





دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

مهندسی مکانیک گرایش سیستم‌های انرژی

پایان‌نامه کارشناسی ارشد

تحلیل انرژی و انرژی سیکل تبرید اجکتوری با رویکرد بررسی
توجیه پذیری اقتصادی

نگارنده:

میلاذ متولیان

استاد راهنما:

دکتر سید مجید هاشمیان

شهریور ۱۳۹۵

ماحصل آموخته‌هایم را تقدیم می‌کنم به آنان که مهر آسمانی‌شان، آرام‌بخش آلام زمینی‌ام است.

به استوارترین تکیه‌گاهم، دستان پرمهر پدرم

؛

به سبزترین نگاه زندگیم، چشمان سبز مادرم

؛

که هرچه آموختم در مکتب عشق شما آموختم و هرچه بکوشم قطره‌ای از دریای بی‌کران
مهربانیتان را سپاس نتوانم بگویم.

؛

امروز هستی‌ام به امید شماست و فردا کلید باغ بهشتم در رضای شما

؛

گران‌سنگ‌تر از این ارزان نداشتم تا به خاک پایتان نثار کنم، باشد که حاصل تلاشم غبار
خستگی‌تان را بزدايد.

بوسه بر دستان پرمهرتان

و همسر آینده‌ام...!

تشکر و قدردانی

ضمن سپاس خداوند، که هرآنچه داریم از فضل بی‌کران اوست و هر آنچه نداریم از حکمت بی‌پایان اوست. در ابتدا لازم می‌دانم از استاد محترم آقای دکتر سید مجید هاشمیان که با راهنمایی‌های مدبرانه خود نظارت و سرپرستی این پایان‌نامه را برعهده داشتند صمیمانه تشکر و قدردانی نمایم. همچنین از تمامی اساتیدی که در این مدت افتخار شاگردی ایشان را داشتم، کمال قدردانی خود را بیان می‌کنم.

تعهد نامه

اینجانب میلاد متولیان دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش سیستم های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه تحلیل اگزرژی و انرژی سیکل تبرید اجکتوری با رویکرد بررسی توجیه پذیری اقتصادی تحت راهنمایی دکتر سید مجید هاشمیان متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

در سال‌های اخیر، حرارت‌های اتلافی که در محیط آزاد می‌گردد افزایش یافته است. از جمله می‌توان به گازهای خروجی از توربین‌ها و موتورها، حرارت‌های اتلافی در کارخانه‌ها و غیره اشاره نمود که به مشکل اصلی و عمده زیست محیطی تبدیل گردیده است. به منظور استفاده از این منابع، بازیابی انرژی‌های اتلافی و کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی و کاهش مسائل زیست محیطی، در این مطالعه یک سیکل تبرید اجکتوری با اجکتور بخار در محیط نرم‌افزاری هایسیس شبیه‌سازی شده و مورد ارزیابی انرژی و انرژی قرار گرفته است. با استفاده از روابط انرژی و انرژی مربوط به اجزای سیکل و انجام محاسبات به تحلیل انرژی سیکل پرداخته شده است. نتایج نشان می‌دهد از میان اجزای سیکل بیشترین میزان تخریب انرژی مربوط به بویلر و بعد از آن مربوط به اجکتور می‌باشد. همچنین با استفاده از تحلیل پارامتری، تأثیر پارامترهای طراحی نظیر دما و فشار بویلر، دمای کندانسور، نسبت جرمی و فشار مکش اجکتور بر عملکرد سیکل تبرید مورد ارزیابی و بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که در محدوده دمایی بویلر بین ۱۳۴ - ۱۴۵ درجه سانتی‌گراد ضریب عملکرد سیستم در بازه (۰/۲۳ - ۰/۲۲۷۷) و بازده انرژی سیستم در بازه (۰/۱۹/۰۶ - ۰/۱۸/۶۲) کاهش می‌یابند. در محدوده فشار بویلر بین ۲۵۰ - ۳۰۰ کیلوپاسکال ضریب عملکرد سیستم در بازه (۰/۲۲۹۲ - ۰/۲۲۹۸) و بازده انرژی سیستم در بازه (۰/۱۸/۴۵ - ۰/۱۹/۰۴) افزایش می‌یابند. با بررسی تأثیر دمای کندانسور، مشاهده شده است که با افزایش دمای کندانسور در محدوده دمایی بین ۲۵ - ۳۲ درجه سانتی‌گراد، ضریب عملکرد سیکل تبرید در بازه (۰/۲۲۹۸ - ۰/۲۲۷۷) کاهش می‌یابد و بازده انرژی سیستم در بازه (۰/۱۸/۶۲ - ۰/۱۹/۰۴) افزایش می‌یابد. در محدوده دمایی ذکر شده برای بویلر و کندانسور مشاهده شده است که با افزایش فشار مکش اجکتور در محدوده بین ۰/۹ - ۱/۲ کیلوپاسکال، ضریب عملکرد سیکل تبرید در بازه (۰/۲۲۷۵ - ۰/۲۳۰۱) افزایش می‌یابد و بازده انرژی سیستم در بازه (۰/۲۲/۰۶ - ۰/۱۶/۶۶) کاهش می‌یابد. همچنین با بررسی نسبت جرمی اجکتور بر عملکرد سیکل، مشاهده شده است که با افزایش نسبت جرمی اجکتور در محدوده بین ۰/۱۱ - ۰/۴۷، ضریب عملکرد سیکل تبرید در بازه (۰/۱۰۲۱ - ۰/۴۳۲۶) و بازده انرژی سیستم در بازه (۰/۷/۴۶ - ۰/۳۱/۶۱) افزایش می‌یابد.

واژگان کلیدی: سیکل تبرید اجکتوری، شبیه‌سازی، هایسیس، تحلیل انرژی و انرژی، پارامترهای طراحی.

مقالات

مقالات استخراج شده از رساله‌ی حاضر به شرح زیر می‌باشند:

1) متولیان م.، هاشمیان س. م.، (۱۳۹۴)، " تحلیل انرژی و آنالیز پارامتری سیکل تبرید اجکتوری بخار " دومین کنفرانس سراسری توسعه محوری مهندسی عمران، معماری، برق و مکانیک ایران، گرگان.

2) Motevalian M., Hashemian S. M., (2015), " *Exergy analysis and parametric analysis of steam ejector Refrigeration cycle* ", DAV International Journal of Science , vol. 4, Issue. 2, pp. 134-146.

فهرست مطالب

| | |
|---|----|
| فصل ۱ مقدمه‌ای بر اجکتور و سیستم سرمایه‌ش تبخیری..... | ۱ |
| ۱-۱- پیشگفتار..... | ۲ |
| ۲-۱- اجکتور چیست؟..... | ۲ |
| ۱-۲-۱ انواع اجکتورها..... | ۳ |
| ۲-۲-۱ قطعات اصلی اجکتورها..... | ۳ |
| ۳-۲-۱ بیان عملکرد اجکتور..... | ۴ |
| ۴-۲-۱ کاربردهای اجکتور..... | ۵ |
| ۳-۱- سیستم سرمایه‌ش تبخیری..... | ۸ |
| ۱-۳-۱ ساختار یک واحد سیستم سرمایه‌ش تبخیری..... | ۸ |
| ۲-۳-۱ سیکل تبرید با اجکتور..... | ۱۱ |
| ۳-۳-۱ مبرد..... | ۱۲ |
| ۱-۳-۳-۱ ویژگی‌های مبرد..... | ۱۳ |
| ۲-۳-۳-۱ استفاده از آب به عنوان مبرد..... | ۱۴ |
| ۴-۳-۱ مزایا و معایب استفاده از اجکتور در سیستم سرمایه‌ش تبخیری..... | ۱۵ |
| ۱-۴-۳-۱ مزایا..... | ۱۵ |
| ۲-۴-۳-۱ معایب..... | ۱۶ |
| ۴-۱- تئوری مربوط به اجکتورها..... | ۱۷ |
| ۵-۱- طرح مسأله..... | ۱۸ |
| فصل ۲ مروری بر کارهای گذشته..... | ۱۹ |
| ۱-۲- مقدمه..... | ۲۰ |
| ۲-۲- مروری بر کارهای گذشته..... | ۲۰ |
| فصل ۳ معادلات حاکم بر اجزای سیکل..... | ۲۷ |
| ۱-۳- مقدمه..... | ۲۸ |
| ۲-۳- فرضیات مورد استفاده در اجکتور..... | ۲۸ |
| ۳-۳- معادلات حاکم بر جریان داخل اجکتور..... | ۲۹ |
| ۱-۳-۳ نازل اولیه..... | ۳۱ |
| ۲-۳-۳ بخش اختلاط..... | ۳۱ |

| | |
|----|---|
| ۳۳ | ۳-۳-۳ دیفیوزر |
| ۳۴ | ۴-۳-۴ معادلات انرژی در سایر اجزاء |
| ۳۴ | ۳-۴-۱ بویلر |
| ۳۴ | ۳-۴-۲ اواپراتور |
| ۳۵ | ۳-۴-۳ شیر انبساط |
| ۳۵ | ۳-۴-۴ کندانسور |
| ۳۵ | ۳-۴-۵ پمپ |
| ۳۵ | ۳-۵-۵ معادلات انرژی اجزای سیکل |
| ۳۸ | ۳-۶-۶ تحلیل ترمودینامیکی |
| ۳۸ | ۳-۶-۱ فرضیات و معادلات حاکم |
| ۳۸ | ۳-۶-۲ بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک |
| ۴۱ | فصل ۴ شبیه‌سازی و انجام محاسبات |
| ۴۱ | ۴-۱-۱ مقدمه |
| ۴۱ | ۴-۲-۲ آشنایی و معرفی محیط نرم‌افزاری هایسیس |
| ۴۱ | ۴-۲-۱ مدل‌سازی و شبیه‌سازی فرآیند |
| ۴۳ | ۴-۲-۲ معرفی نرم‌افزار هایسیس |
| ۴۴ | ۴-۲-۳ توانایی‌های نرم‌افزار هایسیس |
| ۴۵ | ۴-۲-۴ روش حل معادلات در هایسیس |
| ۴۵ | ۴-۳-۳ محاسبات بار برودتی |
| ۴۶ | ۴-۳-۱ محاسبه انتقال حرارت از طریق دیوارها، سقف و کف |
| ۵۳ | ۴-۳-۲ محاسبه بار سرمایشی ناشی از نفوذ هوای گرم |
| ۵۵ | ۴-۳-۳ محاسبه اتلافات برودتی متفرقه |
| ۵۷ | ۴-۳-۴ محاسبه مجموع بار برودتی مورد نیاز مسأله |
| ۵۸ | ۴-۴-۴ شبیه‌سازی سیکل تبرید |
| ۵۸ | ۴-۴-۱ ورود مواد و انتخاب مدل ترمودینامیکی مناسب |
| ۶۱ | ۴-۴-۲ شبیه‌سازی هیتر ۱۰۰ |
| ۶۳ | ۴-۴-۳ شبیه‌سازی اجکتور |
| ۶۵ | ۴-۴-۴ شبیه‌سازی کولر |
| ۶۷ | ۴-۴-۵ شبیه‌سازی پمپ |
| ۶۹ | ۴-۴-۶ شبیه‌سازی شیر فشارشکن |
| ۶۹ | ۴-۴-۷ شبیه‌سازی هیتر ۱۰۲ |
| ۷۱ | ۴-۴-۸ شبیه‌سازی تقسیم‌کننده جریان |

- ۷۳-۴-۵- ارزیابی اقتصادی طرح جایگزین ۷۳
- ۷۳-۴-۵-۱- برج‌های خنک‌کننده ۷۳
- ۷۷-۴-۵-۲- محاسبات اقتصادی برج‌های خنک‌کننده ۷۷
- ۷۹-۴-۵-۳- محاسبات اقتصادی سیکل تبرید اجکتوری ۷۹

۸۱- فصل ۵ بحث و نتیجه‌گیری ۸۱

- ۸۲-۵-۱- نتایج تحلیل اگزرژیژیکی ۸۲
- ۸۴-۵-۲- نتایج تحلیل پارامتریکی ۸۴
- ۸۴-۵-۲-۱- تأثیر دمای بویلر بر بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک ۸۴
- ۸۸-۵-۲-۲- تأثیر فشار بویلر بر بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک ۸۸
- ۸۹-۵-۲-۳- تأثیر دمای کندانسور بر بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک ۸۹
- ۹۳-۵-۲-۴- تأثیر فشار مکش اجکتور بر بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک ۹۳
- ۹۵-۵-۲-۵- تأثیر نسبت جرمی اجکتور بر بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک ۹۵
- ۹۸-۵-۳- مقایسه فنی و اقتصادی ۹۸
- ۹۹-۵-۴- جمع‌بندی نتایج ۹۹
- ۱۰۲-۵-۵- پیشنهادها ۱۰۲

۱۰۳- ضمیمه ۱۰۳

۱۰۹- منابع ۱۰۹

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱- شماتیک اجکتور ۳
- شکل ۲-۱- اجزای تشکیل‌دهنده اجکتور ۴
- شکل ۳-۱- اجکتور دومرحله‌ای با کندانسورهای داخلی بارومتریک ۶
- شکل ۴-۱- نمودار دمای جوش آب بر حسب فشار ۸
- شکل ۵-۱- شماتیک سیکل تبرید اجکتوری ۹
- شکل ۶-۱- دیاگرام دما-آنترופی سیکل تبرید اجکتوری ۹
- شکل ۷-۱- شماتیک یک اجکتور بخار ۱۰
- شکل ۸-۱- نمودار تغییرات فشار در مسیر جریان اجکتور ۱۱
- شکل ۹-۱- طرح ترسیمی سیکل تبرید اجکتوری و اجزای تشکیل‌دهنده آن ۱۲
- شکل ۱۰-۱- دیاگرام تغییرات سرعت و فشار در مسیر جریان اجکتور ۱۷
- شکل ۱-۳- پارامترهای ابعادی اجزای مختلف اجکتور برای طراحی ۳۰
- شکل ۱-۴- شماتیک و جهت جغرافیایی فضای مورد نظر برای طراحی سیکل تبرید ۴۵
- شکل ۲-۴- شماتیک جنس و ضخامت جدارها ۵۰
- شکل ۳-۴- شماتیک جنس و ضخامت لایه‌های سقف ۵۳
- شکل ۴-۴- پنجره component list از محیط نرم‌افزار ۵۹
- شکل ۵-۴- انتخاب سیال مورد نظر از بین سیال‌های تعریف شده برای نرم‌افزار ۵۹
- شکل ۶-۴- پنجره Fluid Packages از محیط نرم‌افزار ۶۰
- شکل ۷-۴- انتخاب مدل ترمودینامیکی از بانک اطلاعاتی نرم‌افزار ۶۱
- شکل ۸-۴- جریان‌های سیال ورودی و خروجی و جریان انرژی مرتبط باهیت ۶۲
- شکل ۹-۴- مشخصات جریان خروجی از هیت ۶۲

- شکل ۴-۱۰- مشخصات جریان ورودی به هیتر ۶۳
- شکل ۴-۱۱- مشخصات جریان انرژی هیتر ۶۳
- شکل ۴-۱۲- جریان های سیال ورودی و خروجی از اجکتور ۶۴
- شکل ۴-۱۳- مشخصات جریان های ورودی و خروجی از اجکتور ۶۴
- شکل ۴-۱۴- جریان های سیال ورودی و خروجی و جریان انرژی مرتبط با کولر ۶۵
- شکل ۴-۱۵- جریان انرژی خروجی از کولر ۶۶
- شکل ۴-۱۶- مشخصات جریان ورودی به کولر ۶۶
- شکل ۴-۱۷- مشخصات جریان خروجی از کولر ۶۷
- شکل ۴-۱۸- جریان های سیال ورودی و خروجی و جریان انرژی مرتبط با پمپ ۶۸
- شکل ۴-۱۹- مشخصات جریان های ورودی و خروجی از پمپ و توان مصرفی پمپ ۶۸
- شکل ۴-۲۰- مشخصات جریان ورودی و خروجی از شیر فشارشکن ۶۹
- شکل ۴-۲۱- مشخصات جریان ورودی به هیتر ۷۰
- شکل ۴-۲۲- مشخصات جریان انرژی هیتر ۷۰
- شکل ۴-۲۳- مشخصات جریان خروجی از هیتر ۷۱
- شکل ۴-۲۴- جریان ورودی و خروجی از تقسیم کننده ۷۲
- شکل ۴-۲۵- درصد نسبی جریان های خروجی از تقسیم کننده ۷۲
- شکل ۴-۲۶- نمونه پکینگ مورد استفاده در برج های خنک کننده ۷۴
- شکل ۴-۲۷- طرح ترسیمی چگونگی عملکرد یک برج خنک کننده ۷۴
- شکل ۵-۱- نرخ تخریب اگزرژی در اجزای مختلف چرخه تبرید اجکتوری ۸۴
- شکل ۵-۲- تأثیر دمای بویلر بر ضریب عملکرد سیستم در دماهای متفاوت کندانسور ۸۵
- شکل ۵-۳- تأثیر دمای بویلر بر بازده اگزژی سیستم در دماهای متفاوت کندانسور ۸۶

- شکل ۴-۵- مقایسه کار حاضر با نتایج ارائه شده توسط یاری و همکاران در رابطه با تأثیر دمای بویلر بر ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری ۸۷
- شکل ۵-۵- مقایسه کار حاضر با نتایج ارائه شده توسط یاری و همکاران در رابطه با تأثیر دمای بویلر بر بازده اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری ۸۸
- شکل ۶-۵- تأثیر فشار بویلر بر ضریب عملکرد سیستم در دماهای متفاوت کندانسور ۸۹
- شکل ۷-۵- تأثیر فشار بویلر بر بازده اگزرژی سیستم در دماهای متفاوت کندانسور ۸۹
- شکل ۸-۵- تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد سیستم در دماهای متفاوت بویلر ۹۰
- شکل ۹-۵- تأثیر دمای کندانسور بر بازده اگزرژی سیستم در دماهای متفاوت بویلر ۹۱
- شکل ۱۰-۵- مقایسه کار حاضر با نتایج ارائه شده توسط رامش کومار و اودابا در رابطه با تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری ۹۲
- شکل ۱۱-۵- تأثیر فشار مکش بر ضریب عملکرد سیستم در دماهای متفاوت بویلر ۹۴
- شکل ۱۲-۵- تأثیر فشار مکش بر بازده اگزرژی سیستم در دماهای متفاوت بویلر ۹۴
- شکل ۱۳-۵- تأثیر فشار مکش بر ضریب عملکرد سیستم در دماهای متفاوت کندانسور ۹۵
- شکل ۱۴-۵- تأثیر فشار مکش بر بازده اگزرژی در دماهای متفاوت کندانسور ۹۵
- شکل ۱۵-۵- تأثیر نسبت جرمی اجکتور بر ضریب عملکرد سیستم ۹۶
- شکل ۱۶-۵- تأثیر نسبت جرمی اجکتور بر بازده اگزرژی سیستم ۹۷
- شکل ۱۷-۵- مقایسه کار حاضر با نتایج تجربی و نتایج ارائه شده توسط صنایع و همکاران در رابطه با تأثیر نسبت جرمی اجکتور بر ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری ۹۸

فهرست جدول‌ها

- جدول ۱-۱- مشخصه‌های برخی از مبردهای مرجع ۱۳
- جدول ۱-۴- مقادیر ضریب هدایت حرارتی مصالح ساختمانی ۴۸
- جدول ۲-۴- مقادیر مقاومت حرارتی انواع آجر و بلوک ۴۹
- جدول ۳-۴- مقاومت فیلم هوا ۵۰
- جدول ۴-۴- اتلاف حرارتی از بدن یک شخص عادی ۵۶
- جدول ۵-۴- مدل‌های ترمودینامیکی ۶۰
- جدول ۶-۴- نمونه کاتالوگ برج‌های خنک‌کننده ۷۶
- جدول ۷-۴- مشخصات فنی برج خنک‌کننده مدل ZF-150/09 ۷۷
- جدول ۱-۵- شرایط کاری نقاط مختلف سیکل ۸۳
- جدول ۲-۵- نتایج تحلیل اگزرژیکی اجزای سیکل ۸۳
- جدول ۳-۵- مقایسه نتایج کار حاضر با نتایج یاری و همکاران در رابطه با تأثیر دمای بویلر بر ضریب عملکرد سیستم ۸۶
- جدول ۴-۵- مقایسه نتایج کار حاضر با نتایج یاری و همکاران در رابطه با تأثیر دمای بویلر بر بازده اگزرژی سیستم ۸۷
- جدول ۵-۵- مقایسه نتایج کار حاضر با نتایج رامش کومار و اودابا در رابطه با تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد سیستم ۹۲
- جدول ۶-۵- مقایسه نتایج کار حاضر با نتایج تجربی و نتایج صنایع و همکاران در رابطه با تأثیر نسبت جرمی اجکتور بر ضریب عملکرد سیستم ۹۷
- جدول ۷-۵- نتایج محاسبات اقتصادی ۹۸

فهرست نشانه‌ها

| | |
|------------|---------------------------|
| A..... | مساحت |
| C..... | حرارت مخصوص |
| cal..... | کالری |
| COP..... | ضریب عملکرد |
| D..... | قطر |
| Day..... | روز |
| Des..... | تخریب |
| E..... | اگرژی |
| gal..... | گالن |
| h..... | ضریب انتقال حرارت جابجایی |
| h..... | آنتالپی |
| hr..... | ساعت |
| I..... | تخریب اگرژی |
| k..... | ضریب هدایت حرارتی |
| L..... | فاصله |
| m..... | دبی جرمی |
| M..... | عدد ماخ |
| month..... | ماه |

| | |
|-----------|-------------------------|
| P | فشار |
| q | دبی جرمی |
| Q | انتقال حرارت |
| \dot{Q} | نرخ انتقال حرارت |
| R | مقاومت حرارتی |
| R_E | عملکرد اجکتور |
| s | آنتروپی |
| T | دما |
| U | ضریب هدایت حرارتی |
| V | سرعت |
| W | کار |
| \dot{W} | نرخ انجام کار |
| X | ضخامت |
| Y | نسبت تخریب آگزری |
| year | سال |
| \simeq | تقریبی |
| % | درصد |

زیرنویس‌ها

| | |
|------|----------------|
| boil | بویلر |
| cond | کندانسور |
| d | دیفیوزر |

| | | |
|--------|-------|--------------|
| e | | ثانویه |
| evap | | اوپراتور |
| exergy | | اگزرجی |
| g | | گاز |
| gen | | تولیدی |
| i | | اولیه |
| in | | ورودی |
| inj | | اجکتور |
| k | | جزء k ام |
| l | | نهان |
| m | | محفظه اختلاط |
| n | | نازل |
| out | | خروجی |
| p | | اولیه |
| pf | | جریان اولیه |
| pr | | جریان اولیه |
| pump | | پمپ |
| s | | محسوس |
| sec | | جریان ثانویه |
| sf | | جریان ثانویه |
| t | | کلی |

valve شیر

w آب

Π دوم

علائم یونانی

μ نسبت جرمی

ρ چگالی

γ نسبت گرمای ویژه

η بازده

فصل ۱ مقدمه ای بر اجکتور و سیستم های سرمایش تبخیری

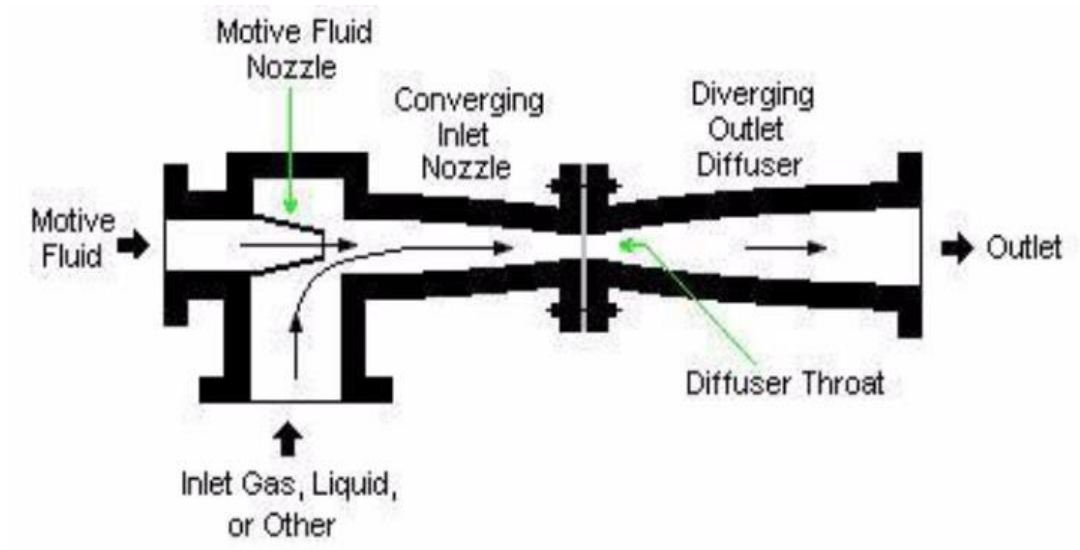
۱-۱- پیشگفتار

در سال های اخیر، حرارت های اتلافی که در محیط آزاد می گردد افزایش یافته است. از جمله می توان به گازهای خروجی از توربین های گازی و موتورها، حرارت اتلافی در کارخانه ها و ... اشاره کرد که به مشکل اصلی و عمده زیست محیطی تبدیل گردیده است. در مقابل، منابع طبیعی فراوانی به همراه انرژی خورشیدی در سطح جهان موجود می باشد که بدون بهره برداری مانده اند. به منظور استفاده از این منابع، بازیابی انرژی های اتلافی، کاهش سوخت های فسیلی و کاهش مسائل زیست محیطی، سیکل تبرید اجکتوری ارائه گردیده تا بازده کلی انرژی بهبود یابد. بطور کلی می توان گفت ترموکمپرسور یکی از راه های بازیافت حرارت دما پایین است.

۱-۲- اجکتور چیست؟

اجکتور دستگاهی برای مکش، انتقال، تراکم و یا اختلاط گازها، بخارها، مایعات و حتی ذرات جامد می باشد که در آن انرژی پتانسیل یک سیال محرک (گاز یا مایع) فشار بالا با گذشتن از یک نازل، به انرژی جنبشی تبدیل می شود و با کاهش فشار استاتیک می تواند سیال ثانویه ای را مکش نماید که این سیال محرک و ثانویه در دیفیوزر با یکدیگر مخلوط و متراکم می گردند. گاهی اجکتور را جت اجکتور^۱ می نامند، دلیل این نامگذاری فوران یا حالت پرتابه ای سیال در قسمت ورودی و خروجی آن است. به طور کلی اجکتورها وسایلی هستند که برای ایجاد خلاء در محفظه های بسته مورد استفاده قرار می گیرند. اجکتورها نوعی پمپ خلاء یا کمپرسور خلاء هستند که در ساختمان آنها هیچگونه قطعه متحرک مکانیکی وجود ندارد و فرآیند تعمیرات و نگهداری آنها ساده و کم هزینه است و در نتیجه از لحاظ اقتصادی، اجکتورها در مقایسه با انواع پمپ های خلاء، وسیله ای مناسب و مقرون به صرفه برای تولید خلاء می باشند. شکل ۱-۱ شماتیک یک اجکتور را نشان می دهد.

¹ Jet ejector



شکل ۱-۱- شماتیک اجکتور [1]

۱-۲-۱ انواع اجکتورها

اجکتورها براساس اینکه در آنها از چه سیالی به عنوان سیال محرک، استفاده می‌شود، به سه دسته تقسیم می‌شوند:

۱- اجکتورهای بخار

۲- اجکتورهای آب یا سایر مایعات فرآیندی

۳- اجکتورهای هوا

نوع دیگر دسته‌بندی اجکتورها بر اساس نوع کاربرد آنها می‌باشد.

۱-۲-۲ قطعات اصلی اجکتورها

قطعات اصلی تشکیل‌دهنده یک اجکتور را می‌توان به صورت زیر اشاره کرد:

۱- سرپوش بازدید افشاننده

۲- صافی بخار

۳- سرپوش افشاننده

۴- ورودی بخار آب

۵- سرپوش ورودی

۶- ورودی

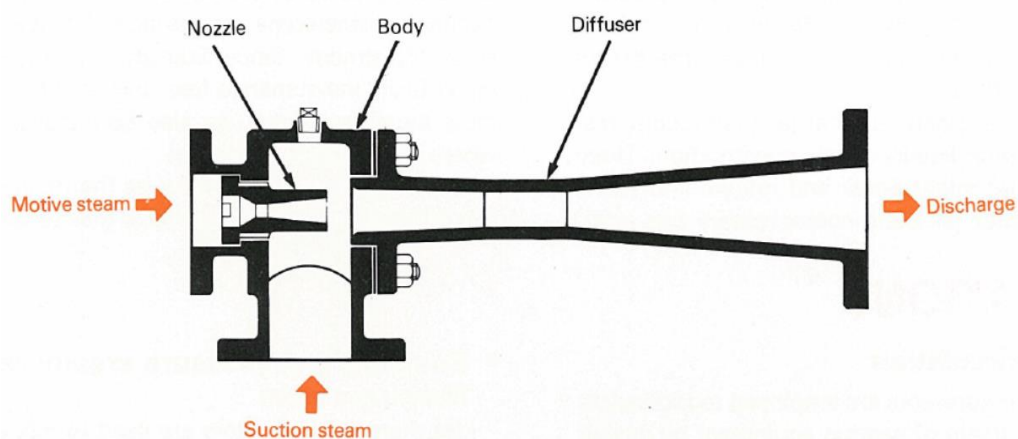
۷- افشاننده

۸- مبدل فشار به سرعت یا خرطومی

۹- خروجی

۳-۲-۱ بیان عملکرد اجکتور

اجکتور دارای ساختمانی شیپوری است، که از چهار قسمت عمده تشکیل شده است که عبارتند از: نازل ابتدایی، محفظه اختلاط، دیفیوزر و قسمت تخلیه [2]، که در شکل ۲-۱ نشان داده شده است.



شکل ۲-۱- اجزای تشکیل دهنده اجکتور [3]

اساس کار اجکتور به این صورت است که سیال اصلی که تحت فشار قرار گرفته است، از مجرای ورودی یا کانال ورودی باریک به صورت جهش مانند به فضای مخروطی شیپور، هدایت و وارد محفظه اجکتور می‌گردد. به علت فرم بخصوص مجرا، فشار سیال به سرعت تبدیل می‌شود. بنابراین یک حالت مکش در این مرحله پدید می‌آید و سیال دوم از طریق مجرای که به کانال ورودی مرتبط است، مکش می‌گردد و با سیال اولیه ترکیب می‌گردد و سپس دو سیال ترکیب شده از کانال خروجی، خارج می‌شوند. فشار سیال خروجی از اجکتور، از فشار سیال ثانویه‌ای که از یک محفظه دیگر مکش می‌شود، بیشتر است و علت عدم بازگشت گاز از خروجی اجکتور به ورودی آن، سرعت زیاد مخلوط آب و گازها در خرطومی اجکتور است.

۱-۲-۴ کاربردهای اجکتور

با توجه به اینکه نقطه جوش تابع مستقیمی از فشار محیط است بنابراین کاهش فشار محیط، کاهش نقطه جوش را به همراه دارد. با توجه به این مطلب، اهمیت اجکتور به عنوان وسیله ای برای تولید خلأ در صنایع مختلف مشخص می‌شود که می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- ۱- اولین و مهمترین کاربرد اجکتور ایجاد خلأ است که می‌تواند برای فرایندهایی چون تقطیر و تبخیر تحت خلأ استفاده شود. در برخی از موارد نیز می‌توان از اجکتور جهت انتقال و پمپاژ آب یا مایعات دیگر استفاده نمود که سیفون^۱ وادکتور^۲ دو نوع از این اجکتورها می‌باشند.
- ۲- یکی دیگر از موارد مهم استفاده از اجکتورها، تهویه محیط و حذف ذرات آلوده‌ی موجود در سیالات می‌باشد. در شکل ۱-۳ یک سیستم اجکتور سه مرحله‌ای با کندانسور میانی نشان داده شده است.

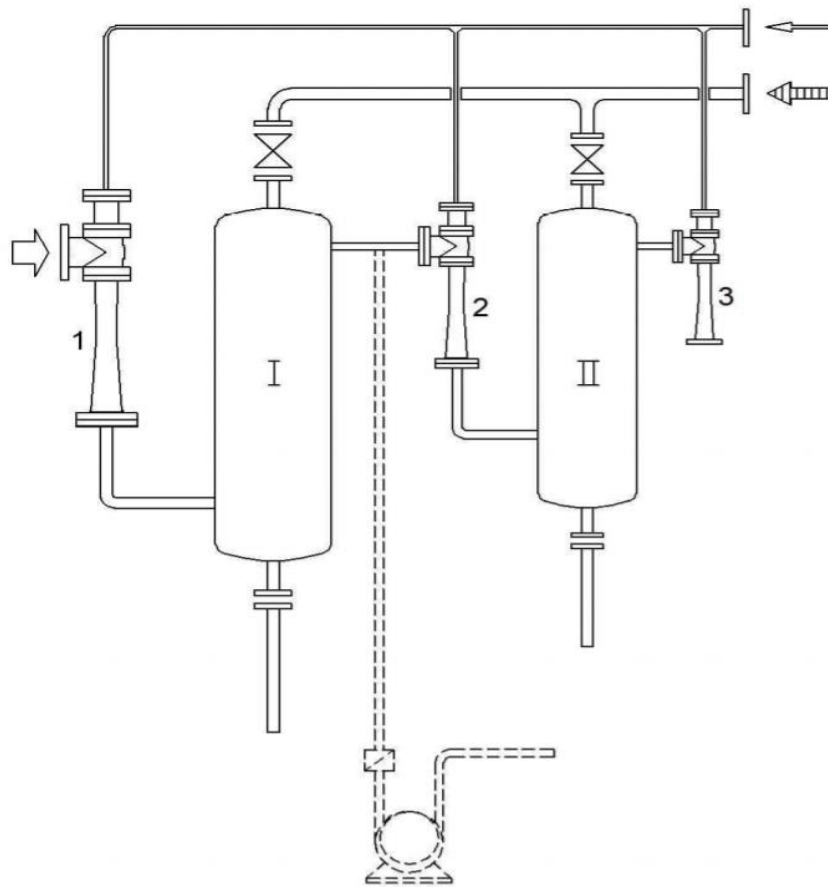
^۱ Siphon

^۲ Adductor

۳- احتمال شکستن ساختار یا ترکیب هیدروکربن ها در درجه حرارت های بالا وجود دارد، بنابراین برای تصفیه و تفکیک نفت خام در پالایشگاه ها از برج های خلأ استفاده می شود. به دلیل اینکه در اینگونه برج ها درجه حرارت پایین می آید، امکان تفکیک و تصفیه این مواد در این شرایط وجود دارد.

۴- تخلیه یک طرفه مایعات یکی دیگر از استفاده های اجکتورها می باشد که در این حالت اجکتور همانند یک تلمبه عمل می نماید.

۵- افزایش فشار سیالات است. از جمله ای این نوع اجکتورها می توان به ترموکمپرسورها اشاره نمود.



شکل ۱-۳-۱- اجکتور سه مرحله ای با کندانسور میانی [4]

۶- افزایش راندمان توربین بخار، به این صورت که با تأمین خلأ مناسب کندانسور باعث کاهش فشار پشت^۱ توربین بخار می شود و به این ترتیب باعث افزایش نسبت فشار توربین بخار و در نتیجه افزایش راندمان توربین بخار می شود.

۷- تأمین انواع خلأهای پایین (۱~۷۶۰ mmHg) ، متوسط (۱~۱۰~۳ mmHg) و بالا (۱۰~۳ mmHg)

برای:

- تبخیر، تغلیظ و سرمایش تحت خلأ
- کریستالیزاسیون^۲
- هواگیری، گاز زدایی، بوگیری
- تقطیر تحت خلأ^۳
- خشک کردن مواد تحت خلأ
- تخلیه و پر کردن مخازن
- استریلیزه کردن
- بازیافت بخار
- سیستم های خلأ مرکزی
- سیستم انتقال نیوماتیکی مواد
- بسته بندی خلأ^۴

۸- مکش مایعات، محلول ها و حتی ذرات جامد

۹- همزدن مایعات^۱ و اختلاط گازها در مخازن نگهداری، رآکتورهای شیمیایی و حوضچه های خنثی-

سازی و نیز به منظور افزایش انتقال حرارت بین سیالات مختلف

¹ Back pressure

² Crystallization

³ Distillation

⁴ Vacuum Packaging

۱۰- دی سوپرهیت کردن بخار

۱۱- هوادهی در حوضچه های پرورش ماهی و میگو و تصفیه فاضلاب با تولید حباب های کوچکتر

نسبت به سایر دستگاه ها

۱۲- هوادهی به مناطق کم اکسیژن در معادن و مخازن بزرگ به هنگام عملیات حفاری و ساخت

با توجه به اینکه در این پروژه به بررسی سیستم تبرید اجکتوری پرداخته می شود بیان مختصری از

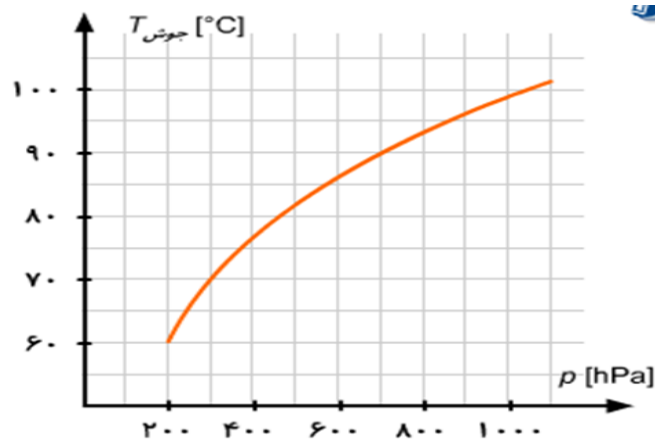
ساختار سیستم سرمایش تبخیری ضروری می باشد که در ادامه به آن پرداخته خواهد شد.

۳-۱- سیستم سرمایش تبخیری

۱-۳-۱ ساختار یک سیستم سرمایش تبخیری

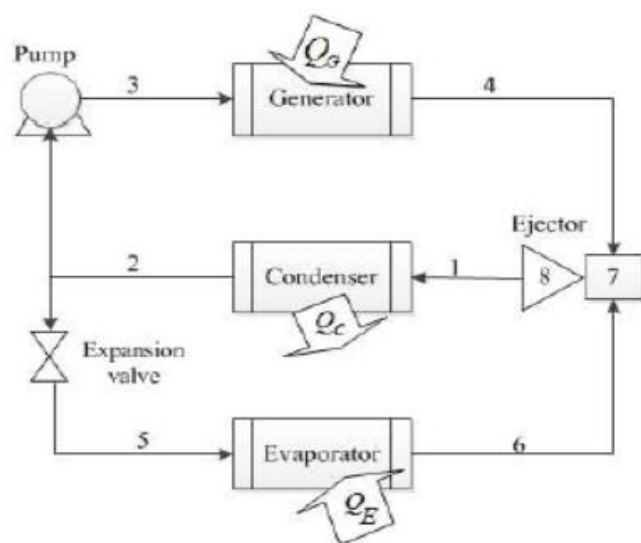
همانطور که در شکل ۴-۱ نشان داده شده است کاهش فشار هوا باعث کاهش دمای جوش و افزایش

فشار هوا باعث افزایش دمای جوش آب می شود.

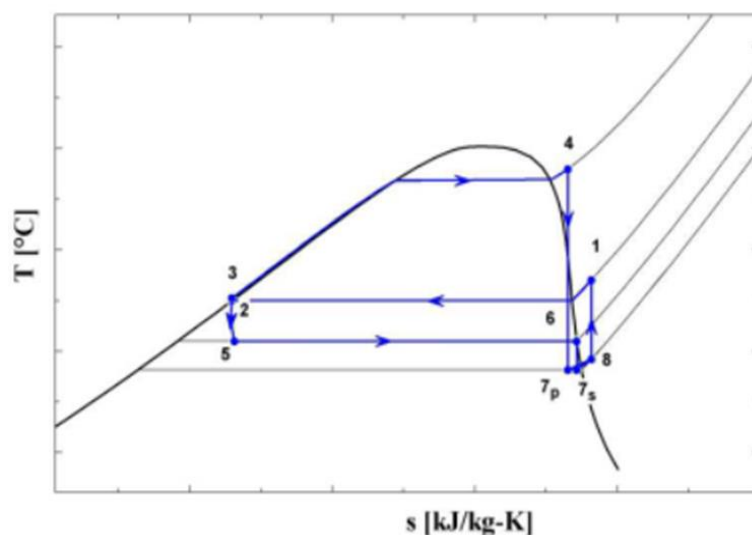


شکل ۴-۱- نمودار دمای جوش آب بر حسب فشار

بر همین اساس در یک واحد سرمایش با جت بخار، با تخلیه هوا و کاهش فشار درون سیستم به وسیله اجکتورهای بخار، آب درون مخزن تبخیرکننده (اوپراتور) شروع به جوشیدن می کند و درصد جزئی از آن با جذب گرما از کل آب موجود، تبخیر می گردد. در شکل ۱-۵ و شکل ۱-۶ یک سیستم تبرید ساده بخار آب و سیکل ترمودینامیکی آن نشان داده شده است [5].

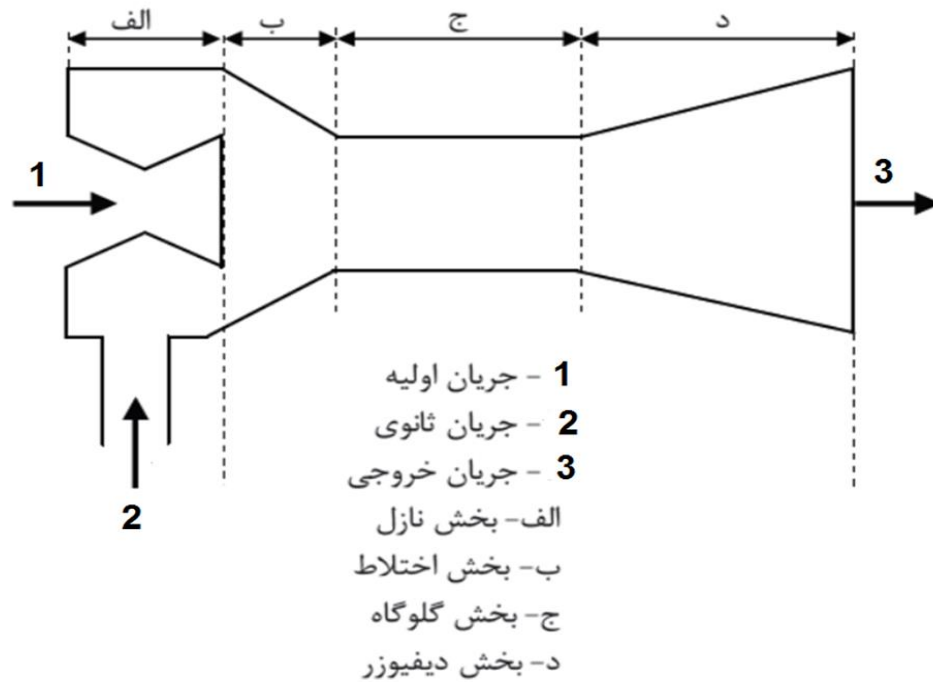


شکل ۱-۵- شماتیک سیکل تبرید بخار آب اجکتوری [۶]



شکل ۱-۶- دیاگرام دما - آنترופی سیکل تبرید اجکتوری [۶]

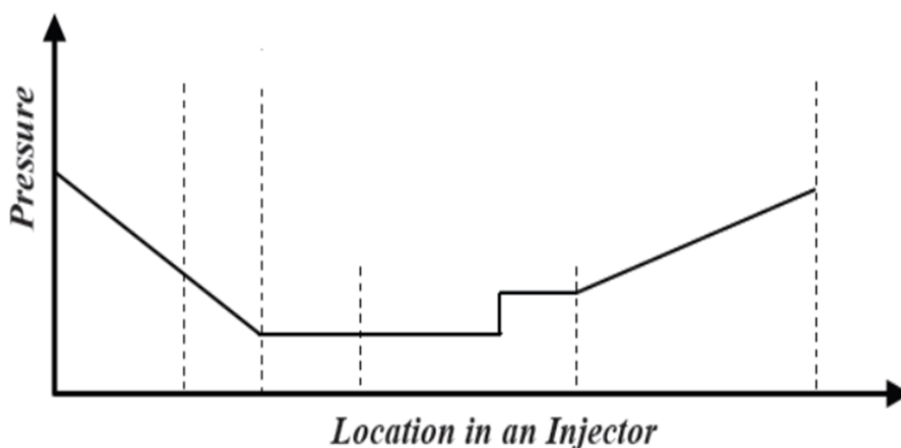
فشار اوپراتور در P_0 نگه داشته می شود که همان فشار اشباع در دمای T_0 می باشد. آب سرد شده بعد از گرفتن بار حرارتی کویل سرمایش تجهیزات تهویه مطبوع دوباره وارد اوپراتور می گردد و چرخه ادامه پیدا می کند. آن مقداری از آب که تبخیر می شود از طریق شیر کنترل با عنوان آب جبرانی به اوپراتور اضافه می شود. بخار آب در مرحله شش به وسیله بخار محرکی که در مرحله چهار وارد اجکتور می شود شروع به متراکم شدن می کند تا در مرحله یک از اجکتور خارج شود. این تراکم بخار در اجکتوری که شماتیک آن در شکل ۷-۱ نشان داده شده است اتفاق می افتد.



شکل ۷-۱- شماتیک یک اجکتور بخار [۷]

در نهایت فرآیند میعان در مرحله دو اتفاق می افتد و پس از آن آب چگالش یافته به بویلر می ریزد. باید توجه داشت که برای کنترل ظرفیت سیستم اجکتور بخار، علاوه بر دریچه فشار ورودی بخار، می توان با فراهم آوردن بیش از یک نازل به این امر پرداخت. علت پایین نگه داشتن فشار اوپراتور، مکش بخاری است که حجم زیادی را در آنجا اشغال می کند به طوریکه استفاده از کمپرسورهای گریز از

مرکز را غیر اقتصادی کرده است. اجکتور به صورت یکنواخت با استفاده از بخار پرفشار که تحت عنوان بخار محرک شناخته می‌شود، بخار مکیده شده را متراکم می‌کند. تغییرات فشار در طول اجکتور، در شکل ۱-۸ آمده است. بخار محرک بالا در مرحله یک، تا فشاری نزدیک به فشار مکیده شده در مرحله صفر منبسط می‌شود. جت سیال با سرعت بالا در مرحله دو، بخار مکیده شده را به دنبال خود می‌کشد و با توجه به اینکه تغییرات در فشار به سرعت اعمال می‌شود، فرایند اختلاط را در فشار ثابت در نظر می‌گیرند. بعد از عبور از محفظه اختلاط، جریان وارد داکتی با سطح مقطع ثابت می‌شود که در آن احتمال رخ دادن شوک قائم می‌باشد. سپس بوسیله دیفیوزر، جریان شامل هر دو سیال تا فشار کندانسور در مرحله چهار، متراکم می‌شود.

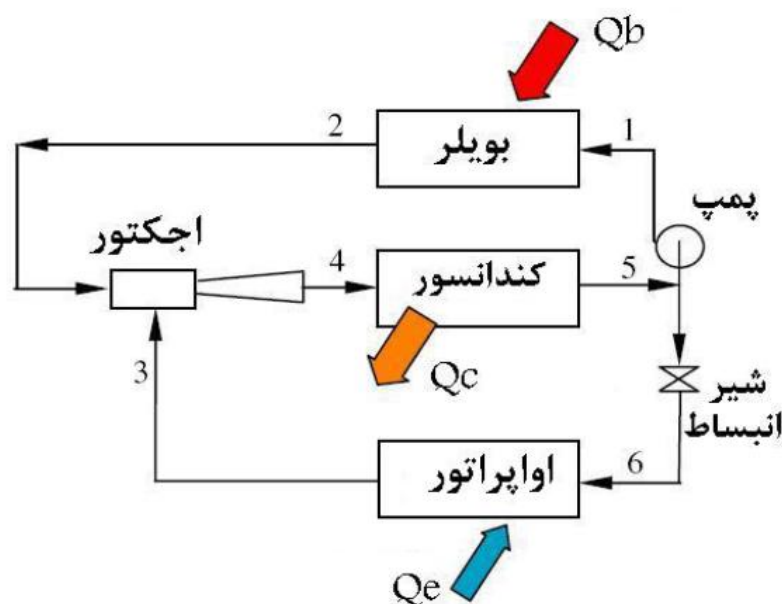


شکل ۱-۸- نمودار تغییرات فشار در مسیر جریان یک اجکتور [۷]

۱-۳-۲ سیکل تبرید با اجکتور

شکل ۱-۹ طرح ترسیمی سیکل را نشان می‌دهد که در آن، بویلر، اجکتور و پمپ، به جای کمپرسور در سیکل‌های تراکمی تبخیری، استفاده شده است. گرمای داده شده در بویلر به سیال مبرد، دمای آن را افزایش می‌دهد و با حرکت سیال اولیه در نازل همگرا-واگرا، مبرد فشار کم در اوپراتور را به حرکت در می‌آورد. نتیجه‌ی این فرآیند، کاهش فشار در اوپراتور است که در آن، مبرد تبخیر می‌گردد و سیال

اولیه و ثانویه مخلوط شده، به کندانسور وارد می‌گردند. عمل تقطیر در کندانسور، عموماً در دمای محیط صورت می‌گیرد. بخشی از سیال مبرد، توسط پمپ به بویلر می‌رود و بخش دیگر، به وسیله شیر انبساط به اوپراتور وارد می‌گردد.



شکل ۱-۹- طرح ترسیمی سیکل تبرید اجکتوری و اجزا تشکیل دهنده آن [۸]

۱-۳-۳ مبرد

مبرد^۱ ماده‌ای است که با جذب حرارت از ماده‌ای در محیط، خود تبخیر شده و آن جا را خنک می‌کند. در سیکل تراکمی تبخیری، مبرد سیال عامل سیکل بوده و با تبخیر و تقطیر تناوبی، به ترتیب حرارت را جذب و دفع می‌کند. برای اینکه مبردی در استفاده از سیکل تراکمی تبخیری مناسب باشد باید دارای خواص شمیایی و فیزیکی و ترمودینامیکی ویژه‌ای باشد که استفاده از آن را مطمئن و اقتصادی سازد. باید توجه شود که مبرد ایده آل وجود ندارد و به دلیل اختلاف فاحش شرایط و

^۱ Refrigerant

نیازهای کاربردهای مختلف، مبردی وجود ندارد که برای همه‌ی کاربردها مناسب باشد. سیالی که به عنوان مبرد در نظر گرفته می‌شود تأثیر مستقیمی بر عملکرد سیستم خواهد داشت. مطالعات انجام شده روی بهبود عملکرد اجکتور و توسعه مدل، با استفاده از مبردهایی نظیر R11، R12، R113، R123، R134a و R718b (بخار آب) صورت گرفته است. برخی از خواص مبردهای مذکور در جدول ۱-۱ اشاره شده است.

جدول ۱-۱- مشخصه‌های برخی از مبردهای مرجع [9]

| شماره مبرد | نقطه جوش در | | دمای انجماد در | | نقطه بحرانی |
|------------|------------------|------------------|------------------|------------------|-------------|
| | فشار اتمسفر (°C) | فشار اتمسفر (°C) | فشار اتمسفر (°C) | فشار اتمسفر (°C) | |
| R-11 | ۲۳/۸۳ | -۱۱۱/۱۱ | ۱۹۷/۷۷ | ۴/۴۱ | ۱/۸۶۲ |
| R-12 | -۲۹/۸۸ | -۱۵۷/۷۷ | ۱۱۲/۲۲ | ۴/۱۳ | ۱/۷۹۲ |
| R-113 | ۴۷/۷۷ | -۳۵ | ۲۱۳/۸۸ | ۳/۴۱ | ۱/۷۳۶ |
| R-123 | ۲۷/۷۷ | -۱۰۷/۲۲ | ۱۸۳/۸۸ | ۳/۶۷۴ | |
| R-134a | -۲۶/۱۱ | -۹۶/۶۶ | ۱۰۱/۱۱ | ۴/۰۷ | ۱/۸۱۱ |

۱-۳-۳-۱ ویژگی های مبرد

با توجه به ظرفیت سرمایش مورد نیاز و نوع سیستم سرمایش می‌بایست یک مبرد مناسب انتخاب شود. از ویژگی‌های یک مبرد مطلوب برای سیستم سرمایش تبخیری می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- دارای گرمای نهان تبخیر بالایی باشد تا برای رسیدن به یک ظرفیت سرمایش مشخص به مقدار جریان گرمی کمتری در سیکل نیاز باشد.
- ارزان، غیر خورنده، در دسترس و سازگار با محیط باشد.

- در محدوده دما و فشار کاری سیستم پایدار بوده و تجزیه نشود.

نقطه انجماد مبرد باید از تمام دماهای موجود در سیستم پایین تر باشد تا از انجماد آن در سیستم جلوگیری شود. برای عدم نیاز به پمپی پر قدرت و سازه‌ای قوی، بهتر است فشار سیال در دمای بویلر بسیار زیاد نباشد. خواص موثر بر قابلیت انتقال حرارت از قبیل ضریب هدایت حرارتی، وزن مخصوص و غیره به گونه‌ای باشد که در سطوح کمتری از اواپراتور و کندانسور، تبادل حرارتی زیادی صورت گیرد و سیستم کوچکتر شود.

با توجه به موارد فوق و بررسی‌های صورت گرفته می‌توان گفت مبردهای R12 و R134a در دماهای بالا نسبت به مبردهای دیگر دارای فشار بسیار زیادی می‌باشند و نیازمند سازه‌ای قوی و پمپ بزرگتری می‌باشند [۱۰]. مبرد R133 یک مبرد فشار پایین است و اثر مخرب زیست محیطی هم ندارد. با استفاده از ترکیبات کربنی در سیکل تبرید اجکتوری می‌توان به دماهای زیر صفر نیز رسید که در آن به بویلری با دماهای پایین تری نیاز می‌باشد؛ مثلاً می‌توان از منبع گرمایی با دمای ۶۰ درجه سانتی‌گراد استفاده کرد. بنابراین می‌توان از کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت در این سیکل‌ها استفاده کرد [11].

۱-۳-۲ استفاده از آب به عنوان مبرد

همانطور که اشاره شد یکی از مزیت‌های اجکتور، اسفاده از آب به عنوان مبرد است که ارزان، در دسترس و دارای حداقل اثرات مخرب زیست محیطی می‌باشد. در یک سیستم تبرید اجکتوری سرمایش توسط تبخیر مستقیم از خود آب به دست می‌آید. علت این امر را می‌توان بالا بودن حرارت نهان تبخیر در مقایسه با گرمای ویژه آب دانست (۵۳۰ کیلوگرم آب می‌تواند با تبخیر یک کیلوگرم از آن، یک درجه سانتی‌گراد سرد شود). بنابراین برای رسیدن به یک ظرفیت سرمایشی مشخص، نیاز به نرخ جریان جرمی کمتر و پمپ کوچکتری می‌باشد [12].

از طرف دیگر، استفاده از آب با توجه به خصوصیات ترمودینامیکی آن در یک گستره دمایی، محدود می‌گردد و علی‌رغم مزایای بیان شده، محدودیت‌هایی برای آب وجود دارد که عبارتند از:

- یخ‌زدگی در دمای زیر صفر
- حجم مخصوص بالا، در این صورت برای حداقل کردن افت فشار و با توجه به نرخ جریان جرمی باید قطر لوله‌ها بزرگ در نظر گرفته شود [۱۰].
- نیاز به حجم بالایی از آن، به عنوان مثال در ۸ درجه سانتی‌گراد، مقدار دبی مورد نیاز برای یک تن ترید برابر است با $665 \text{ m}^3/\text{hr}$ ، در حالیکه برای همین ظرفیت سرمایش تنها به $7 \text{ m}^3/\text{hr}$ از مبرد R12 نیاز است [12].
- خلأ کاری بالا در اجزا مختلف سیکل، در این حالت باید ملاحظات بیشتری صورت گیرد. برای مثال در اواپراتور ۸ درجه سانتی‌گراد فشار $1/0.72 \text{ Kpa}$ و در کندانسور ۳۵ درجه سانتی‌گراد، فشار $5/95 \text{ kpa}$ می‌باشد [۱۳].

۱-۳-۴ مزایا و معایب استفاده از اجکتور در سیستم سرمایش تبخیری

ضریب عملکرد (COP) سیستم تبرید اجکتوری نسبت به سیستم‌های تبرید تراکمی کمتر می‌باشد؛ از طرف دیگر، در تبرید تراکمی از انرژی الکتریکی و در تبرید اجکتوری از بخار آب به عنوان نیروی محرک استفاده می‌شود که از قیمت یکسانی برخوردار نمی‌باشند. به همین علت چنانچه در محاسبه ضریب عملکرد سیستم سرمایش، به جای میزان مصرف انرژی، هزینه انرژی مصرفی لحاظ گردد برتری اجکتورهای بخار خصوصاً در مصارف صنعتی که به طور معمول بخار وجود دارد، بهتر مشخص می‌شود. به طور کلی مزایا و معایب استفاده از اجکتور را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

۱-۳-۴-۱ مزایا

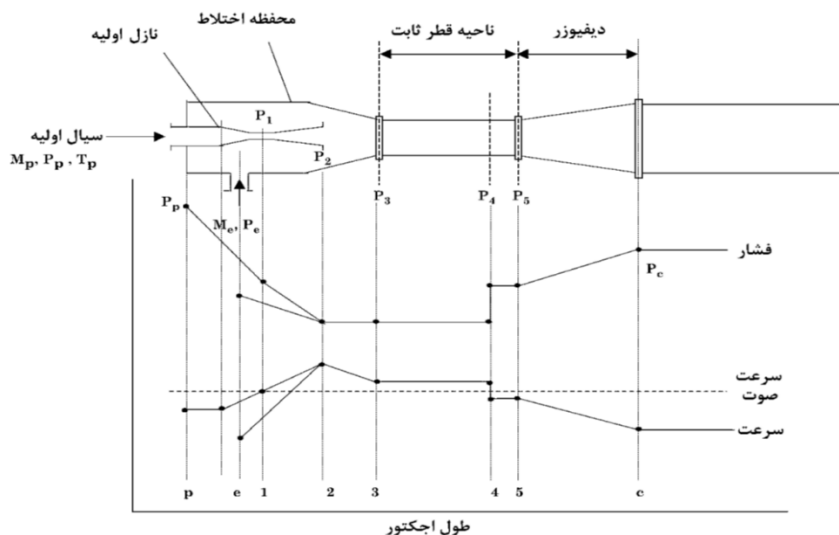
- قابلیت کارکرد با گازهای خشک، مرطوب و خورنده
- توانایی ایجاد خلأهای مختلف مورد استفاده در صنایع
- کارکرد پایدار در محدوده طراحی
- قسمت متحرک نداشته و هزینه تعمیر و نگهداری آن کم است.
- هزینه نصب آن نسبت به سایر دستگاه ها خیلی کم است.
- کارکرد ساده و بازده خوب
- تنوع در سایز و عملکرد
- استفاده از بخار به عنوان محرک

۱-۳-۴-۲ معایب [۱۳]

- ضریب عملکرد پایین، اساسی ترین عیب سیستم تبرید اجکتوری نسبت به سیستم تبرید تراکمی می باشد.
 - ایجاد صدای زیاد
 - حساسیت زیاد به شرایط خارج از طراحی، تنها برای یک ظرفیت سرمایش مشخص بهترین راندمان را دارند و این امر موجب محدود شدن کاربرد گسترده اجکتورها می شود.
 - استفاده در مکان های خاص، استفاده از این سیستم تنها در مواردی که به طور معمول بخار وجود دارد ممکن می باشد.
- بنابراین به منظور حل مشکلات پیش رو، باید به بررسی اجکتور پرداخته شود که به عنوان قلب سیستم سرمایش تبخیری شناخته می شود، جایی که تغییرات برگشت ناپذیر رخ می دهد.

۴-۱- تئوری مربوط به اجکتورها

پیشرفت فشار، سرعت و انرژی در طول یک اجکتور در شکل ۱-۱۰ نشان داده شده است. انبساط داخلی بخار به نقطه C و دوباره متراکم شدن مخلوط تا نقطه E به صورت آدیاباتیک با بازده‌های مرتبه ۸ می‌باشد. مخلوط شدن در ناحیه بین C تا E با توجه به ممنتوم هر دو جریان با بازده مرتبه ۵۶ انجام می‌شود. سیال اولیه با فشار زیاد (P_p) وارد نازل اولیه که یک نازل همگرا-واگرا است، می‌شود. سپس در این نازل شتاب می‌گیرد تا در خروجی نازل، جریان به سرعت ما فوق صوت برسد. سیال اولیه در نازل اجکتور، تا فشار (P_2) به صورت ایزنتروپیک منبسط می‌شود و با سیال ثانویه در فشار ثابت و در محفظه اختلاط، مخلوط می‌گردد. اختلاط تا قبل از ورود به ناحیه قطر ثابت کامل می‌شود و سیال مخلوط شده با همان فشار ($P_3 = P_2$) با سرعت ما فوق صوت به ناحیه قطر ثابت وارد می‌گردد. در این ناحیه به واسطه حضور یک شوک قائم، که اثر تراکمی قوی بر سیال دارد، فشار تا (P_5) افزایش می‌یابد و سیال با سرعت مادون صوت به دیفیوزر وارد شده، تا (P_c) متراکم می‌گردد.



شکل ۱-۱۰-۱- دیاگرام تغییرات سرعت و فشار در مسیر جریان اجکتور

۱-۵- طرح مسأله

با توجه به مزایای استفاده از سیستم های سرمایش تبخیری و بهره گیری از سیال عامل آب و به منظور بازیافت منابع حرارتی دما پایین و بهبود بازده انرژی، در این پروژه ضمن تحلیل انرژی اجزای سیکل تبرید اجکتوری، به بررسی تأثیر پارامترهای ترمودینامیکی اجزای سیکل بر بازده انرژی و ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری پرداخته شده است. موارد یاد شده را می توان به چهار بخش تقسیم کرد که عبارتند از:

اثر تغییرات دما و فشار بویلر در محدوده مشخص بر بازده انرژی و COP سیستم تبرید اجکتوری.

اثر تغییرات دمای کندانسور در محدوده مشخص بر بازده انرژی و COP سیستم تبرید اجکتوری.

اثر تغییرات فشار مکش اجکتور در محدوده مشخص بر بازده انرژی و COP سیستم تبرید اجکتوری.

اثر تغییرات نسبت جرمی اجکتور در محدوده مشخص بر بازده انرژی و COP سیستم تبرید اجکتوری.

فصل ۲ مروری بر کارهای گذشته

۲-۱- مقدمه

در این فصل، ابتدا با توجه به اینکه اجکتور به عنوان قلب سیستم تبرید اجکتوری شناخته می‌شود و از اهمیت بالاتری برخوردار است به بیان تاریخچه ظهور اجکتور در صنعت پرداخته شده است و سپس به بیان کارهایی که تاکنون در زمینه اجکتور و سیکل‌های تبرید اجکتوری انجام شده پرداخته شده است.

۲-۲- مروری بر کارهای گذشته

اجکتور در سال ۱۹۰۱ برای خارج کردن هوا از کندانسور موتور بخار توسط چالز پارسونز^۱ اختراع شد و در سال ۱۹۱۰ توسط موریس لبلنک^۲ در اولین سیکل تبرید با اجکتور بخار استفاده گردید [14]. سیستم سرمایش تبخیری (تبرید اجکتوری)، از انرژی‌هایی که دارای انرژی گرمایی بالایی نیستند مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی، انباشته‌های سوختی و همچنین انرژی‌های بلااستفاده در صنایع و موتورهای حمل و نقل، به عنوان انرژی محرک استفاده می‌کند. از این انرژی‌های سطح پایین می‌توان به منظور راه‌اندازی سیکل تبرید اجکتوری در تهویه مطبوع یک ساختمان بهره برد. همانطور که استفاده از آن، تا دهه ۱۹۳۰ برای سیستم تهویه مطبوع ساختمان‌های بزرگ، محبوبیت فراوانی یافت. در سال ۱۹۸۸ موسسه بین‌المللی سرمایش^۳ تخمین زده بود که ۱۵ درصد از الکتریسیته تولیدی در کل دنیا، صرف فرآیندهای سرمایش و تهویه مطبوع می‌شود و طبق برآوردهای آماری سال ۲۰۰۶، تقاضای جهانی برای تهویه مطبوع با افزایش یکنواختی روبرو بوده است [15]. شایان ذکر است که سیستم تبرید اجکتوری، تنها سیستم تبریدی است که می‌تواند از آب به عنوان مبرد استفاده کند [16].

¹ Charles Parsons

² Maurice Leblanc

³ International Institute of Refrigeration

منشأ پیدایش اجکتورهای بخار در قاره اروپا می‌باشد. اولین کارها در زمینه اجکتورها توسط گیفارد^۱ در سال ۱۲۱۱ انجام گرفت. ارنست کورتینگ^۲ و الکساندر فریدمان^۳ در سال ۱۲۶۱ در شهر وین اتریش طراحی و ساخت انژکتور دیگ بخاری را که بر مبنای ساختار اجکتور بود انجام دادند. در سال ۱۲۲۱ ارنست کورتینگ و برادرش برتلد^۴ کارخانه کوچکی را در آلمان احداث کردند که تولیدات این کارخانه اختصاص به ساخت انژکتور و جت پمپ داشت. بررسی سوابق کورتینگ در سالهای ۱۲۲۱ تا ۱۲۲۶ نشان می‌دهد که در آن اجکتورها از یک نازل همگرا استفاده می‌کردند که سیال محرکشان نیز آب بود. در سال ۱۲۲۶ ارنست کورتینگ، اجکتوری را طراحی کرد که به عنوان اولین نوع از نسل جدید اجکتورهای بخار امروزی شناخته می‌شود.

کارل گوستاو^۵ مخترع سوئدی که توربین‌های عکس‌العملی را اختراع کرد سهم بزرگی در گسترش اصول تئوری طراحی نازل‌های همگرا-واگرا که در اجکتورهای بخار سال‌های ۱۲۱۱ استفاده شد، دارد. بنابراین اروپائیان نازل‌های همگرا-واگرا را دلاول می‌نامند. ارنست کورتینگ و ال‌شوت^۶ در سال ۱۲۲۶ در فیلادلفیا کارخانه ال‌شوت و کورتینگ را که شاخه‌ای از کارخانه کورتینگ در آلمان است بنا نهادند. این کارخانه اولین سازنده اجکتورهای بخار بود. اکنون این کمپانی زیر مجموعه ای از کمپانی آمتک^۷ می‌باشد.

اجکتور، قلب سیستم تبرید با اجکتور، در سال ۱۱۱۱ برای خارج کردن هوا از کندانسور موتور بخار توسط چارلز پارسونز اختراع شد و در سال ۱۱۱۱ توسط موریس لبلنک، در اولین سیکل تبرید با اجکتور بخار استفاده گردید. تکنولوژی ساخت اجکتورها به تدریج به سایر کمپانی‌های آمریکایی گسترش یافت و در دو دهه بین سال‌های ۱۱۱۱ و ۱۱۲۱ کارخانه وستینگهاس^۸ و الیوت^۹ اجکتور

¹ Giffard

² Ernest Korting

³ Alexander Friedmann

⁴ Berthold

⁵ Carl Gustav

⁶ Elshout

⁷ Amtech

⁸ Westinghouse

⁹ Elliott

بخار تولید می‌کردند. کمپانی کرول رینولدز^۱ شاید مشهورترین این کمپانی‌ها در آمریکا باشد که توسط سام کرول^۲ و فیل رینولدز^۳ در سال ۱۱۱۲ ساخته شد.

مؤسسه مبدل‌های حرارتی^۴ یا اختصاراً (HEI) که یک شرکت تجاری بین‌المللی بود و توسط سازندگان کندانسور و اجکتور بنا شد در سال ۱۱۸۸ سازمان گرفت. HEI اولین کتاب روش‌های استاندارد آزمایش اجکتورهای بخار را در سال ۱۱۸۲ منتشر کرد. از آن زمان تا کنون کمپانی‌های دیگری نیز به ساخت اجکتورها مشغول هستند.

در زمینه مطالعات مربوط به اجکتورها کارهای زیادی در رابطه با معادلات جریان داخل اجکتورها انجام شده است. تئوری یک بعدی اجکتور، به عنوان تئوری اساسی و اولیه برای طراحی آن، بر اساس رفتار گاز ایده‌آل، با بکارگیری روابط انرژی، جرم و مومنتوم برای اولین بار توسط کینان^۵ و همکاران ارائه شد [17]. ماندی^۶ و باگستر^۷ تئوری جدیدی برای فرمول‌بندی رفتار اجکتور ارائه کردند. این تئوری بر این فرض استوار است که تا زمانی که سرعت جریان ثانویه به صورت دو جریان جدا از هم رفتار می‌کنند. همچنین فرض شده است که اختلاط دو جریان، بعد از خفگی جریان ثانویه، در سطح مقطعی در داخل بخش مکش اجکتور رخ می‌دهد [18]. عالی و همکاران دو مدل ارائه کردند [19]، در یکی از مدل‌ها با اعمال معادلات حالت پایای انرژی، مومنتوم و پیوستگی در نازل، دیفیوزر و بخش اختلاط سعی در تعیین فشار و سرعت در بخش‌های مختلف سیستم را داشتند. علاوه بر این، آنها با اعمال ضرایبی تلفات ناشی از دیواره نازل و تلفات موجود در بخش اختلاط و دیفیوزر را در نظر گرفتند. در مدل دوم علاوه بر فرضیات موجود در مدل اول، جریان داخل اجکتور را به عنوان یک گاز ایده‌آل با گرمای ویژه ثابت برای هر دو منطقه فوق‌گرم و منطقه اشباع فرض کردند. ایمس^۸ و

¹ Croll Reynolds

² Sam Croll

³ Fill Reynolds

⁴ Institute of Heat Exchangers

⁵ Keenan

⁶ Monday

⁷ Boxster

⁸ Imes

همکاران [20]، مدل اصلاح شده‌ای را براساس مدل کینان ارائه دادند که برگشت ناپذیری‌های نازل اولیه، محفظه اختلاط و دیفیوزر را بدون در نظر گرفتن موج ضربه سیال ثانویه بیان می‌کرد. هوانگ و همکاران مدلی را بر پایه تئوری ماندی و باگستر ارائه کردند که در آن اختلاط به صورت فشار ثابت و در بخش سطح مقطع ثابت ارائه شد [11]. بیشتر مدل‌های ارائه شده برای اجکتور بر پایه مدل گاز ایده‌آل بود، در سال ۲۰۰۰ رگداکیس^۱ و الکسیس^۲ [21] با استفاده از روابط ترمودینامیکی مدل ماندی را بهبود دادند. آنها این مدل را برای تحلیل عملکرد اجکتور بر روی سیستم سردسازی تهویه پیریزی نموده و گزارش کردند که موج ضربه سیال ثانویه تأثیر مهمی بر روی بازده چرخه دارد. مانی^۳ و سلواراجو^۴ [22] مدلی را بر اساس تئوری ماندی و باگستر برای شرایط کاری بحرانی اجکتور ارائه کردند که در آن تلفات اصطکاکی در بخش سطح مقطع ثابت وابسته به سرعت بود، علاوه بر این، آنها کمترین مقدار برای فاکتور سطح بر دبی جرمی، کمترین سرعت جریان‌های اولیه و ثانویه را در خروجی نازل اولیه و کوچکترین گلوئی آیرودینامیک را مشخص کردند. آنها با مقایسه نتایج تجربی و تئوری نتیجه گرفتند که ضرایب اتلافی برای جریان اولیه و ثانویه و نیز برای جریان مخلوط گذرنده از دیفیوزر تأثیر چندانی روی نتایج نمی‌گذارند و می‌توان این ضرایب را مقادیر ثابت فرض کرد. مانی و سلواراجو نتیجه گرفتند که هنگامی که جریان مخلوط از بخش سطح مقطع ثابت عبور می‌کند، به علت اصطکاک دچار تلفات می‌شود. یوو^۵ و همکاران [23] با استفاده از مدلی مشابه رگداکیس و الکسیس بر پایه روند بازده آیزنتروپیکی، نسبت مکش را برای اجکتور بدست آوردند. در همین سال ژو^۶ و همکاران [24] بر پایه تئوری هوانگ مدل دوبعدی برای اجکتور ارائه دادند، آنها فرض نمودند که اختلاط دو جریان در ورودی قسمت سطح مقطع ثابت شروع می‌شود. آنها همچنین با ارائه روابطی تلفات حاصل از اختلاط

¹ Rogdakis² Alexis³ Mani⁴ Selvaraju⁵ Yiwu⁶ joe

دو جریان در قسمت سطح مقطع ثابت را به صورت دوبعدی در نظر گرفته و تحلیل نمودند. مدل آنها دارای معادلات کمتری نسبت به مدل یک بعدی متناظر است.

در سال‌های اخیر حرارت‌های اتلافی که در محیط آزاد می‌گردد افزایش یافته است. از جمله می‌توان به گازهای خروجی از توربین‌ها و موتورهای، حرارت اتلافی در کارخانه‌ها و ... اشاره نمود که به مشکل اصلی و عمده زیست محیطی مبدل گردیده است. در مقابل، منابع طبیعی فراوانی به همراه انرژی خورشیدی در سطح جهان موجود می‌باشند که بدون بهره برداری مانده‌اند. به منظور استفاده از این منابع، بازیابی انرژی‌های اتلافی، کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی و کاهش مسایل زیست محیطی، سیکل تبرید اجکتوری ارایه گردیده است تا بازده کلی انرژی بهبود یابد. گوسوامی^۱ و همکارانش [25]، یک سیکل حرارتی ترکیبی با یک سیکل خنک‌کاری را پیشنهاد نمودند که می‌تواند با منابع دما پایین کار کند. در این سیکل از بخار آب-آمونیاک به عنوان سیال عامل استفاده گردیده است. ژانگ^۲ و همکارانش [26]، یک سیکل جدید آب-آمونیاک را پیشنهاد کردند که در آن از یک واحد جداکننده/جذب کننده در درون سیکل استفاده شده است که بر اساس موازی قرار گرفتن سیکل ترکیبی شامل رانکین و سیکل تبرید آمونیاک کار می‌کند.

در زمینه تحلیل انرژی و بهینه‌سازی سیکل‌های ترکیبی، می‌توان به تحقیقات صورت گرفته توسط راسلی^۳ و همکارانش [27] اشاره نمود که به تحلیل عددی و بهینه‌سازی طراحی انواع اجکتورها در سیکل‌های ترکیبی اشاره نمود. در تحقیق دیگری وانگ^۴ و همکارانش [28] به آنالیز پارامتری و بهینه‌سازی سیکل ترکیبی قدرت-تبرید پرداختند. سیکل تبرید اجکتوری یکی از سیکل‌های تبرید است که علی‌رغم نداشتن بازده بالا از مزیت‌های فراوانی نظیر هزینه نصب و نگهداری کمتر و پراکندگی کم اجزای وابسته برخوردار است. به علاوه، این سیکل تبرید از این قابلیت بهره مند است تا بتوان از آن در سطح وسیعی از سیکل‌ها استفاده کرد.

¹ Goswami

² Zhang

³ Rusly

⁴ Wang

با توجه به اینکه در کارهای گذشته سیکل تبرید اجکتوری به طور مجزا و جداگانه مورد بررسی قرار نگرفته و بیشتر در زمینه بهینه‌سازی و ترکیب با سیکل‌های قدرت کار شده است در این پروژه ضمن بررسی سیکل تبرید اجکتوری، با استفاده از معادلات انرژی و آگزرژی هر یک از اجزاء سیکل و همچنین با شبیه‌سازی سیکل تبرید در محیط نرم‌افزار هایسیس^۱، آنالیز آگزرژیکی و پارامتریکی برای تحلیل و بررسی اثر مشخصه‌های ترمودینامیکی اجزاء بر ضریب عملکرد و بازده آگزرژی سیکل تبرید اجکتوری مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین با انجام محاسبات انرژی، سیکل تبرید اجکتوری پیشنهادی با یک طرح جایگزین مورد ارزیابی اقتصادی قرار گرفته است.

^۱ HYSYS

فصل ۳ معادلات حاکم بر اجزای سیکل

۳-۱- مقدمه

در این فصل به بیان معادلات حاکم بر اجزای سیکل پرداخته شده است. برای هر یک از اجزای سیکل معادلات انرژی و انرژی و اگزرژی و فرضیات مورد استفاده مربوط به آنها بیان شده است. با توجه به اهمیت اجکتور در سیکل تبرید اجکتوری، توضیحات مفصل‌تری از معادلات حاکم بر جریان داخل اجکتور و پدیده‌های رخ داده در داخل آن بیان شده است. سپس با در نظر گرفتن سیکل سرمایه‌گذاری تبخیری نحوه محاسبه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل نیز بیان شده است.

۳-۲- فرضیات مورد استفاده در اجکتور

در اکثر مطالعات مربوط به سیستم‌های تبرید اجکتوری، عملکرد اجکتور را بر اساس مدل یک جریان فشار ثابت تک‌بعدی شبیه‌سازی می‌کنند [29]. هوانگ^۱ و همکارانش [30]، فرضیات ساده‌کننده‌ای برای حل معادلات حاکم بر جریان در داخل اجکتور ارائه نموده‌اند که به صورت زیر بیان می‌شوند:

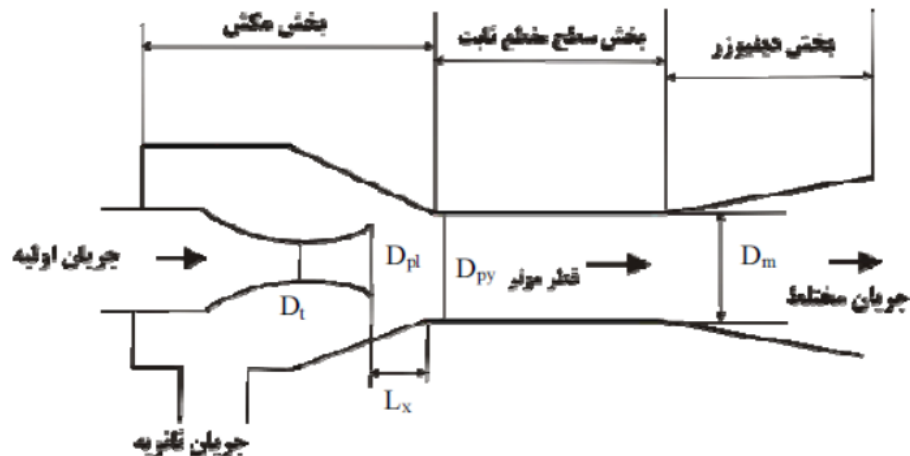
- دیواره‌های اجکتور، آدیاباتیک فرض شده‌اند.
- جریان داخل اجکتور در حالت پایدار و به صورت آیزنتروپیک در نظر گرفته شده است.
- اتلافات اصطکاکی توسط ضرایب آیزنتروپیک برای نازل اولیه، دیفیوزر و محفظه اختلاط در نظر گرفته شده است.
- از انرژی جنبشی جریان‌های اولیه و ثانویه در بخش ورودی به اجکتور و همچنین جریان مخلوط در خروجی از اجکتور صرف‌نظر می‌شود.
- در صفحه خروجی نازل اولیه، جایی که دو جریان برای اولین بار به هم می‌رسند، مرحله یک، فشار استاتیک یکنواخت فرض شده و دو سیال با همین فشار در محفظه اختلاط با هم ترکیب می‌شوند.

¹ Huang

- قبل از اینکه شوک قائم رخ دهد، اختلاط دو جریان در انتهای بخش اختلاط کامل می‌شود.
- بعد از خروج از نازل اولیه، جریان اولیه بدون اختلاط با جریان ثانویه تا سطح مقطع موثر منبسط می‌شود.
- رفتار سیال به صورت گاز کامل و با نسبت گرمای ویژه ثابت در نظر گرفته شده است.
- بازده ایزنتروپیک جریان‌های اولیه (η_{pr}) و ثانویه (η_{sec}) به ترتیب ۰.۹۵٪ و ۰.۸۵٪ فرض می‌شود [11].
- مقدار L_X/D_m ، که در شکل (۱-۳) نشان داده شده است، برابر ۱/۵ فرض شده است [24].
- برای انجام محاسبات در اجکتور، مقادیر بازده نازل، محفظه اختلاط و دیفیوزر از مراجع [32,31] به ترتیب $\eta_n = 0.9$ ، $\eta_m = 0.85$ و $\eta_d = 0.85$ در نظر گرفته شده است.

۳-۳- معادلات حاکم بر جریان داخل اجکتور

اجکتور به عنوان جزء کلیدی چرخه تبرید ارائه شده، تأثیر زیادی بر روی عملکرد چرخه دارد. در شکل ۱-۳ پارامترهای ابعادی اجزای مختلف اجکتور جهت طراحی نشان داده شده است. جریان اولیه با خروج از نازل اولیه منبسط شده و بدون اختلاط با جریان ثانویه موجب شتاب گرفتن جریان ثانویه می‌شود.



شکل ۳-۱- پارامترهای ابعادی اجزای مختلف اجکتور برای طراحی [۳۳]

جریان ثانویه در سطح مقطع موثر به شرایط خفگی می‌رسد. محل سطح مقطع موثر بستگی به هندسه اجکتور دارد که اساساً متأثر از فاصله مابین خروجی نازل اولیه و ورودی بخش سطح مقطع ثابت (L_x) است. نتایج تجربی نشان می‌دهد که اگر (L_x/D_m) تقریباً برابر ۱/۵ باشد، اجکتور بهترین عملکرد را دارد [24]. با در نظر گرفتن این فرض، سطح مقطع موثر در بخش سطح مقطع ثابت قرار می‌گیرد. بر مبنای قوانین حالت پایدار و جریان یکنواخت، معادلات پیوستگی و مومنوم و انرژی به صورت زیر می‌باشد:

$$\sum \rho_i V_i A_i = \sum \rho_e V_e A_e \quad (۱-۳)$$

$$\rho_i A_i + \sum m_i V_i = \rho_e A_e + \sum m_e V_e \quad (۲-۳)$$

$$\sum m_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} \right) = \sum m_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} \right) \quad (۳-۳)$$

همانطور که قبلاً اشاره شد نسبت جرمی برابر است با:

$$\mu = \frac{m_{sf}}{m_{pf}} \quad (۴-۳)$$

که در آن m_{sf} ، نرخ جریان جرمی ثانویه و m_{pf} ، نرخ جریان جرمی اولیه می‌باشد.

با توجه به ظرفیت سرمایش و دمای مورد نیاز تهویه مطبوع، دبی جرمی سیال ثانویه مشخص خواهد شد. در این حالت، بسته به شرایط تولید بخار و دبی جرمی آن می‌توان از نسبت جرمی به عنوان یک شرط مرزی استفاده کرد. برای هر بخش اجکتور، روابط مربوطه به صورت زیر خواهد بود:

۳-۳-۱ نازل اولیه

در قسمت نازل معادله انرژی برای جریان پایا و آدیاباتیک ورودی به شکل زیر خواهد بود:

$$h_{pf,n2} + \frac{u_{pf,n2}^2}{2} = h_{pf,n1} + \frac{u_{pf,n1}^2}{2} \quad (۵-۳)$$

در مقایسه با سرعت خروجی جریان اولیه $h_{pf,n2}$ ، می‌توان از سرعت ورودی جریان اولیه $h_{pf,n1}$ ، صرف نظر کرد. طبق معادله (۵-۳)، سرعت خروجی جریان اولیه، به شکل زیر بیان خواهد شد:

$$h_{pf,n2} = \sqrt{2(h_{pf,n1} - h_{pf,n2})} \quad (۶-۳)$$

بازده نازل عبارت است از:

$$\eta_n = \frac{h_{pf,n1} - h_{pf,n2}}{h_{pf,n1} - h_{pf,n2,s}} \quad (۷-۳)$$

بنابراین:

$$u_{pf,n2} = \sqrt{2\eta_n(h_{pf,n1} - h_{pf,n2,s})} \quad (۸-۳)$$

۳-۳-۲ بخش اختلاط

در بخش اختلاط، معادله ممنتوم به فرم زیر است:

$$m_{pf} u_{pf,n2} + m_{sf} u_{sf,n2} = (m_{pf} + m_{sf}) u_{mf,m,s} \quad (۹-۳)$$

پس:

$$u_{mf,m,s} = \frac{u_{pf,n2} + \mu u_{sf,n2}}{1 + \mu} \quad (۱۰-۳)$$

که در آن:

$$u_{sf,n2} = \sqrt{2(h_{sf} - h_{sf,n2})} \quad (۱۱-۳)$$

در مقایسه با سرعت جریان اولیه، می‌توان از سرعت ثانویه چشم‌پوشی کرد. در نتیجه معادله (۹-۳) به شکل زیر خواهد شد:

$$u_{mf,m,s} = \frac{u_{pf,n2}}{1 + \mu} \quad (۱۲-۳)$$

بازده اختلاط عبارت است از:

$$\eta_n = \frac{u_{mf,m}^2}{u_{mf,m,s}^2} \quad (۱۳-۳)$$

متوسط سرعت جریان مخلوط بر حسب معادلات (۱۲-۳) و (۱۳-۳) برابر است با:

$$u_{mf,m} = u_{pf,n2} \frac{\sqrt{\eta_n}}{1 + \mu} \quad (۱۴-۳)$$

معادلات انرژی در قسمت اختلاط عبارتند از:

$$m_{pf} \left(h_{pf,n2} + \frac{u_{pf,n2}^2}{2} \right) m_{sf} \left(h_{sf,n2} + \frac{u_{sf,n2}^2}{2} \right) = (m_{pf} m_{sf}) \left(h_{mf,m} + \frac{u_{mf,m}^2}{2} \right) \quad (۱۵-۳)$$

آنتالپی جریان مخلوط بر حسب معادلات (۶-۳)، (۱۱-۳) و (۱۵-۳) به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$h_{mf,m} = \frac{(h_{pf,n1} + \mu h_{sf})}{1 + \mu} - \frac{u_{mf,m}^2}{2} \quad (۱۶-۳)$$

۳-۳-۳ دیفیوزر

در قسمت دیفیوزر، انرژی جنبشی جریان به انرژی فشاری تبدیل می‌شود. با فرض فرآیند آیزنتروپیک، معادلات انرژی در قسمت دیفیوزر برابر است با:

$$\frac{1}{2} (u_{mf,m}^2 - u_{mf,d,s}^2) = h_{mf,d,s} - h_{mf,m} \quad (۱۷-۳)$$

معادله انرژی در این بخش عبارت است از:

$$\frac{1}{2} (u_{mf,m}^2 - u_{mf,d}^2) = h_{mf,d} - h_{mf,m} \quad (۱۸-۳)$$

و بازده دیفیوزر برابر است با:

$$\eta_d = \frac{h_{mf,d,s} - h_{mf,m}}{h_{mf,d} - h_{mf,m}} \quad (۱۹-۳)$$

در مقابل سرعت $u_{mf,m}$ می‌توان از سرعت خروجی جریان مخلوط $u_{mf,d}$ چشم‌پوشی نمود. آنتالپی واقعی خروجی جریان مخلوط با توجه به معادله (۱۷-۳) به شکل زیر بیان می‌گردد:

$$h_{mf,d} = h_{mf,m} + \frac{u_{mf,m}^2}{2} \quad (۲۰-۳)$$

از طرفی، بر طبق معادله (۱۸-۳)، آنتالپی واقعی خروجی جریان مخلوط را با استفاده از رابطه زیر می‌توان بدست آورد:

$$h_{mf,d} = h_{mf,m} + \frac{h_{mf,d,s} - h_{mf,m}}{\eta_d} \quad (۲۱-۳)$$

با فرض آیزنتروپیک بودن تراکم در دیفیوزر، فشار خروجی از اجکتور به کمک رابطه (۲۲-۳) محاسبه می‌گردد.

$$P_{mf,d} = P_y \left[\frac{\eta_d (\gamma - 1)}{2} M_y^2 + 1 \right]^{\gamma / (\gamma - 1)} \quad (۲۲-۳)$$

که در آن M عدد ماخ و γ نسبت گرماهای ویژه می‌باشد.

عملکرد اجکتور با R_E نشان داده می‌شود که با استفاده از معادلات (۳-۸)، (۳-۱۴) و (۳-۲۱) از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$R_E = \sqrt{\eta_a \eta_m \eta_n \frac{(h_{pf,n1} - h_{pf,n2,s})}{(h_{mf,d,s} - h_{mf,m})}} - 1 \quad (۳-۲۳)$$

در صورتی که مشخصات حالت ورودی جریان‌های اولیه، ثانویه و فشار در اجکتور معلوم باشند، به کمک روابط ارائه شده می‌توان R_E را محاسبه نمود.

۳-۴- معادلات انرژی در سایر اجزاء [۸]

در این بخش، معادلات انرژی سایر اجزاء محاسبه گردیده است:

۳-۴-۱ بویلر

فرض می‌شود که انتقال حرارت در بویلر در فشار ثابت انجام گیرد و سیال به صورت مایع اشباع، به آن وارد و به صورت بخار اشباع، از آن خارج گردد:

$$Q_{boil} = m_{boil} (h_{out,boil} - h_{in,boil}) \quad (۳-۲۴)$$

۳-۴-۲ اواپراتور

فرض می‌شود که انتقال حرارت در اواپراتور، در فشار ثابت انجام گیرد و سیال به صورت بخار اشباع از اواپراتور خارج می‌شود و به اجکتور وارد می‌شود:

$$Q_{evap} = m_{evap} (h_{out,evap} - h_{in,evap}) \quad (۳-۲۵)$$

۳-۴-۳ شیر انبساط

در شیر انبساطی، فرآیند اختناق (آنتالپی ثابت) رخ می‌دهد، که سبب کاهش فشار و دمای سیال می‌گردد:

$$h_{in, valve} = h_{out, vvalve} \quad (۲۶-۳)$$

۳-۴-۴ کندانسور

معادله انرژی در کندانسور را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$Q_{cond} = m_{cond} (h_{in, cond} - h_{out, cond}) \quad (۲۷-۳)$$

۳-۴-۵ پمپ

معادله انرژی در پمپ نیز به صورت زیر بیان می‌شود:

$$W_{pump} = m_{pump} (h_{out, pump} - h_{in, pump}) \quad (۲۸-۳)$$

۳-۵- معادلات انرژی اجزای تشکیل دهنده‌ی سیکل [۸]

انرژی بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک، بیانی از اختلاف مابین کار و گرما در جمله برگشت ناپذیری است و یا به عبارتی دیگر، معرف تغییر در کیفیت انرژی است. از این رو، بازده انرژی به‌عنوان معیار ارزیابی بازده و عملکرد سیکل انتخاب می‌شود. انرژی به‌صورت توان ماکزیمم مقدار کاری تعریف می‌شود که سیکل در هنگام تعادل با محیط می‌تواند تولید نماید. از آنالیز انرژی به‌منظور ارزیابی عوامل انحراف ترمودینامیکی سیکل تحت بررسی، استفاده می‌شود. آنالیز انرژی ابزاری جهت اندازه‌گیری ماکزیمم عملکرد سیستم و تعیین عوامل اتلاف انرژی است و به تعیین روش‌هایی جهت

بهبود ترمودینامیکی سیکل موردنظر می‌پردازد. در محاسبات اگزرژی هر نقطه، فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود:

۱- تنها از اگزرژی فیزیکی برای جریان‌های بخار و گاز استفاده می‌شود.

۲- اگزرژی شیمیایی اجزاء قابل صرف نظر کردن است.

۳- اگزرژی پتانسیل مواد در نظر گرفته نمی‌شود.

اگزرژی هر نقطه وضعیت را می‌توان این‌گونه نشان داد:

$$E_i = m [(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] \quad (۲۹-۳)$$

بازده اگزرژی به صورت نسبت اگزرژی خروجی بر اگزرژی ورودی به سیکل تعریف می‌شود. اگزرژی ورودی، تغییرات موجود در انرژی منبع حرارتی است و اگزرژی خروجی همان اگزرژی کار خالص تولیدی و اگزرژی تبرید است.

$$\eta_{exergy} = \frac{W_{Net} + E_{evap}}{E_{in}} \quad (۳۰-۳)$$

که W_{Net} با توجه به اینکه در سیستم تبرید اجکتوری کار تولیدی نداریم مقدار آن برابر صفر می‌باشد.

$$W_{Net} = 0$$

E_{in} اگزرژی جریان منبع حرارت می‌باشد و برابر است با:

$$E_{in} = m_g [(h_g - h_0) - T_0 (s_g - s_0)] \quad (۳۱-۳)$$

از آنجا که جریان حرارتی مرجع نهایتاً به محیط داده می‌شود، از این رو اگزرژی ورودی، بر مبنای اختلاف در حالت ورودی و حالت محیطی آن محاسبه می‌شود.

E_{evap} ، اگزرژی مربوط به توان حاصل از خنک‌کاری بوده و به عنوان اختلاف اگزرژی ایجاد شده در

سیال عامل در حین گذر از تبخیرکننده می‌باشد:

$$E_{evap} = m_{evap} [(h_{evap,in} - h_{evap,out}) - T_0 (S_{evap,in} - S_{evap,out})] \quad (32-3)$$

آنالیز انرژی سیستم تبرید می‌تواند به صورت آنالیز هر جزء از سیستم به صورت مجزا اعمال گردد. در یک فرآیند جریان دائم، رابطه تعادلی انرژی به شکل زیر بیان می‌گردد:

$$\sum E_{in} - \sum E_{out} = I \quad (33-3)$$

تلفات انرژی اجزای هر جزء از سیکل تبرید را می‌توان به طریق زیر بدست آورد:

اجکتور:

$$I_{inj} = E_{in,1} + E_{in,2} - E_{out} \quad (34-3)$$

بویلر:

$$\begin{aligned} \sum E_{in} - \sum E_{out} &= I_{Boil} \\ &= E_{in,g} + E_{in,w} - E_{out,g} - E_{out,w} \end{aligned} \quad (35-3)$$

کندانسور:

$$I_{cond} = E_{in} - E_{out} \quad (36-3)$$

پمپ:

$$I_{pump} = W_{pump} + E_{in} - E_{out} \quad (37-3)$$

شیر انبساطی:

$$I_{valve} = E_{in} - E_{out} \quad (38-3)$$

که E_{in} و E_{out} در این روابط، به ترتیب انرژی‌های ورودی و خروجی از هر جزء می‌باشند.

۳-۶- تحلیل ترمودینامیکی

۳-۶-۱ فرضیات و معادلات حاکم

۱- سیستم در شرایط حالت پایا کار می‌کند.

۲- دما و فشار مرجع برای محیط به ترتیب ۲۵ درجه سانتی‌گراد و ۱۰۰ کیلو پاسکال در نظر گرفته شده است.

۳- در خروجی کندانسور و اواپراتور، مبرد به ترتیب به حالت مایع و بخار اشباع است.

۴- از افت فشار در لوله‌ها صرف‌نظر شده است [34].

۳-۶-۲ بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک

با اعمال قانون اول ترمودینامیک ضریب عملکرد چرخه از رابطه (۳-۳۸) بدست می‌آید [35].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{pump}} \quad (3-39)$$

بازده قانون دوم معیاری معنی‌دارتر برای ارزیابی میزان کارایی سیستم است. برای بازده قانون دوم چرخه‌های مورد بررسی می‌توان رابطه (۳-۳۹) را نوشت:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)}{\dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_h}\right) + \dot{W}_p} \quad (3-40)$$

که در آن، T_h و T_b به ترتیب دماهای میانگین منابع دما بالا و دما پایین ($T = \int T ds / \Delta s$) هستند.

با توجه به اهمیت بررسی عملکرد چرخه از نقطه نظر قانون دوم ترمودینامیک می‌توان تخریب کل اگزرژی را برای چرخه به صورت رابطه (۳-۴۰) بیان کرد:

$$\dot{E}_{D,T} = \dot{E}_{D,boil} + \dot{E}_{D,eva} + \dot{E}_{D,cond} + \dot{E}_{D,ejec} + \dot{E}_{D,P} + \dot{E}_{D,V} \quad (3-41)$$

برای مقایسه بهتر اجزای چرخه از لحاظ میزان تخریب اگزرژی در آنها، می‌توان نسبت تخریب اگزرژی

برای هر جزء را به صورت رابطه (۳-۴۱) تعریف کرد:

$$Y_{D,K} = \frac{\dot{E}_{D,K}}{\dot{E}_{D,T}} \quad (۳-۴۲)$$

فصل ۴ شبیه سازی و انجام محاسبات

۴-۱- مقدمه

در این فصل با توجه به معادلاتی که بیان شد، ابتدا به شبهه‌سازی فرآید سیکل در محیط نرم‌افزاری هایسیس پرداخته شده است و سپس محاسبات مربوط به ارزیابی اقتصادی سیستم تبرید اجکتوری و سیستم سرمایش جایگزین انجام شده است.

۴-۲- آشنایی و معرفی محیط نرم‌افزاری هایسیس

۴-۲-۱ مدل‌سازی و شبهه‌سازی فرآیند

شبهه‌سازی یا مدل‌سازی ریاضی در واقع تبدیل کیفیت‌های فیزیکی و رابطه متقابل این کیفیت‌ها به کمیت‌های عددی و روابط ریاضی است. به این ترتیب یک مدل ریاضی شامل متغیرها و مجموعه معادلات وابسته به آنها است که می‌تواند تأثیر متقابل این متغیرها را، همانطور که در دنیای واقعی اتفاق می‌افتد نشان دهد. از این رو یک مدل ریاضی وسیله بسیار مناسبی در دست تحلیل‌گری است که با توسل به آن می‌تواند رفتار یک سیستم را پیش از اعمال واقعی تغییرات پیش‌بینی کند. این خاصیت به خصوص در مورد سیستم‌هایی که امکان اعمال واقعی تغییرات در آنها محدود است، بسیار مفید و کارآمد است. به این جهت شبهه‌سازی فرآیندها همیشه مورد توجه بوده و فعالیت‌های گسترده‌ای در این مورد صورت گرفته است. از یک نظر شبهه‌سازی فرآیندها در واقع اعمال معادلات موازنه جرم و انرژی به همراه شرایط تعادل فازها در یک سیستم است که معمولاً جهت سهولت کار به حالت پایای سیستم بسنده می‌شود. در این حالت با اعمال شرایط تعادل ترمودینامیکی، مجموعه معادلاتی بوجود خواهد آمد که در کنار معادلات متداول موازنه جرم و انرژی، مجموعه معادلات همزمانی را تشکیل می‌دهند که در واقع به مدل ریاضی فرآیند تعبیر می‌شود. مدل‌ها غالباً به سه دسته تئوری، نیمه تجربی و تجربی تقسیم می‌شوند. مدل‌های تئوری کاملاً بر اساس قوانین تئوری استوارند. مدل‌های نیمه تجربی بر پایه روابط تئوری و با استفاده از نتایج اصلاحات تجربی به وجود

می‌آیند. معادلات حالت از این دسته‌اند. مدل‌های تجربی صرفاً بر اساس روابط تجربی شکل گرفته‌اند. برنامه‌های شبیه‌سازی فرآیندها در واقع بسته‌های نرم‌افزاری هستند که تشکیل و حل این معادلات را مقدور می‌سازند به عبارت دیگر شبیه‌سازی عبارت است از بکارگیری مدل‌ها و ایجاد ارتباط بین آنها برای توصیف عملی و علمی شرایط و حالات یک سیستم و تعیین خروجی‌های آن با توجه به داده‌های ورودی بنابراین تکرار شبیه‌سازی در حالات و شرایط مختلف ورودی می‌تواند ما را در طراحی فرآیند یاری کند. مهمترین موارد کاربرد شبیه‌سازها در بررسی عملکرد، رفع تنگناها و مشکلات فرآیندی، ایجاد تغییرات در شرایط عملیاتی و پیش‌بینی نتایج حاصل از آن می‌باشد. به طور کلی در شبیه‌سازی یک فرآیند شیمیایی مهمترین قسمت انتخاب مدل‌های فیزیکی برای پیش‌بینی خواص فیزیکی و ترمودینامیکی سیستم است. زیرا خواص فیزیکی در محاسبات مربوط به تمامی مدل‌های توصیف کننده سیستم دخالت دارند و هر نوع خطای احتمالی در انتخاب یک مدل مناسب برای هر خاصیت فیزیکی موجب بروز خطا در نتایج شبیه‌سازی کل سیستم خواهد شد. منظور از شبیه‌سازی فرآیند یعنی بدست آوردن اطلاعات خروجی از طریق حل مدل‌های فوق بر اساس اطلاعات ورودی و اطلاعات مربوط به مشخصات دستگاه‌های فرآیندی است [۳۶].

۲-۲-۴ معرفی نرم‌افزار هایسیس

نرم‌افزار هایسیس به دلیل اینکه تمامی فرآیندهای نفت، گاز و پتروشیمی و بسیاری از فرآیندهای موجود در صنایع تولیدی را تحت پوشش قرار می‌دهد و همچنین توانایی مدل‌سازی آن برای حالت‌های پویای فرآیندها بسیار بالاست، ساده و سریع می‌باشد، بنابراین به عنوان یکی از نرم‌افزارهای جامع و پرکاربرد در زمینه مهندسی مطرح است. هایسیس دارای تعداد زیادی مدل‌های خواص فیزیکی است که هر کدام قادر به پیش‌بینی خواص یک سری از سیستم‌های مواد در شرایط عملیاتی مختلف می‌باشد. کاربر با توجه به نوع و شرایط خاص مسأله خود باید یک یا تعدادی از این معادلات را انتخاب کند.

۳-۲-۴ توانایی های نرم افزار هایسیس

- با هایسیس می توان عملیات مجتمع را به سرعت بهبود بخشید و از درستی کارکرد دستگاه-ها اطمینان حاصل کرد. برای مثال در تشخیص نقص دستگاهها مانند میزان جرم گرفتگی مبدلها و پدیده طغیان در برج های تقطیر (جمع شدن مایع بیش از حد در برج تقطیر)، می-توان از آن استفاده کرد.
- در این نرم افزار مجموعه بسیار جامعی از داده های کتابخانه ای از قبیل خواص مواد خالص، معادلات حالات مختلف، معادلات ضریب اکتیویته برای سیستم های ایده آل و غیرایده آل وجود دارد.
- یک کتابخانه جامع ترکیبات خالص در هایسیس وجود دارد که قابلیت افزودن ترکیبات اختصاصی با استفاده از داده های شخصی و یا تهیه ترکیباتی با استفاده از گروه های UNIFAC را دارد. همچنین این نرم افزار قادر است تا برش های نفتی را بر اساس داده های تقطیر ASTM استاندارد به وجود آورد.
- توانایی انجام محاسبات سودمندی نظیر شرایط تشکیل هیدرات، خواص نفتی و محاسبات اندازه یابی دستگاه ها را داراست.
- در هایسیس عملیات واحدهای متعدد و گوناگونی مانند انواع مبدل های حرارتی، تجهیزات دوار مانند پمپ، کمپرسور، جداکننده ها، برج های تقطیر، راکتورها، عملیات جداسازی جامدات و عملیات منطقی موجود است.
- کلیه واکنش های شیمیایی مورد نیاز برای یک فرآیند یک بار نوشته شده و در طول برنامه هر جا که مورد نیاز باشد مورد استفاده قرار می گیرد.
- می توان نتایج محاسبات را به نرم افزارهای عمومی نظیر EXCEL و WORD منتقل کرد.

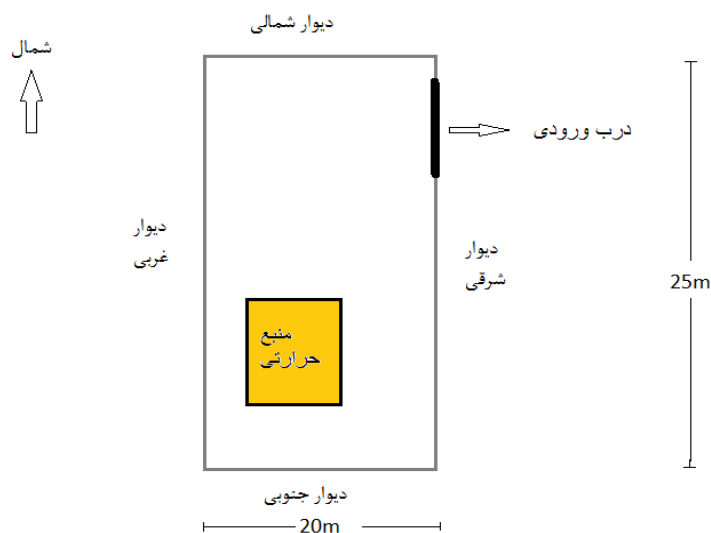
- PFD فرآیند را می توان با فرمت DFX برای استفاده در سایر برنامه ها تهیه کرد [۳۶].

۴-۲-۴ روش حل معادلات در هایسیس

حل دسته معادلات ریاضی (جبری، دیفرانسیلی، خطی یا غیرخطی) حاصل از موازنه های جرم و انرژی مربوط به مدل سازی تجهیزات مختلف فرآیندی همراه با معادلات ترمودینامیکی و سایر معادلات دیگر به روش حل همزمان صورت می گیرد. این نرم افزار جزء معدود نرم افزارهایی است که علاوه بر انجام محاسبات forward محاسبات backward را هم انجام می دهد. یعنی یک واحد را بدون داشتن اطلاعات ورودی و با داشتن اطلاعات خروجی می توان شبیه سازی کرد.

۴-۳- محاسبات بار برودتی

با توجه به اینکه هدف اصلی از تشکیل یک سیستم تبرید تأمین بار برودتی مورد نیاز می باشد بنابراین سیکل تبرید بر اساس این مقدار نیاز طراحی می شود. محاسبات برای یک سایت فرضی که در شکل ۴-۱ نشان داده شده است، انجام گرفته است.



شکل ۴-۱- شماتیک و جهت جغرافیایی فضای مورد نظر برای طراحی سیستم تبرید

بار سرمایشی متشکل از مجموعه حرارت‌هایی است که از روش‌های مختلف و بوسیله منابع گوناگون تولید و به داخل محیط مورد نظر منتقل می‌شود. این بار تنها حاصل یک منبع و منشأ حرارتی نیست. منابع عمده تولید حرارت که بار سرمایشی مورد نیاز محیط را بوجود می‌آورند، عبارتند از:

۱- حرارت انتقال یافته از طریق دیوارها، سقف و کف به فضای مورد نظر

۲- انتقال حرارت بواسطه‌ی نفوذ هوای گرم خارج به فضای مورد نظر که از طریق درها و پنجره‌ها و درزها انجام می‌گیرد.

۳- بارهای متفرقه که شامل حرارت‌های تولید شده‌ی ناشی از حضور افراد، چراغ‌ها، موتورهای الکتریکی و دیگر تجهیزات الکتریکی است.

با توجه به اینکه محاسبه‌ی دقیق بارهای سرمایشی ناشی از عوامل بالا به منظور انتخاب صحیح دیگر اجزای سامانه‌ی تبرید ضروری است، در این بخش به انجام این محاسبات پرداخته خواهد شد. در بخش (۴-۴-۱) بار ناشی از حرارت عبوری از دیوارها، سقف و کف به طور جداگانه محاسبه می‌شود. در بخش (۴-۴-۲) به محاسبه‌ی بار سرمایشی بوجود آمده از نفوذ هوای گرم به فضای مورد نظر مسأله پرداخته می‌شود. در بخش (۴-۴-۳) نیز بارهای حرارتی متفرقه محاسبه خواهند شد. در بخش (۴-۴-۴) نتیجه محاسبات بخش‌های قبلی را با اعمال یک ضریب اطمینان بدست آورده و کل بار سرمایشی مورد نیاز بدست می‌آید.

۳-۴-۱ محاسبه‌ی انتقال حرارت از طریق دیوارها، سقف و کف

هدایت حرارتی ناشی از وجود اختلاف دما بین درجه حرارت فضای بیرون و دمای داخلی فضای مورد نظر است. هدایت حرارتی در جدارها را می‌توان به کمک رابطه زیر محاسبه کرد:

$$\dot{Q} = UA(T_o - T_i) \quad (1-4)$$

در رابطه بالا U ضریب هدایت حرارتی کل، A سطح تبادل حرارت، T_o دمای خارج طرح و T_i دمای داخلی طرح است. به منظور محاسبه U جداره، با توجه به مصالح به کار رفته، جنس و ضخامت هر کدام از سطوح و همچنین شرایط هوای دو طرف جداره، از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$R = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{X_i}{K_i} \right) + \frac{1}{h_o} \quad (۲-۴)$$

در این رابطه h_i و h_o به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی یا ضریب فیلم مربوط به هوای داخل و هوای خارج جداره‌ی فضای مورد نظر، X_i و K_i به ترتیب ضخامت و ضریب هدایت حرارتی مصالح i ام به کار رفته در جداره و R مقاومت حرارتی کل است. در جدول ۱-۴ و ۲-۴ به ترتیب ضریب هدایت حرارتی برخی از مصالح ساختمانی و مقاومت حرارتی انواع آجر و بلوک (مقررات ملی ساختمان) و در جدول ۳-۴ مقاومت فیلم هوا درج شده است. شکل ۲-۴ شماتیک جنس و ضخامت لایه‌های مختلف دیوار نشان داده شده است

جدول ۴-۱- مقادیر ضرایب هدایت حرارتی مصالح ساختمانی

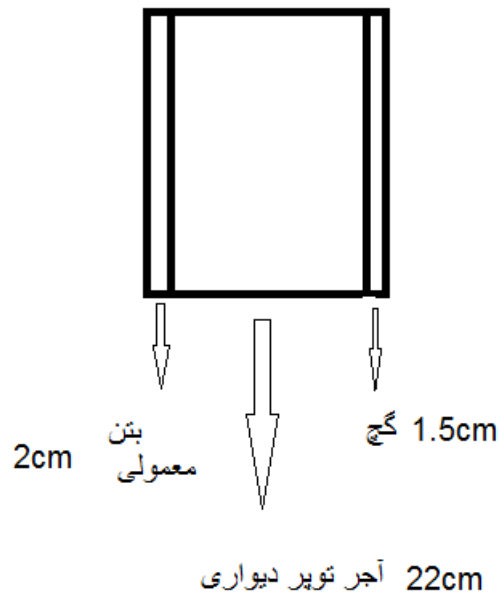
| ضریب هدایت حرارتی $w/m^{\circ}c$ | مصالح |
|-------------------------------------|---|
| ۱/۴ | با ماسه رودخانه ای یا معدنی |
| | بتن معمولی |
| ۰/۸ | با سرباره داندان |
| ۰/۰۵ | گچ دوغاب غنی (گچ بسیار سخت و گچ پاشیده) |
| ۰/۳۵ | گچ قطعات پیش ساخته با روکش مقوایی |
| | گچ |
| ۰/۳۵ | گچ با روکش مقوایی ضد آتش و لایه های گچ آرمه با الیاف معدنی |
| ۰/۰۵ | ایزوگام |

جدول ۴-۲- مقادیر مقاومت حرارتی انواع آجر و بلوک

| مقاومت حرارتی $m^2 \cdot c/w$ | ضخامت (سانتیمتر) | نوع |
|----------------------------------|------------------|---------------------|
| ۰/۰۳ | ۴-۳ | آجر پلاک (نما) |
| ۰/۰۵ | ۵/۵ | آجر توپر دیواری |
| ۰/۰۹ | ۱۰/۵ | |
| ۰/۲ | ۲۲ | |
| ۰/۳ | ۳۵ | |
| ۰/۱۳ | ۱۰/۵ | آجر سوراخدار دیواری |
| ۰/۲۸ | ۲۲ | |
| ۰/۴۲ | ۳۵ | |
| ۰/۱۶ | ۷/۵ | بلوک سفالی سوراخدار |
| ۰/۲۰ | ۱۰/۵ | |
| ۰/۲۷ | ۱۲/۵ | |
| ۰/۳۰ | ۱۵ | |
| ۰/۳۹ | ۲۰ | |
| ۰/۷۸ | ۴۰ | |
| ۰/۰۷ | ۷/۵ | بلوک سیمانی دیواری |
| ۰/۰۹ | ۱۰/۵ | |
| ۰/۱۴ | ۱۵ | |
| ۰/۱۹ | ۲۰ | |
| ۰/۳۲ | ۴۰ | |

جدول ۳-۴ - مقاومت فیلم هوا

| طرز قرار گرفتن جدار و جهت جریان | واحد | جدار خارجی | | | جدار داخلی | | |
|--|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------------|-----------------|-----------------|-----------------------|
| | | $\frac{1}{h_1}$ | $\frac{1}{h_2}$ | $\frac{1}{h_1 + h_2}$ | $\frac{1}{h_1}$ | $\frac{1}{h_2}$ | $\frac{1}{h_1 + h_2}$ |
| جدار قائم | $m^2 \circ C/w$ | ۰/۱۱ | ۰/۰۶ | ۰/۱۷ | ۰/۱۲ | ۰/۱۲ | ۰/۲۴ |
| جدار افقی (جهت جریان حرارت از پائین به بالا) | $m^2 \circ C/w$ | ۰/۰۹ | ۰/۰۵ | ۰/۱۴ | ۰/۱۰ | ۰/۱۰ | ۰/۲۰ |
| جدار افقی (جهت جریان حرارت از بالا به پائین) | $m^2 \circ C/w$ | ۰/۱۷ | ۰/۰۵ | ۰/۲۲ | ۰/۱۷ | ۰/۱۷ | ۰/۳۴ |



شکل ۲-۴ - شماتیک جنس و ضخامت جدارها

دیوار شمالی: (20m*6m)

با توجه به اینکه دیوار شمالی دیواری قائم است و در معرض هوای بیرون قرار دارد از نوع جدار خارجی محسوب می‌شود و مقدار مقاومت فیلم هوا برای آن از جدول ۳-۴ برابر است با:

$$\frac{1}{h_1 + h_2} = 0.17 \text{ } m^2 \circ C/w$$

از رابطه‌ی (۲-۴) نیز مقادیر $\frac{X_i}{K_i}$ را برای لایه‌های مختلف دیوار می‌توان بدست آورد. لایه گچ دیوار از نوع قطعات پیش ساخته با روکش مقوایی می‌باشد و لایه بتن از نوع بتن معمولی با ماسه رودخانه‌ای یا معدنی می‌باشد و آجر نیز از نوع آجر توپر دیواری می‌باشد.

$$\text{لایه گچ: } \frac{X_i}{K_i} = \frac{0.015 \text{ m}}{0.35 \text{ w/m}^2\text{c}} = 0.0428 \text{ m}^2\text{c/w}$$

$$\text{آجر توپر دیواری: } \frac{X_i}{K_i} = 0.2 \text{ m}^2\text{c/w}$$

$$\text{لایه بتن معمولی: } \frac{X_i}{K_i} = \frac{0.02}{1.4} = 0.0142 \text{ m}^2\text{c/w}$$

با توجه به رابطه‌ی (۲-۴) و مقادیر بدست آمده در بالا مقدار U برابر است با:

$$\begin{aligned} R = \frac{1}{U} &= \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{X_i}{K_i} \right) = 0.17 + 0.0142 + 0.2 + 0.0428 \\ &= 0.427 \text{ m}^2\text{c/w} \end{aligned}$$

$$U = 2.341 \text{ w/m}^2\text{c}$$

حال با توجه به رابطه‌ی (۱-۴) مقدار اتلاف برودتی از دیوار شمالی بدست می‌آید:

$$\dot{Q} = UA(T_o - T_i) = 2.341 * 120 * (35 - 20) = 4213.8 \text{ w}$$

دیوار غربی: (25m*6m)

با توجه به مشابهت دیوار غربی با دیوار شمالی، مساحت دیوار غربی تنها پارامتری است که در محاسبات اتلاف برودتی با دیوار شمالی تفاوت دارد، بنابراین سایر پارامترها برابر با دیوار شمالی می‌باشد و مقدار اتلاف برودتی برابر است با:

$$\dot{Q} = UA(T_o - T_i) = 2.341 * 150 * (35 - 20) = 5267.25 \text{ w}$$

دیوار شرقی (25m*6m) و دیوار جنوبی (20m*6m):

با توجه به اینکه دیوار شرقی و جنوبی داخل فضای بسته قرار دارند از نوع دیوار داخلی می‌باشند، بنابراین مقدار مقاومت فیلم هوا برای آنها طبق جدول ۳-۴ برابر است با:

$$\frac{1}{h_1+h_2} = 0.24 \text{ m}^2\text{°C/w}$$

با توجه به اینکه تمامی دیوار از جنسی مشابه می باشند بنابراین مقدار $\sum_{i=1}^n \left(\frac{X_i}{K_i}\right)$ برای تمامی دیوارها یکسان می باشد. طبق رابطه ی (۲-۴) مقدار ضریب هدایت حرارتی کل برابر است با:

$$R = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{X_i}{K_i}\right) = 0.24 + 0.0142 + 0.2 + 0.428 = 0.434 \text{ m}^2\text{°C/w}$$

$$U = 2.304 \text{ w/m}^2\text{°C}$$

میزان اتلاف برودتی برای دیوارهای شرقی و جنوبی برابر است با:

$$\dot{Q}_{\text{شرقی}} = UA(T_o - T_i) = 2.304 * 150 * (27 - 20) = 2419.2 \text{ w}$$

$$\dot{Q}_{\text{جنوبی}} = UA(T_o - T_i) = 2.304 * 120 * (27 - 20) = 1935.36 \text{ w}$$

سقف (25m*20m) و کف (25m*20m):

با توجه به اینکه فضای مورد نظر از کف بالای فضایی قرار دارد که دمایی مشابه با دمای فضای مورد نظر دارد، بنابراین از اتلاف برودتی از کف چشم پوشی می شود و اتلافات برودتی از سقف در این مرحله محاسبه می شود.

با توجه به اینکه سقف از نوع جدار خارجی و افقی می باشد و جهت جریان حرارت از بالا به پایین است طبق جدول ۳-۴ مقاومت فیلم هوا برای آن برابر است با:

$$\frac{1}{h_1 + h_2} = 0.22 \text{ m}^2\text{°C/w}$$

با توجه به جنس و ضخامت لایه های تشکیل دهنده سقف که در شکل ۳-۴ نشان داده شده است و رابطه ی (۲-۴) مقدار ضریب هدایت حرارتی کل بدست می آید.

$$\text{لایه گچ} \frac{X_i}{K_i} = \frac{0.015 \text{ m}}{0.35 \text{ w/m}^2\text{°C}} = 0.0428 \text{ m}^2\text{°C/w}$$

$$\text{لایه قیر} \frac{X_i}{K_i} = \frac{0.01 \text{ m}}{0.05 \text{ w/m}^2\text{°C}} = 0.20 \text{ m}^2\text{°C/w}$$

$$\text{لایه بتن} \frac{X_i}{K_i} = \frac{0.18 \text{ m}}{0.14 \text{ w/m}^2\text{c}} = 0.128 \text{ m}^2\text{c/w}$$

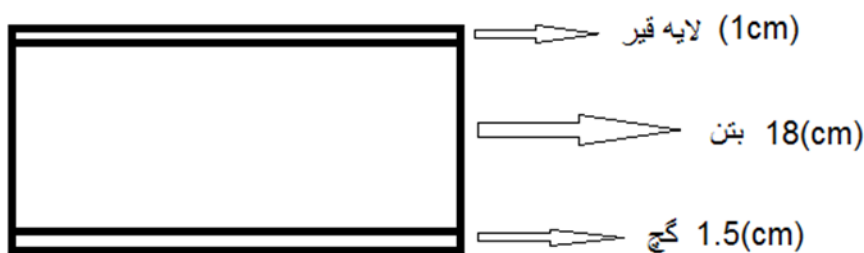
با توجه به فرمول (۴-۱) و مقادیر بدست آمده در بالا مقدار U برابر است با:

$$R = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{X_i}{K_i} \right) = 0.22 + 0.20 + 0.128 + 0.0428 \\ = 0.5908 \text{ m}^2\text{c/w}$$

$$U = 1.692 \text{ w/m}^2\text{c}$$

با توجه مقادیر بدست آمده و مساحت سقف از فرمول (۴-۱) مقدار اتلاف برودتی از سقف بدست می-آید.

$$\dot{Q} = UA(T_o - T_i) = 1.692 * 500 * (35 - 20) = 12690 \text{ w}$$



شکل ۴-۳- شماتیک جنس و ضخامت لایه های سقف

۴-۳-۲ محاسبه ی بار سرمایشی ناشی از نفوذ هوای گرم

هوای گرمی که وارد فضای مورد نظر می شود، باید تا دمای تنظیم شده خنک شود، بنابراین بار سرمایشی آن باید مورد محاسبه قرار بگیرد. عوامل مختلفی باعث ورود هوای گرم به داخل فضای مورد سرمایش، می شوند. باز ماندن در ورودی به منظور رفت و آمد، انتقال مواد مصرفی و تولیدی به داخل یا خارج از محیط مورد نظر، نفوذ هوا از طریق درزها و در بعضی مواقع نیز لزوم تهویه اجباری به جهت حضور افراد و نیاز آنها به هوای تازه به دلیل نوع محصولات تولید شده در فضای مورد نظر، از

نمونه این موارد هستند. با توجه به مباحث بالا، لزوم محاسبه‌ی بار سرمایشی ناشی از نفوذ هوای گرم به داخل محیط مورد نظر احساس می‌شود. این بار برودتی برابر است با:

$$Q_t = Q_s + Q_L \quad (۳-۴۴)$$

$$Q_s = q_{mi} \cdot C_m(t_2 - t_1) \quad (۴-۴۴)$$

که در آن C_m حرارت مخصوص واحد جرم هوا بر حسب $kJ/kg \cdot ^\circ C$ و Q_t و Q_s و Q_L به ترتیب حرارت کلی، محسوس و نهان نفوذی بر حسب KW و q_{mi} دبی جرمی هوای ورودی در اثر باز و بسته شدن در ورودی بر حسب kg/hr می‌باشد. در رابطه (۳-۴) از مقدار حرارت نهان نفوذی می‌توان در مقابل حرارت محسوس صرف‌نظر کرد.

درب ورودی به محیط در طول شبانه روز به طور متوسط ده مرتبه و هر مرتبه به مدت ده دقیقه برای جابجایی مواد تولیدی و ورود مواد خام به داخل باز می‌ماند. با توجه به مساحت درب و سرعت جریان هوای ورودی به محیط مورد نظر، دبی حجمی هوای ورودی بدست می‌آید.

$$Q = V \cdot A \quad (۵-۴۴)$$

که در آن Q دبی حجمی و بر حسب m^3/hr و V سرعت هوای ورودی و بر حسب m/hr و A مساحت درب و بر حسب m^2 می‌باشد.

$$Q = V \cdot A = 5 \frac{m}{hr} * (4 * 2.5)m^2 = 50 \frac{m^3}{hr}$$

دبی جرمی جریان هوا از ضرب مقدار دبی حجمی در مقدار جرم حجمی هوا در دمای محیط بدست می‌آید.

جرم حجمی هوا در دمای ۲۵ درجه سانتی گراد: $1.0084(kg/m^3)$

$$q_{mi} = Q * \rho = 50 * 1.0084 = 50.42 \text{ kg/hr}$$

ظرفیت گرمایی ویژه هوا در شرایط استاندارد: $1.012(kj/kg^{\circ}C)$

$$Q_t = Q_s = \frac{10 * 10 * 60 * 5 * 10 * 1.012 * 1.0084 * (27 - 20)}{3600 * 24} = 3543.4 \text{ w}$$

۳-۳-۴ محاسبه‌ی اتلافات برودتی متفرقه

همانطور که در ابتدای بخش گفته شد هر فرد مقداری حرارت محسوس و غیر محسوس به محیط می‌دهد که بستگی به فعالیت شخص و درجه حرارت محیط خواهد داشت. جدول ۴-۴ حرارت محسوس، نهان و کلی اتلافی توسط اشخاص را بر حسب درجه حرارت نشان می‌دهد. در فضای مورد بحث مسأله تعداد دو نفر پرسنل در حال کار کردن سبک مشغول به کار می‌باشند.

جدول ۴-۴- اتلافات حرارتی از بدن یک شخص عادی $BTU.hr^{-1}$

| درجه حرارت محل °F | شخص در حال کار کردن سبک | | |
|----------------------|-------------------------|------------|-----------|
| | حرارت محسوس | حرارت نهان | حرارت کلی |
| ۸۶ | ۱۱۰ | ۵۵۰ | ۶۶۰ |
| ۸۴ | ۱۵۰ | ۵۱۰ | ۶۶۰ |
| ۸۲ | ۱۸۰ | ۴۸۰ | ۶۶۰ |
| ۸۰ | ۲۱۰ | ۴۵۰ | ۶۶۰ |
| ۷۸ | ۲۴۰ | ۴۲۰ | ۶۶۰ |
| ۷۶ | ۲۷۰ | ۳۹۰ | ۶۶۰ |
| ۷۴ | ۳۰۰ | ۳۶۰ | ۶۶۰ |
| ۷۲ | ۳۳۰ | ۳۳۰ | ۶۶۰ |
| ۷۰ | ۳۵۰ | ۳۱۰ | ۶۶۰ |
| ۶۰ | ۴۶۰ | ۲۰۰ | ۶۶۰ |
| ۵۰ | ۵۴۰ | ۱۲۰ | ۶۶۰ |
| ۴۰ | ۶۲۰ | ۱۱۰ | ۷۳۰ |
| ۳۵ | ۶۵۰ | ۱۱۰ | ۷۶۰ |
| ۳۰ | ۶۹۰ | ۱۱۰ | ۸۰۰ |
| ۲۵ | ۷۳۰ | ۱۱۰ | ۸۴۰ |

در هر محل ممکن است منابع دیگر حرارتی موجود باشد که درجه حرارت محل را بالا ببرد که باید در محاسبات اتلافات برودتی محل به حساب آید. در فضای مسأله که هدف تعیین بار برودتی آن می باشد یک منبع حرارتی با توان ۱۰۵ کیلووات و تعداد ۱۳ عدد چراغ روشنایی با توان ۲۰۰ وات موجود می باشد.

با توجه به اینکه هر BTU معادل $1055.06/0.6$ ژول می باشد، بنابراین مقدار اتلاف حرارتی از بدن دو نفر کارگر که در فضای موجود که در دمای 20 درجه سانتی گراد در حال کار می باشند از جدول ۴-۴ برابر است با:

$$2 * 660 \text{ BTU/hr} * 1055.06 \text{ J/BTU} = \text{تعداد افراد} * \text{حرارت کلی هر شخص} = \text{اتلاف حرارتی از}$$

بدن افراد

$$= 386.8 \text{ W}$$

$$2600 \text{ W} = 13 * 200 \text{ W} : \text{حرارت اتلافی لامپ های روشنایی}$$

$$105 \text{ kW} : \text{حرارت اتلافی منبع حرارتی اصلی}$$

۴-۳-۴ محاسبه ی مجموع بار برودتی مورد نیاز مسأله

با توجه به محاسبات انجام شده برای بدست آوردن اتلافات حرارتی هر بخش، از مجموع این مقادیر، مقدار بار برودتی کل مورد نیاز مسأله بدست می آید.

بار برودتی متفرقه + بار برودتی ناشی از نفوذ هوا + بار برودتی ناشی از جدارها = بار برودتی کل

$$= (386.8 + 2600 + 100000) + (3543/3) + (12690 + 1935/36 + 2419/2 + 5267/25)$$

$$= (4213.8)$$

$$138055.71 \text{ W} = 138.055 \text{ kW}$$

با اعمال ضریب اطمینان 20 درصدی میزان بار برودتی مطمئنه برای طراحی مراحل بعدی بدست می آید.

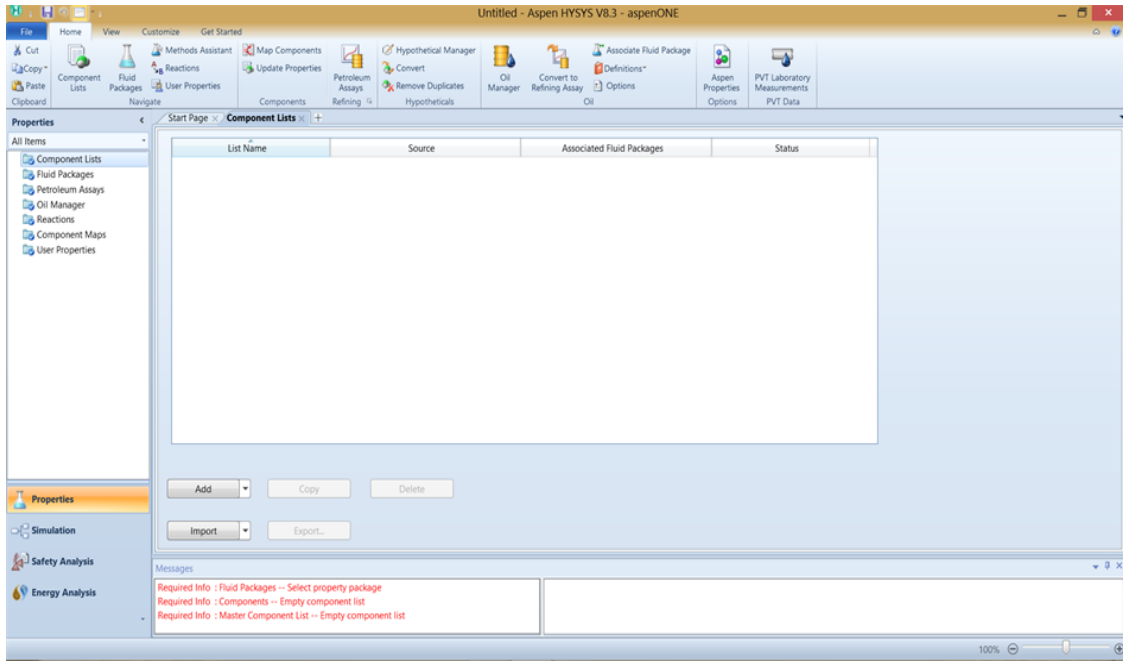
$$165.66 \text{ kW} = 138.055 * 1/2 : \text{بار برودتی مطمئنه برای طراحی}$$

۴-۴- شبیه سازی سیکل تبرید

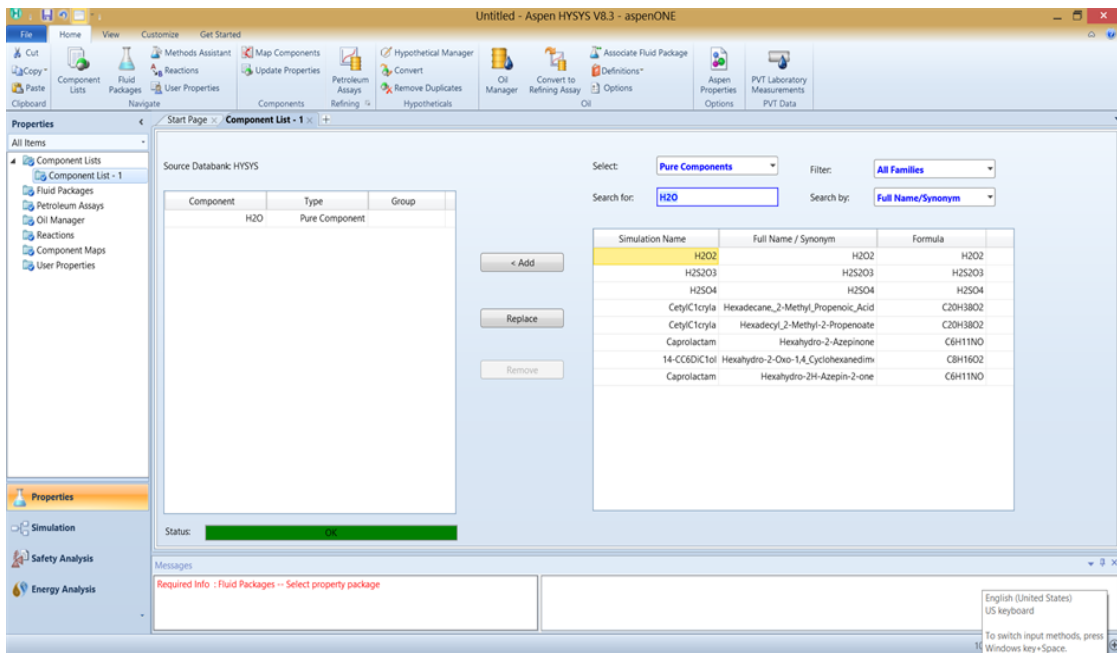
با توجه به محاسبات انجام شده و اطلاعات بدست آمده از مراحل قبل سیکل تبرید اجکتوری مورد نظر در محیط نرم افزاری هایسیس شبیه سازی شده است و اجزاء و ابزار مورد نظر به ترتیب در محیط نرم افزار وارد کرده و اطلاعات لازم برای اجرای برنامه به هریک از اجزای موجود در سیکل داده می-شود.

۴-۴-۱ ورود مواد و انتخاب مدل ترمودینامیکی مناسب

با توجه به اینکه تنها سیال سیکل آب و بخار آب می باشد بنابراین برای انتخاب و وارد کردن آب به عنوان سیال عامل سیکل بعد از اجرای برنامه همانطور که در شکل ۴-۴ نشان داده شده از قسمت component list گزینه add را انتخاب کرده، پنجره دیگری مطابق شکل ۴-۵ باز می شود که در قسمت search for آب را جستجو کرده و پس از انتخاب به محیط نرم افزار اضافه می شود. با انجام این کار نوار قرمز رنگ بخش قبلی به نوار سبز رنگ تبدیل می شود که نشان دهنده ی این است که این مرحله به درستی انجام گرفته است.



شکل ۴-۴ - پنجره component list از محیط نرم افزار



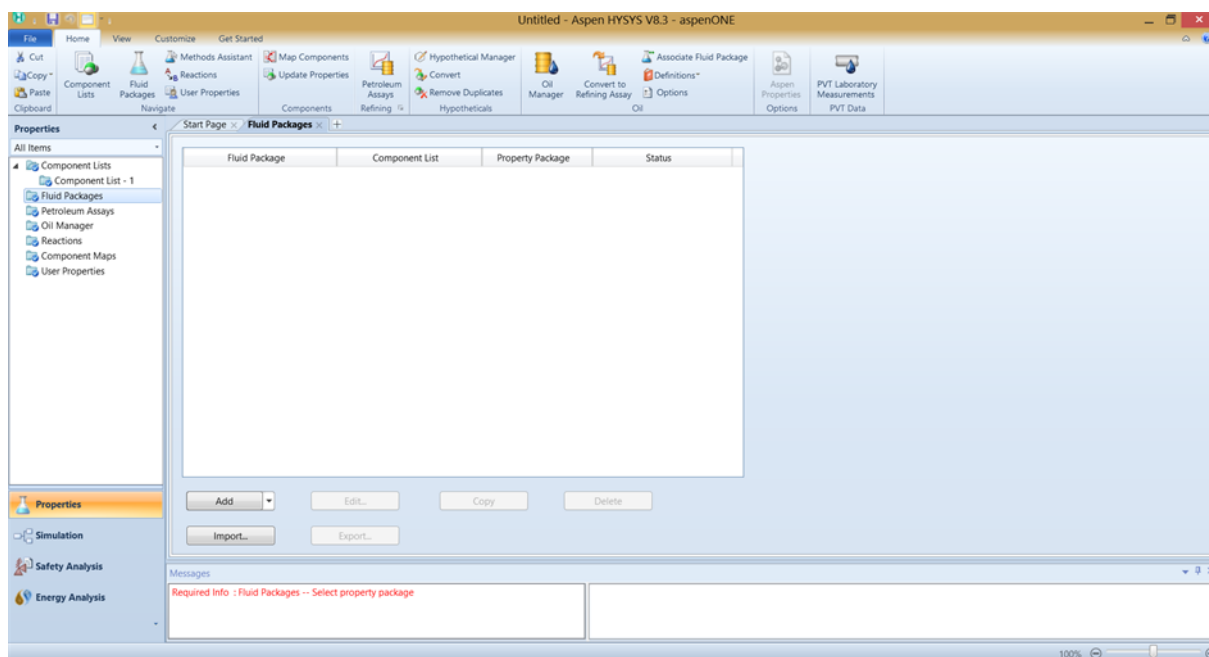
شکل ۴-۵ - انتخاب سیال مورد از بین سیال های تعریف شده برای نرم افزار

برای انتخاب روش ترمودینامیکی مناسب برای شبیه سازی فرآیندهای سیکل مورد نظر که تنها با سیال عامل آب کار می کند مطابق جدول ۴-۵، مدل ترمودینامیکی مناسب انتخاب می شود، سپس

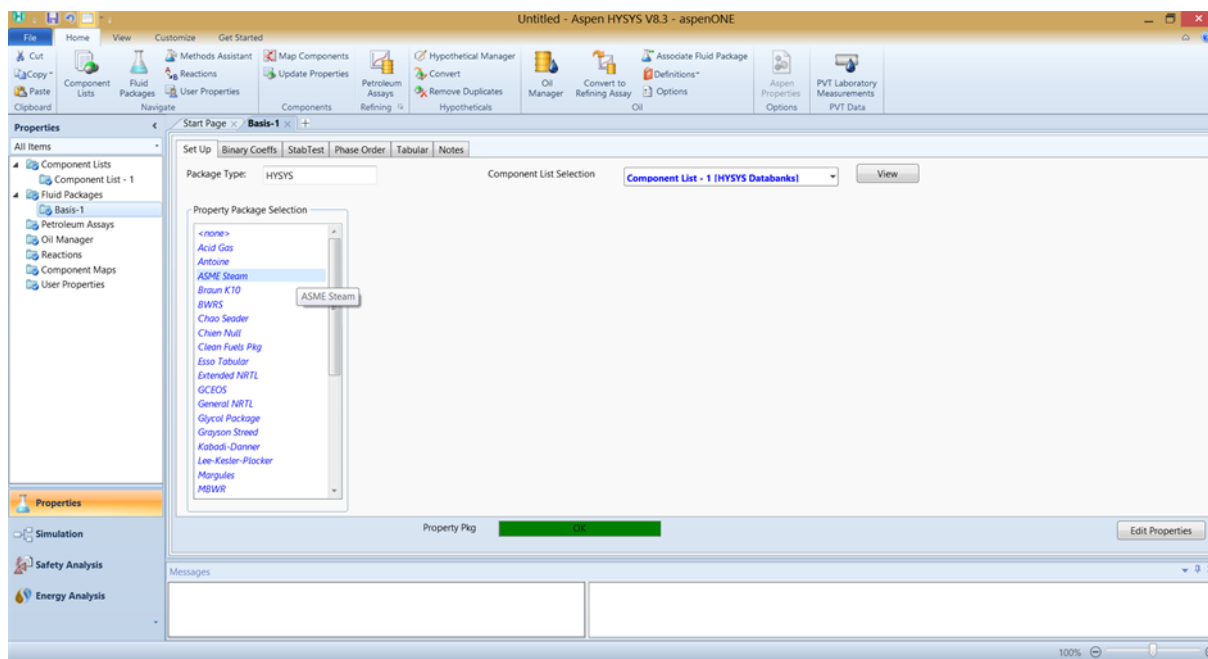
مطابق شکل ۴-۶ از پنجره Fluid Packages گزینه add را انتخاب کرده، پنجره دیگری مطابق شکل ۴-۷ باز می‌شود که از لیست مدل‌های ترمودینامیکی موجود در بانک اطلاعاتی نرم‌افزار مدل ترمودینامیکی مورد نظر (ASME) را انتخاب می‌شود تا نوار قرمز رنگ به نوار سبز رنگی تبدیل شود، با سبز شدن این نوار، انتخاب مدل ترمودینامیکی نیز به پایان می‌رسد.

جدول ۴-۵- مدل‌های ترمودینامیکی

| مورد استفاده | مدل ترمودینامیکی |
|--|------------------|
| برای شبیه‌سازی واحدهای جذب و دفع CO_2 با آمین از این مدل استفاده می‌شود که شامل مدل‌های لی، متر و کنت و آیزنبرگ می‌باشد. | Amine |
| فقط برای ترکیب H_2O کاربرد دارد و از جدول بخار ASME 1967 استفاده می‌کند. | ASME Steam |
| فقط برای آب استفاده شده و از جدول بخار NBS 1984 استفاده می‌کند. | NBS Steam |
| مدل تغییر یافته معادله B/W/R می‌باشد. این معادله حالت ۳۲ ترمی، تنها برای مواد مشخص و در بازه‌ی عملیاتی معینی کاربرد دارد. | MBWR |



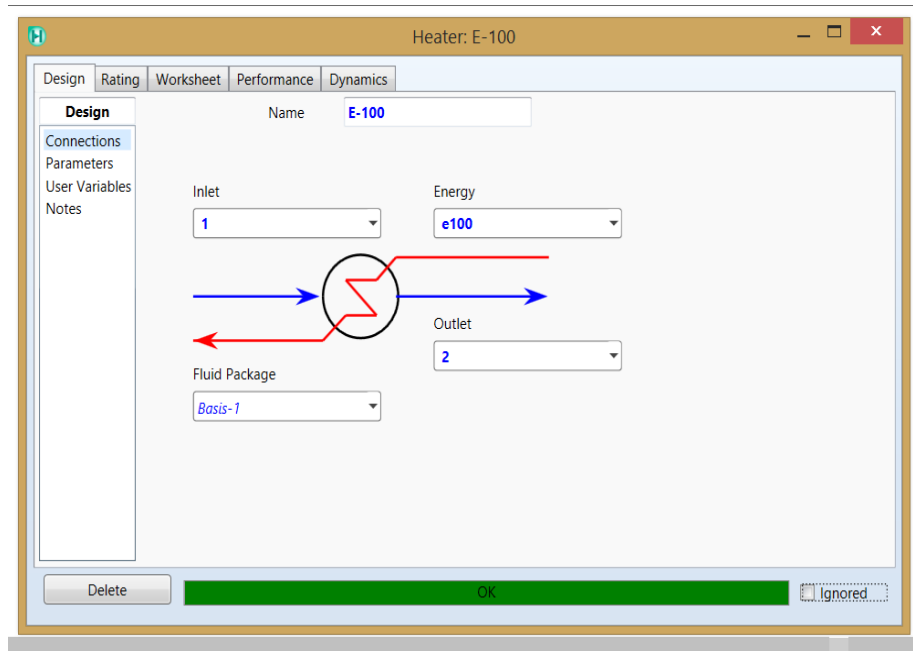
شکل ۴-۶- پنجره Fluid Packages از محیط نرم‌افزار



شکل ۴-۷- انتخاب مدل ترمودینامیکی از بانک اطلاعاتی نرم افزار

۴-۴-۲ شبهه سازی هیتر ۱۰۰ (Heater: E-100)

باتوجه به اینکه در این نقطه از سیکل دماهای سیال ورودی به هیتر و خروجی از هیتر مشخص است و مطابق شکل ۴-۸، ۴-۹ و ۴-۱۰ به صورت دستی به نرم افزار وارد می شود بنابراین با وارد کردن این دو پارامتر و همچنین میزان افت فشار در داخل هیتر محاسبات مربوط به هیتر توسط نرم افزار انجام می شود و انرژی لازم برای فرآیند تبدیل جریان ورودی به جریان خروجی مطابق شکل ۴-۱۱ بدست می آید.



شکل ۴-۸- جریان های سیال ورودی و خروجی و جریان انرژی مرتبط با هیتر

| Worksheet | Stream Name | 2 | Vapour Phase |
|-------------------|-------------------------------|-------------|--------------|
| Conditions | Vapour / Phase Fraction | 1.0000 | 1.0000 |
| Properties | Temperature [C] | 134.0 | 134.0 |
| Composition | Pressure [kPa] | 300.0 | 300.0 |
| Oil & Gas Feed | Molar Flow [kgmole/h] | 55.51 | 55.51 |
| Petroleum Assay | Mass Flow [kg/h] | 1000 | 1000 |
| K Value | Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h] | 1.002 | 1.002 |
| User Variables | Molar Enthalpy [kJ/kgmole] | -2.378e+005 | -2.378e+005 |
| Notes | Molar Entropy [kJ/kgmole-C] | 126.0 | 126.0 |
| Cost Parameters | Heat Flow [kJ/h] | -1.320e+007 | -1.320e+007 |
| Normalized Yields | Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h] | 1.001 | 1.001 |
| | Fluid Package | Basis-1 | |
| | Utility Type | | |

شکل ۴-۹- مشخصات جریان خروجی از هیتر

| Worksheet | Stream Name | 1 | Aqueous Phase |
|-------------------|-------------------------------|-------------|---------------|
| Conditions | Vapour / Phase Fraction | 0.0000 | 1.0000 |
| Properties | Temperature [C] | 25.03 | 25.03 |
| Composition | Pressure [kPa] | 300.8 | 300.8 |
| Oil & Gas Feed | Molar Flow [kgmole/h] | 55.51 | 55.51 |
| Petroleum Assay | Mass Flow [kg/h] | 1000 | 1000 |
| K Value | Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h] | 1.002 | 1.002 |
| User Variables | Molar Enthalpy [kJ/kgmole] | -2.850e+005 | -2.850e+005 |
| Notes | Molar Entropy [kJ/kgmole-C] | 6.619 | 6.619 |
| Cost Parameters | Heat Flow [kJ/h] | -1.582e+007 | -1.582e+007 |
| Normalized Yields | Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h] | 1.001 | 1.001 |
| | Fluid Package | Basis-1 | |
| | Utility Type | | |

شکل ۴-۱۰- مشخصات جریان ورودی به هیتر

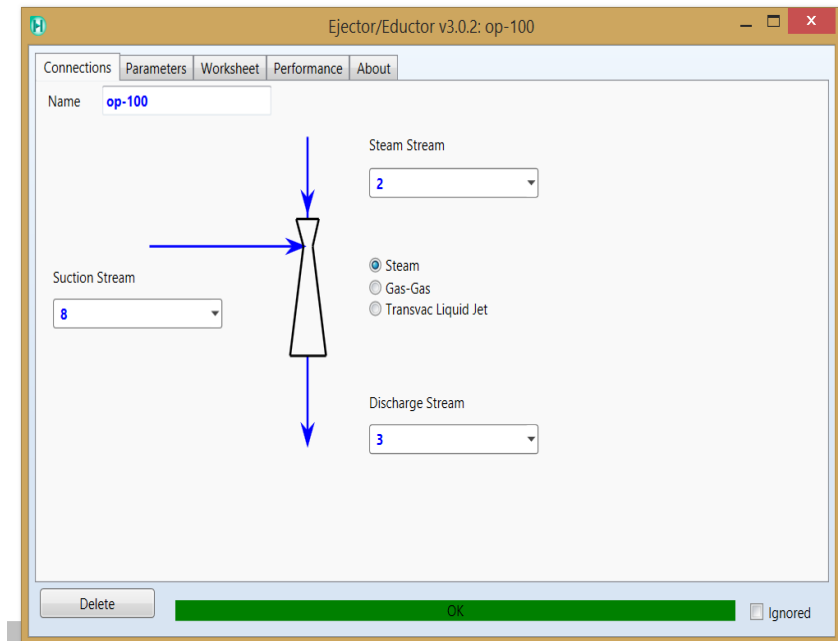
| Stream | Unit Ops | Dynamics | Stripchart | User Variables |
|--------------------------|----------|------------|------------|----------------|
| Properties | | | | |
| Stream Name | | e100 | | |
| Heat Flow [kJ/h] | | 2.621e+006 | | |
| Ref. Temperature [C] | | <empty> | | |
| Utility Type | | | | |
| Utility Mass Flow [kg/h] | | <empty> | | |

شکل ۴-۱۱- مشخصات جریان انرژی هیتر

۴-۴-۳ شبهه‌سازی اجکتور (Ejector: op-100)

برای شبهه‌سازی اجکتور همانطور که در شکل ۴-۱۲ مشاهده می‌شود به اطلاعات دو جریان از سه جریان مرتبط به آن نیاز است، لذا با توجه به مشخص بودن جریان ورودی اولیه که جریان خروجی از هیتر می‌باشد و وارد کردن اطلاعات دیگر جریان ورودی که جریان ثانویه ورودی به اجکتور می‌باشد،

سایر محاسبات مربوط به اجکتور را نرم افزار انجام می دهد و اطلاعات جریان خروجی از اجکتور مطابق شکل ۴-۱۳ مشخص می شود.



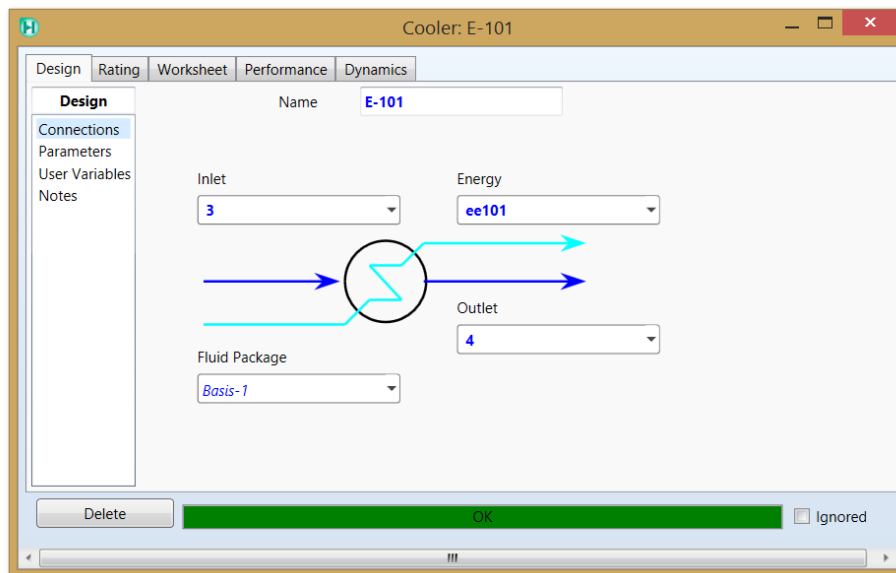
شکل ۴-۱۲- جریان های سیال ورودی و خروجی از اجکتور

| Worksheet | Name | 8 | 2 | 3 |
|--------------|-----------------------------|--------------|--------------|--------------|
| Conditions | Vapour | 1.0000 | 1.0000 | 1.0000 |
| Properties | Temperature [C] | 24.0000 | 134.0000 | 101.0701 |
| Compositions | Pressure [kPa] | 1.070 | 300.0 | 8.548 |
| | Molar Flow [kgmole/h] | 13.8772 | 55.5090 | 69.3862 |
| | Mass Flow [kg/h] | 250.0000 | 1000.0000 | 1250.0000 |
| | LiqVol Flow [m3/h] | 0.2505 | 1.0020 | 1.2525 |
| | Molar Enthalpy [kJ/kgmole] | -2.410e+005 | -2.378e+005 | -2.384e+005 |
| | Molar Entropy [kJ/kgmole-C] | 163.2 | 126.0 | 153.7 |
| | Heat Flow [kJ/h] | -3.34474e+06 | -1.31992e+07 | -1.65440e+07 |

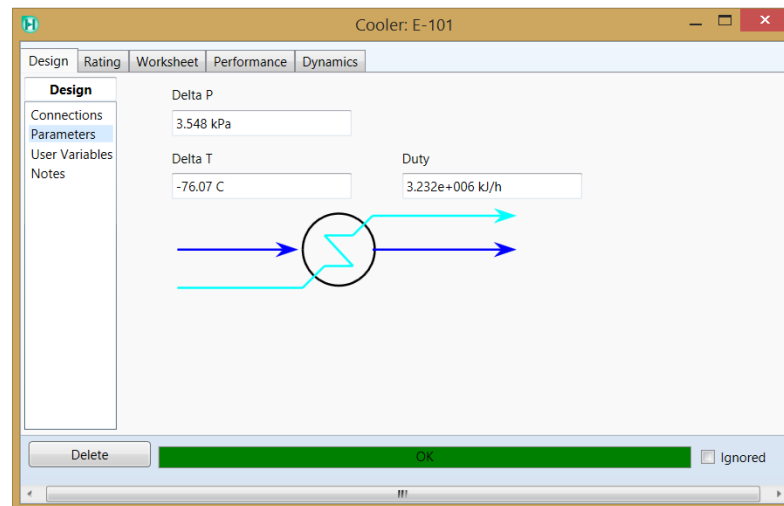
شکل ۴-۱۳- مشخصات جریان های ورودی و خروجی از اجکتور

۴-۴-۴ شبیه سازی کولر (Cooler: E-101)

برای شبیه سازی کولر لازم است تا یکی از دو جریان ورودی یا خروجی مطابق شکل ۴-۱۴ مشخص باشد ضمن اینکه مقدار جریان انرژی، شکل ۴-۱۵، یا تغییرات دما در کولر مشخص باشد. در اینجا با مشخص بودن اطلاعات جریان ورودی که جریان خروجی از اجکتور می باشد، شکل ۴-۱۶، و با توجه به اینکه هدف ما از به کارگیری کولر رساندن سیال به دمای مورد نظر، شکل ۴-۱۷، می باشد، در قسمت تغییرات دمایی، تغییرات دمای مورد نظر را وارد کرده تا محاسبات مربوط به کولر تکمیل شود.



شکل ۴-۱۴- جریان های سیال ورودی و خروجی و جریان انرژی مرتبط با کولر



شکل ۴-۱۵- جریان انرژی خروجی از کولر

| Worksheet | Stream Name | 3 | Vapour Phase |
|-------------------|-------------------------------|-------------|--------------|
| Conditions | Vapour / Phase Fraction | 1.0000 | 1.0000 |
| Properties | Temperature [C] | 101.1 | 101.1 |
| Composition | Pressure [kPa] | 8.548 | 8.548 |
| Oil & Gas Feed | Molar Flow [kgmole/h] | 69.39 | 69.39 |
| Petroleum Assay | Mass Flow [kg/h] | 1250 | 1250 |
| K Value | Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h] | 1.253 | 1.253 |
| User Variables | Molar Enthalpy [kJ/kgmole] | -2.384e+005 | -2.384e+005 |
| Notes | Molar Entropy [kJ/kgmole-C] | 153.7 | 153.7 |
| Cost Parameters | Heat Flow [kJ/h] | -1.654e+007 | -1.654e+007 |
| Normalized Yields | Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h] | 1.251 | 1.251 |
| | Fluid Package | Basis-1 | |
| | Utility Type | | |

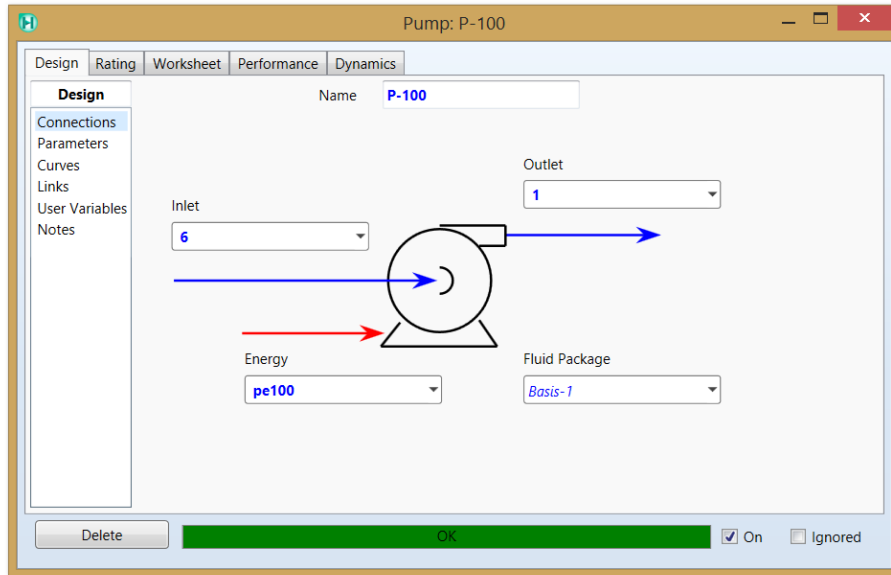
شکل ۴-۱۶- مشخصات جریان سیال ورودی به کولر

| Worksheet | Stream Name | 4 | Aqueous Phase |
|-------------------|-------------------------------|-------------|---------------|
| Conditions | Vapour / Phase Fraction | 0.0000 | 1.0000 |
| Properties | Temperature [C] | 25.00 | 25.00 |
| Composition | Pressure [kPa] | 5.000 | 5.000 |
| Oil & Gas Feed | Molar Flow [kgmole/h] | 69.39 | 69.39 |
| Petroleum Assay | Mass Flow [kg/h] | 1250 | 1250 |
| K Value | Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h] | 1.253 | 1.253 |
| User Variables | Molar Enthalpy [kJ/kgmole] | -2.850e+005 | -2.850e+005 |
| Notes | Molar Entropy [kJ/kgmole-C] | 6.613 | 6.613 |
| Cost Parameters | Heat Flow [kJ/h] | -1.978e+007 | -1.978e+007 |
| Normalized Yields | Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h] | 1.251 | 1.251 |
| | Fluid Package | Basis-1 | |
| | Utility Type | | |

شکل ۴-۱۷- مشخصات جریان سیال خروجی از کولر

۴-۴-۵ شبه سازی پمپ (Pump: p-100)

برای شبه سازی پمپ، با توجه به اینکه جریان ورودی به پمپ، جریان خروجی از کولر می باشد و اطلاعات آن مشخص می باشد، بنابراین با وارد کردن اختلاف فشار مورد نیاز از پمپ برای پمپاژ آب تا فشار معین، توان مصرفی پمپ و مقادیر جریان خروجی از پمپ توسط نرم افزار بدست می آید. شکل ۴-۱۸ و شکل ۴-۱۹.



شکل ۴-۱۸- جریان های سیال ورودی و خروجی و جریان انرژی مرتبط با پمپ

| | 6 | 1 | pe100 |
|-------------------------------|-------------|-------------|---------|
| Name | 6 | 1 | pe100 |
| Vapour | 0.0000 | 0.0000 | <empty> |
| Temperature [C] | 25.00 | 25.03 | <empty> |
| Pressure [kPa] | 5.000 | 300.8 | <empty> |
| Molar Flow [kgmole/h] | 55.51 | 55.51 | <empty> |
| Mass Flow [kg/h] | 1000 | 1000 | <empty> |
| Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h] | 1.002 | 1.002 | <empty> |
| Molar Enthalpy [kJ/kgmole] | -2.850e+005 | -2.850e+005 | <empty> |
| Molar Entropy [kJ/kgmole-C] | 6.613 | 6.619 | <empty> |
| Heat Flow [kJ/h] | -1.582e+007 | -1.582e+007 | 395.6 |

شکل ۴-۱۹- مشخصات جریان های سیال ورودی و خروجی از پمپ و توان مصرفی پمپ

۴-۴-۶ شبه سازی شیر فشارشکن (Valve: VLV-100)

با توجه به مشخص بودن بودن جریان ورودی به شیر، که جریان خروجی از کولر می باشد و وارد کردن اختلاف فشار مورد نیاز تا رسیدن به فشار مشخص در جریان خروجی، نرم افزار محاسبات لازم را انجام داده و اطلاعات جریان خروجی را محاسبه می کند. شکل ۴-۲۰.

| Worksheet | | 5 | 7 |
|-------------|-------------------------------|-------------|-------------|
| Conditions | Vapour | 0.0000 | 0.0017 |
| Properties | Temperature [C] | 25.00 | 24.00 |
| Composition | Pressure [kPa] | 5.000 | 2.982 |
| PF Specs | Molar Flow [kgmole/h] | 13.88 | 13.88 |
| | Mass Flow [kg/h] | 250.0 | 250.0 |
| | Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h] | 0.2505 | 0.2505 |
| | Molar Enthalpy [kJ/kgmole] | -2.850e+005 | -2.850e+005 |
| | Molar Entropy [kJ/kgmole-C] | 6.613 | 6.614 |
| | Heat Flow [kJ/h] | -3.955e+006 | -3.955e+006 |

شکل ۴-۲۰- مشخصات جریان ورودی و خروجی از شیر فشارشکن

۴-۴-۷ شبه سازی هیتر ۱۰۲ (Heater: E-102)

در این مرحله برای شبه سازی هیتر با توجه به اینکه جریان ورودی، که جریان خروجی از شیر فشارشکن است، مشخص می باشد و نیز با وارد کردن جریان انرژی که با محاسبات تجربی در بخش-های قبلی به دست آمده است و مقداری مشخص می باشد پارامترهای لازم برای شبه سازی هیتر به نرم افزار داده شده است و محاسبات مربوط به جریان خروجی از هیتر بوسیله نرم افزار انجام می گیرد. شکل های ۴-۲۱، ۴-۲۲ و ۴-۲۳.

| Worksheet | Stream Name | Vapour Phase | Aqueous Phase |
|-------------------------------|-------------|--------------|---------------|
| Vapour / Phase Fraction | 0.0017 | 0.0017 | 0.9983 |
| Temperature [C] | 24.00 | 24.00 | 24.00 |
| Pressure [kPa] | 2.982 | 2.982 | 2.982 |
| Molar Flow [kgmole/h] | 13.88 | 2.374e-002 | 13.85 |
| Mass Flow [kg/h] | 250.0 | 0.4276 | 249.6 |
| Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h] | 0.2505 | 4.285e-004 | 0.2501 |
| Molar Enthalpy [kJ/kgmole] | -2.850e+005 | -2.410e+005 | -2.851e+005 |
| Molar Entropy [kJ/kgmole-C] | 6.614 | 154.6 | 6.360 |
| Heat Flow [kJ/h] | -3.955e+006 | -5721 | -3.949e+006 |
| Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h] | 0.2503 | 4.281e-004 | 0.2498 |
| Fluid Package | Basis-1 | | |
| Utility Type | | | |

شکل ۴-۲۱- مشخصات جریان ورودی به هیتر

| Stream | Unit Ops | Dynamics | Stripchart | User Variables |
|--------------------------|----------|----------|------------|----------------|
| Stream Name | | | | ee102 |
| Heat Flow [kJ/h] | | | | 6.105e+005 |
| Ref. Temperature [C] | | | | <empty> |
| Utility Type | | | | |
| Utility Mass Flow [kg/h] | | | | <empty> |

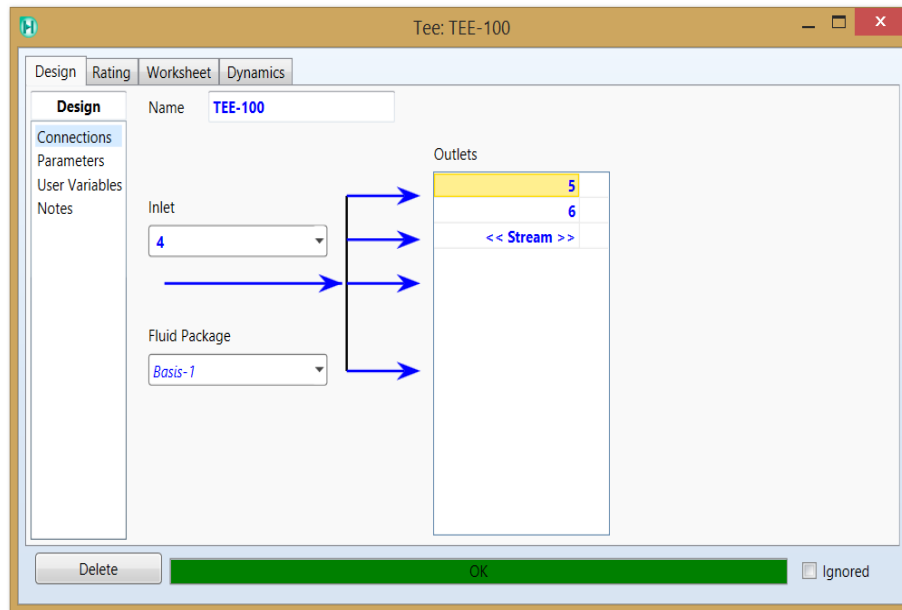
شکل ۴-۲۲- مشخصات جریان انرژی هیتر

| Worksheet | Stream Name | 8 | Vapour Phase |
|-------------------|-------------------------------|-------------|--------------|
| Conditions | Vapour / Phase Fraction | 1.0000 | 1.0000 |
| Properties | Temperature [C] | 24.00 | 24.00 |
| Composition | Pressure [kPa] | 1.070 | 1.070 |
| Oil & Gas Feed | Molar Flow [kgmole/h] | 13.88 | 13.88 |
| Petroleum Assay | Mass Flow [kg/h] | 250.0 | 250.0 |
| K Value | Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h] | 0.2505 | 0.2505 |
| User Variables | Molar Enthalpy [kJ/kgmole] | -2.410e+005 | -2.410e+005 |
| Notes | Molar Entropy [kJ/kgmole-C] | 163.2 | 163.2 |
| Cost Parameters | Heat Flow [kJ/h] | -3.345e+006 | -3.345e+006 |
| Normalized Yields | Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h] | 0.2503 | 0.2503 |
| | Fluid Package | Basis-1 | |
| | Utility Type | | |

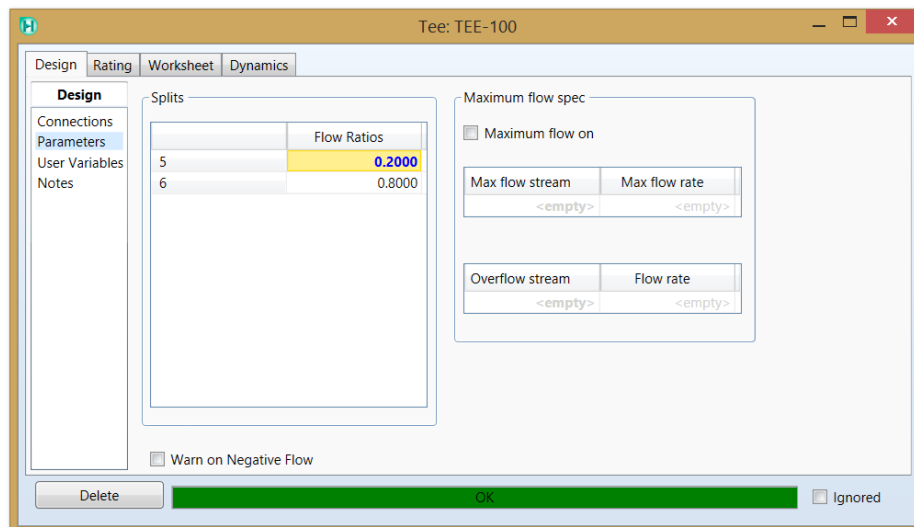
شکل ۴-۲۳- مشخصات جریان خروجی از هیتر

۴-۴-۸ شبه سازی تقسیم کننده ی جریان (Tee: TEE-100)

برای شبه سازی تقسیم کننده ی جریان با توجه به اینکه جریان ورودی مشخص می باشد، درصد جزئی هر یک از شاخه ها را می توان از قسمت parameters مشخص کرد. به این ترتیب جریان اصلی با درصدهای جزئی مشخص به شاخه های فرعی تقسیم می شود. شکل های ۴-۲۴ و ۴-۲۵.



شکل ۴-۲۴- جریان‌های ورودی و خروجی از تقسیم کننده



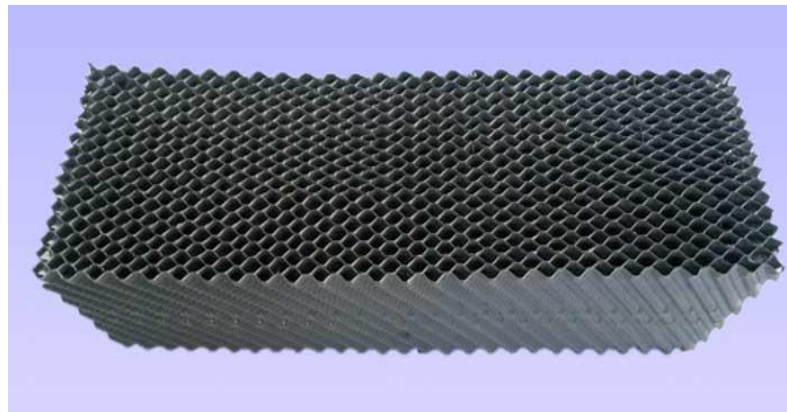
شکل ۴-۲۵- درصد نسبی جریان‌های خروجی از تقسیم کننده

۴-۵- ارزیابی اقتصادی طرح جایگزین

برای درک بهتر این موضوع که آیا پروژه سیکل تبرید اجکتوری برای تأمین بار برودتی سایت مفروض مقرون به صرفه می‌باشد و آیا از لحاظ انرژی توجیه اقتصادی دارد یا خیر، طرح دیگری نیز برای تأمین این میزان بار برودتی از لحاظ انرژی مورد بررسی قرار می‌گیرد. با توجه به شرایط محیطی و جغرافیایی منطقه، سیستم سرمایش توسط برج‌های خنک‌کننده برای تأمین بار برودتی مورد نیاز مورد بررسی قرار می‌گیرد.

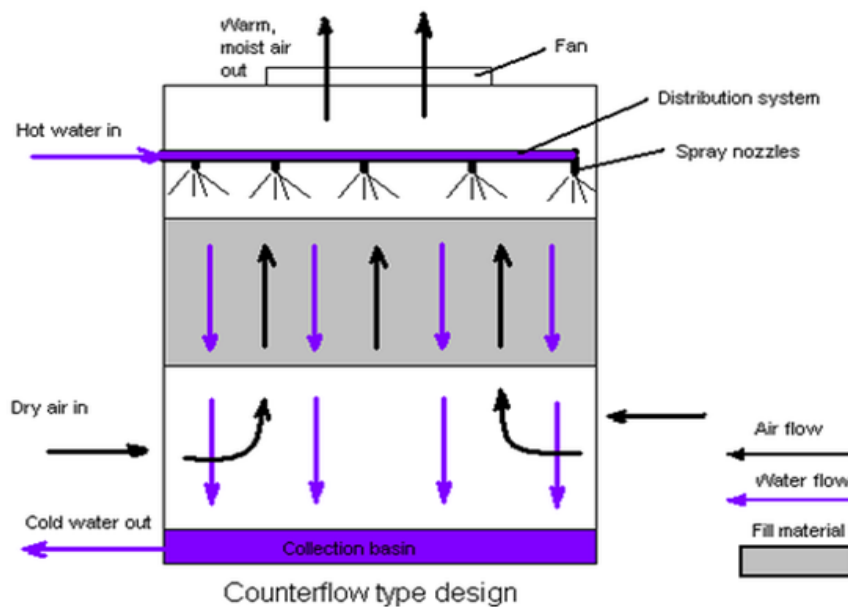
۴-۵-۱- برج‌های خنک‌کننده

در اکثر مناطق ایران با توجه به شرایط آب و هوایی، امکان استفاده از این نوع برج‌ها (برج خنک‌کننده) وجود دارد. پایین‌بودن رطوبت نسبی هوای ورودی یا به اصطلاح خشک بودن هوای برج خنک‌کننده، تبخیر مناسب آب گرم و در نتیجه سرد شدن جریان آب ورودی به برج خنک‌کننده را میسر می‌سازد. این برج‌ها که در مقیاس تجاری و نیمه‌صنعتی به صورت برج خنک‌کننده مخروطی و در مقیاس صنعتی به شکل برج خنک‌کننده مکعبی قابل اجرا می‌باشد، امروزه به طور چشم‌گیری مورد استفاده قرار می‌گیرد. در گذشته بدنه برج خنک‌کننده از جنس آهن گالوانیزه ساخته می‌شد. بدلیل مشکلات ناشی از خوردگی و عمر پایین و همچنین مشکلات ناشی از انتقال حرارت با محیط، فایبرگلاس جایگزین ورق گالوانیزه گردید. به منظور بالابردن سطح انتقال جرم بین آب و هوا در برج خنک‌کننده، از مدیای متراکم (پکینگ) به شکل لانه زنبوری که از جنس پلی‌اتیلن با استانداردهای صنایع غذایی (Food Grade) است، شکل ۴-۲۶، استفاده شد.



شکل ۴-۲۶- نمونه پکینگ مورد استفاده در برج های خنک کننده [37]

برج خنک کننده بر اساس تبخیر سطحی در حال فعالیت است یعنی برج خنک کننده با چرخش آب در یک سیکل بسته و دادن گرمای آبی که از داخل برج خنک کننده به مدار تولید یا فن کوئل ها رفته است و نهایتاً دادن گرمای آب گرم برج خنک کننده به محیط در حال خنک کاری سیستم می باشد. شکل ۴-۲۷ چگونگی عملکرد یک برج خنک کننده را نشان می دهد.



شکل ۴-۲۷- طرح ترسیمی چگونگی عملکرد یک برج خنک کننده [38]

این سیستم باعث آن می‌گردد که همواره داخل بیسین^۱ برج خنک‌کننده پر از آهک گردد و در حقیقت بیسین یا ظرف زیرین برج خنک‌کننده گچ ببندد. بمنظور جلوگیری از بستن آهک درون بیسین برج خنک‌کننده پیشنهاد می‌شود سر راه آب جبرانی برج خنک‌کننده از سختی‌گیر یا آب شیرین‌کن استفاده شود. در واقع جریان هوای خشک در اثر عبور از روی جریان آب برج خنک‌کننده، بخشی از آب برج خنک‌کننده را تبخیر کرده و باعث خنک‌شدن جریان آب برج خنک‌کننده می‌گردد. نظر به اینکه گرمای نهان تبخیر آب در مقایسه با ظرفیت گرمایی ویژه‌ی آن بسیار بالا می‌باشد، تبخیر بسیار ناچیز آب باعث سرمایش نسبتاً بالایی در جریان مایع می‌گردد (به عنوان مثال تبخیر ۱ لیتر آب و ورود آن به جریان هوا می‌تواند باعث سرد کردن ۱۰ درجه‌ای حدود ۶۰ لیتر جریان آب گردد). البته باید توجه داشت که پارامتر محدودکننده انتقال حرارت در برج خنک‌کننده، رطوبت نسبی هوای ورودی به برج خنک‌کننده می‌باشد. از نظر تئوری حداقل دمای قابل حصول برای آب خروجی از برج خنک‌کننده برابر دمای مرطوب هوای ورودی می‌باشد ولی در عمل معمولاً این اختلاف دما ۲/۵ تا ۵ درجه سانتیگراد می‌باشد. دمای مرطوب هوای ورودی را می‌توان با پیچیدن یک پارچه مرطوب دور حباب دماسنج و دمیدن هوا با آن اندازه‌گیری کرد. با توجه به میزان بار برودتی مورد نیاز برج خنک‌کننده مناسب از کاتالوگ‌های موجود در بازار، جدول ۴-۶، انتخاب می‌شود.

^۱ Basin

جدول ۴-۶- نمونه کاتالوگ برج‌های خنک‌کننده

| مدل | ظرفیت بیشینه (Kw) | ظرفیت اسمی (T.R) | جریان (m ³ /hr) | توان موتور (Kw) |
|------------|----------------------|---------------------|-------------------------------|--------------------|
| ZF-150/06 | ۱۰۶ | ۳۰ | ۳۰ | ۱/۱ |
| ZF-150/09 | ۱۷۶ | ۵۰ | ۴۰ | ۱/۵ |
| ZF-250/06 | ۲۴۳ | 70 | ۴۵ | ۲/۲ |
| ZF-250/09 | ۳۴۸ | ۱۰۰ | ۶۰ | ۲ |
| ZF-340/06 | ۴۴۰ | ۱۲۵ | ۷۵ | ۳ |
| ZF-340/09 | ۵۹۲ | ۱۵۰ | ۱۰۰ | ۴ |
| ZF-520/06 | ۷۰۰ | ۲۰۰ | ۱۲۰ | ۴ |
| ZF-520/09 | ۹۰۰ | ۲۵۰ | ۱۵۵ | ۵/۵ |
| ZF-800/06 | ۱۰۵۵ | ۳۰۰ | ۱۸۰ | ۵/۵ |
| ZF-800/09 | ۱۲۶۵ | ۳۶۰ | ۲۳۵ | ۷/۵ |
| ZF-1200/06 | ۱۴۷۶ | ۴۲۰ | ۲۵۵ | ۱۱ |
| ZF-1200/09 | ۱۷۶۰ | ۵۰۰ | ۳۳۰ | ۱۱ |
| ZF-1500/06 | ۲۱۱۰ | ۶۰۰ | ۳۶۰ | ۱۵ |
| ZF-1500/09 | ۲۴۶۰ | ۷۰۰ | ۴۵۰ | ۱۵ |
| ZF-2000/06 | ۲۸۱۲ | ۸۰۰ | ۴۸۵ | ۱۸/۵ |
| ZF-2000/09 | ۳۳۱۰ | ۹۵۰ | ۵۷۰ | ۲۲ |
| ZF-2500/06 | ۳۶۹۰ | ۱۰۵۰ | ۶۳۵ | ۲۲ |
| ZF-2500/09 | ۴۲۲۰ | ۱۲۰۰ | ۷۵۰ | ۳۰ |

با توجه به اینکه بار برودتی مورد نیاز ۱۶۵/۶۶ کیلووات و معادل تقریباً ۵۰ تن تبرید می‌باشد، برج خنک‌کننده ۵۰ تن انتخاب می‌گردد که مشخصات فنی آن نظیر دبی آب و توان موتور و غیره طبق جدول ۴-۷ در آن آمده‌است.

جدول ۴-۷- مشخصات فنی برج خنک کننده مدل ZF-150/09

| مشخصه | توضیحات |
|-------------------|---|
| مدل | ZF-150/09 |
| قیمت | 79,500,000 |
| وزن | در حال کار: ۴۴۰ کیلوگرم خشک: ۲۳۰ کیلوگرم |
| ظرفیت برودتی | ۵۰ تن تبرید |
| نوع برج خنک کننده | Open Circuit-FRP-Counter Flow |
| جنس بدنه | فایبر گلاس تقویت شده |
| ابعاد | طول: ۱۷۰۰ میلی متر عرض: ۱۷۰۰ میلی متر ارتفاع: ۲۳۰۰ میلی متر |
| توان موتور | ۱/۵ کیلووات |
| تعداد فن | ۱ عدد |
| مقدار آب جبرانی | ۳/۷۵ گالن بر دقیقه |
| دبی آب در گردش | ۱۸۰ گالن بر دقیقه |

۴-۵-۲ محاسبات اقتصادی برج های خنک کننده

با توجه به مشخصات فنی برج خنک کننده می توان میزان آب و برق مصرفی برج خنک کننده را بدست آورد.

میزان آب مصرفی:

$$\text{مقدار آب جبرانی} = 3/75 \text{ gal}/\text{min}$$

$$1 \text{ گالن} = 3/785 \text{ lit}$$

با توجه به تبدیل واحد بالا میزان آب جبرانی برابر است با:

$$3/785 \text{ lit}/\text{gal} * 3/75 \text{ gal}/\text{min} = 14/19 \text{ lit}/\text{min}$$

میزان آب مصرفی ماهیانه و سالیانه را نیز می توان با توجه به مقدار بالا بدست آورد:

$$14.19 \text{ lit}/\text{min} * 60 \text{ min}/\text{hr} * 24 \text{ hr}/\text{Day} * 30 \text{ Day}/\text{month} * 12 \text{ month}/\text{year} =$$

$$7,350,000 \text{ lit} = 7350 \text{ m}^3$$

با توجه به قیمت هر متر مکعب آب برای واحدهای صنعتی که از طرف وزارت نیرو اعلام شده است،

می توان هزینه سالیانه آب مصرفی را بدست آورد که برابر است با:

$$\text{ریال}/\text{m}^3 : 4120 \text{ : قیمت هر متر مکعب آب برای واحدهای صنعتی}$$

$$\text{ریال} = 30000000 \text{ ریال} = 4120 \text{ ریال}/\text{m}^3 * 7350 \text{ m}^3$$

با توجه به توان مصرفی موتور برج خنک کننده هزینه برق مصرفی نیز به ترتیب زیر بدست می آید:

$$\text{توان موتور} : 1/5 \text{ kW}$$

$$1.5 \text{ kW} * 24 \text{ hr}/\text{Day} * 30 \text{ Day}/\text{month} * 12 \text{ month}/\text{year} = 12960 \text{ kwh}/\text{year}$$

مصرفی سالیانه بر حسب کیلو وات ساعت

با توجه به بهای هر کیلو وات ساعت برق مصرفی که طرف وزارت نیرو برای تعرفه‌های صنعتی اعلام شده‌است، می‌توان هزینه برق مصرفی موتور برج خنک‌کننده را بدست آورد که برابر است با:

$$4400 \text{ ریال} / \text{kwh} \text{ قیمت هر کیلو وات ساعت برق مصرفی برای تعرفه‌های صنعتی}$$

$$\text{ریال} 57000000 = 12960 \text{ kwh} * 4400 \text{ ریال} / \text{kwh} \text{ هزینه سالیانه برق مصرفی}$$

هزینه‌های تعمیر و نگهداری نیز جزء هزینه‌های متغیر می‌باشد و باید در نظر گرفته شود، با توجه به قیمت اولیه برج خنک‌کننده که تقریباً ۸۰۰۰۰۰۰۰ ریال است، ده درصد از قیمت اولیه را به عنوان هزینه‌های تعمیر و نگهداری در نظر می‌گیرند. به این ترتیب هزینه‌های تعمیر و نگهداری را نیز می‌توان بدست آورد:

$$\text{ریال} 80000000 = 10\% * 800000000 \text{ ریال هزینه‌های تعمیر و نگهداری}$$

با توجه به هزینه‌های بدست آمده، هزینه‌های متغیر سالیانه برابر مجموع این هزینه‌ها می‌باشد:

$$\text{ریال} 95000000 = 30000000 \text{ ریال} + 57000000 \text{ ریال} + 80000000 \text{ ریال} \text{ مجموع هزینه‌های}$$

متغیر سالیانه برج خنک‌کننده

۴-۵-۳ محاسبات اقتصادی سیکل تبرید اجکتوری

همانطور که در فصل‌های قبلی گفته شد، جریان اصلی برای راه‌اندازی اجکتور جریان سیال محرک می‌باشد که در این پروژه جریان بخار با دما و فشار مشخص می‌باشد. برای تولید این میزان بخار از بویلر استفاده می‌شود. برای تأمین این میزان بار حرارتی برای تولید بخار از سوخت گاز طبیعی در بویلر استفاده می‌شود. محاسبات تأمین بار حرارتی مورد نیاز جهت برآورد هزینه انرژی به ترتیب زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$\text{بویلر در نیاز در مورد حرارتی}: 2.621 * 10^6 \text{ kJ/hr}$$

$$\text{ارزش حرارتی گاز طبیعی}: ۸۶۰۰ \text{ kcal/m}^3 = ۳۵۹۸۲ \text{ kJ/m}^3$$

با توجه به مقادیر بالا مصرف گاز طبیعی سالیانه را می توان برای بویلر محاسبه نمود:

$$\text{مصرف سالیانه گاز طبیعی برای بویلر}: \frac{2.621 * 10^6 \text{ kJ/hr}}{= 35,982 \text{ kJ/m}^3} * 24 \text{ hr} * 30 \text{ Day} * 12 \frac{\text{month}}{\text{year}} = 622000 \frac{\text{m}^3}{\text{year}}$$

بویلر

حال با توجه به قیمت هر متر مکعب گاز طبیعی برای مصارف صنعتی می توان هزینه سالیانه گاز طبیعی را برای تأمین این میزان انرژی بدست آورد:

$$\text{قیمت هر متر مکعب گاز طبیعی}: ۱۰۰۰ \frac{\text{ریال}}{\text{m}^3}$$

$$\text{هزینه سالیانه مصرف گاز طبیعی}: ۱۰۰۰ \frac{\text{ریال}}{\text{m}^3} * ۶۲۲۰۰۰ \text{ m}^3 = ۶۲۲۰۰۰۰۰۰ \text{ ریال}$$

هزینه طراحی و خرید اجکتور مورد نظر برای استفاده در این طرح نیز با توجه به قیمت داده شده از طرف شرکت آراد صنعت پیشرو مبلغ ۱۲۰۰۰۰۰۰۰ ریال می باشد.

فصل ۵ بحث و نتیجه گیری

۵-۱- نتایج تحلیل اگزورژتیکی

در این بخش، با توجه به روابط (۳-۳۳) الی (۳-۳۷) از فصل سوم، تخریب اگزورژی را می‌توان در هر یک از اجزای سیکل بدست آورد. در شرایط کاری مشخص شده در جدول ۵-۱، خواص ترمودینامیکی اعم از دما، فشار و دبی برای هر نقطه ارائه شده است. جدول ۵-۲، نشان‌دهنده میزان تخریب اگزورژی اندازه‌گیری شده در هریک از اجزاء می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که در حدود $78/89\%$ از کل اگزورژی ورودی تلف می‌شود که از این مقدار، $40/75\%$ سهم تخریب اگزورژی در بویلر و $38/14\%$ سهم برگشت-ناپذیری‌های سایر اجزای سیکل می‌باشد. بیشترین تلفات اگزورژی در بویلر اتفاق می‌افتد و دومین عامل تخریب اگزورژی اجکتور می‌باشد. بررسی نتایج نشان می‌دهد که می‌توان تلفات اگزورژی در بویلر را با کاهش دمای خروجی بویلر، کاهش داد. همچنین کم کردن اختلاف دما در فرآیند انتقال حرارت در بویلر نیز می‌تواند تلفات اگزورژی در بویلر را کاهش دهد. تلفات اگزورژی در اجکتور نسبت به سایر اجزاء نسبتاً بالا است و می‌توان با بهبود عملکرد اجکتور از طریق طراحی پیشرفته‌تر، این میزان تلفات را کاهش داد.

در شرایط کاری تعریف شده طبق جدول ۵-۱، بازده اگزورژی سیکل $21/11\%$ و ضریب عملکرد (COP) سیکل $0/2298$ بدست آمده است.

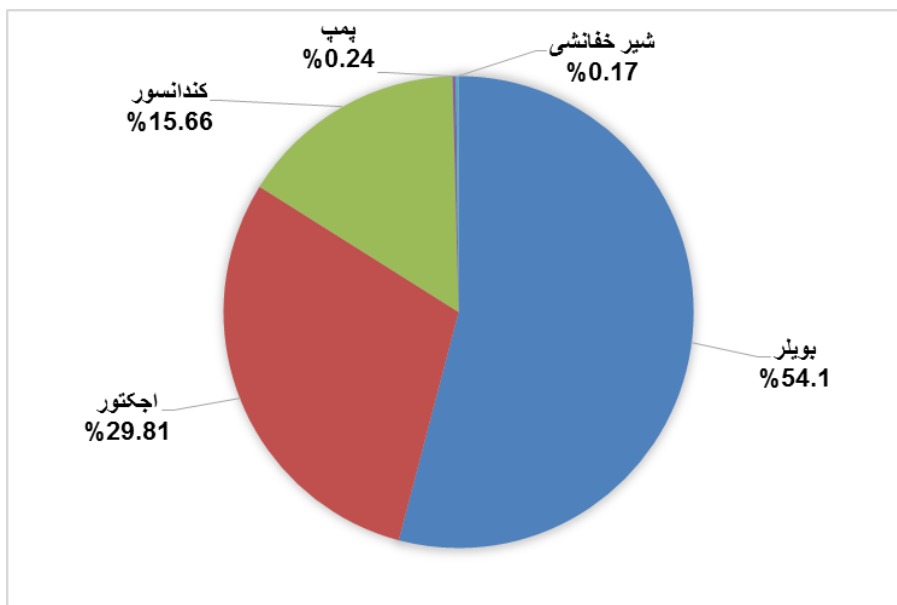
جدول ۵-۱- شرایط کاری نقاط مختلف سیکل

| شماره حالت | دما (°C) | فشار (KPa) | دبی (Kg/hr) |
|------------|----------|------------|-------------|
| ۱ | ۲۵/۳ | ۳۰۰/۸ | ۱۰۰۰ |
| ۲ | ۱۳۵ | ۳۰۰ | ۱۰۰۰ |
| ۳ | ۹۸/۸۵ | ۸/۴ | ۱۲۵۰ |
| ۴ | ۳۲ | ۴/۲ | ۱۲۵۰ |
| ۵ | ۲۵ | ۴/۲ | ۲۵۰ |
| ۶ | ۲۵ | ۴/۲ | ۱۰۰۰ |
| ۷ | ۲۴ | ۲/۹۸ | ۲۵۰ |
| ۸ | ۷/۹۷ | ۱/۰۷ | ۲۵۰ |

جدول ۵-۲- نتایج تحلیل انرژی اجزای سیکل

| اجزاء | میزان تخریب انرژی Kj/hr | درصد تخریب انرژی نسبی (%) |
|------------|----------------------------|------------------------------|
| بویلر | $6.46 * 10^5$ | ۵۴/۱ |
| اجکتور | $3.56 * 10^5$ | ۲۹/۸۱ |
| کندانسور | $1.87 * 10^5$ | ۱۵/۶۶ |
| پمپ | ۲۹۸۰ | ۰/۲۴ |
| شیر انبساط | ۲۰۵۳ | ۰/۱۷ |

در شکل ۵-۱ نرخ تخریب انرژی را برای سیکل تبرید اجکتوری در دمای بویلر ۱۳۵ درجه سانتی گراد، دمای بویلر ۳۲ درجه سانتی گراد و فشار اواپراتور ۱/۰۷ کیلوپاسکال برای اجزای مختلف سیکل به صورت درصد بیان شده است.



شکل ۵-۱- نرخ تخریب انرژی در اجزای مختلف چرخه تبرید اجکتوری

۵-۲- نتایج تحلیل پارامتریکی

۵-۲-۱- تأثیر دمای بویلر بر ضریب عملکرد و بازده انرژی سیستم

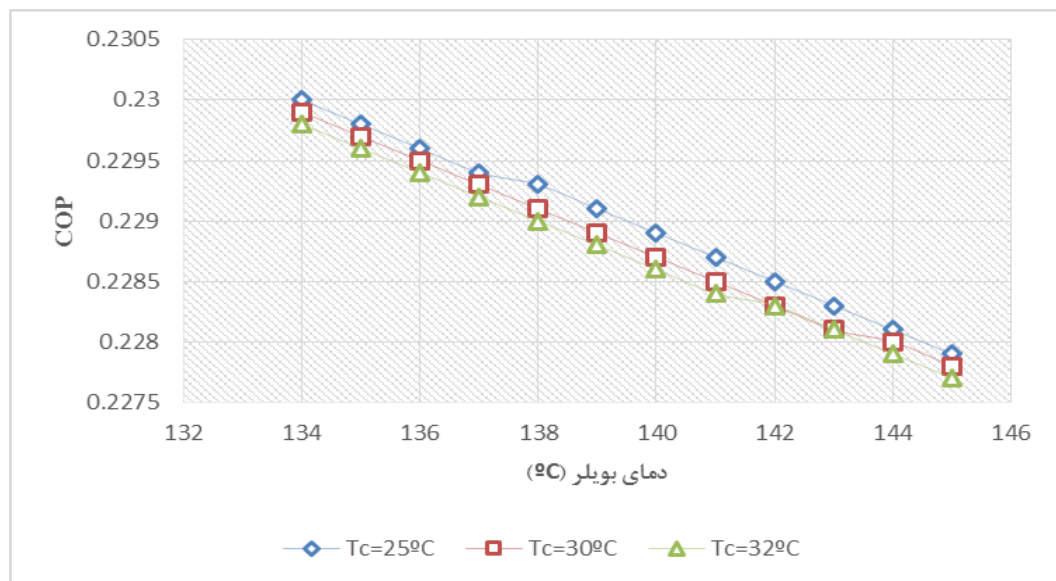
شکل‌های ۵-۲ و ۵-۳ بیانگر تأثیر دمای بویلر بر روی ضریب عملکرد (COP) و بازده انرژی سیستم می‌باشد. در این پروژه نتایج حاکی از آن است که با افزایش دمای بویلر در محدوده دمایی ۱۳۴ تا ۱۴۵ درجه سانتی‌گراد، در فشار ثابت بویلر و در دماهای مختلف کندانسور، ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد. تأثیر دمای بویلر بر روی بازده انرژی مشابه تأثیر آن بر روی ضریب عملکرد می‌باشد با این تفاوت که شیب تغییرات بازده انرژی به نسبت بیشتر است.

با افزایش دمای بویلر، گرمای در دسترس سیستم (\dot{Q}_{gen}) نیز افزایش می‌یابد. با توجه به فرمول

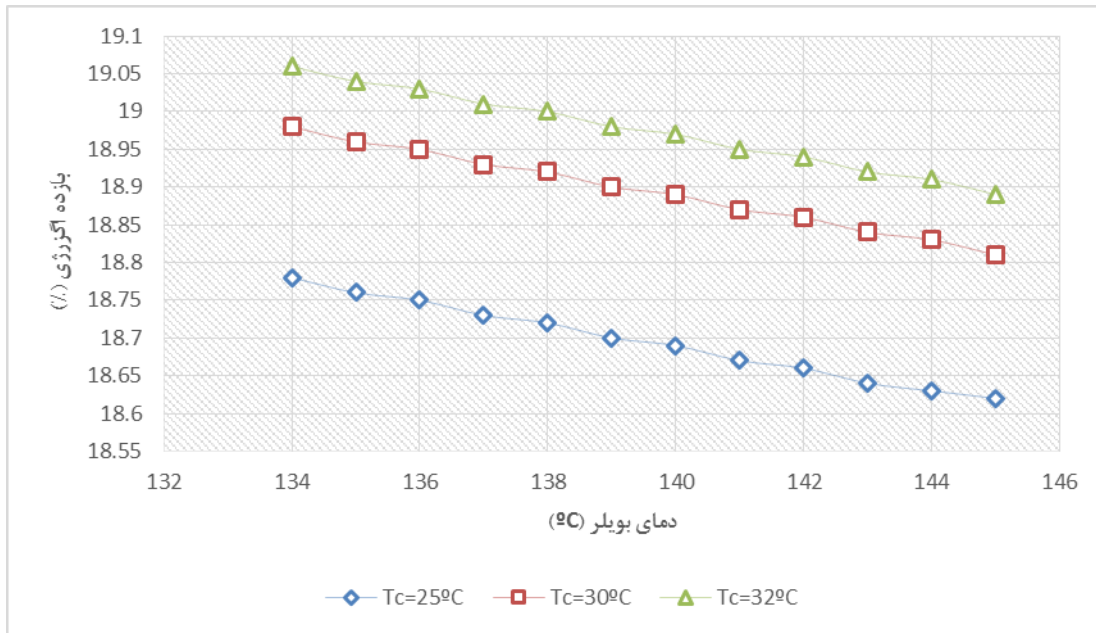
$$\text{محاسبه ضریب عملکرد (COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_P} \text{) و بازده انرژی (} \eta_{II} = \frac{\dot{Q}_e(1 - \frac{T_0}{T_b})}{\dot{Q}_{gen}(1 - \frac{T_0}{T_h}) + \dot{W}_P} \text{)، افزایش}$$

این پارامتر در مخرج کسر، باعث کاهش مقدار ضریب عملکرد و بازده انرژی می‌شود.

به منظور اعتبارسنجی نتایج مربوط به تأثیر دمای بویلر بر ضریب عملکرد سیستم، نتایج بدست آمده از کار حاضر و نتایج ارائه شده توسط یاری و همکاران [35] مطابق جدول ۳-۵ و شکل ۴-۵ نشان داده شده است. نتایج نشان دهنده این است که درصد خطای نتایج بدست آمده از کار حاضر در مقایسه با نتایج ارائه شده توسط یاری و همکاران، در محدوده دمایی بویلر بین ۱۴۰ تا ۱۴۵ درجه سانتی‌گراد کمتر از ۳٪ می‌باشد. همچنین در رابطه با تأثیر دمای بویلر بر بازده انرژی سیستم، نتایج بدست آمده از کار حاضر و نتایج ارائه شده توسط یاری و همکاران مطابق جدول ۴-۵ و شکل ۵-۵ نشان داده شده است. نتایج نشان دهنده این است که درصد خطای نتایج بدست آمده در مقایسه با نتایج ارائه شده توسط یاری و همکاران، در محدوده دمایی بویلر بین ۱۴۰ تا ۱۴۵ درجه سانتی‌گراد، کمتر از ۱۰٪ می‌باشد.



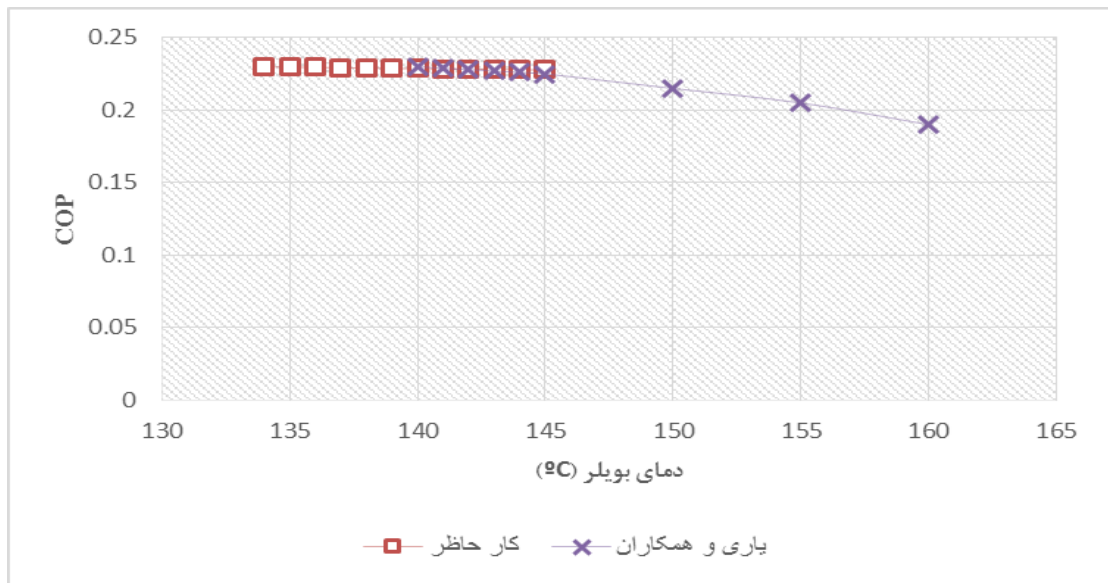
شکل ۵-۲- تأثیر دمای بویلر بر ضریب عملکرد سیستم در دماهای متفاوت کندانسور



شکل ۳-۵- تأثیر دمای بویلر بر بازده اگزژی سیستم در دماهای متفاوت کندانسور

جدول ۳-۵- مقایسه نتایج کار حاضر با نتایج یاری و همکاران [35] در رابطه با تأثیر دمای بویلر بر ضریب عملکرد سیستم

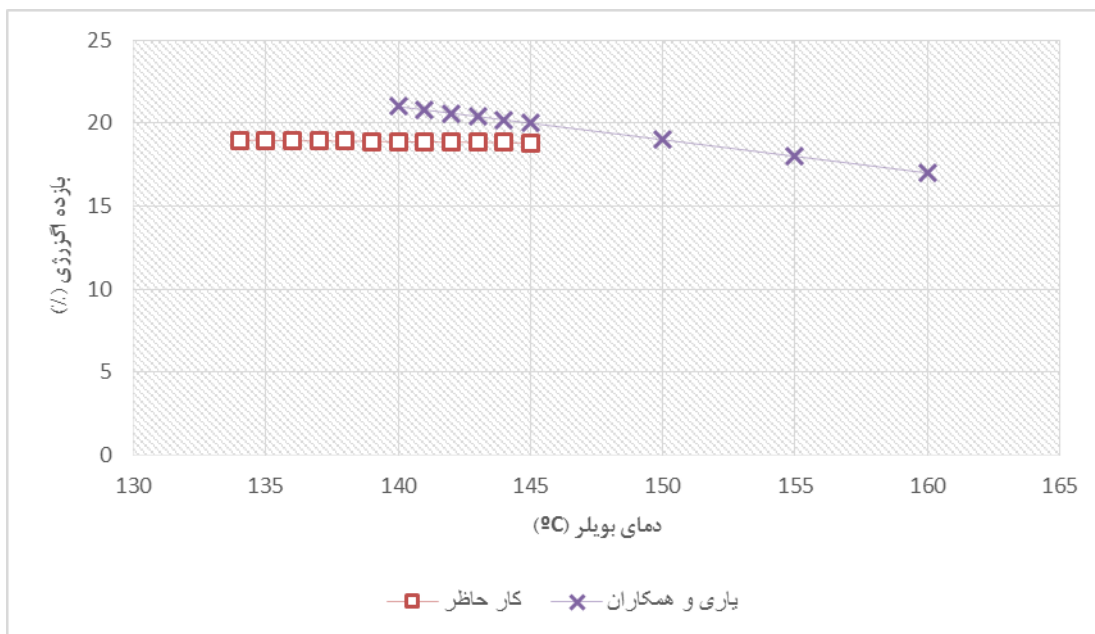
| COP | نتایج کار حاضر | نتایج یاری و همکاران | درصد خطا (%) |
|-----------------|----------------|----------------------|--------------|
| دمای بویلر (°C) | | | |
| ۱۴۰ | ۰/۲۲۸۹ | ۰/۲۳ | ۰/۴۸ |
| ۱۴۱ | ۰/۲۲۸۷ | ۰/۲۲۹ | ۰/۱۳ |
| ۱۴۲ | ۰/۲۲۸۵ | ۰/۲۲۸ | -۰/۲۱ |
| ۱۴۳ | ۰/۲۲۸۳ | ۰/۲۲۷ | -۲/۴۹ |
| ۱۴۴ | ۰/۲۲۸۱ | ۰/۲۲۶ | -۰/۹۲ |
| ۱۴۵ | ۰/۲۲۷۹ | ۰/۲۲۵ | -۱/۲۷ |



شکل ۴-۵- مقایسه کار حاضر با نتایج ارائه شده توسط یاری و همکاران [35] در رابطه با تأثیر دمای بویلر بر ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری

جدول ۴-۵- مقایسه نتایج کار حاضر با نتایج یاری و همکاران [35] در رابطه با تأثیر دمای بویلر بر بازده اگزرژی سیستم

| بازده اگزرژی (%) | نتایج کار حاضر | نتایج یاری و همکاران | درصد خطا (%) |
|------------------|----------------|----------------------|--------------|
| دمای بویلر (°C) | | | |
| ۱۴۰ | ۱۸/۶۹ | ۲۰/۸ | ۱۱/۲۸ |
| ۱۴۱ | ۱۸/۶۷ | ۲۰/۵۵ | ۱۰/۰۶ |
| ۱۴۲ | ۱۸/۶۶ | ۲۰/۳ | ۸/۷۸ |
| ۱۴۳ | ۱۸/۶۴ | ۲۰/۰۵ | ۹/۹۷ |
| ۱۴۴ | ۱۸/۶۳ | ۱۹/۸ | ۶/۲۸ |
| ۱۴۵ | ۱۸/۶۲ | ۱۹/۶ | ۵/۲۶ |

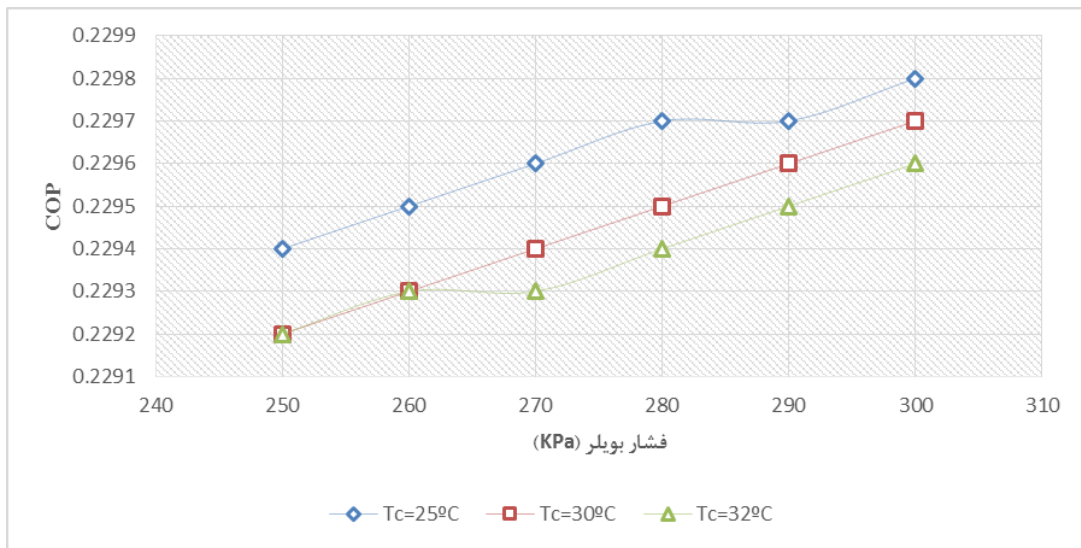


شکل ۵-۵- مقایسه کار حاضر با نتایج ارائه شده توسط یاری و همکاران [35] در رابطه با تأثیر دمای بویلر بر بازده اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری

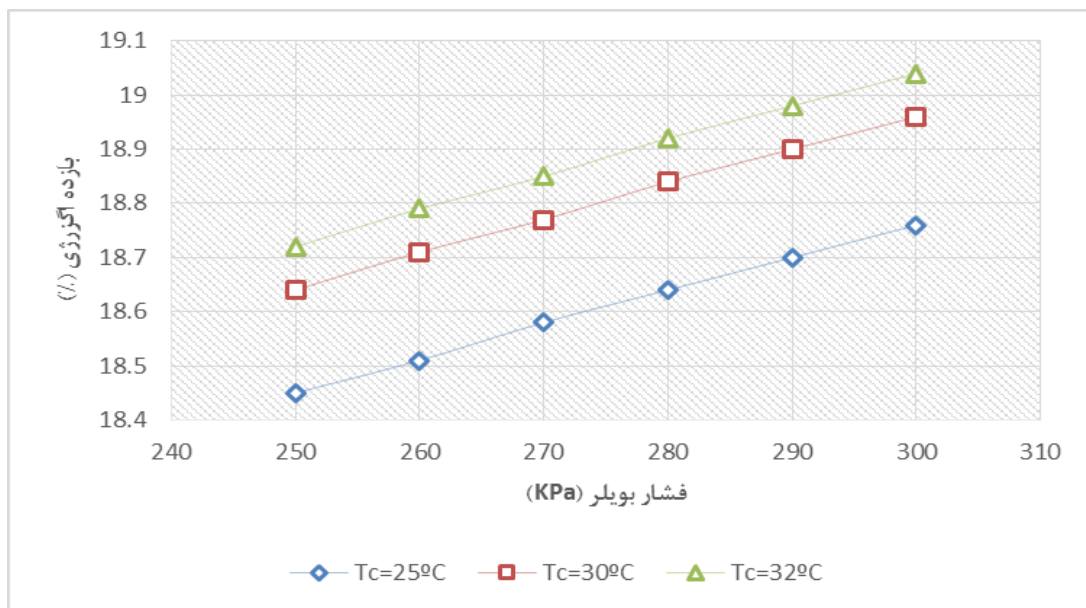
۵-۲-۲ تأثیر فشار بویلر بر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیستم

شکل‌های ۵-۶ و ۵-۷ بیانگر تأثیر فشار بویلر بر روی ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیستم می‌باشد. در این پروژه نتایج حاکی از آن است که با افزایش فشار بویلر در محدوده ۲۵۰ تا ۳۰۰ کیلو پاسکال، با توجه به مشخصات بویلر موجود در مجموعه تأسیسات شرکت، در دمای ثابت بویلر و در دماهای مختلف کندانسور، ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد. تأثیر فشار بویلر بر روی بازده اگزرژی مشابه تأثیر آن بر روی ضریب عملکرد می‌باشد.

با تجزیه و تحلیل نتایج خروجی از نرم‌افزار مشاهده می‌شود که با افزایش فشار بویلر میزان کار مصرفی (W_p) پمپ موجود در مجموعه سیستم کاهش می‌یابد و با توجه به فرمول محاسبه ضریب عملکرد، فرمول ۳-۳۹ و فرمول محاسبه بازده اگزرژی، فرمول ۳-۴۰، با کاهش این پارامتر در فرمول، مقادیر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی با افزایش فشار بویلر، افزایش می‌یابند.



شکل ۵-۶- تأثیر فشار بویلر بر ضریب عملکرد سیستم در دماهای متفاوت کندانسور

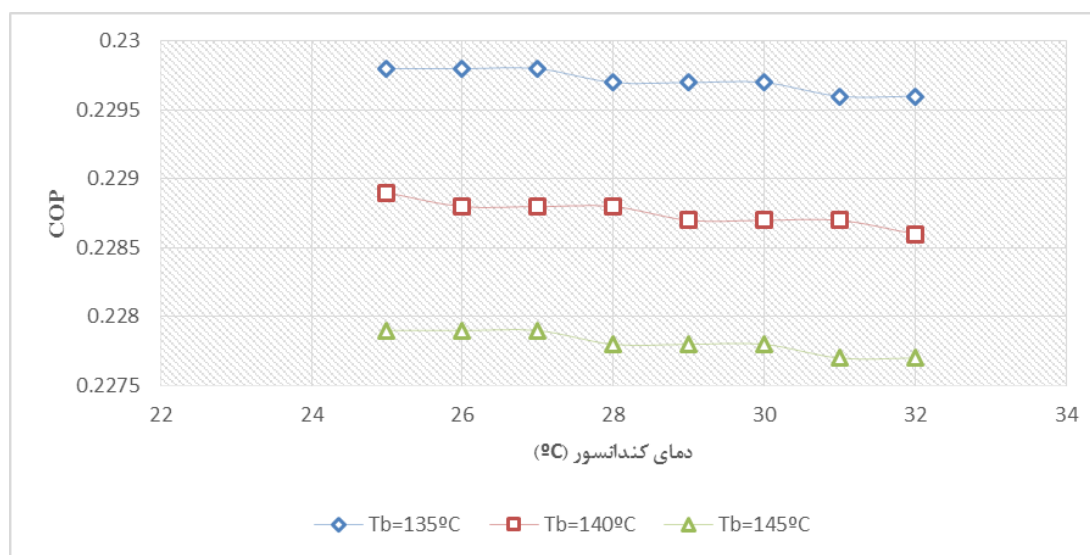


شکل ۵-۷- تأثیر فشار بویلر بر بازده اگزرژی سیستم در دماهای متفاوت کندانسور

۵-۲-۳ تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد و بازده انرژی سیستم

شکل ۵-۸ نشان دهنده تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد سیکل تبرید می باشد. همانگونه که از شکل مشخص است، با افزایش دمای کندانسور در محدوده دمایی ۲۵ تا ۳۲ درجه سانتی گراد ضریب عملکرد سیکل در دماهای متفاوت بویلر، کاهش می یابد.

با تجزیه و تحلیل اطلاعات خروجی از نرم افزار، با افزایش دمای کندانسور میزان توان خنک کاری اواپراتور (\dot{Q}_e) کاهش می یابد و در نتیجه با توجه به فرمول محاسبه ضریب عملکرد سیستم، فرمول (۳-۳۹)، با کاهش این پارامتر در فرمول، مقادیر ضریب عملکرد سیکل با افزایش دمای کندانسور، کاهش می یابد. به منظور اعتبار سنجی نتایج، نتایج بدست آمده از کار حاضر و نتایج گزارش شده توسط رامش کومار و اودابا [39]، مطابق جدول ۵-۵ و شکل ۵-۱۰ نشان داده شده است. دقت نتایج کار انجام شده در مقایسه با نتایج ارائه شده توسط رامش کومار و اودابا، حدود ۱۷٪ بدست آمده است.



شکل ۵-۸- تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد سیستم در دماهای متفاوت بویلر

شکل ۵-۹ نشان دهنده چگونگی تأثیر دمای کندانسور بر بازده قانون دوم ترمودینامیک می باشد. همانگونه که از شکل مشخص است با افزایش دمای کندانسور در محدوده دمایی ۲۵ تا ۳۲ درجه سانتی گراد بازده اگزرژی سیکل تبرید نیز در دماهای متفاوت بویلر، روند افزایشی را طی می کند.

با افزایش دمای کندانسور، دمای میانگین منبع دما پایین (T_b) افزایش می یابد. با توجه به فرمول

$$\eta_{II} = \frac{\dot{Q}_e(1-\frac{T_0}{T_b})}{\dot{Q}_{gen}(1-\frac{T_0}{T_h})+W_P}$$

محاسبه بازده اگزرژی (η_{II})، هرچند میزان توان خنک کاری سیستم (\dot{Q}_e) با

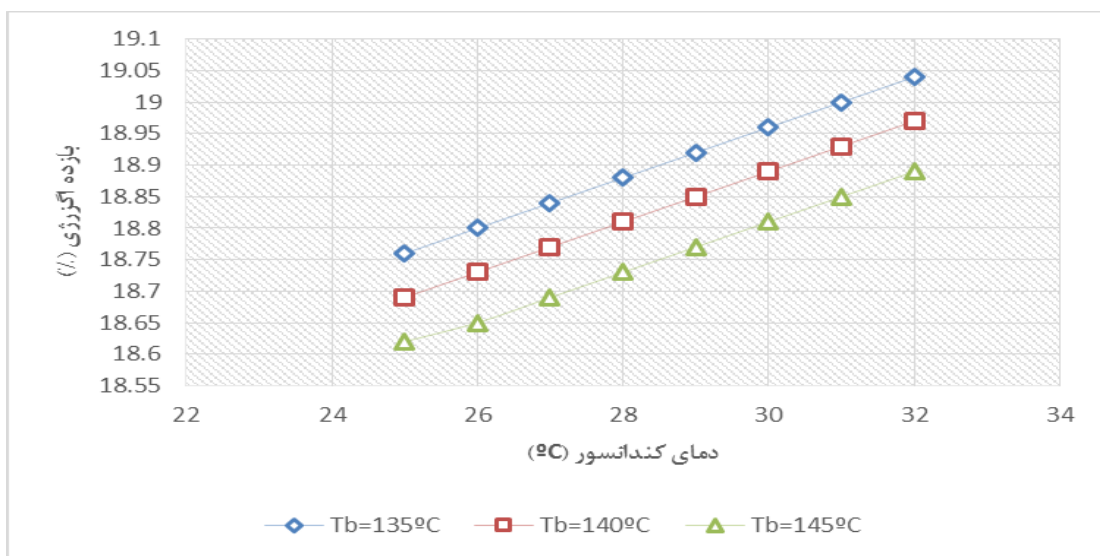
افزایش دمای کندانسور کاهش می یابد اما با افزایش دمای میانگین منابع دما پایین (T_b)، مقدار

$(1 - \frac{T_0}{T_b})$ نیز افزایش می یابد. با تجزیه و تحلیل نتایج خروجی از نرم افزار، تأثیر افزایش پارامتر

$(1 - \frac{T_0}{T_b})$ از میزان تأثیر کاهش پارامتر (\dot{Q}_e) در صورت کسر فرمول، بیشتر می باشد. در نتیجه با

افزایش دمای کندانسور، میزان حاصل ضرب این مقادیر ($\dot{Q}_e(1 - \frac{T_0}{T_b})$) در صورت کسر روند افزایشی

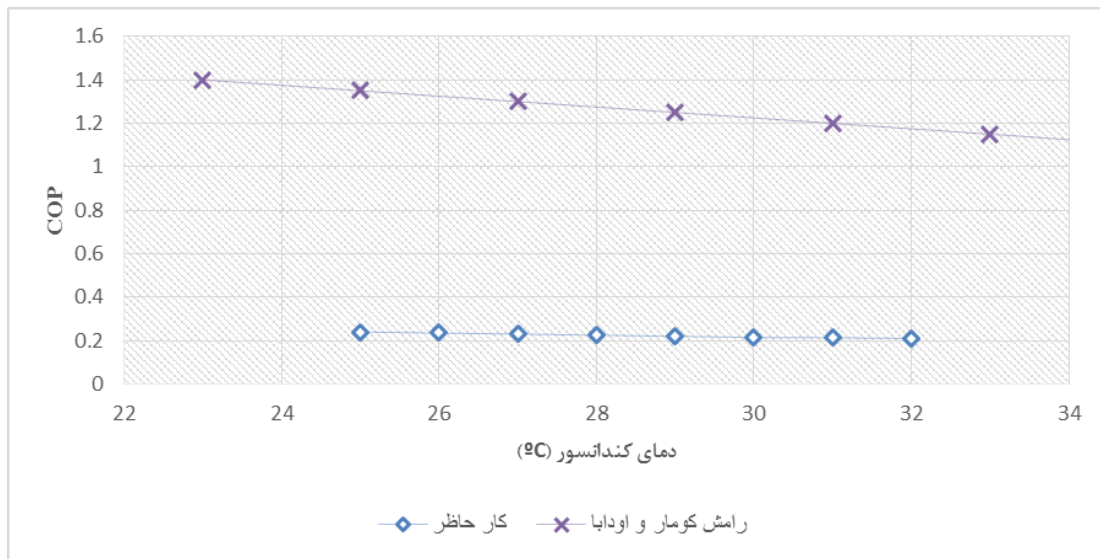
را طی می کند، بنابراین با ثابت بودن مقدار مخرج کسر، بازده اگزرژی سیستم نیز روند افزایشی را نشان می دهد.



شکل ۵-۹- تأثیر دمای کندانسور بر بازده اگزرژی سیستم در دماهای متفاوت بویلر

جدول ۵-۵- مقایسه نتایج کار حاضر با نتایج رامش کومار و اودابا [39] در رابطه با تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد سیستم

| COP | نتایج کار حاضر | نتایج رامش کومار و اودابا | دقت نتایج (%) |
|--------------------|----------------|---------------------------|---------------|
| دمای کندانسور (C°) | | | |
| ۲۵ | ۰/۲۴ | ۱/۳۵ | ۱۷/۷۷ |
| ۲۶ | ۰/۲۳۴ | ۱/۳۲ | ۱۷/۷۲ |
| ۲۷ | ۰/۲۲۹ | ۱/۳ | ۱۷/۶۱ |
| ۲۸ | ۰/۲۲۵ | ۱/۲۸ | ۱۷/۵۷ |
| ۲۹ | ۰/۲۲۱ | ۱/۲۵ | ۱۷/۶۸ |
| ۳۰ | ۰/۲۱۵ | ۱/۲۳ | ۱۷/۴۷ |
| ۳۱ | ۰/۲۱۳ | ۱/۲ | ۱۷/۷۵ |
| ۳۲ | ۰/۲۱ | ۱/۱۸ | ۱۷/۷۹ |



شکل ۵-۱۰- مقایسه کار حاضر با نتایج ارائه شده توسط رامش کومار و اودابا [39] در رابطه با تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری

۵-۲-۴ تأثیر فشار مکش اجکتور بر ضریب عملکرد و بازده انرژی سیستم

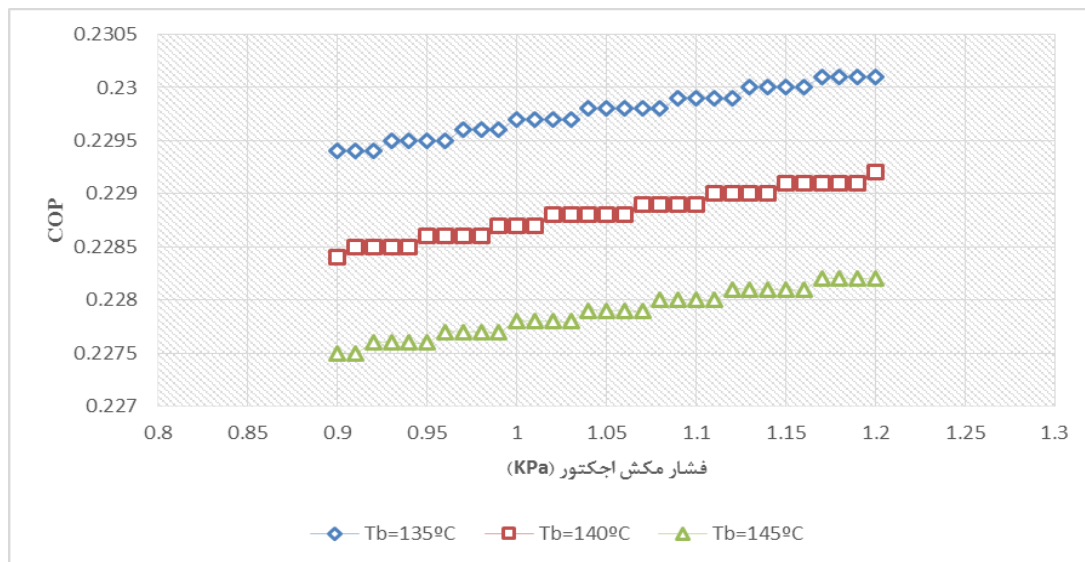
شکل‌های ۵-۱۱، ۵-۱۲، ۵-۱۳ و ۵-۱۴ تأثیر فشار مکش بر ضریب عملکرد و بازده انرژی سیکل تبرید، در دماهای متفاوت بویلر و کندانسور را نشان می‌دهد. مطابق شکل‌های ۵-۱۱ و ۵-۱۳ با افزایش فشار مکش، در دماهای متفاوت بویلر و کندانسور، ضریب عملکرد سیکل تبرید نیز افزایش می‌یابد. اما مطابق شکل‌های ۵-۱۲ و ۵-۱۴ با افزایش فشار مکش، در دماهای متفاوت بویلر و کندانسور، بازده انرژی سیکل تبرید کاهش می‌یابد.

با تجزیه و تحلیل اطلاعات خروجی از نرم‌افزار مشاهده می‌شود که با افزایش فشار مکش اجکتور، میزان توان خنک‌کاری سیستم (\dot{Q}_e) نیز افزایش می‌یابد اما پارامترهای کار مصرفی پمپ (\dot{W}_p) و میزان گرمای در دسترس (\dot{Q}_{gen}) تغییری نمی‌کنند. بنابراین با توجه به فرمول محاسبه ضریب عملکرد، فرمول ۳-۳۹، با افزایش میزان توان خنک‌کاری و ثابت بودن سایر پارامترها، میزان ضریب عملکرد سیستم نیز افزایش می‌یابد.

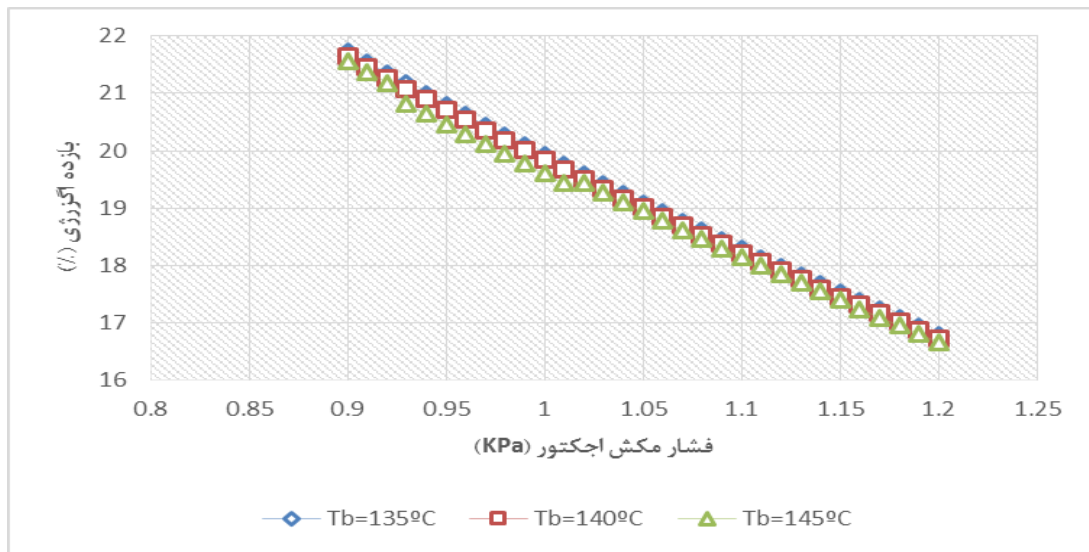
با افزایش فشار مکش اجکتور، دمای بخار ورودی به اجکتور (جریان ثانویه) و دمای بخار خروجی از اجکتور (جریان خروجی) که دمای بخار ورودی به کندانسور می باشد نیز افزایش می یابد. در نتیجه دمای میانگین منابع دما بالا (T_h) افزایش می یابد. با توجه به فرمول محاسبه بازده اجزرژی

$$\eta_{II} = \frac{\dot{Q}_e(1-\frac{T_0}{T_b})}{\dot{Q}_{gen}(1-\frac{T_0}{T_h})+W_P}$$

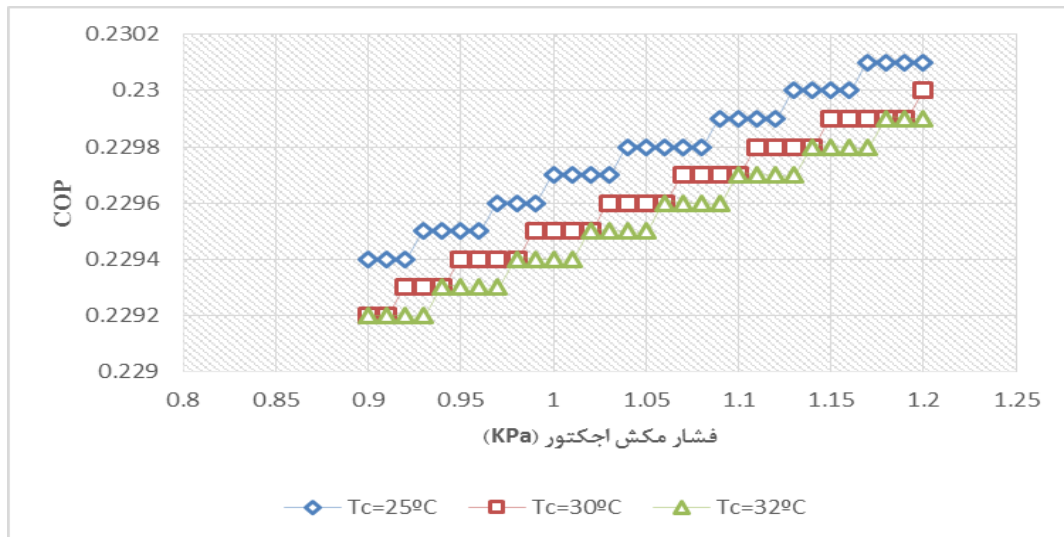
هرچند میزان (\dot{Q}_e) افزایش می یابد اما با افزایش مقدار (T_h) مقدار عددی مخرج کسر نیز افزایش می یابد و میزان این افزایش در مخرج کسر از میزان افزایش در صورت کسر، بیشتر می باشد و در نتیجه مقدار بازده اجزرژی با افزایش فشار مکش اجکتور، کاهش می یابد.



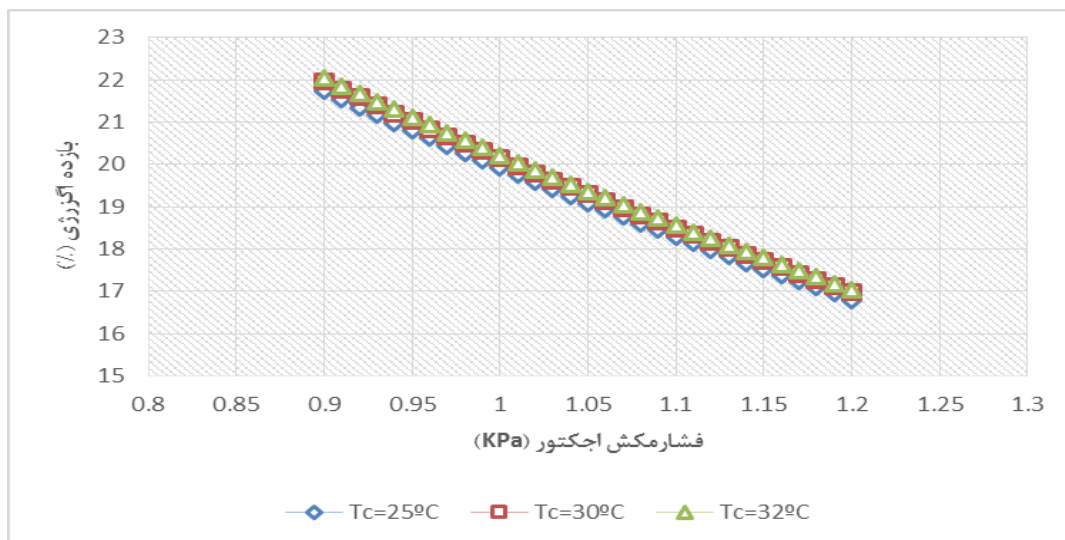
شکل ۵-۱۱- تأثیر فشار مکش بر ضریب عملکرد سیستم در دماهای متفاوت بویلر



شکل ۵-۱۲- تأثیر فشار مکش بر بازده اجزائی سیستم در دماهای متفاوت بویلر



شکل ۵-۱۳- تأثیر فشار مکش بر ضریب عملکرد سیستم در دماهای متفاوت کندانسور

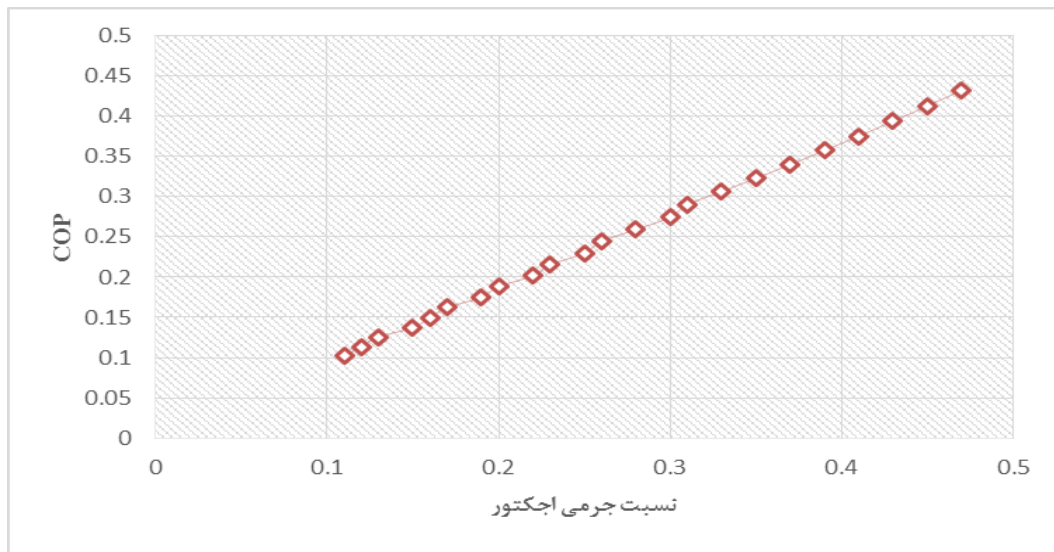


شکل ۵-۱۴- تأثیر فشار مکش بر بازده اگزرژی در دماهای متفاوت کندانسور

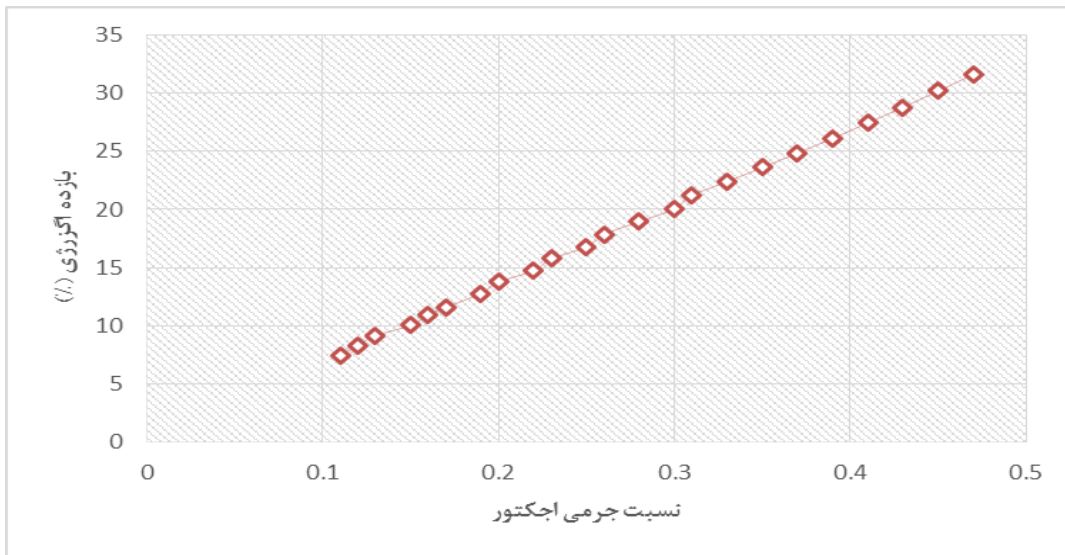
۵-۲-۵ تأثیر نسبت جرمی اجکتور بر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیستم

شکل‌های ۵-۱۵ و ۵-۱۶ نشان‌دهنده‌ی تأثیر تغییرات نسبت جرمی اجکتور بر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیستم می‌باشد. همانطور که از شکل مشخص است، با افزایش نسبت جرمی اجکتور مقادیر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل تبرید نیز در دما و فشار ثابت بویلر، افزایش می‌یابند.

با افزایش نسبت جرمی اجکتور، میزان توان خنک‌کاری سیستم (\dot{Q}_e) نیز در دما و فشار ثابت بویلر، افزایش می‌یابد. با توجه به فرمول محاسبه ضریب عملکرد سیستم، فرمول ۳-۳۹ و فرمول محاسبه بازده اگزرژی، فرمول ۳-۴۰، با افزایش میزان توان خنک‌کاری سیستم، مقادیر ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیستم نیز افزایش می‌یابد. به منظور اعتبار سنجی نتایج، نتایج بدست آمده از کار حاضر، نتایج تجربی و نتایج ارائه شده توسط صنایع و همکاران [۸]، مطابق جدول ۵-۶ و شکل ۵-۱۷ نشان داده شده است. نتایج نشان‌دهنده آن است که مطابقت خوبی بین نتایج کار انجام شده با نتایج تجربی و نتایج صنایع و همکاران وجود دارد.



شکل ۵-۱۵- تأثیر نسبت جرمی اجکتور بر ضریب عملکرد سیستم

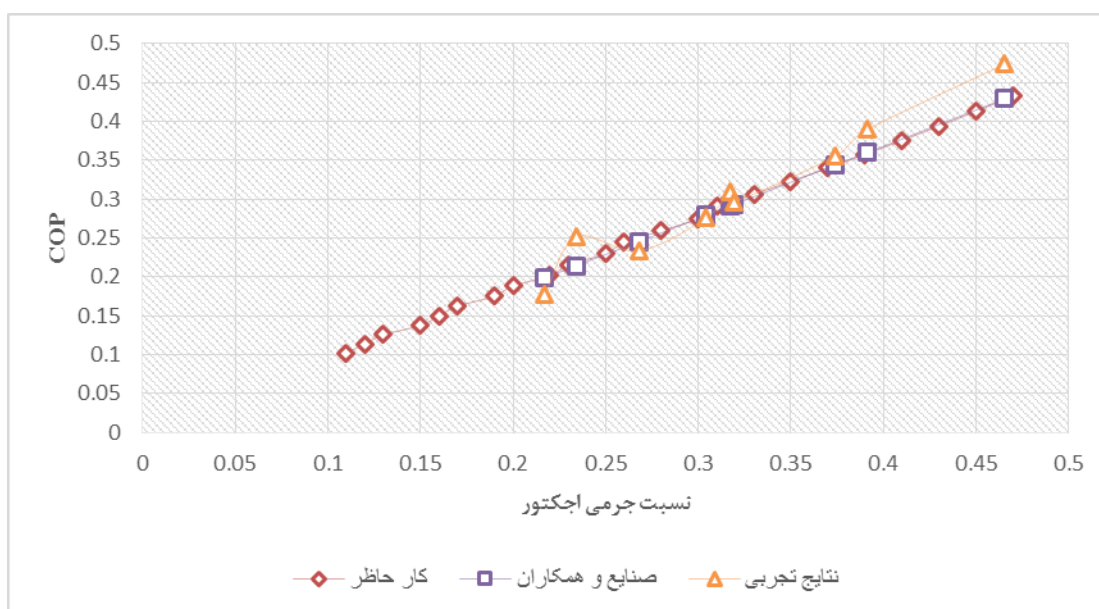


شکل ۵-۱۶- تأثیر نسبت جرمی اجکتور بر بازده انگرژی سیستم

جدول ۵-۶- مقایسه نتایج کار حاضر با نتایج تجربی و نتایج صنایع و همکاران [۸] در رابطه با تأثیر نسبت جرمی اجکتور بر ضریب عملکرد سیستم

| COP | درصد خطای کار حاضر | | درصد خطای کار حاضر با نتایج صنایع و همکاران (%) | |
|------------------|--------------------|-----------------------|---|---------------------------|
| نسبت جرمی اجکتور | نتایج کار حاضر | نتایج صنایع و همکاران | نتایج تجربی | نتایج صنایع و همکاران (%) |
| ۰/۲۱۷ | ۰/۱۸۸۳ | ۰/۱۹۸۲ | ۰/۱۷۷۹ | ۵/۲۵ |
| | | | | -۵/۵۲ |

| | | | | | |
|-------|--------|--------|--------|-------|------|
| ۰/۲۳۴ | ۰/۲۱۵۶ | ۰/۲۱۴۴ | ۰/۲۳۳۴ | -۰/۵۵ | ۸/۲۵ |
| ۰/۲۶۸ | ۰/۲۴۴۴ | ۰/۲۴۵۳ | ۰/۲۵۱۳ | ۰/۳۶ | ۲/۸۲ |
| ۰/۳۰۴ | ۰/۲۷۴۶ | ۰/۲۷۹۳ | ۰/۲۷۵۶ | ۱/۷۱ | ۰/۳۶ |
| ۰/۳۱۷ | ۰/۲۹۰۳ | ۰/۲۹۰۷ | ۰/۲۹۶۵ | ۰/۱۳ | ۲/۱۳ |
| ۰/۳۱۹ | ۰/۳۰۶۴ | ۰/۲۹۲۸ | ۰/۳۰۹۳ | -۴/۴۳ | ۰/۹۴ |
| ۰/۳۷۴ | ۰/۳۴ | ۰/۳۴۴۳ | ۰/۳۵۵۳ | ۱/۲۶ | ۴/۵ |
| ۰/۳۹۱ | ۰/۳۵۷۵ | ۰/۳۵۹۶ | ۰/۳۸۹۲ | ۰/۵۸ | ۸/۸۶ |
| ۰/۴۶۵ | ۰/۴۳۲۶ | ۰/۴۲۸۹ | ۰/۴۷۳۴ | ۰/۹۲ | ۹/۴۳ |



شکل ۵-۱۷- مقایسه کار حاضر با نتایج تجربی و نتایج ارائه شده توسط صنایع و همکاران [۸] در رابطه با تأثیر نسبت جرمی اجکتور بر ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری

۵-۳- مقایسه فنی اقتصادی

نتایج محاسبات اقتصادی انجام شده در فصل ۴ برای طرح‌های پیشنهادی، به منظور مقایسه فنی

اقتصادی، به صورت خلاصه در جدول ۵-۳ نشان داده شده است.

جدول ۵-۷- نتایج محاسبات اقتصادی

| مجموع هزینه‌های طرح (ریال) | هزینه انرژی (ریال) | هزینه تعمیر و نگهداری (ریال) | هزینه اولیه (ریال) | طرح |
|-------------------------------|--------------------|---------------------------------|--------------------|----------------------------------|
| ۷۴۰۲۰۰۰۰۰ | ۶۲۰۲۰۰۰۰۰ | - | ۱۲۰۰۰۰۰۰۰ | اجکتور با بخار تولیدی جداگانه |
| ۱۲۰۰۰۰۰۰۰ | - | - | ۱۲۰۰۰۰۰۰۰ | اجکتور با بخار بازیافتی |
| ۱۷۵۰۰۰۰۰۰ | ۸۷۰۰۰۰۰۰ | ۸۰۰۰۰۰۰۰ | ۸۰۰۰۰۰۰۰ | برج خنک‌کننده |

با توجه به مقادیر جدول فوق برای یک سال، چنانچه برای تأمین سیال محرک اجکتور در طرح پیشنهادی به طور جداگانه انرژی مصرف شود تا بخار با شرایط مورد نظر تولید شود هزینه‌ی انرژی طرح نسبت به طرح جایگزین که استفاده از برج خنک‌کننده می‌باشد بسیار بیشتر خواهد شد و طرح تبرید اجکتوری نسبت به برج خنک‌کننده توجیه فنی و اقتصادی نخواهد داشت. اما چنانچه برای تأمین این میزان بخار از بخارهای خروجی از بخش‌های دیگر سایت بازیافت شود در حقیقت هزینه‌ای برای تأمین بخار برای سیکل تبرید اجکتوری پرداخته نشده است و بنابراین در این صورت طرح تبرید اجکتوری از لحاظ هزینه‌های انرژی توجیه فنی و اقتصادی خواهد داشت.

۵-۴- جمع‌بندی نتایج

در این مطالعه با استفاده از شبیه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری در محیط نرم‌افزار هایسیس و معادلات انرژی و انرژی حاکم برای هر یک از اجزاء، به تحلیل انرژی و انرژی سیکل تبرید اجکتوری پرداخته شده است و اثر هر یک از پارامترهای ترمودینامیکی اجزای سیکل بر بازده قانون اول و دوم سیکل تبرید بررسی شده است. همچنین با انجام محاسبات انرژی برای تأمین بار برودتی مورد نیاز سایت فرضی، سیکل تبرید اجکتوری پیشنهاد شده با طرح جایگزینی که استفاده از برج خنک‌کننده می‌-

باشد، از لحاظ میزان هزینه‌های انرژی مورد مقایسه قرار گرفته است. نتایج نهایی را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- با انجام محاسبات مربوط به مصرف انرژی و برآورد هزینه‌های سیکل تبرید اجکتوری پیشنهادی و طرح جایگزین که استفاده از برج خنک‌کننده برای تأمین بار برودتی مورد نیاز سایت فرضی می‌باشد، مشاهده شده است در صورتی که برای تأمین بخار مصرفی اجکتور نتوان از بخار بازیافتی برای راه‌اندازی سیکل تبرید استفاده کرد هزینه انرژی برای تأمین این میزان بار برودتی در سیکل تبرید اجکتوری نسبت به برج‌خنک‌کننده بیشتر می‌باشد و مقرون به صرفه نمی‌باشد و توجیه اقتصادی ندارد.
- با حل معادلات انرژی در هر یک از اجزاء به منظور تحلیل انرژی‌تکی سیکل تبرید، مشاهده شده است که بیشترین میزان تخریب انرژی در بویلر اتفاق می‌افتد (۱/۵۴٪) و دومین عامل تخریب انرژی اجکتور می‌باشد (۱/۲۹٪).
- در یک نمونه سیکل تبرید اجکتوری، پارامترهای حاکم بر عملکرد سیکل می‌توانند شامل دمای بویلر، فشار بویلر، دمای کندانسور، فشار مکش اجکتور و یا نسبت جرمی اجکتور باشند.
- مشاهده شده است که در فشار ثابت بویلر (۳۰۰ کیلو پاسکال)، با افزایش دمای بویلر در محدوده دمایی ۱۳۵ تا ۱۴۵ درجه سانتی‌گراد، در دماهای متفاوت کندانسور، ضریب عملکرد سیکل تبرید در بازه (۰/۲۳-۰/۲۲۷۷) و بازه انرژی سیکل تبرید در بازه (۰/۱۹-۰/۱۸/۶۲) کاهش می‌یابند.
- مشاهده شده است که در دمای ثابت بویلر (۱۳۵ درجه سانتی‌گراد)، با افزایش فشار بویلر در محدوده ۲۵۰ تا ۳۰۰ کیلو پاسکال با توجه به محدودیت موجود، ضریب عملکرد

- سیکل تبرید در بازه (۰/۲۲۹۲-۰/۲۲۹۸) و بازده اگزرژی سیکل تبرید در بازه (۰/۱۸/۴۵-۰/۱۹/۰۴) افزایش می یابند.
- مشاهده شده است که در فشار ثابت کندانسور (کیلو پاسکال)، با افزایش دمای کندانسور در محدوده دمایی ۲۵ تا ۳۲ درجه سانتی گراد، در دماهای متفاوت بویلر، ضریب عملکرد سیکل تبرید در بازه (۰/۲۲۷۷-۰/۲۲۹۸) کاهش می یابد.
- مشاهده شده است که در فشار ثابت کندانسور (کیلو پاسکال)، با افزایش دمای کندانسور در محدوده دمایی ۲۵ تا ۳۲ درجه سانتی گراد، در دماهای متفاوت بویلر، بازده اگزرژی سیکل تبرید در بازه (۰/۱۸/۶۲-۰/۱۹/۰۴) افزایش می یابد.
- مشاهده شده است که با افزایش فشار مکش اجکتور در محدوده ۰/۹ تا ۱/۲ کیلو پاسکال، در فشار ثابت بویلر (۳۰۰ کیلو پاسکال) و در دماهای متفاوت بویلر و کندانسور، ضریب عملکرد سیکل تبرید در بازه (۰/۲۳۰۱-۰/۲۲۷۵) افزایش می یابد.
- مشاهده شده است که با افزایش فشار مکش اجکتور در محدوده ۰/۹ تا ۱/۲ کیلو پاسکال، در فشار ثابت بویلر (۳۰۰ کیلو پاسکال) و در دماهای متفاوت بویلر و کندانسور، بازده اگزرژی سیکل تبرید در بازه (۰/۲۲/۰۶-۰/۱۶/۶۶) کاهش می یابد.
- مشاهده شده است که با افزایش نسبت جرمی اجکتور در محدوده ۰/۱۱ تا ۰/۴۷، در دمای ثابت بویلر و کندانسور، ضریب عملکرد سیکل تبرید در بازه (۰/۱۰۲۱-۰/۴۳۲۶) و بازده اگزرژی سیکل تبرید در بازه (۰/۷/۴۶-۰/۳۱/۶۱) افزایش می یابند.

۵-۵- پیشنهادها

به منظور ادامه پژوهش در زمینه تحلیل سیکل‌های تبرید اجکتوری و کاربردی کردن این نوع سیستم‌های سرمایش پیشنهاد می‌شود:

- بررسی توجیه‌پذیری اقتصادی سیستم‌های تبرید اجکتوری در صنایعی که بخار با فشار بالا به محیط تخلیه می‌شود، به عنوان مثال صنایع چوب و کاغذ.
- بررسی عملکرد سیستم تبرید اجکتوری خورشیدی
- بررسی انواع مبردهای مختلف به عنوان سیال عامل در سیستم تبرید اجکتوری
- بررسی ساختار اجکتور و طراحی پیشرفته‌تر برای کاهش تلفات انرژی
- حل جریان‌های سیال در داخل اجکتور

ضمیمہ

شبیه‌سازی اجزای سیکل در محیط نرم‌افزاری

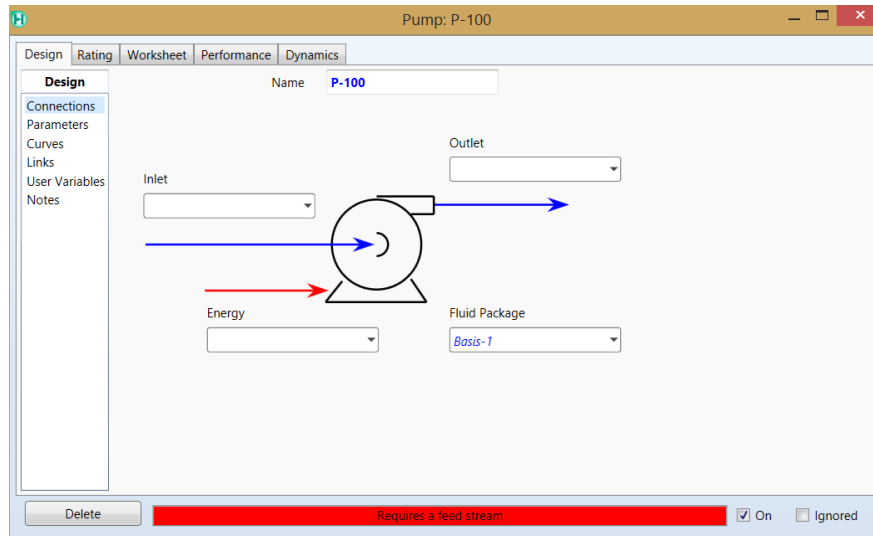
شبیه‌سازی پمپ

برای انتقال سیالات غیرتراکم‌پذیر و افزایش فشار آنها بکار برده می‌شوند. با فرض معلوم بودن دو پارامتر از پارامترهای زیر هائیسس بقیه مجهول‌ها را محاسبه می‌کند. در شکل ۱ می‌توان جریان‌های ورودی، خروجی و جریان انرژی پمپ را دید.

- فشار خروجی یا افت فشار
- راندمان پمپ
- انرژی پمپ

با انتخاب کردن یا نکردن گزینه ON پمپ فعال یا غیرفعال خواهد شد. اگر این گزینه غیر فعال باشد جریان ورودی عیناً از خروجی پمپ خرج خواهد شد و اگر در این حالت برای دو جریان ورودی و خروجی دو فشار مختلف وارد شده باشد نرم‌افزار پیغام خطا خواهد داد.

از مهمترین نمودارهای پمپ‌ها، نمودار Performance یک پمپ است. در این منحنی هد پمپ بر حسب دبی در سرعت پروانه‌های مختلف پمپ رسم شده است. اغلب همراه با منحنی Performance منحنی بازده وجود دارد که کاربر را در انتخاب بهترین پمپ برای آن محدوده دبی و هد، هدایت می‌کند. در هائیسس برای تعیین منحنی مشخصه پمپ از گزینه Curve استفاده می‌شود. با فعال بودن گزینه Activate Curves، هائیسس افزایش فشار را برای شدت جریان داده شده محاسبه می‌کند. برای تعیین منحنی مشخصه پمپ می‌بایست ضرایب معادله درجه چهارمی را که معمولاً برای هر پمپی ارائه می‌شود وارد کرد. در این حالت برای جلوگیری از بروز خطا، افت فشار یا فشار خروجی پمپ نباید داده شده باشد.



شکل ۱- صفحه طراحی پمپ در محیط نرم افزار

شبیه سازی تجهیزات انتقال حرارت

در هایسیس تجهیزات انتقال حرارت به دو دسته تقسیم می شوند:

۱- دسته اول شامل Heater و Cooler می شوند که هدف در آن برآورد میزان انرژی لازم برای

تغییر دمای جریان های مهم فرآیندی است و ساختار مبدل مورد بحث قرار نمی گیرد.

۲- دسته دوم شامل مبدل های فرآیندی، مبدل های هوایی و کوره ها می شوند که برای شبیه-

سازی های دقیق تر مورد استفاده واقع می شوند.

Heater / Cooler

شکل ۲ و شکل ۳ به ترتیب صفحه طراحی هیتر و کولر را در محیط نرم افزار نشان می دهد. در

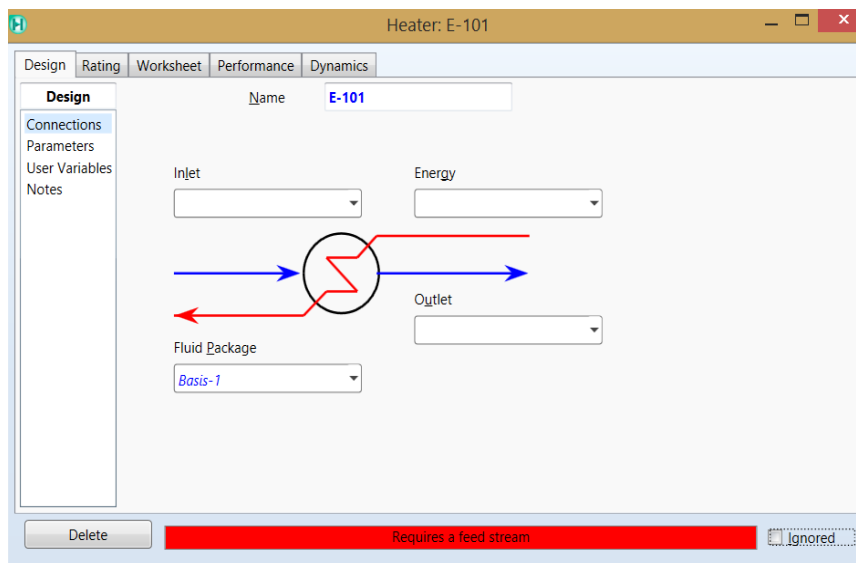
Heater جریان ورودی به واحد تا حدود معینی گرم شده و سپس از واحد خارج می گردد و در

Cooler عکس این عمل اتفاق می افتد. تفاوت انرژی بین دو جریان ورودی و خروجی توسط یک

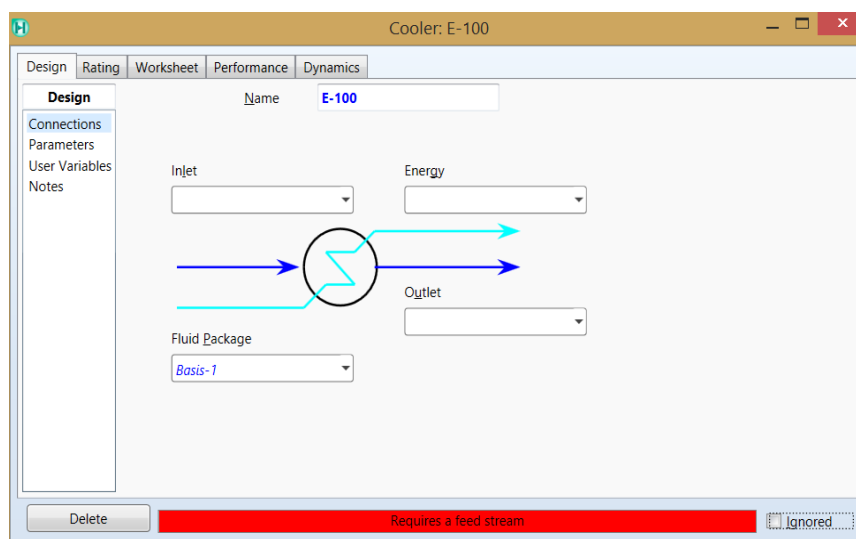
جریان مستقل انرژی تأمین می گردد. تنها پارامترهای مورد نیاز برای این واحدها افت فشار سیستم و

شار حرارتی می باشد. استفاده از علامت منفی برای شار حرارتی Heater باعث می شود که عملکرد آن

مشابه Cooler شود.



شکل ۲۰- صفحه طراحی هیتر در محیط نرم‌افزار

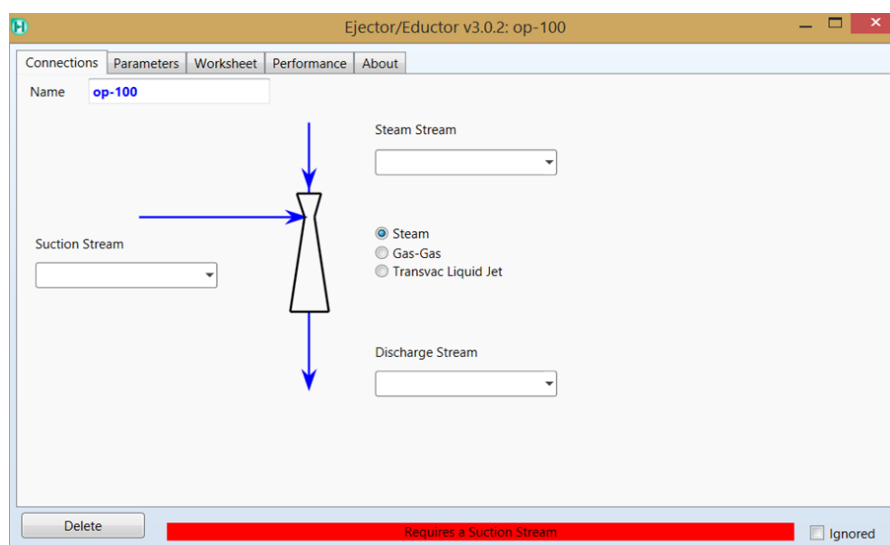


شکل ۳۰- صفحه طراحی کولر در محیط نرم‌افزار

شبیه‌سازی اجکتور

شکل ۴ صفحه طراحی اجکتور در محیط نرم‌افزار را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل مشخص است دارای سه انتخاب برای نوع اجکتور بر حسب سیال ورودی می‌باشد که با توجه به نیاز کاربر می‌توان نوع سیال ورودی را از بین بخارآب، گاز یا سایر سیالات مایع انتخاب کرد. دارای دو جریان ورودی، اولیه و ثانویه می‌باشد که جریان اولیه به عنوان جریان سیال محرک می‌باشد و جریان ثانویه یا جریان

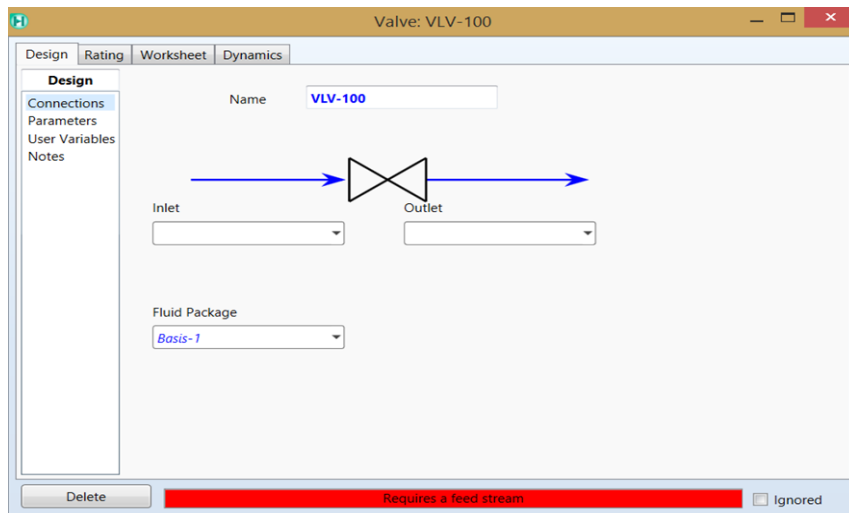
مکش جریانی است که بواسطه جریان اولیه از محیطی دیگر مکش می‌شود. جریان خروجی نیز از اختلاط جریان اولیه و جریان ثانویه در طول اجکتور بدست می‌آید. برای طراحی اجکتور در محیط نرم‌افزار باید دو جریان از سه جریان ورودی یا خروجی دارای خواص ترمودینامیکی مشخص باشند. با وارد کردن جریان‌های ورودی به نرم‌افزار، محاسبات جریان خروجی بوسیله نرم‌افزار انجام می‌شود و جریان خروجی با پارامترهای ترمودینامیکی مشخص بدست می‌آید.



شکل ۴۰- صفحه طراحی اجکتور در محیط نرم‌افزار

شبیه‌سازی شیر فشارشکن

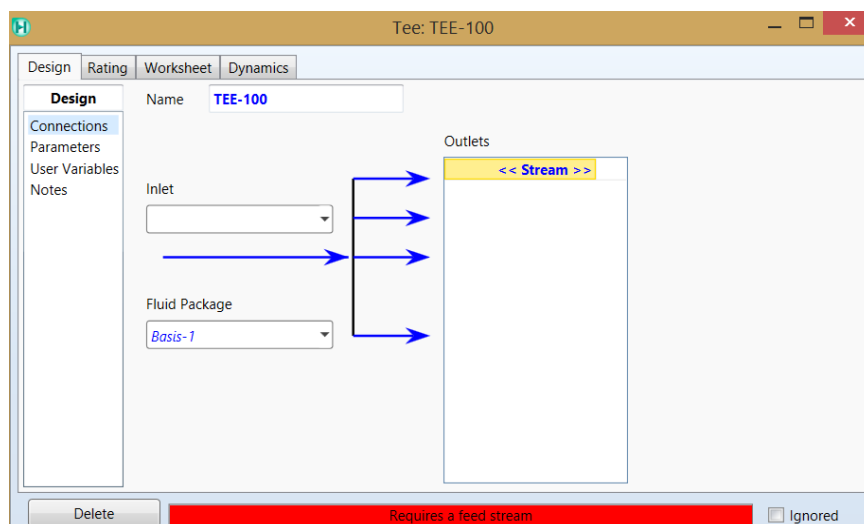
شکل ۵ صفحه طراحی شیر فشارشکن را در محیط نرم‌افزار نشان می‌دهد. همانطور که از شکل مشخص است، دارای یک جریان ورودی و یک جریان خروجی می‌باشد. برای طراحی شیر فشار شکن در محیط نرم‌افزار باید یک جریان از دو جریان ورودی یا خروجی به همراه تغییرات فشار مشخص باشند. به طور مثال با وارد کردن اطلاعات جریان ورودی و میزان تغییرات فشار از قسمت Parameters، نرم‌افزار محاسبات ترمودینامیکی را برای جریان خروجی انجام می‌دهد و جریان خروجی با مقادیر ترمودینامیکی معین را بدست می‌آورد.



شکل ۵۰- صفحه طراحی شیر فشار شکن در محیط نرم افزار

شبیه‌سازی تقسیم کننده جریان

شکل ۶ صفحه طراحی تقسیم کننده جریان را در محیط نرم افزار نشان می‌دهد که دارای یک ورودی و چندین خروجی بر حسب نیاز کاربر از آن، می‌باشد. در گزینه Parameters می‌توان درصد نسبی هر یک از جریان‌ها را بر حسب نیاز وارد کرد و این ابزار را در محیط نرم افزار راه‌اندازی نمود.



شکل ۶- صفحه طراحی تقسیم کننده جریان در محیط نرم افزار

منابع

- [1] <http://asiavacuum pumps.com/AboutUs/درباره ما.aspx>.
- [2] Ji M.K., Utomo T., Woo J.S., Lee Y.H., Jeong H.M., Chung H.S., (2010), "CFD Investigation on the Flow Structure Inside Thermo Vapor Compressor", Energy, Article in press.
- [3] <http://www.keiking.com.tw/>.
- [4] <http://www.aradjet.com/>.
- [5] Arora C.P., (1981), "Refrigeration and Air Condition", vol. 1, Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited. New Dehli, pp. 426-436.
- [6] رشیدی م. م.، آقایی ع.، (۱۳۹۰)، "طراحی بهینه سیکل تبرید اجکتوری"، سومین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک.
- [7] رشیدی م. م.، لشگری پ.، مهرابی م.، (۱۳۸۹)، "تحلیل انرژی و بهینه‌سازی سیکل ترکیبی قدرت رانکین و تبرید اجکتوری"، مجله علمی پژوهشی مهندسی مکانیک مجلسی، سال سوم، شماره چهارم.
- [8] صنایع س.، فرداد ع.، سرکرده‌ای ع.، (۱۳۸۵)، "پیش‌بینی عملکرد سیستم تبرید با اجکتور بخار"، پنجمین همایش بهینه‌سازی مصرف سوخت در ساختمان، سال پنجم، شماره یک.
- [9] موسوی نائینیان س. م.، (۱۳۸۴)، "مواد سرمازا و وضعیت مبردها در قرن بیست و یکم"، نشریه انرژی ایران، سال نهم، شماره بیست و سوم.
- [10] داستانیان ر.، (۱۳۸۸)، پایان نامه ارشد، "بهینه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری جهت بالابردن راندمان سرمایشی"، دانشکده فنی-مهندسی، دانشگاه تربیت مدرس.
- [11] Eames I.W., Aphomratana S., Sun D.W., (1995), "The Jet-Pump Cycle a Low Cost Refrigerator Option Powered by Waste Heat", Heat Recovery System & CHP, vol. 15, no. 8, pp. 711-721.
- [12] Chunnanond K., Aphomratana S., (2004), "An Experimental Investigation of a Steam Ejector Refrigerator", Applied Thermal Engineering, vol. 24, pp. 311-322.

[۱۳] زارع‌نژاد س.، (۱۳۹۰)، پایان نامه ارشد، "عملکرد اجکتور در سیستم سرمایش تبخیری"، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود.

[14] Eames I.W., Aphomratana S., Haider H., (1995), "A Theoretical and Experimental Study of a Small-Scale Steam Jet Refrigerator", International Journal of Refrigeration, vol. 18, no. 6, pp. 378-386.

[15] Pridasawas W., (2006), PhD, thesis, "Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle", Depart. Energy Technology, School of Industrial Engineering and Management.

[16] Ruangtrakoon N., Aphomratana S., Sriveerakul T., (2011), "Experimental Studies of a Steam Jet Refrigeration Cycle: Effect of the Primary Nozzle Geometries to System Performance", Experimental Thermal and Fluid Science, Impress.

[17] Keenan J.H., Neumann E.P., Lustwerk F., (1950), "An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment", ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 72, pp. 299-309.

[18] Munday JT, Bagster DF., (1977), "A New Theory Applied to Steam Jet Refrigeration", Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, Vol. 16, pp. 442-449.

[19] Aly NH, Aly K., and Shamloul MM., (1999), "Modeling and Simulation of Steam Jet Ejectors", Desalination, Vol. 12, pp. 1-8.

[20] Eames, I.W., Aphornratana, S., and Haider H., (1995), "A Theoretical and Experimental Study of a Small-Scale Steam Jet Refrigerator", International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 6, pp. 378-386.

[21] Alexis, G.K., and Rogdakis, E.d., (2002), "A Verification Study of Steam-Ejector Refrigeration Model", Applied Thermal Engineering, pp. 29-36.

[22] Selvaraju A., Mani A., (2004), "Analysis of an Ejector with Environment Friendly Refrigerants", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, No. 5-6, pp. 827-738.

[23] Yu J., Ren Y.F., Chen H., Li Y.Z., (2007), "Applying Mechanical Sub-Cooling to Ejector Refrigeration Cycle for Improving the Coefficient of Performance", Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 1193-1199.

[24] Zhu, Y., Cai, W., Wen, C., and Li, Y., (2007), "Shock circle model for ejector performance evaluation", Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 2533-2541.

- [25] Vijayaraghavan, S., Goswami, D. Y., (2006), "A Combined Power and Cooling Cycle Modified to Improve Resource Utilization Efficiency Using a Distillation Stage", *Int. J. of Energy*, No. 31, pp. 1177-1196.
- [26] Zhang, N., Lior, N., (2007), "Methodology for Thermal Design of Novel Combined Refrigeration/Power Binary Fluid Systems", *Int. J. of Refrigeration*, No. 30, pp. 1072–1085.
- [27] Rusly, E., Aye, L., Charters, W. W. S., and Ooi, A., (2005), "CFD Analysis of Ejector in a Combined Ejector Cooling System", *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 28, Issue. 7, pp. 1092-1101.
- [28] Wang, J. F., Dai, Y. P., and Gao, L., (2008), "Parametric Analysis and Optimization for Combined Power and Ejector Refrigeration Cycle", *Int. J. Applied Energy*, Vol. 85, pp. 1071-1085.
- [29] Lemmon, E. W., McLinden, M. O., and Huber, M. L., (1998), "NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures REFPROP", 6th.ed, Standard Reference Data Program Gaithersburg, Maryland.
- [30] Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P., and Petrenko, V. A., (1999), "A 1-D Analysis of Ejector Performance", *Int. J. of Refrigeration*, No. 22, pp. 354–364.
- [31] Li, D., Groll, E. A., (2005), "Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with Ejector-Expansion Device", *Int. J. of Refrigeration*, No. 28, pp. 766–773.
- [32] Yap, c, R., Yetisen, C, C., (2007), "Experimental Study on Ejector Refrigeration System Powered by Low Grade Heat", *Int. J. of Energy Conversion and Management*, No. 48, pp. 1560–1568.
- [۳۳] صابری مهر ع.، سرورالدین آبادی ا.، سید محمودی س. م.، (۱۳۹۲)، "تحلیل انرژی و انرژی چرخه تبرید جذبی ترکیبی گس-اجکتوری؛ اجکتور با هندسه مشخص"، *مجله علمی پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس*، دوره. ۱۳، شماره. ۱۱، ص. ۱۲۲-۱۳۸.
- [34] Bejan, A., (1998), "Advanced Engineering Thermodynamics", 3rd. ed., Wiley, New York.
- [35] Yari M., Zarin A., Mahmoudi S.M.S., (2011), "Energy and Exergy Analyses of GAX and GAX Hybrid Absorption Refrigeration Cycles", *Renewable Energy*, Vol. 36, pp. 2011-2020.
- [۳۶] اکبری ا.، سبزعلی ز.، رضوی ن.، (۱۳۹۱)، "کاملترین مرجع کاربردی HYSYS"، تهران: انتشارات نگارنده دانش.

[37] <http://deltat.ir/5-8> - گام-پکینگ-فیلم-گام-8-5/.

[38] https://fa.wikipedia.org/wiki/برج_خنک_کننده .

[39] Ramesh Kumar A., Udaya Kumar M., (2008), "*Studies of compressor pressure ratio effect on GAX absorption compression cooler*", Applied Energy, Vol. 85, No. 12, pp. 1163-72.

Abstract

In recent years, wasted heat released in environment is increased. Exhausted gas of turbines and motors and wasted heat in factories are some examples to point. These are now the principal environmental problems. To utilize these resources, retrieve the exhausted energy and decreasing the usage of fossil fuels and also for environmental cares, we have simulate a cycle of ejector refrigeration with vapor ejector in Hysys software and then energy and Exergy are evaluated. Applying and calculating the energy and exergy equations related to the parts of cycle, exergetic analysis of cycle is done. Through all parts of cycle maximum exergy destruction is related to boiler and after that is related to ejector. Also with parametric analysis, effects of designing parameters such as temperature and pressure of boiler, condenser temperature, mass ratio and ejector vacuum pressure on function of refrigeration cycle are calculated. Results shows that in boiler range temperature from 134 ° C to 145 ° C, efficiency of system (0.23 - 0.2277) and exergetic efficiency of system in range of 18.62% - 19.06% are decreased. In addition, in boiler range of pressure from 250 to 300 kpa, efficiency of system in range of 0.2298 – 0.2292 and exergetic efficiency of system in range of 18.45% to 19.4% are increased. Studying effect of condenser temperature shows that, increasing the condenser temperature in range of 25 ° C to 32 ° C, increase the efficiency of system in range of 0.2277 to 0.2298 is decreased and exergetic efficiency of system in range of 19.4% to 18.62% is increased. In condenser and boiler, it is observed that in mentioned range of temperature, by increasing ejector vacuum pressure from 0.9 to 1.2 kPa, efficiency of system in range of 0.2301 to 0.2275 increases and exergetic efficiency of system in range of 16.66% to 22.06% decreases. Also considering the mass ratio of ejector on cycle function shows that by increasing the ejector mass ratio from 0.11 to 0.47, efficiency of system in range of 0.11 - 0.47 and exergetic efficiency of system in range of 0.1021 - 0.4326 increase.

Keywords: Ejector Refrigeration Cycle, Simulation, Hysys, Energy and Exergy Analysis, Designing Parameters.



دانشگاه صنعتی شاهرود

Faculty of Mechanical Engineering

MSc Thesis in Mechanical Engineering

**Exergy and Energy Analysis Ejector Refrigeration Cycle Approach to
Economic Feasibility Study**

by

Milad Motevalian

Supervisor

Dr. Seyyed Majid Hashemian

September 2016