

مقایسه و ارزیابی سیکل‌های سرمایه‌ی تراکمی و جذبی بر پایه‌ی اکسرژی

سید وحید موسوی متین*^۱، شاهین شمس‌ی^۲، عبدالحسین دارمی زاده^۳

^۱ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، خدمات فنی مهندسی، شرکت پالایش نفت آبادان، ایران

^۲ استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، ماهشهر، ایران

^۳ دکتری مهندسی مکانیک، مدیریت دارایی فیزیکی شرکت پالایش نفت آبادان، ایران

نوع مقاله: ترویجی

دریافت: ۱۴۰۰/۰۳/۲۶ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۸/۲۵

چکیده

در این تحقیق به روش تحلیل اکسرژی در واحد الکیلاسیون فاز ۳ پالایشگاه آبادان، امکان‌سنجی جایگزینی سیکل جذبی به‌جای سیکل تراکمی، صورت پذیرفته که پس از طراحی و شبیه‌سازی سیکل‌های تراکمی و جذبی بر اساس نتایج حاصل چیلرهای E-1، E-2، E-3، E-4 در سیکل جذبی طراحی شده به ترتیب جایگزین چیلرهای C3، C4، C- و ISOMER JC4 سیکل تراکمی موجود شده و کمپرسورهای C-14200A با توان مصرفی 5537.30 KW و C-14200B با توان مصرفی 4258.43 KW از سرویس عملیاتی خارج می‌شوند. نتیجه نهایی که از این تحقیق به دست آمد، سیکل جذبی طراحی شده به‌راحتی میزان سرمایه‌ی موردنظر را با توجه به بخار مازاد موجود در پالایشگاه تأمین می‌کند که می‌تواند جایگزین مناسبی برای سیکل تراکمی موجود شود.

کلمات کلیدی: سیستم تبرید جذبی، سیستم تبرید تراکمی، تحلیل اکسرژی

* vahidmousavimatin@gmail.com

مقدمه

چیلرها از جمله تجهیزات بسیار مهم در سرمایه‌های هستند که به‌طور کلی می‌توان آن‌ها را به دو دسته چیلرهای تراکمی و چیلرهای جذبی تقسیم کرد. به‌طور کلی چیلرهای تراکمی از انرژی الکتریکی (برق) و چیلرهای جذبی از انرژی حرارتی به‌عنوان منبع اصلی برای ایجاد سرمایه‌های استفاده می‌کنند. فناوری تبرید جذبی روشی عالی برای تهیه مطبوع مرکزی در تأسیساتی است که گرمای اضافی داشته و می‌توانند بخار یا آب داغ مورد نیاز برای راه‌اندازی چیلر را تأمین نمایند. چیلرهای جذبی در مقایسه با نوع تراکمی از هزینه اولیه بالاتری برخوردارند در عوض هزینه انرژی مصرفی آن‌ها به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای پایین‌تر است. به‌این‌ترتیب که مصرف انرژی گرمایی به‌جای انرژی الکتریکی، در سیستم‌های جذبی هزینه‌های مصرفی سیستم را به طرز چشمگیری کاهش می‌دهد. این گرمایش می‌تواند به‌صورت مستقیم از منابع سوخت فسیلی نظیر مشعل‌های گازی و یا از طریق بخار آب یا آب گرم تأمین گردد، بدین ترتیب می‌توان این‌گونه عنوان کرد که سیستم‌های جذبی از مزیت نسبی در هزینه‌های مصرف انرژی برخوردار بوده و در صورتی که انرژی گرمایی مورد نیاز به‌صورت فراوان و ارزان در دسترس باشد این مزیت دوچندان می‌گردد [۷-۱]. فرشی و همکارانش سیستم سرمایه‌های جذبی آب - آمونیاک را مورد تحلیل اکسرژی و ترموآکونومیک قرار دادند. علاوه بر بالا بودن ضریب عملکرد سیستم، این سیستم داری بازگشت‌ناپذیری قابل قبولی است. همچنین در این تحقیق شاخص‌های بازده اکسرژی و ضریب عملکرد سیستم جذبی با توجه به شرایط عملیاتی مانند دمای ژنراتور مورد ارزیابی تحلیل حساسیت قرار گرفت [۸]. جین و همکارانش یک سیستم ترکیبی از چیلر جذبی و تراکمی را مورد تحلیل اکسرژی و ترموآکونومیک قرار دادند. در این فرآیند از R410a به‌عنوان مبرد در چیلر تراکمی و از آب و لیتیوم بروماید در چیلر جذبی استفاده شده است. در این تحقیق از مدل VCACRS برای بهینه‌سازی هزینه سیستم استفاده شده است. ضریب عملکرد این سیستم ترکیبی بالاتر از ضریب عملکرد تک‌تک سیستم‌ها به‌طور مجزا است [۹]. در متداول‌ترین سیستم سردسازی جذبی از آمونیاک به‌عنوان ماده سردساز و از آب به‌عنوان جاذب استفاده می‌شود. در حقیقت چیلرهای جذبی زمانی قابل‌رقابت با سیکل‌های تراکمی هستند که منبع حرارتی اضافی (مانند بخار مازاد موجود در واحدهای صنعتی) موجود باشد. ترکیب آمونیاک - آب به‌طور گسترده برای اهداف گرمایشی و سرمایه‌های استفاده می‌شود. آمونیاک دارای گرمای نهان بالایی است که پارامتر مهمی برای عملکرد بهینه سیستم است. در قسمت بعد به مراحل انجام پروژه حاضر می‌پردازیم.

هدف از انجام این تحقیق، همان‌طور که پیش‌ازاین ذکر گردید، امکان‌سنجی جایگزین سیکل سرمایه‌های جذبی بجای سیکل سرمایه‌های تراکمی در واحد الکیلاسیون پالایشگاه آبادان به‌منظور بهره‌بردن از بخار مازاد موجود در این واحد است. همان‌گونه که گفته شد، در گام نخست به مطالعه جامع شبکه بخار منطقه سوم پالایشی شرکت پالایش نفت آبادان و به دست آوردن اطلاعات مربوط به بخار مازاد و در گام دوم، به شبیه‌سازی سیکل تبرید تراکمی موجود در پالایشگاه و سیکل جذبی آب - آمونیاک توسط نرم‌افزار اسپن‌هایسیس پرداخته شد که قابلیت خوبی در شبیه‌سازی فرآیندهای تبرید دارد.

در تحلیل اکسرژی عملکرد هر دستگاه از نظر کیفیت مصرف و تبدیل انرژی بررسی گردید و تعیین شد که کدام دستگاه‌ها کار از دست‌رفته‌ی بیش‌تری دارند. نتایج تحلیل اکسرژی به‌صورت دو شاخص برگشت‌ناپذیری و راندمان اکسرژی ارائه گردید.

سیستم جذبی آمونیاکی یک مرحله‌ای

شکل ۱ نمایشگر چرخه سیستم جذبی آمونیاکی یک مرحله‌ای است که در آن مجموعه ایزوربر و ژنراتور به‌عنوان یک کمپرسور حرارتی معرفی شده‌اند.

مسیر (۱)، مسیر ورود بخار مبرد (آمونیاک) به ایزوربر و مجموعه کمپرسور حرارتی است.

مسیر (۲)، نقطه خروجی از کمپرسور حرارتی به سمت کندانسور است.

در مجموعه کمپرسور حرارتی، محلول ضعیف مبرد (آمونیاک) و جاذب (آب) از ایزوربر خارج شده و به کمک پمپ محلول به بخش یک‌سوسازی که همچون یک ستون تقطیر عمل می‌کند روانه شده و با از دست دادن مقداری آب وارد ژنراتور می‌شود.

مسیر (۱)-(۲۰)، در نقطه (۱) دما و فشار بخار مبرد (آمونیاک) خروجی از اواپراتور برای ورود به مجموعه کمپرسور حرارتی کم است.

مسیر (۲۰)-(۲۱)، از نقطه (۲۰) تا (۲۰A) مبرد (آمونیاک) به همراه آب (جاذب) است. در ایزوربر بخار مبرد جذب شده و مقداری گرما آزاد می‌کند که این گرما توسط آب برج خنک‌کننده دفع می‌شود (۲۰).

محلول ضعیف آب و آمونیاک به روش ثقلی وارد مخزن جمع‌آوری شده و سپس در مسیر (۲۱) در سمت مکش پمپ محلول قرار می‌گیرد.

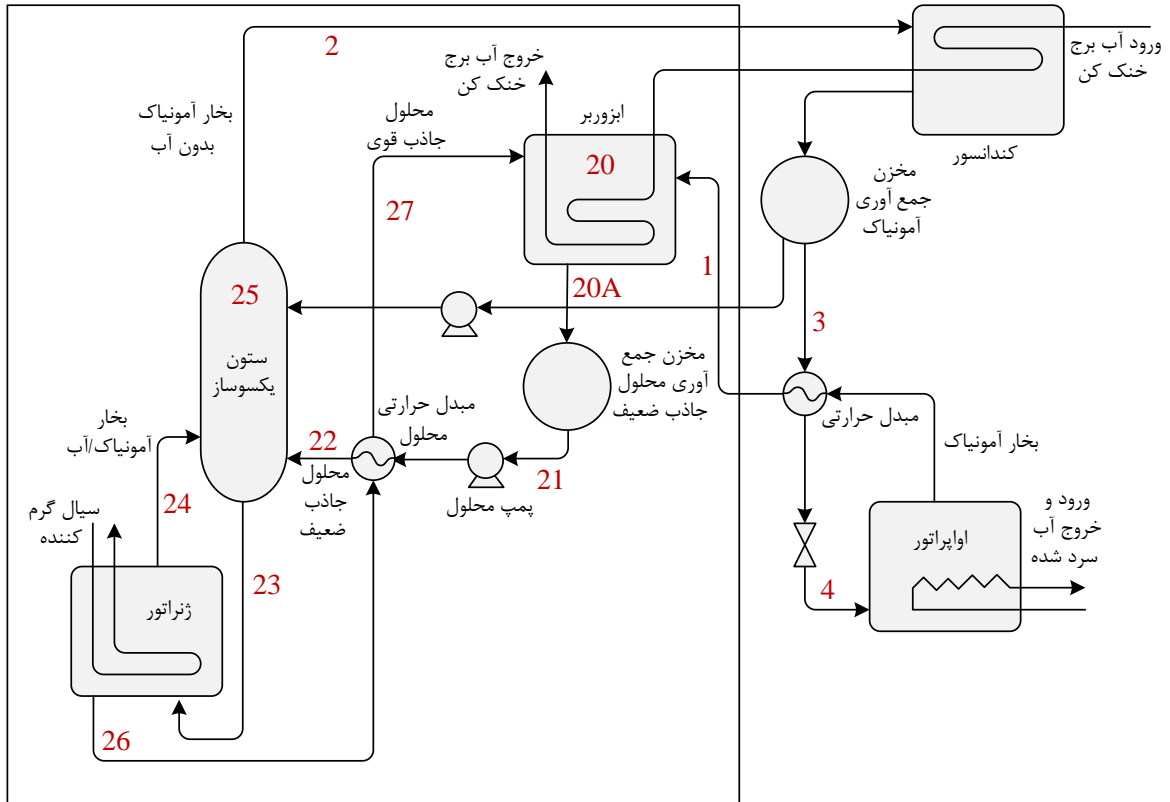
مسیر (۲۱)-(۲۲)، از نقطه (۲۱)، محلول ضعیف به کمک پمپ به بخش یک‌سوسازی ژنراتور منتقل می‌شود. درعین حال پمپ اختلاف فشاری را در سمت خروجی ایزوربر و ورودی ژنراتور به وجود می‌آورد. در همین مسیر محلول ضعیف از مبدل حرارتی نیز عبور نموده و قبل از ورود به ژنراتور تا حدودی توسط آب (جاذب) خروجی از ژنراتور پیش‌گرم می‌شود.

مسیر (۲۲)-(۲۳)-(۲۴)-(۲۵) و (۲۲)-(۲۳)-(۲۴)-(۲۶)، در نقطه (۲۲) محلول ضعیف (آمونیاک و آب) وارد ستون یک‌سوسازی شده و تحت تأثیر گرمای ژنراتور بخشی از آب و آمونیاک از هم جدا شده و عملیات اصلی جداسازی در ژنراتور انجام می‌شود. بخار آب و آمونیاک در مسیر (۲۴) از ژنراتور خارج شده و بار دیگر وارد ستون یک‌سوسازی می‌شود. عملیات نهایی جداسازی آب (جاذب) و مبرد (آمونیاک) در رکتیفایر انجام شده و بخار آمونیاک بدون آب روانه کندانسور می‌شود و از سوی دیگر آب جدا شده از آمونیاک از مسیر (۲۶) از ژنراتور خارج می‌شود.

مقداری آمونیاک مایع بدون آب نیز به کمک پمپ وارد قسمت فوقانی ستون یک‌سوسازی می‌شود. در نهایت بخار آمونیاک به‌عنوان ماده مبرد تحت فشار و دمای بالا در مسیر (۲) از کمپرسور حرارتی خارج شده و جهت تقطیر وارد کندانسور می‌شود.

مسیر (۲۶)-(۲۷)، در نقطه (۲۶) آب (ماده جاذب بدون مبرد) از ژنراتور خارج شده و پس از گذر از مبدل حرارتی، پیش‌سرد شده و از مسیر (۲۷) به ایزوربر بازمی‌گردد.

مسیر (۲۷)-(۲۲)، در نقطه (۲۷) ماده جاذب (آب) نسبتاً خالص پس از گذر از اوریفیس و کاهش فشار و منبسط شدن وارد ایزوربر می‌شود و این در حالی است که قبلاً توسط مبدل حرارتی به‌اندازه کافی پیش‌سرد شده است؛ بنابراین در اثر گذر از اوریفیس به‌صورت ناگهانی تبخیر نخواهد شد [۱۰].



شکل ۱- چرخه سیستم جذبی آمونیاک-آب یک مرحله‌ای

تحلیل اکسرژی

با مدل‌سازی، ویژگی‌های ترمودینامیکی شامل دما، فشار، آنتالپی و آنترپی در نقاط مختلف سیکل به دست می‌آید و در ادامه نوبت به انجام تحلیل‌های ترمودینامیکی می‌رسد. در بررسی ترمودینامیکی فرآیندها، آنچه مورد نظر ماست فرآیندهای برگشت‌ناپذیر واقعی هستند. هدف از این بررسی، نشان دادن نحوه‌ی استفاده‌ی مؤثر از انرژی یا تولید آن و نیز نشان دادن اثر برگشت‌ناپذیری‌ها به‌طور کمی در هر مرحله از فرآیند است. قیمت انرژی در تمام فرآیندهای تولیدی حائز اهمیت است و اولین گام به‌سوی کاهش انرژی، تعیین محل اتلاف انرژی و سنجش میزان آن در بخش‌های برگشت‌ناپذیر فرآیند خواهد بود. از دیدگاه بقای انرژی، باید راندمان ترمودینامیکی یک فرآیند بیش‌ترین مقدار و آنترپی ایجاد شده یا کار تلف شده کم‌ترین مقدار ممکن باشد. بررسی ترمودینامیکی یک فرآیند، وضعیت برگشت‌ناپذیری بخش‌های مختلف و قطعاتی از تجهیزات یا مراحل از آن فرآیند را مشخص می‌کند که می‌بایست تعویض شده و یا حتی تعمیر شوند. تحلیل اکسرژی ابزاری مهندسی است که به‌منظور بررسی ترمودینامیکی فرآیند و تعیین بیش‌ترین میزان کار مفید قابل‌دستیابی از میزان مشخصی انرژی ورودی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در تحلیل اکسرژی برگشت‌ناپذیری‌هایی که موجب افزایش کار تلف شده‌ی سیستم می‌شوند شناسایی شده و میزان تأثیر آن‌ها روی راندمان فرآیند تعیین می‌گردد. نتایج حاصل از تحلیل اکسرژی می‌تواند مبنایی جهت بهینه‌سازی ساختاری فرآیند قرار گیرد. تحلیل اکسرژی با ترکیب قوانین اول و دوم ترمودینامیک، تبدیل به یکی از قوی‌ترین ابزارها جهت بررسی کمی و کیفی مصرف انرژی در فرآیندها شده است [۱۱].

هنگامی که یک سیستم در شرایط مشخص، فرآیندی را طی کرده و به شرایط محیط برسد، بیشترین میزان کار تولیدی، اکسرژی سیستم را تعیین می‌کند. از آنجاکه در فرآیندهایی که در آن‌ها تولید کار صورت می‌گیرد، بیشترین میزان کار زمانی خواهد بود که فرآیند برگشت‌پذیر باشد، می‌توان اکسرژی را بدین صورت نیز تعریف کرد؛ اکسرژی میزان کاری است که از تغییر حالت یک سیستم از حالت مشخص به شرایط محیط طی یک فرآیند برگشت‌پذیر به دست می‌آید. این تعریف بیش از همه این نکته را می‌رساند که اکسرژی را می‌توان معادل کار برگشت‌پذیر در نظر گرفت.

مفهوم کار برگشت‌پذیر عمومیت بیش‌تری دارد: کار برگشت‌پذیر بیش‌ترین میزان کار تولیدی (کم‌ترین میزان کار مصرفی در دستگاه‌های مصرف‌کننده کار) است، وقتی سیستم بین شرایط اولیه و نهایی فرآیندی را طی کند. به این ترتیب وقتی شرایط نهایی را، شرایط محیط در نظر بگیریم مفهوم کار برگشت‌پذیر و اکسرژی برای یک سیستم یکسان می‌شود. به تفاضل کار برگشت‌پذیر و کار مفید، کار ازدست‌رفته یا اصطلاحاً برگشت‌ناپذیری می‌گویند: هر تحلیل ترمودینامیکی نتایج خود را در قالب شاخص‌هایی نشان می‌دهد. در تحلیل اکسرژی نیز دو شاخص مهم مطرح می‌گردد: تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی. بنا بر آنچه پیرامون کار برگشت‌پذیر و اکسرژی گفته شد، با کمی دقت می‌توان دریافت که دو مفهوم برگشت‌ناپذیری یا همان کار ازدست‌رفته و نرخ از بین رفتن اکسرژی را می‌توان معادل یکدیگر در نظر گرفت. برگشت‌ناپذیری‌هایی چون اصطکاک، اختلاط دو جریان، واکنش شیمیایی، انتقال حرارت بین دو دمای مشخص، تراکم و انبساط در شیرها همواره آنتروپی تولید و اکسرژی را از بین می‌برند؛ بنابراین نرخ تخریب اکسرژی با آنتروپی تولید شده متناسب است:

$$Ex_{\text{destroyed}} = T_0 S_{\text{gen}} \geq 0 \quad (1)$$

شایان‌ذکر است که اکسرژی از بین رفته، برای همه‌ی سیستم‌های واقعی مقدار مثبتی دارد و برای سیستم‌های برگشت‌پذیر مقدار آن صفر است. در عمل فرآیند واقعی مقداری برگشت‌ناپذیری را به همراه دارد و در نتیجه در همه‌ی فرآیندهای واقعی مقداری اکسرژی از بین می‌رود. این اصل را قانون کاهش اکسرژی می‌نامند که صورت دیگری از قانون افزایش آنتروپی است. این قانون تصریح می‌کند که تغییرات اکسرژی در هر سیستم می‌تواند مثبت، منفی و یا صفر باشد، اما اکسرژی از بین رفته هیچ‌گاه نمی‌تواند منفی باشد. قانون کاهش اکسرژی را به صورت زیر نیز می‌توان بیان نمود:

$$Ex_{\text{destroyed}} = \begin{cases} > 0 & \text{Irreversible} \\ = 0 & \text{Reversible} \\ < 0 & \text{Impossible} \end{cases} \quad (2)$$

شاخص دیگر تحلیل اکسرژی، راندمان اکسرژی است که از نسبت اکسرژی محصول به اکسرژی سوخت محاسبه می‌شود. اکسرژی خوراک، اکسرژی ورودی به هر دستگاه و اکسرژی محصول، تفاضل اکسرژی خوراک و اکسرژی از بین رفته است. اکسرژی از بین رفته را می‌توان با نوشتن موازنه‌ی اکسرژی در اطراف هر دستگاه به دست آورد اما راندمان اکسرژی برای هر دستگاه رابطه و معادله‌ی متفاوتی دارد.

مقداری از ماده که جریان پیدا می‌کند نیز حاوی انرژی است و در نتیجه می‌توان برای آن اکسرژی تعریف کرد. در غیاب انرژی‌های جنبشی، پتانسیل، هسته‌ای، الکتریکی، مغناطیسی و اثرات کشش سطحی، نرخ اکسرژی کل یک

سیستم را می‌توان برابر مجموع اکسرژی شیمیایی و اکسرژی فیزیکی در نظر گرفت. اکسرژی فیزیکی یک جریان از ماده را می‌توان به صورت زیر تعریف کرد:

$$e^{Ph} = h - h_o - T_o(s - s_o) \quad (۳)$$

که در آن h_o و s_o آنتالپی و آنتروپی جریان در دما و فشار محیط می‌باشند. اکسرژی شیمیایی برای جریانی از مواد با رابطه‌ی (۴) بیان می‌گردد:

$$e^{ch} = \sum x_i e_i^o + G - \sum x_i G_i \quad (۴)$$

که در این رابطه e^o و x_i به ترتیب عبارت‌اند از اکسرژی شیمیایی استاندارد در دما و فشار محیط و جزء مولی جزء i ام در جریان. محاسبه‌ی اکسرژی جریان‌های فرآیند، گام نخست در تحلیل اکسرژی به شمار می‌رود. محاسبه‌ی هر دو شاخص تحلیل اکسرژی یعنی تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی، بر پایه‌ی مقادیر اکسرژی جریان‌ها انجام می‌گیرد [۱۲].

موازنه‌ی اکسرژی تجهیزات فرآیندی

کمپرسور و پمپ

کمپرسورها و پمپ مورد استفاده در فرآیند، شامل یک جریان ورودی، یک جریان خروجی و یک جریان انرژی مربوط به توان مصرفی هستند. کار ازدست‌رفته برای کمپرسورها به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$I = Ex_i - Ex_o = \sum (\dot{m}.e)_i + w - \sum (\dot{m}.e)_o \quad (۵)$$

که w توان واقعی مصرفی و e_i و e_o به ترتیب اکسرژی جریان‌های ورودی و خروجی می‌باشند (همگی بر حسب kW). راندمان اکسرژی کمپرسورها و پمپ می‌تواند به صورت نسبت کم‌ترین کار مصرفی به کار واقعی مصرفی تعریف گردد. کم‌ترین کار لازم برای یک تغییر حالت مشخص یک سامانه طی یک فرآیند درون کمپرسور زمانی است که فرآیند به صورت برگشت‌پذیر انجام گیرد که این کار برگشت‌پذیر همان اختلاف اکسرژی جریان‌های ورودی و خروجی است. راندمان کمپرسور از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{\sum (\dot{m}.e)_i - \sum (\dot{m}.e)_o}{W} \quad (۶)$$

کولرهای هوایی

در کولرهای هوایی یک جریان از ماده، با انتقال حرارت اجباری با هوا تا دمای مشخصی خنک می‌شود. جریان ورودی هوا نیز در شرایط استاندارد در نظر گرفته می‌شود (دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد و فشار ۱ اتمسفر). یک جریان انرژی نیز در کولر هوایی وجود دارد که توان مصرفی لازم برای فن‌ها را جهت انجام انتقال حرارت و خنک‌سازی تأمین می‌کند. به این ترتیب، کار ازدست‌رفته در کولر هوایی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$I = Ex_i - Ex_o = \sum (\dot{m}.e)_i + e_{ai} + w - \sum (\dot{m}.e)_o - e_{ao} \quad (۷)$$

که e_{ao} و e_{ai} به ترتیب، اکسرژی جریان هوای ورودی و خروجی و w توان واقعی مصرفی در فن‌های کولر هوایی می‌باشند. در واقع در این تعریف، اکسرژی که در اثر انتقال حرارت، از مبرد به هوا انتقال می‌یابد، به عنوان اکسرژی از

بین رفته یا کار ازدست رفته در نظر گرفته نمی شود. راندمان اکسرژی نیز برای کولرهای هوایی به این صورت بیان می شود:

$$\varepsilon = \frac{\sum (\dot{m}.e)_o + e_{ao}}{\sum (\dot{m}.e)_i + W} \quad (8)$$

ضمناً محاسبات اکسرژی در کولرهای هوایی نیز فقط با اکسرژی فیزیکی انجام خواهد شد.

مبدل حرارتی

کار ازدست رفته‌ی مبدل‌های حرارتی که یکی از مهم‌ترین دستگاه‌های موجود در فرآیندهای تبرید است از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$I = Ex_i - Ex_o = \sum (\dot{m}.e)_i - \sum (\dot{m}.e)_o \quad (9)$$

همچنین بازده اکسرژی این دستگاه از رابطه زیر مورد محاسبه قرار می گیرد:

$$\varepsilon = \frac{Q \times \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)}{\dot{E}_i - \dot{E}_o} \quad (10)$$

برج سیکل جذبی (ژنراتور):

کار ازدست رفته‌ی برج که می توان به عنوان قلب سیکل سرمایش جذبی از آن نام برد از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$I = Ex_i - Ex_o = \sum (\dot{m}.e)_i - \sum (\dot{m}.e)_o \quad (11)$$

همچنین بازده اکسرژی این دستگاه از رابطه زیر مورد محاسبه قرار می گیرد:

$$\varepsilon = \frac{\sum (\dot{m}.e)_i - \sum (\dot{m}.e)_o}{\sum (\dot{m}.e)_i - \sum (\dot{m}.e)_o + T_0(\sum (\dot{m}.s)_o - \sum (\dot{m}.s)_i)} \quad (12)$$

شبیه‌سازی فرآیندهای تبرید

به منظور انجام هرگونه تحلیل ترمودینامیکی بر روی سیستم، گام اول، مدل سازی و شبیه سازی سیستم با استفاده از نرم افزارهای رایج شبیه سازی است. مدل سازی و شبیه سازی سیستم، روشی کم هزینه و مؤثر برای شناخت دقیق سیستم و بهبود عملکرد آن و تحلیل رفتار سیستم پیش از بروز مسائل فرآیندی است. مدل سازی به معنی توصیف ماهیت سیستم و انجام موازنه های جرم و انرژی در قالب معادلات ریاضی، نیازمند حل هم زمان تعداد زیادی معادله ی جبری و دیفرانسیلی و دسترسی به تعداد زیادی ثابت ها و ضرایب سینتیکی و ترمودینامیکی است. شبیه سازی در واقع انجام محاسبات ترمودینامیکی مربوط به جریان ها و دستگاه های عملیاتی بر اساس معادلات فازی و موازنه های جرم و انرژی است که استفاده از نرم افزارهای شبیه ساز موجب سهولت در انجام این کار می شود [۱۳].

پس از انجام شبیه سازی، شرایط ترمودینامیکی جریان های مختلف موجود در فرآیند مانند دما، فشار، دبی مولی و جرمی، آنتالپی، آنتروپی و... به طور کامل مشخص شده و در نتیجه راه برای انجام هرگونه تحلیل ترمودینامیکی از جمله تحلیل انرژی و اکسرژی هموار می گردد.

بنا بر آنچه گفته شد و به منظور انجام تحلیل های ترمودینامیکی بر روی سیکل های سرمایش جذبی و تراکمی، این فرآیندها به وسیله نرم افزار Aspen HYSYS شبیه سازی شده اند. مهم ترین و حساس ترین قسمت شبیه سازی هر

فرآیند، انتخاب معادله‌ی حالت مناسب جهت مدل‌سازی عملکرد فرآیند و حل معادلات حاکم، است. در واقع انتخاب معادله‌ی حالت مناسب کلید موفقیت یک شبیه‌سازی به شمار می‌رود، به این معنا که اگر معادله‌ی حالت با توجه به نوع ترکیبات موجود در فرآیند به‌درستی انتخاب نگردد، نتایج حاصل نیز قابل‌اطمینان و منطبق بر واقعیت نخواهد بود و شبیه‌سازی عملاً بلااستفاده خواهد بود.

برای شبیه‌سازی سیستم‌های تبرید، دو معادله‌ی حالت Peng-Robinson (PR) و PRSV توصیه شده‌اند. در واقع این دو معادله‌ی حالت مدل‌سازی و شبیه‌سازی این سیستم‌ها را با دقت بالایی انجام می‌دهد؛ بنابراین در انجام شبیه‌سازی این فرآیند از مدل ترمودینامیکی PR استفاده گردیده است. معادلات PR در (۱۳) تا (۱۵) آورده شده است [۱۴].

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b) + b(v-b)} \quad (13)$$

$$a = \frac{0.457235 R^2 T_c^2}{P_c} \quad (14)$$

$$b = \frac{0.077796 R T_c}{P_c} \quad (15)$$

سیکل سرمایش تراکمی موجود در پالایشگاه

هدف از انجام این تحقیق، همان‌طور که پیش‌از این ذکر گردید، امکان‌سنجی جایگزین سیکل سرمایش جذبی بجای سیکل سرمایش تراکمی در واحد الکیلاسیون پالایشگاه آبادان به‌منظور بهره‌بردن از بخار مازاد موجود در این واحد است. بدین منظور ابتدا سیکل سرمایش تراکمی موجود در واحد الکیلاسیون پالایشگاه آبادان که در شکل ۱ نشان داده شده را مورد تحلیل قرار خواهیم داد. این سیکل با استفاده از داده‌های موجود در پالایشگاه و با استفاده از نرم‌افزار هایسیس مورد شبیه‌سازی قرار گرفت که در ادامه به تشریح این سیکل خواهیم پرداخت.

جدول ۱- مشخصات چیلرهای موجود در واحد الکیلاسیون پالایشگاه آبادان

	Duty (kW)	Duty (mmcal/h)	Equipment	Unit
Q1	۲۶۰۰/۴۷	۲/۲۳۶	E-125	
	۲۶۰۰/۴۷	۲/۲۳۶	E-126	
	۲۶۰۰/۴۷	۲/۲۳۶	E-120	C4
	۲۶۰۰/۴۷	۲/۲۳۶	E-121	
Q2	۱۰۴۰۱/۸۷			
	۲۰۵۳/۸۶	۱/۷۶۶	E-110	
	۲۰۵۳/۸۶	۱/۷۶۶	E-111	
	۲۰۵۳/۸۶	۱/۷۶۶	E-115	C3
Q3	۲۰۵۳/۸۶	۱/۷۶۶	E-116	
	۸۲۱۰/۴۳			
	۱۱۴۶/۷۲	۰/۹۸۶	E-165	
	۱۱۴۶/۷۲	۰/۹۸۶	E-167	IC4
	۲۲۹۳/۴۴			

	۸۹۴/۷	۸۹۴/۷	E-1714	Isomer
Q4	۸۹۴/۷			

جدول ۲- عملکرد کمپرسورهای سیکل تراکمی

دستگاه	بازده آداباتیک (%)	نسبت فشار	دمای خروجی (oC)	توان مصرفی (kW)
C-14200A	۷۵/۰۰	۳/۶۳	۸۵/۹۴	۵۵۳۷/۳۰
C-14200B	۷۵/۰۰	۳/۰۷	۳۳/۵۴	۴۲۵۸/۴۳

جدول ۳- شرایط عملیاتی جریان‌های سیکل تراکمی

جریان	دما (oC)	فشار (bar)	دبی (kg/h)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg.C)
۱	۳۲/۴۶	۳/۸۵	۷۵/۰۶	-۲۳۲۴	۲/۹۰
۲	۸۵/۹۴	۱۴/۰۰	۷۵/۰۶	-۲۲۵۰	۲/۹۵
۳	۲۶/۰۱	۱۲/۲۸	۷۵/۰۶	-۲۶۷۱	۱/۷۰
۴	۱۷/۰۰	۴/۰۸	۷۵/۰۶	-۲۶۷۱	۱/۷۱
۵	۱۷/۰۰	۴/۰۸	۴/۸۵	-۲۳۵۹	۲/۹۷
۶	۱۷/۰۰	۴/۰۸	۷۰/۲۱	-۲۶۹۳	۱/۶۲
۷	۱۷/۰۰	۴/۰۸	۳۳/۴۹	-۲۶۹۳	۱/۶۲
۸	-۹/۰۹	۱/۶۹	۳۳/۴۹	-۲۶۹۳	۱/۶۳
۹	-۸/۰۰	۱/۲۵	۳۳/۴۹	-۲۳۸۲	۲/۸۴
۱۰	۱۷/۰۰	۴/۰۸	۲۶/۴۵	-۲۶۹۳	۱/۶۲
۱۱	-۹/۰۹	۱/۶۹	۲۶/۴۵	-۲۶۹۳	۱/۶۳
۱۲	-۸/۰۰	۱/۲۵	۲۶/۴۵	-۲۳۸۲	۲/۸۴
۱۳	۱۷/۰۰	۴/۰۸	۷/۳۸	-۲۶۹۳	۱/۶۲
۱۴	-۹/۰۹	۱/۶۹	۷/۳۸	-۲۶۹۳	۱/۶۳
۱۵	-۸/۰۰	۱/۲۵	۷/۳۸	-۲۳۸۲	۲/۸۴
۱۶	۱۷/۰۰	۴/۰۸	۲/۸۸	-۲۶۹۳	۱/۶۲
۱۷	-۹/۰۹	۱/۶۹	۲/۸۸	-۲۶۹۳	۱/۶۳
۱۸	-۸/۰۰	۱/۲۵	۲/۸۸	-۲۳۸۲	۲/۸۴
۱۹	-۸/۰۰	۱/۲۵	۷۰/۲۱	-۲۳۸۲	۲/۸۴
۲۰	۳۳/۵۴	۳/۸۵	۷۰/۲۱	-۲۳۲۱	۲/۸۴

نتایج تحلیل اکسرژی سیکل سرمایش تراکمی

محاسبه‌ی اکسرژی جریان‌های فرآیند، گام نخست در تحلیل اکسرژی به شمار می‌رود. محاسبه‌ی هر دو شاخص تحلیل اکسرژی یعنی تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی، بر پایه‌ی مقادیر اکسرژی جریان‌ها انجام می‌گیرد. مقادیر اکسرژی جریان‌ها در جدول ۴ آورده شده است.

جدول ۴- مقادیر اکسرژی جریان‌های سیکل تراکمی

جریان	اکسرژی فیزیکی (kW)	اکسرژی شیمیایی (kW)	اکسرژی کل (kW)
۱	۴۳۹۴	۳۶۴۸۵۳۵	۳۶۵۲۹۲۸
۲	۸۷۶۸	۳۶۴۸۵۳۵	۳۶۵۷۳۰۲
۳	۵۰۹۳	۳۶۴۸۵۳۵	۳۶۵۳۶۲۸
۴	۴۹۵۶	۳۶۴۸۵۳۵	۳۶۵۳۴۹۱
۵	۳۱۴	۲۳۶۴۰۹	۲۳۶۷۲۲
۶	۴۶۲۰	۳۴۱۲۱۴۸	۳۴۱۶۷۶۸
۷	۲۲۰۴	۱۶۲۷۷۰۱	۱۶۲۹۹۰۵
۸	۲۰۷۵	۱۶۲۷۷۰۱	۱۶۲۹۷۷۵
۹	۴۲۳	۱۶۲۷۷۰۱	۱۶۲۸۱۲۴
۱۰	۱۷۴۱	۱۲۸۵۵۶۳	۱۲۸۷۳۰۴
۱۱	۱۶۳۸	۱۲۸۵۵۶۳	۱۲۸۷۲۰۲
۱۲	۳۳۴	۱۲۸۵۵۶۳	۱۲۸۵۸۹۷
۱۳	۴۸۶	۳۵۸۸۸۰	۳۵۹۳۶۶
۱۴	۴۵۷	۳۵۸۸۸۰	۳۵۹۳۳۸
۱۵	۹۳	۳۵۸۸۸۰	۳۵۸۹۷۴
۱۶	۱۹۰	۱۴۰۰۰۴	۱۴۰۱۹۴
۱۷	۱۷۸	۱۴۰۰۰۴	۱۴۰۱۸۲
۱۸	۳۶	۱۴۰۰۰۴	۱۴۰۰۴۰
۱۹	۸۸۷	۳۴۱۲۱۴۸	۳۴۱۳۰۳۵
۲۰	۴۰۹۶	۳۴۱۲۱۴۸	۳۴۱۶۲۴۴

در ادامه پس از به دست آوردن اکسرژی جریان‌ها به محاسبه شاخص‌های مربوط به تحلیل اکسرژی می‌پردازیم. به معادلات تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی هر جزء قبلا اشاره شده است.

جدول ۵- تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی هر دستگاه در سیکل تراکمی

دستگاه	\dot{E}_F (kW)	\dot{E}_P (kW)	\dot{E}_D (kW)	ε (%)
C-14200A	۵۵۳۷/۳۰	۴۳۷۴/۲۴	۱۱۶۳/۰۵	۷۹/۰۰
C-14200B	۴۲۵۸/۴۳	۳۲۰۸/۷۴	۱۰۴۹/۶۹	۷۵/۳۵
E-C4	۱۶۵۱/۲۶	۱۲۰۳/۶۴	۴۴۷/۶۲	۷۲/۸۹
E-C3	۱۳۰۴/۱۷	۹۵۰/۶۴	۳۵۳/۵۳	۷۲/۸۹
E-IC4	۳۶۴/۰۷	۲۶۵/۳۸	۹۸/۶۹	۷۲/۸۹
E-ISOMER	۱۴۲/۰۳	۱۰۳/۵۳	۳۸/۵۰	۷۲/۸۹
E-14200	۳۶۷۴/۷۴	۳۱۷۹/۷۲	۴۹۵/۰۲	۸۶/۵۳

همان‌طور که در جداول بالا ۴ و ۵ دیده می‌شود کمپرسورهای (C-14200 A) با ۱۱۶۳/۰۵ kW و (C-14200B) با ۱۰۴۹/۶۹ kW بیش‌ترین تخریب اکسرژی را دارند و کم‌ترین تخریب اکسرژی مربوط به مبدل حرارتی E-ISOMER

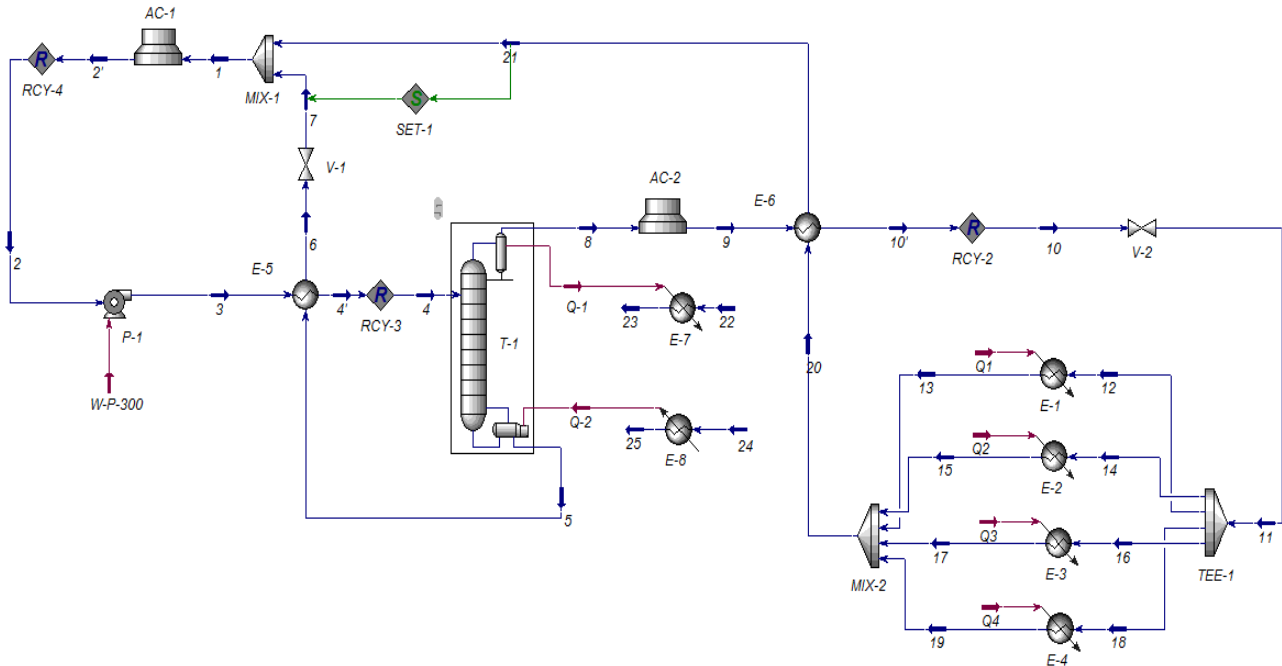
با ۳۸/۵۰ kW است. همچنین با توجه به نتایج، بیشترین بازده اکسرژی مربوط به مبدل حرارتی E-14200 و کمپرسورها است. این نشان می‌دهد که عملکرد تجهیزات را در مصرف انرژی باید هم‌زمان از جهت تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی تحلیل کرد. ممکن است تخریب اکسرژی دستگاهی بسیار کم باشد اما در مقابل اکسرژی خروجی مقدار قابل توجهی باشد و در نتیجه بازده پایینی داشته باشد. برای مثال، مبدل حرارتی E-ISOMER دارای بازگشت‌ناپذیری پایینی نسبت به کمپرسورها است، در حالی که بازده آن نیز پایین‌تر از کمپرسورها است.

تشریح سیکل سرمایه‌گذاری جذبی طراحی شده

همان‌طور که در شکل ۳ دیده می‌شود در سیکل سرمایه‌گذاری جذبی پیشنهادی طراحی شده آمونیاک خروجی از ژنراتور T-1 با میزان خلوص جرمی ۰/۹۹۹۵ به صورت بخار وارد کولر هوایی AC-2 شده و پس از عبور از مبدل حرارتی E-6 تا دمای ۲۴/۴- سانتی‌گراد سرد شده و وارد شیر V-2 شده و تا فشار تبخیرکننده (۱/۲ بار) افت فشار خواهد داشت. در اینجا ما چهار تبخیرکننده داریم که هر کدام برای تولید سرمایه‌گذاری در واحد مورد نظر طراحی شده‌اند. همان‌طور که قبلاً هم اشاره شد مبدل حرارتی E-1 با ایجاد ۱۰۴۰۱ کیلووات سرمایه‌گذاری جایگزین چیلرهای تراکمی C4 خواهد شد. همچنین مبدل حرارتی E-2 با ایجاد ۸۲۱۵ کیلووات سرمایه‌گذاری جایگزین چیلرهای تراکمی C3 خواهد شد. مبدل حرارتی E-3 با ایجاد ۲۲۹۳ کیلووات سرمایه‌گذاری جایگزین چیلرهای تراکمی IC4 خواهد شد و در نهایت مبدل حرارتی E-4 با ایجاد ۸۹۴ کیلووات سرمایه‌گذاری جایگزین چیلرهای تراکمی ISOMER خواهد شد. جریان‌های خروجی از تبخیرکننده‌ها با دمای ۲۹/۴- سانتی‌گراد و فشار ۱/۲ بار در MIX-2 با یکدیگر ترکیب شده و پس از عبور از مبدل حرارتی E-6 در MIX-1 با جریان آب برگشتی از ژنراتور ترکیب شده و به سمت کندانسور (کولر هوایی AC-1) می‌رود و تا دمای ۳۱/۴۷ سانتی‌گراد سرد شده و برای رسیدن به فشار ژنراتور وارد پمپ P-1 شده و تا فشار ۱۳ بار فشرده می‌شود. یک برج تقطیر شامل ریبویلر و کندانسور نقش ژنراتور را ایفا می‌کنند؛ که کندانسور این برج در نقش رکتیفایر مورد نیاز جهت افزایش خلوص آمونیاک خروجی از برج است. برای حرارت ورودی به ژنراتور از بخار مازاد موجود در واحد الکیلاسیون استفاده می‌شود که دمای آن ۱۸۰ سانتی‌گراد، فشار آن ۳/۸ بار و دبی آن ۷۵ تن بر ساعت است.

نتایج تحلیل اکسرژی سیکل سرمایه‌گذاری جذبی

محاسبه‌ی اکسرژی جریان‌های فرآیند، گام نخست در تحلیل اکسرژی به شمار می‌رود. محاسبه‌ی هر دو شاخص تحلیل اکسرژی یعنی تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی، بر پایه‌ی مقادیر اکسرژی جریان‌ها انجام می‌گیرد. مقادیر اکسرژی جریان‌ها در جدول ۶ آورده شده است.



شکل ۳- شماتیک سیکل تبرید جذبی طراحی شده

جدول ۶- مقادیر اکسرژی جریان‌های سیکل جذبی

جریان	اکسرژی فیزیکی (kW)	اکسرژی شیمیایی (kW)	اکسرژی کل (kW)
۱	۱۵۱۰	۸۳۲۳۵۴	۸۳۳۸۶۴
۲	۵۱	۸۳۲۳۶۱	۸۳۲۴۱۲
۳	۲۸۲	۸۳۲۳۶۱	۸۳۲۶۴۳
۴	۱۰۴۸۶	۸۳۲۳۵۴	۸۴۲۸۴۰
۵	۱۲۴۱۰	۴۹۹۲۷۵	۴۸۱۶۸۴
۶	۳۲۸	۴۹۹۲۷۵	۴۹۹۶۰۳
۷	۱۳۸	۴۹۹۲۷۵	۴۹۹۴۱۳
۸	۶۵۱۵	۳۶۴۴۰۶	۳۷۰۹۲۱
۹	۵۸۵۵	۳۶۴۴۰۶	۳۷۰۲۶۰
۱۰	۶۲۳۰	۳۶۴۴۰۵	۳۷۰۶۳۶
۱۱	۶۱۸۱	۳۶۴۴۰۵	۳۷۰۵۸۷
۱۲	۲۹۴۹	۱۷۳۸۶۰	۱۷۶۸۰۹
۱۳	۶۲۱	۱۷۳۸۶۰	۱۷۴۴۸۱
۱۴	۲۳۲۹	۱۳۷۳۱۵	۱۳۹۶۴۴
۱۵	۴۹۱	۱۳۷۳۱۵	۱۳۷۸۰۶
۱۶	۶۵۰	۳۸۳۳۳	۳۸۹۸۳
۱۷	۱۳۷	۳۸۳۳۳	۳۸۴۷۰
۱۸	۲۵۳	۱۴۸۹۷	۱۵۱۵۰
۱۹	۵۳	۱۴۸۹۷	۱۴۹۵۱

۳۶۴۴۰۵	۳۶۴۴۰۵	۱۳۰۲	۲۰
۳۶۴۸۵۰	۳۶۴۴۰۵	۴۴۴	۲۱
۴۶۷۳۵۷	۴۶۶۵۹۷	۷۶۰	۲۲
۴۶۷۴۲۴	۴۶۶۵۹۷	۸۲۷	۲۳
۲۸۳۹۰	۱۳۵۴۲	۱۴۸۴۸	۲۴
۱۵۹۲۵	۱۳۵۴۲	۲۳۸۳	۲۵

در ادامه پس از به دست آوردن اکسرژی جریان‌ها به محاسبه شاخص‌های مربوط به تحلیل اکسرژی می‌پردازیم. معادلات تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی هر جزء آمده است.

جدول ۷- تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی هر دستگاه در سیکل جذبی

دستگاه	\dot{E}_F (kW)	\dot{E}_P (kW)	\dot{E}_D (kW)	ε (%)
P-1	۲۳۶/۸۵	۲۳۱/۵۶	۵/۲۸	۹۷/۷۷
AC-1	۱۶۰۲/۸۷	۱۳۹۰/۷۷	۲۱۲/۱۰	۸۶/۷۷
AC-2	۶۶۱۷/۶۸	۵۸۸۴/۶۶	۷۳۳/۰۲	۸۸/۹۲
E-1	۲۳۲۷/۹۲	۱۹۰۱/۴۰	۴۲۶/۵۲	۸۱/۶۸
E-2	۱۸۳۸/۶۰	۱۵۰۱/۷۳	۳۳۶/۸۷	۸۱/۶۸
E-3	۵۱۳/۲۷	۴۱۹/۲۳	۹۴/۰۴	۸۱/۶۸
E-4	۱۹۹/۴۷	۱۶۲/۹۲	۳۶/۵۵	۸۱/۶۸
E-5	۱۲۰۸۱/۹۴	۱۰۱۹۶/۸۷	۱۸۸۵/۰۷	۸۴/۴۰
E-6	۸۵۷/۹۵	۳۷۵/۶۵	۴۸۲/۳۱	۴۳/۷۸
T-1	۱۲۳۹۷/۵۴	۹۷۶۴/۸۷	۲۶۳۲/۶۷	۷۸/۷۶

همان‌طور که دیده می‌شود ژنراتور (T-1) با $۲۶۳۲/۶۷$ kW بیش‌ترین تخریب اکسرژی را دارد و بعدازآن، مبدل حرارتی HE-5 دارای بیش‌ترین تخریب اکسرژی است و کم‌ترین تخریب اکسرژی مربوط به پمپ P-1 می‌شود ($۵/۲۸$ kW). همچنین با توجه به نتایج، بیش‌ترین بازده اکسرژی مربوط به پمپ و کولرهای هوایی است.

بحث و نتیجه‌گیری

- ❖ با توجه به نتایج تحلیل اکسرژی سیکل تراکمی، کمپرسورها تخریب اکسرژی بیش‌تری نسبت به مبدل‌های حرارتی دارند و همچنین با توجه به نتایج، بازده اکسرژی مربوط به مبدل‌های حرارتی از کمپرسورها بیش‌تر است. این نشان می‌دهد که عملکرد تجهیزات در مصرف انرژی را باید هم‌زمان از جهت تخریب اکسرژی و بازده اکسرژی تحلیل کرد. ممکن است تخریب اکسرژی دستگاهی بسیار کم باشد اما در مقابل اکسرژی خروجی مقدار قابل‌توجهی بوده و در نتیجه بازده پایینی داشته باشد.
- ❖ با توجه به نتایج تحلیل اکسرژی سیکل جذبی، ژنراتور (T-1) بیش‌ترین تخریب اکسرژی را دارد و بعدازآن، مبدل حرارتی HE-5 دارای بیش‌ترین تخریب اکسرژی است و کم‌ترین تخریب اکسرژی مربوط به پمپ P-1 می‌شود. همچنین با توجه به نتایج، بیش‌ترین بازده اکسرژی مربوط به پمپ و کولرهای هوایی است.

- ❖ ژنراتور T-1 و مبدل حرارتی E-5 دارای بیشترین میزان هزینه‌ی تخریب اکسرژی است که دلیل اصلی آن، بالا بودن بازگشت‌ناپذیری این تجهیزات نسبت به سایر تجهیزات است. از سوی دیگر پمپ مبدل حرارتی E-4 دارای کمترین میزان هزینه‌ی تخریب اکسرژی هستند.
- ❖ سیکل جذبی طراحی شده به‌راحتی میزان سرمایش موردنظر را با توجه به بخار مازاد موجود در پالایشگاه تأمین می‌کند و می‌تواند جایگزین سیکل تراکمی موجود شود.

منابع

- [1] Dincer, I. 2017. Refrigeration systems and applications. John Wiley & Sons.
- [2] Kang, Y. T., Kunugi, Y., & Kashiwagi, T. 2000. Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement. *International journal of refrigeration*, 23 (5), pp. 388-401.
- [3] Ratlamwala, T. A. H. 2016. *Integrated Absorption Refrigeration Systems*.
- [4] Abed, A. M., Alghoul, M. A., Sopian, K., Majdi, H. S., Al-Shamani, A. N., & Muftah, A. F. 2017. Enhancement aspects of single stage absorption cooling cycle: A detailed review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 77, pp. 1010-1045.
- [5] Corinchock, J. A. 1996. *Technician's Guide to Refrigeration Systems*. McGraw-Hill Professional.
- [6] Gu, J., Wang, S., & Gan, Z. 2014. *Two-phase flow in refrigeration systems*. Springer New York.
- [7] Gosney, W. B. 1982. *Principles of refrigeration*. Cambridge Uni. Press.
- [8] L. Garousi Farshi, CA. Infante Ferreira, SMS. Mahmoudi, MA. Rosen. First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 2014; 40: pp. 111-121.
- [9] V. Jain, G. Sachdeva, SS. Kachhwaha. NLP model based thermoeconomic optimization of vapor compression-absorption cascaded refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 2015; 93: pp. 49-62.
- [10] Rodríguez-Muñoz, J. L., & Belman-Flores, J. M. (2014). Review of diffusion-absorption refrigeration technologies. *Renewable and sustainable energy reviews*, 30, pp. 145-153.
- [11] Kaushika S.C, Siva Reddy V, Tyagib S.K. (2011). Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 15, pp. 1857-1872.
- [12] Kotas TJ. 1995. *The exergy method of thermal plant analysis*. Malabar: Krieger Publish Company.
- [13] Vatani A, Mehrpooya M, Palizdar A. 2014. Advanced exergetic analysis of five natural gas liquefaction processes. *Energy conversion and management*. Vol. 78, pp. 720-37.
- [14] Cengel YA, Boles MA. 2005. *Thermodynamics: an engineering approach*. 5th ed. New York: McGraw-Hill Science.