مجله مهندسی مکانیک مدرس، مرداد 1394، دوره 15، شماره 5، ص‌ص 227-237

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی اجکتور هندسه متغیر در چرخه تبرید اجکتوری با سیال عامل R600a به منظور تعیین هندسه بهینه با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی

امیر امیدوار[1]، محسن قاضی‌خانی[2*]، سید محمدرضا مدرس رضوی[3]

1- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد
3- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد
* مشهد، صندوق پستی 48944- 91779، ghazikhani@ferdowsi.um.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 15 دی 1393
پذیرش: 10 اسفند 1393
ارائه در سایت: 15 فروردین 1394

کلید واژگان:
اجکتور هندسه متغیر
تهویه مطبوع
ایزوبوتان
شبیه‌سازی عددی
تولید آنتروپی

چکیده

در این مقاله به بررسی عددی اجکتور هندسه متغیر برای سیستم تبرید اجکتوری خورشیدی پرداخته شده تا هندسه‌های بهینه برای تمامی شرایط عملکردی بدست آید. در این اجکتور، تغییر هندسه با استفاده از تغییر موقعیت نازل اولیه و تغییر نسبت سطح مقطع به کمک دوک مخروطی شکل حاصل می‌گردد. منبع حرارتی کلکتورهای خورشیدی لوله‌ای خلاء شده در نظر گرفته و بر اساس شرایط عملکردی سیال عامل R600a انتخاب شده است. هدف این تحقیق بدست آوردن مشخصه‌های هندسی، شامل موقعیت نازل اولیه و نسبت سطح مقطع مناسب برای تمامی شرایط دمایی بوده و در نهایت برای هر شرایط بویلر، اواپراتور و کندانسور هندسه‌ی مناسب ارائه گردیده است. شرایط عملکردی به گونه‌ای در نظر گرفته شده تا وضعیت آب و هوایی منطقه خاورمیانه و ملاحظات فنی در سیستم‌های تهویه مطبوع در آن منظور شده باشد. برای تامین دمای اواپراتور 5°C+ دمای بهینه بویلر 105°C+ بدست آمده که با تغییر موقعیت نازل اولیه نسبت مکش 8% افزایش می‌یابد. با افزایش دمای اواپراتور دمای بهینه بویلر کاهش می یابد. در بیشتر شرایط عملکردی موقعیت بهنیه نازل اولیه در فاصله 9mm- از بخش با سطح مقطع ثابت بدست آمد. در ادامه به بررسی ساختار جریان، پدیده شوک و تولید آنتروپی و همبستگی میان آنها پرداخته شده است و اثر جریان مافوق صوت و شوک مربوط به آن در نسبت مکش و تولید آنتروپی مورد بررسی قرار گرفته است. در این بخش نقطه‌ی عملکرد بحرانی اجکتور از دیدگاه آنتروپی مورد تحقیق قرار گرفته و تطابق آن با نقطه‌ی بحرانی از دیدگاه نسبت مکش جریان بررسی گردید.

CFD study of a variable geometry ejector using R600a to detect optimal geometry for ejector refrigeration system

Amir Omidvar[1], Mohsen Ghazikhani[2*], Mohammad Reza Modarres Razavi[3]

1- Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University, Mashhad, Iran.
2- Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University, Mashhad, Iran.
3- Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University, Mashhad, Iran.
*P.O.B. 9177948944 Mashhad, ghazikhani@ferdowsi.um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 05 January 2015
Accepted 01 March 2015
Available Online 04 April 2015

Keywords:
Variable Geometry Ejector
Air-Conditioning
Isobutene
Numerical Simulation
Entropy Generation

ABSTRACT

In this paper, numerical investigation was carried out for the sake of identifying optimum geometry for variable geometry ejector use in solar refrigeration system as the prerequisite to experimental tests. Variable geometry was made by using a movable primary nozzle and movable spindle in it. Vacuum tube collector was postulated as heat source and R600a was used as working fluid. Condenser temperature based on Middle East area temperature and evaporator based on operative condition in HVAC system were selected. Generator, condenser and evaporator operating temperatures have severe effects on the optimum geometry of ejector. Therefore, for maximum entrain ratio it is necessary to identify optimum geometry to cope with variations in operating condition. The results showed that using a variable geometry ejector is a requirement for cooling during the day.
The following fluid structure was compared by entropy generation during mixing and shock phenomena. The results showed there is optimum back pressure to minimize fluid exit entropy which coincides with critical back pressure. It was found that depending on back pressure maximum entropy generation occurs for two reasons, mixing and shock phenomena.

1- مقدمه

در جامعه‌ی امروز با افزایش جمعیت و سطح رفاه نیاز به سیستم‌های تهویه مطبوع روز به روز در حال افزایش است. در حال حاضر انرژی مورد نیاز برای این سیستم‌ها توسط برق تامین می‌شود. حال آنکه این تقاضای زیاد تبدیل به

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
A. Omidvar, M. Ghazikhani, M. R. Modarres Razavi, CFD study of a variable geometry ejector using R600a to detect optimal geometry for ejector refrigeration system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 227-237, 2015 (In Persian)

بحرانی برای تامین برق مورد نیاز این سیستم‌ها شده است. ارتباط مستقیم میان میزان تقاضای برودت با میزان تابش خورشیدی، سیستم‌های تبرید خورشیدی را به عنوان یک راهکار موثر برای کاهش مصرف انرژی الکتریکی مطرح کرده است. از جمله سیستم‌هایی که توانایی کار با انرژی خورشیدی را دارا می‌باشند سیستم‌های تبرید اجکتوری هستند. این قابلیت به همراه سادگی ساختار، هزینه اولیه پایین، هزینه نگهداری کم و طول عمر بالا، به دلیل عدم وجود قطعات متحرک، باعث شده تا سیستم‌های تبرید اجکتوری از جمله موضوعات مورد علاقه محققان طی سال‌های اخیر باشد.

در مقابل ضریب عملکرد پایین و حساسیت شدید اجکتور به تغییر شرایط عملکردی به عنوان چالش‌هایی برای توسعه این سیستم‌ها قرار گرفته‌اند. از این رو تحقیقات زیادی برای بهبود عملکرد این سیستم‌ها در حال انجام است که مروری بر جدیدترین دستاوردهای منتشر شده در این زمینه را در مقاله چن و همکاران [1] می‌توان یافت.

از آنجایی که مهم‌ترین مشخصه‌های به هم پیوسته در اجکتور، هندسه، سیال عامل و شرایط عملکردی هستند تحقیقات زیادی توسط محققان برای بررسی هر یک از این مشخصه‌ها و بهینه کردن آنها صورت گرفته است.

تحقیقات تئوری و آزمایشگاهی زیادی برای نشان دادن اهمیت انتخاب مبرد صورت گرفته است [2-4] . چن [5] و همکارانش به مقایسه مبردهای مختلف برای اجکتور پرداختند. در این بررسی آنها با مقایسه میزان مافوق داغ کردن مورد نیاز در ژنراتور و اثر آن در راندمان چرخه‌ی کارنو و ضریب عملکرد آن برای هر سه دسته سیال عامل‌های تر، خشک و آیزنتروپیک، نشان دادند که به ترتیب مبردهای R245fa، R600 و R600a از بهترین عملکرد و بالاترین میزان ضریب عملکرد برخوردار هستند. دهمانی [6] با مقایسه‌ی تحلیلی عملکرد هر یک از مبردهای R134a، R152a، R290 و R600a را مورد بررسی قرار داد. یوسفی و همکارانش [7] به مقایسه مبردهای R134a، R142b، R12، R600، R245fa، آب و آمونیاک پرداختند. نتایج آنها نشان داد که R141b دارای کمترین ضریب عملکرد و R12 دارای بالاترین ضریب عملکرد می‌باشد.

یکی از نقاط ضعف در سیستم‌های تبرید اجکتور، منحصر به فرد بودن شرایط عملکردی بهینه برای آن است به طوری که با تغییر این شرایط نسبت مکش به شدت تحت تاثیر قرار گرفته و کاهش می‌یابد. از این رو تحقیقات زیادی برای رفع این مشکل صورت گرفته است. یک راه حل برای مواجه با این موضوع استفاده از اجکتورهای هندسه متغیر است. نتایج آزمایشگاهی جذابی توسط آفورنراتانا و ایماس [8] ارائه شد که مزیت استفاده از یک اجکتور با قابلیت جابجایی محوری نازل اولیه درون ناحیه‌ی اختلاط را نشان می‌داد. بالاموروگان [9] یک سری از آزمایش‌های تجربی و شبیه‌سازی‌های عددی را به‌منظور درک مشخصه‌های هیدرودینامیکی هندسه اجکتور انجام داد. وی نشان داد که نسبت بهینه‌ای برای مساحت نازل به مساحت گلوگاه وجود دارد که در آن میزان مکش بیشینه است. لین و همکارانش [10] با استفاده از یک اجکتور با دوک مخروطی شکل درون نازل اولیه به بررسی آزمایشگاهی اجکتور تنظیم شونده در سیستم تبرید اجکتوری با چند اواپراتور برای ظرفیت‌های ژنراتور متفاوت پرداختند. در این سیستم از اجکتورها به عنوان شیر انبساط استفاده شد. نتایج بررسی‌ها نشان داد این اجکتور در زمانی که بار برودتی اولیه کاهش می‌یابد به خوبی فشار اولیه را تنظیم می‌کند. این امر منجر به تنظیم مناسب سیستم در زمان تغییر بار برودتی مورد نیاز می‌گردد. ما و همکارانش [11] به بررسی آزمایشگاهی یک چرخه تبرید اجکتوری با سیال عامل بخار آب پرداختند. هدف از این تحقیق بررسی اثر موقعیت دوک مخروطی شکل درون نازل اولیه بر عملکرد اجکتور بود. آنها نشان دادند موقعیت دوک مخروطی شکل اثر بسیار بزرگی بر پس‌فشار بحرانی، ضریب عملکرد و ظرفیت برودتی سیستم دارد. بررسی آنها نشان داد که افزایش دمای بویلر همیشه موجب افزایش راندمان سیستم نشده و نقطه‌ی بهینه‌ای برای آن وجود دارد. لین و همکارانش در تحقیقات آزمایشگاهی [12, 13] و عددی به بررسی اثر تغییر نسبت سطح مقطع با استفاده از یک دوک مخروطی شکل درون نازل اولیه بر عملکرد سیستم پرداخته‌اند. آنها اهمیت این مشخصه را بویژه در زمان تغییر بار برودتی مورد نیاز و بار حرارتی تولید شده توسط بویلر نشان دادند. همچنین نشان دادند که استفاده از این سیستم بخوبی سیستم تبرید را در مقابل تغییرات پایدار کرده و عملکرد چرخه تبرید را بهبود می‌بخشد.

پاریداساواس[14] و همکارش به شبیه‌سازی دینامیکی سیستم تبرید اجکتوری با سیال عامل ایزوبوتان (R600a) پرداختند. در این بررسی اثر شرایط کاری و همچنین انواع مدل‌های کلکتورهای خورشیدی توسط شبیه‌سازی دینامیکی مورد بررسی قرار گرفت. طی بررسی صورت گرفته متوجه شدند که در شرایطی که دمای محیط بسیار بالا باشد که در نتیجه سیستم نیاز به دمای بالای ژنراتور دارد استفاده از کلکتورهای خورشیدی صفحه‌ای مقرون به صرفه نمی‌باشد. سلواراجو و مانی [15] به بررسی آزمایشگاهی اثر ژنراتور، اواپراتور و دمای کندانسور بر عملکرد اجکتور با مبرد R134a به عنوان سیال عامل پرداختند. تحقیقات آنها نشان داد دمای بهینه‌ای برای جریان بخار اولیه وجود دارد که نسبت مکش و ضریب عملکرد را بیشینه می‌کند.

با توجه به مزایای استفاده از روش دینامیک محاسباتی سیال (CFD) شامل هزینه‌های کم و قابلیت گستردگی تحقیقات در زمان کوتاه، این ابزار به طور وسیعی مورد استفاده قرار گرفته که نتیجه‌ی این امر درک بهتر پدیده‌های جریانی درون اجکتور و پیش‌بینی دقیق از عملکرد آن بوده است. سریویراکول و همکارانش [16] به بررسی آزمایشگاهی فرآیند اختلاط جریان در یک اجکتور بخار در چرخه تبرید اجکتوری پرداخته و داده‌های تجربی خویش را با نتایج حاصل از شبیه‌سازی جریان به‌روش CFD مقایسه کردند. نتایج شبیه‌سازی تطابق خوبی را با داده‌های آزمایشگاهی نشان دادند. نتایج مشابهی توسط پیانتونگ و همکارانش [17] به‌دست آمد و نشان دادند نتایج عددی نسبت جرمی با نتایج آزمایشگاهی در حدود 5% اختلاف داشتند. پیانتونگ و همکارانش نتیجه گرفتند که CFD عملکرد اجکتور را به‌طور دقیق پیش‌بینی کرده و اثر شرایط کارکردی را بر روی مساحت موثر که مستقیما به عمل‌کرد آن ربط دارد آشکار می‌کند. با استفاده از این روش لین [18] و همکارانش به بررسی پارامترهای هندسی در اجکتور پرداختند. در این بررسی‌ها که از مدل گاز واقعی و مبرد R134a استفاده شده بوده مشخصه‌هایی از قبیل زاویه‌ی واگرایی نازل اولیه، زاویه‌ی همگرایی در ناحیه‌ی اختلاط فشار ثابت، طول ناحیه‌ی اختلاط با مقطع ثابت و موقعیت خروجی نازل اولیه مورد بررسی قرار گرفت. به همین روش وارگا و همکارانش [4] به بررسی عددی یک اجکتور با نسبت سطح متغیر پرداختند. آنها برای بدست آوردن نسبت سطح متغیر از یک دوک مخروطی شکل استفاده کردند همچنین با توجه به نتایج تحقیقات دهمانی [6] مبردهای R152a و R600a را به عنوان سیال عامل انتخاب کردند. نتایج نشان داد که تنظیم کردن این دوک مخروطی به شدت بر عملکرد اجکتور تاثیر گذاشته و موجب بهبود

عملکرد می‌گردد. در این تحقیق دمای اواپراتور 10°C در نظر گرفته شده بود که با توجه به اینکه برای انتخاب مبدل حرارتی مناسب در سیستم‌های تهویه مطبوع لازم است تا اختلاف دمای قابل قبولی در آنها لحاظ گردد دمای نسبتا بالایی انتخاب شده است. ریفات و همکارش [19] با استفاده از این روش، موقعیت نازل اولیه را مورد بررسی قرار داده و موقعیت بهینه برای آن را به دست آورده‌اند. راسلی و همکارانش [20] چندین اجکتور را مدل کرده تا با شبیه‌سازی دینامیک جریان در این اجکتورها رفتار جریانی ناشی از تغییرات هندسه‌ی اجکتور را مورد بررسی قرار دهند. آن‌ها نتیجه گرفتند که نسبت جرمی بیشینه کمی پیش از وقوع شوک به‌دست می‌آید. همچنین نشان دادند موقعیت نازل یکی از پارامترهای مهم در طراحی اجکتور به شمار می‌رود. سریویراکول و همکارانش [21] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی به بررسی عددی جریان درون اجکتور پرداخته و اثر شرایط کارکردی و هندسه اجکتور را بر پدیده‌های جریانی مورد بررسی قرار دادند. ژو و همکارانش [22] به بررسی عددی اثر موقعیت نازل اولیه و زاویه‌ی همگرایی ناحیه‌ی اختلاط پرداختند. آنها نشان دادند که برای هر شرایط طراحی یک نقطه‌ی بهینه برای موقعیت نازل و یک زاویه‌ی بهینه برای زاویه‌ی همگرایی ناحیه‌ی اختلاط وجود دارد. وارگا و همکارانش [23] به شبیه‌سازی عددی اجکتور به روش CFD پرداختند. در تحقیق حاضر شرایط عملکردی در نظر گرفته شده متناسب با شرایط عملکردی در سیستم تبرید اجکتوری با منبع حرارتی خورشیدی می‌باشد. در این تحقیق به بررسی اثر نسبت سطح مقطع گلوگاه‌های اولیه به ثانویه بر نسبت مکش و پس‌فشار بحرانی و همچنین بدست آوردن راندمان بخش‌های مختلف اجکتور پرداخته شده است.

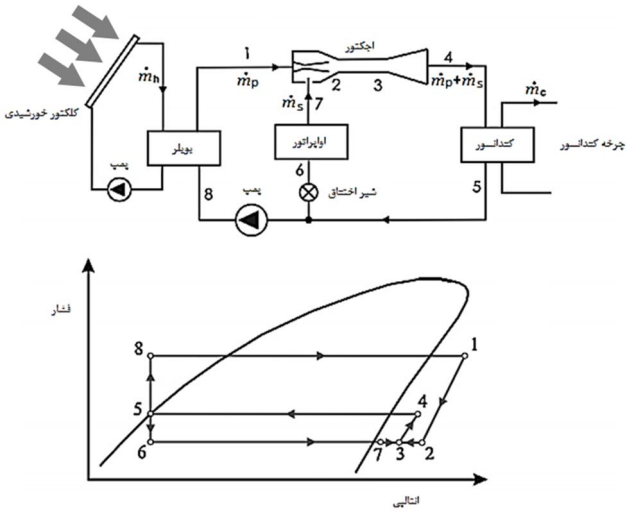
از آنجایی که لازم است سیستم‌های تهویه مطبوع برای شرایط بحرانی طراحی شده تا پاسخگوی برودت مورد نیاز در تمامی شرایط باشند، یکی از بحرانی‌ترین شرایطی که می‌تواند نقش بسزایی در عملکرد سیستم‌های تهویه مطبوع داشته باشد دمای هوای محیط و متعاقب آن دمای کندانسور است. در حقیقت در سیستم‌های تهویه مطبوع اجکتوری دمای کندانسور و اواپراتور دمای بویلر را مشخص می‌کنند.

امیدوار و همکارانش [24] به بررسی عملکرد اجکتور هندسه‌ی متغیر با سیال عامل بخار آب پرداختند. در آن تحقیق، موقعیت‌های بهینه برای دوک مخروطی شکل و نازل اولیه در این اجکتور برای استفاده در چرخه‌های آزمایشگاهی بدست آمد. با توجه به اینکه نیاز برودتی از ساعاتی پیش از ظهر خورشیدی بوجود می آید لذا استفاده از مبردهایی که در دماهای کمتر بویلر و در نتیجه انرژی های کمتر خورشیدی امکان عملکرد خوب داشته باشند بسیار مطلوب است. همچنین از آنجایی که در سیستم‌های تهویه مطبوع نیاز به دمای اواپراتور در حدود 5°C+ بوده استفاده از مبردهایی با دماهای انجماد کمتر از 0°C علاوه بر بهبود عملکرد امکان استفاده از سیستم‌های ذخیره سرما به صورت تغییر فاز را فراهم می‌کند. از این رو کار حاضر به موضوع بدست آوردن هندسه‌ی بهینه‌ی اجکتور با سیال عامل R600a در بازه‌ی وسیعی از شرایط عملکردی می‌پردازد. هرچند تاکنون عملکرد اجکتورهای هندسه متغیر با استفاده از این مبرد مورد بررسی قرار گرفته است ولی شرایط عملیاتی در نظر گرفته شده مناسب برای سیستم‌های تهویه نبوده به گونه‌ای که دمای اواپراتور بیشتر از دمای مناسب در نظر گرفته شده و دمای کندانسور نیز کمتر از شرایط عملیاتی لحاظ شده است. برای چنین شرایطی استفاده از کلکتورهای خورشیدی برای تامین حرارت مورد نیاز کافی بوده‌است. این امر موجب گردیده تا اطلاعات کافی برای پیش‌بینی عملی این سیستم‌های برودتی در اختیار نباشد لذا پیش از انجام آزمایش‌های عملی بر روی این سیستم لازم است تا عملکرد اجکتور در شرایط کارکردی مورد نیاز سیستم تهویه مطبوع به کمک روش‌های عددی مورد بررسی قرار گیرد. در این مقاله به بررسی عددی عملکرد اجکتور طراحی شده برای شرایط عملیاتی مناسب منطقه خاورمیانه پرداخته شده است. بر همین اساس با توجه به دمای اواپراتور نسبتا پایین و دمای کندانسور نسبتاً بالا به ترتیب 5°C و 35°C منبع حرارتی مناسب برای این شرایط کلکتورهای خورشیدی لوله‌ای خلاء شده برای تامین دمای بویلر تا 120°C در نظر گرفته شده است. تغییر هندسه‌ی اجکتور با تغییر موقعیت و قطر مفید نازل اولیه ایجاد شده و به بررسی عملکرد اجکتور هندسه متغیر در ظرفیت‌های مختلف پرداخته شده است. برای این منظور از یک دوک مخروطی شکل درون نازل اولیه استفاده شده که با تغییر موقعیت آن قطر گلوگاه اولیه و نسبت سطح مقطع تغییر می‌کند. همچنین برای اولین بار در این تحقیق به بررسی همبستگی میان رژیم جریانی و تولید آنتروپی درون اجکتور پرداخته شده است. ضمن بررسی مکانیزم‌های اثر گذار در تولید آنتروپی، نقش موقعیت شوک و شکل جریان در تغییرات آنتروپی مورد بررسی قرار گرفته و شرایط بهینه از لحاظ کمترین میزان تولید آنتروپی بدست آمده است. این امر کمک شایانی به درک بهتر تاثیر فرآیندهای اختلاط و شوک بر عملکرد اجکتور می‌نماید.

2- سیستم تبرید اجکتوری

سیستم تبرید اجکتوری مطابق با آنچه در شکل1 نشان داده شده است، ناشی از توسعه سیستم‌های تبرید رایج موسوم به تبرید تراکمی هستند. در این سیستم‌ها به جای افزایش فشار به وسیله‌ی کمپرسورهای مکانیکی از اجکتور استفاده می‌شود که در آن اجکتور مبرد خروجی از اواپراتور را متراکم کرده و به کندانسور تخلیه می‌کند. حرارت مورد نیاز برای به جریان واداشتن اجکتور در بویلر عمدتا از منابع حرارتی دمای پایین تامین می‌شود. استفاده از منابع حرارتی با ارزش پایین این سیستم‌ها را در مقابل سایر سیستم‌ها از قبیل سیستم‌های جذبی قابل رقابت می‌نماید.

نمای شماتیک یک اجکتور معمولی در شکل 2 نشان داده شده است. این سیستم متشکل از نازل اولیه، محفظه‌ی اختلاط، گلوگاه و دیفیوزر می‌باشد. جریان اولیه با دما و فشار بالا از بویلر وارد اجکتور شده و با گذر از یک نازل همگرا-واگرا منبسط شده و سرعت می‌گیرد. این جریان با سرعت مافوق صوت خارج شده تا در صفحه‌ی خروجی نازل (NXP[1]) و به دنبال آن



شکل 1 شکل شمایی از چرخه تبرید اجکتوری و چرخه ترمودینامیکی آن

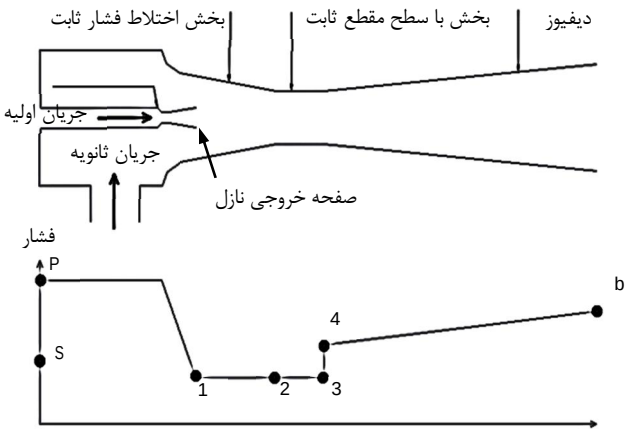
1- Nozzle Exit Plan

در محفظه‌ی اختلاط ناحیه‌ای با فشار بسیار پایین ایجاد کند. این بدان معنی است که جریان ثانویه می‌تواند به درون اجکتور مکش شود. جریان اولیه تشکیل یک کانال همگرا را می‌دهد که در اثر تنش برشی ایجاد شده با جریان ثانویه به آن شتاب داده تا سرعت آن برابر سرعت صوت گردد. در این وضعیت اختلاط دو جریان آغاز می‌گردد؛ به طوری که در انتهای بخش با سطح مقطع ثابت دو جریان به طور کامل با هم مخلوط شده‌اند. متناسب با فشار کندانسور در موقعیتی میان بخش با سطح مقطع ثابت و یا ابتدای دیفیوزر یک شوک اتفاق افتاده و فشار جریان افزایش می‌یابد. این دلیل عمده‌ی افزایش فشار بخار مکش شده از اواپراتور است. در نهایت جریان مخلوط شده با عبور از دیفیوزر با فشاری برابر فشار کندانسور از اجکتور خارج می‌شود.

در اجکتورها، نسبت مکش مهم‌ترین مشخصه‌ای است که عملکرد اجکتور را بیان می‌کند. معمولاً عملکرد اجکتور با مولفه نسبت مکش (ω) به صورت نسبت نرخ جرمی ثانویه ($\dot{m}_s$) به اولیه ($\dot{m}_p$) بیان می‌گردد:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (1)$$

منحنی عملکرد اجکتور بخار برای فشارهای اولیه (P_p) و ثانویه (P_s) در شکل 3 نشان داده شده است. سه حالت عملیاتی متمایز وجود دارد. بهترین حالت عملیاتی، حالت بحرانی بوده که شرایط طراحی نامیده می‌شود. در این حالت اجکتور در بیشینه نسبت مکش کار می‌کند. در تمامی حالت‌های عملیاتی سرعت گاز در گلوگاه جریان اولیه برابر سرعت صوت بوده و جریان خفه می‌باشد. در فشارهای بیشتر از فشار بحرانی، جریان ثانویه مادون صوت بوده و با افزایش فشار کندانسور این سرعت کاهش می‌یابد. این کاهش سرعت که ناشی از افزایش فشار ناحیه‌ی اختلاط درون اجکتور است تا آنجا پیش رفته که حتی جریان برگشتی به درون اواپراتور اتفاق می‌افتد. با کاهش فشار کندانسور، سرعت جریان ثانویه تا آنجا افزایش می‌یابد که در فشار بحرانی سرعت آن برابر سرعت صوت شده و جریان ثانویه نیز خفه می‌شود. این نقطه بهترین نقطه‌ی عملکرد اجکتور از لحاظ نسبت مکش، مبادله‌ی تکانه و اختلاف فشار میان دو جریان است. با توجه به خفه شدن هر دو جریان در نقطه‌ی بحرانی با کاهش بیشتر فشار کندانسور حالت دو جریان ثابت باقی می‌ماند. با افزایش فشار کندانسور هر چند که سرعت جریان ثانویه کاهش می‌یابد؛ ولی همچنان جریان اولیه خفه بوده و این دلیل کاهش نسبت مکش با افزایش پس فشار است.

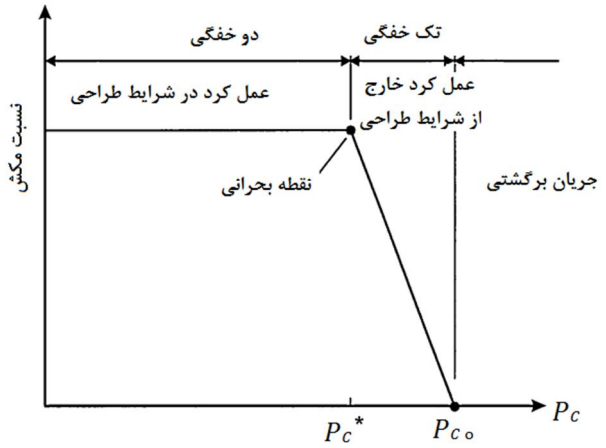


شکل 2 نمای شماتیک اجکتور و توزیع فشار در آن

3- شرایط طراحی اجکتور

مهم‌ترین بخش در چرخه تبرید اجکتوری، اجکتور است. طراحی اولیه اجکتور مطابق روش شرح داده شده توسط امیدوار و همکارانش [24] و سرورالدین و همکارانش [25] انجام شده است. از آنجایی که در روش‌های تحلیل یک بعدی امکان بررسی دقیق هندسه و شرایط عملکردی بر عملکرد اجکتور وجود ندارد، بررسی عددی این مشخصه‌ها پیش از انجام آزمایش در انتخاب هندسه‌های بهینه کمک بسیاری می‌کند. این سیستم برای تامین 750W معادل با 1hP برودت با استفاده از سیال عامل ایزوبوتان در نظر گرفته شده است. شرایط کارکردی آن در بویلر مطابق با کلکتورهای لوله‌ای خلاء شده (دمای 115°C)، دمای اواپراتور با توجه به کاربرد در تهویه مطبوع 5°C و دمای کندانسور با توجه به شرایط محیطی خاورمیانه 35°C درنظر گرفته شده است. اطلاعات کامل‌تر در جدول 1 آورده شده است.

هندسه‌ی اجکتور مطابق با اجکتور ساخته شده به منظور آزمایش‌های تجربی لحاظ شده که اطلاعات آن در جدول 2 و شکل شمایی آن در شکل4 ارائه شده است. با توجه به اهمیت موقعیت نازل اولیه درون اجکتور در این طرح امکان تغییر آن لحاظ شده و به منظور ایجاد نسبت‌های متفاوت سطح مقطع از یک دوک مخروطی شکل با زاویه‌ی راس 20° استفاده شده است (شکل 5).



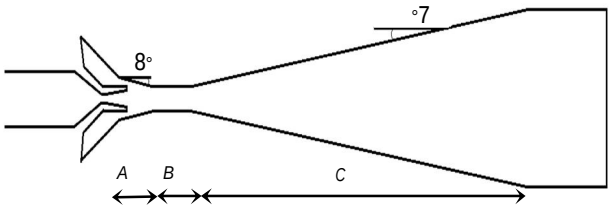
شکل 3 منحنی عملکرد و حالت‌های عملیاتی اجکتور بخار

جدول 1 شرایط مرزی در اجکتور

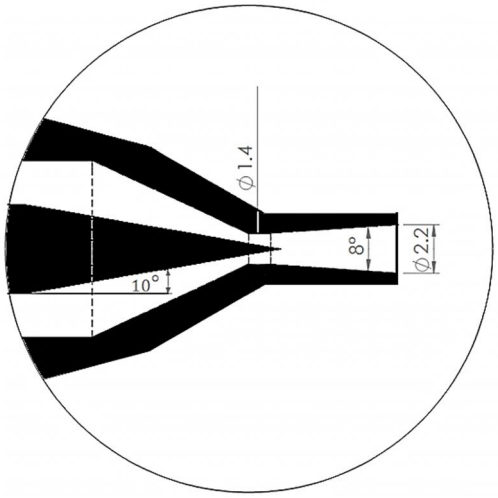
ظرفیت حرارتی اواپراتور	Q_{eva}	750 W
فشار کلی جریان اولیه	P_p	2634/13kPa
دمای کلی جریان اولیه	T_p	388 K
فشار کلی جریان ثانویه	P_s	187/75kPa
دمای کلی جریان ثانویه	T_s	278K
فشار کلی جریان خروجی	P_c	468/62kPa
دمای کلی جریان خروجی	T_c	308 K

جدول 2 ابعاد هندسی اجکتور

قطر گلوگاه نازل اولیه	D_p	1/4 mm
قطر دهانه خروجی نازل اولیه	D_{px}	2/2 mm
قطر بخش قطر ثابت	D_d	3/5mm
طول ناحیه اختلاط فشار ثابت	A	9 mm
طول ناحیه اختلاط قطر ثابت	B	9 mm
طول دیفیوزر	C	88 mm



شکل 4 نمای شماتیکی طول‌های مشخصه‌ی اجکتور



شکل 5 شکل شماتیک دوک مخروطی شکل درون نازل اولیه

4- شبیه‌سازی جریان با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی

در تحلیل عددی از مجموعه نرم‌افزار تجاری گمبیت 2.3 برای تولید شبکه و فلوئنت 6.3.26 برای حل به روش حجم کنترل استفاده شده است تا با این روش معادلات حاکم بر جریان به معادلات جبری [26] تبدیل شده و به صورت عددی حل گردند. برای حل اجکتور به منظور کاهش حجم محاسبات به جای استفاده از حل سه‌بعدی با تعداد سلول زیاد از حل دو بعدی تقارن محوری استفاده شده که تعداد سلول اولیه در حدود 24000 سلول چهار ضلعی انتخاب گردید. از آنجایی که سلول‌های کوچکتر توانایی بهتری در حل جریان بخصوص در نواحی شوک را دارا می‌باشند به منظور دست‌یابی به جواب‌های دقیق‌تر از تقسیم کردن سلول‌ها در نقاطی که اختلاف فشار میان دو سلول بیشتر از 10Pa است استفاده شده است؛ در شکل 6 شبکه حل عددی و نواحی که سلول‌های آن تقسیم شده نشان داده شده است. با توجه به تراکم‌پذیر بودن جریان برای حل معادلات غیرخطی از روش چگالی-مبنا[1] استفاده شده، برای حل معادلات جفت شده سرعت و فشار از الگوریتم سیمپل‌سی[2] و مدل آشفتگی استفاده شده ریلازبل[3] k-ε است. با توجه به سرعت بالای گاز درون اجکتور و در نتیجه تراکم‌پذیر بودن جریان برای حل جریان نیاز به حل همزمان معادله انرژی می‌باشد و برای رفتار گاز نیز از رفتار گاز ایده‌ال بهره گرفته شده و جریان به‌صورت پایا حل گردیده است. برای ورودی و خروجی‌های جریان از شرط مرزی فشار-خروجی[4] با دما و فشار همان دهانه استفاده گردیده و در دیواره‌های اجکتور فرض آدیاباتیک لحاظ شده است.

برای هر شبیه‌سازی تا زمان ثابت شدن مقدار دبی جرمی اولیه و ثانویه حل معادلات تکرار گردید. پس از این همگرایی، کوچک کردن اندازه سلول‌ها براساس اختلاف فشار بیشتر از 10Pa میان دو سلول مجاور صورت گرفته و حل ادامه یافت. این روند آنقدر تکرار می‌یابد تا تغییری در نتایج به‌دست آمده مشاهده نگردد. شایان ذکر است با توجه به مثبت بودن زاویه خط اشباع ایزوبوتان در نمودار فشار-انتالپی، فرآیند انبساط منجر به چگالش درون محفظه فشار ثابت نمی‌گردد و در نتیجه جریان به‌صورت تک فاز باقی می‌ماند.

5- نتایج شبیه‌سازی و بحث بر روی آن‌ها

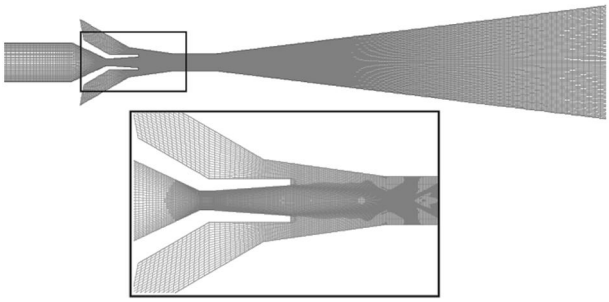
5-1- بررسی اثر موقعیت نازل اولیه

برای بدست آوردن شرایط بهینه‌ی عملکرد اجکتور و سیستم تبرید لازم است تا نازل اولیه در موقعیت بهینه قرار بگیرد. بدین منظور در وهله‌ی اول به بررسی عملکرد اجکتور در موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه در شرایط مرزی مختلف پرداخته شد. در این بررسی شرایط مرزی اولیه مطابق با جدول 3 در نظر گرفته شد.

موقعیت دهانه خروجی نازل اولیه از ابتدای ناحیه با سطح مقطع ثابت و جهت به درون اجکتور مثبت درنظر گرفته شده است.

همان طور که در شکل 7 مشاهده می‌شود با افزایش دمای اواپراتور نسبت مکش به شدت افزایش می‌یابد. این موضوع نشانگر اهمیت طراحی اجکتور برای دمای اواپراتور مورد نیاز است؛ چنانچه اجکتور به درستی طراحی نشود ممکن است امکان تامین دمای اواپراتور مورد نظر وجود نداشته باشد. همچنین مشاهده می‌شود که در شرایط موجود بهترین موقعیت نازل برابر 5- است. این نتایج نشان می‌دهد که برای بهبود عملکرد اجکتور در دماهای اواپراتور پایین‌تر لازم است تا نازل اولیه به درون گلوگاه اجکتور هدایت شود.

هرچند که در دمای اواپراتور 5°C این اجکتور امکان کارکرد در دمای کندانسور 35°C را ندارد؛ ولی با افزایش دمای اواپراتور این امکان فراهم می‌گردد. این شرایط تطابق خوبی با شرایط موجود در سیستم‌های تهویه مطبوع خورشیدی را داراست. در ساعات اولیه شروع به کار این سیستم‌ها



شکل 6 شبکه‌ی حل عددی

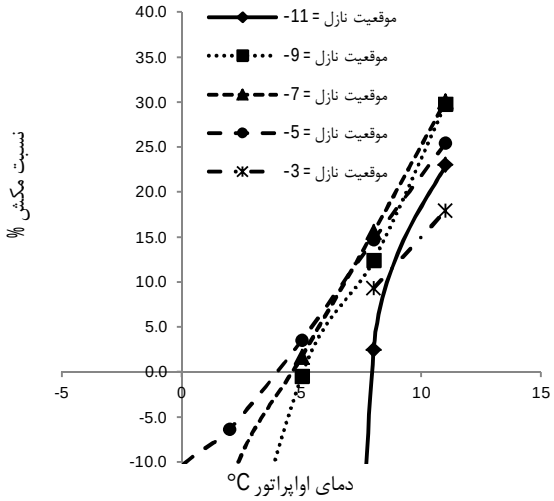
جدول 3. داده‌های ورودی به برنامه طراحی اجکتور

دمای اواپراتور	T_e	+5 °C
دمای کندانسور	T_c	+35 °C
دمای بویلر	T_b	+95 °C

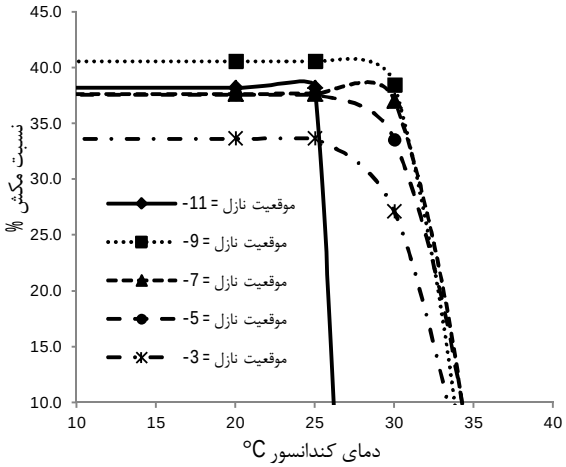
1- Density-based
2- SIMPLEC
3- Realizable
4- Pressure outlet

میزان تابش خورشیدی کمتر بوده و دمای محیط و به طبع آن دمای کندانسور پایین‌تر است. در همین حین به دلیل خاموش بودن سیستم، دمای سیال واسط و دمای اواپراتور بیشتر از دمای شرایط طراحی می‌باشد. همچنین در این شرایط نیاز برودتی ساختمان نیز از شرایط طراحی کمتر است.

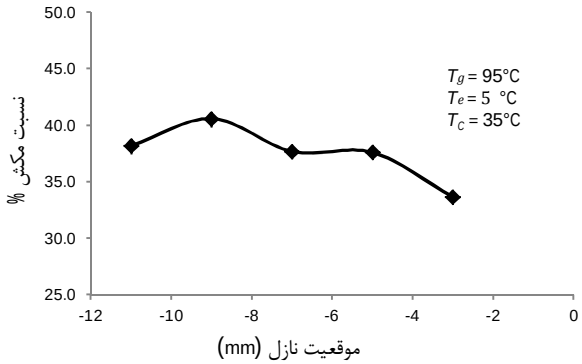
همان طور که در شکل 8 وشکل 9 مشاهده می‌شود موقعیت بهینه‌ای برای نازل اولیه وجود دارد به طوری که علاوه بر اینکه بیشنه نسبت مکش در آن موقعیت قرار داد، بیشترین دمای کندانسور ممکن (بالاترین پس‌فشار) نیز در آن موقعیت اتفاق می‌افتد.



شکل 7 نسبت مکش در دماهای مختلف اواپراتور در موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه



شکل 8 منحنی عملکرد اجکتور در موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه



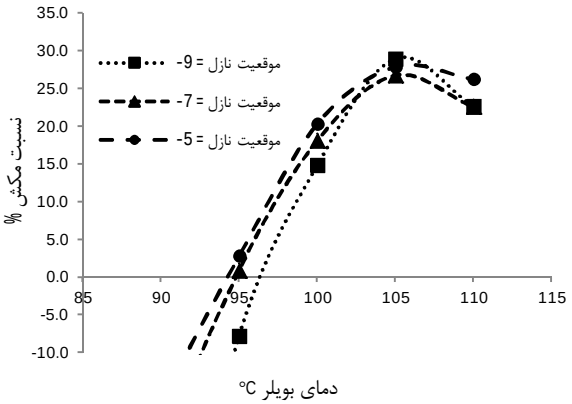
شکل 9 بیشینه نسبت مکش در موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه

نکته‌ی قابل توجه در نتایج بدست آمده آن است که هیچ یک از شرایط فوق امکان عملکرد مناسب اجکتور در دمای کندانسور مورد نظر را برآورده نمی‌کند.

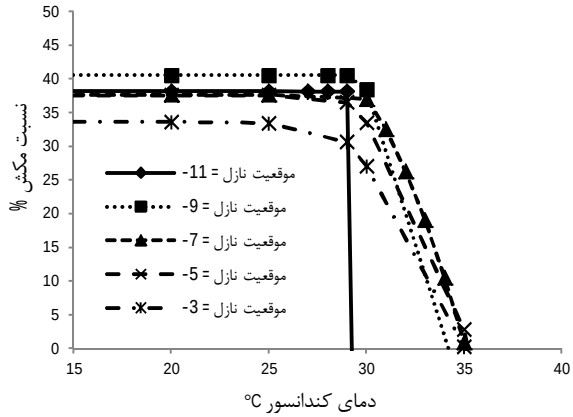
شرط مرزی اثرگذار دیگری که لازم است تا مورد بررسی قرار بگیرد دمای بویلر می‌باشد(شکل 10). با افزایش دمای بویلر عملکرد اجکتور بهبود یافته و پس از نقطه‌ی بهینه که در دمای 105°C اتفاق می‌افتد عملکرد افت پیدا می‌کند. به منظور بررسی دقیق‌تر این مشخصه عملکرد اجکتور و اثر موقعیت نازل در دماهای بالا از شکل 11 تا شکل 14 نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد هرچند که در دماهای بویلر پایین‌تر موقعیت نازل برابر 5- عملکرد بهتری را دارد ولی در دمای بهینه معادل 105°C موقعیت نازل برابر صفر دارای بهترین عملکرد می‌باشد. در حقیقت با افزایش بیشتر دما و فشار بویلر انرژی مورد نیاز برای مکش از اواپراتور بیشتر شده و این موضوع ادامه دارد تا جایی که افزایش بیشتر جریان اولیه مانع از افزایش جریان ثانویه و حتی کاهش آن می‌گردد.

با توجه به اینکه نتایج فوق در شرایط دمای کندانسور و اواپراتور ثابت بدست آمد، به منظور بررسی هرچه دقیق‌تر اثر دمای بویلر، این مشخصه مورد بررسی بیشتر قرار گرفت.

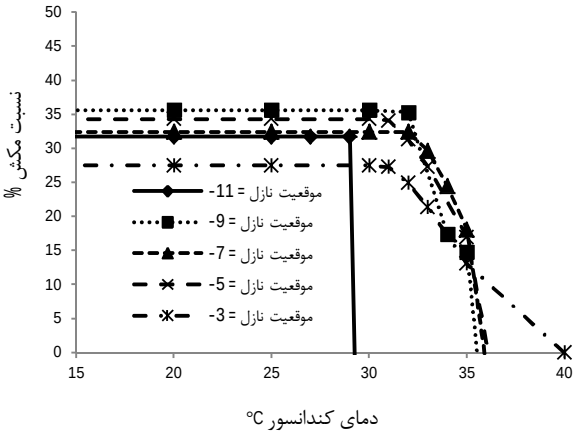
برای این منظور منحنی عملکردی اجکتور در دماهای متفاوت بویلر و در موقعیت‌های مختلف نازل اولیه مورد بررسی قرار گرفت.



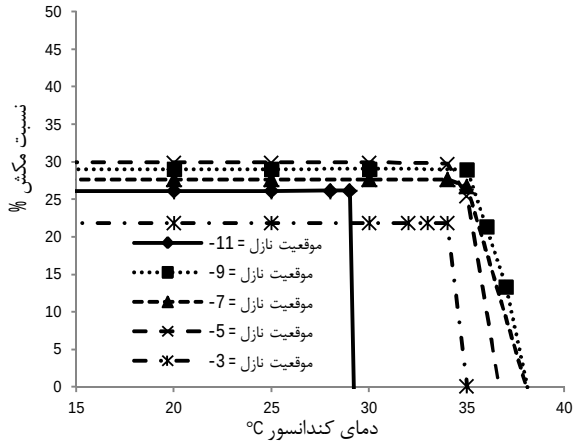
شکل 10 نسبت مکش در دماهای مختلف بویلر در موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه



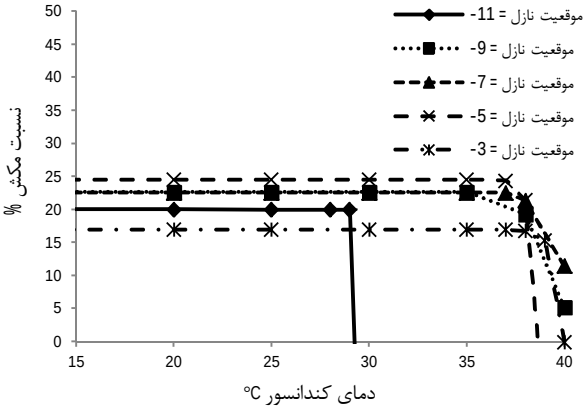
شکل 11 منحنی عملکرد اجکتور در دمای بویلر 95°C در موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه



شکل 12 منحنی عملکرد اجکتور در دمای بویلر 100°C در موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه



شکل 13 منحنی عملکرد اجکتور در دمای بویلر 105°C در موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه



شکل 14 منحنی عملکرد اجکتور در دمای بویلر 110°C در موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه

نتایج نشان می‌دهند که در بیشتر شرایط موقعیت نازل 9- بهترین عملکرد را دارد، ولی با افزایش دمای بویلر به 110 درجه موقعیت بهینه به 5- تغییر می‌کند. همچنین در دماهای بالاتر بویلر موقعیت‌های 7- و 5- امکان عملکرد اجکتور در دماهای بالاتر کندانسور را نیز فراهم می‌کنند.

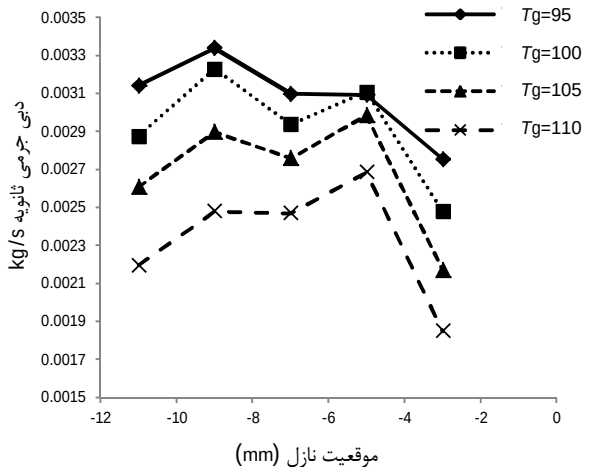
با مقایسه‌ی نسبت مکش بیشینه و جریان ثانویه در دماهای مختلف بویلر که در شکل 15 و شکل 16 نشان داده شده، مشاهده می‌شود بالاترین عملکرد به کمترین دمای کندانسور یعنی 95°C اختصاص دارد. البته لازم به یادآوری است که این نتیجه منوط به تامین دمای کندانسور پایین بوده و در صورت محدودیت در این مشخصه حتی اجکتور از عملکرد مکش باز می‌ماند.

با توجه به نتایج بدست آمده مشاهده می‌شود که بهترین شرایط دمای بویلر برای تامین دمای اواپراتور 5°C+ و دمای کندانسور 35°C+ برابر 105°C+ است که این دما بوسیله‌ی کلکتورهای خورشیدی لوله‌ای خلاء شده قابل تامین است.

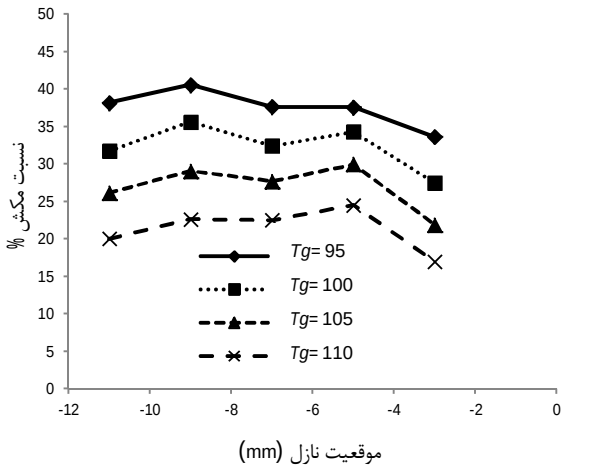
5-2-اثر تغییر نسبت سطح مقطع

همان طور که قبلا در مقدمه نیز اشاره گردید یکی از مشخصه‌های مهم هندسی در اجکتورها نسبت سطح مقطع گلوگاه اجکتور به گلوگاه نازل اولیه است. به منظور ایجاد نسبت‌های سطح مقطع مختلف در اجکتور هندسه متغیر از یک دوک مخروطی شکل درون نازل اولیه استفاده گردید تا با ورود آن به درون نازل و کاهش سطح مقطع این نسبت تغییر کند.

از آنجایی که هدف بدست آوردن بهترین عملکرد در تمامی شرایط عملکردی ممکن است، لذا بررسی‌های صورت گرفته در موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه و نسبت‌های مختلفی از نسبت سطح مقطع انجام شد. برای بررسی نسبت‌های مختلف از سطح مقطع، دوک مخروطی با گام‌های 1mm به داخل گلوگاه نازل اولیه وارد شد. شکل 17 نسبت سطح مقطع را بر حسب موقعیت

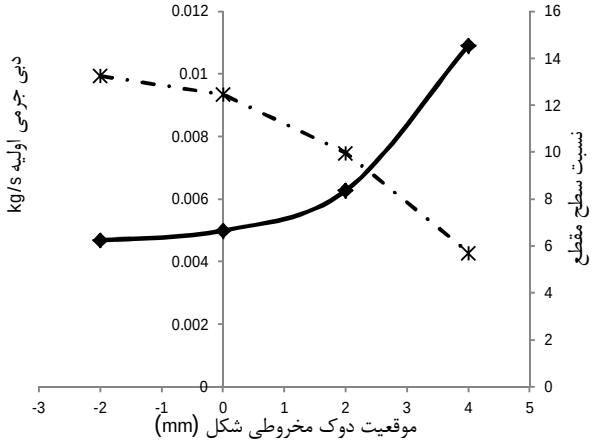


شکل 15 دبی جرمی بیشینه جریان ثانویه در دماهای مختلف بویلر و موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه

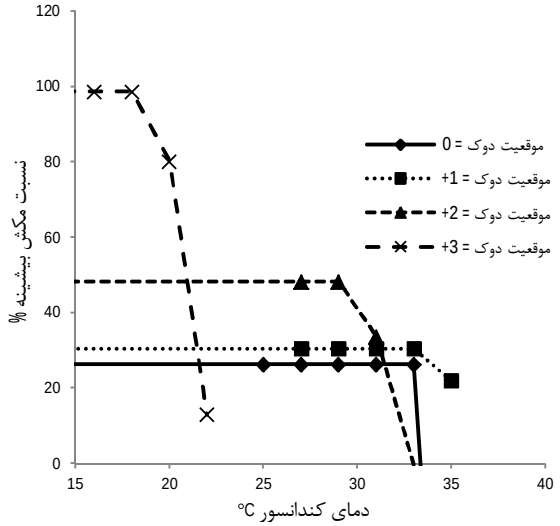


شکل 16 نسبت مکش بیشینه در دماهای مختلف بویلر و موقعیت‌های متفاوت نازل اولیه

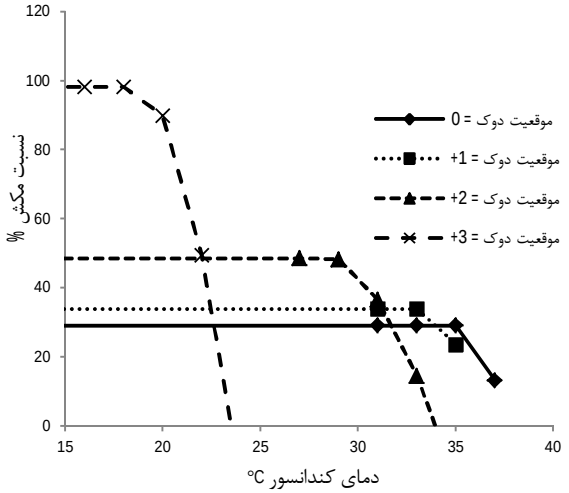
دوک مخروطی شکل نشان می‌دهد. منحنی عملکرد بدست آمده در شکل 18 تا شکل 22 نشان داده شده است.



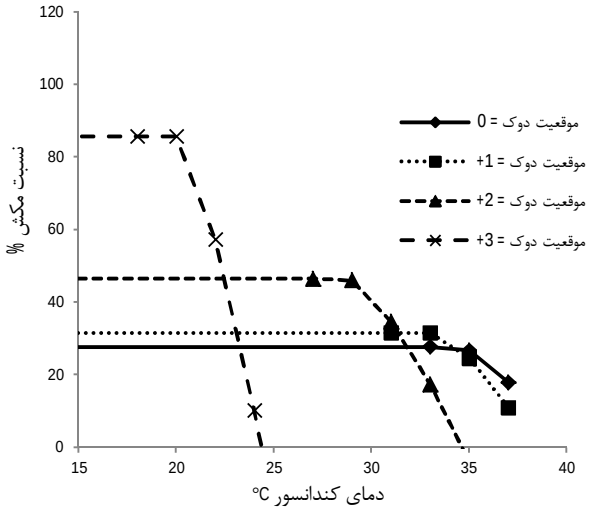
شکل 17 نسبت سطح مقطع گلوگاه اجکتور به گلوگاه نازل اولیه و دبی جرمی اولیه در موقعیت‌های متفاوت دوک مخروطی شکل



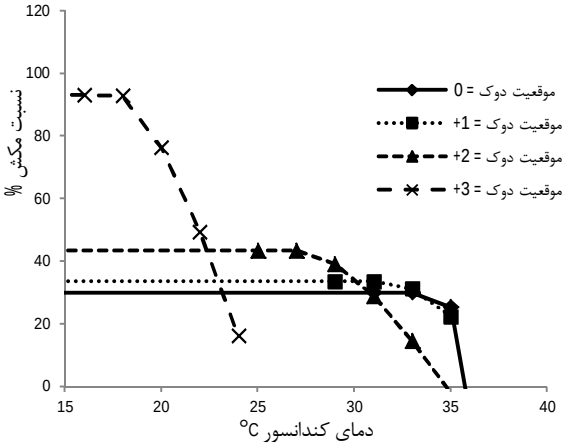
شکل 18 منحنی عملکرد اجکتور هندسه متغیر در موقعیت خروجی نازل =11-



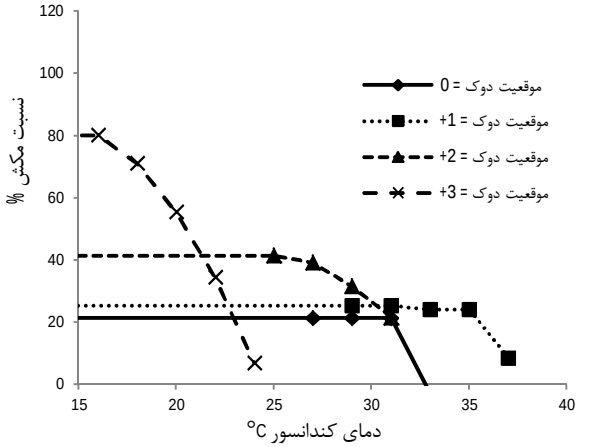
شکل 19 منحنی عملکرد اجکتور هندسه متغیر در موقعیت خروجی نازل =9-



شکل 20 منحنی عملکرد اجکتور هندسه متغیر در موقعیت خروجی نازل =7-



شکل 21 منحنی عملکرد اجکتور هندسه متغیر در موقعیت خروجی نازل =5-



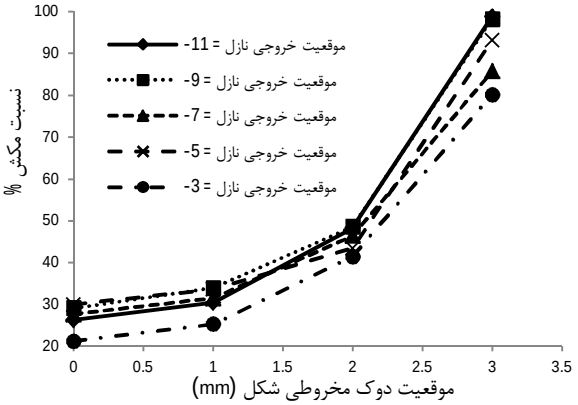
شکل 22 منحنی عملکرد اجکتور هندسه متغیر در موقعیت خروجی نازل =3-

در زمانی که دمای محیط و در نتیجه‌ی آن دمای کندانسور کم است استفاده از دوک مخروطی شکل به شدت بازده را افزایش می‌دهد.

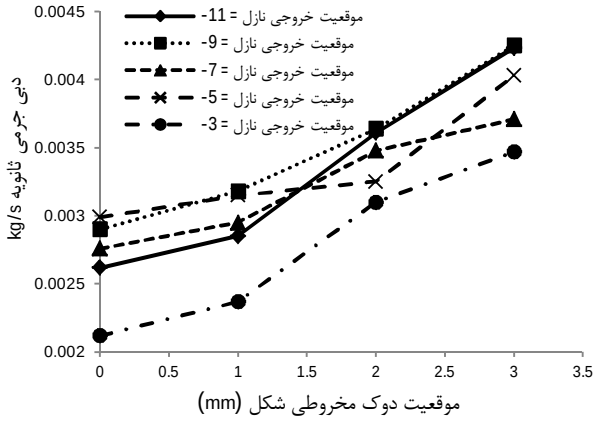
با تغییر موقعیت دوک مخروطی و تنظیم نسبت سطح مقطع مناسب

می‌توان برای هر دمای کندانسور و میزان انرژی حرارتی دریافتی از خورشید شرایط بهینه را ایجاد نمود تا بیشینه برودت بدست بیاید. بیشینه نسبت مکش و بیشینه دبی جرمی ثانویه به ترتیب در شکل 23 و شکل 24 نشان داده شده است. ولی لازم به ذکر است که برخی از این اعداد در دماهای نسبتا پایینی از کندانسور بدست می‌آید.

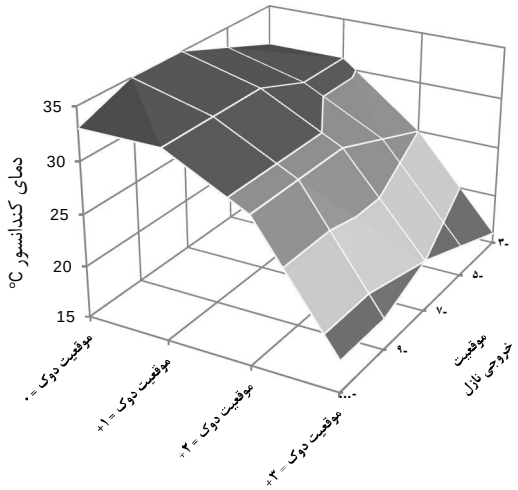
جمع‌بندی نتایج کلی برای انتخاب هندسه‌ی بهینه در هر یک از دماهای کندانسور در شکل 25 نشان داده شده است. با تعیین دمای کندانسور هندسه‌ی بهینه‌ی اجکتور شامل موقعیت نازل اولیه و دوک مخروطی شکل تعیین می‌گردد.



شکل 23 نسبت مکش بیشینه در موقعیت‌های متفاوت دوک مخروطی و نازل اولیه



شکل 24 دبی جرمی ثانویه‌ی بیشینه در موقعیت‌های مختلف دوک و نازل اولیه



شکل 25 دمای کندانسور بحرانی در موقعیت‌های مختلف نازل و دوک مخروطی

5-3- تحلیل اگزرژی

یکی از ابزارهایی که برای درک بهتر اتفاقات جریانی درون اجکتور می‌تواند مورد استفاده قرار بگیرد آنتروپی است. تغییرات آنتروپی به نوعی بیان‌گر اتفاقات درون جریان است. برای این منظور با استفاده از داده‌های بدست آمده در تحلیل عددی اجکتور، تغییرات آنتروپی جریان در طول اجکتور مورد بررسی قرار گرفت و به عنوان نمونه نتایج آن برای اجکتور با موقعیت نازل اولیه 9- و در دمای بویلر 105°C در شکل 26 نشان داده شده است. به منظور بررسی دقیق‌تر همبستگی تغییرات آنتروپی با پدیده شوک درون اجکتور در شکل 27 کانتور اعداد ماخ بیشتر از 1 درون اجکتور نشان داده شده است. با مقایسه‌ی این دو شکل ملاحظه می‌شود تغییر آنتروپی تا جایی وجود دارد که اعداد ماخ بیشتر از یک می‌باشد و در واقع آخرین شوک ایجاد شده درون اجکتور را داریم و پس از آن میزان آنتروپی ثابت باقی می‌ماند.

همان طور که نتایج نشان می‌دهند در دما و فشارهای پایین‌تر کندانسور جریان مافوق صوت به درون دیفیوزر وارد شده و شوک دیرتر و قوی‌تر اتفاق می‌افتد. این شوک همراه با افزایش آنتروپی بیشتری در جریان است. با افزایش دما و فشار کندانسور و نزدیک‌تر شدن آن به شرایط بحرانی اجکتور شوک جلوتر اتفاق افتاده و روند افزایش آنتروپی نیز زودتر اتفاق می‌افتد. ولی آنتروپی جریان خروجی نهایتا تا مقدار کمتری افزایش می‌یابد.

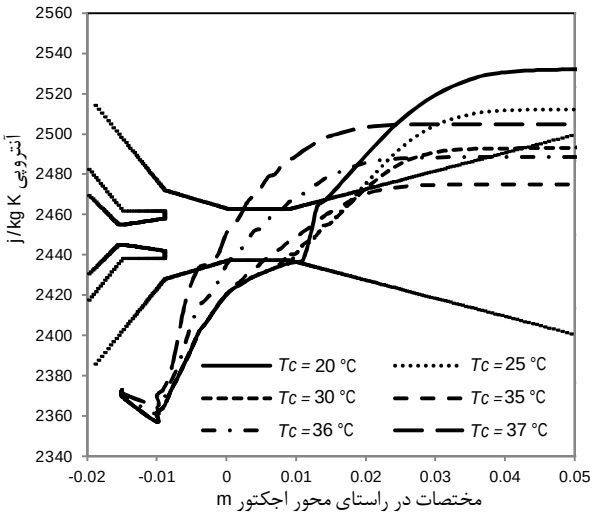
افزایش آنتروپی نهایی ناشی از دو عامل است. ابتدا اختلاط دو جریان موجب ایجاد بازگشت‌ناپذیری در جریان شده که با کامل شدن اختلاط میزان تولید آن کاهش می‌یابد. این افزایش آنتروپی را می‌توان در بخش اختلاط فشار ثابت ملاحظه کرد. عامل دوم که در دماهای کندانسور پایین بسیار قوی‌تر بوده پدیده‌ی شوک است. همان طور که ملاحظه می‌شود با عبور جریان از شوک افزایش آنتروپی شدیدی اتفاق می‌افتد.

نتایج ارائه شده در شکل 13 نشان می‌دهد دمای بحرانی در شرایط مورد نظر 35 °C است. همچنین در شکل 26 نیز کمترین میزان آنتروپی تولید شده در فرآیند اختلاط و شوک متعلق به همین دما می‌باشد که این امر همبستگی بسیار دقیق میان عملکرد بهینه و آنتروپی کمینه تولید شده در اجکتور را نشان می‌دهد.

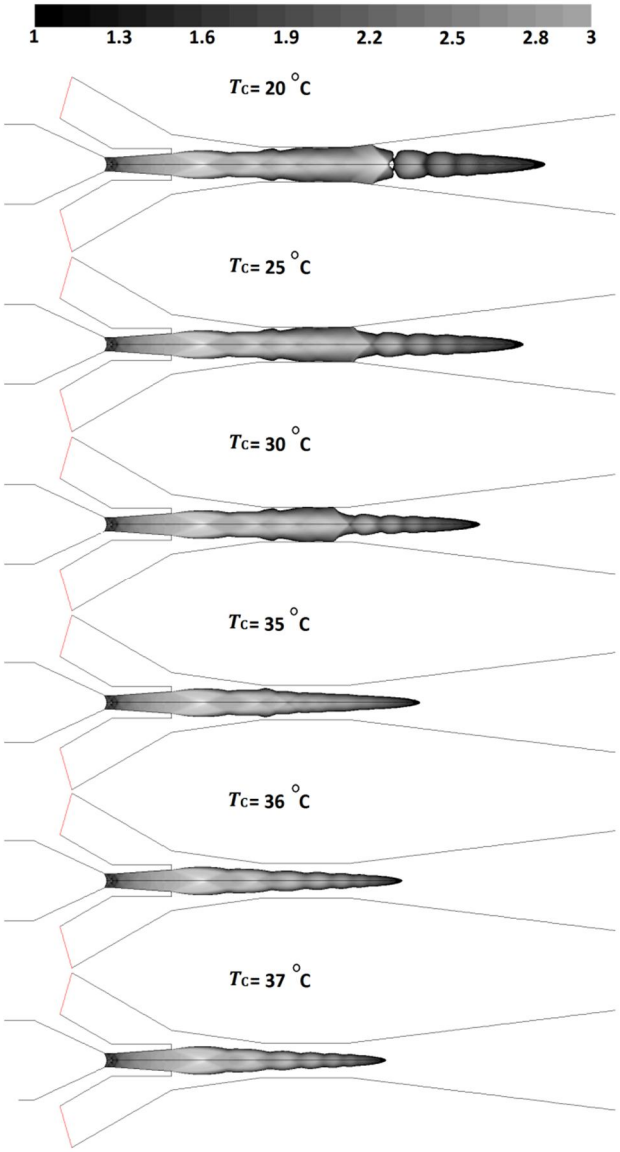
همچنین با توجه به شکل 27 ملاحظه می‌شود در پس‌فشارهای کمتر از پس‌فشار بحرانی در گلوگاه اجکتور جریان مافوق صوت است. با افزایش آن بخش کمتری از گلوگاه دارای جریان مافوق صوت بوده تا آنجایی که درست در پس‌فشار بحرانی، تنها در یک نقطه از گلوگاه جریان مافوق صوت می‌باشد. این مسئله بیان می‌کند که شرایط بهنیه جریانی شامل خفگی کامل گلوگاه تنها در یک نقطه از کل گلوگاه می‌باشد.

6- جمع‌بندی

در این مقاله یک اجکتور هندسه متغیر با مبرد ایزوبوتان به ظرفیت 750W به کمک روش CFD مورد بررسی قرار گرفت و هندسه‌ی مناسب برای عملکرد شرایط بهینه در شرایط عملکردی مطابق با منطقه جغرافیایی خاورمیانه بدست آمد. نتایج ارائه شده حاصل بررسی بیش از 260 هندسه و شرایط مرزی متفاوت است که به کمک نرم‌افزار تجاری فلوئنت 6.3.26 صورت گرفته است. در این تحقیق اجکتور هندسه متغیر در پنج موقعیت نازل اولیه و چهار موقعیت دوک مخروطی شکل مورد بررسی قرار گرفت. همچنین شرایط کارکردی مطابق با شرایط محیطی مناطق گرم و خشک با دمای کندانسور 35°C+ و شرایط عملیاتی دمای اواپراتور 5°C+ مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که برای عملکرد مناسب سیستم در شرایط فوق لازم



شکل 26 توزیع آنتروپی در طول اجکتور در موقعیت نازل 9- و در دمای بویلر 105°C



شکل 27 کانتور اعداد ماخ بیشتر از یک در طول اجکتور در موقعیت نازل 9- و در دمای بویلر 105°C

است تا بویلر با دمای 105°C+ در اختیار داشت. با استفاده از نتایج بدست آمده هندسه‌ی بهینه برای هر نوع شرایط دمایی محیطی تاثیر گذار بر شرایط عملکردی اجکتور از قبیل میزان تابش خورشیدی در ساعات مختلف روز و دمای هوای محیط، برای تحقیقات آزمایشگاهی و آزمون‌های میدانی مشخص گردید.

هرچند که عملکرد اجکتور حساسیت زیادی به تغییر شرایط کارکردی دارد ولی نتایج تحقیق نشان داد که با استفاده از اجکتور هندسه متغیر و یک سیستم کنترلی دقیق می‌توان در کل طول روز با تغییر مداوم میزان تابش خورشیدی در بازه‌ی وسیعی از شرایط محیطی از سیستم تبرید اجکتوری استفاده کرد.

همچنین در بررسی بر روی جریان درون اجکتور و مقایسه‌ی آن با تغییرات آنتروپی در داخل آن مشخص شد نسبت مکش بهینه همبستگی دقیقی با افزایش آنتروپی در جریان خروجی دارد.

7- سپاسگزاری

این تحقیق با استفاده از حمایت‌های علمی و مالی امور پژوهش شرکت گاز استان خراسان رضوی انجام شده که در اینجا از آنها تشکر و قدردانی می‌شود.

8- مراجع

[1] X. Chen, S. Omer, M. Worall, S. Riffat, Recent developments in ejector refrigeration technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* Vol. 19, No. 0, pp. 629-651, 2013.
[2] A. Selvaraju, A. Mani, Analysis of a vapour ejector refrigeration system with environment friendly refrigerants, *International Journal of Thermal Sciences,* Vol. 43, No. 9, pp. 915-921, 2004.
[3] A. Selvaraju, A. Mani, Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 24, No. 5–6, pp. 827-838, 2004.
[4] S. Varga, P. M. S. Lebre, A. C. Oliveira, CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants, *International Journal of Refrigeration,* No. 0, 2012.
[5] J. Chen, H. Havtun, B. Palm, Screening of working fluids for the ejector refrigeration system, *INTERNATIONAL JOURNAL OF Refrigeration,* No. 0, 2014.
[6] A. Dahmani, Z. Aidoun, N. Galanis, Optimum design of ejector refrigeration systems with environmentally benign fluids, *International Journal of Thermal Sciences,* Vol. 50, No. 8, pp. 1562-1572, 2011.
[7] F. Yusefi, S. Tabatabaei, E. Afshari, Effect of the Working Fluid on the Ejector Refrigeration System, *Energy: Engineering & Managment,* Vol. 3, No. 3, pp. 52-63, 2013. eng %@ 9 %[2013
[8] S. Aphornratana, I. W. Eames, A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle, *International Journal of Refrigeration,* Vol. 20, No. 5, pp. 352-358, 1997.
[9] S. Balamurugan, V. G. Gaikar, A. W. Patwardhan, Effect of ejector configuration on hydrodynamic characteristics of gas–liquid ejectors, *Chemical Engineering Science,* Vol. 63, pp. 721-731, 2008.
[10] C. Lin, Y. Li, W. Cai, J. Yan, Y. Hu, Experimental investigation of the adjustable ejector in a multi-evaporator refrigeration system, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 61, No. 2, pp. 2-10, 2013.
[11] X. Ma, W. Zhang, S. A. Omer, S. B. Riffat, Experimental investigation of a novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 30, No. 11-12, pp. 1320-1325, 2010.
[12] C. Lin, W. Cai, Y. Li, J. Yan, Y. Hu, The characteristics of pressure recovery in an adjustable ejector multi-evaporator refrigeration system, *Energy,* Vol. 46, No. 1, pp. 148-155, 2012.
[13] C. Lin, W. Cai, Y. Li, J. Yan, Y. Hu, Pressure recovery ratio in a variable cooling loads ejector-based multi-evaporator refrigeration system, *Energy,* No. 0, 2012.
[14] W. Pridasawas, P. Lundqvist, A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration,* Vol. 30, No. 5, pp. 840-850, 2007.
[15] A. Selvaraju, A. Mani, Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system, *International Journal of Refrigeration,* Vol. 29, No. 7, pp. 1160-1166, 2006.
[16] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results, *International Journal of Thermal Sciences,* Vol. 46, pp.

812-822, 2007.
[17] K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana, Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 2556-2564, 2007.
[18] C. Lin, W. Cai, Y. Li, J. Yan, Y. Hu, K. Giridharan, Numerical Investigation of Geometry Parameters for Pressure Recovery of An Adjustable Ejector in Multi-evaporator Refrigeration System, *Applied Thermal Engineering,* No. 0, 2013.
[19] S. B. Riffat, S. A. Omer, CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, *International Journal of Energy Research,* Vol. 25, pp. 115-128, 2001.
[20] E. Rusly, L. Aye, W. W. S. Charters, A. Ooi, CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system, *International Journal of Refrigeration,* Vol. 28, pp. 1092-1101, 2005.
[21] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries, *International Journal of Thermal Sciences,* Vol. 46, pp. 823-833, 2007.
[22] Y. Zhu, W. Cai, C. Wen, Y. Li, Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 5-6, pp. 898-905, 2009.
[23] S. Varga, A. C. Oliveira, B. Diaconu, Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD, *International Journal of Refrigeration,* Vol. 32, pp. 9, 2009.
[24] A. Omidvar, M. Ghazikhani, M. M. Razavi, Simulation and parameter study of small scale variable geometry ejector using CFD, *MME Journal*, Vol. 14, No. 5, pp. 129-136, 2014. fa
[25] A. Soroureddin, A. S. Mehr, S. M. S. Mahmoudi, M. Yari, Thermodynamic analysis of employing ejector and organic Rankine cycles for GT-MHR waste heat utilization: A comparative study, *Energy Conversion and Management*, Vol. 67, No. 0, pp. 125-137, 2013.
[26] FLUENT 6.3 User's guide, FLUENT INC, Lebanon, NH, USA.