



## بررسی مشخصه های عملکردی اجکتورهای بخار در نسبت های انبساط مختلف

محسن کاظمی<sup>1</sup>، مجتبی طحانی<sup>2\*</sup>، ساسان داودی<sup>3</sup>

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 پستی 156114395، 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

نسب 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 می کند. در این مطالعه، الگوریتم تحلیلی برای طراحی اجکتورهای بخار توسعه می یابد. الگوریتم نسبت جریان را به صورت تابعی از نسبت انبساط و فشارهای بخار مکش، بخار محرک و بخار متراکم ارائه می کند. در ادامه تغییرات نسبت تراکم و تغییرات فشار پشت دیفیوزر بر حسب 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 می باشد که علت آن ایجاد خلاء بیشتر در نسبت انبساط 50 می باشد. 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 می شود، بنابراین منجر به جت کوچک با سطح موثر بزرگتر می شود. موج انبساطی شتاب بیشتری می گیرد. بنابراین سطح موثر بزرگتر، امکان مکش میزان بیشتری از جریان مکش را فراهم می کند.

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

Mohsen Kazemi<sup>1</sup>, Mojtaba Tahani<sup>2\*</sup>, Sasan Davoodi<sup>3</sup>

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

این اجکتورها در سرمایش، گرمایش و سیرکوله کردن سیال در مخزن نیز

مورد استفاده قرار می گیرند.

در بکارگیری و طراحی اجکتور هریک از وظایف فوق و یا هر دو با هم

می تواند مدنظر قرار گیرد. بعنوان مثال در صنایع غذایی برای بهبود کنسانتره

اجکتورها یکی از دستگاه های مهم مورد استفاده در صنایع بخصوص مربوط به

مهندسی شیمی می باشند. این دستگاه ها دو وظیفه عمده بر عهده دارند که

عبارتند از ایجاد خلاء و تخلیه و مخلوط کردن گازها و دیگر سیالات. علاوه بر

نتایج تجربی و پیش بینی تئوری بدست آمده توسط هوانگ و همکاران در سال های 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 می شود [5,4]. رفعت و همکارش در سال 2001 [6] با استفاده از یک نرم افزار عددی به پیش بینی عملکرد یک اجکتور متانول پرداختند.

وانگ و همکاران در سال 2010 [7] جریان در یک اجکتور بخار را شبیه سازی کردند که نتایج با داده های 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 رانگتران 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 شبیه سازی 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 می یابد و عملکرد اجکتور به زاویه همگرایی بسیار حساس است، به خصوص در نزدیکی نقطه کار بهینه. نسبت مکش با تغییر زاویه همگرایی می تواند به اندازه 26.6 درصد تغییر کند. زمانی که فشار جریان اولیه افزایش می یابد، برای به حداکثر رساندن بهتر عملکرد اجکتور زاویه نسبتاً بزرگتر همگرایی مورد نیاز می شود.

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 گونه ای 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 می یابد [12].

فانگ در سال 2014 مطالعات و بررسی هایی در مورد کارایی اجکتور و راندمان اجزای اجکتور انجام داد. تحقیقاتی در مورد اثرات هندسه، شرایط عملیاتی و ویژگی های سیال مورد استفاده اجکتور بر روی راندمان اجکتور مرور گردید. روش های تعیین راندمان اجزای اجکتور همچون روش شبیه سازی عددی، روش ترکیبی مدل سازی و داده های تجربی مورد بررسی قرار گرفت [13].

پیرا 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 می شود. مقادیر COP تجربی بین 0.4 و 0.8 بسته به شرایط عملیاتی، تغییر می کند [14].

برای ایجاد خلاء از دستگاه های دیگری نیز استفاده می کنند که متداول ترین آنها پمپ های خلاء می باشد. این دستگاه ها به علت ظرفیت

میوه ها و همچنین افزایش ظرفیت واحد از شرایط تست خلاء استفاده می شود و همچنین در پالایشگاه ها برای جدا کردن مواد نفتی سنگین که دمای جوش بالا دارند از تقطیر خلاء با کمک اجکتور استفاده می شود. در بعضی موارد برای مخلوط کردن مایعات، گازها و مایعات، برای گرمایش یک سیال در داخل مخزن با هیت رهای جت بخار و جایگزینی مناسب برای کمپرسور در سیکل تبرید از اجکتور استفاده می شود. از موارد دیگر کاربرد اجکتورها می توان به صنایع کاغذ و کشتی سازی جهت تخلیه اشاره نمود.

منشاء پیدایش اجکتورهای بخار در قاره اروپا می باشد. 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 نازل های 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 مبدل های حرارتی که یک شرکت تجاری بین المللی بود در سال 1933 توسط سازندگان کندانسور و اجکتور سازماندهی شد. این موسسه اولین کتاب روش های استاندارد تست اجکتورهای بخار را در سال 1938 منتشر نمود که به بررسی ساختارهای اجکتور جت بخار، استانداردهای ساخت و تست و غیره می پردازد.

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 متأسفانه بندرت جزء اجکتورهای قابل دسترس و کاربردی می باشند. به همین دلیل صرفاً تکیه کردن بر داده های طراحی که در کتاب ها 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 شده اند که قطعاً به درک بهتر مسائل طراحی اجکتور کمک می کنند. یکی از مهمترین کمک ها در علم طراحی اجکتورها در مقاله ای که توسط کینان و همکاران در سال 1942 منتشر شده، صورت گرفته است. با اینکه این مورد یک تحلیل یک بعدی و ایده آل 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 گونه ای 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 می دهد و باعث تشکیل یک جریان اختلاطی مافوق صوت می شود. هیچ کاهش سرعت مافوق صوتی وجود ندارد و فوراً یک شوک در جریان اختلاطی رخ می دهد و جریان مخلوط به سرعت مادون سرعت می رسد [2].

سان و همکاران در سال 1995 مدل های 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 می باشد.

اجکتور از چهار قسمت عمده ی 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 می کند و آنتالپی سیال به انرژی جنبشی تبدیل می شود و در نتیجه فشار سیال بشدت کم می شود و فشار داخل اجکتور خیلی کمتر از بیرون آن می شود. این عمل باعث ایجاد خلاء شده و سیال به محفظه اختلاط کشیده می شود 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 می شود [13].

اگر خلاء بالاتری مورد نظر است، یک بوستر جت بخار برای افزایش خلاء تا نقطه مورد نظر استفاده می شود. بوسترها در واحدهای چند مرحله استفاده می شوند. بوسترها نسبت به اجکتورهای دیگر بزرگ هستند و به همین دلیل میزان بار بخار بیشتری را کنترل می کنند. کار بوستر خلاء جت بخار، متراکم کردن بخارات کندانس و غیرقابل کندانس از خلاء مکش تا خلاء متوسط حفظ شده در کندانسور است [8]. نمونه ای 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 می دهد 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 شده اند، بهتر از روش مساحت ثابت است و نتایج آن به داده های آزمایشگاهی نزدیکی

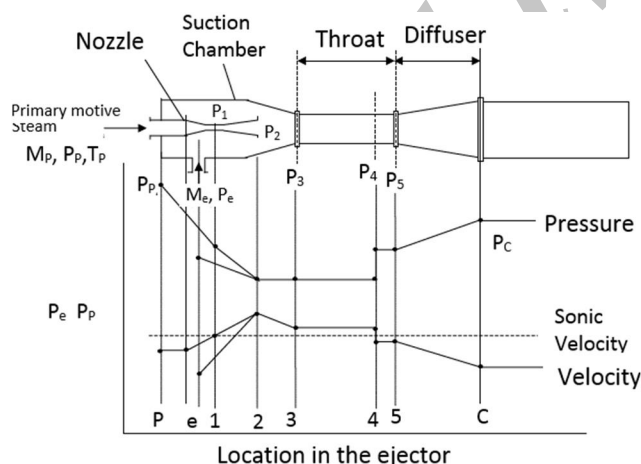


Fig. 1 schematic of the thermocompressor ejector with pressure-velocity profile along the axis [2]

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].

محدود تخلیه و همچنین داشتن قسمت های مکانیکی متحرک زیاد هزینه نصب و تعمیر و نگهداری بالایی دارند. برای طراحی اجکتورها از منحنی های تجربی استفاده می شود که در دهه 1940 و 1950 تهیه شده است. این منحنی ها بر حسب شرایط بخار ورودی و خلاء مورد نیاز و پارامترهای دیگر اطلاعات کلی از اجکتورها را ارائه می دهند 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 شرکت های 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 می شود. تفاوتی که این مدل با مدل های دیگر دارد، حل امواج فرو انبساطی یا فرا انبساطی در خروجی نازل جهت تعیین عدد ماخ قسمت اختلاط دیفیوزر می باشد که این باعث می شود گلوگاه دیفیوزر و فشار پشت آن با دقت بالایی نسبت به سایر مدل ها 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 می باشد. داده های ورودی در این کد شامل گرمای ویژه سیال، فشار سیال محرک و مکش و دبی سیال مکش و نسبت جریان محرک به مکش می باشد. 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 تراکم های مختلف در دو نسبت انبساط مختلف می باشد. اما در این کد هدف، تدوین مدلی جهت پیش بینی دقیق شرایط عملکردی در نازل و دیفیوزر است به گونه ای که مکش لازم با کمترین مصرف بخار بدست آید. پیش بینی دقیق شرایط عملکردی باعث تخمین درست هندسه دیفیوزر و نازل می شود 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 در نظر گرفتن تمامی پارامترهای عملکردی در حالت تئوری، اعتبارسنجی نتایج کد با نتایج تجربی و تست های اجکتورهای مختلف شرکت گیا می باشد.

### 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 می باشد. اجکتورهای مایع برای تامین خلاء به نسبت کم و یا مخلوط کردن مایعات مورد استفاده قرار می گیرند اما اجکتورهای بخار برای تامین خلاء به نسبت زیاد یا حفظ خلاء موجود در یک سیستم بکار می روند. در یک تقسیم بندی دیگر ممکن است اجکتور یک مرحله ای یا چند مرحله ای باشد. واضح است که با قرار دادن چند اجکتور به شکل سری می توان به خلاء مطلق بیشتری نسبت به اجکتور یک مرحله ای دست یافت. در اجکتورهای چند مرحله بدلیل افزایش دمای بخار محرک خروجی از کندانسورهای سطحی یا بارومتربیک (بسته به نحوه قرارگیری و شرایط عملیاتی) جهت کاهش دمای بخار محرک ورودی و کاهش مصرف بخار استفاده می شود 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 می باشد [12].

#### 1-4- معادلات نازل

انبساط آیزنتروپیک سیال اولیه (محرك) در نازل برحسب عدد ماخ سیال محرك بصورت زیر تعریف می شود [7]:

$$\frac{P_2}{P_p} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p_2}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (5)$$

که در آن  $M_{p_2}$  عدد ماخ خروجی نازل،  $P_p$  فشار سیال محرك،  $P_2$  فشار خروجی نازل (فشار مکش) می باشد. 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، می بایست معادله مساحت - سرعت بدست آمده را حل نمود تا بتوان توزیع عدد ماخ در سطح مقطع های 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 می توان 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 می باشد. با داشتن عدد ماخ خروجی نازل، عدد ماخ جریان در دیفیوزر و گلوگاه نازل که در ذیل محاسبه شده است، می توان با معادله فوق قطر خروجی نازل را بدست آورد.

#### 2-4- محفظه اختلاط

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

بنابراین مقدار سرعت اختلاط را می توان 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 می باشد. با حل معادله 6 در سراسر اجکتور می توان سرعت جریان مکش، محرك و سایر نقاط را بدست آورد. با تعیین 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  $M_m$  می توان 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 می توان 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 می آید [10]:

$$\eta_d = \frac{(p_{a0}/p_{m0})_{actual}}{(p_{02}/p_{01})_{normal shock}} \quad (10)$$

از رابطه بالا فشار تخلیه  $p_{d0}$  بدست می آید. در اجکتورها عموماً مقدار

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 جریان های اولیه و ثانویه شده است. در این بخش به بررسی و توسعه یک مدل ریاضی اجکتور فشار ثابت پرداخته و از فرمول های 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 می شود. 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 می آید. در ادامه به بررسی و توسعه مدل اجکتور فشار ثابت می پردازیم که بر فرضیات زیر استوار است [11,12]:

1. بخار محرك بصورت آیزنتروپیک در نازل منبسط می شود. همچنین، مخلوط بخار محرك و مکش به طور آیزنتروپیک در دیفیوزر متراکم می شود.
2. بخار محرك و مکش اشباع بوده و سرعت های آنها ناچیز و قابل صرف نظر است.
3. سرعت مخلوط متراکم خروجی از اجکتور غیرقابل ملاحظه است.
4. توان ثابت انبساط آیزنتروپیک و رفتار گاز ایده ال
5. اختلاط بخار محرك و مکش در محفظه ورودی دیفیوزر اتفاق می افتد.
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 می شود).
7. جریان اجکتور شبه یک بعدی بوده و در شرایط پایدار کار می کند.
8. تلفات اصطکاکی بصورت بازده آیزنتروپیک در نازل، دیفیوزر و محفظه اختلاط تعریف می شود.
9. بخار محرك 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  $\dot{m}_p$  دبی جریان محرك،  $\dot{m}_e$  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

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

جدول 1 پارامترهای ورودی به کد تحلیلی

Table 1 Analytical code input parameters

نسبت انبساط، $E$	50.5
نسبت گرماهای ویژه، $\gamma$	1.327
فشار محرک، $p_p$	1 بار
دبی مکش، $\dot{m}_e$	100 کیلوگرم بر ساعت
دمای مکش، $T_e$	150 درجه سانتیگراد

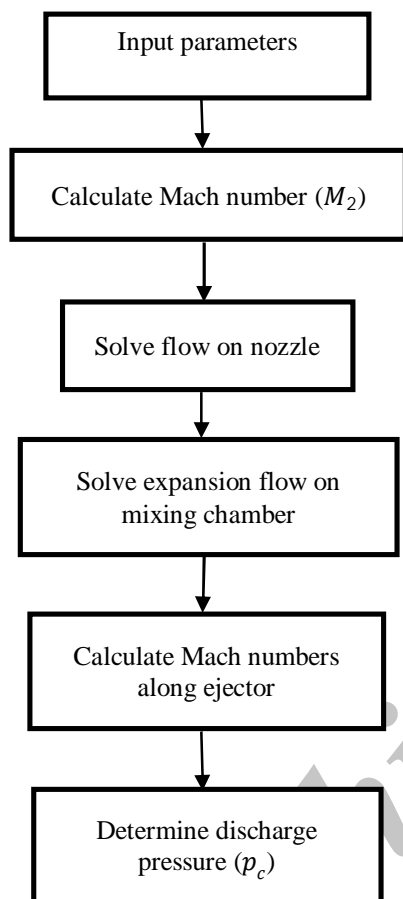


Fig. 3 design algorithm

شکل 3 الگوریتم طراحی

قسمت قبلی، کد با ورودی و خروجی های موردنظر در نرم افزار متلب نوشته می شود. 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 جریان های مختلف می باشد 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، خنک کاری سیال و به گردش در آوردن سیال در یک مخزن کاربرد دارد. طراحی اجکتور بایستی به گونه ای باشد که تمامی موارد موردنظر مشتری در آن لحاظ شود. یکی از پارامترهای موردنظر مشتری میزان مصرف بخار محرک و میزان مکش مورد نیاز می باشد که جهت تامین آنها فشار مکش، فشار محرک و فشار پشت دیفیوزر مشخصی لازم است. کد بایستی به گونه ای باشد که تمامی این پارامترها را بدون خطا محاسبه نماید. یکی از خروجی های کد، تخمین روند تغییرات نسبت تراکم اجکتور بر حسب نسبت جریان (نسبت دبی جرمی سیال محرک به دبی جرمی سیال مکش) در

راندمان دیفیوزر را بزرگتر از یک انتخاب می کنند.

قطر گلوگاه دیفیوزر از حساسیت بالایی 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 علی رغم 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 دستگاه ها، ضروری بنظر می رسد. 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:  $p_p$ ،  $M_p$ ،  $M_e$ ،  $P_e$  و  $\gamma$  (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 می گردد. سپس طبق فرمول (7) که تغییرات عدد ماخ بر حسب سطح مقطع نازل (که بصورت طولی در یک زاویه مشخص) تغییر می کند، پارامترهای عملکردی همچون فشار، دما و عدد ماخ تعیین می شود. این محاسبات تا رسیدن فشار هر مقطع به فشار مکش ادامه می یابد. 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  $(p_e)$ : با تعیین عدد ماخ و فشار اختلاط در قسمت چهار، عدد ماخ و فشار سکون بعد از موج قائم براساس روابط موج قائم تعیین می شود 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 تحلیل ها در کد براساس این پارامترها انجام شود. پس از ارائه الگوریتم در

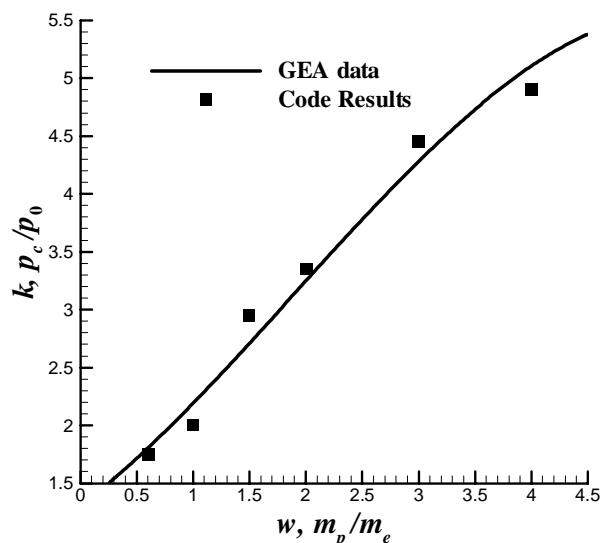


Fig. 5 variations of compression ratio with flow ratio at expansion ratio 50

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 مورد نظر 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 در نتیجه، افزایش قابل ملاحظه فشار بعد از موج قائم و در نهایت افزایش فشار پشت دیفیوزر می‌باشد. لازم به ذکر است که شیب افزایش فشار پشت دیفیوزر در نسبت جریان‌های بالا کم است و می‌توان فرض کرد که تغییرات در نسبت جریان‌های بالا (نسبت جریان‌های بین 4 و 5.7) ناچیز است که علت آن تغییرات کم عدد ماخ در این نسبت‌ها می‌باشد. همانطور که اشاره شد، علت انتخاب نسبت انبساط 50، در دسترس بودن داده‌های تجربی شرکت گیا در این نسبت انبساط می‌باشد. 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 حالتی که 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 مورد نظر را تولید کنند. در این مقاله، سعی

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 می توان جهت اعتبارسنجی نتایج کد استفاده نمود. این نمودار از آنجا که تمامی پارامترهای مورد نظر مشتری را یکجا در نظر می گیرد، برای شرکت های طراح اهمیت قابل ملاحظه ای دارد. در این مقاله، تغییرات نسبت تراکم بر حسب نسبت جریان برای نسبت های انبساط 5 و 50 با استفاده از کد، بترتیب در نمودارهای 4 و 5 نشان داده شده است. نسبت های انبساط 5 برای اجکتورهای بخار مرحله 1 (نمودار 4) و نسبت 50 (نمودار 5) برای اجکتورهای بخار مرحله 2 کاربرد دارد. همانطور که از نمودارهای فوق الذکر مشخص است، با افزایش نسبت جریان، میزان نسبت تراکم افزایش می یابد و به بیشینه مقدار خود می رسد. نسبت انبساط نازل نقش تعیین کننده ای در تعیین نسبت انبساط اجکتور دارد به گونه ای 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 می دهد که جهت طراحی اجکتور با تراکم بیشتر، بایستی از نازل های 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) می باشند. 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 غیریسکوز بودن جریان می باشد. همانطور که از نمودار 4 و 5 مشخص است داده های محاسبه شده کد با داده های شرکت معتبر گیا مقایسه شد که نشان دهنده خطای کم داده های کد در محدوده نسبت جریان 0.6 تا 4 می باشد.

تعیین فشار پشت دیفیوزر در اجکتورهای مختلف، نقش موثری در عملکرد اجکتورها در شرایط مختلف عملیاتی دارد. بعضی از اجکتورها در سیستم های خلاء چند مرحله ای مورد استفاده قرار می گیرند به گونه ای 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 ملاحظه ای دارد. در برخی از اجکتورها از فشار پشت خروجی دیفیوزر، جهت انتقال مواد مختلف و بعضا حساس در

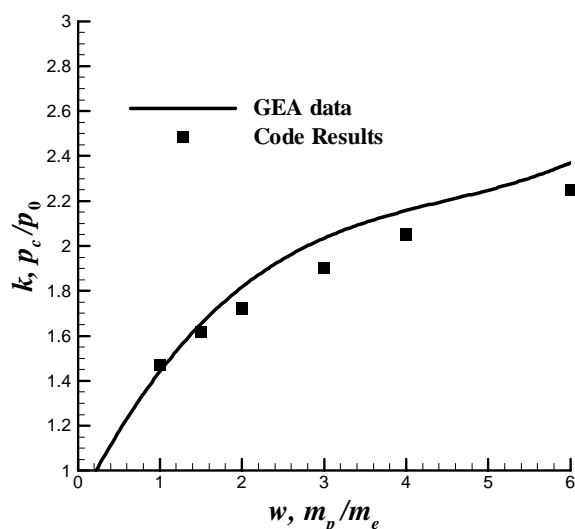


Fig. 4 variations of compression ratio with flow ratio at expansion ratio 5

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

## 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

## علائم یونانی

$\gamma$  نسبت گرمای ویژه

## زیرنویس ها

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

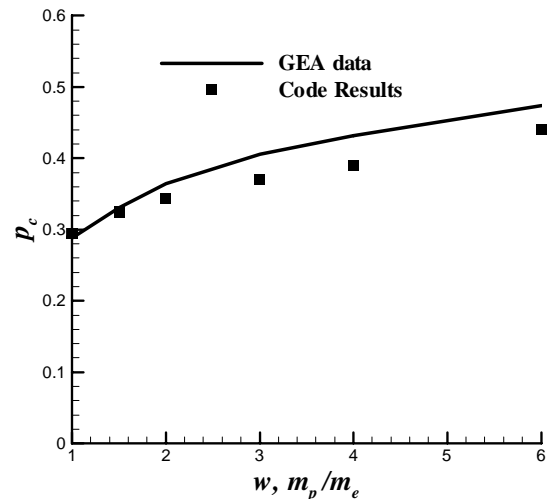


Fig. 6 variations of back pressure with flow ratio at expansion ratio 5

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 (شکل 2)، 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.

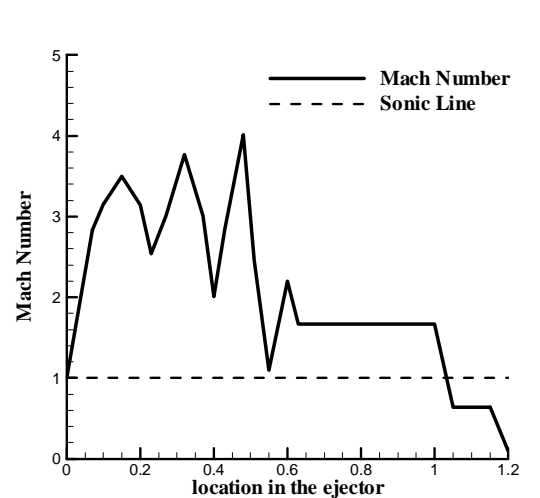


Fig. 7 variations of Mach number from nozzle exit to discharge ejector with flow ratio 3 and expansion ratio 50

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

نازل  $n$   
محرك  $p$

## 8- مراجع

- [8] 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, 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.
- [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.

Archive of SID