. 91, pp. 816-832, (2015).
- [40] Kızıllkan, Ö., Şencan, A., and Kalogirou, S.A., “Thermo-economic Optimization of a LiBr Absorption Refrigeration System”, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Vol. 46, pp. 1376-1384, (2007).

- [41] Sayyaadi, H., and Nejatolahi, M., “Multi-objective Optimization of a Cooling Tower Assisted Vapor Compression Refrigeration System”, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 243-256, (2011).
- [42] Rubio-Maya, C., Pacheco-Ibarra, J.J., Belman-Flores, J.M., Galván-González, S.R., and Mendoza-Covarrubias, C., “NLP Model of a LiBr–H<sub>2</sub>O Absorption Refrigeration System for the Minimization of the Annual Operating Cost”, Applied Thermal Engineering, Vol. 37, pp. 10-18, (2012).
- [43] Aminyavari, M., Najafi, B., Shirazi, A., and Rinaldi, F., “Exergetic, Economic and Environmental (3E) Analyses, and Multi-objective Optimization of a CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> Cascade Refrigeration System”, Applied Thermal Engineering, Vol. 65, pp. 42-50, (2014).
- [44] Colorado-Garrido, D., “Advanced Exergy Analysis of a Compression–absorption Cascade Refrigeration System”, Journal of Energy Resources Technology, Vol. 141, pp. 042002, (2018).

### فهرست نمادهای انگلیسی

- $A$ : مساحت  $m^2$
- $a^c$ : ضریب برگشت سرمایه
- $C_i^{el}$ : هزینه واحد انرژی الکتریکی  $\$/kWh$
- $C_i^e$ : هزینه واحد مصرف سوخت  $\$/kWh$
- $C_T$ : هزینه های سالیانه کلی سیستم  $\$$
- $COP$ : ضریب عملکرد سیستم آبخاری
- $D_i$  و  $D_o$ : قطر داخلی و خارجی مبدلهای حرارتی  $m$
- $f$ : نسبت چرخش
- $F_i$  و  $F_o$ : ضریب رسوب در سطوح داخلی و خارجی
- لوله ها  $^{\circ}C/kW$
- $h$ : آنتالپی ویژه  $kJ/kg$
- $h_i$  و  $h_o$ : ضریب انتقال حرارت در سطوح داخلی و خارجی لوله ها  $kW/m^2K$
- $\dot{i}_R$ : نرخ بهره
- $k$ : ضریب انتقال حرارت رسانش  $kW/mK$
- $N$ : طول عمر اجزا سیکل
- $Nu$ : عدد ناسلت
- $Pr$ : عدد پرانتل
- $Re$ : عدد رینولدز

$\dot{Q}$  : نرخ انتقال حرارت kW

R : نسبت فشار کمپرسور کمکی

s : آنتروپی ویژه kJ/kgK

U : ضریب کلی انتقال حرارت kW/m<sup>2</sup>K

Z : هزینه های کلی \$

$\Delta T_m$  : اختلاف دمای متوسط لگاریتمی

### نمادهای یونانی

$\eta_{comp}$  : رانمان ایزنتروپیک کمپرسور

$\eta_{pmp}$  : راندمان ایزنتروپیک پمپ

$\rho_l, \rho_v$  : چگالی فاز مایع و فاز بخار kg/m<sup>3</sup>

### زیرنویس

a : جاذب

cas : کندانسور آبشاری

cond : کندانسور

comp : کمپرسور

ev : شیر انبساط

evap : اواپراتور

gen : ژنراتور

p : پمپ

shx : مبدل حرارتی محلول



**Abstract**

In this paper, improving the performance of a compression-absorption refrigeration system employing a booster compressor is investigated based on energy, exergy and economic analysis. Two position for the booster compressor are proposed (between the generator and the condenser, or between the cascade condenser and the absorber). The results show that using a compressor between the generator and the condenser improves the COP and the second law efficiency by 68% and 24% respectively and enhances the capital cost of the cycle by 31%, while using the compressor between the evaporator and the absorber can increase the COP and the second law efficiency of the cycle by 79% and 31%, respectively and decrease the cost of the cycle by 40%. Furthermore, the effect of compressor pressure ratio, condenser temperature, generator temperature, cascade condenser temperature and compression section evaporator temperature on thermodynamic and economic performance of the cycle is analyzed. The results indicate that the two hybrid systems can improve the performance of the cycle and locating the compressor between the evaporator and the absorber can show better performances.