

## مقایسه عملکرد چرخه‌های ترکیبی اجکتور- تراکم بخار

شعبان علیاری شوره‌دلی<sup>۱</sup>

<sup>۱</sup> استادیار دانشکده مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

sh\_alyari@sru.ac.ir

**چکیده:** در این مقاله، عملکرد چهار چرخه ترکیبی اجکتور- تراکم بخار شاخص مقایسه شده‌اند. برای تحلیل عملکرد اجکتور در حالت بحرانی الگوریتم غیر تکراری به کار برده شده است. همچنین برای تخمین ضریب افت در فرایند اختلاط ایده استفاده از پارامترهای جریان به جای استفاده از مشخصات هندسی و شرایط کاری ارائه شده است. اثر شرایط کاری و میرد مورد استفاده بر کمیت‌هایی مانند ضریب عملکرد، ضریب عملکرد حرارتی و نسبت دبی‌های جرمی اجکتور مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که در دماهای کندانسور بالا اختلاف ضریب عملکرد چرخه‌های ترکیبی با ضریب عملکرد چرخه تراکم بخار معمولی بسیار کاهش می‌یابد. چرخه‌های ترکیبی که تنها از گرمای اتلافی در کندانسور زیر چرخه بخار استفاده می‌کنند نسبت به چرخه‌هایی که از منبع گرمایی خارجی بهره می‌برند، ضریب عملکرد پایین‌تری دارند و در محدوده دماهای کندانسور و ژنراتور کوچک‌تری قابل استفاده هستند.

**واژه‌های کلیدی:** چرخه ترکیبی، اجکتور، چرخه تراکمی، عملکرد.

\* نویسنده مسئول

سیستم تبرید اجکتوری روش مناسبی برای استفاده از انرژی‌های پایداری مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و انرژی‌های کم‌ارزش از منابعی مانند خروجی خودروها و فرایندهای صنعتی است. محدودیت اصلی سیستم تبرید اجکتوری ضریب عملکرد نسبتاً پایین آن در مقایسه با سیستم تراکم بخار است. یوسفی و همکاران [۱] تأثیر نوع سیال عامل را بر عملکرد سیستم تبرید اجکتوری بررسی کردند. نتایج نشان داد که چرخه تبرید اجکتوری با سیال عامل R141b دارای کمترین و با سیال عامل R12 دارای بیشترین بازده است. غائبی و همکاران [۲] سیستم تلفیقی سیکل رانکین آلی (ORC) و سیستم تبرید اجکتوری را از دیدگاه انرژی و انرژی تحلیل کردند. آن‌ها دریافتند که از نظر هر دو دیدگاه بیشترین کارایی چرخه ترکیبی مربوط به ترکیب ایزوبوتان و R113 به ترتیب برای چرخه تبرید اجکتوری و چرخه ORC است.

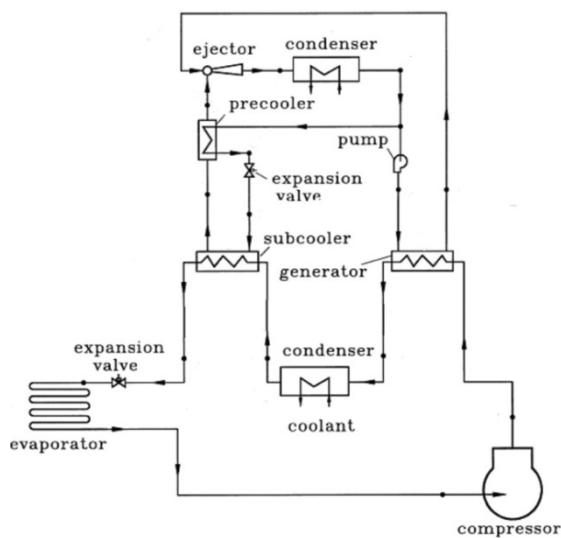
با ترکیب چرخه اجکتوری با دیگر چرخه‌ها مانند تراکم بخار و جذبی می‌توان ضریب عملکرد را بهبود بخشید [۳]. سان [۴] به کمک یک مبدل حرارتی داخلی چرخه اجکتور و چرخه تراکم بخار را ترکیب کرد و نشان داد که در چرخه جدید، عملکرد سیستم نسبت به سیستم‌های معمولی، افزایش قابل توجهی یافته و ضریب عملکرد سیستم قابل مقایسه با سیستم‌های جذبی است. همچنین با استفاده از مبردهای دوگانه می‌توان عملکرد سیستم را بهبود بیشتری بخشید. هوآنگ و همکاران [۵] سیستم تبرید با چرخه ترکیبی را پیشنهاد دادند که شامل سیستم تبرید و تهویه مطبوع معمولی با کمپرسور مکانیکی و چرخه سرمایش اجکتوری است. نتایج محاسبات هوآنگ و همکاران نشان داد که در دمای تبخیرکننده ۵- درجه سانتی‌گراد ضریب عملکرد سیستم پیشنهادی تا ۱۸/۴٪ بهبود می‌یابد. نتایج تجربی هوآنگ و همکاران برای دمای تبخیرکننده ۴/۵- درجه سانتی‌گراد بهبود ۱۴٪/و برای دمای تبخیرکننده ۵°C بهبود ۲۴٪ را نشان داد. هرناندز و همکاران [۶] به صورت تئوری رفتار ترمودینامیکی سیستم تبرید کمپرسوری و اجکتوری هیبرید را با دو مبرد R142b و R134a بررسی کردند. آن‌ها اثر دمای کندانسور و دمای ژنراتور را بر عملکرد سیستم بررسی کردند و نشان دادند که حداکثر ضریب عملکرد برای سیال‌های متفاوت در شرایط متفاوتی به دست می‌آید. هوآنگ و همکاران [۷] به صورت تجربی سیستم سرمایش/گرمایش اجکتوری خورشیدی هیبریدی را بررسی کردند. این سیستم مرکب شامل سیستم سرمایش اجکتوری بدون پمپ و پمپ حرارتی با کمپرسور سرعت متغیر است. سیستم سرمایش اجکتوری به کمک گرمای خورشید کندانسور پمپ حرارتی را خنک کرده و بدین ترتیب ضریب عملکرد پمپ حرارتی را افزایش می‌دهد و به وسیله سیستم کنترلی با تنظیم سرعت

دورانی کمپرسور مصرف کمپرسور را کم می‌کند. پترنکو و همکاران [۸] سیستم تولید سه‌گانه‌ای را پیشنهاد دادند که شامل یک سیستم تولید همزمان قدرت الکتریکی و گرما و یک چرخه تبرید آبشاری است. چرخه تبرید آبشاری ترکیبی از سیستم تبرید تراکمی مکانیکی و سیستم سرمایش اجکتوری است که از گرمای اتلافی استفاده می‌کند. آن‌ها اثر شرایط کاری، هندسه بهینه اجکتور و مشخصه‌های عملکردی سیستم سرمایش اجکتوری را تعیین کردند. همچنین اثر دمای اواپراتور سیستم تبرید تراکمی مکانیکی را بر عملکرد سیستم آبشاری نشان دادند. ژو و جیانگ [۹] سیستم تبریدی را ارائه کردند که چرخه تبرید تراکم بخار را با چرخه سرمایش اجکتوری ترکیب می‌کند. چرخه سرمایش اجکتوری از گرمای اتلافی کندانسور چرخه تبرید تراکم بخار استفاده می‌کند. ظرفیت سرمایش اضافی از چرخه اجکتوری به‌طور مستقیم وارد تبخیرکننده چرخه تبرید تراکم بخار می‌شود. نتایج تحلیل این سیستم نشان داد که این سیستم قادر است به‌طور مؤثری ضریب عملکرد را بهبود بخشد، مشروط بر اینکه چرخه اجکتوری از مبردی استفاده کند که دمای آن در خروجی کمپرسور بالا باشد. یان و همکاران [۱۰] نیز چرخه مرکب اجکتور-تراکم بخار را بررسی کردند. نتایج تجربی آن‌ها نشان داد که اولاً عملکرد چرخه مرکب به سه دمای تبخیرکننده، ژنراتور و کندانسور زیر چرخه اجکتوری بسیار حساس است، ثانیاً نحوه تغییر میزان مادون سرد بودن در زیر چرخه تراکم بخار مشابه نحوه تغییر ضریب عملکرد چرخه مرکب است و ثالثاً این سیستم تحت شرایط کاری معینی، ضریب عملکرد را به‌طور نسبتاً محسوسی (۲۱٪-۱۵٪) بهبود می‌بخشد. چن و همکاران [۱۱] سیستم هیبریدی تراکم بخار CO<sub>2</sub> و اجکتور را برای استفاده در سرمایش حمل‌ونقل جاده‌ای مورد بررسی قرار دادند. هدف آن‌ها استفاده از گرمای اتلافی گازهای خروجی از موتور و نیز گرمای اتلافی در زیر سیستم تراکم بخار بود. نتایج نشان داد که هرچه انرژی بیشتری از گازهای خروجی فراهم شود، عملکرد زیر سیستم تراکم بخار CO<sub>2</sub> بهتر شده و در نتیجه در قدرت تراکم یکسان، ظرفیت سرمایش زیر سیستم تراکم بخار افزایش می‌یابد. بن منصور و همکاران [۱۲] اثرات درهم‌تنیده مشخصه‌های عملکردی اجکتور، شرایط فشار و دما در ژنراتور و اثر متقابل با کمپرسور را بر سیستم‌های تبرید بررسی کردند. برای این منظور آن‌ها در کنار چرخه تراکم بخار معمولی، که به‌عنوان مرجع در نظر گرفته شده بود، از یک چرخه تبرید تراکمی اجکتوری هیبرید و دو چرخه کمپرسوری اجکتوری آبشاری استفاده کردند. چرخه‌های مناسب‌تر با تحلیل عملکرد و بهینه‌سازی پارامتری انتخاب شدند. نتایج نشان داد که برای شرایط کاری معین، ضریب عملکرد چرخه‌های انتخاب‌شده نسبت به چرخه تراکم مکانیکی معمولی

اکثر چرخه‌های ترکیبی اجکتور- تراکم بخار مورد بررسی توسط پژوهشگران هستند. مقایسه این چرخه‌ها کمتر مورد توجه بوده است. بنابراین در این مقاله عملکرد این چرخه‌ها تحلیل و مقایسه شده است. همچنین در مدل‌سازی رفتار اجکتور، الگوریتم جدیدی به کار رفته و در تخمین ضریب افت در فرایند اختلاط نیز روش جدیدی ارائه شده است.

## ۲. معرفی چرخه‌های ترکیبی مورد مطالعه

چرخه پیشنهادی توسط هوآنگ و همکاران در شکل (۱) نشان داده شده است. زیرچرخه سرمایه‌گذاری اجکتوری از گرمای اتلافی در کندانسور زیرچرخه تراکم بخار استفاده می‌کند. ظرفیت سرمایه‌گذاری ایجاد شده توسط زیرچرخه سرمایه‌گذاری اجکتوری برای مادون سرد کردن مایع تقطیر شده در کندانسور زیرچرخه تراکم بخار و در نتیجه افزایش ضریب عملکرد آن به کار می‌رود. انتقال گرما بین این دو چرخه توسط یک واحد انتقال گرمای واسطه صورت می‌گیرد. این واحد واسطه شامل مادون سردساز برای مادون سرد کردن مبرد مایع در زیرچرخه تراکم بخار و ژنراتور برای تولید بخار در زیرچرخه سرمایه‌گذاری اجکتوری است. برای افزایش عملکرد اجکتور یک پیش‌سردکن در چرخه سرمایه‌گذاری اجکتوری استفاده شده است.



شکل (۱): چرخه ترکیبی اجکتور- تراکم بخار پیشنهادی توسط هوآنگ و همکاران [۵]

چرخه توسعه یافته توسط ژو و جیانگ در شکل (۲) نشان داده شده است. در این چرخه ترکیبی نیز چرخه سرمایه‌گذاری اجکتوری از گرمای اتلافی در کندانسور چرخه تبرید تراکم بخار استفاده می‌کند. جریان ثانویه اجکتور ابتدا به وسیله یک بوستر متراکم می‌شود تا از کار کردن اجکتور در شرایط درست اطمینان حاصل شود. ظرفیت سرمایه‌گذاری ایجاد شده توسط چرخه اجکتوری به طور مستقیم به تبخیرکننده چرخه تبرید تراکمی تزریق می‌شود.

بهبود قابل توجهی یافته است. یان و همکاران [۱۳] چرخه تراکم بخار و اجکتوری هیبرید را به صورت تجربی بررسی کردند. در این مطالعه با استفاده از زیرچرخه تبرید اجکتوری، میزان مادون سرد بودن زیرچرخه تراکم بخار بهبود یافت. آن‌ها دریافتند که برای نسبت‌های سطح اجکتور بزرگ محدوده موقعیت خروجی نازل بهینه بسیار باریک است و برعکس برای نسبت‌های سطح اجکتور کوچک، نسبت دبی‌های جرمی به موقعیت خروجی نازل حساس نیست. همچنین بهبود ضریب عملکرد چرخه هیبرید نسبت به زیرچرخه تراکم بخار به طور متوسط به ۱۹/۴٪ می‌رسد. ژاؤ و همکاران [۱۴] برای بهبود عملکرد سیستم تبرید اجکتوری بوستری را قبل از اجکتور به کار بردند تا فشار جریان ثانویه را افزایش دهد. آن‌ها اثر فشار خروجی بوستر را بر ضریب عملکرد، نسبت دبی‌های جرمی اجکتور و نسبت سطح اجکتور بررسی، و نیز نرخ‌های تخریب آگزرژی در اجزای سیستم را محاسبه و تحلیل کردند. مگدولی و همکاران [۱۵] نیز سیستم تبرید تراکم بخار هیبرید را بررسی کردند. در این سیستم هیبرید، انرژی گرمایی اتلافی سردکننده گاز در سیستم تبرید بخار به عنوان منبع محرک سیستم تبرید اجکتوری به کار رفته است. برای مبرد دی اکسید کربن، نتایج تحلیل سیستم هیبرید نشان می‌دهد که در ظرفیت سرمایه‌گذاری یکسان ضریب عملکرد سیستم هیبرید ۲۵٪ بالاتر و مصرف توان مکانیکی کل ۲۰٪ کمتر از مقادیر مربوط به سیستم تبرید تراکم بخار است. چن و همکاران [۱۶] چرخه سرمایه‌گذاری تراکم مکانیکی اجکتوری هیبرید را مورد مطالعه قرار دادند. این چرخه سرمایه‌گذاری ترکیبی از ماشین تبرید تراکم مکانیکی ترانس کریستال دی اکسید کربن و ماشین سرمایه‌گذاری اجکتوری است که از گرمای دفع شده از چرخه سرمایه‌گذاری دی اکسید کربن استفاده می‌کند. آن‌ها روشی برای تعیین پارامترهای طراحی بهینه و عملکرد چرخه سرمایه‌گذاری هیبریدی ارائه کردند و نشان دادند که رشد بازده چرخه سرمایه‌گذاری دی اکسید کربن به دلیل استفاده از چرخه سرمایه‌گذاری اجکتوری در دهامای تبخیر پایین تر بیشتر است. صنایع و همکاران [۱۷] چرخه سرمایه‌گذاری اجکتوری مرکب بخار-بخار و مایع-بخار جدیدی را ارائه نموده و این چرخه را از نقطه نظر انرژی، آگزرژی، زیست محیطی و اقتصادی مدل‌سازی کردند. سپس به کمک بهینه‌سازی، مقادیر بهینه پارامترهای طراحی پنج‌گانه چرخه را به دست آوردند. نتایج این پژوهش نشان داد که این چرخه در ظرفیت سرمایه‌گذاری معین ۲۵٪ ضریب عملکرد بالاتر، ۲۵٪ بازده آگزرژی بالاتر و ۳۱٪ مصرف الکتریسیته کمتر و ۸٪ هزینه سالانه کمتری در مقایسه با دیگر چرخه‌های سرمایه‌گذاری ترکیبی دارد.

چهار چرخه شاخص ارائه شده توسط هوآنگ و همکاران [۵]، ژو و جیانگ [۹]، بن منصور و همکاران [۱۲] و ژاؤ و همکاران [۱۴] اساس

## ۱.۲. تحلیل ترمودینامیکی

برای تحلیل ترمودینامیکی چرخه‌های مذکور، قوانین بقای جرم و انرژی برای هر یک از اجزای چرخه‌ها به کار رفته است. معادلات حاصل در مراجع [۵، ۶، ۹ و ۱۲] به طور کامل ارائه شده‌اند. به دلیل تعداد زیاد معادلات و رعایت اختصار، از ارائه مجدد آن‌ها در این مقاله خودداری شده است. اما از آنجایی که برای تحلیل اجکتور الگوریتم جدیدی و برای تخمین افت اختلاط روش جدیدی به کار رفته، جزئیات روش تحلیل اجکتور در بخش ۳ ارائه شده است.

## ۲.۲. مشخصه‌های عملکردی چرخه‌ها

عملکرد و هندسه اجکتور معمولاً برحسب نسبت دبی‌های جرمی ثانویه به اولیه  $(\omega = \dot{m}_s / \dot{m}_p)$ ، نسبت تراکم (نسبت فشار در خروجی اجکتور به فشار جریان ثانویه) و نسبت سطح اجکتور (نسبت سطح بخش سطح ثابت به سطح گلوگاه نازل اولیه) بیان می‌شوند. در چرخه‌های ترکیبی ضریب عملکرد و ضریب عملکرد گرمایی سیستم به ترتیب به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$COP = Q_e / (W_{comp} + W_{pump})$$

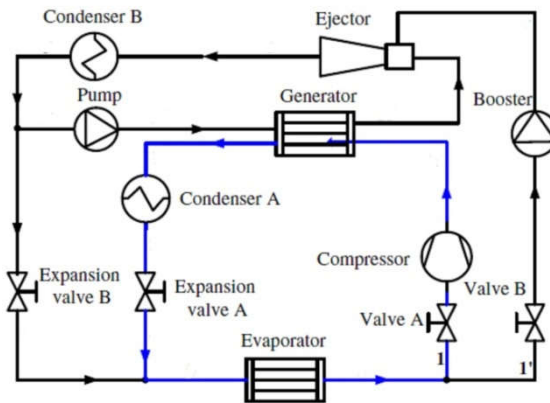
$$COP_{th} = Q_e / (Q_g + W_{comp} + W_{pump})$$

که در آن‌ها  $Q_e$  نرخ گرمای انتقال یافته در تبخیرکننده،  $Q_g$  نرخ گرمای انتقال یافته در ژنراتور،  $W_{comp}$  کار کمپرسور و  $W_{pump}$  کار پمپ است.

## ۳. تحلیل اجکتور

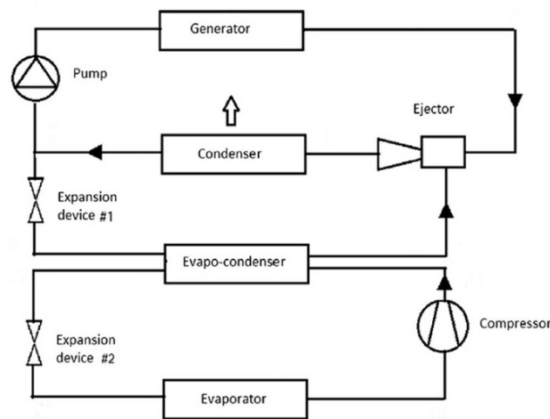
به منظور تحلیل اجکتور الگوریتم جدیدی بر اساس مدل هوآنگ و همکاران [۱۸] ارائه شده است. در الگوریتم جدید، حلقه‌های تکرار موجود در الگوریتم هوآنگ و همکاران حذف شده است. شکل (۵) فرایند اختلاط دو جریان را به صورت شماتیک نشان می‌دهد. با فرضیات زیر تحلیل اجکتور صورت گرفته است [۱۸]:

۱. سیال عامل گاز ایدئال است.
۲. جریان داخل اجکتور دائمی و یک‌بعدی است.
۳. انرژی جنبشی در ورودی مجاری اولیه و مکش و نیز در خروجی پخش‌کننده، قابل چشم‌پوشی است.
۴. به منظور ساده‌سازی استخراج مدل یک‌بعدی روابط ایزنتروپیک به عنوان تقریب به کار رفته‌اند و فرایندهای غیر ایدئال، اثرات اصطکاکی و افت‌های اختلاط با استفاده از ضرایب به کاررفته در روابط ایزنتروپیک در نظر گرفته شده‌اند.
۵. جریان اولیه پس از خروج از نازل بدون اختلاط با جریان ثانویه

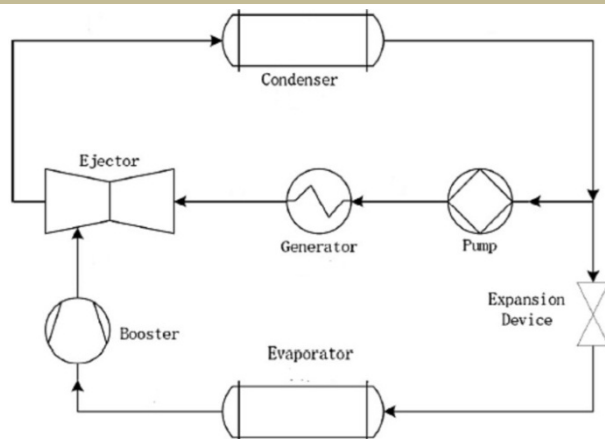


شکل (۲): چرخه ترکیبی توسعه یافته توسط ژو و جیانگ [۹]

سیستم آبشاری مورد بررسی توسط بن منصور و همکاران در شکل (۳) نشان داده شده است. این سیستم آبشاری از دو مدار مستقل تشکیل شده است (چرخه اجکتوری معمولی و چرخه تراکم مکانیکی) که به وسیله تبخیرکننده/کندانسور به صورت گرمایی به یکدیگر متصل شده‌اند. سیستم تبرید اجکتوری به همراه بوستر که توسط ژاو و همکاران مورد بررسی قرار گرفته، در شکل (۴) نشان داده شده است. در این سیستم برای افزایش فشار جریان ثانویه اجکتور از یک بوستر استفاده شده است.



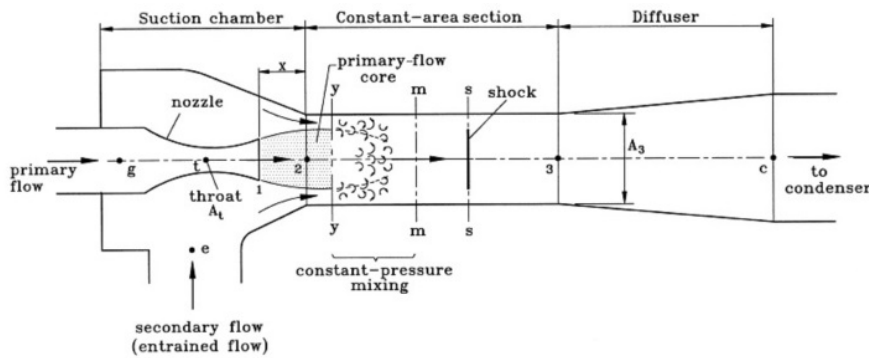
شکل (۳): سیستم آبشاری مورد بررسی توسط بن منصور و همکاران [۱۲]



شکل (۴): سیستم تبرید اجکتوری به همراه بوستر که ژاو و همکاران

بررسی کرده‌اند [۱۴]

۵. جریان ثانویه در مقطع y-y (گلوگاه فرضی) دچار خفگی شده است.
۶. دو جریان در y-y (گلوگاه فرضی) و قبل از ضربه قائم که در مقطع s-s است، با فشار یکنواخت  $P_{py} = P_{sy}$  شروع به اختلاط می کنند.
۸. دیوار داخلی اجکتور آدیاباتیک است.



شکل (۵): طرحواره عملکرد اجکتور [۱۸]

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\phi_p \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \right]}{\frac{1}{M_{p1}} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \right]} \quad (۶)$$

که در آن ضریب  $\phi_p$  برای در نظر گرفتن افت جریان اولیه از مقطع ۱-۱ تا y-y در نظر گرفته شده است.

۵. محاسبه دماهای جریان اولیه و ثانویه در مقطع y-y ( $T_{py}, T_{sy}$ ):

$$\frac{T_g}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \quad (۷)$$

$$\frac{T_e}{T_{sy}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2 \quad (۸)$$

۶. محاسبه سرعت های جریان اولیه و ثانویه در مقطع y-y ( $V_{py}, V_{sy}$ ):

$$V_{py} = M_{py} a_{py}; a_{py} = \sqrt{\gamma R T_{py}} \quad (۹)$$

$$V_{sy} = M_{sy} a_{sy}; a_{sy} = \sqrt{\gamma R T_{sy}} \quad (۱۰)$$

۷. محاسبه عدد ماخ مخلوط قبل از ضربه قائم ( $M_m$ ) با فرض

$$P_m = P_{py}$$

با فرض اینکه جریان مخلوط بعد از ضربه قائم فرایند ایزنتروپیکی را طی کند و با توجه به فرض چشم پوشی از انرژی جنبشی جریان در خروجی پنخس کننده، بین کمیت های فشار مخلوط قبل از ضربه قائم  $P_m$ ، عدد ماخ مخلوط قبل از ضربه قائم  $M_m$  و فشار در خروجی پنخس کننده  $P_c$  رابطه زیر را می توان نوشت [۱۹]:

$$\frac{P_c}{P_m} = \left[ 1 + \frac{1}{2} (\gamma-1) M_m^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left[ \frac{\gamma+1}{2\gamma M_m^2 - (\gamma-1)} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \left[ \frac{(\gamma+1) M_m^2}{2 + (\gamma-1) M_m^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (۱۱)$$

الگوریتم جدید شامل مراحل دوازده گانه زیر است و این مراحل تنها یک بار و بدون تکرار انجام می شوند:

۱. محاسبه دبی جریان اولیه ( $\dot{m}_p$ ):

$$\dot{m}_p = \frac{P_g A_t}{\sqrt{T_g}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_p} \quad (۱)$$

که در آن،  $\eta_p$  بازده ایزنتروپیک نازل،  $P_g$  و  $T_g$  به ترتیب فشار و دمای ژنراتور و  $A_t$  سطح مقطع گلوگاه نازل است.

۲. محاسبه عدد ماخ جریان اولیه ( $M_{p1}$ ) و فشار ( $P_{p1}$ ) در

خروجی نازل:

$$\left( \frac{A_{p1}}{A_t} \right)^2 = \frac{1}{M_{p1}^2} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (۲)$$

$$\frac{P_g}{P_{p1}} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (۳)$$

که در آن،  $\gamma$  نسبت گرماهای ویژه و  $A_{p1}$  سطح مقطع در خروجی نازل است.

۳. محاسبه فشار جریان ثانویه در مقطع y-y ( $P_{sy}$ ) با فرض  $M_{sy} = 1$ :

$$\frac{P_e}{P_{sy}} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (۴)$$

که در آن،  $P_e$  فشار سکون جریان ثانویه است.

۴. محاسبه سطح مقطع ( $A_{py}$ ) و عدد ماخ جریان اولیه ( $M_{py}$ ) در

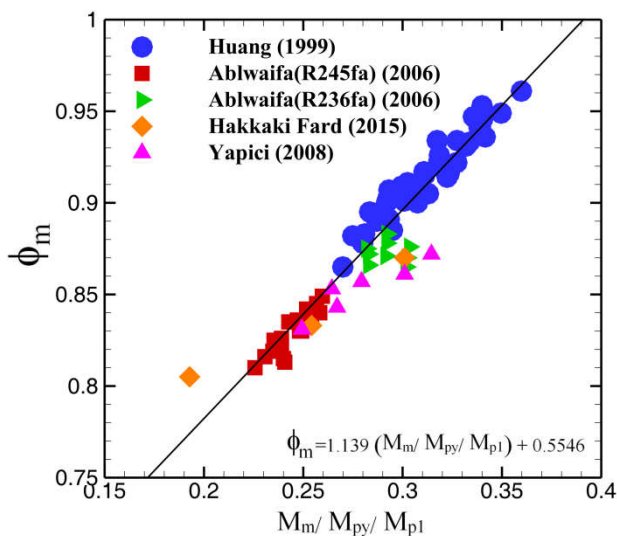
مقطع y-y با فرض  $P_{py} = P_{sy}$ :

$$\frac{P_{py}}{P_{p1}} = \frac{\left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (۵)$$

در این مقاله، استفاده از پارامترهای جریان پیشنهاد شده است. با استفاده از پارامترهای جریان همزمان اثر مشخصات هندسی، شرایط کاری مانند فشار در ورودی نازل، فشار در مجرای ورودی مکش و فشار پشتی و نیز اثر نوع سیال عامل در نظر گرفته می‌شود. با استفاده از داده‌های تجربی هوآنگ و همکاران [۱۸]، ابولویفا [۲۳]، حکاکی‌فرد و همکاران [۲۴] و یاپیسی و همکاران [۲۵] همبستگی خوبی بین ضریب افت  $\phi_m$  و نسبت  $\frac{M_m}{M_{py}/M_{p1}}$  مشاهده شده است. تغییرات  $\phi_m$  برحسب  $\frac{M_m}{M_{py}/M_{p1}}$  و خط برازش شده در شکل (۶) نشان داده شده است. به‌کمک رگرسیون غیرخطی و بر اساس نتایج تجربی مربوط به نسبت سطوح و نسبت دبی‌های جرمی رابطه خطی بین  $\phi_m$  و  $\frac{M_m}{M_{py}/M_{p1}}$  به‌صورت زیر به دست آمده است:

$$\phi_m = 1.3119 \frac{M_m}{M_{py}/M_{p1}} + 0.5546 \quad (18)$$

دبی‌های جرمی و نسبت سطوح اجکتور حاصل از مدل حاضر با نتایج ناشی از مدل تجربی هوآنگ و چانگ [۲۶] مقایسه شده‌اند. همان‌طور که در شکل (۷) نشان داده شده، حداکثر خطای مدل حاضر در تخمین نسبت دبی‌های جرمی حدود ۲۰٪ است و بیشترین خطا مربوط به داده‌های یاپیسی و همکاران است. شایان ذکر است که در مدل حاضر، فرض اختلاط در فشار ثابت به کار رفته، درحالی‌که اجکتور مورد استفاده توسط یاپیسی و همکاران اجکتوری با اختلاط در سطح ثابت است. همان‌طور که در شکل (۸) نشان داده شده، خطای مدل تجربی هوآنگ و چانگ در تخمین نسبت دبی‌های جرمی بسیار زیاد است.



شکل (۶): تغییرات ضریب افت اختلاط برحسب پارامترهای جریان

۸. محاسبه دمای مخلوط قبل از ضربه قائم  $(T_m)$ :

بر اساس موازنه اندازه حرکت و انرژی بین مقاطع y-y و m-m معادله درجه دوم زیر را می‌توان برای جذر دمای مخلوط قبل از ضربه قائم به دست آورد:

$$a\sqrt{T_m}^2 + b\sqrt{T_m} + c = 0$$

$$a = \phi_m \dot{m}_p (V_{py} - V_{sy}) \left( C_p + \frac{1}{2} M_m^2 \gamma R \right) \quad (12)$$

$$b = \dot{m}_p M_m \sqrt{\gamma R} (H_{sy} - H_{py})$$

$$c = \phi_m \dot{m}_p (V_{sy} H_{py} - V_{py} H_{sy})$$

که در آن،  $\phi_m$  ضریب افت در فرایند اختلاط و  $H_{py}$  و  $H_{sy}$  به ترتیب انتالپی کل جریان اولیه و ثانویه در مقطع y-y می‌باشند:

$$H_{py} = C_p T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2}, H_{sy} = C_p T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \quad (13)$$

۹. محاسبه دبی جرمی جریان ثانویه  $(\dot{m}_s)$ :

از موازنه اندازه حرکت بین مقاطع y-y و m-m نتیجه می‌شود که:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_p \frac{M_m \sqrt{\gamma R T_m} - \phi_m V_{py}}{\phi_m V_{sy} - M_m \sqrt{\gamma R T_m}} \quad (14)$$

۱۰. محاسبه سطح جریان ثانویه در مقطع y-y  $(A_{sy})$ :

$$\dot{m}_s = \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_s} \quad (15)$$

که در آن،  $\eta_s$  بازده ایزنتروپیک جریان ثانویه است.

۱۱. محاسبه سطح مقطع بخش سطح ثابت:

$$A_3 = A_{py} + A_{sy} \quad (16)$$

۱۲. محاسبه نسبت دبی‌های جرمی:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (17)$$

در الگوریتم مذکور، ضرایب افت در نازل جریان اولیه، جریان ثانویه قبل از اختلاط و جریان اولیه که نازل را ترک می‌کند، به ترتیب  $\eta_p = 0.9$ ،  $\eta_s = 0.85$  و  $\phi_p = 0.88$  در نظر گرفته شده‌اند [۱۸]. تحلیل حساسیت نشان می‌دهد که اثر ضریب  $\phi_m$  بر نتایج در مقایسه با دیگر ضرایب بیشتر است [۲۰]. این ضریب در تحلیل یک‌بعدی اجکتور به صورت‌های مختلفی در نظر گرفته شده است. در برخی پژوهش‌ها ضریب افت اختلاط ثابت در نظر گرفته شده و در پژوهش‌هایی برحسب فشارهای اولیه و ثانویه، مشخصات هندسی و نسبت دبی‌های جرمی و در مواردی تنها برحسب مشخصات هندسی روابطی بر اساس نتایج تجربی برای آن به دست آمده است [۲۱]. در گروه دیگری از پژوهش‌ها بر اساس نتایج حاصل از تحلیل مبتنی بر دینامیک سیالات عددی روابطی برای ضریب افت ارائه شده است [۲۲].



### ۵. مقایسه عملکرد چرخه‌ها

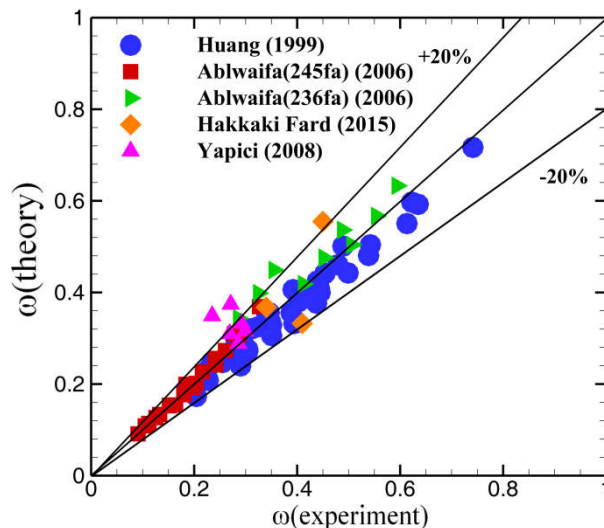
در این بخش، اثر دمای کندانسور و دمای ژنراتور بر عملکرد چرخه‌ها با مبرد R22 بررسی می‌شود. اثر نوع مبرد در بخش‌های آبی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. عملکرد چرخه‌ها برای ظرفیت سرمایش ۵ کیلووات و دمای تبخیرکننده ۵ درجه سانتی‌گراد در محدوده دمای کندانسور ۳۰-۷۰ درجه سانتی‌گراد و دمای ژنراتور ۷۰-۹۵ درجه سانتی‌گراد بررسی شده است. البته در چرخه‌ها محدودیت‌هایی برای دمای کندانسور و ژنراتور وجود دارد. در چرخه هوانگ نسبت دبی‌های جرمی حاصل از زیرچرخه اجکتوری باید با نسبت دبی‌های جرمی مورد نیاز در زیرچرخه تراکم بخار یکسان باشد. برای مثال برای سیال عامل R22 در دمای ژنراتور ۸۰ درجه سانتی‌گراد در دمای کندانسور کمتر از ۵۰ درجه سانتی‌گراد، امکان ارضای این شرط وجود ندارد. همچنین در ژنراتور چرخه‌های هوانگ و ژو باید آنتالپی جریان خروجی از کمپرسور بیشتر از آنتالپی در نقطه‌ای باشد که کمترین اختلاف دما بین دو سیال گرم و سرد رخ می‌دهد. برای مثال به دلیل این محدودیت در چرخه ژو برای سیال عامل R22 در دمای کندانسور ۵۰ درجه سانتی‌گراد دمای ژنراتور نمی‌تواند بیشتر از ۹۴ درجه سانتی‌گراد باشد. در همه چرخه‌ها سطح مقطع بخش سطح ثابت اجکتور باید بزرگ‌تر از سطح خروجی نازل اولیه باشد. برای مثال در چرخه ژو برای مبرد R22 برای ارضای این محدودیت در دمای کندانسور ۵۰ درجه سانتی‌گراد دمای ژنراتور نمی‌تواند کمتر از ۷۲ درجه سانتی‌گراد باشد.

### ۱.۵. بررسی اثر دمای کندانسور بر عملکرد چرخه‌ها

اثر دمای کندانسور در دمای ژنراتور ۸۰ درجه سانتی‌گراد بر ضریب عملکرد، نسبت دبی‌های جرمی اجکتور و ضریب عملکرد حرارتی بررسی شده است.

#### ۱.۱.۵. اثر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد چرخه‌ها

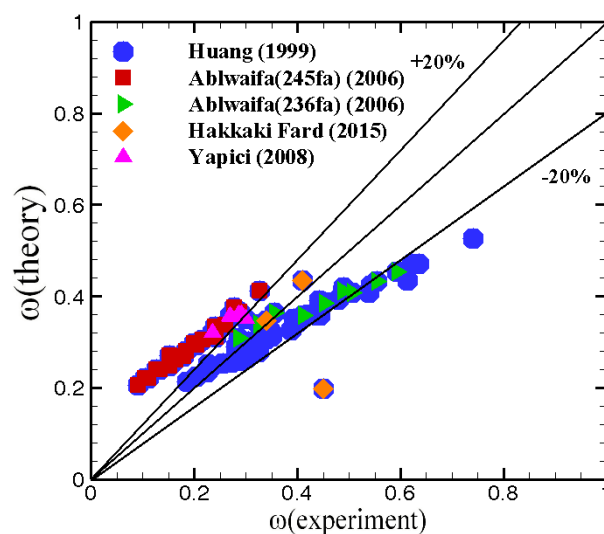
تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌ها برحسب دمای کندانسور در شکل (۹) نشان داده شده است. با توجه به ثابت بودن ظرفیت حرارتی تبخیرکننده، دلیل عمده تغییرات ضریب عملکرد تغییرات کار کمپرسور یا بوستر در چرخه‌های مورد مطالعه است. تغییرات کار کمپرسور در شکل (۱۰) نشان داده شده است. در دمای کندانسور معین در سه چرخه تراکم بخار معمولی، هوانگ و ژو کار مخصوص کمپرسور یکسان است، بنابراین تغییرات کار کمپرسور تابع تغییرات دبی جرمی است. و دبی جرمی کمپرسور در چرخه هوانگ کمتر از چرخه ژو و در چرخه ژو کمتر از چرخه تراکم بخار معمولی است. در دو چرخه



شکل (۷): مقایسه نسبت دبی‌های جرمی حاصل از مدل حاضر با داده‌های تجربی

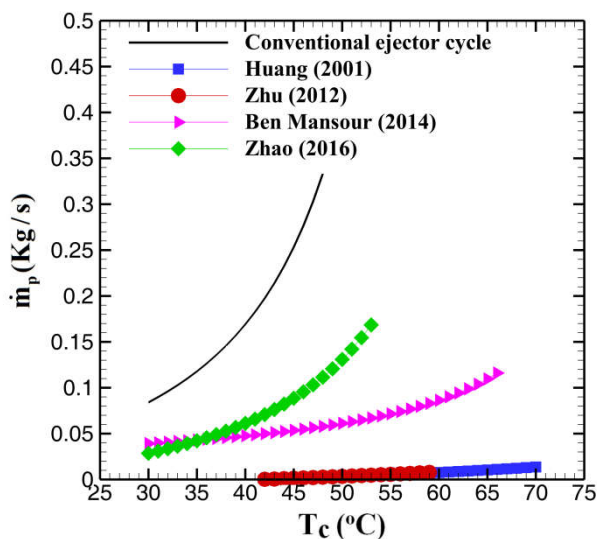
### ۴. انتخاب مبرد

در گذشته، معیار اصلی انتخاب مبرد حداکثر نمودن عملکرد بود، ولی امروزه علاوه بر عملکرد اثرات زیست‌محیطی، به‌کارگیری مبرد نیز مورد توجه قرار می‌گیرد. اثرات زیست‌محیطی به‌کمک پتانسیل گرمایش جهانی (GWP) و پتانسیل تخریب لایه ازن (ODP) مبرد ارزیابی می‌شوند. علاوه بر این، مبرد باید غیرقابل انفجار، غیر سمی، غیر خورنده، به‌صورت شیمیایی پایدار و ارزان باشد [۳]. بر این اساس مردهای R152a, R600a, R290 با پتانسیل تخریب لایه ازن صفر و پتانسیل گرمایش جهانی اندک و به‌منظور مقایسه دو مبرد R22 و R134a با پتانسیل گرمایش جهانی نسبتاً بالا انتخاب شده‌اند.



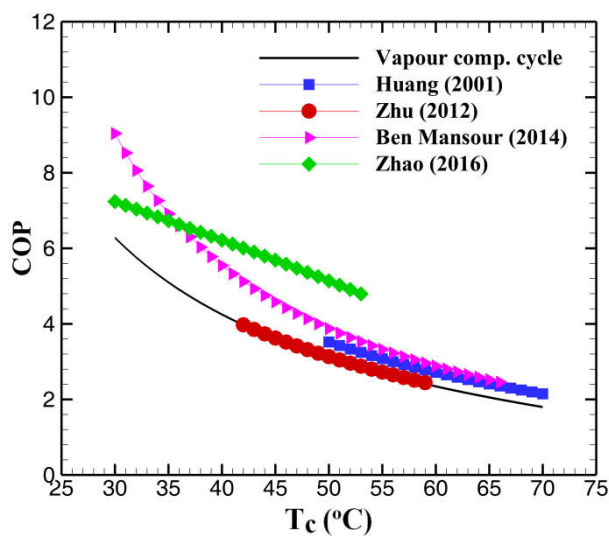
شکل (۸): مقایسه نسبت دبی‌های جرمی حاصل از مدل تجربی هوانگ و چانگ [۲۶] با داده‌های تجربی

جرمی کاهش می‌یابد. هر دوی این عوامل باعث افزایش فزاینده دبی جرمی جریان اولیه در اجکتور می‌شوند. در چرخه ژو و در دمای ژنراتور و تبخیرکننده ثابت، دمای جریان اولیه و ثانویه اجکتور ثابت هستند و در نتیجه با افزایش دمای کندانسور نسبت دبی‌های جرمی در اجکتور کاهش می‌یابد. روابط حاکم بر چرخه ژو نشان می‌دهند که در ظرفیت حرارتی تبخیرکننده ثابت با افزایش دمای کندانسور و کاهش نسبت دبی‌های جرمی اجکتور، دبی عبوری از کمپرسور افزایش خواهد یافت [۹]. با افزایش دبی جرمی عبوری از کمپرسور دبی جرمی اولیه اجکتور مورد نیاز نیز زیاد خواهد شد. اما افزایش دبی جرمی اولیه کاهش نسبت دبی‌های جرمی را جبران کرده و با افزایش دمای کندانسور دبی جرمی ثانویه مورد نیاز افزایش می‌یابد. در چرخه هوآنگ، با افزایش دمای کندانسور اختلاف آنتالپی در تبخیرکننده کاهش یافته و با توجه به ظرفیت حرارتی ثابت تبخیرکننده دبی جرمی در زیرچرخه تراکم بخار افزایش می‌یابد. با افزایش دبی جرمی در زیرچرخه تراکم بخار، برای ارضای بقای انرژی در ژنراتور و مادون‌سرد ساز دبی جرمی اولیه و ثانویه اجکتور افزایش می‌یابند. اما افزایش دبی جرمی اولیه غالب بوده و نسبت دبی‌های جرمی کاهش می‌یابد. در دمای ژنراتور و کندانسور یکسان نسبت دبی‌های جرمی در چرخه‌ای بالاتر است که دمای جریان ثانویه بالاتری دارد. بنابراین چرخه‌های هوآنگ، بن منصور، ژو، ژاو و چرخه اجکتوری معمولی به ترتیب دارای بیشترین دمای جریان ثانویه و نسبت دبی‌های جرمی هستند.

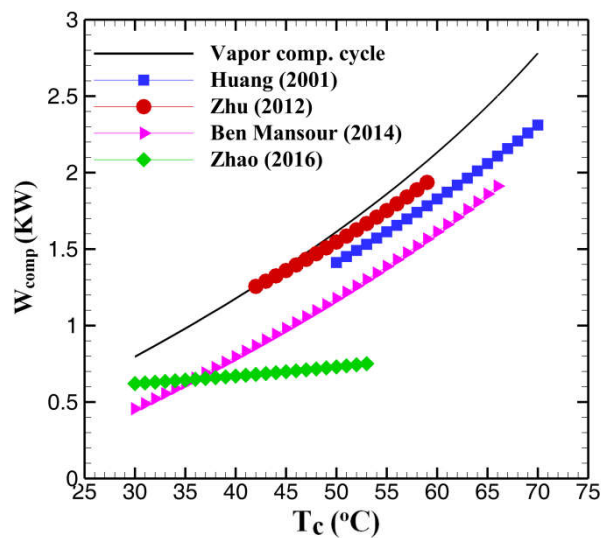


شکل (۱۱): تغییرات دبی جرمی جریان اولیه اجکتور برحسب دمای کندانسور در چرخه‌های مختلف

بن منصور و ژاو، هم کار مخصوص و هم دبی جرمی کمپرسور نسبت به سه چرخه مذکور کمتر هستند. بنابراین در دمای کندانسور معین در این چرخه‌ها کار کمپرسور کمتر است.



شکل (۹): تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌ها برحسب دمای کندانسور در چرخه‌های مختلف



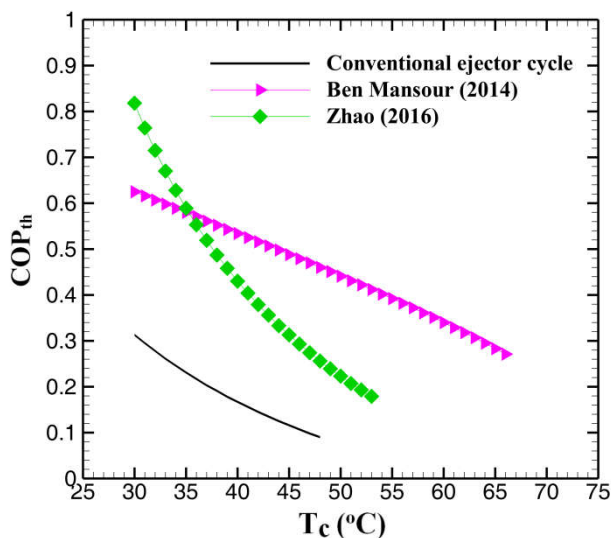
شکل (۱۰): تغییرات کار کمپرسور برحسب دمای کندانسور در چرخه‌های مختلف

### ۲.۱.۵. اثر دمای کندانسور بر دبی‌های جرمی اجکتور

تغییرات دبی جریان اولیه، ثانویه و نسبت دبی‌های جرمی اجکتور برحسب دمای کندانسور به ترتیب در شکل‌های (۱۱)، (۱۲) و (۱۳) نشان داده شده است. در چرخه اجکتوری معمولی، چرخه بن منصور و چرخه ژاو با افزایش دمای کندانسور اختلاف آنتالپی در تبخیرکننده کاهش یافته و دبی جرمی ثانویه مورد نیاز افزایش می‌یابد. از طرفی در دمای تبخیرکننده ثابت با افزایش دمای کندانسور نسبت دبی‌های



جذب شده در ژنراتور می شود. بنابراین با افزایش دمای کندانسور ضریب عملکرد حرارتی چرخه کاهش می یابد. در چرخه ژآو کار کمپرسور تابع دمای کندانسور نیست، اما با افزایش دمای کندانسور دبی جریان اولیه اجکتور به شدت افزایش می یابد. بنابراین با افزایش دمای کندانسور ضریب عملکرد حرارتی با شیب بیشتری کاهش می یابد. در چرخه اجکتوری معمولی، همان طور که پیش تر اشاره شد، با افزایش دمای کندانسور کار کمپرسور و دبی جریان اولیه افزایش می یابند. بنابراین با افزایش دمای کندانسور گرمای جذب شده در ژنراتور افزایش یافته و ضریب عملکرد حرارتی کاهش می یابد.



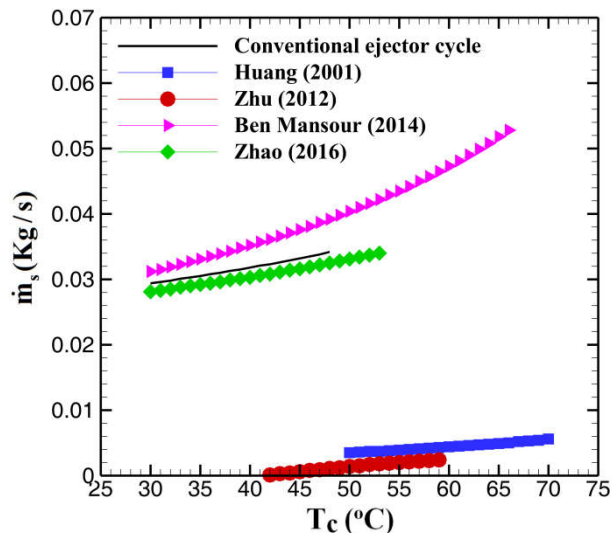
شکل (۱۴): تغییرات ضریب عملکرد حرارتی برحسب دمای کندانسور در چرخه های مختلف

### ۲.۵. بررسی اثر دمای ژنراتور بر عملکرد چرخه ها

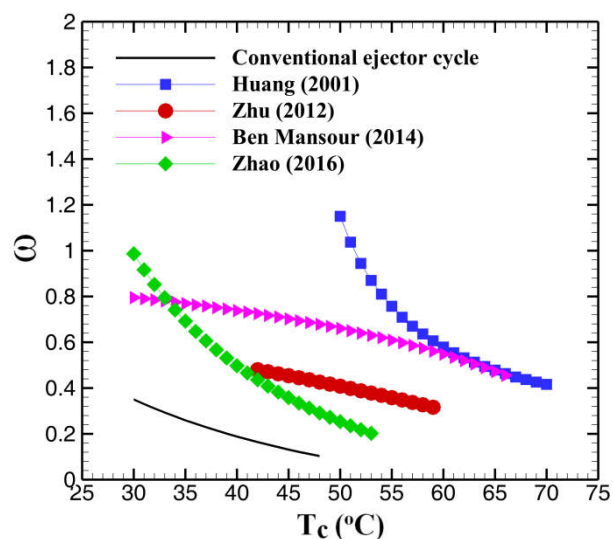
در دمای کندانسور ثابت ۵۰ درجه سانتی گراد اثر دمای ژنراتور بر ضریب عملکرد، نسبت دبی های جرمی اجکتور، ضریب عملکرد حرارتی و نسبت سطوح اجکتور بررسی شده است.

#### ۱.۲.۵. اثر دمای ژنراتور بر ضریب عملکرد چرخه ها

تغییرات ضریب عملکرد چرخه ها برحسب دمای ژنراتور در شکل (۱۵) نشان داده شده است. در ظرفیت حرارتی تبخیرکننده ثابت دلیل تغییرات ضریب عملکرد تغییرات کار کمپرسور یا بوستر و کار پمپ در چرخه های مورد مطالعه است. در دمای تبخیرکننده و کندانسور ثابت کار کمپرسور یا بوستر تنها تابع دبی جرمی کمپرسور است. زیرا کار مخصوص کمپرسور یا بوستر تابع دمای ژنراتور نیست. در چرخه تراکم بخار معمولی، ژآو، هوآنگ و بن منصور در دمای کندانسور، تبخیرکننده و ظرفیت حرارتی تبخیرکننده ثابت دبی جرمی کمپرسور و بوستر ثابت هستند و تابع دمای ژنراتور نمی باشند. در چرخه ژو دبی



شکل (۱۲): تغییرات دبی جرمی جریان ثانویه اجکتور برحسب دمای کندانسور در چرخه های مختلف

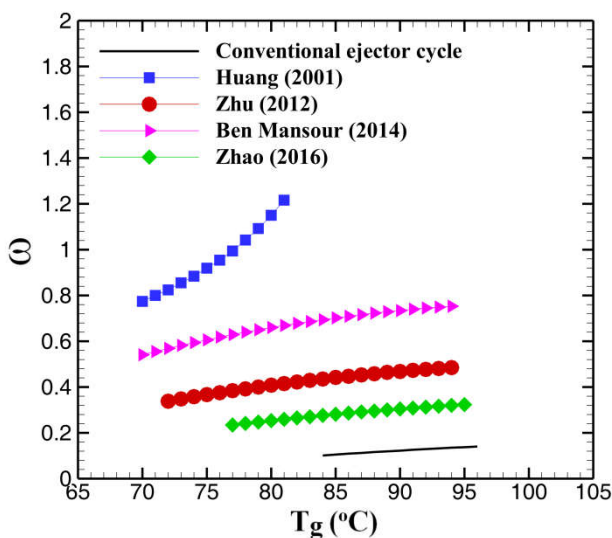


شکل (۱۳): تغییرات نسبت دبی های جرمی اجکتور برحسب دمای کندانسور در چرخه های مختلف

### ۳.۱.۵. اثر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد حرارتی

تغییرات ضریب عملکرد حرارتی برحسب دمای کندانسور در شکل (۱۴) نشان داده شده است. در ظرفیت حرارتی و دمای تبخیرکننده ثابت، تغییرات ضریب عملکرد حرارتی به طور عمده ناشی از تغییرات کار کمپرسور و تغییرات گرمای جذب شده در ژنراتور است. تغییرات کار کمپرسور در بخش های پیشین بررسی شد. اما در دمای ژنراتور و دمای کندانسور معین گرمای جذب شده در ژنراتور تابع دبی جرمی جریان اولیه اجکتور است. در چرخه بن منصور، همان طور که پیش تر اشاره شد، با افزایش دمای کندانسور کار کمپرسور و دبی جریان اولیه اجکتور افزایش می یابد. افزایش دبی جریان اولیه باعث افزایش گرمای

نشان داده شده است. در دمای کندانسور و تبخیرکننده و ظرفیت حرارتی تبخیرکننده ثابت در تمامی چرخه‌ها به استثنای چرخه ژو دبی جریان ثانویه اجکتور ثابت است و تابع دمای ژنراتور نیست. در چرخه ژو همان طور که قبلاً اشاره شد، با افزایش دمای ژنراتور دبی جرمی عبوری از کمپرسور باید افزایش یابد. بنابراین پیوسته با افزایش دبی جرمی عبوری از کمپرسور دبی جرمی تبخیرکننده و کندانسور ثابت با افزایش دمای ژنراتور نسبت دبی‌های جرمی اجکتور افزایش می‌یابد. و با توجه به ثابت بودن دبی جریان ثانویه دبی جرمی جریان اولیه مورد نیاز کاهش می‌یابد. در چرخه ژو نیز با افزایش دمای ژنراتور نسبت دبی‌های جرمی افزایش می‌یابد. بنابراین با توجه به کاهش دبی جرمی جریان ثانویه دبی جرمی جریان اولیه مورد نیاز کاهش شدیدتری دارد. در دمای ژنراتور و کندانسور یکسان نسبت دبی‌های جرمی در چرخه‌های بالاتر است که دمای جریان ثانویه بالاتری دارد. بنابراین چرخه‌های هوآنگ، بن منصور، ژو، ژاؤ و چرخه اجکتوری معمولی به ترتیب دارای بیشترین دمای جریان ثانویه و نسبت دبی‌های جرمی هستند.

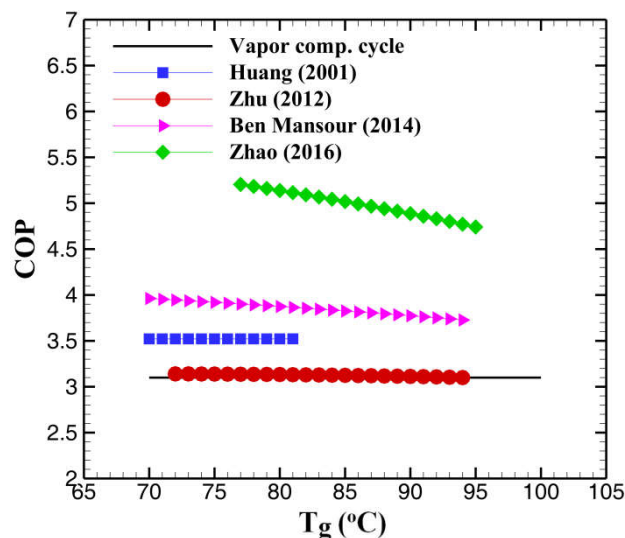


شکل (۱۶): تغییرات نسبت دبی‌های جرمی برحسب دمای ژنراتور در چرخه‌های مختلف

### ۳.۲.۵. اثر دمای ژنراتور بر ضریب عملکرد حرارتی

تغییرات ضریب عملکرد حرارتی چرخه‌ها برحسب دمای ژنراتور در شکل (۱۷) نشان داده شده است. در سه چرخه اجکتوری معمولی، بن منصور و ژاؤ در دمای کندانسور ثابت با افزایش دمای ژنراتور اختلاف آنتالپی مخصوص در ژنراتور کاهش می‌یابد. از طرفی همان طور که قبلاً اشاره شد، دبی جریان اولیه اجکتور نیز کاهش می‌یابد. بنابراین در دمای کندانسور و تبخیرکننده و ظرفیت حرارتی تبخیرکننده ثابت، با

عبوری از تبخیرکننده ثابت بوده و تابع دمای ژنراتور نیست. اما دبی عبوری از تبخیرکننده مجموع دبی جرمی عبوری از کمپرسور و دبی جرمی جریان ثانویه اجکتور است. از بقای انرژی در ژنراتور نتیجه می‌شود که با افزایش دمای ژنراتور دبی جرمی عبوری از کمپرسور باید افزایش یابد. در چرخه ژو با افزایش دمای ژنراتور به طور پیوسته دبی جرمی کمپرسور افزایش یافته و دبی جرمی جریان ثانویه اجکتور کاهش می‌یابد. با میل نمودن دبی جرمی جریان ثانویه به سمت صفر دبی جرمی کمپرسور در چرخه ژو با دبی جرمی کمپرسور در چرخه‌های تراکم بخار و ژاؤ یکسان می‌گردد.



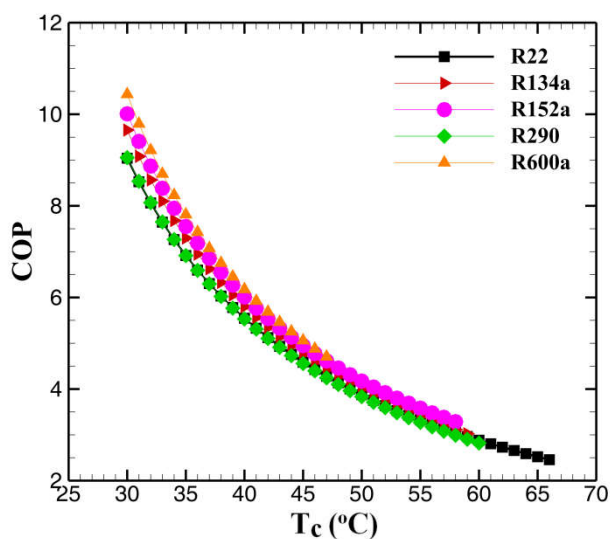
شکل (۱۵): تغییرات ضریب عملکرد برحسب دمای ژنراتور در چرخه‌های مختلف

در چرخه بن منصور دمای مبدل میانی کمتر از دمای کندانسور است، بنابراین اختلاف آنتالپی در تبخیرکننده نسبت به چرخه‌های تراکم بخار معمولی، ژاؤ و ژو بیشتر است. در نتیجه دبی جرمی عبوری از کمپرسور (که همان دبی عبوری از تبخیرکننده است) در سطح پایین تری قرار دارد. در چرخه هوآنگ نیز دمای مادون سردساز از دمای کندانسور کمتر است، بنابراین اختلاف آنتالپی در تبخیرکننده نسبت به چرخه‌های دیگر بیشترین مقدار را داشته و دبی جرمی عبوری از کمپرسور کمترین مقدار را دارد. با توجه به ثابت بودن کار مخصوص در تمامی چرخه‌ها نتیجه می‌شود که تنها در چرخه ژو با افزایش دمای ژنراتور کار کمپرسور اندکی افزایش می‌یابد و در بقیه چرخه‌ها کار کمپرسور تابع دمای ژنراتور نیست. بدین ترتیب کاهش اندک ضریب عملکرد در چرخه‌های بن منصور و ژو تنها به دلیل افزایش کار پمپ ناشی از افزایش دمای ژنراتور است.

### ۲.۲.۵. اثر دمای ژنراتور بر دبی‌های جرمی اجکتور

تغییرات نسبت دبی‌های جرمی برحسب دمای ژنراتور در شکل (۱۶)

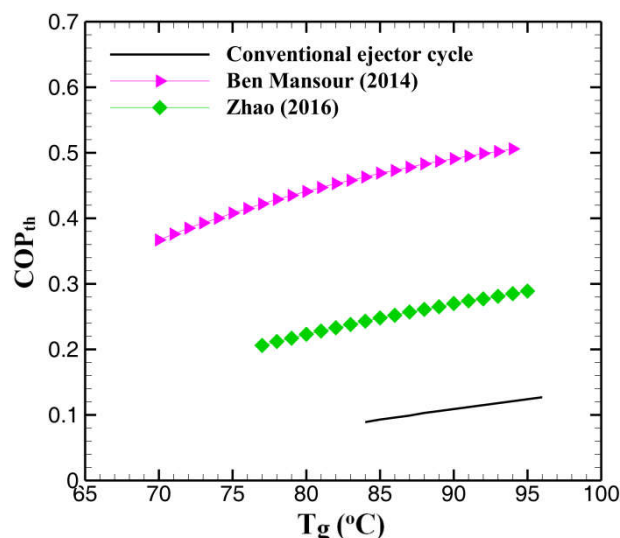
ضرایب عملکرد مبردهای مختلف وجود دارد.



شکل (۱۸): تغییرات ضریب عملکرد چرخه بن منصور برحسب دمای کندانسور با مبردهای مختلف

تغییرات ضریب عملکرد چرخه ژآو برحسب دمای کندانسور برای مبردهای مختلف در شکل (۱۹) نشان داده شده است. در چرخه ژآو نیز با توجه به ظرفیت حرارتی ثابت تبخیرکننده با افزایش دمای کندانسور دبی عبوری از تبخیرکننده و بوستر افزایش می‌یابد. در دمای کندانسور معین دبی جرمی بوستر مورد نیاز به ترتیب از مبرد R134a, R22, R152a, R600a تا R290 کاهش می‌یابد. در چرخه ژآو و با مبرد معین کار مخصوص بوستر تابع دمای کندانسور نیست و به ترتیب از مبرد R290, R600a, R152a, R22 تا R134a کاهش می‌یابد. بنابراین با توجه به تغییرات دبی جرمی و ثابت بودن کار مخصوص بوستر کار مورد نیاز بوستر در چرخه ژآو با افزایش دمای کندانسور افزایش می‌یابد. در دمای کندانسور معین کار مخصوص بوستر مورد نیاز به ترتیب از مبرد R290, R22, R134a, R600a تا R152a کاهش می‌یابد. بنابراین ضریب عملکرد چرخه ژآو با افزایش دمای کندانسور کاهش یافته و در دمای کندانسور معین به ترتیب از مبرد R600a, R152a, R134a, R22 تا R290 کاهش می‌یابد. ضریب عملکرد این چرخه با مبرد R600a بیشتر از ضریب عملکرد با مبرد R152a است به‌رغم اینکه کار کمپرسور مورد نیاز مبرد R600a اندکی بیشتر می‌باشد. این افزایش ضریب عملکرد به دلیل کار پمپ کمتر مورد نیاز با مبرد R600a است.

افزایش دمای ژنراتور ظرفیت حرارتی ژنراتور کاهش می‌یابد. با کاهش ظرفیت حرارتی ژنراتور و با توجه به ثابت بودن کار کمپرسور ضریب عملکرد حرارتی افزایش می‌یابد.



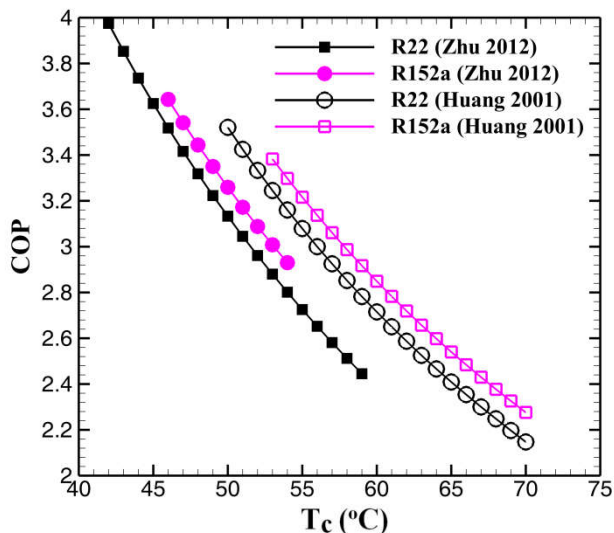
شکل (۱۷): تغییرات ضریب عملکرد حرارتی برحسب دمای ژنراتور در چرخه‌های مختلف

### ۳.۵. مقایسه عملکرد مبردهای مختلف

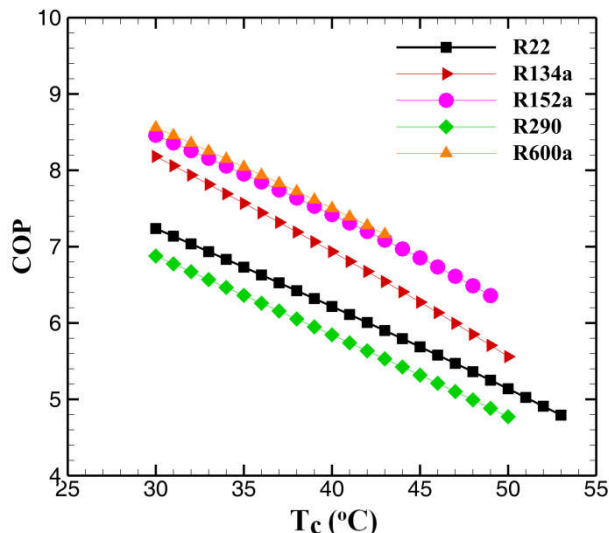
در این بخش، اثر استفاده از مبردهای R22, R134a, R152a, R290 و R600a بر عملکرد چرخه‌ها در دماهای کندانسور و ژنراتور مختلف بررسی شده است.

### ۱.۳.۵. تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌ها

تغییرات ضریب عملکرد چرخه آبشاری بن منصور برحسب دمای کندانسور برای مبردهای مختلف در شکل (۱۸) نشان داده شده است. در چرخه بن منصور با توجه به ظرفیت حرارتی ثابت تبخیرکننده با افزایش دمای کندانسور دبی عبوری از تبخیرکننده و کمپرسور افزایش می‌یابد. در دمای کندانسور معین دبی جرمی کمپرسور مورد نیاز به ترتیب از مبرد R22, R134a, R152a, R600a تا R290 کاهش می‌یابد. از طرفی با افزایش دمای کندانسور و به دنبال آن افزایش فشار در خروجی کمپرسور، کار مخصوص کمپرسور افزایش می‌یابد. در دمای کندانسور معین کار مخصوص کمپرسور مورد نیاز به ترتیب از مبرد R290, R600a, R152a, R22 تا R134a کاهش می‌یابد. بنابراین با توجه به تغییرات دبی جرمی و کار مخصوص کمپرسور، کار کمپرسور مورد نیاز در چرخه بن منصور با مبردهای مختلف تقریباً یکسان است و با افزایش دمای کندانسور افزایش پیدا می‌کند. بدین ترتیب با افزایش دمای کندانسور ضریب عملکرد چرخه بن منصور کاهش یافته و در دمای کندانسور معین تفاوت کمی بین

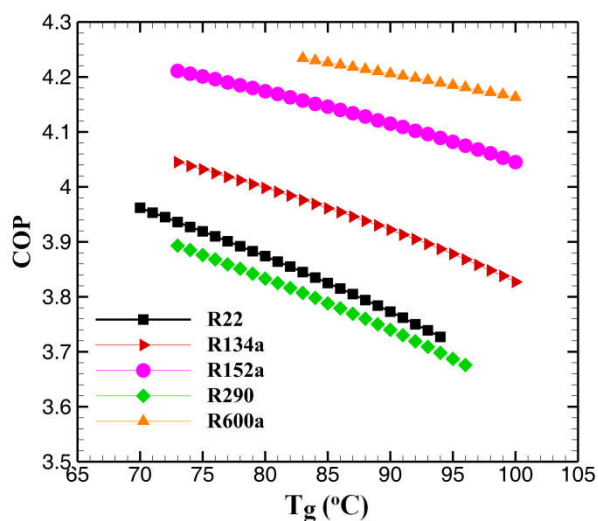


شکل (۲۰): تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌های ژو و هوآنگ برحسب دمای کندانسور برای مبردهای R22 و R152a



شکل (۱۹): تغییرات ضریب عملکرد چرخه ژاؤ برحسب دمای کندانسور با مبردهای مختلف

تغییرات ضریب عملکرد چرخه آبشاری بن منصور و ژاؤ برحسب دمای ژنراتور برای مبردهای مختلف به ترتیب در شکل‌های (۲۱) و (۲۲) نشان داده شده است. در این چرخه‌ها با دمای کندانسور، تبخیرکننده و ظرفیت حرارتی تبخیرکننده ثابت دبی جرمی عبوری از کمپرسور (یا بوستر) و کار مخصوص کمپرسور (یا بوستر) ثابت است. در نتیجه کار کمپرسور (یا بوستر) نیز ثابت است و تابع دمای ژنراتور نیست. کار کمپرسور (یا بوستر) مورد نیاز به ترتیب از مبرد R290، R22، R134a، R152a تا R600a کاهش می‌یابد. بنابراین ضریب عملکرد این دو چرخه با افزایش دمای ژنراتور و به دلیل افزایش کار پمپ اندکی کاهش می‌یابد و در دمای ژنراتور معین به ترتیب از مبرد R290 تا R22، R134a، R152a، R600a کاهش می‌یابد.

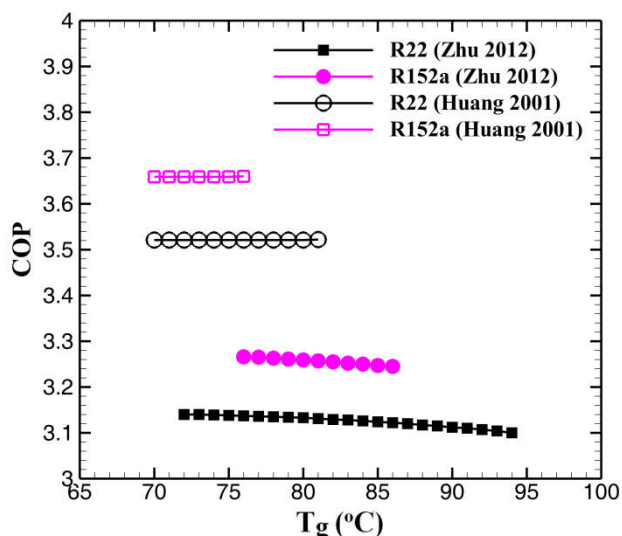


شکل (۲۱): تغییرات ضریب عملکرد چرخه بن منصور برحسب دمای ژنراتور با مبردهای مختلف

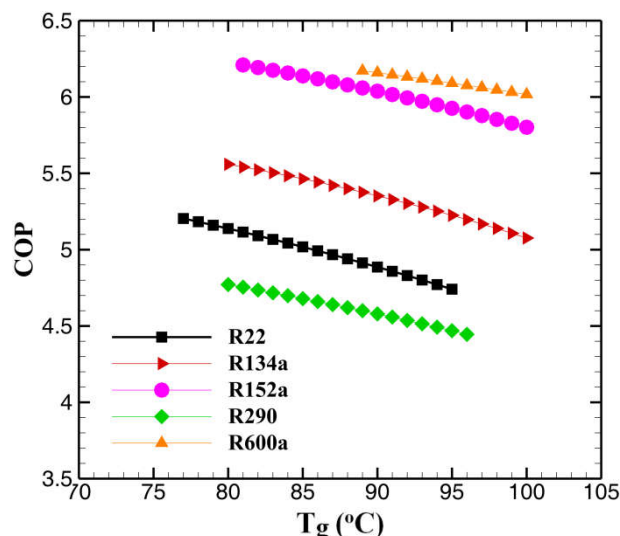
تغییرات ضریب عملکرد چرخه ژو و هوآنگ برحسب دمای کندانسور برای مبردهای R22 و R152a در شکل (۲۰) نشان داده شده است. در چرخه ژو دبی مورد نیاز کمپرسور در ظرفیت حرارتی ثابت تبخیرکننده با مبرد R22 بیشتر از مبرد R152a است و با افزایش دمای کندانسور دبی جرمی مورد نیاز بیشتر می‌شود. از طرفی با افزایش دمای کندانسور و به دنبال آن افزایش فشار در خروجی کمپرسور کار مخصوص کمپرسور نیز افزایش می‌یابد. در دمای کندانسور معین کار مخصوص کمپرسور با مبرد R152a بیشتر از کار مخصوص کمپرسور با مبرد R22 است. بنابراین در چرخه ژو با مبردهای R22 و R152a با توجه به تغییرات دبی جرمی و کار مخصوص کمپرسور، کار کمپرسور با افزایش دمای کندانسور افزایش یافته و در دمای کندانسور معین کار کمپرسور مورد نیاز چرخه ژو با مبرد R22 کمی بیشتر از کار مورد نیاز با مبرد R152a است. بدین ترتیب ضریب عملکرد چرخه ژو با افزایش دمای کندانسور کاهش یافته و در دمای کندانسور معین ضریب عملکرد این چرخه با مبرد R152a کمی بالاتر است.

در چرخه هوآنگ تغییرات دبی جرمی و کار مخصوص کمپرسور و به دنبال آن کار کمپرسور با دو مبرد R22 و R152a مشابه تغییرات در چرخه ژو است. تنها تفاوت موجود این است که در دمای کندانسور معین در چرخه هوآنگ دبی جرمی مورد نیاز نسبت به چرخه ژو کمتر است. بنابراین با توجه به یکسان بودن کار مخصوص کمپرسور در دو چرخه، کار کمپرسور در چرخه هوآنگ کمتر و ضریب عملکرد بالاتر است.





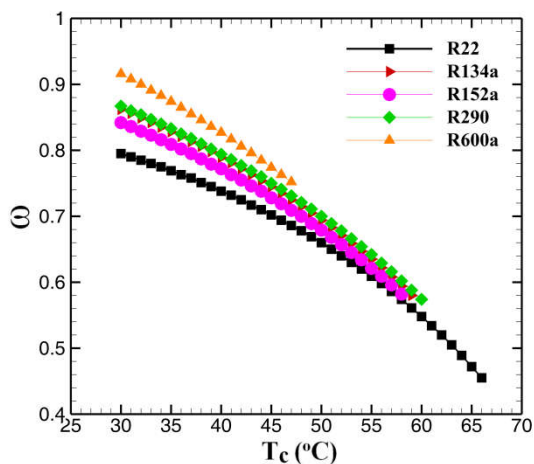
شکل (۲۳): تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌های هوآنگ و ژو برحسب دمای ژنراتور با مبردهای R152a و R22



شکل (۲۲): تغییرات ضریب عملکرد چرخه ژاؤ برحسب دمای ژنراتور با مبردهای مختلف

### ۲.۳.۵. تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور

تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور در چرخه بن منصور و چرخه ژاؤ برحسب دمای کندانسور برای مبردهای مختلف به ترتیب در شکل‌های (۲۴) و (۲۵) نشان داده شده است. در این دو چرخه در دمای ژنراتور ثابت با افزایش دمای کندانسور نسبت دبی‌های جرمی کاهش می‌یابد. در دمای کندانسور معین نسبت دبی‌های جرمی اجکتور در چرخه بن منصور از مبرد R152a, R134a, R290, R600a تا R22 و در چرخه ژاؤ از مبرد R152a, R134a, R22, R600a, R290 تا R152a به ترتیب کاهش می‌یابد. البته مقادیر به هم نزدیک هستند و اختلاف نسبت دبی‌های جرمی به خصوص در دماهای کندانسور بالاتر کمتر است. تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور برحسب دمای کندانسور در چرخه‌های ژو و هوآنگ در شکل (۲۶) نشان داده شده است.



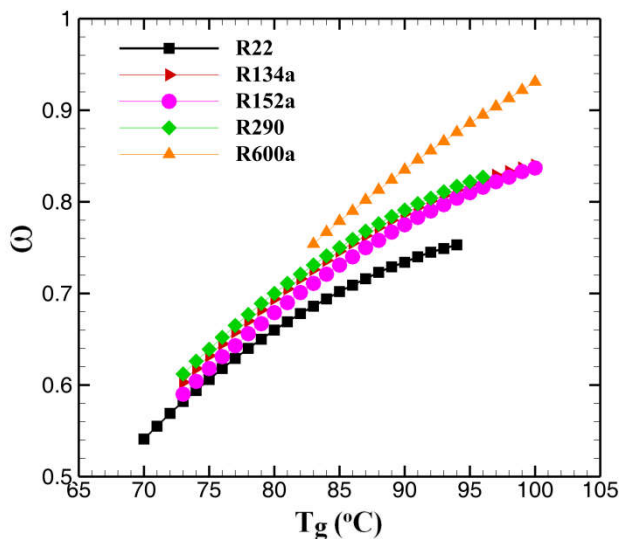
شکل (۲۴): تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور برحسب دمای کندانسور در چرخه بن منصور با مبردهای مختلف

تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌های ژو و هوآنگ برحسب دمای ژنراتور برای دو مبرد R152a و R22 در شکل (۲۳) نشان داده شده است. در چرخه ژو و در دمای کندانسور و تبخیرکننده و ظرفیت حرارتی تبخیرکننده ثابت از بقای انرژی در ژنراتور نتیجه می‌شود که با افزایش دمای ژنراتور دبی جرمی عبوری از کمپرسور باید افزایش یابد. در این چرخه دبی جرمی کمپرسور با مبرد R22 بیشتر از دبی جرمی کمپرسور با مبرد R152a است. اما در دمای تبخیرکننده و کندانسور ثابت کار مخصوص کمپرسور ثابت بوده و تابع دمای ژنراتور نیست. در دمای ژنراتور معین کار مخصوص کمپرسور با مبرد R152a بیشتر از کار مخصوص با مبرد R22 است. بالاتر بودن کار مخصوص با مبرد R22 بر پایین‌تر بودن دبی جرمی آن غلبه نموده و در نتیجه در دمای ژنراتور ثابت کار کمپرسور با مبرد R22 از کار کمپرسور با مبرد R152a بالاتر است. در چرخه هوآنگ و در دمای کندانسور و تبخیرکننده و ظرفیت حرارتی تبخیرکننده ثابت، دبی جرمی کمپرسور و کار مخصوص کمپرسور ثابت است. در نتیجه کار کمپرسور ثابت بوده و تابع دمای ژنراتور نیست. بنابراین ضریب عملکرد چرخه هوآنگ با دو مبرد R152a و R22 تابع دمای ژنراتور نیست. از آنجایی که کار کمپرسور مورد نیاز با مبرد R22 بیشتر است ضریب عملکرد با مبرد R152a بالاتر می‌باشد.

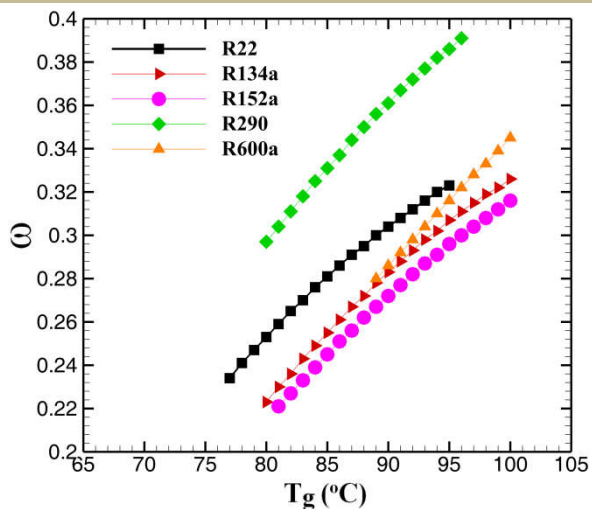


R152a نسبت به مبرد R22 بیشتر است. با افزایش دمای کندانسور این اختلاف کمتر می‌شود.

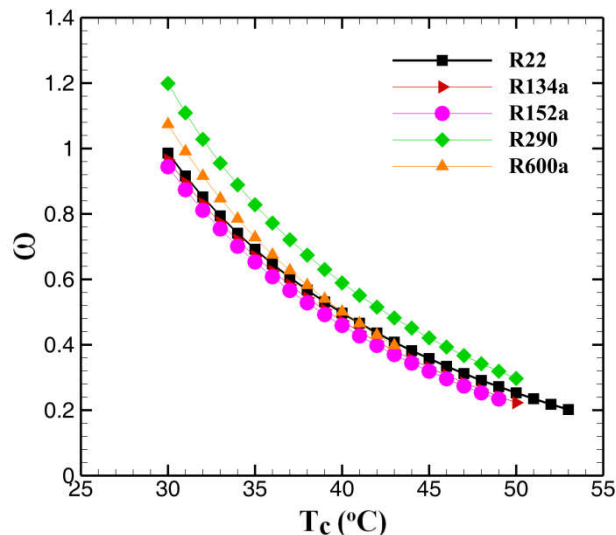
تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور برحسب دمای ژنراتور برای چرخه‌های بن منصور و ژاؤ در شکل‌های (۲۷) و (۲۸) نشان داده شده است. در این دو چرخه در دمای کندانسور و دمای تبخیرکننده ثابت با افزایش دمای ژنراتور نسبت دبی‌های جرمی اجکتور می‌یابد. در دمای ژنراتور معین نسبت دبی‌های جرمی اجکتور در چرخه بن منصور از مبرد R152a، R134a، R290، R600a تا R22 و در چرخه ژاؤ از مبرد R290، R22، R600a، R134a تا R152a کاهش می‌یابد. در چرخه بن منصور در دماهای ژنراتور پایین اختلاف نسبت دبی‌های جرمی اجکتور برای مبردهای مختلف کم است و با افزایش دمای ژنراتور این اختلاف بین مبردها بیشتر می‌شود.



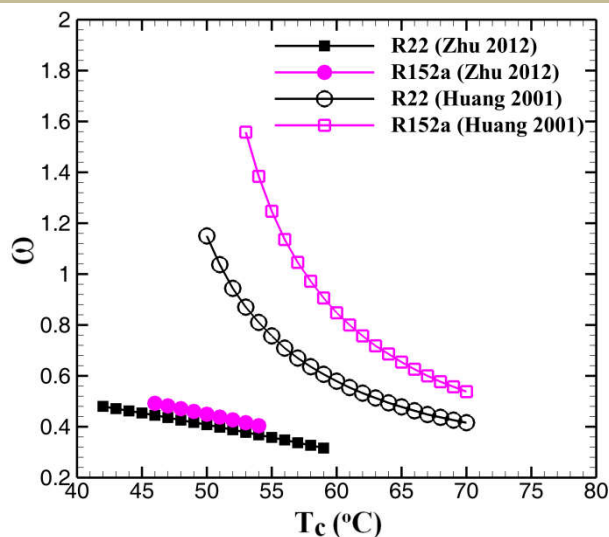
شکل (۲۷): تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور برحسب دمای ژنراتور در چرخه بن منصور با مبردهای مختلف



شکل (۲۸): تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور برحسب دمای ژنراتور در چرخه ژاؤ با مبردهای مختلف



شکل (۲۵): تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور برحسب دمای کندانسور در چرخه ژاؤ با مبردهای مختلف



شکل (۲۶): تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور برحسب دمای کندانسور در چرخه‌های هوانگ و ژو با مبردهای R152a و R22

در چرخه ژو با دمای ژنراتور و تبخیرکننده ثابت دمای جریان اولیه و ثانویه اجکتور ثابت هستند، در نتیجه با افزایش دمای کندانسور نسبت دبی‌های جرمی در اجکتور کاهش می‌یابد. در دمای کندانسور معین نسبت دبی‌های جرمی اجکتور با مبرد R152a بزرگ‌تر از نسبت دبی‌های جرمی با مبرد R22 است. البته نسبت دبی‌های جرمی با دو مبرد بسیار به هم نزدیک هستند.

در چرخه هوانگ و در ظرفیت حرارتی تبخیرکننده ثابت، افزایش دمای کندانسور، دبی جرمی در زیرچرخه تراکم بخار را افزایش می‌دهد و در پی آن دبی‌های جرمی اولیه و ثانویه در اجکتور افزایش می‌یابند به گونه‌ای که نسبت دبی‌های جرمی کاهش می‌یابد. در دمای کندانسور معین نسبت دبی‌های جرمی در چرخه هوانگ با مبرد

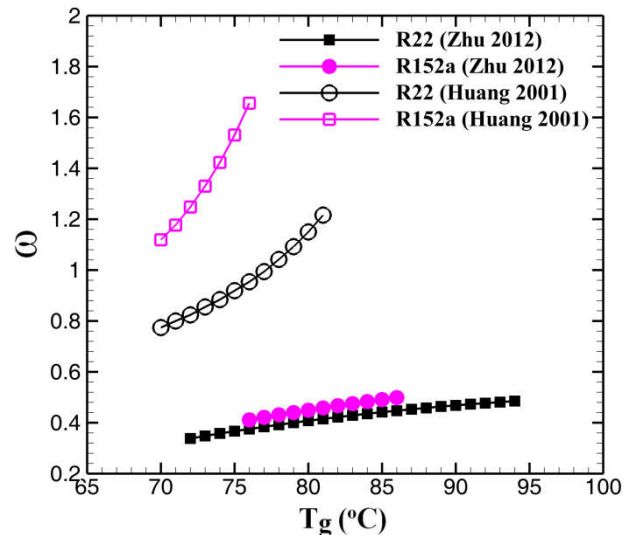
شدند. ضمناً الگوریتم غیر تکراری برای مدل‌سازی اجکتور و روش جدیدی در تخمین افت اختلاط در اجکتور ارائه شد. با به‌کارگیری ایده استفاده از پارامترهای جریان در تخمین ضریب افت اختلاط در اجکتور نسبت دبی‌های جرمی اجکتور با خطای حداکثر کمتر از ۲۰٪ نسبت به مقادیر تجربی حاصل از اجکتورهای با هندسه‌ها، شرایط کاری و سیال‌های عامل مختلف محاسبه شد.

مقایسه عملکرد چرخه‌های ترکیبی نشان می‌دهد که با افزایش دمای کندانسور ضریب عملکرد چرخه‌های ترکیبی کاهش می‌یابد. این در حالی است که ضریب عملکرد چرخه‌های ترکیبی تقریباً تابع دمای ژنراتور نیست. ضریب عملکرد حرارتی چرخه‌هایی که از منبع گرمای خارجی در ژنراتور بهره می‌برند، با افزایش دمای کندانسور کاهش یافته و با افزایش دمای ژنراتور افزایش می‌یابد.

با افزایش دمای کندانسور در چرخه‌های هوآنگ و ژاو نسبت دبی‌های جرمی اجکتور مورد نیاز کاهش می‌یابد، درحالی‌که در چرخه‌های بن منصور و ژو تقریباً ثابت است. افزایش دمای ژنراتور در هر چهار چرخه نسبت دبی‌های جرمی اجکتور مورد نیاز را افزایش می‌دهد. این افزایش در چرخه هوآنگ شدیدتر است. در چرخه‌های بن منصور و ژاو امکان استفاده از مبردهایی با اثرات زیست‌محیطی کم مانند R152a، R290 و R600a و مبردهای R22 و R134a وجود دارد. درحالی‌که در چرخه‌های هوآنگ و ژو، تنها از مبردهای R152a و R22 می‌توان استفاده کرد.

چرخه‌های بن منصور و ژاو نسبت به چرخه‌های هوآنگ و ژو در دامنه وسیع‌تری از دمای کندانسور و ژنراتور قابل استفاده هستند. این محدوده‌های کاری تابع نوع مبرد مورد استفاده می‌باشند.

تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور در دو چرخه ژو و هوآنگ برای دو مبرد R22 و R152a (در شکل ۲۹) نشان داده شده است. در هر دو چرخه در دمای کندانسور و تبخیرکننده ثابت افزایش دمای ژنراتور منجر به افزایش نسبت دبی‌های جرمی می‌شود. در چرخه ژو اختلاف نسبت دبی‌های جرمی دو مبرد بسیار اندک است. اما در چرخه هوآنگ و در دمای ژنراتور معین نسبت دبی‌های جرمی با مبرد R152a نسبت به مبرد R22 بیشتر می‌باشد. این اختلاف با افزایش دمای ژنراتور بیشتر می‌شود.



شکل ۲۹: تغییرات نسبت دبی‌های جرمی اجکتور بر حسب دمای ژنراتور در چرخه‌های هوآنگ و ژو با مبردهای R22 و R152a

### ۶. نتیجه‌گیری

در این مقاله، عملکرد چهار چرخه سرمایش ترکیبی تراکم بخار-اجکتوری در شرایط کاری مختلف و با مبردهای گوناگون مقایسه

### مراجع

- [۱] یوسفی، فاطمه، طباطبایی، شکوفه، افشاری، ابراهیم، «تأثیر نوع سیال عامل بر عملکرد سیستم تبرید اجکتوری»، نشریه مهندسی و مدیریت انرژی، دوره ۳، شماره ۳، صفحه ۵۲-۶۳، ۱۳۹۲.
- [۲] غائبی، هادی، رستم‌زاده، هادی، عبدالهی، محمد، «تحلیل انرژی و انرژی سیستم جدید تولید همزمان سرمایش و توان با تلفیق سیکل رانکین آلی (ORC) و سیستم تبرید اجکتوری»، نشریه مهندسی و مدیریت انرژی، دوره ۶، شماره ۲، صفحه ۶۰-۷۳، ۱۳۹۵.
- [3] Besagni, G., Mereu, R. and Inzoli, F., "Ejector Refrigeration: A Comprehensive Review", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 53, pp. 373-407, 2016.
- [4] Sun, D.W., "Evaluation of a Combined Ejector-Vapour Compression Refrigeration System", International Journal of Energy Research, Vol. 22, pp. 333-342, 1998.
- [5] Huang, B.J., Petrenko, V.A., Chang, J.M., Lin, C.P. and Hu S.S., "A Combined-Cycle Refrigeration System Using Ejector-Cooling Cycle as the Bottom Cycle", International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 391-399, 2001.
- [6] Hernandez, J.I., Dorantes, R.J., Best, R. and Estrada, C.A., "The Behaviour of a Hybride Compressor and Ejector Refrigeration System with Refrigerants 134a and 142b", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1765-1783, 2004.
- [7] Huang, B.J., Wu, J.H., Hsu, H.Y. and Wang, J.H., "Development of Hybrid Solar-Assisted Cooling/Heating System", Energy Conversion and Management, Vol. 51, pp. 1643-1650, 2010.
- [8] Petrenko, V.O., Huang, B.J. and Ierin, V.O., "Design-Theoretical Study of Cascade CO2 Sub-critical Mechanical Compression/Butane Ejector Cooling Cycle", Vol. 34, pp. 1649-1656, 2011.
- [9] Zhu, Y. and Jiang, P., "Hybride Vapor Compression Refrigeration System With an Integrated Ejector Cooling Cycle", International Journal of Refrigeration, Vol. 35, pp.

- 68-78, 2012.
- [10] Yan, J., Cai, W., Zhao, L. and Lin, C., "Performance Evaluation of a Combined Ejector-Vapor Compression Cycle", Renewable Energy, Vol. 55, pp. 331-337, 2013.
- [11] Chen, X., Worall, M., Omer, S., Su, Y. and Riffat, S., "Theoretical Studies of a Hybrid Ejector CO<sub>2</sub> Compression Cooling System for Vehicles and Preliminary Experimental Investigations of an Ejector Cycle", Applied Energy, Vol. 102, pp. 931-942, 2013.
- [12] Mansour, R.B., Ouzzane, M. and Aidoun, Z., "Numerical Evaluation of Ejector-Assisted Mechanical Compression System for Refrigeration Applications", International Journal of Refrigeration, Vol. 43, pp. 36-49, 2014.
- [13] Yan, J., Cai, W., Lin, C. and Li, Y., "Experimental Study on Performance of a Hybrid Ejector-Vapor Compression Cycle", Energy Conversion and Management, Vol. 113, pp. 36-43, 2016.
- [14] Zhao, H., Zhang, K., Wang, L. and Han, J., "Thermodynamic Investigation of a Booster-Assisted Ejector Refrigeration System", Applied Thermal Engineering, Vol. 104, pp. 274-281, 2016.
- [15] Megdoui, K., Tashtoush, B.M., Nahdi, E., Elakhdar, M., Mhimid, A. and Kairouani, L., "Performance Analysis of a Combined Vapor Compression Cycle and Ejector Cycle for Refrigeration Cogeneration", International Journal of Refrigeration, Vol. 74, pp. 517-527, 2017.
- [16] Chen, G., Volovyk, O., Zhu, D. and Ierin, V., "Theoretical Analysis and Optimization of a Hybrid CO<sub>2</sub> Transcritical Mechanical Compression-Ejector Cooling Cycle", International Journal of Refrigeration, Vol. 74, pp. 84-92, 2017.
- [17] Sanaye, S., Emadi, M.A. and Refahi, A., "Thermal and Economic Modeling and Optimization of a Novel Combined Ejector Refrigeration Cycle", International Journal of Refrigeration, Vol. 98, pp. 480-493, 2019.
- [18] Huang, B.J., Chang J.M. and Petrenko, V.A., "A 1-D Analysis of Ejector Performance", International Journal of Refrigeration, Vol. 22, No. 5, pp. 354-364, 1999.
- [19] White, F.M., Fluid Mechanics, Forth Edition, pp. 590-592, McGraw-Hill, 2003.
- [20] Besagni, G., Mereu, R., Leo, G.D. and Inzoli, F., "A Study of Working fluids for Heat Driven Ejector Refrigeration Using Lumped Parameter Model", International Journal of Refrigeration, Vol. 58, No. 1, pp. 154-171, 2015.
- [21] Liu, F., "Review on Ejector Efficiencies in Various Ejector", in The International Refrigeration and Air Conditioning, Purdue, USA, 2014.
- [22] Besagni, G., Mereu, R., Chiesa, P. and Inzoli, F., "An Integrated Lumped Parameter-CFD Approach for Off-Design Ejector Performance Evaluation", Energy Conversion and Management, Vol. 105, No. 15, pp.697-715, 2015.
- [23] Ablwaifa, A.E., A Theoretical and Experimental Investigation of Jet-Pump Refrigeration System, Ph.D. Thesis, University of Nottingham, Nottingham, 2006.
- [24] Hakkaki-Fard A., Aidoun Z., Ouzzane M., "A Computational Methodology for Ejector Design and Performance Maximisation", Energy Conversion and Management, Vol. 105, pp. 1291-1302, 2015.
- [25] Yapici, R., Erosy, H.K., Aktoprakoglu, A., Halkaci, H.S. and Yigit, O., "Experimental Determination of the Optimum Performance of Ejector Refrigeration System Depending on Ejector Area Ratio", International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 1183-1189, 2008.
- [26] Huang, B.J. and Chang, J.M., "Empirical Correlation for Ejector Design", International Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp. 379-388, 1999.