

## اثر مادون سرد کردن مایع خروجی از کندانسور در سیستم‌های تبرید ترکیبی توسط سیکل جذبی آب- آمونیاک

مریم سلاجقه<sup>۱</sup>، مهران عامری<sup>۲\*</sup>

<sup>۱</sup> پژوهشگاه علوم و تکنولوژی پیشرفته و علوم محیطی، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته کرمان، ایران

maryam\_salajeghe@yahoo.com

<sup>۲</sup> استاد گروه مهندسی مکانیک و پژوهشکده انرژی و محیط زیست، دانشگاه شهید باهنر کرمان، ایران

ameri\_mm@uk.ac.ir

**چکیده:** در این مقاله، اثر مادون سرد کردن سیال خروجی کندانسور سیکل تبرید تراکمی به وسیله سیکل جذبی در یک سیستم تبرید ترکیبی از دیدگاه انرژی بررسی می‌شود. بدین منظور قوانین بقای جرم و انرژی برای سیستم ترکیبی مورد بررسی نوشته شده است. در سیستم جذبی، از دو سیکل لیتیم بروماید- آب و آب- آمونیاک استفاده شده است. تأثیر پارامترهای مختلف از جمله تأثیر نوع مولد توان، تغییر دمای محیط و دمای محیط خنک شونده بر کار مورد نیاز کمپرسور و فاکتور سودمندی انرژی (EUF)، مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج نشان می‌دهد که سیکل جذبی آب- آمونیاک در مقایسه با سیکل جذبی لیتیم بروماید- آب EUF بالاتری را برای سیکل ترکیبی به همراه دارد. همچنین بهبود عملکرد سیستم ترکیبی با افزایش دمای محیط و کاهش دمای محیط خنک‌شونده، افزایش می‌یابد و مولد توان با راندمان بالا، مقدار بالاتری را برای EUF سیستم موجب می‌شود.

**واژه‌های کلیدی:** سیستم ترکیبی، سیکل تراکمی، سیکل جذبی، آب- آمونیاک، لیتیم بروماید- آب، مولد توان.

## ۱. مقدمه

با توجه به مصرف قابل توجه انواع حامل‌های انرژی در زیربخش‌های صنعتی مختلف، به‌کارگیری روش مناسب برای کاهش مصرف انرژی و استفاده بهینه از آن، گامی مؤثر در توسعه صنعتی است. علاوه بر اهمیت مسئله انرژی، اطمینان از نحوه تأمین آن در بسیاری از صنایع بسیار حیاتی است. فناوری‌های تولید هم‌زمان برق و حرارت (CHP)، برق یا توان مکانیکی تولید نموده و حرارت اضافی را برای مصارف مختلف بازیافت می‌کنند. به دلیل وجود مقدار زیادی تلفات در هنگام تبدیل انرژی حرارتی به انرژی مکانیکی یا الکتریکی، فرضیه استفاده از تولید هم‌زمان شکل گرفته است. این تلفات معمولاً به صورت حرارت وارد دودکش شده، دمای آن کنترل شده و در اتمسفر آزاد می‌شوند. با بازیافت مقداری از حرارت در مبدل‌های حرارتی، بازدهی کل سیستم به مقدار قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد و در عین حال که برق تولید می‌شود، حرارت مورد نیاز مراکز تجاری، صنعتی و عمومی نیز تأمین می‌گردد.

یکی از کاربردهای سیستم تولید هم‌زمان، استفاده از آن‌ها در سیستم‌های خنک‌کننده است. انواع سیستم‌های خنک‌کننده که در تهویه مطبوع و سرمایش صنعتی به کار می‌روند، شامل سیستم تراکمی بخار، سیستم جذبی و سیستم ترکیبی است.

در سیستم‌های ترکیبی، سیکل جذبی و تراکمی به گونه‌های مختلف در کنار هم قرار می‌گیرند. این سیستم‌ها برای استفاده در تولید هم‌زمان مناسب هستند. گازهای خروجی حاصل از احتراق قسمت تولید توان سیستم تراکمی وارد محیط می‌شوند، این گازها پتانسیل انرژی بالایی دارند و با ورود به محیط این انرژی هدر می‌رود. اگر این انرژی در یک سیستم جذبی مورد استفاده قرار بگیرد، علاوه بر افزایش راندمان کلی، باعث تقویت سیستم خنک‌کننده نیز خواهد شد.

استفاده از سیستم‌های تبرید ترکیبی باعث صرفه‌جویی و کاهش مصرف برق در مقایسه با سیستم‌های تراکمی می‌شود. همچنین سیستم‌های ترکیبی نسبت به سیستم‌های جذبی راندمان و عملکرد بهتری دارند. اما ساختار این سیستم‌ها پیچیده‌تر از سیستم‌های تراکمی و جذبی است. با استفاده از سیستم‌های تبرید ترکیبی می‌توان به‌طور هم‌زمان از انرژی الکتریکی و حرارتی استفاده کرد.

کیت ای هرولد و همکاران [۱] یک سیستم خنک‌کننده ترکیبی را مورد بررسی قرار دادند. این سیستم شامل یک چیلر جذبی و یک چیلر تراکمی است که در آن، کنداسور چیلر تراکمی توسط چیلر جذبی خنک می‌شود و توان و حرارت خروجی از یک موتور احتراق داخلی انرژی چیلرها را تأمین می‌کند. نتایج نشان داد این سیستم از دید

ترمودینامیکی پتانسیل قابل قبولی دارد. خوان کارلس برونو و همکاران [۲] عملکرد یک سیستم خنک‌کننده شامل میکروتوربین و چیلر شعله مستقیم را مورد بررسی قرار دادند که در آن، برای تأمین انرژی حرارتی کامل مورد نیاز چیلر جذبی، از یک محفظه احتراق اضافه استفاده شده است. آن‌ها نشان دادند که در مقایسه با آب داغ، استفاده از انرژی حرارتی میکروتوربین، راندمان چیلر جذبی را افزایش می‌دهد. فرناندز سیرا و همکاران [۳] سیکل جذبی آب-آمونیاک را با سیکل تراکمی ترکیب کردند. در این مطالعه، در سیکل تراکمی از دو مبرد  $\text{NH}_3$  و  $\text{CO}_2$  استفاده شد، اما نتایج نشان داد نوع مبرد استفاده شده در سیکل تراکمی، اثر چشمگیری در راندمان سیکل جذبی و تراکمی ندارد. یانگ هوانگ [۴] یک سیستم سرمایش ترکیبی با یک میکروتوربین را مورد بررسی قرار داد که در آن، سیکل جذبی به‌کار بردن گرمای خروجی از میکروتوربین، برای مادون سرد کردن مایع خروجی از کنداسور سیکل تراکمی به کار گرفته می‌شود. نتایج هوانگ نشان می‌دهد که به‌کار بردن سیستم ترکیبی نسبت به سیستمی که گرمای خروجی میکروتوربین را مورد استفاده قرار نمی‌دهد، مصرف انرژی کمتری دارد و دوره بازگشت سرمایه آن نیز کوتاه‌تر است. صیفوری و عامری [۵] نیز ساختارهای مختلفی از سیستم‌های خنک‌کننده ترکیبی را مورد مطالعه قرار دادند. در این مطالعه، انرژی الکتریکی سیستم توسط میکروتوربین تأمین می‌شد و گازهای خروجی از میکروتوربین، انرژی حرارتی سیکل جذبی لیتیم بروماید-آب را تأمین می‌کرد. نتایج نشان داد سیستمی دارای بالاترین بازده است که در آن، از یک سیکل تراکمی دو مرحله‌ای با خنک‌کن میانی استفاده گردد و علاوه بر آن، سیال خروجی از کنداسور بار دیگر توسط سیکل جذبی مادون سرد شود.

دمای مبرد خروجی از کنداسور سیستم تبرید تراکمی به پایین‌تر از دمای محیط، مادون سرد نمی‌شود. مادون سرد کردن سیال خروجی از کنداسور به پایین‌تر از دمای محیط، باعث افزایش ضریب عملکرد سیستم تبرید تراکمی می‌شود. اما همان‌طور که یانگ هوانگ [۴] و صیفوری و عامری [۵] اشاره کرده‌اند، مسئله مهم در سیستم تبرید ترکیبی شامل سیکل جذبی لیتیم بروماید-آب و سیکل تراکمی، محدودیت دمای تبخیرکننده سیکل جذبی به دلیل نقطه انجماد آب است. با استفاده از آمونیاک به‌عنوان مبرد در سیکل جذبی می‌توان دمای خروجی کنداسور سیکل تبرید تراکمی را به مقدار بیشتری کاهش داد. از این رو در این تحقیق سعی شده است با بهره‌گیری از تحقیقات انجام شده، یک سیستم ترکیبی شامل یک سیکل جذبی آب-آمونیاک و یک سیکل تبرید تراکمی مورد بررسی قرار گیرد که خروجی کنداسور سیکل تراکمی توسط تبخیرکننده سیکل جذبی

است. محدودیت درجه حرارت تبخیرکننده سیستم لیتیم بروماید-آب در حدود ۲ درجه سانتی‌گراد می‌باشد و فشار کل این سیستم حدود ۰/۱۵ بار است، در نتیجه این سیستم برای فشارهای زیاد طراحی نمی‌شود.

برای بهبود خلوص بخار آمونیاک ورودی به کندانسور، بعد از مولد یک تقطیرکننده قرار می‌گیرد. این دستگاه تقطیر، مقدار آب باقی‌مانده به‌صورت بخار را از سیکل خارج کرده و برمی‌گرداند. مهم‌ترین مزیت استفاده از آمونیاک به‌عنوان مبرد، امکان دستیابی به دماهای زیر صفر تا  $70^{\circ}\text{C}$ - است، اما سُمی بودن و قابلیت انفجار آمونیاک، محدودیت ویژه‌ای در استفاده از این چیلرهای جذبی برای سیستم‌های تهویه مطبوع تحمیل می‌کند. چیلرهای جذبی آمونیاکی برای تأمین انرژی حرارتی به منبع گرمایی با دمای بالاتری نیاز دارند. مشخص است مولد توان، عملکرد سیستم را تحت تأثیر قرار می‌دهد، بدین منظور سه مولد توان متفاوت با راندمان و دمای گازهای خروجی متفاوت، شامل میکروتوربین، توربین گاز و پیل سوختی اکسید جامد، انرژی مورد نیاز سیستم را تأمین می‌کنند.

میکروتوربین‌ها (MGT) همان توربین‌های گازی در ابعاد کوچک هستند که معمولاً ظرفیت آن‌ها بین ۳۰ تا ۵۰۰ کیلووات است. دمای گازهای خروجی از میکروتوربین، معمولاً بین ۲۷۰ تا ۳۰۰ درجه سانتی‌گراد است، اما برای استفاده در چیلرهای جذبی همه انرژی این گازها قابل استفاده نیست.

توربین‌های گازی (GT)<sup>۱</sup> بیشترین استفاده را برای سیستم‌های تولید هم‌زمان در اندازه‌های بزرگ دارند. توربین‌های گازی از سه قسمت کمپرسور، محفظه احتراق و توربین تشکیل شده‌اند.

پیل‌های سوختی ابزارهایی هستند که انرژی شیمیایی را مستقیماً به انرژی الکتریکی و گرما تبدیل می‌کنند. در پیل‌های سوختی، هوا، سوخت و اکسیدکننده‌ها به‌طور مداوم به پیل خورنده می‌شوند. اساس کار آن‌ها بر اکسیداسیون هیدروژن است، در اثر سوختن هیدروژن تنها مقداری آب و حرارت تولید می‌شود که موجب کاهش آلاینده‌های زیست‌محیطی و حذف اکسیدهای گوگرد و کربن ناشی از احتراق سوخت‌های فسیلی می‌گردد.

پیل‌های سوختی از سه قسمت آند، کاتد و الکترولیت تشکیل شده‌اند و برحسب نوع الکترولیت مورد استفاده، به پنج گروه مختلف تقسیم می‌شوند. سیستم پیل سوختی مورد نظر در این مقاله، پیل سوختی اکسید جامد (SOFC)<sup>۲</sup> است.

مادون سرد می‌شود. یک مولد توان با توجه به راندمان و دمای گازهای خروجی، توان مورد نیاز سیکل تراکمی را تأمین می‌کند و حرارت گازهای خروجی آن در ژنراتور سیکل جذبی مورد استفاده قرار می‌گیرد. این سیستم تبرید ترکیبی با سیستم تبرید ترکیبی شامل سیکل تراکمی و سیکل جذبی لیتیم بروماید-آب و همچنین با سیکل تبرید تراکمی معمولی مقایسه می‌شود و تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم تبرید ترکیبی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

## ۲. خصوصیات سیستم مورد بررسی

چیلرها از جمله تجهیزات مهم در سرمایش هستند که به‌طور کلی می‌توان آن‌ها را به دو دسته چیلرهای تراکمی و چیلرهای جذبی تقسیم کرد.

در چیلرهای تراکمی، سیال عامل ابتدا توسط کمپرسور، متراکم می‌گردد. این گاز سپس به کندانسور وارد شده و توسط آب یا هوای محیط، خنک شده و به مایع تبدیل می‌شود. این مایع با عبور از شیر انبساط وارد خنک‌کننده می‌شود که در فشار کمتری قرار دارد. این کاهش فشار باعث تبخیر مایع شده و در نتیجه مایع سردکننده با گرفتن حرارت نهان تبخیر خود از محیط خنک‌کننده، باعث ایجاد برودت می‌گردد، سپس گاز ناشی از تبخیر به کمپرسور منتقل می‌شود. مقدار ضریب عملکرد سیستم تراکمی به مراتب بیشتر از سیکل جذبی است، اما با مقادیر پایین ضریب عملکرد نباید در مورد سیستم جذبی پیش‌داوری کرد؛ زیرا انرژی به‌صورت توان معمولاً ارزشمندتر و گران‌بهرتر از انرژی به‌صورت حرارت است [۶].

R-22 به‌عنوان مبرد در سیستم‌های تبرید تراکمی به‌کار گرفته می‌شود که ماده‌ای سرمازا، پایدار، غیر سمی، بدون اثر اکسیدکنندگی و غیرقابل اشتعال است. برای رسیدن به دمای پایین، نیازی به کار کردن در فشار کمتر از جو نیست. در دستگاه‌های تهویه مطبوع و در یخچال‌های خانگی استفاده می‌شود. اگرچه در مقایسه با R-12 آسیب کمتری به لایه ازن می‌رساند، خدمات پس از فروش آن رو به کاهش است و تا سال ۲۰۲۰ متوقف می‌شود [۷].

در چیلرهای جذبی از جذب‌کننده و مولد حرارتی (ژنراتور) به جای کمپرسور استفاده می‌شود. در یک تقسیم‌بندی عمومی می‌توان چیلرهای جذبی را در دو دسته چیلرهای جذبی آب-آمونیاک و چیلرهای جذبی لیتیم بروماید-آب طبقه‌بندی کرد. در هر سیکل تبرید جذبی، یک سیال جاذب و یک سیال مبرد وجود دارد. در سیستم آب-آمونیاک، سیال مبرد آمونیاک و سیال جاذب آب است. در سیستم لیتیم بروماید-آب، سیال مبرد آب و سیال جاذب، محلول لیتیم بروماید

1. Gas Turbine

2. Solid Oxide Fuel Cell

$$\sum \dot{m}_i x_i - \sum \dot{m}_o x_o = 0 \quad (2)$$

بقای انرژی

$$\sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \dot{W}_i - \dot{Q}_i = 0 \quad (3)$$

فاکتور سودمندی انرژی که اصولاً بصورت نسبت انرژی خروجی به انرژی ورودی سیستم تعریف می‌شود (EUF) با رابطه (۴) محاسبه می‌شود که  $Q_{eva}$  ظرفیت تبرید سیستم و  $Q_{in}$  انرژی اولیه ورودی به مولد توان است.

$$EUF = \frac{Q_{eva}}{Q_{in}} \quad (4)$$

با استفاده از تعریف راندمان برای مولد توان، انرژی اولیه مورد نیاز آن مطابق رابطه (۵) به دست می‌آید.

$$\eta_{pm} = \frac{W}{Q_{in}} \quad (5)$$

که  $W$  کار مورد نیاز سیستم تبرید و  $Q_{in}$  انرژی اولیه داده شده به مولد توان است.

به دلیل بالا بودن دمای مورد نیاز ژنراتور چیلرهای جذبی، تمامی انرژی گازهای خروجی از مولد توان قابل استفاده نیست. مقدار انرژی قابل استفاده از حرارت گازهای خروجی از مولد توان مطابق رابطه (۶) به دست می‌آید [۸].

$$Q_{usable} = R_G * Q_{in} \quad (6)$$

$R_G$  مطابق رابطه (۷) محاسبه می‌شود که  $T_{in}$ ،  $T_{out}$  و  $T_{amb}$  به ترتیب دمای گازهای ورودی به ژنراتور، دمای گازهای خروجی از ژنراتور و دمای محیط هستند [۸].

$$R_G = \left( \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{amb}} \right) (1 - \eta_{pm}) \quad (7)$$

در سیستم مورد بررسی، هریک از اجزایی که با یک محیط در تبادل حرارتی قرار دارند، دارای یک فن می‌باشند که به ازای هر کیلووات انتقال حرارت،  $0.537 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  هوا را جابه‌جا می‌کند و به ازای هر متر مکعب هوا  $775 \text{ W}$  توان مصرف می‌کند [۴].

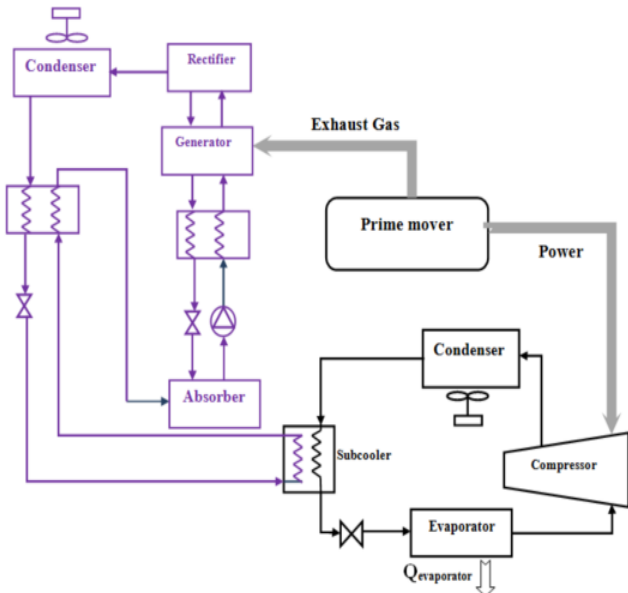
$$W_{fan} = 775 * 0.0537 * Q \quad (8)$$

که  $Q$  مقدار تبادل حرارتی توسط فن را نشان می‌دهد.

#### ۴. فرضیات

فرضیات در نظر گرفته شده برای مولد توان و سیستم تبرید به این گونه است.

سیکل تبرید مورد بررسی، در شکل (۱) نشان داده شده است. این سیستم تبرید ترکیبی شامل سیکل تبرید تراکمی و سیکل تبرید جذبی می‌باشد. در قسمت سیکل جذبی، از دو نوع سیکل جذبی آب-آمونیاک و لیتیم بروماید-آب استفاده شده است. سیال خروجی از کنداسور چیلر تراکمی توسط تبخیرکننده چیلر جذبی در یک مبدل حرارتی مادون سرد می‌شود. ظرفیت تبرید کل سیستم با ظرفیت تبرید سیکل تراکمی برابر است؛ زیرا تبخیرکننده سیکل تراکمی در محیط خنک‌شونده قرار دارد. توان خروجی مولد توان برابر با توان مورد نیاز سیستم است و انرژی حرارتی ورودی به ژنراتور سیکل جذبی از طریق گازهای خروجی از مولد توان تأمین می‌شود. در این سیستم از میکروتوربین، توربین گاز و پیل سوختی اکسید جامد به‌عنوان مولد توان استفاده شده است و در سیکل تبرید تراکمی، مبرد R-22 به‌عنوان سیال عامل به کار گرفته شده است.



شکل (۱): سیکل تبرید ترکیبی شامل سیکل جذبی آب-آمونیاک

#### ۳. معادلات کلی حاکم بر سیستم خنک‌کننده

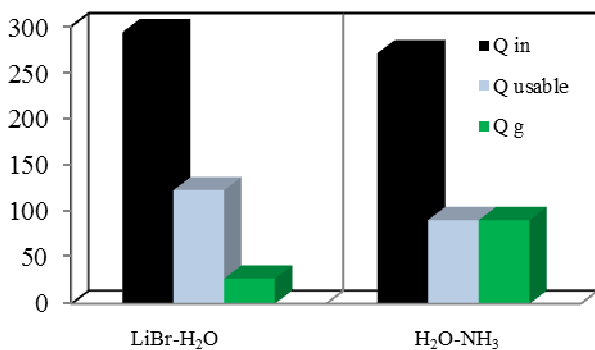
به منظور تحلیل انرژی سیستم خنک‌کننده، هریک از اجزاء سیستم به‌عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده و قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک برای جریان پایدار، بر آن اعمال شده است. روابط ترمودینامیکی در محیط نرم‌افزار EES شبیه‌سازی شده است. معادلات حاکم به صورت زیر است:

بقای جرم

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

بقای هر جزء از محلول

حرارت تبخیرکننده سیکل جذبی لیتیم بروماید- آب نمی تواند کمتر از ۲ درجه سانتی گراد شود و بنابراین دمای مبرد خروجی از کندانسور سیکل تبرید تراکمی کمتر از ۷ درجه سانتی گراد مادون سرد نمی شود. با توجه به اینکه دمای تبخیرکننده چیلر جذبی آب- آمونیاک به مراتب پایین تر از دمای تبخیرکننده چیلر جذبی لیتیم بروماید- آب است، بنابراین در سیستم تبرید ترکیبی با سیکل جذبی آب- آمونیاک، خروجی کندانسور چیلر تراکمی تا دمای پایین تری مادون سرد می شود که باعث می شود به ازای یک ظرفیت تبرید یکسان، انرژی مورد نیاز مولد توان ( $Q_{in}$ ) در سیستم تبرید ترکیبی با سیکل جذبی آب- آمونیاک پایین تر باشد. با توجه به بالاتر بودن دمای مورد نیاز ژنراتور سیکل جذبی آب- آمونیاک، انرژی قابل استفاده از حرارت گازهای خروجی از مولد توان ( $Q_{usable}$ ) در سیکل جذبی آب- آمونیاک کمتر است. همچنین تفاوت قابل توجه گرمای مصرفی ژنراتور در سیستم های لیتیم برومایدی و آمونیاکی، به دلیل اختلاف دمای تبخیرکننده دو سیکل جذبی آب- آمونیاک و لیتیم بروماید- آب است. چون دمای تبخیرکننده سیکل جذبی لیتیم بروماید- آب به دلیل نقطه انجماد آب نمی تواند پایین تر از  $2^{\circ}\text{C}$  بیاید، تمامی انرژی حرارتی قابل استفاده در این سیستم تبرید ترکیبی به کار گرفته نمی شود.



شکل (۲): مقایسه انرژی مورد استفاده در ژنراتور سیکل جذبی با کل انرژی قابل استفاده از خروجی مولد توان

جدول (۱) مقایسه بین دو سیستم ترکیبی شامل سیکل های جذبی لیتیم بروماید- آب و آب- آمونیاک از لحاظ میزان صرفه جویی در مصرف انرژی و بهبود عملکرد سیستم را نشان داده است. EUF سیستم های تبرید ترکیبی بالاتر از سیستم تبرید تراکمی معمولی است زیرا مادون سرد کردن سیال خروجی از کندانسور چیلر تراکمی باعث افزایش ضریب عملکرد سیستم تبرید تراکمی خواهد شد. پس به ازای یک ظرفیت تبرید یکسان، مقدار انرژی کمتری مورد نیاز است و بخشی از حرارت هدررفته بازیافت می شود. با توجه به اینکه دمای تبخیرکننده سیکل جذبی آب- آمونیاک پایین تر از سیکل جذبی لیتیم

- راندمان توربین گاز ۳۰٪ و درجه حرارت گازهای خروجی از توربین گاز  $540^{\circ}\text{C}$  در نظر گرفته شده است [۹].
- راندمان میکروتوربین برحسب دمای محیط طبق رابطه (۹) تغییر می کند [۵].

$$\eta_T = 30.8 - (0.12 * T_{amb}) \quad (9)$$

$T_{amb}$  دمای محیط را نشان می دهد.

- دمای گازهای خروجی از میکروتوربین  $300^{\circ}\text{C}$  در نظر گرفته شده است [۸].
- راندمان پیل سوختی اکسید جامد ۵۰٪ و درجه حرارت گازهای خروجی از پیل سوختی اکسید جامد  $480^{\circ}\text{C}$  در نظر گرفته شده است [۸].
- اتلاف حرارت بین اجزای سیستم قابل چشم پوشی است.
- راندمان آیزنتروپیک کمپرسور مطابق معادله (۱۰) برحسب نسبت فشار در کمپرسور تغییر می کند [۲]:

$$\eta_{is} = 0.85 - 0.0467 * PR \quad (10)$$

PR در رابطه بالا نسبت فشار تبخیرکننده به کندانسور چیلر تراکمی را نشان می دهد.

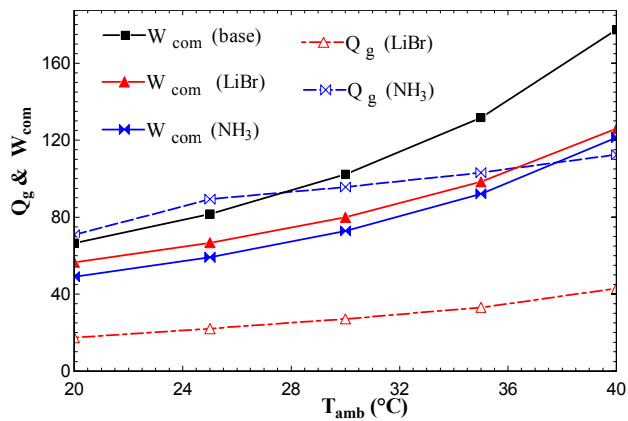
- دمای تبخیرکننده چیلر تراکمی ۱۰ درجه کمتر از دمای محیط سردشونده و دمای کندانسور ۱۰ درجه بیشتر از دمای محیط است [۵].
- افت فشار در کندانسور و تبخیرکننده چیلر تراکمی، ۵۰ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است [۵].
- دمای خروجی کندانسور که توسط تبخیرکننده سیکل جذبی مادون سرد شده است، ۵ درجه بیشتر از دمای تبخیرکننده سیکل جذبی در نظر گرفته شده است.

## ۵. نتایج

به منظور بررسی تأثیر عوامل مختلف بر روی توان مصرفی کمپرسور، گرمای مورد نیاز ژنراتور و EUF سیستم ترکیبی، نتایج حاصل از حل معادلات ترمودینامیکی برای سیستم های تبرید ترکیبی و سیکل تبرید تراکمی معمولی در دمای تبخیرکننده  $30^{\circ}\text{C}$ ، دمای محیط  $30^{\circ}\text{C}$  و ظرفیت تبرید ۱۰۰ کیلووات ارائه شده است.

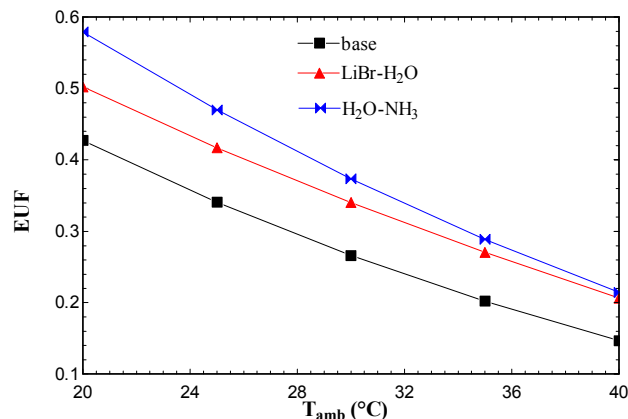
### ۱.۵. اثر نوع سیکل جذبی

برای بررسی اثر نوع سیکل جذبی، سیستم تبرید ترکیبی با مولد توان میکروتوربین در نظر گرفته شده است. شکل (۲) انرژی مورد نیاز مولد توان و ژنراتور در دو سیستم تبرید ترکیبی با سیکل جذبی آب- آمونیاک و سیکل جذبی لیتیم بروماید- آب را نشان می دهد. درجه



شکل (۳): تغییرات گرمای ژنراتور و کار کمپرسور با دمای محیط

شکل (۴) تغییرات EUF سیستم را به ازای دماهای محیط مختلف نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، با افزایش دمای محیط، تمامی سیستم‌ها کاهش می‌یابند. دلیل این امر را می‌توان با مقایسه گرمای مصرفی ژنراتور سیکل جذبی و کار مورد نیاز کمپرسور سیکل تراکمی در شکل (۳) بیان کرد. به دلیل پایین‌تر بودن دمای تبخیرکننده سیکل جذبی آب- آمونیاک، سیستم تبرید ترکیبی با سیکل جذبی آب- آمونیاک دارای EUF بالاتری است.



شکل (۴): تغییرات EUF سیستم برحسب دمای محیط

همان‌طور که در شکل (۵) نشان داده شده است، بهبود عملکرد سیستم ترکیبی شامل سیکل جذبی لیتیم بروماید- آب در دماهای محیط پایین، به مراتب کمتر از سیستم ترکیبی شامل سیکل جذبی آب- آمونیاک است. در دماهای بالا تفاوت بهبود عملکرد دو سیستم کاهش می‌یابد، زیرا در دماهای بالا، با توجه به جدول (۲)، اختلاف دمای تبخیرکننده سیکل جذبی لیتیم بروماید- آب و دمای تبخیرکننده سیکل جذبی آب- آمونیاک کم می‌شود.

بروماید- آب می‌باشد، EUF سیکل تبرید ترکیبی با سیکل جذبی آب- آمونیاک بالاتر است.

جدول (۱): مقایسه عملکرد سیستم‌های تبرید

سیستم ترکیبی	سیستم ترکیبی	سیستم تراکمی معمولی	نوع سیستم
H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>	LiBr-H <sub>2</sub> O		توان مصرفی کمپرسور (KW)
۷۳/۶	۸۰	۱۰۲	کاهش توان مصرفی کمپرسور
%۲۸	%۲۱	-	فاکتور استفاده از انرژی
۰/۳۶۹۲	۰/۳۴۰۳	۰/۲۶۶۱	بهبود فاکتور استفاده از انرژی
%۳۹	%۲۸	-	

## ۲.۵. اثر دمای محیط

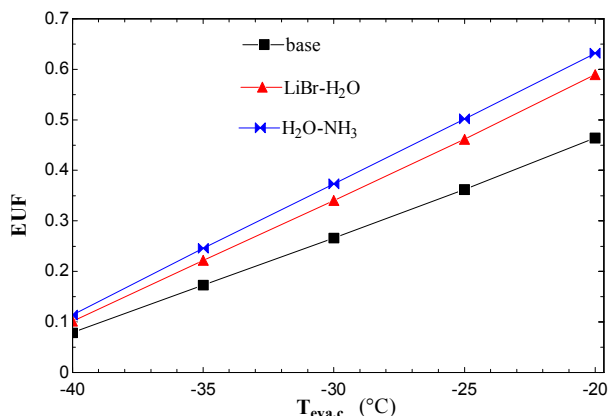
برای بررسی اثر دمای محیط بر روی عملکرد سیستم، تغییرات دمای محیط از ۱۰°C تا ۴۰°C در نظر گرفته شده و دمای تبخیرکننده ۳۰°C فرض شده است. با تغییر دمای محیط، برای استفاده از سیستم در حالت بهینه، باید دمای ژنراتور و تبخیرکننده چیلر جذبی تغییر کند. بنابراین برای افزایش راندمان و جلوگیری از کریستالیزاسیون (در سیکل جذبی لیتیم بروماید- آب) با افزایش دمای محیط، دمای ژنراتور نیز افزایش می‌یابد. در جدول (۲)، تغییرات دمای ژنراتور و تبخیرکننده در سیکل‌های جذبی آب- آمونیاک و لیتیم بروماید- آب نسبت به تغییرات دمای محیط نشان داده شده است.

جدول (۲): تغییرات دمای ژنراتور و تبخیرکننده سیکل جذبی

T <sub>amb</sub> (°C)	H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>		LiBr-H <sub>2</sub> O	
	T <sub>gen</sub> (°C)	T <sub>eva</sub> (°C)	T <sub>gen</sub> (°C)	T <sub>eva</sub> (°C)
۲۰	۱۱۰	-۲۵	۸۰	۲
۲۵	۱۱۵	-۲۲	۸۵	۲
۳۰	۱۲۰	-۱۸	۹۰	۲
۳۵	۱۲۵	-۱۳	۹۵	۲
۴۰	۱۳۰	-۹	۱۰۰	۲

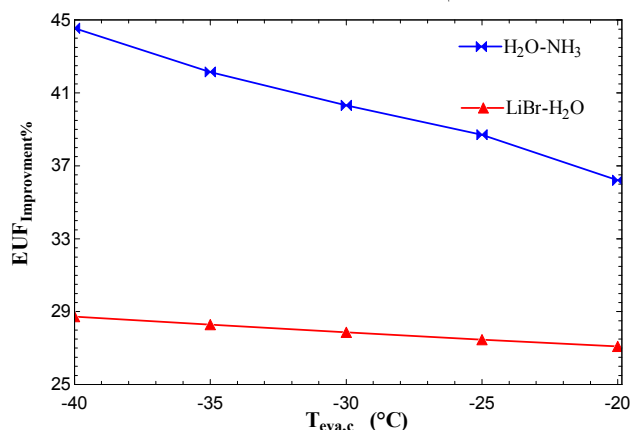
با افزایش دمای محیط، دمای خروجی کنداسور سیکل تراکمی نیز افزایش یافته که باعث افزایش نسبت فشار و در نتیجه افزایش توان مصرفی در کمپرسور می‌شود. همچنین با افزایش اختلاف دمای تبخیرکننده و کنداسور سیکل جذبی، گرمای مصرفی در ژنراتور افزایش می‌یابد (شکل ۳).

مصرفی کمپرسور سیکل تراکمی، با افزایش دمای محیط خنک شونده در شکل (۶) بیان کرد.



شکل (۷): تغییرات EUF سیستم برحسب دمای تبخیرکننده

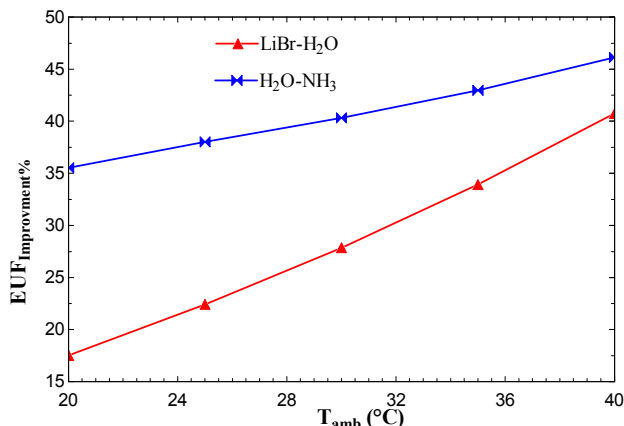
همان‌گونه که در شکل (۸) نشان داده شده است، با کاهش دمای محیط خنک‌شونده، تفاوت بهبود عملکرد دو سیستم ترکیبی آمونیاکی و سیستم ترکیبی لیتیم برومایدی بیشتر می‌شود و مادون سرد کردن خروجی کندانسور توسط چیلر جذبی آب-آمونیاک، تأثیر بیشتری بر بهبود عملکرد سیستم دارد.



شکل (۸): بهبود عملکرد سیستم برحسب دمای تبخیرکننده

#### ۴.۵. اثر نوع مولد توان

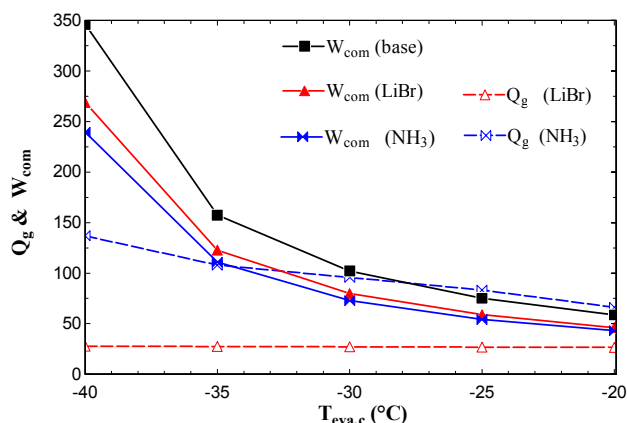
به منظور بررسی اثر نوع مولد توان بر EUF سیستم تبرید ترکیبی، از سه نوع مولد توان میکروتوربین، توربین گاز با دمای گازهای خروجی بالا و پیل سوختی اکسید جامد با راندمان بالا استفاده شده است. با توجه به بالاتر بودن EUF سیستم تبرید ترکیبی شامل سیکل جذبی آب-آمونیاک، در این قسمت خروجی کندانسور سیکل تراکمی توسط تبخیرکننده سیکل جذبی آب-آمونیاک مادون سرد می‌شود. همان‌گونه که در شکل (۹) نشان داده شده است، مقدار کل انرژی مورد نیاز سیستم ( $Q_{in}$ ) با مولد پیل سوختی اکسید جامد کمتر است که این



شکل (۵): بهبود عملکرد سیستم برحسب دمای محیط

#### ۳.۵. اثر دمای محیط خنک‌شونده

برای بررسی اثر دمای محیط خنک‌شونده، تغییرات دمای تبخیرکننده از  $-40^{\circ}\text{C}$  تا  $-20^{\circ}\text{C}$  در نظر گرفته می‌شود. دمای محیط  $30^{\circ}\text{C}$  فرض شده است. دمای ژنراتور در سیکل جذبی آب-آمونیاک  $120^{\circ}\text{C}$  و در سیکل جذبی لیتیم بروماید-آب  $90^{\circ}\text{C}$  در نظر گرفته شده است. شکل (۶) تغییرات گرمای مصرفی ژنراتور سیکل جذبی و کار مورد نیاز کمپرسور سیکل تراکمی را برحسب دمای محیط خنک‌شونده نشان می‌دهد. با افزایش دمای محیط خنک‌شونده، در گرمای مصرفی ژنراتور، تغییرات قابل توجهی دیده نمی‌شود؛ زیرا سیکل جذبی در تماس مستقیم با محیط خنک‌شونده نیست. اما با افزایش دمای محیط خنک‌شونده، کار مورد نیاز کمپرسور کاهش می‌یابد که به دلیل کاهش نسبت فشار کمپرسور است.



شکل (۶): تغییرات گرمای ژنراتور و کار کمپرسور با دمای تبرید

شکل (۷) تغییرات EUF سیستم را برحسب دمای محیط خنک‌شونده نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، با افزایش دمای محیط خنک‌شونده، فاکتور استفاده از انرژی تمامی سیستم‌ها افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش را می‌توان با مقایسه کاهش کار



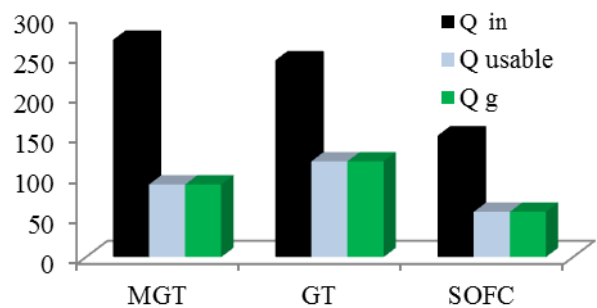
جدول (۳): اثر نوع مولد توان بر EUF سیستم‌های تبرید

سیستم ترکیبی	سیستم ترکیبی	سیستم ترکیبی	نوع سیستم
با SOFC	با GT	با MGT	
۱۵۱/۶	۲۴۵/۵	۲۷۰/۹	انرژی مورد نیاز مولد توان (KW)
۰/۶۵۹۸	۰/۴۰۷۳	۰/۳۶۹۲	فاکتور استفاده از انرژی

### ۶. نتیجه‌گیری

در این مقاله، یک سیکل تبرید ترکیبی، مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج نشان داده که مادون سرد کردن سیال خروجی از کنداسور سیکل تراکمی توسط سیکل جذبی باعث کاهش انرژی مورد نیاز سیستم، کاهش حرارت هدر رفته و افزایش EUF سیستم می‌شود. به علت پایین تر بودن دمای تبخیرکننده چیلر جذبی آب- آمونیاک نسبت به چیلر جذبی لیتیم بروماید-آب، خروجی کنداسور سیکل تراکمی تا دمای پایین‌تری مادون سرد می‌شود و بنابراین استفاده از سیکل جذبی آب-آمونیاک نسبت به سیکل جذبی لیتیم بروماید-آب بالاتری را برای سیکل تبرید ترکیبی موجب می‌شود. همچنین استفاده از مولد توان با راندمان بالاتر، EUF بالاتری را برای سیستم تبرید ترکیبی به همراه دارد.

به دلیل بالاتر بودن راندمان پیل سوختی اکسید جامد می‌باشد. بنابراین در مولد پیل سوختی اکسید جامد، به ازای یک ظرفیت تبرید یکسان، انرژی کمتری هدر می‌رود و طبق رابطه (۶)، انرژی قابل استفاده از حرارت گازهای خروجی کمتر است. با مقایسه انرژی قابل استفاده از حرارت گازهای خروجی نسبت به کل انرژی مورد نیاز مولد توان، مشاهده می‌شود انرژی قابل استفاده از حرارت گازهای خروجی توربین گاز بالاتر از دو مولد دیگر است که با توجه به بالاتر بودن دمای گازهای خروجی از توربین گاز نسبت به دو مولد دیگر قابل توجیح می‌باشد. ژنراتور سیکل جذبی آب- آمونیاک می‌تواند از کل انرژی قابل استفاده از گازهای خروجی از هر سه مولد توان استفاده کند.



شکل (۹): مقایسه گرمای مصرفی در ژنراتور سیکل جذبی آب-آمونیاک

جدول (۳) اثر نوع مولد توان بر EUF سیستم‌های تبرید را نشان می‌دهد. همانگونه که مشاهده می‌شود EUF سیستم ترکیبی با مولد SOFC بالاتر از دیگر سیستم‌هاست.

### مراجع

- [1] Herold, K. E., Lawrence A., Howe and Reinhard Radermacher, "Analysis of a hybrid compression-absorption cycle using lithium bromide and water as the working fluid", International Journal of Refrigeration, Vol. 14, pp. 264-272, 1990.
- [2] Bruno, J. C., Valero, A. and Coronas, A., "performance analysis of combined microgas turbines and gas fired water/LiBr absorption chillers with post combustion", Applied Thermal Engineering. Vol. 25, pp. 87-99, 2004.
- [3] Fernandez-seara, J., Sieres, J. and Vazquez, M., "Compression-absorption cascade refrigeration system", Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 502-512, 2006.
- [4] Hwang, Y., "Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller", International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 816-829, 2004.
- [5] Seyfour, Z., Ameri, M., "Analysis of integrated compression-absorption refrigeration system powered by microturbine", International Journal of Refrigeration, Vol. 35, pp.1639-1646, (2012).
- [6] قطبی راوندی، احسان، تحلیل انرژی و انرژی سیستم‌های تبرید ترکیبی شامل سیکل‌های جذبی و تراکمی، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده فنی دانشگاه شهید باهنر کرمان، ۱۳۹۱.
- [7] ویلبرت اف استوکر و جرالد دبلیو. جونز، تهویه مطبوع و تبرید، ترجمه غلامحسین منوچهری نایینی، ۱۳۸۷.
- [8] Mohamadi, S. M. H., Ameri, M., "Energy and exergy analysis of Absorption - Compression hybrid air conditioning system", HVAC&R Research, Vol. 19, pp. 744-753, 2013.
- [9] Wu, D. W., Wang, R. Z., "Combined cooling, heating and power: A review", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 32, pp. 459-495, 2006.