



## بررسی عملکرد کمپرسور گریز از مرکز در سیکل تبرید تراکمی بخار با رویکرد انرژی

محمد دارابی<sup>۱</sup>، محمود مهرگان<sup>۲\*</sup>، محمد حسن کیهانی<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود

<sup>۲</sup> استاد، مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۷/۱۸؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۰۹/۰۸؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۱۰/۰۵

### چکیده

علی‌رغم مزایای چیلرهای گریز از مرکز مانند ظرفیت بالا، بازده انرژی بالا، عملکرد پایدار این چیلرها کمتر مورد مطالعه قرار گرفته‌اند؛ از این‌رو این مطالعه به بررسی عملکرد چیلرهای گریز از مرکز در شرایط مختلف می‌پردازد؛ هم‌چنین باتوجه به حساسیت کمپرسورهای گریز از مرکز به دبی جرمی عبوری، علاوه بر نگاه ترمودینامیکی به سیکل چیلر، کمپرسور گریز از مرکز آن نیز مورد مطالعه قرار گرفته است. مدل‌سازی ترمودینامیکی و عددی به ترتیب با استفاده از نرم‌افزارهای EES و CFX صورت گرفته است. نتایج مدل‌سازی در EES نشان‌داد با دبی جرمی و نسبت فشار یکسان، ضریب عملکرد سیکل با مبرد R134a در حالت دومرحله‌ای نسبت به تک‌مرحله ۸ درصد و برای مبرد R744، ۲۳ درصد بیشتر است. هم‌چنین بررسی مقدار فشارمیانی در سیکل‌های دومرحله‌ای نشان‌داد بالاترین ضریب عملکرد در شرایط یکسان زمانی رخ می‌دهد که فشار میانی ۱/۷ برابر فشار اواپراتور باشد. با بررسی مبردهای مختلف مشخص شد R134a بالاترین ضریب عملکرد و R744 کم‌ترین ضریب عملکرد را دارد. تاثیر دبی جرمی سیکل بر عملکرد کمپرسور به صورت عددی بررسی شده است؛ نتایج نشان‌داد با افزایش و کاهش ۵۰ درصدی ظرفیت سرمایش چیلر عملکرد کمپرسور آن به نقاط surge و choke نزدیک می‌شود.

**کلمات کلیدی:** چیلر تراکمی گریز از مرکز؛ کمپرسور دومرحله‌ای؛ سیکل تبرید تراکمی بخار؛ سرچ.

## Performance analysis of a centrifugal compressor in a vapor compression refrigeration cycle with an energy-based approach

Mohammad Darabi<sup>1</sup>, Mahmood Mehregan<sup>2</sup>, Mohammad Hassan Kayhani

<sup>1</sup> MSc., Mech. Eng., Shahrood Univ. of Tech., Shahrood, Iran

<sup>2</sup> Prof., Mech. Eng., Shahrood Univ. of Tech., Shahrood, Iran

### Abstract

Despite the advantages of centrifugal chillers, such as high capacity, high energy efficiency, and stable performance, these systems have been less studied. Therefore, this research investigates the performance of centrifugal chillers under various conditions. Considering the sensitivity of centrifugal compressors to the mass flow rate, this study examines not only the thermodynamic aspects of the chiller cycle but also the operation of the centrifugal compressor. Thermodynamic and numerical modeling were conducted using the EES and CFX software, respectively. The results from the EES modeling showed that under identical mass flow rates and pressure ratios, the coefficient of performance (COP) of the cycle with the R134a refrigerant in a two-stage configuration was 8% higher than that of a single-stage configuration, while for the R744 refrigerant, the COP increased by 23%. Additionally, the examination of intermediate pressure in two-stage cycles revealed that the highest COP under the same conditions occurs when the intermediate pressure is 1.7 times the evaporator pressure. The analysis of different refrigerants indicated that R134a had the highest COP, while R744 exhibited the lowest COP. The effect of cycle mass flow rate on compressor performance was numerically investigated; the results demonstrated that increasing or decreasing the chiller cooling capacity by 50% brings the compressor performance closer to the surge and choke points.

**Keywords:** Centrifugal Vapor Compression Chiller; Two-Stage Compressor; Vapor Compression Refrigeration Cycle; Surge.

## ۱- مقدمه

رخ دادن عصرهای یخی در گذشته و بلایای طبیعی امروزی مانند سیل، طوفان، خشکسالی در خشکی و اسیدی شدن و تغییر جریان‌های اقیانوسی در آب‌ها از جمله اثرات گرم شدن کره زمین به علت افزایش گازهای گلخانه‌ای به خصوص  $CO_2^1$  می‌باشد [۱]. این حقایق حاکی از آن است که مقدار متعادلی از گازهای گلخانه‌ای برای حیات انسان و دیگر موجودات در آب‌ها و خشکی مورد نیاز است. روند افزایشی تولید  $CO_2$  و به موجب آن افزایش دمای زمین و برهم‌زدن تعادل در طبیعت، نتیجه‌ای جز نابودی و تغییرات اقلیم‌ها را در بر ندارد؛ بنابراین اغلب پژوهشگران ناگزیرند تحقیقات و پژوهش‌های خود را به سمت حوزه‌های انرژی سوق دهند و به دنبال راه‌هایی در جهت کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی و جایگزین کردن آن‌ها با سوخت‌های پاک باشند.

از تولید برق تا سیستم‌های تبرید، کمپرسورهای گریز از مرکز به عنوان یک قطعه از تجهیزات ضروری در سیستم‌ها نقش اساسی و مهمی ایفا می‌کنند؛ کمپرسورهای گریز از مرکز، ماشین‌های جریان سیال برای فشرده‌سازی گازها براساس اصول دینامیکی هستند. پره‌های پروانه با ایجاد گردش جریان مداوم، انرژی مکانیکی شفت را به آنتالپی یا همان انرژی جریان گاز تبدیل می‌کند. بنابراین مطابق با افزایش آنتالپی فشار، دما و سرعت گاز خروجی از پروانه افزایش می‌یابد. دیفیوژر حلقوی در پایین دست پروانه سرعت گاز را کاهش می‌دهد که در نتیجه آن افزایش فشار و دما را بیشتر می‌شود؛ در واقع برخلاف کمپرسورهای جابه‌جایی مثبت که مبرد بین دو قطعه مکانیکی گیرافتاده و با نزدیک شدن این دو قطعه به هم گاز به صورت داغ و فشرده در می‌آید؛ در یک کمپرسور گریز از مرکز فشردن مبرد توسط جابه‌جایی قطعات مکانیکی انجام نمی‌گیرد، بلکه مبرد وارد مرکز پروانه شده و با وارد شدن نیروی گریز از مرکز به آن در راستای شعاع پروانه شتاب می‌گیرد.

چیلرهای گریز از مرکز، اسکرو و پیستونی هرکدام ویژگی‌های خاص خود را دارند و در شرایط مختلف عملکرد متفاوتی از خود نشان می‌دهند. چیلرهای گریز از مرکز به دلیل استفاده از نیروی گریز از مرکز برای فشرده‌سازی، معمولاً برای

ظرفیت‌های بزرگ‌تر از ۷۰۰ تن تبرید طراحی می‌شوند و در شرایط بار کامل کارایی بهتری دارند. این نوع چیلرها در ظرفیت‌های بالا بسیار کارآمد هستند، اما در بارهای پایین ممکن است به مشکل سرچ برخورد کنند که باعث کاهش کارایی می‌شود [۲].

از طرفی چیلرهای اسکرو معمولاً برای بارهای متوسط تا پایین مناسب هستند و در بازه‌های بار متغیر کارایی بهتری نسبت به چیلرهای گریز از مرکز دارند. یکی از مزایای اصلی آن‌ها این است که در بارهای پایین‌تر از ۵۰ درصد، مشکلی همچون سرچ نخواهند داشت. علاوه بر این، معمولاً قیمت پایین‌تری دارند، اما در ظرفیت‌های بالاتر از ۷۰۰ تن محدودیت دارند؛ چیلرهای پیستونی نیز به طور معمول در کاربردهای صنعتی یا برای ظرفیت‌های کم مورد استفاده قرار می‌گیرند. آن‌ها بسیار مقاوم بوده و در برابر تغییرات بار نیز عملکرد خوبی دارند، اما معمولاً به دلیل هزینه‌های نگهداری و مصرف انرژی بالا در مقایسه با دیگر انواع چیلرها، به ندرت برای پروژه‌های بزرگتر انتخاب می‌شوند [۳].

در طول دهه‌های گذشته روش‌های تحقیق و توسعه در زمینه کمپرسورهای گریز از مرکز و سیستم‌های تبرید دچار تحولات بسیاری شده است. ابزارهایی همچون دینامیک سیالات محاسباتی توانسته‌اند درک بهتری از جریان و پدیده‌های فیزیکی ارائه دهند؛ در تحقیق حاضر برای پرهیز از دوباره‌کاری تلاش شده نگاهی جامع به تحقیقات گذشته صورت‌گیرد تا زمینه برای حصول نتایج بهتر و باارزش‌تر فراهم گردد. به طور مثال جونان و لیو [۴] در یک مطالعه بر روی یک چیلر ۹۰ تن مجهز به کمپرسور بدون روغن، نشان دادند که این نوع چیلر در مقایسه با چیلرهای پیستونی، بهره‌وری انرژی را حدود ۴۰٪ افزایش داده و مصرف انرژی را به ۵/۰ کیلووات/تن کاهش داده است. همچنین کراورو و همکاران [۵] تحقیقاتی به صورت شبیه‌سازی در مورد شرایط عملکرد نزدیک به سرچ در کمپرسورهای گریز از مرکز دومرحله‌ای انجام داده‌اند با توجه به نتایج شبیه‌سازی عددی آن‌ها، در شبیه‌سازی های مرحله ۱ و مرحله ۲ کمپرسور، بازده آیزنتروپیک بالاترین نتایج را در حالت بار ۷۵٪ ایجاد کرد که به ترتیب ۸۸/۱۹٪ و ۸۹/۰۶٪ می‌باشد. ژیلونگ و همکاران [۶] در پژوهش خود به بررسی توسعه یک چیلر اسکرو با ظرفیت متوسط با استفاده

<sup>1</sup> Carbon dioxide

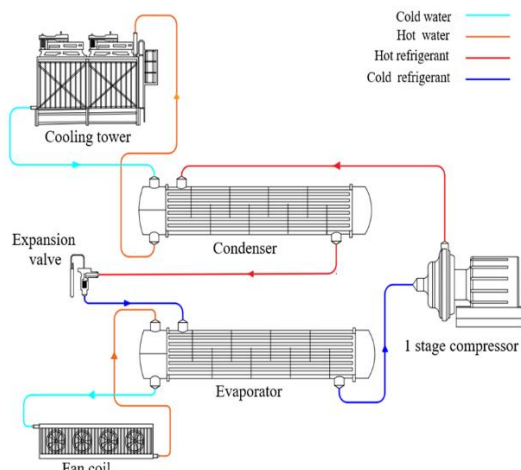
است. گیوفر و کلونا [۱۲] تاثیراندازه مولکول های مبرد بر راندمان، محدوده عملیاتی و رانش محوری یاتاقان ها برای کمپرسورهای گریز از مرکز با سرعت بالا و بدون روغن را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان می دهد که کمپرسورهایی که با سیالات ساخته شده توسط مولکول های سنگین و پیچیده کار می کنند، در مقایسه با مولکول های ساده تر، بازده کمتری را ارائه می کنند. نوروف و همکاران [۱۳] اشاره می کنند که بهینه سازی با استفاده از تکنیک های CFD بخشی حیاتی در طراحی توربوماشین ها است. در بررسی آنها، پارامترهای مدل محاسباتی زیر در نظر گرفته شد. موقعیت شرایط مرزی ورودی و خروجی، نوع توپولوژی مش، اندازه مش و پارامتر  $\gamma$ ؛ نتایج آن ها نشان می دهد که انتخاب پارامترهای بهینه منجر به کاهش قابل توجهی در مدت زمان محاسبه می شود. رویتا و سارستی [۱۴] در مورد بهینه سازی فرآیند تبرید با کمپرسور گریز از مرکز دومرحله ای و اینترکولر فلاش تحقیق کرده اند. در مدل آنها عملکرد کمپرسور گریز از مرکز بر اساس اثر عدد رینولدز، زبری سطح و فاصله نوک نیز در نظر گرفته می شود. خواص ترمودینامیکی و انتقال جرم با یک مدل گاز واقعی مدل سازی می شوند. دماهای تراکم و تبخیر، دمای بعد از اینترکولر فلاش و قدرت خنک کننده به عنوان مقادیر ثابت در فرآیند انتخاب کرده اند. هدف آنها از این پژوهش به دست آوردن حداکثر ضریب عملکرد (COP) است

باتوجه به تحقیقات انجام شده تاکنون، ضرورت بررسی جامع تر متغیرهای تأثیرگذار بر ضریب عملکرد چیلرهای گریز از مرکز با رویکرد نگاه به عملکرد کمپرسور گریز از مرکز احساس می شود. از این رو در این پژوهش تلاش می شود علاوه بر بررسی تأثیر متغیرهای اصلی بر ضریب عملکرد چیلر، بهترین ضریب عملکرد چیلر بدون رخ دادن پدیده هایی مانند surge و choke بررسی گردد. در اغلب پژوهش های پیشین بررسی سیکل چیلر، به صورت ترمودینامیکی و با فرضیات ساده کننده صورت گرفته است؛ هم چنین به تأثیر متغیرهای سیکل بر عملکرد کمپرسور و بالعکس توجهی نشده است، بنابراین بناست در این پژوهش به بررسی مواردی همچون تأثیر نسبت فشار بر ضریب عملکرد چیلر گریز از مرکز، تأثیر دبی بر عملکرد کمپرسور گریز از مرکز در چیلر گریز از مرکز، تأثیر فشار میانی در سیکل دو مرحله ای بر ضریب عملکرد سیکل دو مرحله ای، بررسی مبردهای مختلف در سیکل های تک مرحله ای و

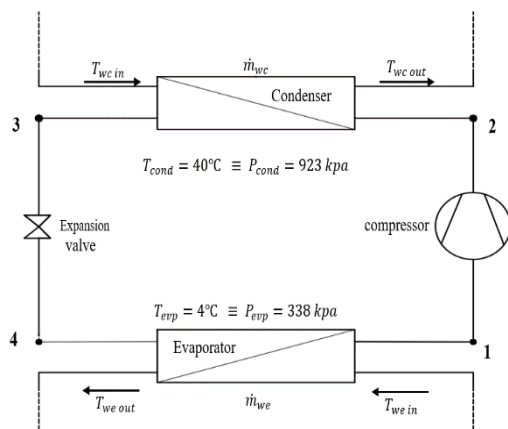
از تکنولوژی های فشرده سازی دو مرحله ای و تزریق بخار میان مرحله ای پرداخته اند. آنها نشان دادند که استفاده از این دو تکنولوژی موجب افزایش ضریب عملکرد به مقدار ۷/۱۷ می شود که پیشرفتی قابل توجه در عملکرد سیستم است. نتایج از آنها طریق شبیه سازی ها و آزمایش ها تأیید شده اند.

یو و چان [۷] با کنترل دمای کندانسور و جریان آب سرد نحوه تأثیر آن ها را بر افزایش ضریب عملکرد COP چیلرهای گریز از مرکز هواخنک را بررسی کردند. آنها الگوریتمی برای تعیین تعداد و سرعت فن های کندانسور ارائه دادند. مشخص کردند که با بهینه سازی دمای کندانسور و تغییر نرخ جریان آب سرد اوپراتور، بسته به بار و شرایط محیطی، می توان انرژی الکتریکی مصرفی ساختمان را ۱۶/۳ تا ۲۱ درصد کاهش داد. صلاح الدین [۸] معیارهایی برای مبرد ایده آل در چیلرهای گریز از مرکز ارائه داد. با بررسی هایی که انجام داد، نشان داد R-245ca و E-245fa جایگزین های امیدوارکننده ای برای R11 برای ظرفیت های پایین هستند؛ R134a بهترین مبرد برای محدوده ظرفیت متوسط تا زیاد است. دیمی و فرحناک [۹] یک مدل بهینه سازی برای ضریب عملکرد سیستم های تبرید در عملیات بار جزئی، بر اساس تعداد بهینه فن های کندانسور، توسعه دادند. نتایج آنها نشان داد که بار جزئی در جایی که COP بهینه شده به حداکثر مقدار خود می رسد؛ و از ۰/۶۸ تا ۰/۷۶ متغیر است و مشخص کردند که با بهینه سازی تعداد فن های کندانسور می توان به میانگین ۵/۶ گیگاوات ساعت در سال صرفه جویی در انرژی الکتریکی و ۵/۱ تن در سال کاهش انتشار CO<sub>2</sub> دست یافت. لیو و وانگ [۱۰] کاربرد چیلرها با یاتاقان مغناطیسی را در مراکز داده بررسی کرده اند. نتایج آنها نشان داد که میانگین COP چیلر یاتاقان مغناطیسی در شرایط بار مختلف ۸ تا ۱۰ می باشد که بسیار بیشتر از چیلر گریز از مرکز قدیمی و چیلر اسکرو است، زمانی که نسبت توان مورد نیاز کمتر از ۵۰ درصد است، نرخ صرفه جویی در انرژی چیلر یاتاقان مغناطیسی در مقایسه با چیلر گریز از مرکز سنتی و چیلر اسکرو تقریباً ۱۰ تا ۴۰ درصد است. دیوید و بلانکو [۱۱] به ارزیابی عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی با هدف تأیید اندازه و ویژگی های عملیاتی یک کمپرسور طراحی شده با رویکرد یک بعدی می پردازند. مطالعه آنها با هدف تعیین تأثیر تلفات و شرایطی مانند سرع و خفگی بر عملکرد کمپرسور انجام شده

خنک کن ۳۵/۵ درجه سلسیوس می باشد؛ بنابراین دمای کندانسور را ۴۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته می شود. همچنین طبق این استاندارد دمای اواپراتور در بازه ۱ تا ۷ درجه سلسیوس می باشد که مقدار ۴ درجه سلسیوس را در نظر می گیریم. شماتیک چیلر و برج خنک کن و هواساز<sup>۴</sup> در حالت تک مرحله ای و دومرحله ای به صورت زیر است.



شکل ۱- شماتیک سیکل تک مرحله ای



شکل ۲- دیاگرام سیکل تک مرحله ای

دومرحله ای، بررسی عدد ماخ در پروانه در دبی های جرمی مختلف پرداخته شود.

## ۲- مدل سازی

در این قسمت عملکرد چیلر گریز از مرکز یک مرحله ای و دومرحله ای و کمپرسور گریز از مرکز آن مورد بررسی قرار می گیرد؛ ابتدا فرضیاتی که موردنیاز است تشریح می شود؛ این بخش شامل دو بخش مهم مدل سازی سیکل چیلر گریز از مرکز در نرم افزار<sup>۱</sup> EES و شبیه سازی کمپرسور گریز از مرکز در نرم افزار<sup>۲</sup> CFX می باشد.

### ۲-۱- مشخصات چیلر مورد مطالعه

به منظور بررسی تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد چیلر مدل سازی را برای یک چیلر با مشخصات واقعی صورت گرفته است. چیلر مورد نظر ساخت شرکت LG با مشخصات زیر می باشد.

جدول ۱- مشخصات چیلر گریز از مرکز مورد مطالعه در این پژوهش [۱۵]

LG company	شرکت سازنده	
RCWFHG1	مدل دستگاه	
۷۵۶۱	ظرفیت تبرید (kW)	
۱۱۷۹/۹	توان مصرفی (kW)	
۰/۵۴۶	بازده دستگاه	
۱۲/۲ °C	دمای آب ورودی	
۶/۷ °C	دمای آب خروجی	
۳۲۷ L/S	دبی آب خنک شونده	اواپراتور دستگاه
۲۹/۴ °C	دمای ورودی آب	
۳۵/۵ °C	دمای خروجی آب	کندانسور دستگاه
۳۷۳ L/S	دبی آب خنک کننده	
R134a	نوع مبرد دستگاه	

طبق استاندارد ASHARE 90.1 برای چیلرهای آبی<sup>۳</sup> دمای کندانسور معمولاً ۳ تا ۵ درجه سانتیگراد بالاتر از دمای آب ورودی به برج خنک کننده تنظیم می شود. مطابق با کاتالوگ شرکت LG و استاندارد ASHARE90.1 آب ورودی به برج

<sup>۳</sup> Water-cooled Chillers

<sup>۴</sup> Air conditioner

<sup>۱</sup> Engineering Equations Solver

<sup>۲</sup> computational fluid dynamics (CFD) software tool

مقدار حرارتی که واحد جرم میرد از فضای سردشونده جذب می‌کند که در سیکل‌های تبرید برابر اختلاف آنتالپی میرد در خروجی و ورودی اوپراتور می‌باشد.

$$q_e = q_L = h_i - h_o \quad (1)$$

در کنار اثر تبرید در سیکل‌های تبرید ظرفیت تبرید نیز تعریف می‌شود؛ ظرفیت تبرید شدت جذب حرارت از فضای سردشونده می‌باشد؛ و معمولا برحسب کیلووات بیان می‌شود و معادل با حاصل ضرب نرخ جرمی میرد و اثر تبرید می‌باشد.

$$Q_e = \dot{m} q_e \quad (2)$$

در روابط فوق دبی جرمی  $\dot{m}$  برحسب کیلوگرم بر ثانیه و  $q_e$  برحسب کیلوژول بر کیلوگرم و  $Q_e$  بر حسب کیلوژول بر ثانیه می‌باشد. در ادامه روابط مربوط به هر جزء سیستم بررسی شده است.

#### اوپراتور :

آب برگشتی از کویل‌های هواساز با جذب حرارت از محیط خنک‌شونده دارای دمای بالاتری از میرد در اوپراتور هستند؛ بنابراین با دادن گرما به میرد سرد شده و مجدداً به کویل‌های هواساز فرستاده می‌شود. مقدار حرارتی که از دست می‌دهد از رابطه زیر بدست می‌آید

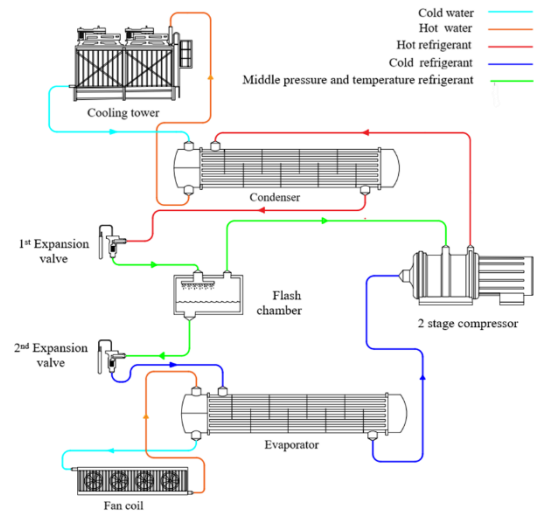
$$Q_{we} = \dot{m}_{we} C_p (T_{we\ in} - T_{we\ out}) \quad (3)$$

در رابطه فوق  $C_p$  ظرفیت‌گرمایی ویژه آب در فشار ثابت می‌باشد. باتوجه به بی‌نهایت بودن توان مبدل‌های حرارتی در اوپراتور و کندانسور مقدار گرمایی که آب خنک‌شونده از دست می‌دهد برابر است با مقدار گرمایی که میرد در اوپراتور دریافت می‌کند.

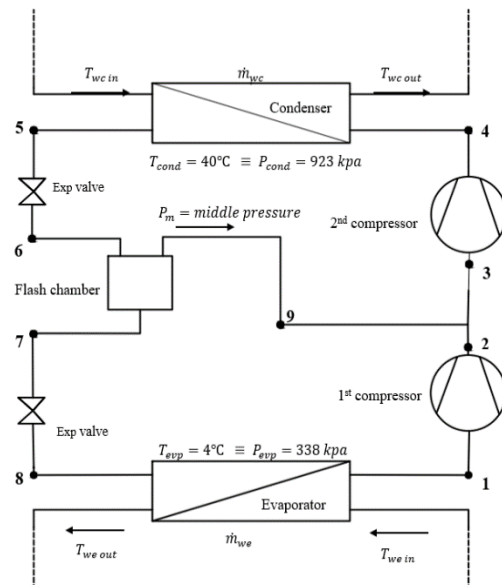
کمپرسور

کار کمپرسور طبق رابطه زیر محاسبه می‌گردد :

$$w_{comp} = - \int v dp = \int dh = h_{out} - h_{in} \quad (4)$$



شکل ۳- شماتیک سیکل دو مرحله‌ای



شکل ۴- دیاگرام سیکل دو مرحله‌ای

#### ۲-۲- معادلات حاکم

سیکل تبرید تراکمی بخار از چهار فرآیند تشکیل می‌شود :

- ۱- جذب حرارت در فشار ثابت و تبخیر میرد در اوپراتور
  - ۲- تراکم میرد تبخیرشده به صورت آیزنتروپیک در کمپرسور
  - ۳- دفع حرارت در فشار ثابت و تقطیر در کندانسور
  - ۴- انبساط (اختناق) در شیرانبساط
- در سیکل تبرید تراکمی اثر تبرید به صورت زیر تعریف می‌شود :

اوپراتور کاهش یابد بنابراین مبرد به صورت آدیاباتیکی از شیرانبساط عبور می کند و تا فشار اوپراتور کاهش می یابد. فشار مبرد در حالت دوم مرحله ای تا فشارمیانمی کاهش می یابد و پس از تفکیک مایع و گاز، قسمت مایع به شیرانبساط دوم فرستاده می شود. در طی فرآیند اختناق در شیرانبساط آنتالپی ورودی و خروجی ثابت می ماند اما آنتروپی مبرد افزایش می یابد زیرا فرآیند اختناق پروسه ای برگشتناپذیر می باشد. خواص مستقل قبل از شیرانبساط کیفیت و فشار و پس از آن آنتالپی و فشار می باشد.

$$Q - W = \Delta h + \Delta Ke + \Delta Pe \quad (8)$$

$$\Rightarrow \Delta h = 0 \Rightarrow h_{in} = h_{out}$$

#### محفظه اختلاط

فشار در این نقطه از سیکل فشارمیانمی است. در این قسمت با استفاده از کیفیت مقدار دبی مبردگازی که به مرحله دوم تراکم اضافه می شود مشخص می گردد

$$\dot{m}_{gas} = x \dot{m}_{in} \quad \text{and} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{liquid} = \dot{m}_{in}(1 - x)$$

#### ضریب عملکرد

ضریب عملکرد سیکل تبرید (COP) معیاری از بازده یا کارایی بوده و در سیکل تبرید به صورت نسبت حرارت جذب شده از فضای سردشونده به کار کمپرسور بیان می شود. اگر هدف سیکل تبرید، گرمایش باشد مانند پمپ حرارتی، ضریب عملکرد به صورت نسبت انتقال حرارت دفع شده در کندانسور به کار ورودی کمپرسور تعریف می شود.

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{comp}} \quad (10)$$

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{W_{comp}}$$

#### بازده آیزنتروپیک

بازده آیزنتروپیک<sup>۱</sup> یکی از معیارهای مهم در تحلیل ترمودینامیکی عملکرد ماشین های حرارتی مانند کمپرسورها،

مطابق با قانون اول ترمودینامیک و با فرض عدم اتلاف حرارت تمامی کار مصرفی کمپرسور صرف افزایش آنتالپی مبرد می شود.

$$Q - W = \Delta h + \Delta Ke + \Delta Pe + \Delta E_{mass} \quad (5)$$

$$\Rightarrow -W = \Delta h$$

از اختلاف پتانسیل و تغییرات انرژی جنبشی درون سیکل صرف نظر شده است. بنابراین کار کمپرسور برابر است با تغییرات آنتالپی مبرد در طی فرآیند تراکم. کمپرسور به تنهایی یک سیستم باز را تشکیل می دهد اما بنا به پایا بودن شرایط و قانون پیوستگی مقدار تغییرات انرژی به واسطه انتقال جرم صفر می باشد.

با اعمال موازنه آنتروپی برای حجم کنترل کمپرسور داریم :

$$S_{in} - S_{out} + S_{gen} = \Delta S_{system} \Rightarrow S_{in} = S_{out} \quad (6)$$

تراکم به صورت آیزنتروپیک صورت می گیرد. بنابراین تغییرات آنتروپی سیستم صفر است. انتقال حرارت و برگشتناپذیری حین فرآیند تراکم وجود ندارد؛ بنابراین آنتروپی تولید یا منتقل نمی شود. موارد ذکر شده نشان می دهد آنتروپی مبرد در ورودی و خروجی برابر است.

#### کندانسور

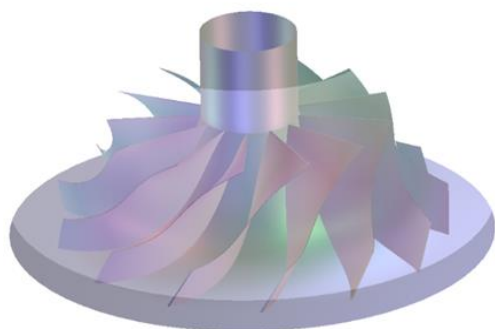
آب خنک کن وارد لوله های مبدل حرارتی در کندانسور می گردد و با گرفتن گرما از مبرد سبب تقطیر آن می شود. سپس آب گرم به برج خنک ارسال می شود و با تبخیر جزئی مقداری از آن خنک می شود؛ آب خنک شده دوباره به کندانسور فرستاده شده و این گونه سیکل آب خنک کن شکل می گیرد. مقدار گرمای جذب شده در کندانسور به صورت زیر محاسبه می شود.

$$Q_{wc} = \dot{m}_{wc} C_p (T_{wc out} - T_{wc in}) \quad (7)$$

#### شیرانبساط

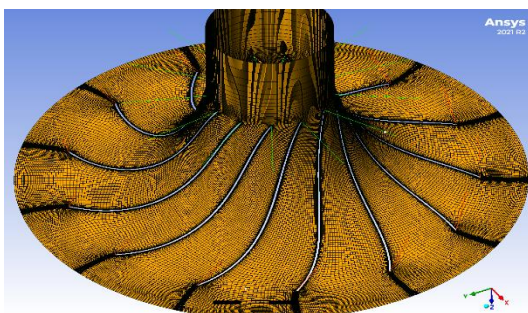
مبرد پس از تقطیر در کندانسور دارای فشار بالایی می باشد؛ برای تبخیر دوباره مبرد در اوپراتور باید فشار مبرد تا فشار

<sup>1</sup> Isentropic Efficiency

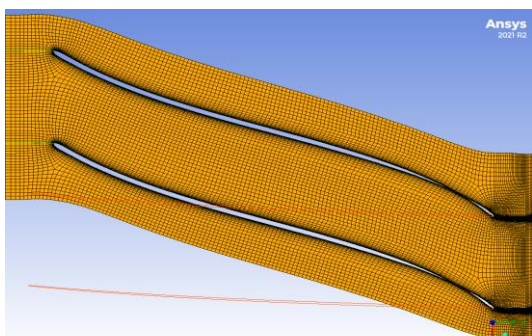


شکل ۵- مدل هندسی ایجاد شده در نرم افزار BladeGen

شبکه‌بندی پروانه در نرم‌افزار TurboGrid پس از ایجاد هندسه در نرم‌افزار BladeGen به محیط TurboGrid جهت انجام شبکه‌بندی منتقل می‌شود. برای تغییر تعداد گره‌های شبکه از گزینه size factor استفاده می‌کنیم؛ مقدار آن را با توجه به بررسی استقلال‌مش، ۱/۶ وارد می‌کنیم.



شکل ۶- پروانه شبکه‌بندی شده در محیط TurboGrid نمای کلی شبکه پروانه



شکل ۷- پروانه شبکه‌بندی شده در محیط TurboGrid، نمای جزئی از دو پره پروانه

توربین‌ها و نازل‌ها است. این بازده نشان‌دهنده نسبت عملکرد واقعی دستگاه به عملکرد ایده‌آل در یک فرآیند آیزنتروپیک است.

$$\eta_{isn} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (11)$$

در رابطه (۱۱)، صورت و مخرج کسر به ترتیب اختلاف انتالپی آیزنتروپیک و واقعی در خروجی و ورودی کمپرسور می‌باشد.

### ۲-۳- مدل‌سازی عددی

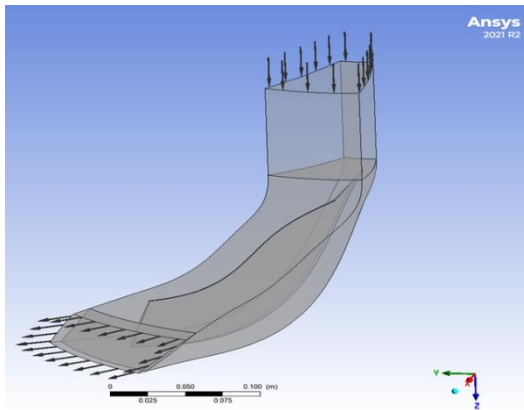
برای تحلیل عددی از نرم‌افزار Ansys و ماژول‌های آن مانند CFX، Turbo grid، Vista CCD، BladeGen و در نهایت از CFX استفاده شده است. شرایط مرزی مربوط به کمپرسور در نرم افزار Vista CCD وارد می‌شود؛ این نرم‌افزار با استفاده از تئوری طراحی یک‌بعدی و داده‌های تجربی نتایج عملکرد کمپرسور در شرایط داده‌شده را ارائه می‌کند؛ با استفاده از این نرم‌افزار نقشه‌های عملکرد کمپرسور را بدست می‌آید. در ادامه پروانه طراحی شده توسط Vista CCD را به نرم‌افزار bladeGen منتقل می‌شود تا هندسه لازم برای شبیه‌سازی عددی را ایجاد کند. هندسه تولید شده در نرم‌افزار TurboGrid شبکه‌بندی می‌شود. پروانه شبکه‌بندی شده در نرم‌افزار CFX مورد ارزیابی عددی قرار گرفته و اطلاعات حاصل از آن در بخش CFD Post مشاهده می‌گردد.

### جدول ۲- اطلاعات ورودی به نرم‌افزار Vist CCD برای

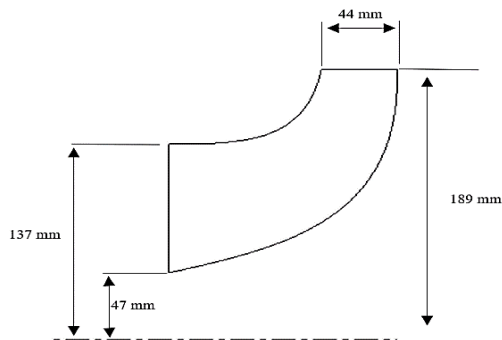
مرحله اول و مرحله دوم تراکم		
۱/۷۱۵	نسبت فشار	م د م ک
۷۵۰۰ RPM	دور پروانه	
۴۰/۰۳ Kg/s	دبی جرمی مبرد	
(Real gas) R134a	نوع مبرد	
۲۷۷/۱۵ کلوین	دما	م د م ک
۱/۵۹	نسبت فشار	
۷۵۰۰ RPM	دور پروانه	
۵۰/۴۱ Kg/s	دبی جرمی مبرد	
(Real gas) R134a	نوع مبرد	
۲۹۵/۴۲ کلوین	دما	

جدول ۴- پارامترهای ورودی به نرم افزار CFX

Analysis type	Steady state
Reference pressure(atm)	.
Heat transfer model	Total Energy
Turbulence model	Shear stress transport
Inlet boundary condition	Mass flow inlet
outlet boundary condition	P-static outlet
Interface	periodic
Residual target	۰/۰۰۰۱

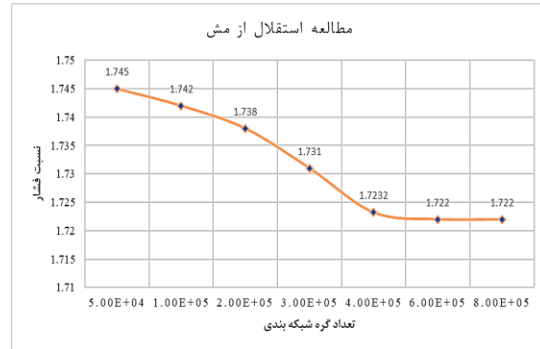


شکل ۹- نمای ناحیه محاسباتی شامل ورودی، خروجی، پره و دیواره‌ها با شرط مرزی periodic در محیط CFX



شکل ۱۰- ابعاد پروانه کمپرسور مطابق با مقادیر ورودی (شرایط طراحی) به نرم افزار Vista CCD

همانطور که قبل تر هم اشاره شد؛ برای طراحی پروانه کمپرسور از نرم افزار Vista CCD استفاده شده است؛ از این رو با وارد کردن مقادیر پارامترهای دبی، نوع مبرد، نسبت فشار، دور



شکل ۸- تغییرات نسبت فشار با افزایش تعداد گره شبکه بندی

جدول ۳- تاثیر تغییر نسبت فشار پروانه با افزایش تعداد گره های شبکه حل

تعداد گره	نسبت فشار	درصد خطا (%)
۵۵۰۰۰	۱/۷۴۵	۰/۱۷
۱۰۵۰۰۰	۱/۷۴۲	۰/۲۳
۱۸۰۰۰۰	۱/۷۳۸	۰/۴
۲۷۳۰۰۰	۱/۷۳۱	۰/۴۵
۴۰۰۰۰۰	۱/۷۲۳۲	۰/۴۵۲
۵۶۳۰۰۰	۱/۷۲۲۲	۰/۰۵۸
۷۸۰۰۰۰	۱/۷۲۲۱	۰/۰۰۸۵

در یک شرایط ثابت با شرایط مرزی معین، مدل‌های به کارگرفته شده یکسان، مقدار size factor را در TurboGrid تغییر می‌دهیم؛ با افزایش این پارامتر تعداد گره و شبکه افزایش می‌یابد؛ پس از هر بار شبکه بندی مسئله را حل می‌کنیم و نسبت فشار پروانه را با حالت قبل مقایسه می‌کنیم. مقدار اختلاف بین هر دو مرحله متوالی کم‌تر از ۰/۵ درصد است که قابل اغماض است؛ اما به منظور دست‌یابی به بهترین شبکه از نمودار بدست‌آمده استفاده می‌کنیم. نمودار بالا نشان می‌دهد پس از ۴۰۰ هزار گره تغییرات نسبت فشار بسیار کاهش یافته و می‌توان به نتایج اتکاء کرد. بنابراین به منظور افزایش دقت در نتایج و کاهش هزینه محاسبات size factor را ۱/۶، معادل با ۴۰۰ هزار گره در نظر می‌گیریم.

#### تنظیمات حل در نرم افزار CFX

پس از انجام مراحل بالا با استفاده از نرم افزار CFX مدل‌ها و شرایط مرزی لازم را تنظیم می‌کنیم؛ مقادیر و مدل‌های انتخاب شده در جدول زیر گردآوری شده است.

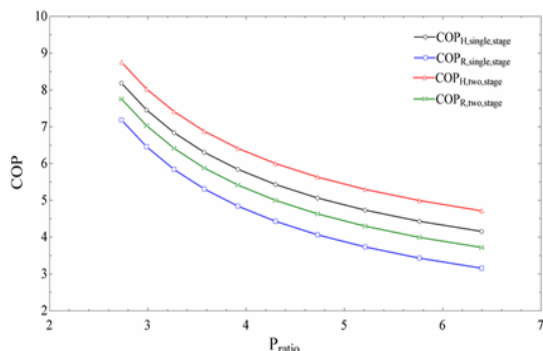


اعتبارسنجی با استفاده از نتایج پژوهش‌های دیگر برنامه نوشته شده در نرم‌افزار EES را با استفاده از مقاله با عنوان (مروری بر میردهای بدون کلر برای چیلرهای گریز از مرکز)<sup>۱</sup> نوشته صلاح‌الدین [۷] اعتبارسنجی می‌کنیم.

جدول ۵- اعتبارسنجی روش حل ترمودینامیکی

میرد	R245fa	R12	R114	R234fa	R134a
ضریب عملکرد	۶/۷۰	۶/۵۳	۶/۵۰	۶/۳۸	۶/۴۰
پژوهش حاضر					
ضریب عملکرد	۶/۶۹	۷/۰۶	۶/۵۳	۶/۳۴	۶/۹۷
نتایج صلاح‌الدین					
درصد خطا (%)	۰/۱۴	۷/۵	۰/۴۶	۰/۶۲	۸/۱۷

### ۳-۲- نمودارهای تاثیر تغییرات در پارامترها



شکل ۱۲- تغییرات ضریب عملکرد با افزایش نسبت تراکم در سیکل یک مرحله‌ای و دومرحله‌ای

پروانه و سایر پارامترها، نرم‌افزار با استفاده از تئوری یک‌بعدی ابعاد پروانه و مطابق با آن ناحیه حل را به صورت شکل ۱۰ خروجی می‌دهد.

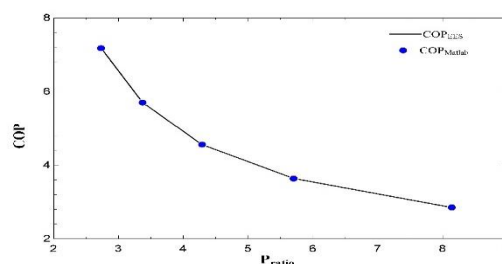
### ۳-نتایج تحلیل ترمودینامیک در EES

در حین بهره‌برداری از سیستم چیلر دو حالت ممکن است برای فضای سردشونده ایجاد گردد، حالت اول نیاز به ظرفیت سرمایش بیشتر برای ثابت نگه داشتن دما که با افزایش دبی میرد در اواپراتور رفع می‌گردد؛ و یا نیاز به فضای سردشونده با دمای پایین‌تر باشد که با کاهش فشار اواپراتور می‌توان به آن دست یافت. در هر دو حالت ذکر شده سایر پارامترها نیز دچار تغییرات می‌شود که یکی از اهداف پژوهش بررسی همین تغییرات ثانویه در سایر پارامترهاست.

علاوه بر تغییرات ظرفیت سرمایش و یا کاهش دما فضای سردشونده، افزایش دمای محیط بیرون یعنی دمای هوا مرتبط با برج‌های خنک‌کن سیستم چیلر را ملزم به افزایش فشار خروجی از کمپرسور برای ایجاد اختلاف دمای موردنیاز می‌کند و سبب تغییرات در سایر پارامترها می‌گردد.

### ۳-۱- اعتبارسنجی نتایج تحلیل ترمودینامیک

به منظور بررسی صحت نتایج حاصل از تحلیل ترمودینامیکی در نرم‌افزار EES، سیکل تبرید تراکمی با کمپرسور گریز از مرکز را در حالت‌های یک مرحله‌ای و دومرحله‌ای در نرم‌افزار Matlab با استفاده از خواص سیال مربوط به نرم‌افزار Refprop مدل می‌کنیم. برای اعتبارسنجی، ضریب عملکرد سیکل را در مقابل نسبت فشار بررسی می‌کنیم.



شکل ۱۱- ضریب عملکرد سیکل تک مرحله با دو نرم‌افزار

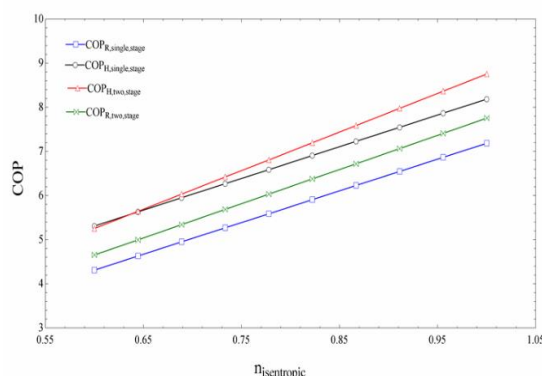
Matlab و EES

<sup>1</sup> An overview of chlorine-free refrigerants for centrifugal chillers

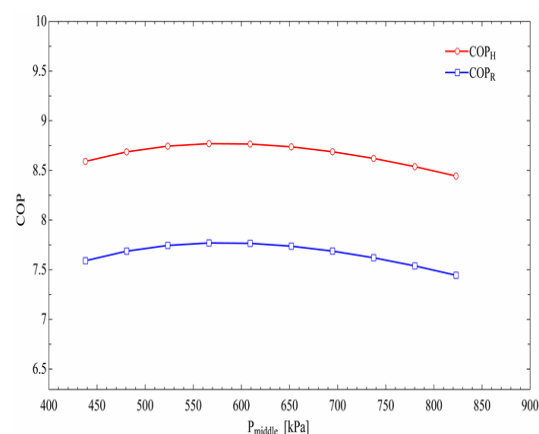
بیشتر می شود و با توجه به رابطه ۱۰ با افزایش کارمصرفی کمپرسور ضریب عملکرد کاهش می یابد. شکل ۱۳ تغییرات ضریب عملکرد با افزایش بازده آیزنتروپیک را نشان می دهد؛ با افزایش بازده آیزنتروپیک کار مصرفی واقعی کمپرسور به کار مصرفی ایده آل نزدیک می شود و با کمتر شدن آن ضریب عملکرد افزایش یافته است. شکل ۱۴ نشان می دهد که فشار محفظه اختلاط یک مقدار بهینه را شامل می شود و نمی توان با میانگین گیری بین فشار اواپراتور و کندانسور به آن دست یافت. شکل ۱۵ مقدار حجم مخصوص میرد در ورودی کمپرسور مرحله دوم نشان داده شده است. با افزایش فشارمیانمی این مقدار کاهش می یابد که باعث کم شدن کارمصرفی در مرحله دوم می شود اما نسبت فشار و کارمصرفی در مرحله اول به طور چشم گیری افزایش می یابد. در شکل ۱۶ مشاهده می شود با کاهش بازده آیزنتروپیک، آنتروپی هنگام تراکم افزایش می یابد.

جدول ۵- عملکرد سیکل های یک مرحله ای و دومرحله ای چیلر با میردهای مختلف

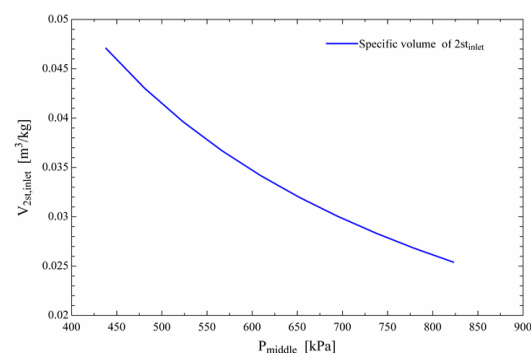
میرد	COP <sub>R</sub> Two stage	COP <sub>R</sub> Single stage
R134a	۷/۷۵۴	۷/۱۸
R744	۵/۵۸	۶/۲۴۸
R717	۶/۹۱۶	۶/۶۳
R410a	۶/۴۸۱	۵/۸۷
R404a	۶/۳۵۲	۵/۵۹
R32	۶/۵۸۳	۶/۱۱
R290	۶/۷۸۶	۶/۱۹
R600a	۶/۹۹۳	۶/۴۳
R1234yf	۶/۷۲۱	۶/۰۱



شکل ۱۳- تغییرات ضریب عملکرد با افزایش بازده آیزنتروپیک در سیکل یک مرحله ای و دومرحله ای

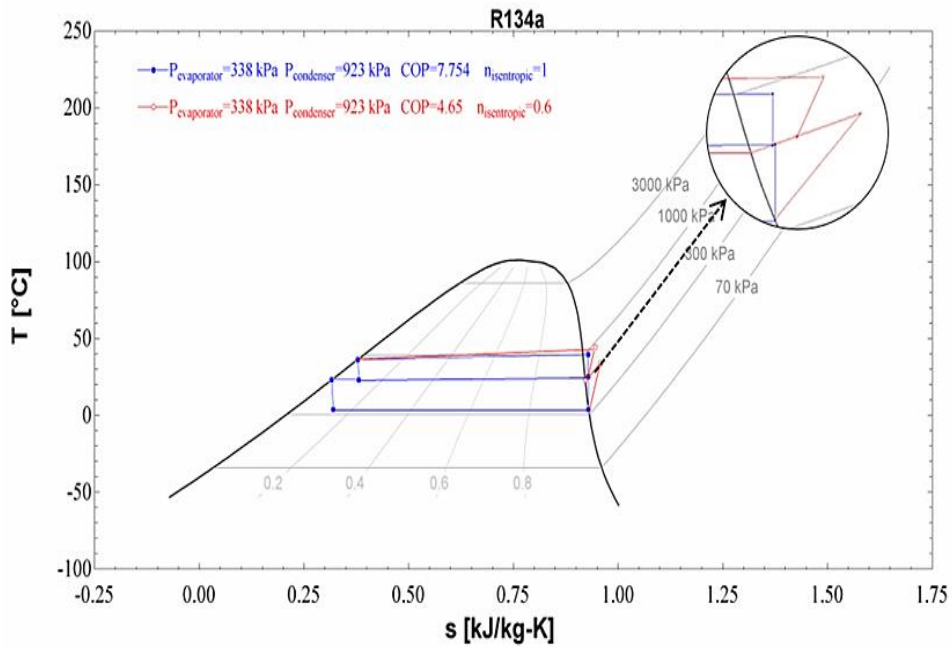


شکل ۱۴- تاثیر مقدار فشارمیانمی بر ضریب عملکرد سیکل دومرحله ای

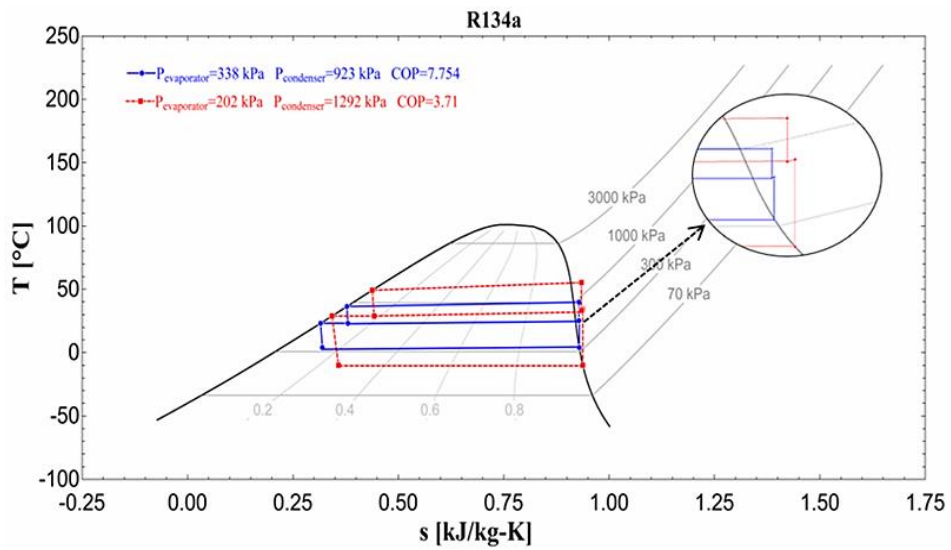


شکل ۱۵- تاثیر فشارمیانمی بر حجم مخصوص میرد در ورودی مرحله دوم کمپرسور

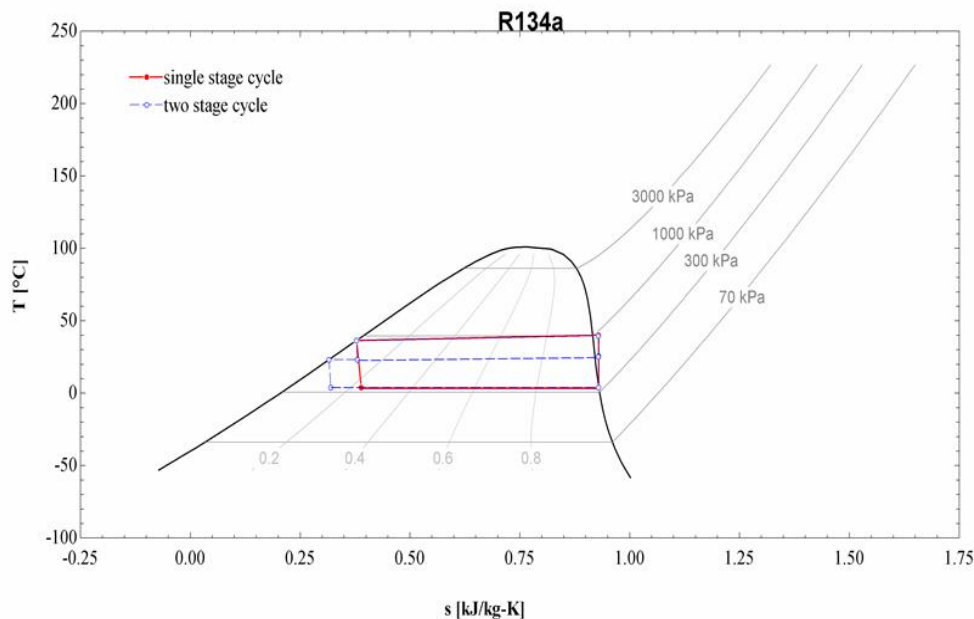
مطابق با شکل ۱۲ با افزایش نسبت فشار ضریب عملکرد سیکل کاهش می یابد؛ با افزایش نسبت فشار کار مورد نیاز برای تراکم



شکل ۱۶- دیاگرام T-s سیکل دومرحله‌ای با بازده آیزنتروپیک متفاوت



شکل ۱۷- دیاگرام T-s سیکل دومرحله‌ای با بازده آیزنتروپیک یک و نسبت فشار متفاوت



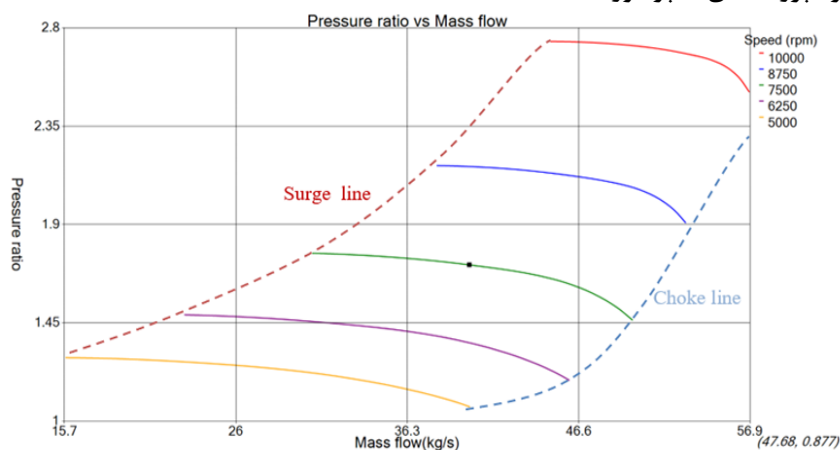
شکل ۱۸- دیاگرام T-s سیکل های یک مرحله ای و دومرحله ای

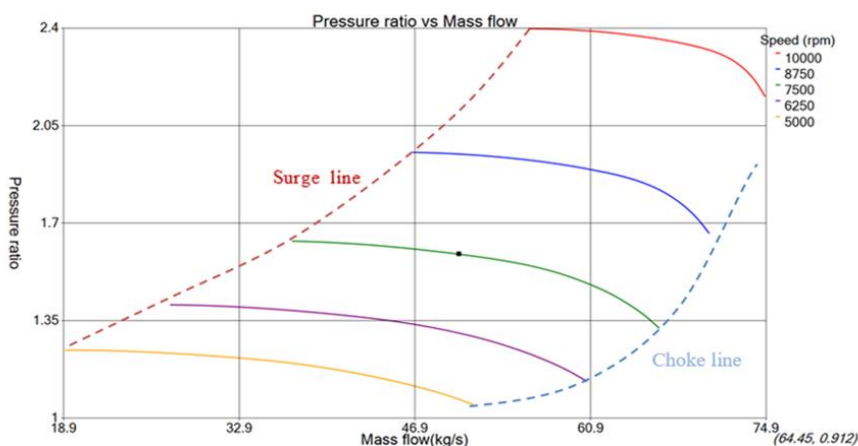
خط مربوط به اواپراتور در سیکل های دومرحله ای بیشتر است؛ از طرفی در نمودار T-s سطح داخلی نشان دهنده کارمصرفی کمپرسور می باشد؛ اگر درمقدار ظرفیت سرمایش برابر دو سیکل تک و دومرحله ای را مقایسه کنیم؛ درحالت دومرحله ای این سطح کوچک تر است.

در شکل ۱۷ با افزایش نسبت فشار سطح زیرین مربوط به اواپراتور کاهش و دبی مبرد افزایش می یابد؛ همچنین کیفیت محفظه اختلاط نیز افزایش پیدا می کند و سبب افزایش دبی مبرد گاز خروجی از آن می شود و همچنین در شکل ۱۸ می توان مشاهده کرد که ظرفیت سرمایش یعنی سطح زیرین

#### ۴- نتایج تحلیل عددی

##### نقشه های عملکرد پروانه های کمپرسور



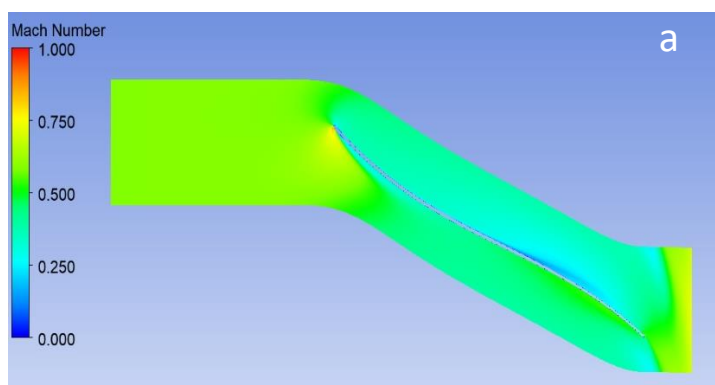


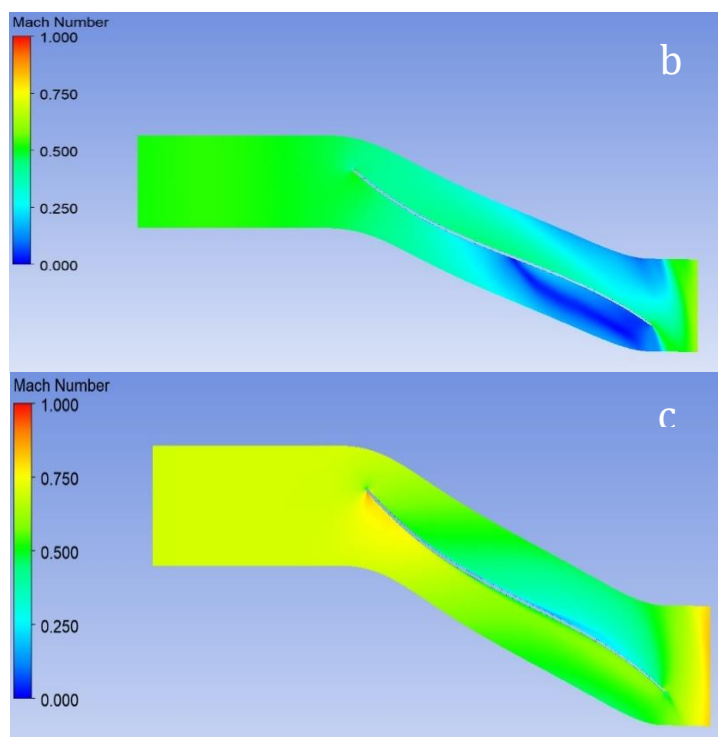
شکل ۱۹- نقشه‌های عملکرد پروانه اول (نمودار بالا) و دوم (نمودار پایین)، نسبت فشار به دبی در دورهای متفاوت

جرمی عبوری از کمپرسور که در پروانه اول و دوم به ترتیب ۴۰ و ۵۰ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد؛ با افزایش و کاهش ۵۰ درصدی مواجه می‌شود و نمودارهای بالا مربوط به سرعت دورانی ۷۵۰۰ دور بر دقیقه که سرعت دورانی طراحی می‌باشد؛ نشان می‌دهد با این تغییرات پروانه کمپرسور به شرایط Surge و Choke نزدیک می‌شود. دبی مبرد در پروانه‌ها را ۵۰ درصد افزایش و کاهش می‌دهیم؛ تاثیر این تغییرات را بر خطوط جریان درون پروانه و عدد ماخ در پروانه بررسی می‌کنیم

در کمپرسورهای گریز از مرکز، ناحیه‌های Surge و Choke به عنوان دو حالت غیرعادی و نامطلوب عملکرد کمپرسور شناخته می‌شوند که در نقشه‌های عملکرد بالا نمایش داده شده است. Surge حالتی است که در آن جریان کمپرسور کاهش یافته، به طوری که کمپرسور نمی‌تواند به درستی کار کند و جریان برگشتی به وجود می‌آید. در نقشه‌های عملکرد، Surge به عنوان مرز حداقلی جریان یا دبی مشخص می‌شود. Choke حالتی است که جریان عبوری از کمپرسور به حداکثر می‌رسد. و سرعت جریان در بخش‌های مختلف کمپرسور به سرعت صوت (ماخ ۱) نزدیک می‌شود. در این مطالعه دبی

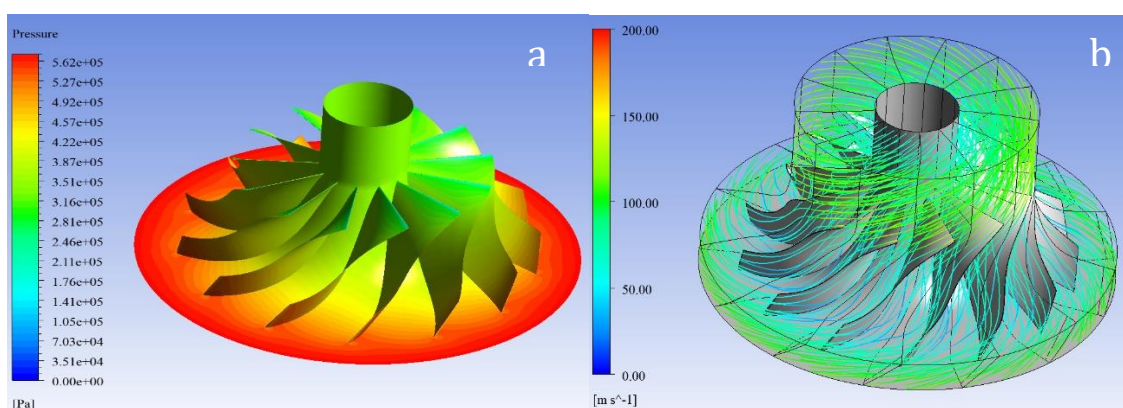
نتایج مربوط به پروانه مرحله اول

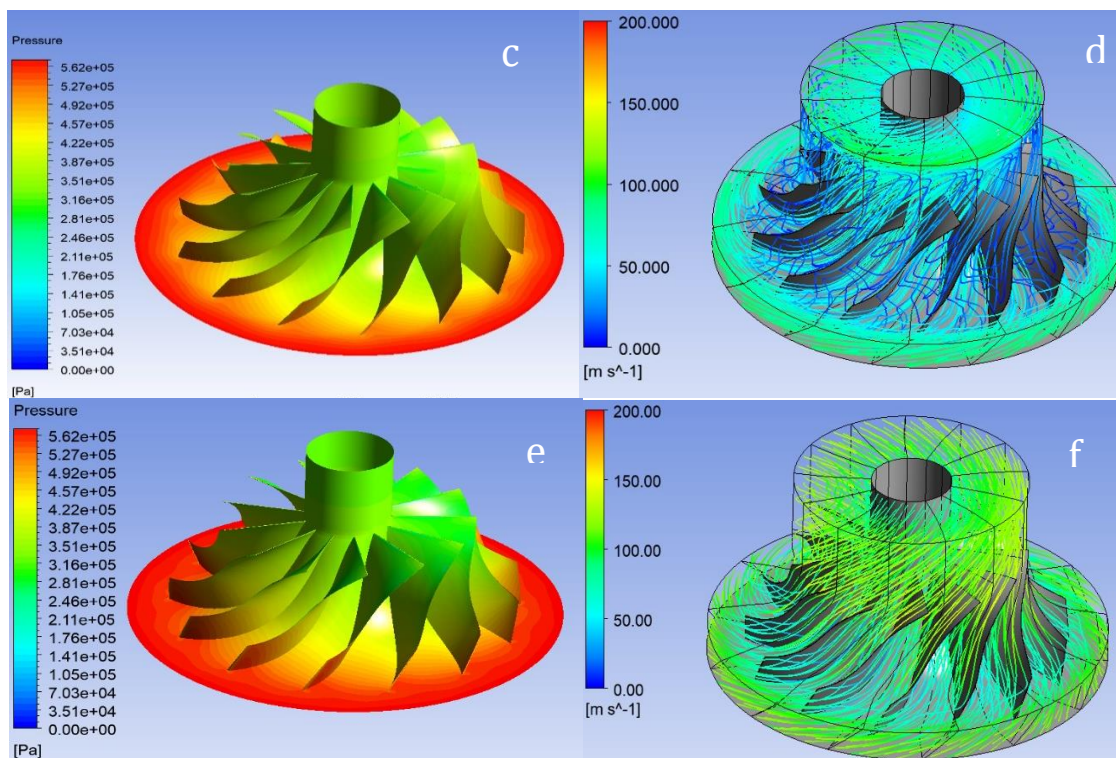




شکل ۲۰- نمای blade to blade مربوط به مقادیر عدد ماخ در پروانه اول، تصویر a دبی ۴۰ کیلوگرم بر ثانیه، تصویر b دبی ۲۰ کیلوگرم بر ثانیه و تصویر c دبی ۶۰ کیلوگرم بر ثانیه

در تصاویر بالا مشاهده می‌شود با افزایش دبی جرمی، مقادیر عددماخ در نزدیکی پره پروانه به عدد یک نزدیک‌شده و شرایط مستعد ایجاد choke می‌گردد.

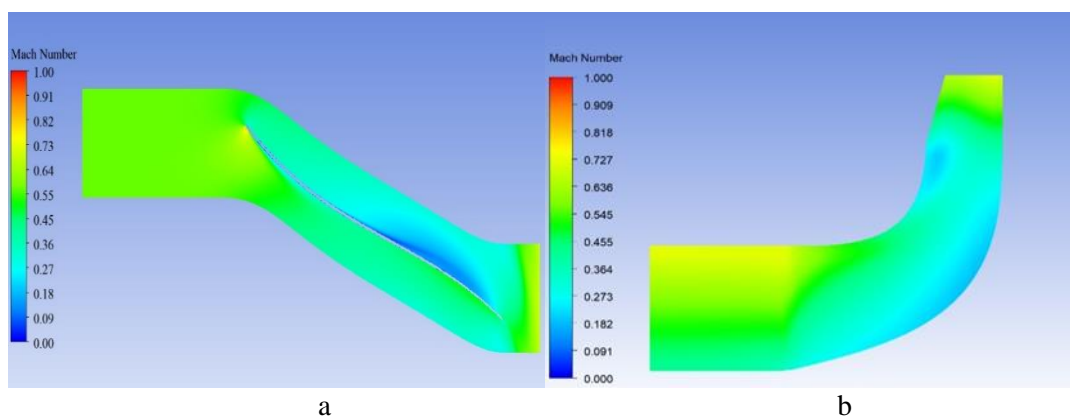


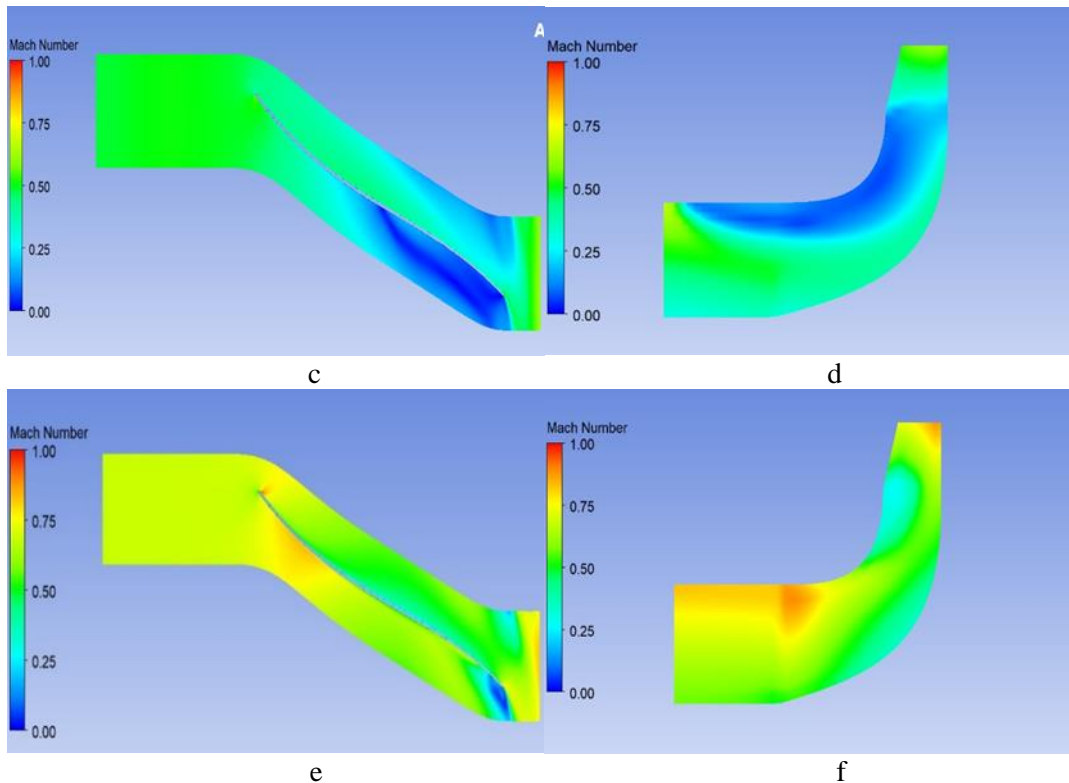


شکل ۲۱- تصاویر مربوط به کانتورهای فشار و خطوط جریان پروانه اول ، a) ۴۰ کیلوگرم بر ثانیه ، c) و d) ۲۰ کیلوگرم بر ثانیه ، e) و f) ۶۰ کیلوگرم بر ثانیه

در شرایط طراحی که دبی جرمی ۴۰ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد، خطوط جریان یکنواخت و دارای نظم می‌باشند. اما با کاهش جریان گردابه‌هایی در پشت پره ایجاد می‌شود که سبب اختلال در عملکرد پروانه می‌شود در تصویر a کاهش فشار به علت افزایش سرعت روی نوک حمله پره پروانه مشهود است. افزایش سرعت در شکل های f و b در خطوط جریان با رنگ قرمز مشخص است.

نتایج مربوط به پروانه مرحله دوم





شکل ۲۲- تصاویر مربوط به کانتورهای عدد ماخ در پروانه ی دوم سمت راست نمای meridional و سمت چپ نمای blade to blade, a دبی ۴۰ کیلوگرم بر ثانیه ، c و d دبی ۲۰ کیلوگرم بر ثانیه ، e و f دبی ۶۰ کیلوگرم بر ثانیه

نشان داد با افزایش نسبت فشار از ۲ تا ۶ ضریب عملکرد (COP<sub>R</sub>) در سیکل تک مرحله‌ای از ۱۱/۸۳ تا ۳/۳۸ کاهش و در سیکل دومرحله از ۱۲/۳۵ تا ۳/۹۳ کاهش می‌یابد؛ و با افزایش فشارمییانی از مقادیر نزدیک به فشار اوپراتور یعنی ۴۵۰ کیلوپاسکال تا مقادیر نزدیک به فشار کندانسور در شرایط طراحی یعنی ۷۰۰ کیلوپاسکال در سیکل دومرحله‌ای ضریب عملکرد ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد و مقدار بهینه و حداکثر آن در فشارمییانی ۵۷۶/۷ کیلوپاسکال و به مقدار ۷/۷۷ می‌باشد. با افزایش فشارمییانی مقدار میرد خارج شده از محفظه اختلاط به صورت گازی از ۱۰/۳۸ کیلوگرم بر ثانیه تا ۴/۰۴ کیلوگرم بر ثانیه کاهش می‌یابد. در هردو سیکل مشاهده شد که ضریب عملکرد نسبت به بازده آیزنتروپیک بسیار حساس است؛ به طور مثال با کاهش این متغیر از ۱ تا ۰/۶ ، ضریب عملکرد از ۷/۷۷ تا ۴/۲ کاهش پیدا کرد. در یک شرایط برابر به لحاظ نوع میرد دما و فشار کندانسور و غیره

همانند پروانه مرحله اول، افزایش دبی جرمی در پروانه منجر به افزایش عددماخ در نزدیکی پره پروانه و گذرگاه میانی بین دو پره می‌شود.

##### ۵- بحث و نتیجه گیری

در این مطالعه به منظور بررسی عملکرد چیلرهای تراکمی گریز از مرکز، سیکل این چیلر در حالت تک و دومرحله ای با شرایط سیکل تبرید تراکمی ایده آل مدل سازی و با یکدیگر مقایسه شد. به منظور بررسی دقیق تر شرایط عملکردی چیلر و کمپرسور آن یک دستگاه چیلر واقعی با ظرفیت مشخص در نظر گرفته شد؛ با افزایش و کاهش ظرفیت سیستم تاثیر آن بر عملکرد کمپرسور و ضریب عملکرد چیلر بررسی گردید. تحلیل ترمودینامیکی در این مطالعه توسط نرم افزار EES و تحلیل عددی آن در نرم افزار CFX صورت گرفت. نتایج این مطالعه



[1] Teresa Sani , Fiorella Prada , Giulia Radi,(2024), “ Ocean warming and acidification detrimentally affect coral tissue regeneration at a Mediterranean CO2 vent”, Science of The Total Environment Volume 906, January 2024, 167789.

[2] Chang Zhen,(2022), “ Centrifugal Chiller vs Screw Chiller (Chiller Selection Guide)”, aircondlounge, 26 March 2024.

[3] gesonchiller, “ Advantages and Disadvantages of Screw Type Chiller and Centrifugal Chiller”, 2010-2021 GESON REFRIGERATION EQUIPMENT CO.

[4] Junnan Song , Guangbin Liu,(2022), “ Simulation on performance and regulation strategy of centrifugal refrigeration compressor with gas bearings in water chiller”, Applied Thermal Engineering Volume 236, Part B, 5 January 2024, 121650.

[5] Kuo-ShuHung,Wei-ChungHsiao,(2022), “ 150USRT Class R-513A Refrigerant Two-Stage Centrifugal Compressor Design Point and Separation Point Flow Field Simulation Analysis”, January 2023Processes 11(1):253.

[6] Zhiping Zhang, Hongye Qiu,(2022), “ Development of Ultra-High-Efficiency Medium-Capacity Chillers with Two-Stage Compression and Interstage Vapor Injection Technologies”, December 2022Energies 15(24):9562.

[7] F.W. Yu, K.T. Chan,(2008), “ Improved energy performance of air cooled centrifugal chillers with variable chilled water flow”, Energy Conversion and Management 49 (2008) 1595–1611.

[8] SELAHATTIN GOKTUN,(1995), “ AN OVERVIEW OF CHLORINE-FREE REFRIGERANTS FOR CENTRIFUGAL CHILLERS ”, Energy Vol. 20, No. 9, pp. 937-940, 1995.

[9] Mahdi Deymi, Mehdi Farahnak,(2019), “ Energy Saving and Environmental Impact of Optimizing the Number of Condenser Fans in Centrifugal Chillers under Partial Load Operation ”, Int. J. Refrigeration (2019).

[10] Weihua Lyu , Zhichao Wang,(2022), “ Energy efficiency and economic analysis of utilizing magnetic bearing chillers for the cooling of data centers”, J. Building Engineering Volume 48, 1 May 2022, 103920.

[11] David F , Juliana ,(2023), “ Performance prediction of a centrifugal compressor for a cogeneration microturbine”, Int. J. Thermofluids 17 100272.

[12] Andrea Giuffre , Piero Colonna,(2022), “ The Effect of Size and Working Fluid on the Multi-Objective Design of High-Speed Centrifugal Compressors”, Int. J. Refrigeration 143 (2022) 43–56.

ضریب عملکرد سیکل دومرحله ای برای مبرد R134a ، ۸ درصد بیشتر است و برای مبرد R744 ، ۲۳ درصد. با بررسی عملکرد کمپرسور مشاهده شد که بازده آیزنتروپیک کمپرسور در ظرفیت سرمایش های مختلف ثابت نمی ماند و با افزایش دبی جرمی مبرد در سیکل بازده کمپرسور کاهش می یابد و ثابت نیست. به طور مثال با افزایش ۵۰ درصدی دبی جرمی بازده آیزنتروپیک کمپرسور ۵ درصد کاهش می یابد. در سیکل های تبرید مجهز به کمپرسور گریز از مرکز تغییرات دبی جرمی مبرد بسیار حائز اهمیت است؛ زیرا می تواند کمپرسور را از ناحیه عملکرد مناسب خارج کند و کمپرسور دچار پدیده هایی همچون surge ، choke گردد. در این مطالعه با افزایش تغییرات دبی جرمی به میزان ۵۰ درصد تغییرات در عددماخ نواحی مختلف پروانه بررسی شد.

#### ۶- فهرست علائم

$COP$	ضریب عملکرد
$T$	دما
$P$	فشار
$w_e$	خنک شونده
$in$	ورودی
$out$	خروجی
$w_c$	آب خنک کننده
$\dot{m}$	دبی سیال
$evp$	اواپراتور
$cond$	کندانسور
$P_m$	فشارمیان
$h$	آنتالپی
$q_L$	حرارت جذب شده
$q_H$	حرارت دفع شده
$C_p$	ظرفیت حرارت ویژه در فشار ثابت
$w$	کار مصرفی
$s$	آنتروپی
$v$	حجم مخصوص
$x$	کیفیت
$\eta_{isn}$	بازده آیزنتروپیک

#### ۷- مراجع

- [14] Pekka Ro'ytta ,Teemu Turunen-Saaresti,(2009), “ Optimising the refrigeration cycle with a two-stage centrifugal compressor and a flash intercooler”, int. J. refrigeration 32 (2009) 1366–1375.
- [15] LG company catalog,” 2015 LG HVAC Solution”, 2015 LG Electronics. Printed in Korea. May. 2015 (Ver. 201505).
- [13] V.V. Neverov, Y.V. Kozhukhov(2017), “ Optimization of a centrifugal compressor impeller using CFD: The choice of simulation model parameters”, IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 232.