مجله مهندسی مکانیک مدرس، شهریور 1395، دوره 16، شماره 6، ص‌ص 237-244

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی مشخصه های عملکردی اجکتورهای بخار در نسبت های انبساط مختلف

محسن کاظمی[1]، مجتبی طحانی[2*]، ساسان داودی[3]

1- کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه تهران، تهران
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
3- کارشناس، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان
* تهران، صندوق پستی156114395، m.tahani@ut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 25 اسفند 1394
پذیرش: 03 خرداد 1395
ارائه در سایت: 08 تیر 1395

کلید واژگان:
اجکتور
امواج انبساطی
نسب تراکم
گلوگاه دیفیوزر
نسبت جریان

چکیده

اجکتور جت بخار یکی از مهمترین و ضروری ترین بخش صنایع تبرید، تهویه مطبوع، شیرین سازی، پتروشیمی و صنایع شیمیایی است. درک بهتر فیزیک جریان در اجکتور نقش مهمی در بهبود عملکرد اجکتور ایفا می‌کند. در این مطالعه، الگوریتم تحلیلی برای طراحی اجکتورهای بخار توسعه می‌یابد. الگوریتم نسبت جریان را به صورت تابعی از نسبت انبساط و فشارهای بخار مکش، بخار محرک و بخار متراکم ارائه می‌کند. در ادامه تغییرات نسبت تراکم و تغییرات فشار پشت دیفیوزر برحسب نسبت جریان اجکتور (نسبت دبی بخار محرک به مکش) در دو نسبت انبساط 5 و 50 مورد بررسی قرار گرفت که نشان داد که با افزایش نسبت جریان میزان نسبت تراکم افزایش پیدا کرد. همچنین در یک نسبت جریان مشابه، مقدار نسبت تراکم در اجکتورهای با نسبت انبساط 50 بزرگتر از مقدار نسبت تراکم در اجکتور با نسبت انبساط 5 می‌باشد که علت آن ایجاد خلاء بیشتر در نسبت انبساط 50 می‌باشد. در ادامه، نتایج کد با نتایج تجربی مقایسه شده که با اعتبارسنجی نتایج، صحت داده مورد تایید قرار گرفت. در انتها، تغییرات عدد ماخ جریان از خروجی نازل تا قسمت تخلیه محاسبه شده است. نتایج نشان داد که شرایط پرفشار باعث کم شدن زاویه انبساط می‌شود، بنابراین منجر به جت کوچک با سطح موثر بزرگتر می‌شود. موج انبساطی شتاب بیشتری می‌گیرد. بنابراین سطح موثر بزرگتر، امکان مکش میزان بیشتری از جریان مکش را فراهم می‌کند.

Investigation of the Performance Characteristics of the Steam Jet Ejectors with Various Expansion Ratios

Mohsen Kazemi[1], Mojtaba Tahani[2*], Sasan Davoodi[3]

1, 2- Faculty of New Science and Technology, University of Tehran, Tehran, Iran
3- Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran
*P.O.B. 156114395, Tehran, Iran, m.tahani@ut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 15 March 2016
Accepted 23 May 2016
Available Online 28 June 2016

Keywords:
Ejectors
Expansion wave
compression ratio
throat diffuser
Flow ratio

ABSTRACT

Steam jet ejectors are an essential part in refrigeration and air conditioning, desalination, petroleum refining, petrochemical and chemical industries. A greater understanding of flow physics inside an ejector plays an important role in improving its performance. In this study, analytical algorithm is developed for design of steam ejectors. The algorithm gives the flow ratio (motive to suction flow rate) as a function of the expansion ratio and the pressures of the entrained vapor, motive steam and compressed vapor. The compression ratio and back pressure variations were studied in ejector flow ratio with expansion ratio of 5 and 50. It was shown that compression ratio increases by increasing the flow ratio. Also, in a similar flow rate, compression ratio for ejector with expansion ratio of 50 is greater than compression ratio in the ejector with expansion ratio of 50, due to more vacuum in the case with expansion ratio 50. The code results were then compared with experimental results that were in agreement with other results.

Finally, Mach number variations from nozzle exit to discharge diffuser were obtained by code. Results revealed that the pressurized condition causes the expansion angle to lessen, thus resulting in smaller jet core and larger effective area. The expanded wave is further accelerated at a lower Mach number. Therefore, the momentum of the jet core is reduced. However, the enlarged effective area allows a larger amount of secondary fluid to be entrained.

1- مقدمه

اجکتورها یکی از دستگاه‌های مهم مورد استفاده در صنایع بخصوص مربوط به مهندسی شیمی می‌باشند. این دستگاه‌ها دو وظیفه عمده بر عهده دارند که عبارتند از ایجاد خلاء و تخلیه و مخلوط کردن گازها و دیگر سیالات. علاوه بر این اجکتورها در سرمایش، گرمایش و سیرکوله کردن سیال در مخزن نیز مورد استفاده قرار می‌گیرند.

در بکارگیری و طراحی اجکتور هریک از وظایف فوق و یا هر دو با هم می‌تواند مدنظر قرار گیرد. بعنوان مثال در صنایع غذایی برای بهبود کنسانتره

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
M. Kazemi, M. Tahani, S. Davoodi, Investigation of the Performance Characteristics of the Steam Jet Ejectors with Various Expansion Ratios, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 6, pp. 237-244, 2016 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.6.17.0]

میوه‌ها و همچنین افزایش ظرفیت واحد از شرایط تست خلاء استفاده می‌شود و همچنین در پالایشگاه‌ها برای جدا کردن مواد نفتی سنگین که دمای جوش بالا دارند از تقطیر خلاء با کمک اجکتور استفاده می‌شود. در بعضی موارد برای مخلوط کردن مایعات، گازها و مایعات، برای گرمایش یک سیال در داخل مخزن با هیترهای جت بخار و جایگزینی مناسب برای کمپرسور در سیکل تبرید از اجکتور استفاده می‌شود. از موارد دیگر کاربرد اجکتورها می‌توان به صنایع کاغذ و کشتی‌سازی جهت تخلیه اشاره نمود.

منشاء پیدایش اجکتورهای بخار در قاره اروپا می‌باشد. اولین کارها در زمینه اجکتور توسط گیفارد در دهه 1850 انجام گرفت. ارنست کورتینگ و الکساندر فریدمان در سال 1869 در شهر وین طراحی و ساخت انژکتور دیگ بخار را که بر مبنای ساختار اجکتور بود، انجام دادند. در سال 1871 ارنست کورتینگ و برادرش برتلد کارخانه کوچکی را در آلمان احداث کردند که تولیدات این کارخانه به ساخت انژکتور و جت پمپ اختصاص داشت. این کارخانه تا سال 1876 اجکتورهایی با نازل همگرا ساختند که سیال محرکشان آب بود. در همین سال اولین اجکتور بخار از نوع امروزی طراحی شد. دلاول اصول طراحی نازل‌های همگرا-واگرا مورد استفاده در اجکتورهای بخار را در سال 1890 گسترش داد. تکنولوژی ساخت اجکتورهای بخار بتدریج در امریکا گسترش یافت که کمپانی کرول – رینولدز مشهورترین این کمپانی ها است که در سال 1917 ساخته شد.

موسسه مبدل‌های حرارتی که یک شرکت تجاری بین المللی بود در سال 1933 توسط سازندگان کندانسور و اجکتور سازماندهی شد. این موسسه اولین کتاب روش‌های استاندارد تست اجکتورهای بخار را در سال 1938 منتشر نمود که به بررسی ساختارهای اجکتور جت بخار، استانداردهای ساخت و تست و غیره می‌پردازد.

تاکنون مطالب زیادی در مورد طراحی اجکتورهای بخار کارآمد منتشر نشده است. اکثر مقالات به توصیف بهترین اجکتور یک مرحله تحقیقاتی انجام داده اند و این تحقیقات متاسفانه بندرت جزء اجکتورهای قابل دسترس و کاربردی می‌باشند. به همین دلیل صرفا تکیه کردن بر داده‌های طراحی که در کتاب‌ها و استانداردهای مربوطه به عنوان اساس طراحی یک اجکتور موجود هستند، کافی نیست. با این وجود کارهای بسیار ارزشمندی در این کتب و مقالات ثبت شده‌اند که قطعا به درک بهتر مسائل طراحی اجکتور کمک می‌کنند. یکی از مهمترین کمک‌ها در علم طراحی اجکتورها در مقاله‌ای که توسط کینان و همکاران در سال 1942 منتشر شده، صورت گرفته است. با اینکه این مورد یک تحلیل یک بعدی و ایده‌ال است، اما در توصیف یک مدل ریاضی منطقی از عملکرد اجکتور بسیار مفید است [1].

یک تئوری اجکتور توسط ماندی و باگستر ارائه شد. این تئوری به فرض دو جریان جداگانه، جریان اولیه و ثانویه وابسته است. به گونه‌ای جریان ثانویه بعد از کشیده شدن به داخل بخش همگرای دیفیوزر به سرعت صوت رسیده و یک شوک ترمودینامیکی و اختلاط در انتهای مخلوط همگرا رخ می‌دهد و باعث تشکیل یک جریان اختلاطی مافوق صوت می‌شود. هیچ کاهش سرعت مافوق صوتی وجود ندارد و فورا یک شوک در جریان اختلاطی رخ می‌دهد و جریان مخلوط به سرعت مادون سرعت می‌رسد [2].

سان و همکاران در سال 1995 مدل‌های ریاضی و طراحی اجکتورهای جتی را توسعه دادند [3]. این مطالعات نشان داد که دو روش اصلی برای تحلیل اجکتورها وجود دارد. این دو روش شامل اختلاط بخار آب محرک و سیال ثانویه در فشار ثابت یا در مساحت ثابت می‌باشد.

نتایج تجربی و پیش بینی تئوری بدست آمده توسط هونانگ و همکاران در سال‌های 1985 و 1999 اثبات کرد که تحت شرایط اولیه و فشار بخار مکش داده شده، یک مقدار بحرانی برای فشار خروجی اجکتور وجود دارد. بعلاوه این فشار بحرانی منجر به انحطاط سریع عملکرد اجکتور می‌شود [5,4]. رفعت و همکارش در سال 2001 [6] با استفاده از یک نرم افزار عددی به پیش‌بینی عملکرد یک اجکتور متانول پرداختند.

وانگ و همکاران در سال 2010 [7] جریان در یک اجکتور بخار را شبیه‌سازی کردند که نتایج با داده‌های تجربی بدست آمده توسط سریوراکولیت اعتبارسنجی شد. [8] که نتایج عددی در توافق خوبی با نتایج تجربی [7,6] بودند.

همچنین مطالعات متعددی توسط ژو و همکاران (2009)، اوتمو و همکاران (2010) و رانگنراکن و همکاران (2011) در زمینه پارامترهای هندسی و ساختاری انجام شده است که دلیل آن اثرات مهمی است که این پارامترها بر روی عملکرد اجکتور دارند [9-11]. ژو و همکاران [9] سعی کردند که موقعیت بهینه خروجی نازل (NXP) و زاویه همگرایی محفظه اختلاط را با شبیه‌سازی عددی پیدا کنند. از 210 نتایج حاصل از تست، این اثبات شد که موقعیت NXP بهینه نه تنها با قطر گلوگاه بخش اختلاط متناسب است، بلکه با افزایش فشار جریان اولیه نیز این موقعیت افزایش می‌یابد و عملکرد اجکتور به زاویه همگرایی بسیار حساس است، به خصوص در نزدیکی نقطه کار بهینه. نسبت مکش با تغییر زوایه همگرایی می‌تواند به اندازه 26.6 درصد تغییر کند. زمانی که فشار جریان اولیه افزایش می‌یابد، برای به حداکثر رساندن بهتر عملکرد اجکتور زاویه نسبتا بزرگتر همگرایی موردنیاز می‌شود.

رونان و همکاران در سال 2012 با استفاده از یک مدل ساده یک بعدی و بهینه اجکتور، بررسی پارامتری را برای شناسایی شرایط عملیاتی که باعث راندمان بالای اجکتور شود، اجرا کردند. این اجکتور بهینه به گونه‌ای طراحی شد که نازل سیال محرک بطور کاملی منبسط شده و سیال مکشی در ورودی مقطع اختلاطی سطح ثابت به عدد ماخ یک برسد. آنها به این نتیجه رسیدند که راندمان اجکتور در نسبت تراکم پائین و نسبت فشار پائین، بالاترین مقدار را داراست و نسبت سطح مقطع اختلاط به نسبت سطح گلوگاه نازل افزایش می‌یابد [12].

فانگ در سال 2014 مطالعات و بررسی‌هایی در مورد کارایی اجکتور و راندمان اجزای اجکتور انجام داد. تحقیقاتی در مورد اثرات هندسه، شرایط عملیاتی و ویژگی‌های سیال مورد استفاده اجکتور بر روی راندمان اجکتور مرور گردید. روش‌های تعیین راندمان اجزای اجکتور همچون روش شبیه‌سازی عددی، روش ترکیبی مدلسازی و داده‌های تجربی مورد بررسی قرار گرفت [13].

پریرا و همکاران در سال 2015 به توسعه و عملکرد سیستم خنک کن اجکتور پیشرفته سازگار با محیط زیست پرداختند. آنها عملکرد اجکتور را با محاسبه ضریب عملکرد سیکل خنک کننده، نسبت جریان و فشار بحرانی مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که برای فشار کندانسور 3 بار، افزایش 80 درصدی در ضریب عملکرد در مقایسه با یک اجکتور هندسه ثابت حاصل می‌شود. مقادیر COP تجربی بین 0.4 و 0.8 بسته به شرایط عملیاتی، تغییر می‌کند [14].

برای ایجاد خلاء از دستگاه‌های دیگری نیز استفاده می‌کنند که متداول‌ترین آنها پمپ‌های خلاء می‌باشد. این دستگاه‌ها به علت ظرفیت

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.6.17.0]

محدود تخلیه و همچنین داشتن قسمت‌های مکانیکی متحرک زیاد هزینه نصب و تعمیر و نگهداری بالائی دارند. برای طراحی اجکتورها از منحنی‌های تجربی استفاده می‌شود که در دهه 1940 و 1950 تهیه شده است. این منحنی‌ها بر حسب شرایط بخار ورودی و خلاء موردنیاز و پارامترهای دیگر اطلاعات کلی از اجکتورها را ارائه می‌دهند ولی با توجه به حساسیت فوق العاده جریان داخل اجکتور به مشخصات هندسی، این اطلاعات کلی برای ساخت اجکتورها کافی نخواهد بود. در حال حاضر نیز شرکت‌های کمی در دنیا دانش فنی طراحی اجکتور را دارند.

در این تحقیق با استفاده از یک مدل ریاضی و روابط جریان دو بعدی و سپس الگوریتم مناسب به تدوین کد تحلیلی مناسب پرداخته می‌شود. تفاوتی که این مدل با مدل‌های دیگر دارد، حل امواج فرو انبساطی یا فرا انبساطی در خروجی نازل جهت تعیین عدد ماخ قسمت اختلاط دیفیوزر می‌باشد که این باعث می‌شود گلوگاه دیفیوزر و فشار پشت آن با دقت بالایی نسبت به سایر مدل‌ها بدست آید. مدل استفاده شده در این پژوهش بدلیل در نظر گرفتن تمامی امواج شکل گرفته در نازل و بخش اختلاط و تعیین مناسب سرعت، فشار، دما و عدد ماخ اختلاط قبل از تشکیل موج قائم در گلوگاه دیفیوزر دارای دقت بالایی در مقایسه با داده های تجربی شرکت های معتبر سازنده در شرایط مشابه می‌باشد. داده‌های ورودی در این کد شامل گرمای ویژه سیال، فشار سیال محرک و مکش و دبی سیال مکش و نسبت جریان محرک به مکش می‌باشد. خروجی این کد شامل گلوگاه دیفیوزر و فشار پشت دیفیوزر و منحنی تغییرات نسبت جریان (دبی مصرفی سیال محرک به دبی سیال مکش) با نسبت تراکم‌های مختلف در دو نسبت انبساط مختلف می‌باشد. اما در این کد هدف، تدوین مدلی جهت پیش‌بینی دقیق شرایط عملکردی در نازل و دیفیوزر است به گونه‌ای که مکش لازم با کمترین مصرف بخار بدست آید. پیش‌بینی دقیق شرایط عملکری باعث تخمین درست هندسه دیفیوزر و نازل می‌شود و دیگر نیازی به استفاده از بخار اضافی و صرف هزینه بیشتر جهت برآورده کردن شرایط مکشی اجکتور نیست. مزیت این مدل در کنار دقت بالای آن و درنظر گرفتن تمامی پارامترهای عملکردی در حالت تئوری، اعتبارسنجی نتایج کد با نتایج تجربی و تست‌های اجکتورهای مختلف شرکت گیا می‌باشد.

2- مبانی اجکتورها

بطور کلی دو نوع متعارف اجکتور وجود دارد. در نوع اول سیال محرک آب یا مایعی تحت فشار است و در نوع دوم سیال محرک بخار می‌باشد. اجکتورهای مایع برای تامین خلاء به نسبت کم و یا مخلوط کردن مایعات مورد استفاده قرار می‌گیرند اما اجکتورهای بخار برای تامین خلاء به نسبت زیاد یا حفظ خلاء موجود در یک سیستم بکار می‌روند. در یک تقسیم بندی دیگر ممکن است اجکتور یک مرحله‌ای یا چند مرحله‌ای باشد. واضح است که با قرار دادن چند اجکتور به شکل سری می‌توان به خلاء مطلق بیشتری نسبت به اجکتور یک مرحله‌ای دست یافت. در اجکتورهای چند مرحله بدلیل افزایش دمای بخار محرک خروجی از کندانسورهای سطحی یا بارومتریک (بسته به نحوه قرارگیری و شرایط عملیاتی) جهت کاهش دمای بخار محرک ورودی و کاهش مصرف بخار استفاده می‌شود به همین دلیل به اجکتورهای کندانسی معروف هستند. مزایای اصلی اجکتور جت بخار نسبت به انواع دیگر واحدهای تولید خلاء شامل قیمت پایین، نداشتن قطعات متحرک، ساختار ساده و جمع و جور، قابلیت اطمینان بالا، مقاومت در برابر خوردگی، نصب آسان و عملکرد خلاء بالا می‌باشد [12].

اجکتور از چهار قسمت عمده‌ی نازل، محفظه اختلاط، دیفیوزر و تخلیه (شکل 1) تشکیل شده است. نحوه عملکرد اجکتور به این صورت است که سیال ابتدا وارد نازل شده و در عبور از آن سرعتش به شدت افزایش پیدا می‌کند و آنتالپی سیال به انرژی جنبشی تبدیل می‌شود و در نتیجه فشار سیال بشدت کم می‌شود و فشار داخل اجکتور خیلی کمتر از بیرون آن می‌شود. این عمل باعث ایجاد خلاء شده و سیال به محفظه اختلاط کشیده می‌شود و در محفظه اختلاط با سیال داخل اجکتور مخلوط شده و ترکیبی از سیال محرک و سیال مکش شده از قسمت تخلیه به بیرون تخلیه می‌شود [13].

اگر خلاء بالاتری مورد نظر است، یک بوستر جت بخار برای افزایش خلاء تا نقطه مورد نظر استفاده می‌شود. بوسترها در واحدهای چند مرحله استفاده می‌شوند. بوسترها نسبت به اجکتورهای دیگر بزرگ هستند و به همین دلیل میزان بار بخار بیشتری را کنترل می‌کنند. کار بوستر خلاء جت بخار، متراکم کردن بخارات کندانس و غیرقابل کندانس از خلاء مکش تا خلاء متوسط حفظ شده در کندانسور است [8]. نمونه‌ای از بوستر خلاء 30 اینچی، با بدنه استیل و کربن دیفیوزر فولاد ضد زنگ در شکل 2 نشان داده شده است.

3- مدل ریاضی

در مطالعات انجام گرفته توسط سان و ایمز [11] مدلسازی ریاضی و طراحی اجکتورهای جت بخار توسعه یافته است. این مطالعات نشان می‌دهد که دو روش اصلی برای تحلیل اجکتورها وجود دارد. این دو روش شامل اختلاط بخار آب محرک و بخارات کشیده شده در فشار ثابت و یا در مساحت ثابت است.

مدل های طراحی اختلاط جریان در فشار ثابت در کتاب‌ها بیشتر رایج هستند زیرا عملکرد اجکتورهایی که براساس این روش طراحی شده‌اند، بهتر از روش مساحت ثابت است و نتایج آن به داده‌های آزمایشگاهی نزدیکی

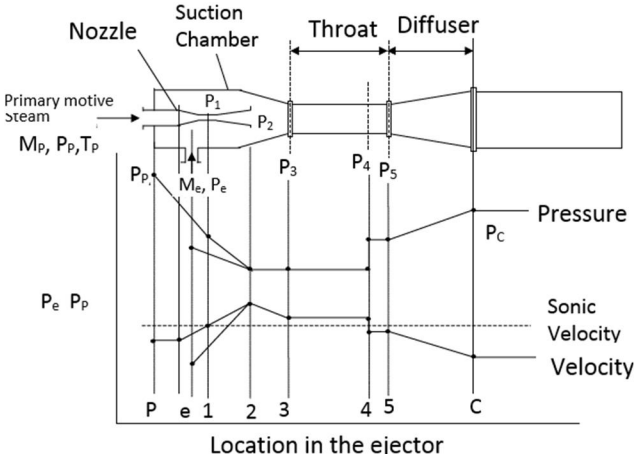

Fig. 1 schematic of the thermocompressor ejector with pressure-velocity profile along the axis [2]

شکل 1 تغییرات فشار و سرعت در اجکتور جت بخار [2]

Fig. 2 vacuum booster 30 inch, with Carbon steel body of diffuser [3]

شکل 2 بوستر های خلاء 30 اینچی با بدنه استیل و کربن دیفیوزر فولاد ضد زنگ[3].

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.6.17.0]

بیشتری دارد. اساس مدلسازی روش طراحی فشار ثابت در ابتدا توسط کینان [12] توسعه یافت. بعد از آن نیز افراد زیادی از این مدل برای طراحی و ارزیابی عملکرد انواع مختلف اجکتورهای جت استفاده کردند و این امر موجب ایجاد اصلاحاتی در مدل بخصوص در مورد تلفات داخل اجکتور و اختلاط جریان‌های اولیه و ثانویه شده است. در این بخش به بررسی و توسعه یک مدل ریاضی اجکتور فشار ثابت پرداخته و از فرمول‌های جریان آیزنتروپیک جهت تعیین هندسه نازل و دیفیوزر، عدد ماخ و فشار در خروجی نازل و ورودی دیفیوزر و قسمت اختلاط اجکتور در شرایط جریان مختلف پرداخته می‌شود. یکی از مواردی که در این مقاله مورد توجه قرار گرفته است، حل جریان انبساطی (بسته به شرایط جریان) در خروجی نازل است. حل جریان در خروجی نازل از این جهت اهمیت دارد که عدد ماخ آخرین موج فرو انبساطی، همان عدد ماخ ورودی قسمت اختلاط است و با پیش بینی درست این عدد ماخ، هندسه دیفیوزر و فشار پشت دیفیوزر با دقت بالایی بدست می‌آید. در ادامه به بررسی و توسعه مدل اجکتور فشار ثابت می‌پردازیم که بر فرضیات زیر استوار است [12,11]:

1. بخار محرک بصورت آیزنتروپیک در نازل منبسط می‌شود. همچنین، مخلوط بخار محرک و مکش به طور آیزنتروپیک در دیفیوزر متراکم می‌شود.
2. بخار محرک و مکش اشباع بوده و سرعت‌های آنها ناچیز و قابل صرفنظر است.
3. سرعت مخلوط متراکم خروجی از اجکتور غیرقابل ملاحظه است.
4. توان ثابت انبساط آیزنتروپیک و رفتار گاز ایده ال
5. اختلاط بخار محرک و مکش در محفظه ورودی دیفیوزر اتفاق می‌افتد.
6. جریان آدیاباتیک است (در خروجی نازل ممکن است دما بسیار پایین باشد، به همین دلیل از جکت برای گرمایش و جلوگیری از یخ زدن دیواره استفاده می‌شود).
7. جریان اجکتور شبه یک بعدی بوده و در شرایط پایدار کار می‌کند.
8. تلفات اصطکاکی بصورت بازده آیزنتروپیک در نازل، دیفیوزر و محفظه اختلاط تعریف می‌شود.
9. بخار محرک و بخار کشیده شده دارای وزن مولکولی و نسبت گرمای ویژه یکسانی هستند.

4- معادلات حاکم بر اجکتور

معادله بقای جرم بصورت [5]:

$$\dot{m}_p + \dot{m}_e = m \quad (1)$$

که در آن m_p، دبی جریان محرک، m_e دبی جریان مکش و m دبی بخار مخلوطی در خروجی دیفیوزر است.

نسبت جریان

$$w = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_e} \quad (2)$$

نسبت تراکم

$$k = \frac{p_c}{p_e} \quad (3)$$

نسبت انبساط

$$E = \frac{p_p}{p_e} \quad (4)$$

4-1- معادلات نازل

انبساط آیزنتروپیک سیال اولیه (محرک) در نازل برحسب عدد ماخ سیال محرک بصورت زیر تعریف می‌شود [7]:

$$\frac{P_2}{P_p} = \frac{1}{(1+\frac{\gamma-1}{2}M_{P_2}{}^2)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (5)$$

که در آن M_{P_2} عدد ماخ خروجی نازل، P_P فشار سیال محرک، P_2 فشار خروجی نازل (فشار مکش) می‌باشد. با توجه به اینکه معادله بالا جهت بدست آوردن عدد ماخ دقت بالایی ندارد، بایستی جریان در نازل را بطور دقیقی حل نمود. برای حل جریان در داخل نازل همگرا- واگرا که عدد ماخ در گلوگاه آن به یک رسیده است، می‌بایست معادله مساحت - سرعت بدست آمده را حل نمود تا بتوان توزیع عدد ماخ در سطح مقطع‌های مختلف را بدست آورد. قابل ذکر است این معادله که در ادامه به آن خواهیم پرداخت، با فرض جریان پایا و غیرلزج بدست آمده است:

$$\frac{dA}{A} = (M^2-1)\frac{du}{u} \quad (6)$$

این معادله را برحسب x بصورت زیر نیز می‌توان نوشت:

$$\frac{dM}{dx} = \frac{1}{A}\frac{dA}{dx}\frac{M(1+\frac{(\gamma-1)M^2}{2})}{M^2-1} \quad (7)$$

معادله بدست آمده فوق، معادله عدد ماخ - سطح در راستای x جریان می‌باشد. با داشتن عدد ماخ خروجی نازل، عدد ماخ جریان در دیفیوزر و گلوگاه نازل که در ذیل محاسبه شده است، می‌توان با معادله فوق قطر خروجی نازل را بدست آورد.

4-2- محفظه اختلاط

در این محفظه، جریان انبساطی خروجی از نازل پس از انبساط و کشیدن سیال مکش به داخل اجکتور با یگدیگر مخلوط می‌شوند. پس از اختلاط جریان های انبساطی و مکش در گلوگاه دیفیوزر موج قائمی تشکیل می‌شود که باعث افزایش فشار و کاهش عدد ماخ به کمتر از (سرعت زیرصوت) می گردد. در این قسمت فرمول‌های مربوط به اختلاط جریان‌ها و موج قائم تشریح می‌شود.

بنابراین مقدار سرعت اختلاط را می‌توان بصورت زیر تعریف نمود [6]:

$$V_m = \frac{\dot{m}_p V_p + \dot{m}_e V_e}{\dot{m}_p + \dot{m}_e} \quad (8)$$

که در آن V_p، سرعت جریان خروجی از نازل و V_e سرعت مکشی می‌باشد. با حل معادله 6 در سراسر اجکتور می‌توان سرعت جریان مکش، محرک و سایر نقاط را بدست آورد. با تعین سرعت در نقاط مختلف، عدد ماخ جریان اختلاطی بصورت زیر محاسبه می شود [9]:

$$M_m = \frac{V_m}{\sqrt{\gamma R T_m}} \quad (9)$$

با داشتن M_m می‌توان عدد ماخ و فشار سکون بعد از شاک قائم را از طریق روابط مربوطه بدست آورد. قابل ذکر است که فشار قسمت اختلاط همان فشار مکشی است که با این فشار می‌توان فشار سکون قسمت اختلاط (p_{0m}) را از طریق فرمول فشار سکون برحسب عدد ماخ بدست آورد.

همچنین از طریق رابطه راندمان دیفیوزر با فشار سکون، فشار سکون قسمت واگرا بدست می‌آید [10]:

$$\eta_d = \frac{(p_{d0}/p_{m0})_{\text{actual}}}{(p_{02}/p_{01})_{\text{normal shock}}} \quad (10)$$

از رابطه بالا فشار تخلیه p_{d0} بدست می‌آید. در اجکتورها عموما مقدار

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.6.17.0]

راندمان دیفیوزر را بزرگتر از یک انتخاب می‌کنند.

قطر گلوگاه دیفیوزر از حساسیت بالائی برخوردار است. جهت بدست آوردن قطر گلوگاه دیفیوزر بایستی از رابطه دبی جرمی استفاده و از این طریق سطح مقطع و قطر گلوگاه را محاسبه نمود.

4-3- الگوریتم طراحی

اجکتورهای صنعتی علی‌رغم سادگی، پیچیدگی بالایی از نظر طراحی و ساخت دارند. دلیل این پیچیدگی، فیزیک حاکم بر جریان اجکتور در نسبت جریان های مختلف و جریان فراصوت در نازل و ورودی دیفیوزر است [10]. علاوه بر عوامل فوق الذکر، کاربرد وسیع انواع مختلف اجکتور نیاز به تدوین الگوریتم و کد دقیق و سریع جهت طراحی این دستگاه‌ها، ضروری بنظر می‌رسد. مراحل مختلف الگوریتم (شکل 3) جهت طراحی و تحلیل اجکتورهای صنعتی بصورت زیر است:

1. وارد کردن پارامترهای اولیه شامل خواص سیال، دبی، فشار، دمای مکش و محرک شامل: P_P، M_P، P_e، M_e و γ (جدول 1)
2. محاسبه عددماخ خروجی نازل (M_2) و حل جریان در نازل. در این قسمت پس از تعیین دما و فشار بحرانی در گلوگاه نازل و با داشتن میزان دبی جریان محرک، قطر گلوگاه نازل محاسبه می‌گردد. سپس طبق فرمول (7) که تغییرات عدد ماخ بر حسب سطح مقطع نازل (که بصورت طولی در یک زاویه مشخص) تغییر می‌کند، پارامترهای عملکردی همچون فشار، دما و عدد ماخ تعیین می‌شود. این محاسبات تا رسیدن فشار هر مقطع به فشار مکش ادامه می‌یابد. با رسیدن به این فشار که فشار پشت نازل است، امواج انبساطی در خروجی نازل تشکیل شده و این امواج با جریان مکشی برخورد می کند.
3. حل جریان انبساطی در محفظه اختلاط یا ورودی دیفیوزر: براساس فرمول (7) همان مسیری که در نازل طی شد در این قسمت نیز ادامه می یابد و فشار و سایر پارامترها در این محفظه تعیین می شود.
4. محاسبه عدد ماخ و سرعت جریان اختلاطی و حل امواج قائم و در نهایت قطر گلوگاه (d_4): پس از اینکه دو جریان مکشی و محرک با هم اختلاط یافتند، سرعت اختلاط و عدد ماخ اختلاط با فرمول (8) و (9) محاسبه می شوند و در نهایت براساس فرمول دبی جریان و عدد ماخ یک در گلوگاه، قطر گلوگاه دیفیوزر محاسبه می شود.
5. محاسبه فشار سکون، عدد ماخ بعد از موج قائم و تعیین فشار پشت دیفیوزر (p_c): با تعیین عدد ماخ و فشار اختلاط در قسمت چهار، عدد ماخ و فشار سکون بعد از موج قائم براساس روابط موج قائم تعیین می‌شود که با داشتن فشار سکون بعد از موج قائم و فشار قبل و بعد از موج، فشار پشت دیفیوزر از رابطه (10) بدست می آید.

5- نتایج و بحث

از آنجا که مصرف بخار پمپ جت بخار به نسبت تراکم (k)، نسبت انبساط (E)، جرم مولکولی متوسط و دمای جریان مکش بستگی دارد، لذا بایستی تحلیل‌ها در کد براساس این پارامترها انجام شود. پس از ارائه الگوریتم در

جدول 1 پارامترهای ورودی به کد تحلیلی

Table 1 Analytical code input parameters

نسبت انبساط، E	50 ،5
نسبت گرماهای ویژه، γ	1.327
فشار محرک، p_p	1 بار
دبی مکش، $\dot{m}_e$	100 کیلوگرم بر ساعت
دمای مکش، T_e	150 درجه سانتیگراد

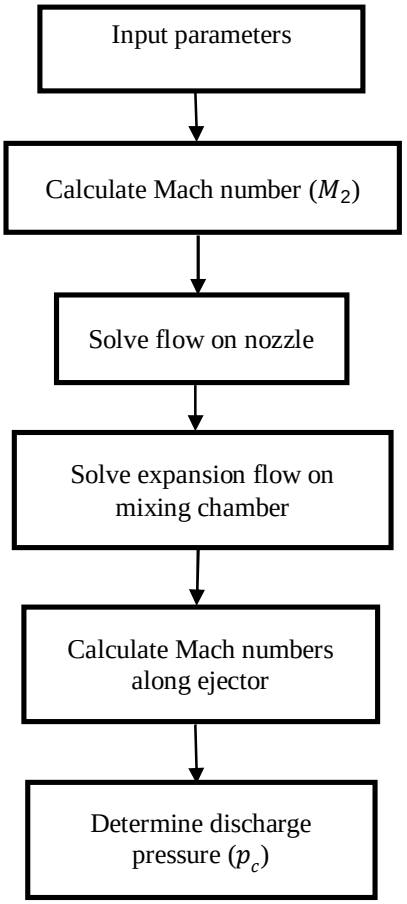

Fig. 3 design algorithm

شکل 3 الگوریتم طراحی

قسمت قبلی، کد با ورودی و خروجی‌های موردنظر در نرم افزار متلب نوشته می‌شود. نتایج کد در سه بخش شامل روند تغییرات نسبت تراکم (k) بر حسب نسبت جریان (w) در نسبت انبساط مختلف (E)، روند تغییرات فشار پشت یا خروجی دیفیوزر اجکتور بر حسب نسبت جریان (w)، تغییرات قطر خروجی نازل و گلوگاه دیفیوزر در نسبت جریان‌های مختلف می‌باشد که در ادامه، نتایج بدست آمده در هر مورد بررسی و تحلیل خواهد شد.

اجکتورهای بخار در صنایع مختلف جهت انتقال بخار و گازها، گرمایش مایع، خنک‌کاری سیال و به گردش در آوردن سیال در یک مخزن کاربرد دارد. طراحی اجکتور بایستی به گونه‌ای باشد که تمامی موارد موردنظر مشتری در آن لحاظ شود. یکی از پارامترهای موردنظر مشتری میزان مصرف بخار محرک و میزان مکش مورد نیاز می‌باشد که جهت تامین آنها فشار مکش، فشار محرک و فشار پشت دیفیوزر مشخصی لازم است. کد بایستی به گونه‌ای باشد که تمامی این پارامترها را بدون خطا محاسبه نماید. یکی از خروجی‌های کد، تخمین روند تغییرات نسبت تراکم اجکتور بر حسب نسبت جریان (نسبت دبی جرمی سیال محرک به دبی جرمی سیال مکش) در

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.6.17.0]

نسبت انبساط 5 و 50 می‌باشد. علت انتخاب این نسبت های انبساط، ارائه نتایج تجربی شرکت گیا آلمان در این نسبت های انبساط می باشد که از این نتایج می‌توان جهت اعتبارسنجی نتایج کد استفاده نمود. این نمودار از آنجا که تمامی پارامترهای مورد نظر مشتری را یکجا درنظر می‌گیرد، برای شرکت‌های طراح اهمیت قابل ملاحظه‌ای دارد. در این مقاله، تغییرات نسبت تراکم برحسب نسبت جریان برای نسبت‌های انبساط 5 و 50 با استفاده از کد، بترتیب در نمودارهای 4 و 5 نشان داده شده است. نسبت‌های انبساط 5 برای اجکتورهای بخار مرحله 1 (نمودار 4) و نسبت 50 (نمودار5) برای اجکتورهای بخار مرحله 2 کاربرد دارد. همانطور که از نمودارهای فوق الذکر مشخص است، با افزایش نسبت جریان، میزان نسبت تراکم افزایش می‌یابد و به بیشینه مقدار خود می‌رسد. نسبت انبساط نازل نقش تعیین کننده‌ای در تعیین نسبت انبساط اجکتور دارد به گونه‌ای که در نسبت جریان 4، مقدار نسبت تراکم در نازل با نسبت انبساط 5 ، مقداری مساوی 2.1 و در نسبت انبساط 50 مقداری مساوی 5 دارد. این نشان می‌دهد که جهت طراحی اجکتور با تراکم بیشتر، بایستی از نازل‌های با نسبت انبساط بیشتر (نازل بزرگتر) و بالتبع نسبت جریان بیشتر استفاده کرد که ترموکمپرسورها نمونه ای از این نوع اجکتورها (با نسبت تراکم بزرگتر) می‌باشند. در نمودار 4 حداکثر میزان خطای نسبی در حدود 4 درصد و در نمودار 5 حداکثر میزان خطای نسبی حدود 5 درصد است. این خطاها ناشی از لحاظ نشدن جریان های بازگشتی در ورودی دیفیوزر، تلفات اصطکاکی و فرض غیرویسکوز بودن جریان می‌باشد. همانطور که از نمودار 4 و 5 مشخص است داده‌های محاسبه شده کد با داده‌های شرکت معتبر گیا مقایسه شد که نشان دهنده خطای کم داده‌های کد در محدوده نسبت جریان 0.6 تا 4 می‌باشد.

تعیین فشار پشت دیفیوزر در اجکتورهای مختلف، نقش موثری در عملکرد اجکتورها در شرایط مختلف عملیاتی دارد. بعضی از اجکتورها در سیستم‌های خلاء چند مرحله‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند به گونه‌ای که بخش خروجی دیفیوزر یک اجکتور، بخش مکش اجکتور مرحله بالاتر است. همچنین در اجکتورهای ترموکمپرسور نیز فشار پشت و طراحی اجکتور جهت رسیدن به این فشار پشت اهمیت قابل ملاحظه‌ای دارد. در برخی از اجکتورها از فشار پشت خروجی دیفیوزر، جهت انتقال مواد مختلف و بعضا حساس در

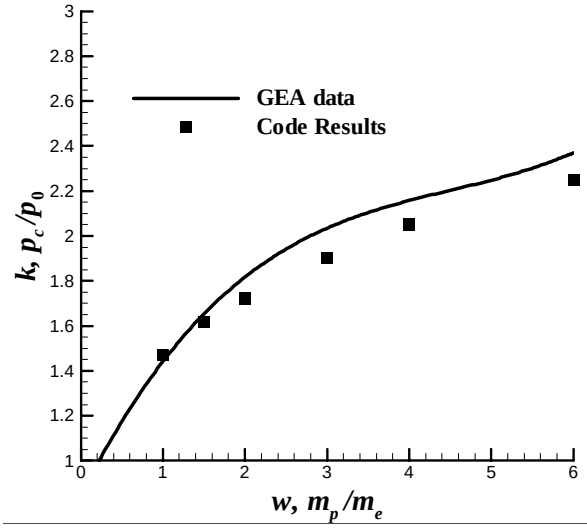

Fig. 4 variations of compression ratio with flow ratio at expansion ratio 5

شکل 4 تغییرات نسبت تراکم (k) بر حسب نسبت جریان (w) در نسبت انبساط 5

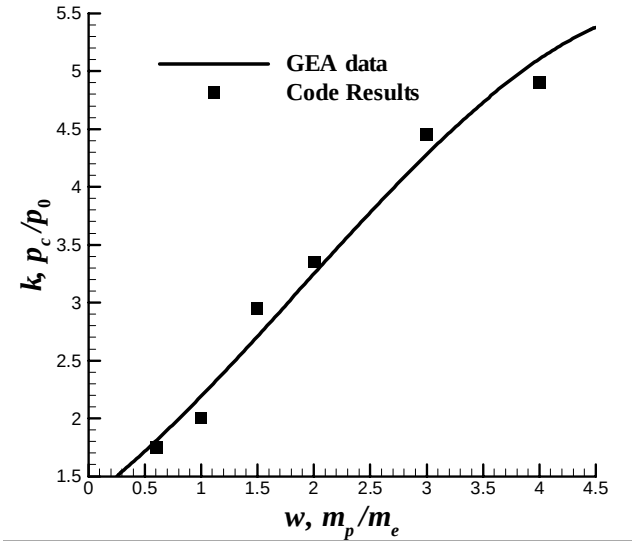

Fig. 5 variations of compression ratio with flow ratio at expansion ratio 50

شکل 5 تغییرات نسبت تراکم (k) بر حسب نسبت جریان (w) در نسبت انبساط 50

صنایع شیمیایی و هسته‌ای یا به گردش در آوردن سیال استفاده می‌شود. تمامی موارد بالا نشان دهنده اهمیت قابل ملاحظه طراحی اجکتور با اندازه فشار پشت دیفیوزر موردنظر و مطلوب می‌باشد. در این کد نیز میزان فشار پشت دیفیوزر در نسبت جریان‌های مختلف در نسبت انبساط 50 مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان داده شده در شکل 6 نشان می‌دهد که با افزایش نسبت جریان در کد، مقدار فشار پشت نیز افزایش می‌یابد که علت آن افزایش عدد ماخ اختلاط در محفظه اختلاط و درنتیجه، افزایش قابل ملاحظه فشار بعد از موج قائم و در نهایت افزایش فشار پشت دیفیوزر می باشد. لازم به ذکر است که شیب افزایش فشار پشت دیفیوزر در نسبت جریان های بالا کم است و می‌توان فرض کرد که تغییرات در نسبت جریان‌های بالا (نسبت جریان های بین 4 و 5.7) ناچیز است که علت آن تغییرات کم عدد ماخ در این نسبت ها می‌باشد. همانطور که اشاره شد، علت انتخاب نسبت انبساط 50، در دسترس بودن داده‌های تجربی شرکت گیا در این نسبت انبساط می باشد. لازم به ذکر است که داده‌های تجربی شرکت برای سیال محرک و مکش بخار آب در دمای 150 درجه سانتی‌گراد بدست آمده است لذا این کد نیز جهت اعتبارسنجی بهتر نتایج، از سیال مورد بررسی در شرکت گیا استفاده می‌کند. همچنین جهت بررسی عملکرد اجکتور با سیال‌های گازی، هوا یا سایر گازهای دیگر از نمودار معادل‌سازی جریان بدست آمده توسط شرکت گیا استفاده می‌شود. مقایسه انجام شده در شکل‌های 4 تا 6، بین نتایج کد و داده‌های تجربی گویای دقت قابل قبول کد توسعه یافته می‌باشد.

متراکم کردن بخار ورودی و مکشی اجکتورها، در دیفیوزر انجام می‌شود که در آن انرژی سرعتی به انرژی فشاری تبدیل می‌گردد. دیفیوزر از سه ناحیه همگرا، سطح مقطع ثابت و واگرا تشکیل شده است. با افزایش نسبت تراکم، امکان وجود شوک در دیفیوزر وجود دارد بر این اساس می‌توان اجکتور را برای حالتی‌که شوک قائمی در گلوگاه رخ می‌دهد، طراحی نمود. از این شوک برای افزایش دما و فشار می‌توان بهره برد. قطر ناحیه سطح مقطع ثابت برای کاربرد از حساسیت ویژه‌ای برخوردار است و اطلاعات حاصل از محاسبه دقت کافی را ندارند. تنها مرجع معتبر، سازندگان اجکتور هستند که براساس شرایط کاری، اجکتوری با مقیاس موردنظر را تولید کنند. در این مقاله، سعی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.6.17.0]

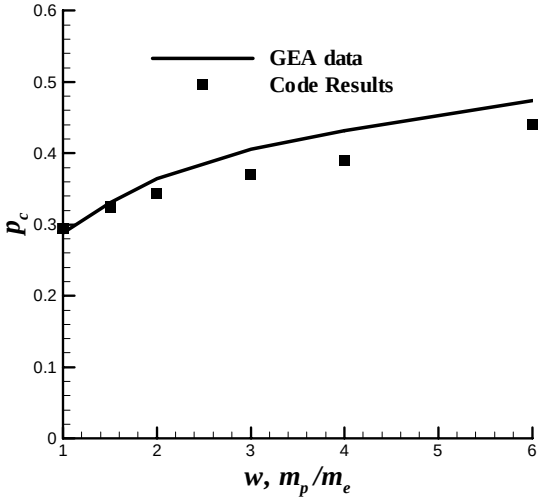

Fig. 6 variations of back pressure with flow ratio at expansion ratio 5

شکل 6 تغییرات فشار پشت دیفیوزر بر حسب نسبت جریان (w) در نسبت انبساط 5

می‌شود تغییرات عدد ماخ جریان از خروجی نازل تا قسمت تخلیه بدست آورده شود. تخمین عدد ماخ در دیفیوزر از آن جهت اهمیت دارد که با این تخمین می‌توان درک بهتری از فیزیک جریان و اختلاط جریان مکش و محرک داشت و عدد ماخ جریان اختلاطی نیز بدرستی پیش‌بینی می‌شود. با توجه به اینکه جریان‌های انبساطی و تراکمی در خروجی نازل اتفاق می‌افتد (شکل2)، تغییرات زیادی در عدد ماخ و فشار استاتیکی رخ می‌دهد که بایستی بطور دقیقی پیش‌بینی شود.

همانطور که در شکل 7 مشخص است، در فاصله بین خروجی نازل تا گلوگاه تغییرات پی در پی در عدد ماخ رخ می‌دهد که این ناشی از امواج انبساطی و متراکم اتفاق افتاده در این نواحی است. بعد از میرا شدن و کوچک شدن امواج و اختلاط جریان با جریان مکش جریان به عدد ماخ اختلاط می‌رسد و سپس امواج قائم در گلوگاه رخ داده و عدد ماخ به کمتر از یک می‌رسد و در قسمت واگرای دیفیوزر، مقدار عدد ماخ بشدت کاهش می‌یابد.

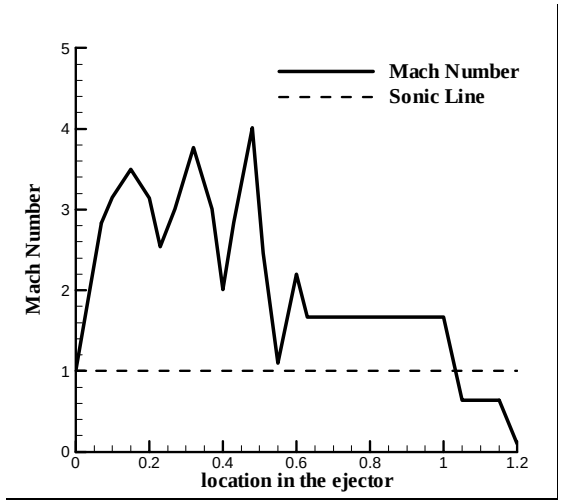

Fig. 7 variations of Mach number from nozzle exit to discharge ejector with flow ratio 3 and expansion ratio 50

شکل 7 تغییرات عدد ماخ از خروجی نازل تا تخلیه دیفیوزر با نسبت جریان 3 و نسبت انبساط 50

6- نتیجه گیری

با توجه به گستره کاربردی اجکتورها در صنایع مختلف از جمله غذایی، شیمیایی، کشتی، هسته‌ای، کاغذ و غیره و متنوع بودن آنها از نظر شرایط عملکردی مختلف، نیاز به کد تحلیلی دقیق در میان شرکت‌های سازنده وجود دارد. در این مقاله سعی می‌شود تمامی پارامترهای مهم و تاثیرگذار در روند کد و الگوریتم اجکتورهای بخار ارائه شود. در ادامه تغییرات نسبت تراکم و تغییرات فشار پشت دیفیوزر برحسب نسبت جریان اجکتور (نسبت دبی بخار محرک به مکش) در دو نسبت انبساط 5 و 50 مورد بررسی قرار گرفت که نشان داد که با افزایش جریان میزان نسبت تراکم افزایش پیدا کرد. همچنین در یک نسبت جریان مشابه، مقدار نسبت تراکم در اجکتورهای با نسبت انبساط 50 بزرگتر از مقدار نسبت تراکم در اجکتور با نسبت انبساط 5 می‌باشد که علت آن ایجاد خلاء بیشتر در در نسبت انبساط 50 می‌باشد. در ادامه، نتایج کد با نتایج تجربی مقایسه شده که با اعتبارسنجی نتایج، صحت داده مورد تایید قرار گرفت.

در انتها، تغییرات عدد ماخ جریان از خروجی نازل تا قسمت تخلیه محاسبه شده است. تخمین عدد ماخ در دیفیوزر از آن جهت اهمیت دارد که با این تخمین می‌توان درک بهتری از فیزیک جریان و اختلاط جریان مکش و محرک داشت و عدد ماخ جریان اختلاطی نیز بدرستی پیش‌بینی می‌شود. نتایج نشان داد که در فاصله بین خروجی نازل تا گلوگاه، تغییرات پی در پی در عدد ماخ رخ می‌دهد که این ناشی از امواج انبساطی و متراکم اتفاق افتاده در این نواحی است. بعد از میرا شدن و ضعیف شدن امواج و اختلاط جریان با جریان مکش جریان به عدد ماخ اختلاط می‌رسد و سپس امواج قائم در گلوگاه رخ داده و عدد ماخ به کمتر از یک می‌رسد که در قسمت واگرای دیفیوزر، مقدار عدد ماخ بشدت کاهش می‌یابد.

7- فهرست علائم

A	سطح مقطع
M	عدد ماخ
M_m	عدد ماخ جریان اختلاطی
$\dot{m}$	دبی جرمی
p	فشار
P_2	فشار خروجی نازل
P_{0m}	فشار سکون جریان اختلاطی
T_e	دمای جریان مکش در قسمت اختلاط
T_p	دمای جریان محرک در قسمت اختلاط
U	مولفه سرعت در راستای x
V_e	سرعت جریان مکش
V_p	سرعت جریان محرک
V_m	سرعت جریان اختلاط
X	موقعیت مکان در راستای طولی اجکتور

علایم یونانی

γ	نسبت گرمای ویژه

زیرنویس ها

c	پشت(تخلیه دیفیوزر)
d	دیفیوزر
e	مکش
m	قسمت اختلاط

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.6.17.0]

n	نازل
p	محرک

8- مراجع

[1] J. H. Keenan, E. P. Neumann, A simple air ejector, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 64, No. 2, pp. 85–91, 1942.
[2] J. T. Munday, D. F. Bagster, A new ejector theory to steam jet refrigeration, *Journal of The American Chemical Society*, Vol. 16, No. 4, pp. 442–449, 1977.
[3] B. J. Huang, C. B. Jiang, F. L. Hu, Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system, *journal of Engineering Gas Turbines Power*, Vol. 107, No. 4, pp. 792–802, 1985.
[4] D. W. Sun, I. W. Eames, Recent developments in the design theories and applications of ejectors—a review, *journal of Energy institute*, Vol. 68, No. 5, pp. 65–79, 1995.
[5] B. J. Huang, J. M. Chang, Empirical correlation for ejector design, *International journal of Refrigeration*, Vol. 22, No. 5, pp. 379–388, 1999.
[6] S. B. Riffat, S. A. Omer, CFD modeling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, *International Journal of Energy Research*, Vol. 25, No. 2, pp.115–128, 2001.
[7] X. D. Wang, J. L. Dong, Numerical study on the performances of steam jet vacuum pump at different operating conditions, *Journal of Vacuum*, Vol. 84, No. 11, pp. 1341–1346, 2010.
[8] T. Sriveerakul, S. Aphormratana, 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, No. 8, pp. 812–822, 2007.
[9] 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, pp. 898–905, 2009.
[10] M. Ji, T. Utomo, J. Woo, Y. H. Lee, H. M. Jeong, H. Chung, CFD investigation on the flow structure inside thermo vapor compressor, *Energy*, Vol. 35, No. 6, pp. 2694–2702, 2010.
[11] N. Ruangtrakoon, S. Aphornratana, T. Sriveerakul, Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle: effect of the primary nozzle geometries to system performance, *Thermal Fluid Science journal*, Vol.35, No. 4, pp. 676–683, 2011.
[12] K. Ronan, K. V. Bulusu, M. A. Antar, J. H. Lienhard, One dimensional model of an optimal ejector and parametric study of ejector efficiency ,*Proceeding of The 25th International Conference On Efficiency, Cost, Optimization, Simulation And Environmental Impact Of Energy Systems Conference*, Italy, Perugia, June 26-29, 2012.
[13] F. Liu, Review on ejector efficiencies in various ejector systems, *Proceedings of The 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, United States, Indiana, July 14, 2014.
[14] P. R Pereira, S. Varga, A. C. Oliveira, J. Soares, Development and performance of an advanced ejector cooling system for a sustainable built environment, *Frontiers of Mechanical Engineering*, Vol. 1, No. 7, pp. 234-276, 2015.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.6.17.0]