Journal Of Energy Conversion
Volume: 7, Issue: 4, 2021

نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)
دوره ۷، شماره ۴، زمستان ۱۳۹۹

اعتبار سنجی و تحلیل ترمودینامیکی سیکل تبرید چند اجکتوری درکولر خودرو با استفاده از گرمای محصولات احتراق

سعید دانشمند[۱]، رحمان چراغی‌شمس‌آبادی[۲]، وحید منفرد[۳]*

۱- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، واحد شهر مجلسی، دانشگاه آزاد اسلامی، اصفهان، ایران
۲- کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، واحد شهر مجلسی، دانشگاه آزاد اسلامی، اصفهان، ایران
۳- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، واحد زنجان، دانشگاه آزاد اسلامی، زنجان، ایران

دریافت: ۹۹/۰۹/۲۳، بازنگری: ۹۹/۱۲/۱۵، پذیرش: ۹۹/۱۲/۱۸

چکیده

در این مقاله پژوهشی، در راستای بهبود عملکرد سیستم های اجکتوری و با هدف اعتبار سنجی و تحلیل ترمودینامیکی استفاده از سیکل تبرید چند اجکتوری درکولر خودرو با استفاده از گرمای محصولات احتراق انجام شده است. به این منظور یکی از انواع سیکل های ترکیبی اجکتوری به کمک روش عددی جریان درون یک سیکل تبرید بررسی می شود و نقش پارامترهای عملیاتی، سیال عامل و قطر گلوگاه محفظه اختلاط مورد مطالعه قرار می گیرد. نتایج نشان می دهد که استفاده از سیکل اجکتوری چند مرحله ای با افزایش ۱۰٪ تا ۱۵٪ ضریب عملکرد، نسبت به سیکل ساده اجکتوری، همراه است. نتایج حاکی از آن است که سیال R12 دارای بیشترین ضریب عملکرد COP است اما اثرات مخرب زیادی بر روی لایه ازون دارد و بهتر است از مبرد های دیگر استفاده شود. در مجموع به نظر می رسد با توجه به هزینه ی پایین برای نگهداری سیکل تبرید اجکتوری دو مرحله ای، افزایش ضریب عملکرد آن و استفاده از منابع اتلافی حرارتی، این سیکل جایگزین بسیار مناسبی برای سایر سیکل ها در موارد استفاده مختلف است. با توجه به استفاده از دو اجکتور به جای کمپرسور و استفاده از اتلاف حرارتی خودرو به عنوان انرژی مورد نیاز برای راه اندازی سیکل می توان تا ۳۵ درصد در مصرف انرژی صرفه جویی نمود چرا که بخش اعظم انرژی در سیکل های برودتی توسط کمپرسور مصرف می شود. با توجه به ابعاد اجکتورهای موجود در این سیکل به لحاظ ایجاد فضای مناسب برای تعبیه آن در داخل محفظه کاپوت ماشین مشکل خاصی وجود ندارد و می توان از آنها به صورت انبوه و فراگیر در صنعت خودرو برای ایجاد سرمایش استفاده نمود.

* **عهده‌دار مکاتبات:** vahid_monfared@alum.sharif.edu

کلمات کلیدی: تحلیل ترمودینامیکی، سیکل تبرید چند اجکتوری، محصولات احتراق و کولر خودرو

۱- مقدمه

از ابتدای قرن بیستم به بعد سرمایش و تبرید به عنوان یکی از ضروری ترین نیازهای زندگی بشر جهت بهبود کیفیت شناخته شده است و سیستم های سرمایش در ساختارهای گوناگون نظیر نگهداری مواد غذایی، تأمین آسایش حرارتی و بخش سلامتی طراحی شدند بطوری که امروزه قسمت عمدهٔ سیستم ها ی تبرید در بخش تهویهٔ مطبوع وسردخانه ها، از نوع سیکل های تبرید

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

تراکمی بخار است. این سیستم ها، با وجود ضریب عملکرد بالا دارای مصرف انرژی و آلودگی زیادی هستند که با توجه به محدودیت منابع انرژی و کاهش آثار مخرب زیست محیطی، استفاده از سیستم های تبرید با استفاده از انرژی های تجدید پذیر وانرژی حرارتی اتلاف شده نظیر اگزوز خودرو، مورد توجه قرار گرفته است. تغییرات دبی جرمی جریان اصلی با دمای مخزن حرارتی در قطرهای مختلف گلوگاه، برای دماهای متفاوت منبع حرارتی مورد تحلیل قرار گرفته است. دبی جرمی جریان اصلی برای همه نازل‌ها با افزایش دمای مخزن حرارتی، افزایش می‌یابد. دلیل این امر آن است که وقتی دمای مخزن حرارتی افزایش می‌یابد، فشار جریان مبرد در کندانسور هم زیاد می‌شود؛ بنابراین باعث افزایش فشار داخلی نازل محرک می‌شود. این نتایج در افزایش اختلاف فشار بین ورودی و خروجی نازل محرک، باعث می‌شود دبی جرمی جریان اصلی افزایش یابد. مقایسه دبی جرمی جریان اولیه سه سایز نازل محرک، نشان می‌دهد که نازل محرک با بالاترین قطر، بالاترین دبی جرمی جریان اولیه را ایجاد می‌کند. اگرچه دمای منبع حرارتی، بر دما و فشار مبرد در اواپراتور تاثیر دارد، اما اثر قابل ملاحظه‌ای از دمای منبع حرارتی بر دبی جرمی جریان اولیه به نظر نمی رسد [۱]. همچنین تحولات و پیشرفت های اخیر در نظریه های طراحی و کاربردهای اجکتورها توسط محققان انجام شده است. که در آن بیش از یکصد مقاله پژوهشی درباره کاربردهای ایجکتور مورد بررسی قرار گرفته اند [۲]. بنابراین اصول، اگر فشار تخلیه افزایش یابد و از فشار نقطه شکست بیشتر شود، جریان برگشتی خواهیم داشت. فشار بحرانی کندانسور به مومنتوم و فشار سیال مخلوط شده وابسته است. با توجه به اینکه جریان ثانویه با سرعت کم وارد اجکتور می گردد بنابراین مومنتوم جریان مخلوط شده با مومنتوم سیال اولیه ای که از نازل همگرا- واگرا خارج می گردد برابر است و فشار سیال مخلوط شده با فشار اواپراتور برابر است. بنابراین برای افزایش فشار بحرانی کندانسور باید فشار بویلر و یا فشار اواپراتور افزایش یابد. در اجکتور به محدوده ای از فشار، فشار تخلیه گفته می شود که در آن ناحیه برای یک اجکتور مشخص با شرایط ورودی اولیه و ثانویه ثابت، با کم شدن فشار تخلیه از یک مقدار معین (فشار بحرانی، بعد از تخلیه)، اندازه نسبت جرمی و ظرفیت اجکتور بدون تغییر می ماند. با توجه به تئوری، این که سیال اولیه توسط نازل منبسط شده و شتاب گرفته است بدون اینکه با سیال ثانویه مخلوط شود با زاویه انبساط وارد محفظه اختلاط می شود. جریان سیال اولیه یک کانال همگرا را برای سیال ثانویه بوجود می آورد که در این کانال فشار استاتیک سیال ثانویه افت کرده و شتاب می گیرد. در یک سطح مقطع از این کانال همگرا سیال ثانویه به سرعت صوت می رسد و دچار شوک می شود که این سطح مقطع به عنوان سطح موثر تعریف شده است. همچنین فرایند اختلاط بعد از اینکه سیال ثانویه دچار شوک شد آغاز می گردد و به همین دلیل فشار استاتیک فرایند اختلاط بالاتر از فشار در مکان سطح موثر (فشار بحرانی سیال ثانویه) است. پس سیال ثانویه دچار شوک شده و دبی جرمی آن مستقل از فشار پایین دست اجکتور خواهد شد [۳].

در طراحی فشار ثابت ناحیه اختلاط دارای قسمت مخروطی با نیم زاویه همگرایی است که مقدار آن بین ۱۰-۲ درجه است. این زاویه با کاهش نسبت فشار ورودی به اجکتور و فشار خروجی از اجکتور، کاهش می یابد. اگر زاویه قسمت اختلاط خیلی زیاد باشد باعث کاهش بازدهی اجکتور می شود و اگر این زاویه خیلی کم باشد باعث می گردد تا اجکتور به خوبی قادر به متراکم کردن سیال نباشد. برای طراحی ها، طول ناحیه اختلاط (از خروجی نازل اولیه تا شروع دیفیوزر) براساس قطر ناحیه سطح مقطع ثابت سنجیده می شود و طول این ناحیه ۵ تا ۱۰ برابر قطر است که معمولاً ۷ برابر است. همچنین حداقل (کمترین) فاصله شکاف بین نازل اولیه و بدنه اجکتور ۱mm تا ۲mm پیشنهاد می شود. با داشتن شدت جریان جرمی ثانویه و چگالی در ورودی ثانویه می توان با درنظر گرفتن سرعت، سطح مقطع ورودی ثانویه را بدست آورد. سیال ثانویه بر حسب نوع کاربرد می تواند تحت زوایای مختلفی وارد اجکتور بخار شود که معمولا زاویه ورودی زیاد باعث افت بیشتر می شود [۴].

نمونه‌ای دیگر از سیکل‌های تبرید اجکتوری دو مرحله‌ای توسط پژوهشگران بررسی شده اند. برخلاف مدل‌های فوق‌الذکر که دومرحله‌ای بودن به معنی حضور دو اجکتور جداگانه به صورت سری یا موازی تعریف شد، در این مدل طرح غیر معمولی از اجکتور ارائه شده که در آن دو اجکتور در یک ساختمان ادغام شده‌اند. ساختمان این اجکتور به این صورت است که دو مرحله‌ی آن به صورت متوالی و بدون فاصله قرار گرفته‌اند. ساخت حلقه اولیه می تواند دشوار باشد، چون در بخش‌هایی از گلویی نیاز به کاهش قدرت خنک کنندگی وجود دارد. اجکتور مرحله اول فاقد دیفیوزر بوده و خروجی آن از محفظه‌ی قطر ثابت به طور

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

مستقیم وارد محفظه‌ی قطر ثابت مرحله دوم اجکتور می‌شود [۵]. همچنین ژو و همکاران در سال ۲۰۰۷ به مطالعه سیکل جدیدی از اجکتور پرداختند آنها به بررسی افزودن جت پمپ به سیکل اجکتوری معمولی پرداختند و در نهایت دریافتند که افزودن جت پمپ به سیکل اجکتوری ساده باعث افزایش ۲۰ درصدی بازده سیکل اجکتوری می‌شود [۶].

در بیشتر سیستم های سرمایشی برای افزایش فشار بخار از انرژی الکتریکی و سوخت های فسیلی استفاده می شود که اثرات گلخانه ای، آلودگی هوا، مصرف انرژی و غیره را به همراه دارد. از این رو برای تقویت کارایی سیستم های سرمایش نیاز به استفاده کمتر از انرژی اولیه و کاهش آلودگی محیطی و اثرات جانبی است [۷]. به عنوان مثال یک نمونه از ترتیب قرارگیری اجکتورها به طور موازی بررسی شده است [۸].چن و همکاران در سال ۲۰۱۳ در پژوهشی با عنوان مدل تک بعدی برای پیش بینی عملکرد اجکتور، در بررسی های انرژتیک خود بر روی سیستم تبرید اجکتوری از سیال عامل R290 بعنوان سیال عامل مناسب استفاده کردند. در این بررسی ها دمای ۹۵- ۶۰ درجه ی سانتی گراد بوده است. همچنین محدوده بدست آمده برای ضریب عملکرد سیستم ۰/۱۵- ۰/۹ است [۹]. ساهاس در سال ۲۰۱۳ پژوهشی با عنوان بررسی سیکل تبرید ترکیبی انجام داد و به این نتیجه رسید که مناسب ترین سیال ها برای سیکل های تبریدی که همزمان از اجکتور و کمپرس استفاده می کنند، R1344، R 141b، R 142b، متانول، R 600 و نهایتاً R 711 هستند. استفاده از بردهای هیدروکربن نظیر (R 600 a) پیشنهاد خوبی می تواند باشد. اگر چه هنوز باید روی جنبه های زیست محیطی آن تحقیق شود. مبرد R 143a یک مبرد مناسب برای فشار کاری بالا است و COP قابل قبولی به دست می دهد [۱۰].

در ادامه، وانی و همکاران در سال۲۰۱۶، پژوهشی با عنوان تجزیه و تحلیل عملکرد چرخه تبرید با یک اجکتور انجام دادند وبه این نتیجه رسیدند که سیکل های تبرید که با اجکتوری راه اندازی می شوند به دلیل بازیابی مقداری از کار برگشت پذیر سیکل توسط اجکتور دارای عملکرد بهتری نسبت به سیکل های متعارف امروزی هستند. در شرایط طراحی، سیکل تبرید اجکتوری مورد بررسی در بهترین حالت به COP ۴,۱۴۱ دست می یابد که با توجه به میزان COP سیکل تبرید بدون اجکتور که ۴,۶۰ است شاهد افزایش ۱۰,۳۵٪ ضریب عملکرد سیستم هستیم [۱۱]. قابل ذکر است که ساریا در سال۲۰۱۷ پژوهشی با عنوان تحلیل CFD سیکل های برید بخار اجکتوری انجام داد و به این نتیجه رسیدن که خطوط کانتور سرعت که برای توضیح آن چه در اجکتوری اتفاق می افتد به کار می روند، و همچنین زاویه واگرایی نازل اولیه اجکتور را با زاویه واگرایی خاصی ترک می کند. هنگامی که زاویه واگرایی نازل اولیه افزایش یابد دبی ورودی سیال ثانویه کاهش یافته و در نتیجه ضریب اختلاط دو سیال کاهش می یابد. هنگامی که طول محفظه اختلاط کاهش خواهد یافت [۱۲].

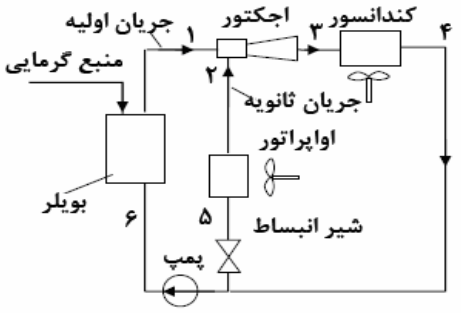
در این مقاله پژوهشی، یکی از انواع سیکل های ترکیبی اجکتوری به کمک روش عددی جریان درون یک سیکل تبرید بررسی می شود و نقش پارامترهای عملیاتی، سیال عامل و قطر گلوگاه محفظه اختلاط مورد مطالعه قرار می گیرد. نتایج نشان می دهد که استفاده از سیکل اجکتوری چند مرحله ای با افزایش ۱۰٪ تا ۱۵ ٪ ضریب عملکرد، نسبت به سیکل ساده اجکتوری، همراه است. نتایج حاکی است که سیال R12 دارای بیشترین ضریب عملکرد COP بود اما اثرات مخرب زیادی بر روی لایه ازون دارد و بهتر است از مبرد های دیگر استفاده شود. در این مقاله بخش اجکتور به روش دینامیک سیالات محاسباتی(CFD) و به کمک نرم افزار Fluent و مجموعه سیکل به کمک نرم‌افزار EES بررسی شده است. تأثیر نوع سیال مبرد هندسه اجکتور و پارامترهای طراحی سیکل نظیر دمای اواپراتور و ژنراتور بر عملکرد سیکل و COP نیز بررسی گردیده است. همچنین امکان سنجی و تحلیل استفاده از سیکل تبرید جذبی در کولر خودرو با استفاده از گرمای محصوالت احتراق توسط محققان انجام شده است [۱۶]. که در آن، طی این بررسی استفاده از مدل سیکل جذبی در مقایسه با سیکل تبرید تراکمی به طور متوسط باعث کاهشدو و نیم کیلو واتی در توان مصرفی خودرو شده است. همچنین اثرات برخی از پارامترهای مهم همچون نسبت فشار کمپرسور، دمای ورود به توربین گاز و دمای اواپراتور بر روی بازده انرژی و اگزرژی مطالعه شده است و نتایج آن حاکی از افزایش بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک در سیکل ترکیبی نسبت به پارامترهای مورد مطالعه می باشد [۱۷].

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

۲- سیستم تبرید اجکتوری

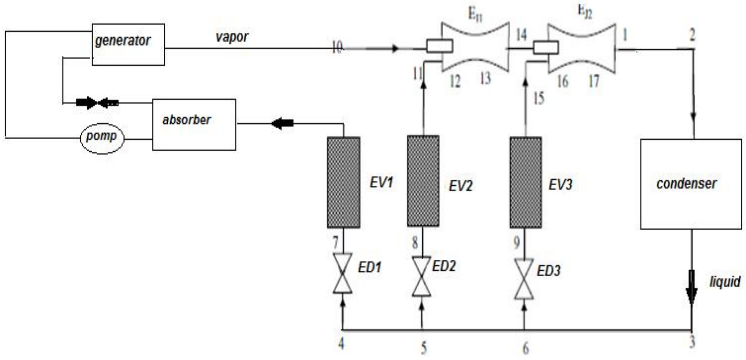
سیکل تبرید اجکتور بخار شبیه سیکل تبرید تراکمی است. با این تفاوت که در این سیکل بجای کمپرسور از یک سیکل گردش مایع شامل پمپ، بویلر و اجکتور استفاده شده است. شکل ۱ طرح ترسیمی سیکل را نشان میدهد که در آن بویلر، اجکتور و پمپ به جای کمپرسور سیکلهای تراکمی بخار متداول استفاده شده است. گرمای داده شده در ژنراتور به سیال مبرد، دمای آن را می افزاید و با حرکت سیال اولیه در نازل همگرا- واگرا مبرد فشار کم در اواپراتور را به حرکت درمی آورد. نتیجهٔ این فرایند، کاهش فشار در اواپراتور است که در آن مبرد تبخیر می شود و سیا ل اولیه و ثانویه مخلوط شده به کندانسور وارد می گردد. عمل تقطیر درکندانسور، عموماً در دمای محیط صورت می گیرد. بخشی از سیال مبرد، توسط پمپ به ژنراتور می رود و بخش دیگر، به وسیلهٔ شیر انبساط به اواپراتور وارد می شود. در این سیکل، اجکتور قلب سیستم است که در آن، به کمک انرژی جنبشی سیال اولیه، سیال ثانویه به حرکت درآورده می شود. فشار سیال مخلوط شده در خروجی اجکتور، بین فشار سیال اولیه و سیال ثانویه است.



شکل۱- دیاگرام سیکل تبرید اجکتوری

۲-۱- سیستم های دارای چندین اواپراتور

این سیستم ها مطابق شکل ۲ از چند اجکتور به صورت سری و چندین اواپراتور تشکیل می شوند. سیال اولیه برای اجکتور اول حاصل اختلاط دو سیال خروجی از ژنراتور و اواپراتور اول است. سیال ثانویه اجکتور اول توسط اواپراتور دوم تامین شده و در محفظه اختلاط اجکتور اول با سیال اولیه مخلوط می شود. خروجی اجکتور اول به عنوان سیال اولیه اجکتور دوم عمل می نماید و در نهایت با سیال ثانویه که از اواپراتور سوم خارج می‌شود، در اجکتور دوم مخلوط می شود. وجود اجکتورها در خروجی اواپراتور ها باعث افزایش فشار مکش خواهد شد. همچنین در دیفیوزر انرژی سینتیک سیال مخلوط به انرژی فشار تبدیل شده و باعث کاهش کارکرد کندانسور و در نتیجه افزایش ضریب عملکرد می شود.



شکل ۲- سیستم های دارای چندین اواپراتور

که این مورد، نمونه مورد مطالعه در این مقاله این سیستم است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

۲-۲- معادلات حاکم اصلی بر سیکل تبرید اجکتوری

اجکتور مهم ترین بخش سیکل تبرید اجکتوری بوده و با توجه به پدیده های پیچیده و مختلف مکش، اختلاط، انبساط و غیره، که در آن اتفاق می افتد، نیاز به تحلیل جداگانه و دقیق دارد. در این مطالعه، با مدل سازی عددی، اجکتور تحلیل شده و کمیت هایی از قبیل فشار، دمای خروجی و نسبت دبی جریان ثانویه به جریان اولیه، از طریق این مدل سازی تعیین و در تحلیل سیکل از آن ها استفاده شده است. برای ساده کردن حل معادلات در اجکتور، یک مدل تقارن محوری با فرضیات مناسب زیر، در نظر گرفته می شود.

۱- سیال اولیه و ثانویه در ورود به اجکتور، در حالت اشباع است، سرعت سیال اولیه و ثانویه در ورود به اجکتور ناچیز است وخواص استاتیک، برابر خواص سکون در نظر گرفته می شود .

۲- رفتار سیال، رفتار گاز ایده آل با نسبت گرمای ویژهٔ ثابت است (حداکثر فشار سیال ۴ بار و حداقل دما 287 کلوین).

۳- جریان در اجکتور، پایا و سیستم در شرایط آدیاباتیک است.

۴- عمل اختلاط قبل از ورود به ناحیهٔ قطر ثابت کامل می شود و شوک قائم در ناحیه قطر ثابت رخ می دهد.

۵- معادلات حاکم بر مدل اجکتور شامل معادلات بقای جرم، بقای مومنتوم، بقای انرژی برای جریان مغشوش و معادلهٔ حالت است که در آن بقای جرم به شکل زیر تعریف می شود [۱۵و ۱۴]،

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div\,(\rho \boldsymbol{u}) = 0 \qquad (۱)$$

در معادلهٔ فوق u سرعت و ρ چگالی گاز در اجکتور است. همچنین اصل مومنتوم به صورت زیر است،

$$\rho \frac{Du}{Dt} = div\,\boldsymbol{T} + \rho \boldsymbol{B} \qquad (۲)$$

و معادله بقای انرژی را به شکل زیر خواهیم داشت،

$$\rho \frac{Du}{Dt} = tr(\boldsymbol{T}\boldsymbol{\nabla}\boldsymbol{u}) - div\,\boldsymbol{q} \qquad (۳)$$

پارامتر مهمی که برای بیان عملکرد اجکتور استفاده می شود، نسبت جرمی جریان ثانویه به جریان اولیه است.

$$w = \frac{m_e}{m_p} \qquad (۴)$$

نسبت جرمی اجکتور که نشانگر میزان مکش سیال ثانویه توسط اجکتور به کمک جریان اولیه است، تابعی از هندسه و شرایط عملکرد اجکتور است و متناسب با ضریب عملکرد سیکل تبرید است.

۲-۳- شرایط مرزی برای حل معادلات

از آنجایی که جریان محرک از درون ژنراتور وارد اجکتور می‌شود. شرط مرزی مربوط به جریان ورودی اولیه از نوع ورودی فشار با فشار ثابت برابر با فشار ژنراتور در نظر گرفته می‌شود. در داخل اجکتور جریان اولیه وارد یک نازل همگرا-واگرا شده و فشارش کاهش می‌یابد. این کاهش فشار سبب مکش جریان ثانویه از درون اواپراتور می‌شود. بنابراین می‌توان شرط مرزی حاکم بر ورودی جریان ثانویه را از نوع ورودی فشار با فشار اواپراتور در نظر گرفت. از آنجا که جریان خروجی از اجکتور وارد کندانسور می‌شود. شرط مرزی حاکم بر خروجی اجکتور از نوع خروجی فشار انتخاب می‌شود.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

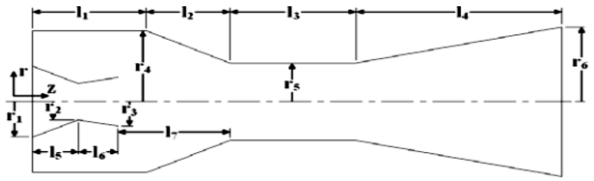
[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

۲-۴- تحلیل عددی سیکل

امروزه مطالعه‌ی اجکتور بر مبنای روش‌های عددی گسترش یافته است. پژوهشگران به کمک حل عددی روی سیستم سرمایش اجکتوری با سیال عامل R141b مشاهده کردند که در پایین دست شوک جریان‌های برگشتی به سمت محفظه مکش ایجاد می‌شود [۸-۳]. آنها مطالعه‌ی خویش را بر روی اجکتور هوا معطوف نمودند و ملاحظه کردند که مدل k-e نتایج بهتری را برای مدلسازی جریان متلاطم فراهم می‌کند. همچنین آنها نشان دادند که استفاده از مدل تقارن محوری برای در نظر گرفتن اثر سه بعدی به جای اثر دو بعدی مناسب است. برخی دیگر توجه خود را به مطالعه‌ی آزمایشگاهی و عددی اجکتور فوق صوتی معطوف کردند. آنها نتیجه گرفتند که مدل متلاطم RNG حالت مناسب‌تری برای تخمین پدیده شوک است. آنها به کمک دینامیک سیالات محاسباتی به بررسی دو پارامتر هندسه اجکتور سیکل تبرید پرداختند و مشاهده شد که برای طراحی اجکتور با عملکرد مکشی بالا، موقعیت خروجی نازل باید طوری انتخاب شود که جریان ثانویه به اندازه کافی توسط جریان اولیه در محفظه اختلاط شتاب بگیرد. ضمن اینکه بایستی اصطکاک جریان و افت انرژی در طی فرآیند اختلاط به اندازه کافی کوچک باشد. در این مقاله بخش اجکتور به روش دینامیک سیالات محاسباتی(CFD) و به کمک نرم افزار Fluent و مجموعه سیکل به کمک نرم‌افزار EES بررسی شده است. تأثیر نوع سیال مبرد هندسه اجکتور و پارامترهای طراحی سیکل نظیر دمای اواپراتور و ژنراتور بر عملکرد سیکل و COP نیز بررسی گردیده است [۱۰و۹].

۲-۵- تولید شبکه و هندسه‌ی اجکتور

شماتیک کلی اجکتور استفاده شده در مدلسازی در شکل های ۴ و ۳ نشان داده شده است. اجکتور به صورت متقارن فرض می‌شود؛ بنابراین تنها نیمه‌ی بالایی آن کشیده می‌شود. با توجه به پیشینه مطالعات قبلی، هندسه‌های AA، AB، AG و AD برای مدلسازی اجکتور پیشنهاد می شود.



شکل۳- شماتیک اجکتور به کار رفته در مدل سازی

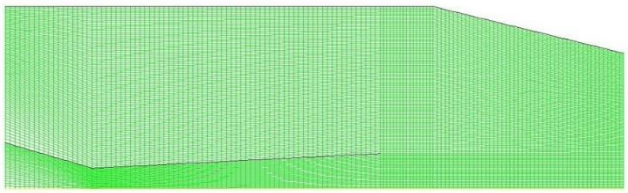
مدل‌های دو بعدی به کمک نرم افزارANSYS.workbench 19.1 تولید شده است. قطر محفظه‌ی اختلاط و سایر ابعاد چهار اجکتور مختلف شامل AA، AB، AG و AD در جدول ۱ آورده شده است. ابتدا به کمک حدودا ۴۰۰۰۰ مش شبکه تولید شده و در نهایت این تعداد به حدود ۵۰۰۰۰ مش افزایش داده شد تا جواب‌ها به تعداد مش‌بندی بستگی نداشته باشد. المان‌های شبکه چهارضلعی ساختاری در نظر گرفته شده و به منظور وارد کردن اثر دیواره‌ها و نیز در محفظه اختلاط برای بهتر مدل کردن پدیده شوک شبکه ریز در نظر گرفته شد. شکل ۳ هندسه ایجاد شده را به همراه شبکه تولیدی نشان می‌دهد. جدول ۱، ابعاد و هندسه استفاده شده در مدل سازی های پیشین را نشان می دهد.

جدول ۱- ابعاد و هندسه استفاده شده در مدل سازی های پیشین [۴-۱].

	Lengths (mm)							Radius (mm)					
	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	r_6
AA	۴۰	۳۲/۲۴	۳۵/۶	۵۶/۹۴	۱۸/۳۲	۱۸/۳۲	۳۵/۶	۶/۶۵	۱/۳۲	۲/۲۵	۱۱/۵۵	۳/۳۵	۷/۰۴
AB	۴۰	۳۲/۲۴	۳۵/۶	۵۶/۹۴	۱۸/۳۲	۱۸/۳۲	۳۵/۶	۶/۶۵	۱/۳۲	۲/۲۵	۱۱/۵۵	۳/۳۵	۷/۰۴
AG	۴۰	۳۲/۲۴	۳۵/۶	۵۶/۹۴	۱۸/۳۲	۱۸/۳۲	۳۵/۶	۶/۶۵	۱/۳۲	۲/۲۵	۱۱/۵۵	۳/۳۵	۷/۰۴
AD	۴۰	۳۲/۲۴	۳۵/۶	۵۶/۹۴	۱۸/۳۲	۱۸/۳۲	۳۵/۶	۶/۶۵	۱/۳۲	۲/۲۵	۱۱/۵۵	۳/۳۵	۷/۰۴

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]



شکل ۴ – شماتیکی از مش‌بندی در ناحیه گلوگاه نازل

برای مقایسه نحوه‌ی عملکرد اجکتور در هندسه‌های مختلف از دو سیال عامل R_{141b} و R_{134a} و برای مقایسه نحوه‌ی عملکرد اجکتور با سیال عامل‌های متفاوت از اجکتور نوع AG استفاده شده است.

۳- نتایج

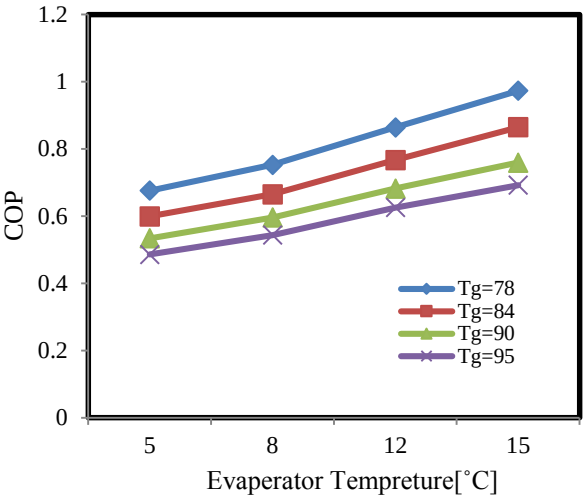
در این بررسی به کمک روش دینامیک سیالات محاسباتی نقش سیال عامل، هندسه و پارامترهای عملیاتی بر عملکرد سیکل تبرید اجکتوری بررسی شده است. که در آن مشاهده می‌شود برای این هندسه خاص اجکتور در سیکل با سیال عامل آب جریان‌های برگشتی در ورودی ثانویه سبب ناکارآمدی اجکتور می‌شود. بنابراین اجکتور با این هندسه خاص (اجکتور نوع AG) نمی‌تواند در یک سیکل با سیال عامل آب به کار برده شود (جداول ۳و۲ ، شکل های ۶ و ۵).

جدول۲- نتایج مدل‌سازی برای آمونیاک

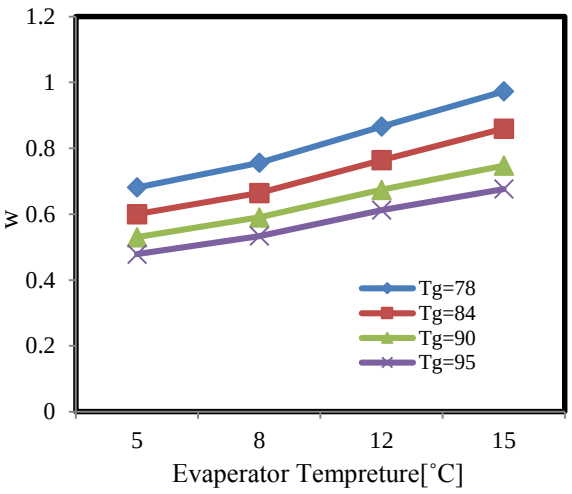
T_g (˚C)	T_{e1} (˚C)	T_{e2} (˚C)	U CFD	CFD pri flow	CFD secFlow	COP
۷۸	۱۵	۱۲	۰/۹۷۳۲	۰/۰۳۵۸۷	۰/۰۳۴۹۱	۱/۶۷۳
۸۴	۱۵	۱۲	۰/۸۵۹۵	۰/۰۴۰۵۰	۰/۰۳۴۸۱	۰/۹۵۴۸
۹۰	۱۵	۱۲	۰/۷۴۷۳	۰/۰۴۵۵۴	۰/۰۳۴۰۳	۰/۸۳۸۱
۹۵	۱۵	۱۲	۰/۶۷۶۳	۰/۰۵۰۰۹	۰/۰۳۳۸۷	۰/۷۶۲۰
۷۸	۱۲	۱۲	۰/۸۶۶۲	۰/۰۳۵۸۷	۰/۰۳۱۰۷	۰/۹۴۴۰
۸۴	۱۲	۱۲	۰/۷۶۳۷	۰/۰۴۰۵۰	۰/۰۳۰۹۳	۰/۸۳۶۸
۹۰	۱۲	۱۲	۰/۶۷۳۸	۰/۰۴۵۵۴	۰/۰۳۰۶۸	۰/۷۶۲۱
۹۵	۱۲	۱۲	۰/۶۱۲۴	۰/۰۵۰۰۹	۰/۰۳۰۶۷	۰/۶۹۵۲
۷۸	۸	۱۲	۰/۷۵۶۳	۰/۰۳۵۸۷	۰/۰۲۷۱۳	۰/۸۳۲۳
۸۴	۸	۱۲	۰/۶۶۴۴	۰/۰۴۰۵۰	۰/۰۲۶۹۱	۰/۷۴۵۲
۹۰	۸	۱۲	۰/۵۹۰۵	۰/۰۴۵۵۴	۰/۰۲۶۸۹	۰/۶۵۵۹
۹۵	۸	۱۲	۰/۵۳۳۷	۰/۰۵۰۰۹	۰/۰۲۶۷۳	۰/۶۰۳۳
۷۸	۵	۱۲	۰/۶۸۱۱	۰/۰۳۵۸۷	۰/۰۲۴۴۳	۰/۷۳۵۸
۸۴	۵	۱۲	۰/۶۰۰۰	۰/۰۴۰۵۰	۰/۰۲۴۳۰	۰/۶۵۹۰
۹۰	۵	۱۲	۰/۵۳۰۱	۰/۰۴۵۵۴	۰/۰۲۴۱۴	۰/۵۸۳۷
۹۵	۵	۱۲	۰/۴۷۸۴	۰/۰۵۰۰۹	۰/۰۲۳۹۶	۰/۵۴۵۸

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]



شکل ۶- تأثیر دمای اوپراتور و ژنراتور بر روی COP (سیال عامل آمونیاک)



شکل ۵- تأثیر دمای اوپراتور و ژنراتور بر روی نسبت جرمی W (سیال عامل آمونیاک)

جدول ۳- نتایج مدل‌سازی برای R۱۲

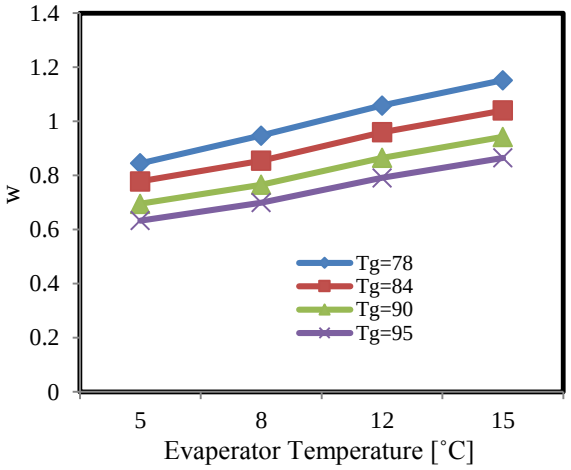
T_g (˚C)	T_{e1} (˚C)	T_{e2} (˚C)	U CFD	CFD pri flow	CFD sec flow	COP
۷۸	۱۵	۱۲	۱/۱۵۲۵	۰/۰۵۰۰۷۵	۰/۰۵۷۷۱۴	۱/۱۱۸
۸۴	۱۵	۱۲	۱/۰۴۰۳	۰/۰۵۵۸۰۴	۰/۰۵۸۰۵۵	۰/۹۹۷۰
۹۰	۱۵	۱۲	۰/۹۴۲۷	۰/۰۶۱۹۷۶	۰/۰۵۸۴۲۶	۰/۹۰۲۱
۹۵	۱۵	۱۲	۰/۸۶۵۱	۰/۰۶۷۵۰۲	۰/۰۵۸۳۹۶	۰/۸۴۷۶
۷۸	۱۲	۱۲	۱/۰۵۸۸	۰/۰۵۰۰۷۵	۰/۰۵۳۰۹۲	۰/۹۹۸۷
۸۴	۱۲	۱۲	۰/۹۵۹۸	۰/۰۵۵۸۰۴	۰/۰۵۳۵۶۴	۰/۹۰۸۸
۹۰	۱۲	۱۲	۰/۸۶۵۲	۰/۰۶۱۹۷۷	۰/۰۵۳۶۲۲	۰/۸۳۷۱
۹۵	۱۲	۱۲	۰/۷۹۱۲	۰/۰۶۷۵۰۲	۰/۰۵۳۴۱۱	۰/۷۶۶۱
۷۸	۸	۱۲	۰/۹۴۷۹	۰/۰۵۰۰۷۶	۰/۰۴۷۴۶۵	۰/۸۹۰۶
۸۴	۸	۱۲	۰/۸۵۴۹	۰/۰۵۵۸۰۴	۰/۰۴۷۷۱۰	۰/۷۶۲۰
۹۰	۸	۱۲	۰/۷۶۶۰	۰/۰۶۱۹۷۶	۰/۰۴۷۴۷۲	۰/۷۳۲۵
۹۵	۸	۱۲	۰/۶۹۹۶	۰/۰۶۷۵۰۲	۰/۰۴۷۲۲۸	۰/۶۶۸۴
۷۸	۵	۱۲	۰/۸۷۱۵	۰/۰۵۰۰۷۶	۰/۰۴۳۶۴۰	۰/۷۸۵۱
۸۴	۵	۱۲	۰/۷۷۸۳	۰/۰۵۵۸۰۴	۰/۰۴۳۴۳۱	۰/۷۳۲۰
۹۰	۵	۱۲	۰/۶۹۵۴	۰/۰۶۱۹۷۶	۰/۰۴۳۱۶۹	۰/۶۵۷۱
۹۵	۵	۱۲	۰/۶۳۳۶	۰/۰۶۷۵۰۲	۰/۰۴۲۷۷۰	۰/۶۰۶۰

همانطور که ملاحظه می شود جدول۲ نتایج مدل‌سازی برای آمونیاک و جدول ۳ نتایج مدل‌سازی برایR12 را نشان می دهد. روند صعودی نمودارهای شکل های ۸-۵ بیانگر خوش رفتاری و هموار بودن آن از لحاظ ریاضیات و طراحی است و با این روند می توان به پیش بینی های مفیدی دست یافت و رفتارهای بعدی و آینده را تا حدودی حدس و تخمین زد تا از این طریق با تغییر پارامترها و متغیرها، به یک طراحی بهینه، اقتصادی و مفید دست یافت.

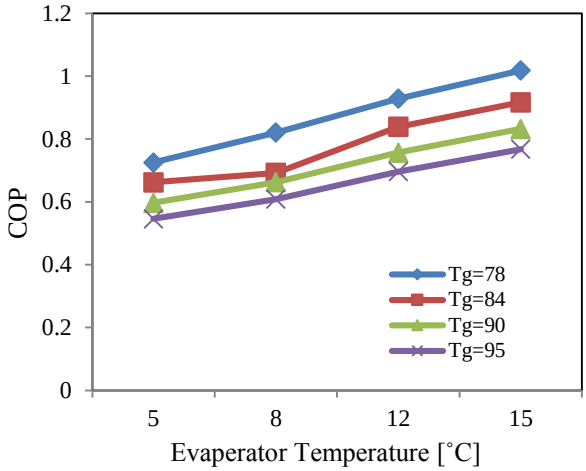
جدول ۴ به مقایسه نسبت جرمی مبردها می پردازد که در ادامه آنالیز و تحلیل از آنها استفاده خواهد شد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]



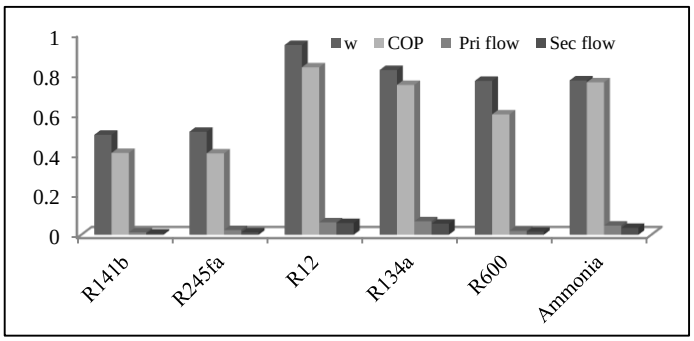
شکل ۷- تأثیر دمای اوپراتور و ژنراتور اولیه بر روی نسبت جرمی w
(سیال عامل R۱۲)



شکل ۸- تأثیر دمای اوپراتور و ژنراتور اولیه بر روی COP (سیال عامل R۱۲)

جدول۴ - مقایسه نسبت جرمی(w) مبردها

T_g (˚C)	T_e (˚C)	R_{12}	R_{134a}	R_{141b}	R_{245fa}	R_{600}	Ammonia
۷۸	۱۵	۱/۱۵۲۵	۱/۰۴۷	۰/۶۹۴۳	۰/۷۱۸	۰/۹۹	۰/۹۷۳۲
۸۴	۱۵	۱/۰۴۰۳	۰/۹۸۸۹	۰/۵۹۰۷	۰/۶۱۱	۰/۸۷۱	۰/۸۵۹۵
۹۰	۱۵	۰/۹۴۲۷	۰/۸۱۸۹	۰/۴۹۸۱	۰/۵۱۳	۰/۷۶۵	۰/۷۴۷۳
۹۵	۱۵	۰/۸۶۵۱	۰/۷۴۰۳	۰/۴۲۳۶	۰/۴۳۸	۰/۶۸۷	۰/۶۷۶۳
۷۸	۱۲	۱/۰۵۸۸	۰/۹۵۴۷	۰/۶۱۰۱	۰/۶۲۹	۰/۸۹۱	۰/۸۶۶۲
۸۴	۱۲	۰/۹۵۹۸	۰/۸۴۰۷	۰/۵۱۱۴	۰/۵۲۵	۰/۷۸۴	۰/۷۶۳۷
۹۰	۱۲	۰/۸۶۵۲	۰/۷۴۲۱	۰/۴۱۸۱	۰/۴۳۳	۰/۶۸۷	۰/۶۷۳۸
۹۵	۱۲	۰/۷۹۱۲	۰/۶۶۸۴	۰/۳۵۲۵	۰/۳۶۶	۰/۶۱۱	۰/۶۱۲۴
۷۸	۸	۰/۹۴۷۹	۰/۸۳۳۵	۰/۴۹۸۳	۰/۴۹۵	۰/۷۷۲	۰/۷۵۶۳
۸۴	۸	۰/۸۵۴۹	۰/۷۳۳۳	۰/۴۰۲۵	۰/۴۱۷	۰/۶۷۳	۰/۶۶۴۴
۹۰	۸	۰/۷۶۶۰	۰/۶۴۴۷	۰/۳۲۲۸	۰/۳۴۱	۰/۵۳۸	۰/۵۹۰۵
۹۵	۸	۰/۶۹۹۶	۰/۵۷۶۰	۰/۲۷۰۲	۰/۲۸۷	۰/۵۱۲	۰/۵۳۳۷
۷۸	۵	۰/۸۷۱۵	۰/۷۵۰۱	۰/۴۱۴۷	۰/۴۲۷	۰/۶۸۷	۰/۶۸۱۱
۸۴	۵	۰/۷۷۸۳	۰/۶۵۷۹	۰/۳۲۹۲	۰/۳۴۴	۰/۵۹۴	۰/۶۰۰۰
۹۰	۵	۰/۶۹۵۴	۰/۵۷۳۸	۰/۲۶۳۵	۰/۲۷۹	۰/۵۰۸	۰/۵۳۰۱
۹۵	۵	۰/۶۳۳۶	۰/۵۰۶۴	۰/۲۱۷۳	–	۰/۴۴۲	۰/۴۷۸۴



شکل ۹- مقایسه عملکرد مبردها در دمای ژنراتور ۹۰˚C و دمای اواپراتور ۱۵˚C

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

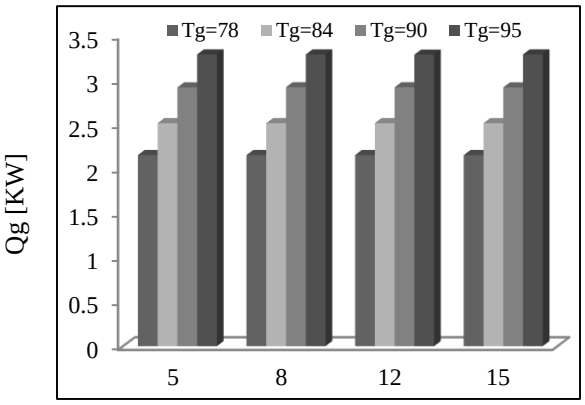
[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

همانطور که از نتایج و همچنین نمودار شکل ۹ ملاحظه می‌شود از میان سیال عامل‌ها R12 دارای بیشترین مقدار نسبت جرمی و R_{141b} دارای کمترین مقدار W است. همچنین R_{12} دارای بیشترین COP و سیکل با سیال عامل R_{245fa} دارای کمترین COP است. افزایش دمای ژنراتور در دمای ثابت اواپراتور و کندانسور باعث افزایش نرخ جرمی جریان اولیه (همراه با کاهش جزئی نرخ جرمی جریان ثانویه) و در نتیجه باعث کاهش W و افزایش دمای خروجی اجکتور می‌شود. افزایش دمای ژنراتور با افزایش Qg و W_p و کاهش جزئی Q_e همراه است؛ بنابراین COP کاهش می‌یابد. افزایش دمای اواپراتور در دمای ثابت ژنراتور و کندانسور باعث افزایش نرخ جرمی جریان ثانویه می‌شود؛ در حالیکه نرخ جرمی جریان اولیه ثابت می‌ماند؛ بنابراین W افزایش و دمای خروجی از اجکتور کاهش می‌یابد. با افزایش دمای اواپراتور Q_e افزایش می یابد ولی Q_g و W_p ثابت می‌مانند. در نتیجه COP افزایش می‌یابد. وقتی اجکتور در مد بحرانی کار می‌کند افزایش یا کاهش فشار و دمای کندانسور تأثیری بر رویW ندارد و نسبت جرمی ثابت می‌ماند. جدول ۵ نتایج تأثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور بر روی عملکرد آنرا در دمای ژنراتور ۹۰ درجه سانتیگراد و دمای اواپراتور ۸ درجه سانتیگراد برای دو سیال عامل R_{141b} و R_{134a} نشان می‌دهد.

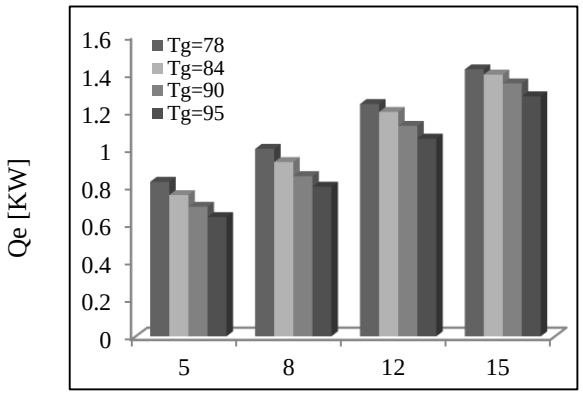
جدول۵- تأثیر قطر محفظه اختلاط بر روی عملکرد اجکتور

نوع اجکتور	سیال عامل	T_g (°C)	T_e (°C)	*U* CFD	CFD pri flow	CFD sec flow	COP
AA	**R_{141b}**	۹۰	۸	۰/۲۰۸۵	۰/۰۱۱۸۵	۰/۰۰۲۴۷۱	۰/۲۱۱
AB		۹۰	۸	۰/۲۶۷۰	۰/۰۱۱۸۵	۰/۰۰۳۱۶۴	۰/۲۴۳
AG		۹۰	۸	۰/۳۲۲۸	۰/۰۱۱۸۵	۰/۰۰۳۸۲۵	۰/۲۷۸
AD		۹۰	۸	۰/۴۵۰۳	۰/۰۱۱۸۵	۰/۰۰۵۳۳۸	۰/۴۰۲
AA	**R_{134a}**	۹۰	۸	۰/۴۷۷۴	۰/۰۶۷۱۶	۰/۰۳۱۰۶	۰/۴۶۷
AB		۹۰	۸	۰/۵۱۸۵	۰/۰۶۷۱۶	۰/۰۳۴۷۹	۰/۴۹۸
AG		۹۰	۸	۰/۶۴۴۷	۰/۰۶۷۱۶	۰/۰۴۳۳۰	۰/۶۳۱

ملاحظه می‌شود افزایش قطر محفظه اختلاط باعث افزایش نرخ جرمی جریان ثانویه و در نتیجه افزایش U و COP می‌شود. افزایش قطر محفظه اختلاط همچنین باعث کاهش دمای خروجی از اجکتور و افزایش Q_e می‌شود در حالیکه W_p و Q_g ثابت می مانند (شکل های ۱۲-۱۰).



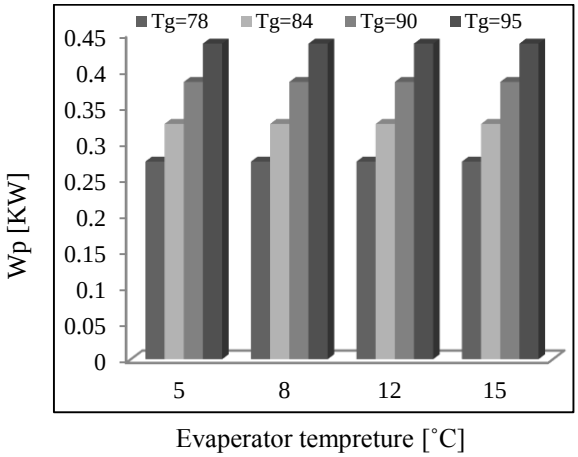
شکل ۱۰- تأثیر دمای اوپراتور ثانویه و بر روی Qg (سیال عامل R۱۴۱b)



شکل ۱۱- تأثیر دمای اوپراتور و ژنراتور بر روی Qe (سیال عامل R۱۴۱b)

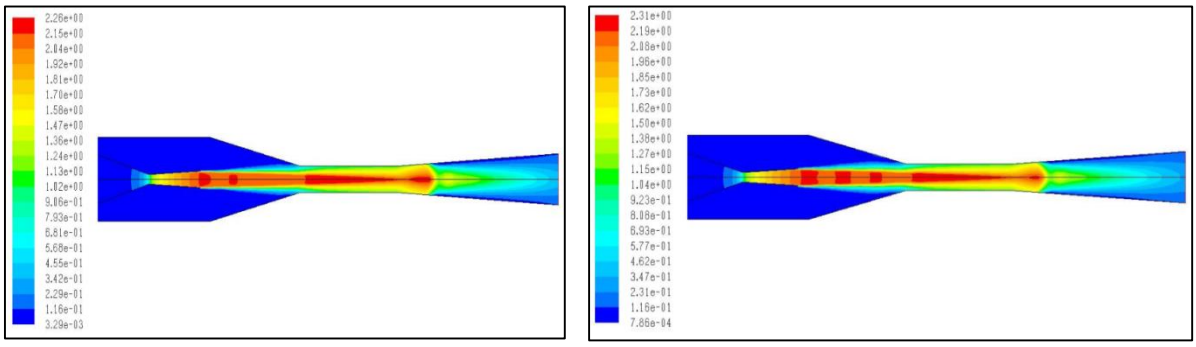
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]



شکل ۱۲- تأثیر دمای اوپراتور و ژنراتور بر روی W_p (سیال عامل R۱۴۱b)

همانطور که دیده می‌شود افزایش دمای ژنراتور با افزایش Q_g و W_p و کاهش Q_e همراه است پس U کاهش می‌یابد؛ باافزایش دمای اواپراتور Q_e افزایش می‌یابد ولی Q_g و W_p ثابت می‌مانند در نتیجه نسبت جرمی افزایش می‌یابد. همچنین آمونیاک دارای بیشترین مقادیر Q_g، Q_e ،W_pو R_{141b} دارای کمترین مقدار است و این روند برای تمامی دماهای ژنراتور و اواپراتور صادق می‌باشد.



(ب) **(الف)**

شکل ۱۳- کانتور عدد ماخ برای سیال عامل R۱۴۱b و دمای اواپراتور۱۲˚C و دمای ژنراتور الف: ۷۸˚C ب: ۸۴˚C

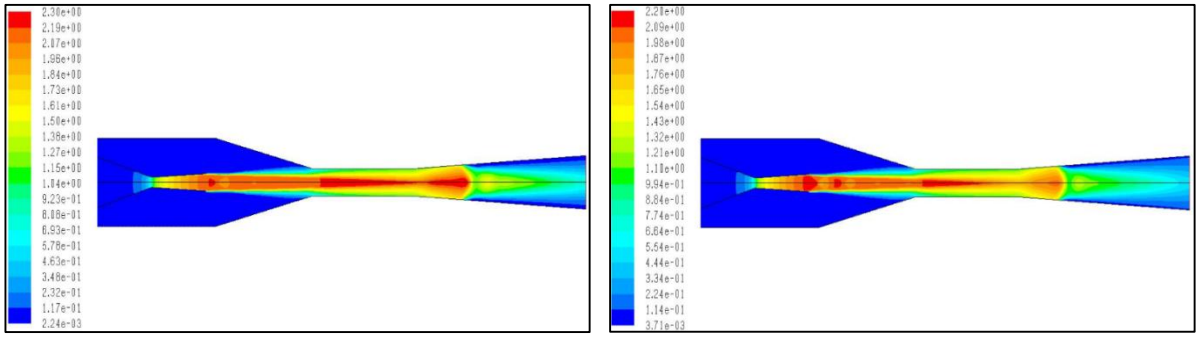
همانطور که در شکل‌های ۱۴ و ۱۳ دیده می‌شود در ورودی اجکتور سرعت بسیار کم (مانند شرایط سکون) است. تا قبل از گلوگاه نازل اولیه اجکتور عدد ماخ کمتر از یک و جریان زیر صوت است. در گلوگاه نازل عدد ماخ به یک رسیده و در قسمت واگرای نازل سرعت و عدد ماخ افزایش یافته و جریان فراصوت به وجود می‌آید. در خروجی نازل سرعت به شدت افزایش و فشار کاهش می‌یابد. این کاهش فشار خلأ لازم برای مکش جریان از اواپراتور را فراهم می‌کند.

شکل های ۱۷ و ۱۵ کانتور فشار برای سیال عامل R_{141b} در دمای ژنراتور ۷۸˚C و دمای اواپراتور۱۵ ˚C را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل دیده می‌شود کاهش فشار در خروجی نازل و پس از شوک قائم در دیفیوزر مشهود است. برای مبرد R_{141b} شوک قائم در انتهای محفظه قطر ثابت و ابتدای دیفیوزر اتفاق می‌افتد. محل شوک به فشار پشت اجکتور بستگی دارد. در اثر افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور محل ایجاد شوک به سمت خروجی اجکتور حرکت می‌کند. ماکزیمم عدد ماخ در دمای اواپراتور ثابت، با افزایش دمای ژنراتور افزایش می‌یابد؛ به طور مثال برای سیال عامل R_{141b} این مقدار از ۲/۲۰ در دمای ژنراتور ۷۸˚C به ۲/۴۶در دمای ژنراتور ۹۵˚C می‌رسد. ماکزیمم عدد ماخ در دمای ژنراتور ثابت، با افزایش دمای اواپراتور کاهش می‌یابد؛ به طور مثال برای سیال عامل R_{141b} این مقدار از۲/۳۱ در دمای اواپراتور ۵˚C به۲/۲۰ در دمای اواپراتور ۱۵˚C می‌رسد. جریان

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

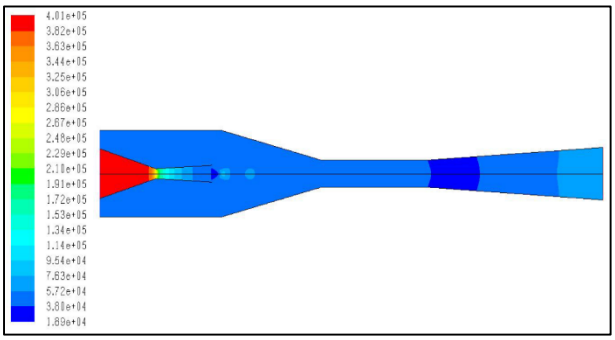
[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

مافوق‌صوت پس از شوک به جریان زیر صوت تبدیل می شود و فشار تا فشار کندانسور افزایش می‌یابد. این روند برای همه‌ی مبردها یکسان است. همچنین دمای ورودی اولیه برای اجکتور دوم با توجه به نوع مبرد، دمای ژنراتور و دمای اواپراتور اولیه بین ۳۶ تا ۵۰ درجه سانتیگراد متغیر بود که در شکل های زیر کانتور دمایی اجکتور دوم نیز نشان داده شده است.

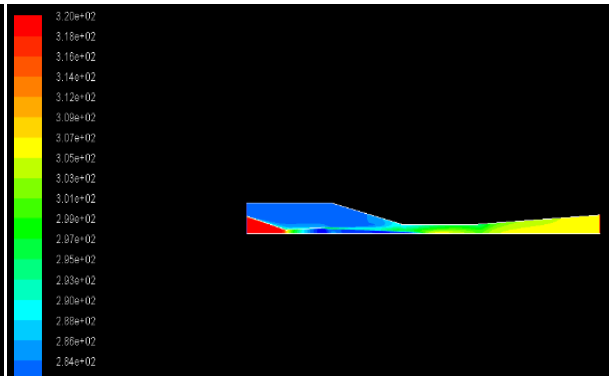


(ب) (الف)

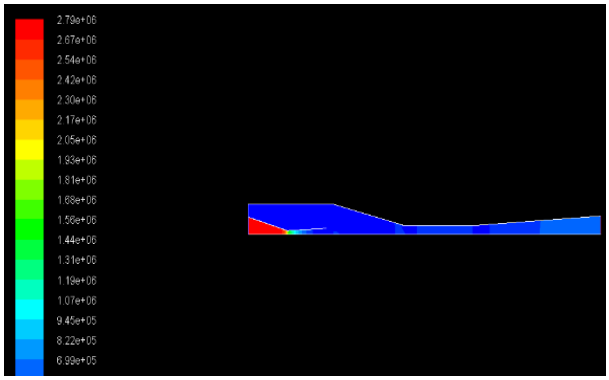
شکل ۱۴- کانتور عدد ماخ برای سیال عامل R۱۴۱b و دمای ژنراتور°C۷۸ و دمای اواپراتور الف: °C ۵ ب: °C ۸ ج: °C ۱۲



شکل ۱۵- کانتور فشار برای سیال عامل R۱۴۱b در دمای ژنراتور°C۷۸و دمای اواپراتور °C ۱۵



شکل ۱۶- کانتور دما برای اجکتور دوم با سیال عامل R۱۴۱b در دمای ژنراتور°C۷۸ و دمای اواپراتور °C ۱۵



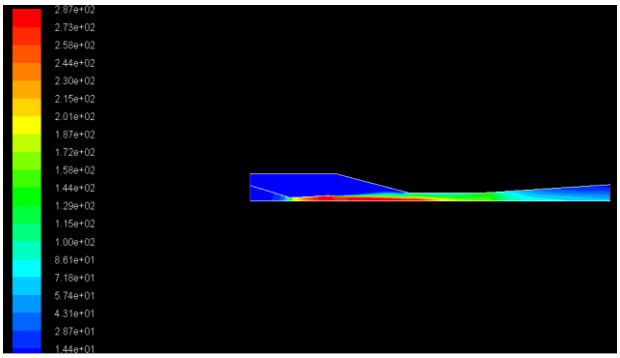
شکل ۱۷- کانتور فشار برای اجکتور دوم با سیال عامل R۱۴۱b در دمای ژنراتور°C ۷۸ و دمای اواپراتور °C ۱۵

همچنین شکل ۱۶ کانتور دما برای اجکتور دوم با سیال عامل R_{141b} در دمای ژنراتور°C۷۸ و دمای اواپراتور °C ۱۵ و شکل ۱۸ کانتورسرعت برای اجکتور دوم با سیال عامل R_{141b} در دمای ژنراتور°C۷۸و دمای اواپراتور °C ۱۵ را نشان می دهد. آنالیز ها و تعیین کانتورهای فشار، سرعت و دمای ارائه شده در شکل های ۱۸-۵ به همراه جداول ۵-۱ به طراح کمک می کند تا پارامترهای

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

طراحی را درست انتخاب نماید و تحلیل درستی از مسئله بدست دهد که منجر به طراحی های بهینه و اقتصادی تر خواهد شد و روند تغییرات منجر به ارائه تابع هدف و پیش بینی های آینده می شود.



شکل ۱۸- کانتورسرعت برای اجکتور دوم با سیال عامل R۱۴۱b در دمای ژنراتورC°۷۸و دمای اواپراتورC° ۱۵

۴- نتیجه گیری

نیاز روزافزون انسان به منابع انرژی و کاهش ذخایر انرژی، توجه بشر را به سمت انرژی‌های اتلافی و تجدیدپذیر سوق داده است. هر چند سیکل های اجکتوری نسبت به بقیه سیکل های دارای ضریب عملکرد پایین تری هستند اما هزینه نگهداری پایین، تجهیزات کمتر، عدم نیاز به روغن کاری و مزایای دیگر این سیکل باعث افزایش استفاده و مطالعه بر روی آن شده است. در راستای بهبود عملکرد سیستم های اجکتوری، در مقاله حاضر، یکی از انواع سیکل های ترکیبی اجکتوری به کمک روش عددی جریان درون یک سیکل تبرید بررسی شد. بدین منظور نقش پارامترهای عملیاتی، سیال عامل و قطر گلوگاه محفظه اختلاط بررسی شده اند. این مطالعه نشان می دهد که کارایی یک سیکل دو اجکتوری مستلزم پارامترهای زیادی از قبیل هندسه و نوع سیال عامل و محدوده دمایی کارکرد اجزای مختلف سیکل است. بنابر این برای به دست آوردن بهترین عملکرد، باید چند پارامتر همزمان کنترل شوند. طی کار با نرم افزار مشخص شده است که انتخاب نوع سیال عامل بدون در نظر گرفتن هندسه ی اجکتور باعث ناکارآمدی سیکل می شود. این نکته ضعف روش های یک بعدی را نشان می دهد چرا که در روش های یک بعدی، آب می تواند سیال عامل سیکل باشد اما بررسی ها نشان می دهد که جریان های برگشتی در ورودی ثانویه سبب ناکار آمدی آب به عنوان سیال عامل می شود. بنابراین به نظر می رسد بهترین راه برای رسیدن به بیشترین مقدار بازده توجه به امکانات موجود از قبیل هندسه و سیال عامل در دسترس و شرایط عملیاتی آسان است. نتایج به دست آمده در این پژوهش نشان می دهد که به طور کلی استفاده از سیکل اجکتوری چند مرحله ای با افزایش ۱۰٪ تا ۱۵ ٪ ضریب عملکرد، نسبت به سیکل ساده اجکتوری، همراه است. مقایسه ی نتایج نرم افزاری این مطالعه با مقالات و پژوهش های گذشته [۱۳] شاهدی بر این مدعا است. با توجه به آن که سیکل های دارای اجکتور عموما دارای ضریب عملکرد پایین هستند ۱۰٪ تا ۱۵٪ افزایش ضریب عملکرد باعث بهبود قابل تأمل کارایی این گونه از سیکل ها برای استفاده بیشتر است. اما از معایب آن می‌توان به پیچیده تر بودن سیکل، نیاز به فضای بیشتر و نیاز به پمپ بزرگتر اشاره نمود. نتایج نرم افزاری در این پژوهش حاکی از آن است که سیال R12 دارای بیشترین ضریب عملکرد COP بود اما اثرات مخرب زیادی بر روی لایه ازون دارد و بهتر است از مبرد های دیگر استفاده شود. سیال عامل R141b از نظر زیست محیطی آلایندگی کمتری دارد اما COP پایین سیکل با این سیال، همچنین قیمت بالا باعث محدودیت در استفاده از آن شده است. آمونیاک دارای سازگاری بسیار بالا با محیط است همچنین قیمت پایین و وجود منابع فراوان از این سیال از دیگر مزایای آن است. همچنین میزان سرمایش ایجاد شده توسط این سیال در حد مطلوبی است اما به دلیل آنکه اغلب سیکل های اجکتوری برای کارکرد با انرژی های اتلافی طراحی می شوند، استفاده از سیال عامل آمونیاک در این نوع از سیکل ها دچار محدودیت می شود چرا که نیاز به انرژی گرمایی زیادی است. پس از سیال R12 ، سیال مبرد R134a دارای بیشترین COP است همچنین از نظر تخریب روی لایه ازون در حد قابل قبولی بوده و قیمت مناسبی دارد. همچنین نتایج نشان داد که

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

سیال آمونیاک و سیال R141b به ترتیب دارای بیشترین و کمترین مقادیر Qe، Qg و Wp هستند. بنابر این آمونیاک به بزرگترین و R141b به کوچکترین پمپ نیاز دارند. افزایش دمای اواپراتور، باعث افزایش دبی جرمی جریان ثانویه می شود و باعث بهبود عملکرد سیستم می‌شود اما از طرف دیگر از دمای سرمایش مطلوب می کاهد. بنابراین با توجه به نوع نیاز و کاربری دمای محیط سرد می توان از دماهای بالاتر اواپراتور استفاده کرد. افزایش فشار ژنراتور، باعث افزایش دبی جرمی جریان اولیه و افزایش ممنتوم جریان مختلط می شود. افزایش ممنتوم، کاهش نسبی مکش جریان ثانویه و در نتیجه کاهش COP را به همراه دارد. از طرفی دمای ژنراتور باعث افزایش دمای سیال ورودی به اجکتور دوم خواهد شد که باعث بهبود عملکرد اجکتور دوم می شود. بنابراین برای تنظیم فشار و دمای ژنراتور باید به محدوده دمای کاری و میزان سرمایش مورد نیاز توجه نمود. نسبت جرمی و در نتیجه ضریب عملکرد سیکل رابطه ی مستقیمی با قطر محفظه اختلاط دارند [۱] و همانطور که نشان داده شد افزایش قطر با توجه به محدودیت های طراحی، باعث بهبود عملکرد سیستم می شود. در مجموع به نظر میرسد با توجه به هزینه ی پایین برای نگهداری سیکل تبرید اجکتوری دو مرحله ای، افزایش ضریب عملکرد آن و استفاده از منابع اتلافی حرارتی، این سیکل جایگزین بسیار مناسبی برای سایر سیکل ها در موارد استفاده مختلف است. با توجه به استفاده از دو اجکتور به جای کمپرسور در سیکل مورد بررسی و همچنین استفاده از اتلاف حرارتی خودرو به عنوان انرژی مورد نیاز برای راه اندازی سیکل می توان تا ۳۵ درصد در مصرف انرژی صرفه جویی نمود چرا که بخش اعظم انرژی در سیکل های برودتی توسط کمپرسور مصرف می شود. با توجه به ابعاد اجکتورهای موجود در این سیکل به لحاظ ایجاد فضای مناسب برای تعبیه آن در داخل محفظه کاپوت ماشین مشکل خاصی وجود ندارد و در آینده ای نزدیک با افزایش راندمان سیکل های اجکتوری می توان از آنها به صورت انبوه و فراگیر در صنعت خودرو برای ایجاد سرمایش استفاده نمود.

مراجع

[1] Munday J.T., Bagster D.F., A new ejector theory to steam jet refrigeration. IEC,Vol. 16 ,pp. 442–449, 1977.

[2] Sun D.W, Eames. I.W., Recent developments in the design theories and applications of ejectors-A review. Journal of the institute of Energy; Vol. 68 No. 475, pp. 65- 79, 1995.

[3] Chen S.L, Yen J.Y., Huang M.C., An experimental investigation of ejector performance based upon different refrigerants. ASHRAE Transaction Vol. 104, No. 2, pp. 153–160, 1998.

[4] Chunnanond K., Aphornratana S., Ejectors :application in refrigeration technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 8, pp. 129-155, 2004.

[5] Cizungu K, Groll M, Ling Z.G., Modelling and optimization of two-phase ejectors for cooling systems. Applied Thermal Engineering. Vol. 25, pp. 1979–1994.

[6] Zhu Y.H., Cai, W.J., Wen, C.Y., Li, Y.Z., Shock circle modelfor ejector performance evaluation. Energ. Convers. Manag, Vol. 48, pp. 2533- 2541, 2007.

[7] Bergander M.J., Butrymowicz D., Smierciew K., Karwacki J., Refrigeration Cycle With Ejector for Second Step Compression, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, Purdue e-Pubs, 2211, pp. 1-8, 2010.

[8] Chen X., Omer S., Worall M., Riffat S., Recent developments in ejector refrigeration technologies. International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp.1562–1576, 2011.

[9] Chen W., Liu M., Chong D., Yan J., Little A.B., Bartosiewicz Y., 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes. Int. J. Refrigeration Vol. 36, No.6, pp.1750-1761, 2013.

[10] Kshirsagar S.D., Deshmukh M.M., Combined Vapour Compression-Ejector Refrigeration System, A Review. International Journal of Engineering Research and Development, Vol.6, No.1, pp. 41-52, 2013.

[11] Wani J.R., Aklilu T.B., Woldeyohannes A.D., Hassan S., ANALYSIS OF REFRIGERATION CYCLE PERFORMANCE WITH AN EJECTOR, MATEC Web of Conferences. ICMER, Vol. 74, No. 00021, pp. 1-5, 2016.

[12] Surya S.D., Vasu T.A., Raghavan K.S., Chavali M., CFD Simulation of Ejector in Steam Jet Refrigeration. Journal of Applied Mechanical Engineering, Vol. 6, No. 3, pp.1-10, 2017.

[13] Kairouani L., Elakhdar M., Nehdi E., Bouaziz N., Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement,International journal of refrigeration, Vol. 32, pp. 1173-1185, 2009.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

[14] Chatzopoulou M.A., Markides C.N., Thermodynamic optimisation of a high-electrical efficiency integrated internal combustion engine – Organic Rankine cycle combined heat and power system, Applied Energy, Vol. 226, pp. 1229-1251, 2018.
[15] Ochoa G.M., Isaza-Roldan C., Forero J.D., A phenomenological base semi-physical thermodynamic model for the cylinder and exhaust manifold of a natural gas 2-megawatt four-stroke internal combustion engine. Heliyon, Vol. 5, No.10, pp. 1-10, 2019.
[16] دانیال خرم، احمد کشاورزی، داود خرم،امکانسنجی و تحلیل استفاده از سیکل تبرید جذبی در کولر خودرو با استفاده از گرمای محصوالت احتراق، همایش ملی انرژی دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر آذر ۱۳۹۴، ۷-۱.
[17] مولانی، فریدون و غائبی، هادی و ملکی، عبدالرضا،۱۳۹۳،تحلیل ترمودینامیکی سیکل ترکیبی توربین گاز احتراق خارجی - تبرید اجکتوری با بهره گیری از سوخت بیوماس،چهارمین کنفرانس بین المللی رویکردهای نوین در نگهداشت انرژی،تهران ،https://civilica.com/doc/365598

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]

چکیده انگلیسی:

Validation and thermodynamic analysis of multi-stage ejector refrigeration cycle in car cooler using combustion heat

Saeed Daneshmand [1], Rahman Cheraghi Shamsabadi [2], Vahid Monfared[3*]

1. Department of Mechanical Engineering, Majlesi Branch, Islamic Azad University, Isfahan, Iran. E-mail: s.daneshmand@iaumajlesi.ac.ir (PhD, Associate professor)
2. Department of Mechanical Engineering, Majlesi Branch, Islamic Azad University, Isfahan, Iran. E-mail:cheraghi.shamsabadi@yahoo.com
3. Department of Mechanical Engineering, Zanjan Branch, Islamic Azad University, Zanjan, Iran. *E-mail: vahid_monfared@alum.sharif.edu, (PhD, Associate professor)

Received: December 2020, Accepted: March 2021

Abstract

In order to improve the performance of the ejector systems, this research has been conducted with the purpose of validation and thermodynamic analysis of multi-stage ejector refrigeration cycle in car cooler using combustion heat. For this purpose, one of a variety of combined ejector cycles using a numerical flow method inside a refrigeration cycle, and role of operating parameters, operating fluid, and throttle diameter of the mixing chamber were studied. The obtained results show that the use of a multi-stage oscillation cycle with an increase of 10% to 15% of the coefficient of performance, compared to the simple cycle of inclination. Also, the obtained results indicate that the R12 fluid has the highest coefficient of performance COP but will have effects on the ozone layer and is better than other refrigerants used. It seems that considering the low cost of maintaining the two-stage ejector refrigeration cycle is very suitable alternative for other cycles in different applications. Given the using two ejectors instead of a compressor and using automobile heat dissipation as the energy needed to start the cycle can save up to 35% of energy consumption, as most of the energy in the cooling cycle is consumed by the compressor. Due to the size of the ejectors in this cycle and considering the creation of a suitable space for fitting it inside the car hood, there is no particular problem and can be used massively and extensively in the automotive industry to create cooling.

Key words: Thermodynamic analysis, Multi-stage ejector refrigeration cycle, Combustion products
*corresponding author: vahid_monfared@alum.sharif.edu

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-06]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1399.7.4.4.7]