



## Assessment of effective parameters on ejector performance in refrigeration system

Eisa Ghahramani<sup>1</sup>, Behrad Haghghi<sup>2\*</sup>, Amin Saleh<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Master of science, Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran.

<sup>2</sup> Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran.

<sup>3</sup> Master of science, Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran.

\*7718897111, Rafsanjan, Iran, b.haghghi@vru.ac.ir

### Article info

#### Article history:

Received: 27 May 2022

Revised: 19 July 2022

Accepted: 24 Aug 2022

Available online: 24 Aug 2022

#### Keywords:

Fluent

Ejector

Entrainment Ratio

Ejector refrigeration system

(ERS)

Coefficient of performance

(COP)

<https://doi.org/10.22077/AEC.2022.5334.1011>

AEC.2022.5334.1011

### Abstract

In this research, the performance of the ejector in the ejector refrigeration system (ERS) with water vapor operating fluid, has been investigated. To analyze the results, axi-symmetric modeling in Fluent software was used and thermodynamic analysis of the cycle was performed using MATLAB software. Ejector entrainment ratio (ER) and ejector refrigeration system performance coefficient (COP) are evaluated according to the input conditions of primary and secondary fluid, condenser conditions and the effect of ejector geometry. The boundary condition of the wall is considered for the momentum equation. On the other hand, in the energy equation, the condition of non-slip is applied. The turbulent flow modeling method is considered k-ε REA in Fluent software. For proper meshing and more accurate focusing on the walls, the creation of boundary layers uses an unstructured mesh that allows for the non-uniform distribution of the elements. Also, to improve the quality of the grid, the meshing modification capability in Fluent software is used. The results show that increasing the primary fluid pressure causes a large expansion in the mixing chamber that has a larger expansion angle than the corresponding lower pressure state. This increases the Mach number, decreases the secondary fluid adsorption, and consequently reduces the ER of ejector and COP of ERS. Also, by moving the primary nozzle exit position (NXP) to the right, the ER of ejector and COP of ERS decrease about 6.86%, 7.5%, respectively.

## ارزیابی پارامترهای مؤثر بر عملکرد اِجکتور در یک سیکل تبرید

عیسی قهرمانی<sup>۱</sup>، بهراد حقیقی<sup>۲\*</sup>، امین صالح<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، رفسنجان، ایران

<sup>۲</sup> استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، رفسنجان، ایران

<sup>۳</sup> کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، رفسنجان، ایران

\*7718897111، رفسنجان، ایران، b.haghghi@vru.ac.ir

### چکیده

در این پژوهش به بررسی عملکرد اِجکتور در سیکل تبرید اِجکتوری با سیال عامل، بخار آب پرداخته شده است. جهت تحلیل نتایج از نرم افزار فلونت و مدل سازی تقارن محوری استفاده گردیده و تحلیل ترمودینامیکی سیکل به کمک نرم افزار متلب انجام شده است. نسبت جذب اِجکتور و ضریب عملکرد سیکل تبرید اِجکتوری با توجه به شرایط ورودی سیال اولیه و ثانویه، شرایط کندانسور و تأثیر هندسه اِجکتور ارزیابی می گردد. شرط مرزی دیواره برای معادله مومنوم در نظر گرفته می شود. از طرفی در معادله انرژی شرط عدم لغزش اعمال می شود. روش مدل سازی جریان آشفته در نرم افزار فلونت k-ε REA در نظر گرفته می شود. برای شبکه بندی مناسب و تمرکز دهی دقیق تر در دیواره ها ایجاد لایه های مرزی، از شبکه پی سازمان که توزیع غیریکنواخت اِلمان ها را میسر می سازد، استفاده می گردد. همچنین جهت بهبود کیفیت و چگونگی شبکه از قابلیت اصلاح شبکه در نرم افزار فلونت استفاده می شود. نتایج نشان می دهد، افزایش فشار سیال اولیه باعث ایجاد موجب انبساطی بزرگی در محفظه اختلاط شده که زاویه گسترش یافته ی بزرگتری نسبت به حالت متناظر با فشار کمتر دارد. این امر باعث افزایش عدد ماخ، کاهش جذب سیال ثانویه و متعاقباً موجب کاهش نسبت جذب اِجکتور و ضریب عملکرد سیکل تبرید می شود. همچنین با جابجایی موقعیت خروجی نازل اولیه به سمت راست، مقدار نسبت جذب اِجکتور به میزان 6.86 درصد کاهش می یابد که باعث کاهش 7.5 درصدی ضریب عملکرد سیکل تبرید می گردد.

### اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۰۶/۰۳/۰۱

بازنگری: ۲۸/۰۴/۰۱

پذیرش: ۰۲/۰۶/۰۱

نشر برخط: ۰۲/۰۶/۰۱

کلمات کلیدی:

فلونت

اِجکتور

نسبت جذب

سیکل تبرید اِجکتوری

ضریب عملکرد

## ۱- مقدمه

وانگ<sup>۷</sup> و همکاران از یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی<sup>۸</sup> برای محاسبه عملکرد ایجتور در شرایط عملیاتی مختلف استفاده کردند. در این مدل اثرات نسبت مساحت و موقعیت خروجی نازل اولیه<sup>۹</sup> بر عملکرد ایجتور به طور سیستماتیک مورد مطالعه قرار گرفت. نسبت مساحت بهینه به صورت خطی همراه با فشار اولیه، افزایش می‌یابد؛ همچنین موقعیت خروجی نازل اولیه بهینه با افزایش فشار جریان اولیه کاهش می‌یابد [۱۱].

ژو<sup>۱۰</sup> و همکاران یک ایجتور خلاء دو مرحله‌ای برای بهبود عملکرد سیستم آب شیرین‌کن تبخیری چند اثره را پیشنهاد و مورد بررسی قرار دادند. این بررسی با مدل دینامیک سیالات محاسباتی انجام و پدیده جریان داخلی (خطوط عدد ماخ و توزیع فشار در امتداد محور ایجتور) در ایجتور ارائه شد. نتایج نشان داد که تحت شرایط فشار سیال اولیه 600 کیلو پاسکال و فشار برگشتی 100 کیلو پاسکال، ایجتور دو مرحله‌ای می‌تواند فشار مکش تقریباً 5.3 کیلو پاسکال را با ساختار فشرده‌تر ارائه دهد. همچنین در چنین محیط خلاء، دمای تبخیر را می‌توان تا حدود 35 درجه سانتی گراد کاهش داد [۱۲].

از پارامترهای مؤثر بر عملکرد ایجتور مافوق صوت هندسه نازل اولیه است. از این رو، شوره‌دلی و همکاران اثر جایگزینی نازل اولیه جریان موازی بجای نازل اولیه مخروطی بر عملکرد ایجتور مافوق صوت را به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که در دو ناحیه مادون بحرانی و بحرانی و در موقعیت‌های یکسان نسبت به ورودی گلوگاه ایجتور، استفاده از نازل جریان موازی موجب افزایش نسبت جذب ایجتور می‌شود [۱۳].

گالیندو<sup>۱۱</sup> و همکاران سیکل تبرید ایجتوری خورشیدی را از منظر به حداکثر رساندن کارایی با سه مبرد کم تأثیر بر محیط زیست، یعنی R1234ze، R1234yf و R600a به صورت عددی ارزیابی کردند. پیکربندی‌های هندسی مختلف با استفاده از رویکرد دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) مورد بررسی قرار گرفت. R1234yf بهترین عملکرد را از نظر راندمان کلی سیستم نشان داد و پس از آن R600a و R1234ze قرار گرفتند [۱۴].

ژانگ<sup>۱۲</sup> و همکاران یک مدل‌سازی جدید برای بهبود عملکرد ایجتور بخار که از مدل کشش سطحی بنسوسن استفاده می‌کند، ارائه کردند. بر این اساس، ایجتور بخار طراحی شده بر اساس یک مدل نظری یک بعدی با استفاده از مدل گاز خشک و مدل اصلاح شده مورد مطالعه قرار می‌گیرد. برای افزایش نسبت جذب ایجتور بخار از روش الگوریتم ژنتیک چند هدفه<sup>۱۳</sup> (MOGA) بر اساس مدل تراکم اصلاح‌شده، استفاده شد. نتایج بهینه نشان می‌دهد که نسبت جذب ایجتور بخار بهینه شده حدود 27.5 درصد در برابر مدل اولیه افزایش می‌یابد [۱۵].

از آنجا که ایجتور هسته اصلی سیکل تبرید ایجتوری است، پس با توجه پدیده‌های مختلف از جمله مکش، اختلاط و انبساط که در آن روی می‌دهد، هر کدام از این پارامترها مؤثر بر عملکرد ایجتور بوده و به بررسی جداگانه نیازمند هستند. با توجه به تحقیقاتی که تاکنون انجام شده، کمتر به ضریب عملکرد سیکل تبرید ایجتوری با توجه به شرایط ورودی سیال اولیه و ثانویه، شرایط کندانسور و تأثیر هندسه ایجتور پرداخته شده است. از این رو در مطالعه حاضر، سیکل تبرید ایجتوری به کمک تحلیل مدل تقارن محوری ایجتور در نرم افزار فلونت و تحلیل ترمودینامیکی سیکل در نرم افزار متلب برای سیال کاری آب مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین خواص ترمودینامیکی سیال کاری از نرم افزار رفپراپ (REFPROP) استخراج می‌شود.

## ۲- تشریح سیکل تبرید ایجتوری

شکل (۱) سیکل تبرید ایجتوری را نشان می‌دهد. این سیکل از بویلر بخار، اواپراتور، کندانسور، شیر انبساط، ایجتور و پمپ تشکیل شده است. ایجتور جزء اصلی این سیکل است و قلب سیکل نامیده می‌شود که همراه پمپ به عنوان جایگزین کمپرسور

سیکل تبرید ایجتوری روش مناسبی برای استفاده از انرژی‌های پایدار مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و انرژی‌های با ارزش حرارتی پایین از منابعی مانند حرارت اتلافی نیروگاه‌ها و فرایندهای صنعتی است. محدودیت اصلی سیکل تبرید ایجتوری ضریب عملکرد نسبتاً پایین آن در مقایسه با سیکل تراکم بخار است [۱]. امروزه قسمت عمده سیکل‌های تبرید در بخش تهویه مطبوع، از نوع سیکل‌های تبرید تراکمی بخار است. سیکل‌های تبرید تراکمی بخار معمولی توسط الکتریسیته با مصرف سوخت‌های فسیلی هدایت می‌شوند. اما این امر منجر به آلودگی هوا و انتشار گازهای گلخانه‌ای و در نتیجه تهدیدی برای محیط زیست می‌شود [۲]. با توجه به محدودیت منابع انرژی و نیاز به کاهش آثار مخرب زیست محیطی، استفاده از سیکل‌های تبرید با نیروی محرکه حرارتی، مورد توجه قرار گرفته است. برخلاف سیکل‌های تبرید تراکمی، سیکل تبرید ایجتوری نیاز به کمپرسور نداشته و مجموعه ایجتور، پمپ و دیگ بخار یا ژنراتور (جهت تأمین انرژی سیال اولیه) جایگزین کمپرسور شده است [۳]. مزایای این سیکل شامل سادگی و عدم وجود قسمت متحرک، بدون نیاز به روغن کاری و همچنین کارکرد بدون صدای آن است که باعث افزایش ضریب اطمینان این سیکل می‌شود. از مشکلات اصلی آن می‌توان پایین بودن ضریب عملکرد آن اشاره کرد [۴].

مطالعات گوناگونی در زمینه‌های مختلف جهت بررسی ایجتورها در سیکل تبرید ایجتوری وجود دارد که به برخی از آن‌ها به شرح زیر اشاره می‌شود.

سانکارلال<sup>۱</sup> و همکاران در یک مطالعه تجربی یک سیکل تبرید ایجتوری که با آمونیاک کار می‌کند را مورد بررسی قرار دادند. نتایج تأثیر دماهای ژنراتور، کندانسور و اواپراتور بر عملکرد سیکل تبرید ایجتوری نشان داد که نسبت جذب ایجتور و ضریب عملکرد<sup>۲</sup> سیکل با افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور افزایش می‌یابد و با افزایش دمای کندانسور کاهش می‌یابد [۶].

طحانی و همکاران به شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیکل تبرید تراکمی با بهره‌گیری از ایجتور و جداکننده پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که با افزودن ایجتور به سیکل تبرید تراکمی رایج، بسته به نوع سیال، دمای اواپراتور و کندانسور، ضریب عملکرد بهبود یافته و تا حدود 35 درصد مصرف انرژی می‌تواند کاهش یابد [۷].

بنچاریف<sup>۴</sup> و همکاران به بررسی تأثیر تزریق قطرات سیال کاری بر عملکرد یک چرخه تبرید مبتنی بر ایجتور توسعه‌یافته برای کاربردهای گرمایش و سرمایش پرداختند. مدل ترمودینامیکی در نرم افزار متلب توسعه داده شده و سیال کاری R245fa سیکلدر نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد که تزریق قطرات R245fa در انتهای دیفیوزر ایجتور با دماهای مختلف در محدوده 20 تا 26 درجه سانتی‌گراد تأثیر قابل‌توجهی بر عملکرد خود ایجتور و جالب‌تر بر عملکرد کل چرخه دارد [۸].

صنایع و همکاران برای افزایش ضریب عملکرد سیستم تبرید ایجتوری بخار-بخار ساده، آن را در ترکیب با سیکل تبرید ایجتور بخار-مایع ساده مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که چرخه پیشنهادی جدید 18 درصد ضریب عملکرد بالاتر، 25 درصد بازده انرژی بالاتر، 31 درصد مصرف برق کمتر و 8 درصد هزینه سالانه کمتری دارد [۹].

ریاض و همکاران به مدل‌سازی و بهینه‌سازی یک سیستم تبرید ایجتوری<sup>۵</sup> پرداختند. نرم افزار حل معادلات مهندسی<sup>۶</sup> برای مدل سازی استفاده شد. در این بررسی یک مدل تحلیلی جدید برای پیش‌بینی عملکرد بهینه در طراحی و نسبت جذب ایجتورها ارائه شده است. این مدل ایجتور از هیچ فرایند تکراری استفاده نمی‌کند و مستقیماً نسبت جذب ایجتور را برای شرایط کاری موجود محاسبه می‌کند. نتایج نشان داد که سیستم تبرید ایجتوری طراحی شده با تبدیل گرمای اتلافی موجود با صرفه جویی سالانه 0.42 میلیون دلار سنگاپور، 1.8 مگاوات سرمایش تولید می‌کند [۱۰].

7. Wang  
8. Computational Fluid Dynamics  
9. Nozzle Exit Position  
10. Xue  
11. Galindo  
12. Zhang  
13. Multi-Objective Genetic Algorithm

1. Sankaralal  
2. Entrainment Ratio  
3. Coefficient of Performance  
4. Bencharif  
5. Ejector Refrigeration System  
6. Engineering Equation Solver

۳ معادلات و فرضیات حاکم بر سیستم و اجکتور

ضریب عملکرد یک سیکل تبرید اجکتور عبارت است از: نسبت توان حرارتی یا برودتی گرفته شده از هوای فضای سرد شونده مورد نظر به انرژی حرارتی معادل با توان الکتریکی داده شده به کمپرسور. در سیکل تبرید اجکتوری بجای توان الکتریکی داده شده به کمپرسور، مقدار بسیار اندکی توان الکتریکی صرف پمپ شده و بخش اعظم انرژی در دیگ بخار به شکل حرارت به سیال اولیه داده می‌شود.

در این بررسی مدلسازی و تحلیل عددی اجکتور توسط نرم افزار فلوئنت انجام و پارامترهایی از جمله مقادیر ورودی، فشار و دمای سیال اولیه و ثانویه و نسبت جذب اجکتور تعیین و در تحلیل سیکل از آن‌ها استفاده می‌شود. باتوجه به شکل (۳) و جهت ساده‌سازی حل معادلات از یک مدل تقارن محوری با فرض‌های مناسب زیر در نظر گرفته می‌شوند:

- سیال اولیه در نازل اولیه به صورت آیزنتروپیک (جریان آدیاباتیک بی اصطکاک) منبسط می‌شود. همچنین سیال مخلوط در پخش کننده (دیفیوزر) به صورت آیزنتروپیک فشرده می‌گردد.
- شرایط ورودی سیال‌های اولیه و ثانویه به اجکتور، حالت اشباع فرض می‌گردد. از سرعت سیال‌های اولیه و ثانویه زمان ورود به اجکتور، چشم پوشی شده است و خواص سکون و استاتیک، برابر در نظر گرفته می‌شود.
- از سرعت سیال مخلوط در خروجی اجکتور چشم پوشی شده است.
- جریان در اجکتور، پایا و شرایط آدیاباتیک (بی دررو) است.
- فرایند اختلاط در اجکتور تقریباً در فشار یکسان انجام می‌شود، بنابراین سیال از رفتار گاز ایده آل با گرمای ویژه ثابت پیروی می‌کند.
- اثرات وجود اصطکاک توسط بازده آیزنتروپیک نازل و پخش کننده در نظر گرفته می‌شود. همچنین جریان درون قسمت قطر ثابت اجکتور یکنواخت است.

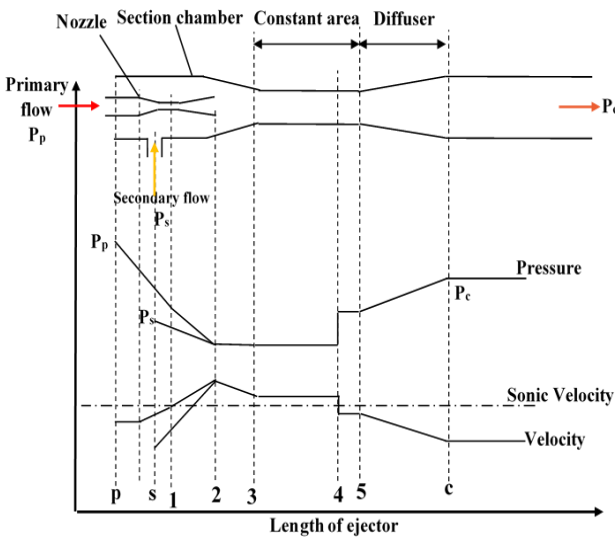


Fig. 3. Pressure and velocity changes along the length of the ejector. شکل ۳. تغییرات فشار و سرعت در امتداد طول اجکتور.

ضریب عملکرد سیستم تبرید اجکتوری به صورت زیر بیان می‌شود [۱۶]:

$$COP = \frac{Q_{eva}}{Q_{boiler} + W_p} = ER \frac{h_3 - h_5}{h_2 - h_5} \quad (1)$$

در رابطه (۱)، ER نسبت جذب اجکتور (نسبت دبی سیال ثانویه به اولیه)، h آنتالپی نقاط مربوطه، Q<sub>eva</sub> نرخ حرارت اواپراتور، Q<sub>boiler</sub> نرخ حرارت دیگ بخار و W<sub>p</sub> توان پمپ می‌باشد و به ترتیب از روابط زیر بدست می‌آیند [۱۷]:

مکانیکی در سیکل تبرید تراکمی عمل می‌کند. در بویلر بخار دمای سیال کاری افزایش یافته و سیالی با دما و فشار بالا تولید می‌گردد. سیال اولیه در نازل اولیه اجکتور حرکت کرده و ضمن عبور از نازل اولیه، انرژی جنبشی سیال اولیه افزایش یافته و به سرعتی می‌رسد که ایجاد خلاء و مکش نموده و باعث به حرکت درآوردن سیال کم فشار در اواپراتور می‌گردد. طی این فرایند از فشار اواپراتور کاسته می‌شود و در نتیجه مبرد داخل اواپراتور تبخیر می‌گردد. سیال‌های اولیه و ثانویه در محفظه اختلاط و ناحیه قطر ثابت با هم مخلوط شده و در اثر یک موج ضربه‌ای تا فشار کندانسور فشرده می‌شوند. سیال اولیه و ثانویه مخلوط شده وارد کندانسور می‌گردد. عمل تقطیر در کندانسور، عموماً در دمای محیط صورت می‌گیرد. بخشی از سیال مبرد توسط پمپ به دیگ بخار می‌رود و بخش دیگر به وسیله یک شیر انبساط تا فشار اواپراتور منبسط گردیده و وارد اواپراتور می‌شود. هسته اصلی این سیکل اجکتور است که در آن به کمک انرژی جنبشی سیال اولیه، سیال ثانویه به حرکت در می‌آید. لازم به ذکر است که فشار سیال مخلوط شده در خروجی اجکتور، بین فشار سیال اولیه و سیال ثانویه است.

۲-۱- نحوه عملکرد اجکتور

در اجکتور به کمک یک سیال (سیال اولیه) که دارای انرژی جنبشی زیاد است، می‌توان سیال دیگری (سیال ثانویه) که ساکن است را به حرکت درآورد. در طول اجکتور دو سیال با هم مخلوط شده و فشار در خروجی اجکتور، بین فشار سیال اولیه و سیال ثانویه می‌باشد. شکل (۲) نحوه عملکرد اجکتور را نشان می‌دهد.

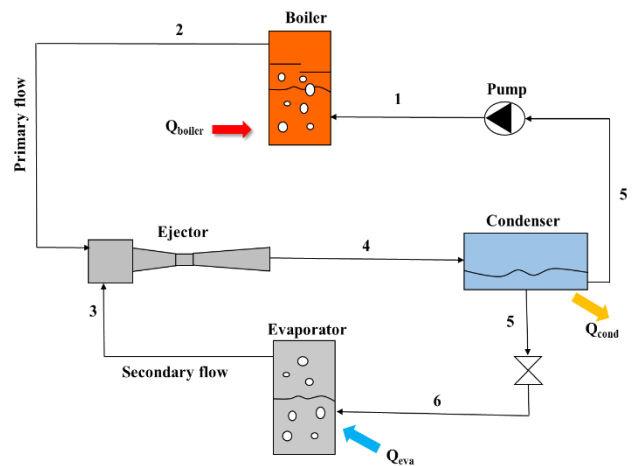


Fig. 1. Schematic diagram of ejector refrigeration system. شکل ۱. طرح‌واره سیستم تبرید اجکتوری.

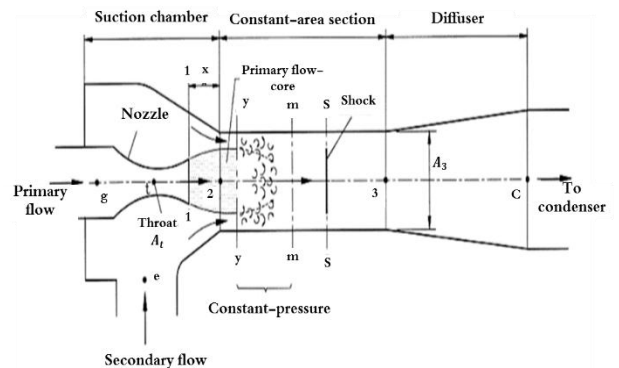


Fig. 2. Schematic diagram of ejector performance. شکل ۲. طرح‌واره عملکرد اجکتور.

$$m_m = m_p + m_s \quad (11)$$

با در دست داشتن فشار و دمای سیال اولیه در شرایط خفگی و با کمک روابط دینامیک گازها، سطح مقطع گلوگاه نازل اولیه ( $A_t$ ) به شکل زیر حاصل می‌شود [۱۸]:

$$m_p = \frac{A_t P_p}{\sqrt{T_p}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \eta_n} \quad (12)$$

اینجا،  $R$  ثابت جهانی گازها،  $\gamma$  نسبت حرارتی ویژه،  $\eta_n$  راندمان آیزنتروپیک نازل که مقدار آن ۸۵ درصد و  $T_p$  دمای سیال اولیه است. عدد ماخ خروجی نازل اولیه از رابطه زیر بدست می‌آید [۱۸]:

$$M_{p1} = \sqrt{\frac{2\eta_n}{\gamma-1} \left[ \left( \frac{P_p}{P_{p1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (13)$$

در رابطه (۱۳)،  $P_{p1}$  فشار خروجی نازل اولیه است. سطح مقطع خروجی نازل اولیه ( $A_{p1}$ ) به صورت زیر بیان می‌شود [۱۸]:

$$\left( \frac{A_{p1}}{A_t} \right)^2 = \frac{1}{M_{p1}^2} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (14)$$

با بکار بردن فرضیات یاد شده، خفگی سیال جذب شده (در مقطع  $y-y$  نشان داده شده در شکل (۲)) جایی که عدد ماخ سیال ثانویه برابر یک است ( $M_{sy} = 1$ )، رخ می‌دهد. فشار سیال ثانویه در مقطع  $y-y$  با  $p_{sy}$  نمایش داده و از معادله زیر بدست می‌آید [۱۸]:

$$M_{sy} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[ \left( \frac{p_s}{p_{sy}} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1 \right]} \quad (15)$$

با تبعیت از فرض‌های بیان شده خواهیم داشت:

$$P_m = P_{py} = P_{sy} \quad (16)$$

$P_m$  فشار سیال مخلوط و  $P_{py}$  فشار سیال اولیه در مقطع  $y-y$  است. همچنین فرمول (۱۶) بیان می‌کند که شرط اختلاط داشتن فشار یکسان جریان‌ها است. عدد ماخ سیال اولیه با توجه به شکل (۲) در مقطع  $y-y$  از رابطه زیر بطور ضمنی بدست می‌آید [۱۸]:

$$\frac{P_{py}}{P_{p1}} = \frac{[1 + \left( \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right)]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{[1 + \left( \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \right)]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (17)$$

با استفاده از روابط آیزنتروپیک دینامیک گازها امکان محاسبه سطح مقطع سیال اولیه ( $A_{py}$ ) در مقطع  $y-y$  از رابطه زیر بیان می‌شود [۱۸]:

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\left( \frac{P_p}{M_{py}} \right) [(2/(\gamma+1))(1 + \left( \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \right))]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\left( \frac{1}{M_{p1}} \right) [(2/(\gamma+1))(1 + \left( \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right))]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (18)$$

$$Q_{eva} = \dot{m}_s (h_3 - h_6) \quad (2)$$

$$Q_{boiler} = \dot{m}_p (h_2 - h_1) \quad (3)$$

$$W_p = \dot{m}_p (h_1 - h_5) \quad (4)$$

$\dot{m}_s$  و  $\dot{m}_p$  به ترتیب مقدار دبی سیال اولیه و ثانویه می‌باشند.  $h$  آنتالپی نقاط که با توجه به تحلیل ترمودینامیکی سیکل بدست می‌آید.

پارامترهای مختلفی بر عملکرد اِجکتور موثر هستند. دو پارامتر مهم عبارتند از: نسبت جذب و نسبت تراکم. نسبت جذب، نسبت دبی سیال ثانویه به اولیه است که تابعی از هندسه و شرایط عملکردی آن است. همچنین متناسب با آن (نسبت جذب) ضریب عملکرد سیکل افزایش یا کاهش می‌یابد و از رابطه زیر حاصل می‌شود [۸]:

$$ER = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (5)$$

نسبت تراکم دیگر پارامتر مؤثر است که با دمای کندانسور یا فشار برگشتی در سیکل محدود می‌گردد و از رابطه زیر بدست می‌آید [۱۸، ۸]:

$$CR = \frac{P_{bp}}{P_s} \quad (6)$$

اینجا،  $P_s$  فشار سیال ثانویه و  $P_{bp}$  فشار کندانسور یا فشار برگشتی می‌باشد. معادلات حاکم بر فرایند اختلاط در یک اِجکتور عبارتند از: معادله پیوستگی [۱۸]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (7)$$

در معادله پیوستگی،  $u$  و  $\rho$  به ترتیب سرعت و چگالی سیال درون اِجکتور است. معادله بقای مومنتوم [۱۸]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}, \quad \tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\mu + \mu_t) \times \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (8)$$

در معادله (۸)،  $P$ ،  $\tau_{ij}$ ،  $\mu$  و  $\mu_t$  به ترتیب فشار، تانسور تنش سیال مخلوط، ویسکوزیته دینامیکی و ویسکوزیته گردابه‌ای هستند. معادله بقای انرژی [۱۸]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + P)) = \vec{v} \cdot \left( K_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_i (\tau_{ij}) \right) \quad (9)$$

در معادله بقای انرژی،  $E$  انرژی کل،  $K_{eff}$  هدایت گرمایی مؤثر و  $T$  دما است. همچنین معادله حالت گاز کامل برای ارتباط دما، فشار و چگالی کاربرد دارد و از رابطه زیر بدست می‌آید [۱۸]:

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (10)$$

با توجه به فرض‌های حاکم بر اِجکتور معادلات حاکم بر آن به شکل زیر بیان می‌شوند.

معادله موازنه جرم که از مجموع سیال اولیه و ثانویه برابر با مقدار سیال مخلوط است از رابطه زیر حاصل می‌شود [۱۸]:

۴ شبکه‌بندی و استقلال از شبکه

بطور کلی برای شبیه سازی و حل میدان‌های جریان سه روش وجود دارد که عبارتند از: روش تجربی (آزمایشگاهی)، روش‌های تئوری و تحلیلی، روش‌های حل عددی و دینامیک سیالات محاسباتی. روش‌های حل عددی و دینامیک سیالات محاسباتی شامل روش تفاضل محدود، روش حجم محدود، روش اِلمان محدود و روش طیفی می‌شود. به طور کلی در فلوننت برای حل معادلات فیزیکی (پوستگی، مومنتوم، انرژی و...) از روش حجم محدود استفاده می‌شود. در روش حجم محدود معادلات فیزیکی به شکل انتگرالی و در تفاضل محدود از شکل دیفرانسیلی استفاده می‌شود. این روش (حجم محدود) بیشتر برای مسائل مکانیک سیالات و انتقال حرارت مناسب است و نرم افزار فلوننت نیز بر پایه این روش برنامه ریزی شده است. هندسه و ابعاد اجکتور حاضر با توجه به معادلات ارائه شده بدست می‌آید. اجکتور در یک سیکل تبرید بررسی و توسط بخش طراحی مدل انسیس ترسیم شده است. در شکل (۴) ابعاد بخش‌های مختلف اجکتور نشان داده شده است. تولید شبکه مناسب از مهم‌ترین قسمت‌های حل عددی به شمار می‌رود، چرا که شبکه نامناسب، واگرایی روند حل و حتی جواب غلط را به دنبال دارد. همان‌طور که مشخص است، برای شبکه‌بندی دامنه حل، ابتدا هر یال را تک به تک انتخاب کرده و شبکه بندی می‌کنیم. برای اینکه تمرکز دهی مناسب صورت گیرد و همچنین پیوند مناسبی بین شبکه این حجم‌ها ایجاد شود، از شبکه بی‌سازمان که به همین منظور طراحی شده استفاده شده است. از مزایای دیگر شبکه بی‌سازمان، توزیع غیر یکنواخت اِلمان‌های آن است؛ به طوری که در مناطق نزدیک دیواره که لایه مرزی تشکیل می‌شود، از شبکه مربعی استفاده شده تا علی‌رغم هزینه محاسباتی بالا، دقت بالایی نیز داشته باشد. از طرفی حل و شبیه‌سازی عددی به شدت به شبکه وابسته است، بنابراین در این مطالعه جهت بهبود کیفیت و چگونگی شبکه از قابلیت اصلاح شبکه در نرم افزار فلوننت استفاده می‌شود. از این رو می‌توان با استفاده از اصلاح شبکه، شبکه اولیه را بر پایه هندسه و اطلاعات به‌دست آمده از حل عددی ریزتر (افزایش تعداد سلول‌ها) و یا درشت‌تر (کاهش تعداد سلول‌ها) کرد. به طور کلی اصلاح شبکه می‌تواند دارای مزایایی شامل، حل دقیق‌تر میدان جریان، ایجاد بهترین و بهینه‌ترین شبکه برای مسئله و جلوگیری از انجام محاسبات در سلول‌های غیرضروری و اتلاف منابع محاسباتی باشد. شکل (۵) شبکه ایجاد شده بر روی بخشی از مدل اولیه و بعد ایجاد اصلاح شبکه را نشان می‌دهد. همچنین بررسی استقلال از شبکه با مقایسه تعداد سلول و تأثیر آن بر نسبت جذب اجکتور در جدول (۱) ارائه شده است. با توجه جدول (۱) نسبت جذب اجکتور در تعداد سلول 140044 نسبت به حالت قبل تغییرات بسیار اندکی دارد. این موضوع نشان دهنده ایجاد شبکه با تعداد سلول مناسب است و شکل (۶) بیانگر این مسئله است.

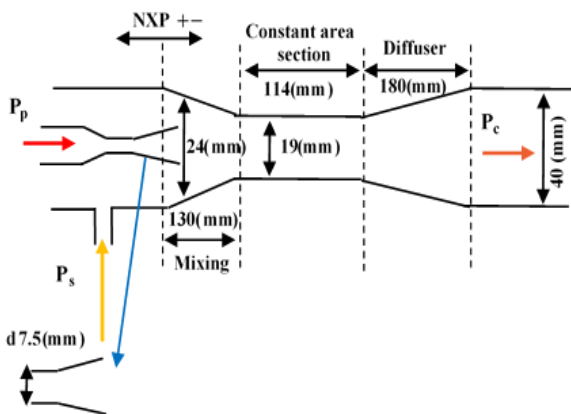


Fig. 4. Ejector dimensional diagram .

شکل ۴. طرح‌واره ابعادی اجکتور.

$\phi_p$  ضریب تلفات جریان اولیه که برابر با 0.86 در مابین سطح مقطع 1-1 تا  $y$ - است [۱۸].

با توجه به دبی سیال ثانویه ( $m_s$ ) در شرایط خفگی و تبعیت از روابط دینامیک گازها، سطح مقطع عبوری سیال ثانویه ( $A_{sy}$ ) از مقطع  $y$ - $y$  از رابط زیر حاصل می‌گردد [۱۸]:

$$m_s = \frac{A_{sy} P_s}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \eta_n} \quad (19)$$

اینجا  $T_s$  دمای سیال ثانویه است. با توجه به سطح مقطع عبوری سیال اولیه و ثانویه، سطح مقطع قسمت قطر ثابت اجکتور ( $A_3$ ) به شکل زیر بیان می‌شود [۱۸]:

$$A_3 = A_{py} + A_{sy} \quad (20)$$

با استفاده از روابط آیزنتروپیک دینامیک گازها، عدد ماخ و عدد ماخ بحرانی در بخش‌ها و نقاط مختلف اجکتور از رابطه زیر بدست می‌آید [۱۸]:

$$M^* = \sqrt{\frac{M^2(\gamma+1)}{M^2(\gamma-1)+2}} \quad (21)$$

ضمناً عدد ماخ بحرانی ( $M^*$ ) بیانگر نسبت سرعت جریان محلی به سرعت صوت در شرایط بحرانی است. عدد ماخ بحرانی سیال مخلوط شده، با توجه به اعداد ماخ بحرانی سیال اولیه و ثانویه در مقطع  $y$ - $y$  و نسبت جذب به شرح زیر بدست می‌آید [۱۸]:

$$M_m^* = \frac{M_{py}^* + ER \times M_{sy}^* \sqrt{T_s/T_p}}{\sqrt{(1+ER)(1+ER T_s/T_p)}} \quad (22)$$

با بهره‌گیری از روابط (۲۱) و (۲۲)، می‌توان عدد ماخ سیال مخلوط در مقطع  $m$ - $m$  یعنی قبل از موج ضربه‌ای را محاسبه کرد. همچنین با توجه به آنکه شوک قائم در ناحیه قطر ثابت رخ می‌دهد، برای عدد ماخ قبل و بعد از شوک رابطه زیر تعریف می‌شود [۱۸]:

$$M_3 = \sqrt{\frac{1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_m^2}{\gamma M_m^2 - \frac{(\gamma-1)}{2}}} \quad (23)$$

فشار قبل از شوک، برابر فشار فرایند اختلاط است و فشار بعد از شوک را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد [۱۸]:

$$\frac{P_3}{P_m} = \frac{1 + \gamma M_m^2}{1 + \gamma M_3^2} \quad (24)$$

دو سیال مخلوط شده در پخش کننده به صورت آیزنتروپیک تا فشار کنداسور ( $P_{bp}=P_c$ ) متراکم می‌شوند. مقدار فشار کنداسور از رابطه زیر بدست می‌آید [۱۸]:

$$\frac{P_3}{P_m} = \left[ \frac{\eta_d(\gamma-1)}{2} M_3^2 + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (25)$$

$\eta_d$  بازده آیزنتروپیک پخش کننده (دیفیوزور) و مقدار آن 85 درصد است [۱۸].



۵ بحث و نتایج

۵-۱- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی نتایج حاصل از حل عددی، تغییرات نسبت جذب در مدل مغشوشیت REA k-ε با نتایج تحلیلی و آزمایشگاهی مرجع [۱۹] مقایسه شده است. این اعتبارسنجی با توجه به موقعیت خروجی نازل اولیه 23 میلیمتر، دمای اواپراتور 280.65 کلوین، دمای بویلر 403.15 کلوین، قطر گلوگاه نازل اولیه 1.7 و 2 میلیمتر و عدد ماخ 4 انجام شده و نتایج آن در شکل (۷) نشان داده شده است.

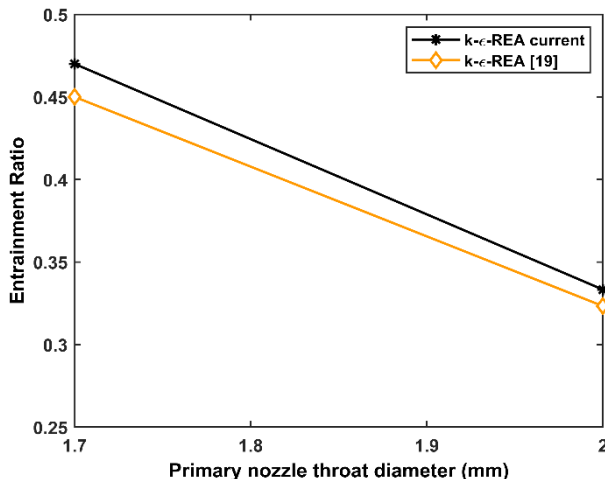


Fig. 7. Comparison of modeling results with reference [19].  
 شکل ۷. مقایسه نتایج مدلسازی با مرجع [۱۹].

۵-۲- شرایط مرزی

برای تعریف فشار سیال در ورودی جریان با تمامی خواص اسکالر جریان، شرط مرزی ورودی فشار به کار می‌رود. برای هر دو نوع جریان غیر قابل تراکم و قابل تراکم این شرط ورودی مناسب می‌باشد. در صورتی که فشار ورودی معلوم باشد، اما دبی جریان یا سرعت آن معلوم نیست، شرط مرزی ورودی فشار به کار می‌رود. این شرط مرزی در بسیاری از مسائل عملی مثل جریان‌های نیروی شناوری و تعیین یک مرز آزاد برای جریان‌های غیر محصور و خارجی رخ می‌دهد. شرایط مرزی ورودی سیال اولیه و ثانویه به اجکتور، به ترتیب در جدول (۲) و (۳) ارائه شده است. برای جریان برگشتی باید در پنل خروجی فشار پارامترهایی وارد شود که با توجه به مدل بکار گرفته شده، متفاوت است. مثلاً در صورتی که معادله انرژی فعال شده باشد، باید دمای کل جریان برگشتی در پانل مربوطه وارد شود و یا با به کار گرفتن مدل‌های مغشوش باید پارامترهای اضافی جریان برگشتی مغشوش نیز وارد شود. در مسئله‌هایی که جریان برگشتی رخ می‌دهد، فشار استاتیکی که در فشارگیج تعیین شده به عنوان فشار کلی مورد استفاده قرار می‌گیرد. لذا نیازی به تعیین مستقیم فشار جریان برگشتی نخواهد بود و جهت جریان برگشتی به صورت پیش‌فرض عمود بر مرز در نظر گرفته می‌شود. شرایط مرزی جریان برگشتی در جدول (۴) ارائه شده است. شرط مرزی دیواره برای معادله مومنتوم در نظر گرفته می‌شود. از طرفی در معادله انرژی شرط عدم لغزش اعمال می‌شود. مدل حل معادلات در فلوننت مدل k-ε REA در نظر گرفته شده است. این مدل با استفاده از روش‌های آماری به دست آمده است و مزایای این مدل نسبت به مدل‌های دیگر، دقت بهتر و قابل اطمینان‌تر در گستره وسیع‌تری از جریان‌ها می‌باشد [۱۷، ۲۰].

جدول ۲. فشار و دمای سیال اولیه.

Table 2. Pressure and temperature of primary fluid.

Pressure (Pa)	Temperature (K)
270000	403.15
361300	413.15
475800	423.15

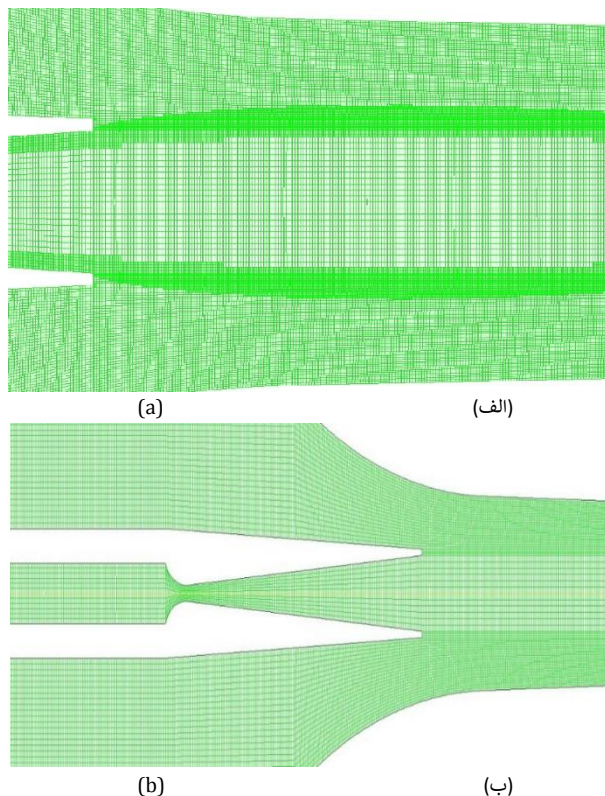


Fig. 5. A view of the mesh of the ejector, (a) Initial model, (b) Model with mesh modification.

شکل ۵. نمای از شبکه اجکتور، (الف) مدل اولیه، (ب) مدل با اصلاح شبکه.

جدول ۱. بررسی استقلال از شبکه.

Table 1. Checking the independence of the mesh.

Cell number	Increase the cells number	ER
61567	----	0.33330
67737	6170	0.33490
79890	12153	0.33510
90000	10110	0.33547
140044	50044	0.33550

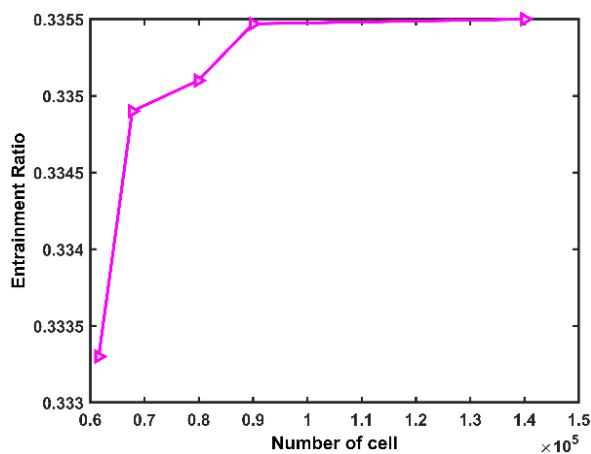


Fig. 6. Effect of cell number on Entrainment Ratio of ejector.

شکل ۶. تأثیر تعداد سلول بر نسبت جذب اجکتور.

جدول ۳. فشار و دمای سیال ثانویه.

Table 3. Pressure and temperature of secondary fluid.

Pressure (Pa)	Temperature (K)
827.1	278.15
1000	280.65
1227.6	283.15

جدول ۴. فشار و دمای برگشتی.

Table 4. Back pressure and temperature.

Pressure (Pa)	Temperature (K)
2500	297.23
3500	301.15
4000	302.15
5000	306.15

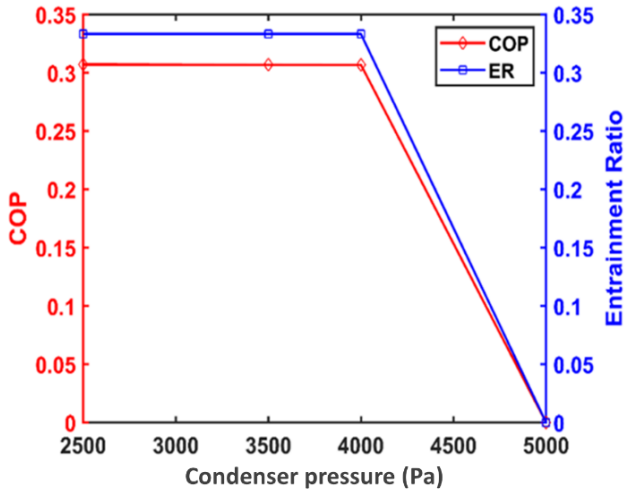


Fig. 9. Effect of condenser pressure (back pressure).

شکل ۹. تأثیر فشار کندانسور (فشار برگشتی).

۴-۵- تأثیر فشار سیال اولیه

در مطالعه این اثر نیز سطح مقطع گلوگاه نازل اولیه و عدد ماخ همانند اثر قبل و برای بررسی تأثیر پارامترهای دیگر نیز این دو پارامتر همین مقدار را دارا می‌باشند. فشار و دمای اشباع سیال اولیه مطابق جدول (۲) است. فشار و دمای اشباع سیال ثانویه به ترتیب 1000 پاسکال و 280.65 کلون و فشار جریان برگشتی 3500 پاسکال ثابت است. شکل (۱۰) نشان می‌دهد که با افزایش فشار سیال اولیه، موج انبساطی گسترش یافته در محفظه اختلاط با زاویه گسترش بزرگتری نسبت به زمانی که جریان جت سیال اولیه با فشار کمتری جریان داشت ایجاد می‌گردد که این امر باعث افزایش عدد ماخ، کاهش جذب سیال ثانویه، مطابق آن کاهش نسبت جذب اِجتکتور و ضریب عملکرد سیکل خواهد شد. شکل (۱۱) میزان تأثیر فشار سیال اولیه بر نسبت جذب اِجتکتور و ضریب عملکرد سیکل را نشان می‌دهد. با افزایش فشار سیال اولیه نسبت جذب اِجتکتور کاهش یافته و به تبعیت از آن ضریب عملکرد سیکل حدود 48.4 درصد کاهش می‌یابد.

۳-۵- تأثیر فشار کندانسور

در بررسی این پارامتر سطح مقطع نازل اولیه با گلوگاهی به قطر 2 میلی‌متر و عدد ماخ 4 استفاده می‌شود. دمای اشباع و فشار سیال اولیه ورودی به ترتیب 403.15 کلون و 270000 پاسکال، دمای اشباع و فشار سیال ثانویه ورودی 280.65 کلون و 1000 پاسکال و دمای اشباع و فشار کندانسور یا همان دمای اشباع و فشار برگشتی از جدول (۴) پیروی می‌کند. لازم به ذکر است که افزایش فشار سیال درون اِجتکتور و رسیدن آن به فشار کندانسور، با ایجاد موج ضربه‌ای (شوک) و تأثیر هندسه واگراپی پخش کننده (دیفیوزر) انجام می‌شود. شکل (۸) کانتورهای عدد ماخ را نشان می‌دهد که با افزایش فشار کندانسور (فشار برگشتی) ناحیه ایجاد شوک به سمت نازل اولیه حرکت کرده و این عمل باعث می‌شود که جریان جت سیال اولیه مختل گردد و مانع ایجاد موج ضربه‌ای (شوک) می‌شود. بنابراین سیال درون اِجتکتور به قسمت پخش کننده جهت افزایش فشار نمی‌رسد. سپس جریان جت سیال اولیه مجبور به بازگشت به ورودی سیال ثانویه می‌شود. عملکرد اِجتکتور مختل شده و ضریب عملکرد سیکل به صفر می‌رسد و جریان برگشتی رخ می‌دهد. فشار 4000 کیلو پاسکال، فشار نقطه بحرانی است. شکل (۹) میزان تأثیر فشار کندانسور یا فشار برگشتی بر ضریب عملکرد سیکل را نشان می‌دهد. از فشار 4000 تا حدود 5000 کیلو پاسکال نسبت جذب کاهش یافته و در فشار 5000 کیلو پاسکال عملکرد سیکل مختل می‌شود.

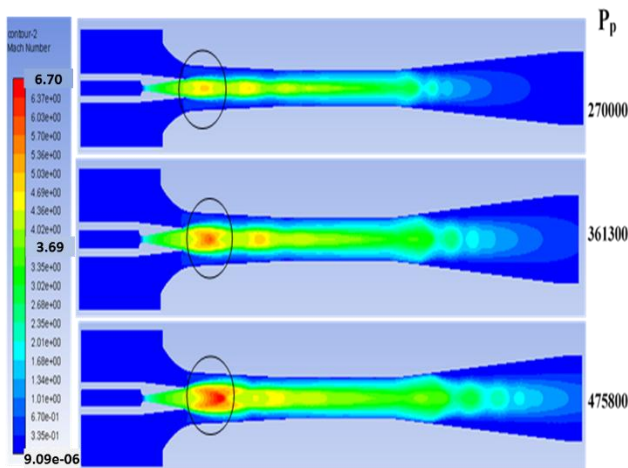


Fig. 10. Effect of primary fluid pressure on angel extension of primary fluid jet.

شکل ۱۰. تأثیر فشار سیال اولیه بر زاویه گسترش جت سیال اولیه.

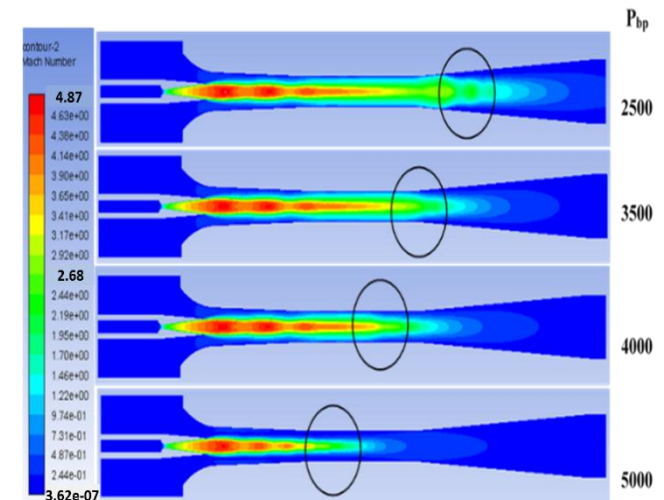


Fig. 8. Position of the shock.

شکل ۸. موقعیت ضربه.

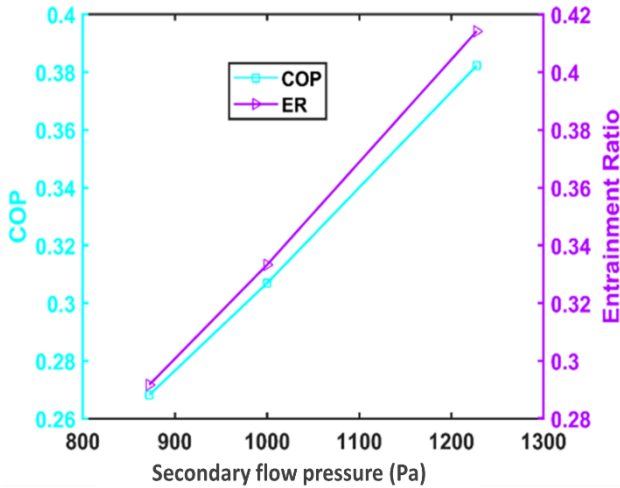


Fig. 13. Effect of secondary fluid pressure on COP and ER. شکل ۱۳. تأثیر فشار سیال ثانویه بر COP و ER.

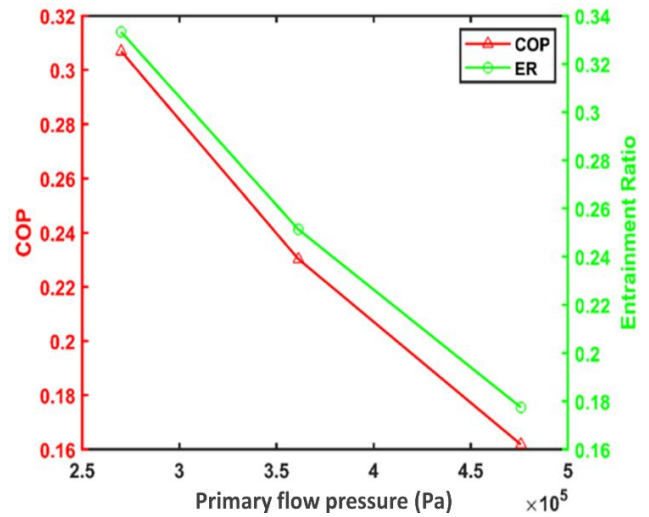


Fig. 11. Effect of primary fluid pressure on COP and ER. شکل ۱۱. تأثیر فشار سیال اولیه بر COP و ER.

۵-۶- تأثیر قطر گلوگاه نازل اولیه

در این حالت شرایط بالادست یعنی فشار سیال اولیه 270000 پاسکال، سیال ثانویه در فشار 1000 پاسکال و فشار جریان برگشتی 3000 پاسکال ثابت است. همچنین از سه نازل اولیه که اعداد ماخ یکسان 4 دارند و دارای قطر گلوگاهی 1.7 و 2 و 2.2 میلیمتر و با نسبت مساحت یکنواخت  $\frac{1}{20}$  استفاده شده است. از آنجایی که نسبت  $\frac{1}{20}$  (یعنی نسبت مساحت قطر گلوگاه نازل اولیه به قطر خروجی پخش کننده نازل اولیه) ثابت است لذا عدد ماخ یکسان تولید میکنند. شکل (۱۴) نشان می دهد که با افزایش قطر گلوگاه نازل اولیه موقعیت ایجاد موج ضربه ای (شوک) از ابتدای پخش کننده (دیفیوزر) به سمت دهانه خروجی آن منتقل می شود. از آنجایی که پخش کننده انرژی جنبشی سیال را به آنتالپی تبدیل می کند، انتقال موج ضربه ای به انتهای پخش کننده از بازایی فشار استاتیکی جریان میگذرد. همچنین در یک فشار ثابت برای سیال اولیه، نازل اولیه با قطر گلوگاه بزرگتر، مقدار بیشتری از جرم سیال اولیه را فراهم می آورد که باعث کاهش نسبت جذب اِجتور شده و کاهش ضربه عملکرد سیکل را در بر دارد. شکل (۱۵) تغییرات ضربه عملکرد سیکل و نسبت جذب اِجتور را با توجه به قطر گلوگاه نازل اولیه نشان می دهد. با افزایش قطر گلوگاه نازل اولیه، نسبت جذب اِجتور کاهش یافته و موجب کاهش 4.1.2 درصدی ضربه عملکرد سیکل تبرید می گردد.

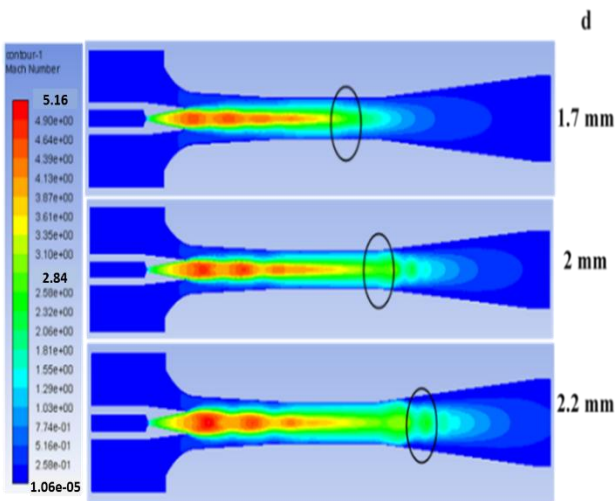


Fig. 14. Effect of changing primary nozzle throat diameter on shock position. شکل ۱۴. اثر تغییر قطر گلوگاه نازل اولیه روی موقعیت ضربه.

۵-۵- تأثیر فشار سیال ثانویه

در بررسی این پارامتر فشار سیال اولیه 475800 پاسکال و فشار برگشتی 3000 پاسکال می باشد. همچنین فشار سیال ثانویه مطابق جدول (۳) است. شکل (۱۲) بیان می کند با افزایش فشار سیال ثانویه، سطح مؤثر جریان سیال ثانویه (سطح مؤثر سیال ثانویه، شامل سطح مجازی فی مابین هسته ای مجازی سیال اولیه و بدنه فیزیکی محفظه اختلاط اِجتور که شروع فرایند اختلاط سیال اولیه با سیال ثانویه در شرایط فشار یکسان برقرار می گردد، می باشد) افزایش می یابد. متعاقباً مقدار دبی جرمی جریان سیال ثانویه افزایش یافته و باعث افزایش نسبت جذب اِجتور شده و نهایتاً ضربه عملکرد سیکل افزایش می یابد. شکل (۱۳) میزان نسبت جذب و ضربه عملکرد سیکل تحت تأثیر فشار سیال ثانویه را نشان می دهد. با افزایش فشار سیال ثانویه نسبت جذب اِجتور افزایش یافته و حدود 4.3.4 درصد عملکرد سیکل تبرید افزایش می یابد.

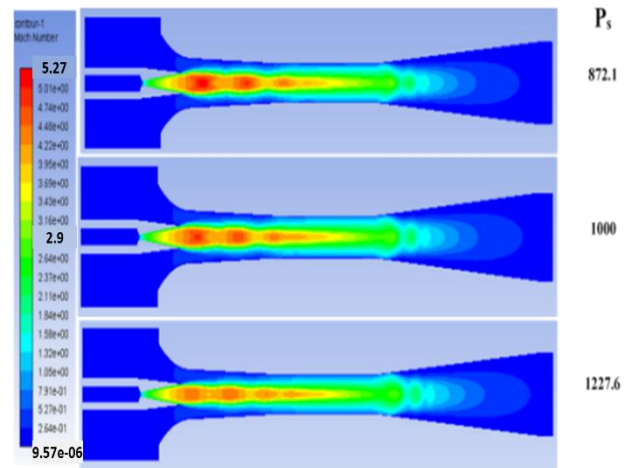


Fig. 12. Effect of secondary fluid pressure on Angle extension of primary fluid jet. شکل ۱۲. تأثیر فشار سیال ثانویه بر زاویه گسترش جت سیال اولیه.



جدول ۶. تغییرات موقعیت خروجی نازل اولیه بر ER.

Table 6. Variations of primary nozzle exit position on ER.

Nozzle Exit Position (mm)	ER
0	0.3569
10	0.3518
20.987	0.3374
23	0.3333
25.313	0.3324

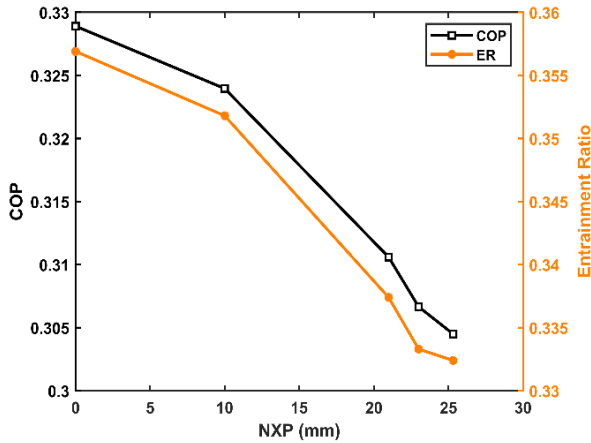


Fig. 16. Effect of variations of primary nozzle position on ER and COP.

شکل ۱۶. تأثیر تغییرات موقعیت نازل اولیه بر ER و COP.

### ۶ نتیجه گیری

در این پژوهش، به بررسی تغییرات ضریب عملکرد سیکل تبرید اِجتکتوری با توجه به شرایط ورودی سیال اولیه و ثانویه، شرایط کندانسور و تأثیر هندسه اِجتکتور پرداخته شد. مدلسازی و تحلیل عددی اِجتکتور توسط نرم افزار آنسیس فلونت انجام شده و پارامترهایی از جمله مقدار دبی جرمی، فشار و دمای سیال اولیه و ثانویه و نسبت جذب اِجتکتور تعیین و در تحلیل ترمودینامیکی سیکل از آن‌ها استفاده شد. با توجه به نتایج شبیه‌سازی، با افزایش فشار سیال اولیه نسبت جذب اِجتکتور کاهش یافته و به تبعیت از آن ضریب عملکرد سیکل کاهش می‌یابد. با افزایش فشار سیال ثانویه، سطح موثر جریان سیال ثانویه افزایش می‌یابد و متعاقباً مقدار دبی جریان سیال ثانویه افزایش یافته و باعث افزایش نسبت جذب اِجتکتور شده و نهایتاً ضریب عملکرد سیکل افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش قطر گلوگاه نازل اولیه، نسبت جذب اِجتکتور و ضریب عملکرد سیکل کاهش یافت.

### ۷ فهرست علائم

$A$	مساحت ( $m^2$ )
$CR$	نسبت تراکم
$COP$	ضریب عملکرد
$ER$	نسبت جذب
$h$	آنتالپی ( $kJ/kg^{-1}$ )
$K$	هدایت گرمایی ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )
$M$	عدد ماخ
$\dot{m}$	دبی جرمی ( $kgs^{-1}$ )
$P$	فشار (Pa)
$Q$	نرخ حرارت (kW)
$R$	ثابت جهانی گازها ( $Jmol^{-1}K^{-1}$ )
$T$	دما (K)
$W$	توان مصرفی پمپ (kW)

### علایم یونانی

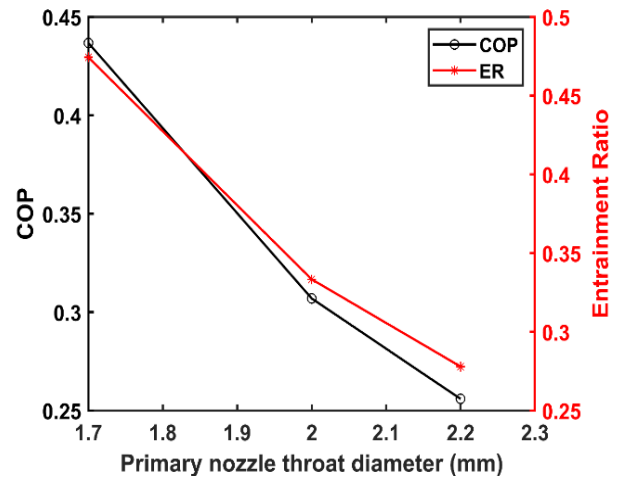


Fig. 15. Effect of primary nozzle throat diameter on ER and COP.

شکل ۱۵. تأثیر قطر گلوگاه نازل اولیه بر ER و COP.

### ۷-۵- تأثیر تغییرات قسمت قطر ثابت اِجتکتور

در این حالت دمای اشباع دیگ بخار 403.15 کلین، دمای اشباع بخار خروجی از اواپراتور 280.65 کلین، دمای کندانسور را 297.33 کلین و قطر گلوگاه نازل اولیه 2 میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود. با توجه به نتایج مندرج در جدول (۵) می‌توان دریافت که نسبت جذب اِجتکتور در طول قسمت قطر ثابت برابر با 114 میلی‌متر از سایر مقادیر بیشتر بوده و این به معنی نقطه بهینه برای طول قسمت قطر ثابت در مقایسه با سایر قطرهای انتخابی در این مطالعه می‌باشد و باعث افزایش نسبت اِجتکتور و در نتیجه ضریب عملکرد سیکل تبرید می‌گردد.

جدول ۵. تأثیر قسمت قطر ثابت روی ER.

Table 5. Effect of constant area section on ER.

Diameter of Constant area section	ER
104	0.3332
114	0.3333
134	0.3328

### ۸-۵- تأثیر موقعیت خروجی نازل اولیه

فاصله محوری دهانه خروجی نازل اولیه نسبت به نقطه شروع همگرایی بدنه اِجتکتور را موقعیت خروجی نازل می‌نامند. این فاصله می‌تواند دارای مقادیر منفی، صفر و مثبت باشد که در جدول (۶) نشان داده شده است. داده‌های جدول (۶) برای اِجتکتور مورد استفاده در سیکل تهویه مطبوع با مبرد بخار آب در فشار کندانسور 3000 پاسکال، فشار سیال اولیه 270000 پاسکال و فشار اواپراتور 1000 پاسکال تهیه شده است. نتایج بدست آمده از دینامیک سیالات محاسباتی بیان می‌دارد که با افزایش مقدار موقعیت خروجی نازل اولیه از 0 به 25.313 میلی‌متر مقدار نسبت جذب اِجتکتور به میزان 6.86 درصد کاهش می‌یابد که باعث کاهش ضریب عملکرد سیکل تبرید می‌گردد. تأثیر تغییرات موقعیت خروجی نازل اولیه بر نسبت جذب اِجتکتور و ضریب عملکرد سیکل تبرید در شکل (۱۶) نشان داده شده است. با افزایش موقعیت خروجی نازل اولیه نسبت جذب اِجتکتور کاهش یافته و به دنبال آن ضریب عملکرد سیکل در حدود 7.5 درصد کاهش می‌یابد.

combined ejector refrigeration cycle", International Journal of Refrigeration, Vol. 98, pp. 480-493, 2019.

[10] Riaz, F. Lee, P. S. & Chou, S. K. "Thermal modelling and optimization of low-grade waste heat driven ejector refrigeration system incorporating a direct ejector model", Applied Thermal Engineering, Vol. 167, 114710, 2020.

[11] Wang, L. Liu, J. Zou, T. Du, J. & Jia, F. "Auto-tuning ejector for refrigeration system", Energy, Vol. 161, pp. 536-543, 2018.

[12] Xue, H. Wang, L. Jia, L. Xie, C. & Lv, Q. "Design and investigation of a two-stage vacuum ejector for MED-TVC system", Applied Thermal Engineering, Vol. 167, 114713, 2020.

[13] Alyari Shourehdeli, S. Mobini, K. & Gorji, M. "Experimental investigation of the effect of parallel-flow primary nozzle on the performance of the ejector", Journal of Solid and Fluid Mechanics, Vol. 11, N.3, pp. 235-244, 2021, [ in Persian فارسی ].

[14] Galindo, J. Dolz, V. García-Cuevas, L. M. & Ponce-Mora, A. "Numerical evaluation of a solar-assisted jet-ejector refrigeration system: Screening of environmentally friendly refrigerants", Energy Conversion and Management, Vol. 210, 112681, 2020.

[15] Zhang, G. Dykas, S. Yang, S. Zhang, X. Li, H. & Wang, J. "Optimization of the primary nozzle based on a modified condensation model in a steam ejector", Applied Thermal Engineering, Vol. 171, 115090, 2020.

[16] Gilandust, P. Bayati, M. & Sekhavat, S. "Investigating the effect of secondary inlet pressure on the performance of an ejector", Journal of Mechanical Engineering, Vol. 51, No. 2, pp. 187-196, 2021, [ in Persian فارسی ].

[17] Gagan, J. Smierciew, K. Butrymowicz, D. & Karwacki, J. "Comparative study of turbulence models in application to gas ejectors", International Journal of Thermal Sciences, Vol. 78, pp. 9-15, 2014.

[18] Hanafi, A. S. Mostafa, G. M. Waheed, A. & Fathy, A. "1-D mathematical modeling and CFD investigation on supersonic steam ejector in MED-TVC", Energy Procedia, Vol. 75, pp. 3239-3252, 2015.

[19] Śmierciew, K. Gagan, J. & Butrymowicz, D. "Application of numerical modelling for design and improvement of performance of gas ejector", Applied Thermal Engineering, Vol. 149, pp. 85-93, 2019.

[20] de Castro, T. P. "A CFD analysis of gas-flow in a supersonic ejector", Revista Tecnologia, Vol. 32, No. 2, pp. 249-258, 2011.

راندمان (%)	$\eta$
نسبت حرارتی ویژه (-)	$\gamma$
ویسکوزیته دینامیکی ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$ )	$\mu$
ویسکوزیته گردابی	$\mu_t$
سرعت	$u$
چگالی ( $\text{kgm}^{-3}$ )	$\rho$
تانسور تنش	$\tau$

**بالانویس‌ها**

\* مقدار بحرانی پارامتر

**زیرنویس‌ها**

boiler	بویلر
bp	فشار برگشتی (Pa)
c	آشفتگی
d	دیفیوزر
e	اوپراتور
eff	مؤثر
m	مخلوط
n	نازل
P	اولیه
s	ثانویه
1	خروجی نازل اولیه
2	ورودی ناحیه قطر ثابت
3	خروجی ناحیه قطر ثابت

**۸ مراجع**

[1] Chen, W. Shi, C. Zhang, S. Chen, H. Chong, D. & Yan, J. "Theoretical analysis of ejector refrigeration system performance under overall modes", Applied Energy, Vol. 185, pp. 2074-2084, 2012.

[2] Chen, X. Omer, S. Worall, M. & Riffat, S. "Recent developments in ejector refrigeration technologies", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 19, pp. 629-651, 2013.

[3] Han, Y. Wang, X. Yuen, A. C. Y. Li, A. Guo, L. Yeoh, G. H. & Tu, J. "Characterization of choking flow behaviors inside steam ejectors based on the ejector refrigeration system", International Journal of Refrigeration, Vol. 113, pp. 296-307, 2020.

[4] Besagni, G. Mereu, R. & Inzoli, F. "Ejector refrigeration: A comprehensive review", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 53, pp. 373-407, 2016.

[5] Besagni, G. Cristiani, N. Croci, L. Guédon, G. R. & Inzoli, F. "Multi-scale evaluation of ejector performances: The influence of refrigerants and ejector design", Applied Thermal Engineering, Vol. 186, 116502, 2021.

[6] Sankarlal, T. & Mani, A. "Experimental studies on an ammonia ejector refrigeration system" International communications in heat and mass transfer, Vol. 33, No. 2, pp. 224-230, 2006.

[7] Tahani, M. Shamsodini, S. Farahat, S. & Rabani, A. "Thermodynamic Simulation of Ejector-Expansion Refrigerator Cooler", Journal of Solid and Fluid Mechanics, Vol. 5, No. 2, pp. 181-189, 2015, [ in Persian فارسی ].

[8] Bencharif, M. Nesreddine, H. Perez, S. C. Poncet, S. & Zid, S. "The benefit of droplet injection on the performance of an ejector refrigeration cycle working with R245fa", International Journal of Refrigeration, Vol. 113, pp. 276-287, 2020.

[9] Sanaye, S. Emadi, M. & Refahi, A. "Thermal and economic modeling and optimization of a novel