

## بررسی تأثیر فشار ورودی ثانویه بر عملکرد یک اجکتور

پدرام گیلاندوست

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مکانیک، واحد تهران شرق، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران،  
pmgcode@gmail.com

مرتضی بیاتی\*

استادیار، دانشکده انرژی‌های تجدیدپذیر، گروه مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران،  
mbayati@uut.ac.ir

ستاره سخاوت

استادیار، گروه مکانیک، واحد تهران شرق، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران،  
sekhavat@alumni.iust.ac.ir

### چکیده

اجکتور مهمترین بخش چرخه تبرید اجکتوری بوده و با توجه به پدیده‌های پیچیده‌ای مانند مکش، انبساط، اختلاط و موج‌های ضربه‌ای که در آن اتفاق می‌افتد، نیاز به تحلیل دقیق دارد. در این مطالعه برای اولین بار بصورت عددی به مطالعه تأثیر فشار ورودی ثانویه بر جریان داخل اجکتور پرداخته شده است. تأثیر تغییر فشار ورودی ثانویه بر فشار، عدد ماخ و دمای سیال بررسی شده است. معادلات حاکم بر جریان با روش حجم محدود و یک مدل تراکم‌پذیر لزج دو بعدی متقارن محوری و کاملاً آشفته حل شده است. با مقایسه نتایج عددی بدست آمده با نتایج حل تحلیلی و تجربی موجود تطابق قابل قبولی بین آنها وجود دارد. به منظور رسیدن به بهینه‌ترین عملکرد اجکتور، در چندین فشار ورودی ثانویه، بازده انرژی و نسبت مکش محاسبه و مقایسه شده تا بهینه‌ترین حالت عملکردی استخراج گردد. نتایج نشان داد که به ازای فشارهای ورودی کمتر از ۰/۸ بار، جریان برگشتی داخل اجکتور رخ می‌دهد ولی با افزایش فشار تا ۱/۵ بار، جریان بهبود یافته و بعد از آن حالت یکتواختی بوجود می‌آید. با کاهش فشار ورودی ثانویه از فشار بهینه ۱/۵ بار تا زمانیکه جریان برگشتی رخ می‌دهد، نسبت مکش حدود ۰/۰۵٪ و بازده انرژی حدود ۶۴٪ کاهش می‌یابد.

**واژه‌های کلیدی:** اجکتور، فشار ورودی ثانویه، شبیه‌سازی عددی، انرژی، نسبت مکش.

## Investigating the effect of secondary inlet pressure on the performance of an ejector

P. Gilandust

Department of Mechanical Engineering, East Tehran branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

M. Bayati

Faculty of renewable energies, Department of Aerospace engineering, Urmia University of Technology, Urmia, Iran.

S. Sekhavat

Department of Mechanical Engineering, East Tehran branch, Islamic Azad University Tehran, Iran

### Abstract

The ejector is the most important part of the ejection refrigeration cycle. Due to the complexity and different phenomena, such as suction, mixing, and shock that occur inside the ejector, it requires separate and accurate analysis. This study, for the first time, numerically investigated the effects of secondary inlet pressure on the ejector flow. The effects of this parameter on pressure, Mach number and temperature inside the ejector were studied. The governing equations were solved by the finite volume method and compressible, two-dimensional, axisymmetric and fully turbulent flow. By comparing numerical results with experimental and analytical results, there is a reasonable agreement between them. In order to obtain the best performance of an ejector, at different secondary inlet pressure, the entrainment ratio and exergy efficiency were computed and compared to reach the best condition. The results show that there is inverse flow at low pressure less than 0.8 bar, but it becomes better by increasing the pressure up to 1.5 bar and more than that, no improvement was found. By reducing the secondary inlet pressure from the optimal pressure of 1.5 bar until the reversal flow occurs, the entrainment ratio decreases by about 105% and the exergy efficiency by about 64%.

**Keywords:** Ejector, secondary inlet pressure, numerical simulation, exergy, suction ratio.

ساختمان آنها هیچگونه قطعه متحرک مکانیکی وجود ندارد. بنابراین از لحاظ اقتصادی، در مقایسه با انواع پمپ‌ها و کمپرسورهای چرخه‌های تبرید وسیله‌ای مناسب و با صرفه است. از نظر کارکرد اجکتورها به دو نوع تقسیم می‌شوند. اگر خروجی نازل در بخش سطح مقطع ثابت اجکتور باشد، اختلاط جریانهای اولیه و ثانویه در این ناحیه صورت می‌گیرد و نظریه اختلاط در بخش سطح مقطع ثابت استفاده می‌شود. اگر انتهای نازل در بخش مکش باشد، اختلاط این جریانها در بخش مکش و در فشار ثابت است که این روش، به نظریه اختلاط در فشار ثابت معروف است.

### ۱- مقدمه

اجکتور<sup>۱</sup> جتی است که قادر به تخلیه محصولات مختلف در فازهای گازی، محلول و جامد می‌باشد. عملکرد آن بر پایه تبدیل انرژی سرعتی و فشاری به یکدیگر است که برای مکش، انتقال، تراکم و یا اختلاط گازها، بخارات، مایعات و حتی ذرات جامد بکار برده می‌شود. در

<sup>1</sup> Ejector

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mbayati@uut.ac.ir

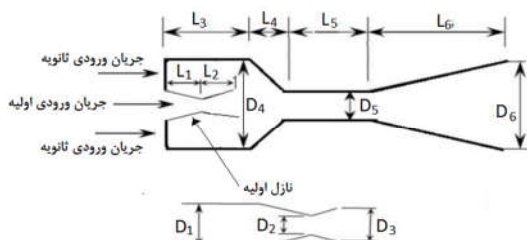
تاریخ دریافت: ۹۸/۰۴/۲۴

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۲/۰۲

بیشینه باشد. در این حالت عملکرد اجکتور بهینه‌ترین حالت را خواهد داشت.

## ۱- هندسه اجکتور

هندسه اجکتور مورد مطالعه مطابق با کار کومار [۴۱] در نظر گرفته شده است. طرحواره اجکتور مورد بررسی در شکل ۱ و اندازه‌های هندسی آن در جدول ۱ آمده است.



شکل ۱- طرحواره هندسه اجکتور

جدول ۱- ابعاد هندسی اجکتور

اندازه (mm)	پارامتر	اندازه (mm)	پارامتر
۱۴/۴	$D_1$	۴۵/۱	$L_1$
۲/۹	$D_2$	۴۵/۱	$L_2$
۵/۰۱	$D_3$	۱۰۰	$L_3$
۲۶/۰۱	$D_4$	۱۰۰	$L_4$
۶/۵۵	$D_5$	۱۰۰	$L_5$
۲۶/۰۱	$D_6$	۱۵۰	$L_6$

اجکتور مورد بررسی بصورت متقارن محوری مدلسازی شده و با  $6000^\circ$  تا سلول سازمان‌یافته شبکه بندی شده است. در نزدیک دیواره‌ها مش ریزتر شده بطوریکه بیشینه مقدار  $y^+$  زیر ۳۰ می‌باشد. همچنین در جاهایی از جریان که پدیده اختلاط صورت می‌گیرد تراکم شبکه تا حد ممکن بیشتر شده است.

## ۲- روش عددی

مدلسازی عددی حاضر با روش حجم محدود و بصورت پایا، لزج، تراکم‌پذیر، کاملاً آشفته و دوبعدی بوده که روش حل معادلات، روش چگالی-مینا، کوپل و ضمنی است. مدل توربولانسی  $k-\epsilon$  نیز در نظر گرفته شده است. معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی و همچنین معادلات توربولانسی و معادله حاکم با استفاده از نرم‌افزار Fluent حل شده‌اند.

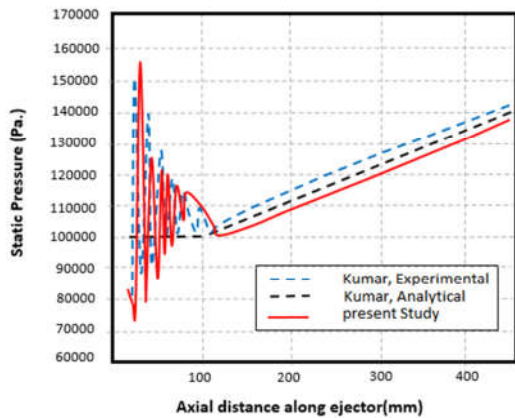
### ۲-۱- شرایط مرزی

شرط مرزی در ورودی اولیه، دبی و در ورودی ثانویه و همچنین در خروجی اجکتور از نوع فشار انتخاب شده است. دبی جرمی جریان در ورودی اولیه مقدار  $0.018$  کیلوگرم بر ثانیه و دمای سکون  $306$  کلوین بوده است. در دیواره‌ها، شرط عدم لغزش برای معادلات مومنتم و آدیباتیک برای معادله انرژی استفاده شده است.

در زمینه تحلیل و بررسی عملکرد اجکتورها، چه به تنهایی و چه در چرخه تبرید، کارهای زیادی توسط محققین انجام شده که برخی در شرایط کارکرد [۴-۱]، برخی در زمینه هندسه اجکتور [۵-۷]، برخی در زمینه سیال عامل [۸-۱۴]، برخی در نظریه‌ها و پدیده‌های حاکم [۱۵-۱۸] و برخی در تحلیل انرژی [۱۹] می‌باشد که برخی از این تحلیل‌ها همراه با بررسی‌های آزمایشگاهی بوده‌اند. از جمله کارهای تحلیل عددی می‌توان به پاتانکار و اسپالدینگ [۲۰] اشاره کرد که از الگوریتم SIMPLE و روش حجم محدود در شبکه جابجا نشده استفاده کردند ولی در روش آنها یک میدان موج در روند حل تولید می‌شد. ری [۲۱] دو مولفه سرعت به نام‌های سرعت جابجا شونده و سرعت جابجاکننده را در الگوریتم عددی خودشان معرفی نمودند که مشکل میدان موج را توانستند برطرف کنند. یک نظریه اجکتور توسط ماندی [۲۲] ارائه شد که با فرض دو جریان جداگانه اولیه و ثانویه وابسته است. جریان ثانویه بعد از کشیده شدن به داخل بخش همگرایی دیفیوزر به سرعت صوت رسیده و یک شوک ترمودینامیکی و اختلاط در انتهای مخلوط همگرا بوجود آورده که باعث تشکیل یک جریان اختلاطی مافوق صوت و سپس یک شوک در جریان اختلاطی و در نهایت جریان مخلوط مادون صوت می‌شد. سان [۲۳] مدل‌های ریاضی و طراحی اجکتورهای جت را توسعه دادند. 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. از نتایج تجربی هونانگ [۲۴] یک مقدار بحرانی برای فشار خروجی اجکتور تعیین شد که فشار بیشتر از آن منجر به انحطاط سریع عملکرد اجکتور می‌شد. شبیه‌سازی‌های عددی و کارهای تجربی گوناگون و متعددی روی اجکتورها صورت گرفته است [۲۵-۲۹].

پارامترهای هندسی، ساختاری و مشخصه‌های هیدرودینامیکی هم توسط محققانی مورد مطالعه قرار گرفته است [۳۰-۳۳]. از جمله پاور [۳۴] که داده‌های تجربی آن برای طراحی اجکتور مورد استفاده قرار می‌گیرد. بالامورگان [۳۵] نشان داد که نسبت بهینه‌ای برای مساحت نازل به مساحت گلوگاه وجود دارد که در آن میزان مکش بیشینه است. ژبو [۳۶] ارتباط نسبت مکش را با موقعیت خروجی نازل و شتاب جریان اولیه در محفظه اختلاط بررسی کرد. نظریه اختلاط در فشار ثابت برای اولین بار توسط کنان [۳۷] ارائه شد. آنها فشار جریان را در محفظه اختلاط تا بخش سطح مقطع ثابت، یکسان در نظر گرفتند. براساس این نظریه، رگداکیس و الکسیس [۳۸] یک مدل اجکتور دو فازی با در نظر گرفتن خواص واقعی ارائه کردند. کاپروآنی [۳۹] با اعمال تأثیر اصطکاک و بازده انرژی، مدل جامعی ارائه کردند. سلوارچ [۴۰] با بررسی اثر ابعاد اجکتور مشاهده کردند که دمای ژنراتور، تبخیرکن و چگالنده در عملکرد اجکتور، تأثیر به‌سزایی دارد و با انتخاب مناسب این دماها می‌توان برای اجکتور، به بالاترین مقدار ضریب عملکرد دست یافت.

اکثر مطالعات انجام شده به مطالعه پارامتری تأثیر ابعاد هندسی، تفاوت در جایگاه نازل و بررسی تأثیر فشار خروجی پرداخته‌اند. در این پژوهش به شبیه‌سازی عملکرد یک اجکتور پرداخته شده است و برای اولین بار، تأثیر فشار ثانویه بر عملکرد اجکتور بررسی شده است. مقدار مناسب فشار ثانویه طوری بدست آمده که نسبت مکش و تابع انرژی

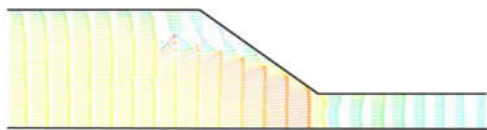


شکل ۴- فشار استاتیک حاصل از حل عددی با نتایج آزمایشگاهی و تحلیلی کومار [۴۱] در راستای خط مرکز

### ۳- تحلیل جریان درون اجکتور

برای بررسی اثر فشار جریان ثانویه، چند فشار ورودی ثانویه مختلف در محدوده فشارهای ۰/۸، ۱، ۱/۲، ۱/۴، ۱/۵ و ۱/۵ بار بررسی و تحلیل شده است. برای این منظور دبی جرمی ورودی اولیه ثابت و منطبق بر نتایج تجربی و مقدار آن برابر ۰/۱۸ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته می‌شود. طبق نتایج عددی بدست آمده، با افزایش فشار ورودی ثانویه، نسبت مکش افزایش می‌یابد. یعنی دبی جرمی سیال مکش شده ثانویه، با افزایش فشار آن نسبت به دبی جرمی سیال اولیه افزایش می‌یابد. مقادیر نسبت مکش به ازای فشارهای ثانویه ۱، ۱/۲، ۱/۴ و ۱/۵ به ترتیب ۲۹/۶، ۳۶، ۴۸/۷ و ۶۰/۸ درصد بوده و به ازای فشار ثانویه ۰/۸، جریان برگشتی رخ می‌دهد.

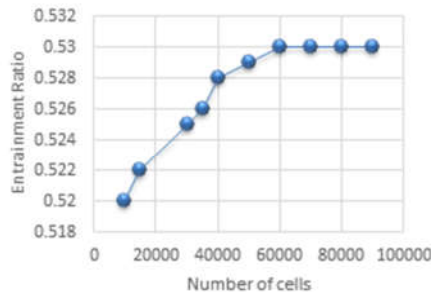
جریان برگشتی در ناحیه اختلاط دو جریان به علت وجود ناحیه پرفشار در این ناحیه رخ داده و باعث ایجاد تغییر در الگوی جریان در ناحیه اختلاط می‌شود. در این تحقیق که به بررسی عملکرد دستگاه اجکتور در فشارهای مختلف ورودی ثانویه پرداخته شده است، در فشارهای پایین اعمال شده به دستگاه (۰/۸ بار)، همانطور که در شکل ۵ بردارهای سرعت نمایش داده شده است، جریان به سمت ورودی ثانویه برگشته و این پدیده مبین جریان برگشتی در اجکتور می‌باشد. علت به وجود آمدن این پدیده پایین بودن مومنتوم سیال ورودی ثانویه و مهمتر از آن وجود ناحیه پرفشار و همچنین به وجود آمدن موج ضربه‌ای در ناحیه اختلاط دو جریان می‌باشد. به خاطر ایجاد موج ضربه‌ای، جریان با یک گرادیان فشار نامطلوب مواجه شده که باعث جدایش جریان و تولید یک گردابه می‌شود. این گردابه باعث بازگشت جریان می‌شود. ولی با افزایش فشار اعمال شده ثانویه، این مشکل حل می‌شود. (شکل ۶)



شکل ۵- بردارهای سرعت در ناحیه اختلاط دو جریان ( $P_s = 0.8 \text{ bar}$ )

### ۲-۲- بررسی استقلال نتایج عددی از مش بندی

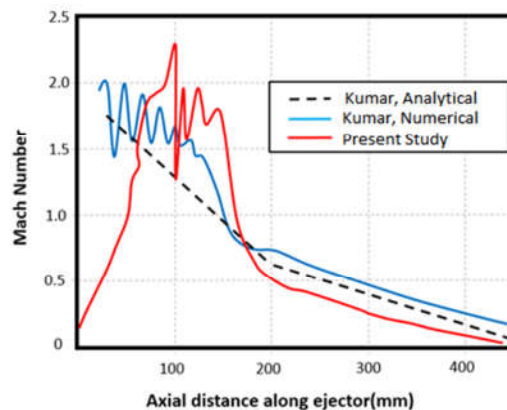
ده مدل در تعداد مشهای مختلف ساخته شده و نتایج بر اساس پارامتر نسبت مکش به دست آمده و مطابق شکل ۲ نمایش داده شده است. نتایج حاکی از آن است که به ازای تعداد بیشتر از ۶۰۰۰۰ المان، تغییر در نتایج بسیار اندک بوده و تاثیری در حل مسئله نخواهد داشت. در نتیجه با توجه به پایداری و ثابت شدن تقریبی نتایج که استقلال نتایج تحلیل را از تأثیرات مش‌بندی نشان می‌دهد، برای کاهش زمان محاسبات از همان تعداد المان استفاده شده است.



شکل ۲- مطالعه استقلال از مش بندی بر مبنای نسبت مکش (۱۱)

### ۲-۳- اعتبارسنجی نتایج عددی

به منظور اعتبارسنجی نتایج حاصل از حل عددی، تغییرات عدد ماخ در راستای مرکز با نتایج تحلیلی کومار مقایسه شده و همچنین تغییرات مقدار فشار استاتیکی در راستای خط مرکز با نتایج آزمایشگاهی کومار مقایسه شده است. مقایسه بین شبیه‌سازی و داده‌های تجربی و نتایج تحلیلی و عددی که در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است، تصدیق بر اعتبار روش شبیه‌سازی عددی مورد استفاده در این پژوهش دارد.

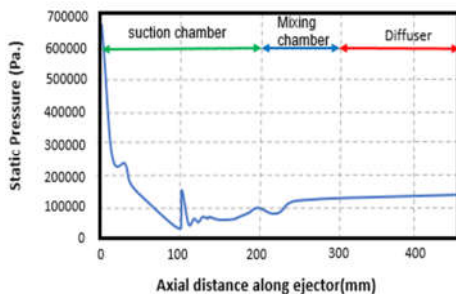


شکل ۳- عدد ماخ حاصل از حل عددی با نتایج تحلیلی و عددی کومار [۴۱] در راستای خط مرکز



شکل ۹- فشار استاتیکی در ون اجکتور در فشار ثانویه ۱/۴ بار

بخار محرک، نازل اولیه را در سرعت مافوق صوت با فشاری بیشتر از فشار اختلاط ترک می‌کند. دنباله‌ی شوک از نوسانات فشار استاتیکی و عدد ماخ در راستای طول اجکتور قبل از ناحیه‌ی اختلاط قابل مشاهده می‌باشد. یک لایه جدایی بین دو جریان اولیه و ثانویه تشکیل می‌شود که بدلیل اختلاف زیاد موجود بین سرعت‌های جریان بخار محرک (جریان اولیه) و بخار ثانویه می‌باشد که این جدایش باعث افزایش سرعت بخار ثانویه تا لحظه‌ی وقوع اختلاط می‌شود. اختلاط کامل بین دو جریان در گلوگاه با سطح مقطع ثابت انجام می‌شود. در این قسمت دنباله‌ی شوک از بین رفته و موج شوک عمودی اتفاق می‌افتد. این اتفاق به دلیل افزایش قابل توجه فشار استاتیکی بعد از زیرصوت شدن سرعت جریان و افزایش فشار در مقطع دیفیوزر می‌باشد.



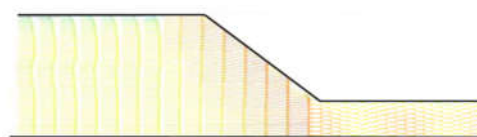
شکل ۱۰- فشار استاتیکی در طول اجکتور مدل شده در شرایط عملکردی آن

نوسانات مشاهده شده در شکل ۱۰ نشان دهنده موقعیت شوک‌های متوالی در طول اجکتور می‌باشد. همچنین نوسان شدید انتهایی که در نزدیکی خروجی گلوگاه تشکیل شده مبین وجود شوک مایل در این مقطع می‌باشد.

برای بررسی عملکرد اجکتورها از پارامترهای مختلفی می‌توان استفاده کرد، اما در پژوهش حاضر از دو پارامتر استفاده شده است، بازده انرژی<sup>۱</sup>، نسبت مکش<sup>۲</sup>.

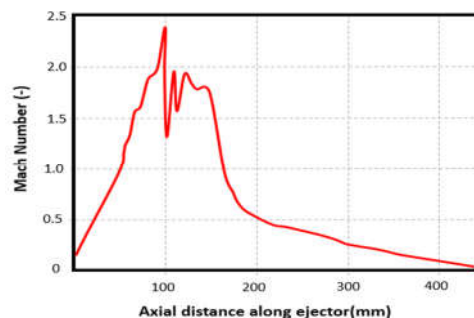
#### ۴- محاسبه نسبت مکش:

نسبت مکش یکی از پارامترهای مهم اجکتور می‌باشد و عملکرد اجکتور با این نسبت سنجیده می‌شود. نسبت مکش به صورت نسبت نرخ جرمی جریان ثانویه  $\dot{m}_s$  به جریان اولیه  $\dot{m}_p$  بیان می‌گردد [۴۱].

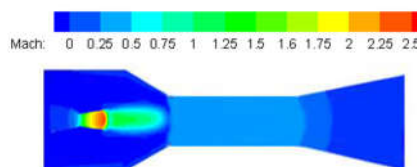


شکل ۶- بردارهای سرعت در ناحیه اختلاط دو جریان (Ps = 1 bar)

مطابق شکل ۷ که تغییرات عدد ماخ در راستای محور تقارن و شکل ۸ که کانتور ماخ را درون اجکتور نشان می‌دهد، در ورودی آن، سرعت پایین بوده، قبل از گلوگاه نازل اولیه، عدد ماخ کمتر از یک و جریان زیرصوت است. در گلوگاه عدد ماخ به یک رسیده و در قسمت واگرایی نازل، سرعت و عدد ماخ افزایش می‌یابد و جریان فراصوت به وجود می‌آید. در خروجی نازل، به دلیل انعکاس امواج ضربه‌ای در خروجی نازل، عدد ماخ کاهش یافته و به طبع آن فشار افزایش می‌یابد. این روند تا قسمت خروجی ادامه یافته و در نهایت سیال با سرعت پایین از دستگاه خارج می‌شود. با کاهش سرعت در راستای مرکزی دستگاه اجکتور، فشار استاتیکی جریان افزایش می‌یابد.



شکل ۷- عدد ماخ در راستای محور تقارن اجکتور در فشار ثانویه ۱/۴ بار



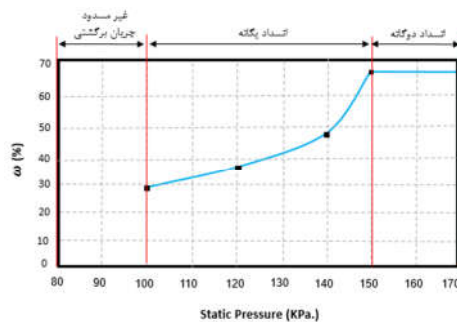
شکل ۸- کانتور عدد ماخ درون اجکتور در فشار ثانویه ۱/۴ بار

شکل ۹ تغییرات فشار در اجکتور را نشان می‌دهد که افزایش فشار در خروجی نازل و پس از شوک قائم در دیفیوزر مشهود است. در ناحیه‌ای از اجکتور که اختلاط رخ می‌دهد، امواج ضربه‌ای همراه با گرادیان‌های شدیدی وجود دارد که اثر آن در ناحیه دورتر مستهلک می‌شود. بعد از ایجاد موج شوک، فشار در مرکز افزایش می‌یابد. این در حالی است که موج ضربه‌ای، اثر ناچیزی روی توزیع فشار در دیواره داشته است. وجود موج انبساطی تأثیر شدیدی روی عملکرد اجکتور دارد زیرا بعد از نازل ابتدایی باید فشار کاهش یافته و ایجاد خلأ کند ولی موج انبساطی باعث افزایش فشار می‌شود.

<sup>1</sup> Exergy efficiency ( $\eta_x$ )

<sup>2</sup> Entrainment ratio ( $\omega$ )

شروع می‌شود که دیگر افزایش فشار، تاثیری بر میزان جریان ثانویه نخواهد داشت و نسبت مکش ثابت باقی می‌ماند. بهترین حالت عملیاتی، حالت بحرانی بوده که شرایط طراحی نامیده می‌شود. در این حالت اجکتور در بیشینه نسبت مکش کار می‌کند.



شکل ۱۱- منحنی عملکرد اجکتور مدل شده نسبت به تغییرات فشار جریان ثانویه

### ۵- محاسبه بازده اگزورزی

از بازده اگزورزی هم برای انتخاب مناسب فشار ورودی استفاده شده است. فشار ورودی ثانویه، وقتی مقدار بهینه خود را دارد که نسبت مکش و بازده اگزورزی ماکزیمم باشد. بازده اگزورزی به صورت نسبت اختلاف اگزورزی بین جریان خروجی  $(\dot{m}_e x_e)$  و ورودی ثانویه  $(\dot{m}_s x_s)$  به اختلاف اگزورزی بین جریان ورودی اولیه  $(\dot{m}_p x_p)$  و جریان خروجی  $(\dot{m}_e x_e)$  تعریف می‌شود [۱۹].

$$\eta_x = \frac{\dot{m}_s(x_e - x_s)}{\dot{m}_p(x_p - x_e)} = \omega \frac{x_e - x_s}{x_p - x_e} \quad (3)$$

در رابطه (۳) مقدار اگزورزی بوده که در ورودی و خروجی از اجکتور بصورت  $x = (h - h_e) - T_e \times (S - S_e)$  بدست می‌آید. در آن  $h$  نشانگر آنتالپی ویژه،  $T$  نشان دهنده دما و  $S$  نشان دهنده آنتروپی ویژه است. شرایط مرجع نیز فشار ۱۰۰ کیلو پاسکال و دمای ۲۵ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.

جدول ۳ مقادیر بازده اگزورزی و نسبت مکش را نسبت به فشارهای ورودی ثانویه نشان می‌دهد. همانگونه که از این جدول مشخص است، اگزورزی با نسبت مکش رابطه مستقیم دارد. بازده اگزورزی از ۱۹/۷٪ به ۳۲/۵٪ رسیده است که این به معنای ۶۴٪ افزایش نسبی در بازده اگزورزی است. بعد از فشار ورودی ثانویه ۱/۵ بار، کاهش بازده اگزورزی مشاهده می‌شود. می‌توان نتیجه گرفت که مقدار فشار ۱/۵ بار برای فشار ورودی ثانویه این اجکتور، یک مقدار بهینه است که بیشترین نسبت مکش و بیشترین بازده اگزورزی را به همراه دارد.

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

مقدار  $\omega$  محاسبه شده از رابطه (۱) با فرض یکسان بودن نسبت وزن مولکولی سیال محرک و سیال مکش یافته و همچنین یکسان بودن دمای این دو سیال است که اگر اختلاف دما و یا وزن مولکولی در آنها وجود داشته باشد، باید مقدار نسبت مکش محاسبه شده، اصلاح گردد.

اجکتوری در حالت بهینه کار می‌کند که با توجه به نوع سیال‌های مورد استفاده و شرایط ترمودینامیکی آنها، مقدار  $\omega$  بیشتری ایجاد کند. هدف اصلی در بررسی حاضر پیدا کردن شرایط کاری اجکتور است که در آن، نسبت مکش بیشینه باشد. مقدار نسبت مکش اجکتور مورد بررسی، با استفاده از شبیه‌سازی عددی محاسبه شده و نسبت به فشارهای ورودی مختلف در جدول ۲ ارائه شده است. در فشار ورودی ثانویه ۰/۸ bar، پایین بودن مومنتوم سیال ورودی ثانویه و اثر موج ضربه‌ای قائم، باعث بروز پدیده جریان برگشتی شده که با افزایش فشار ثانویه، این جریان برگشتی از بین رفته و جریان، منظم‌تر می‌شود. این روند تا فشار ورودی ثانویه ۱/۵ با ادامه می‌یابد ولی همانطور که از جدول ۲ مشخص است، بعد از فشار ۱/۵ بار، افزایش فشار ثانویه نه تنها نسبت مکش را افزایش ندهد بلکه باعث کاهش آن هم شده است.

جدول ۲- تغییرات دبی جریان اصلی و ثانویه و نسبت مکش اجکتور به ازای فشارهای ثانویه مختلف

نسبت مکش (%)	دبی جریان ثانویه (kg/s)	دبی جریان اصلی (kg/s)	فشار ورودی ثانویه (bar)
جریان برگشتی	جریان برگشتی	۰/۰۱۸	۰/۸
۲۹/۶	۰/۰۰۵۳۲۸	۰/۰۱۸	۱/۰
۳۶/۰	۰/۰۰۶۴۸	۰/۰۱۸	۱/۲
۴۸/۷	۰/۰۰۸۷۶۶	۰/۰۱۸	۱/۴
۶۰/۸	۰/۰۱۰۹۴۴	۰/۰۱۸	۱/۵
۶۰/۲	۰/۰۱۰۸۳۶	۰/۰۱۸	۱/۶

در شکل ۱۱ منحنی عملکرد اجکتور نسبت به تغییرات فشار جریان ثانویه نشان داده شده است. بر این اساس جریان درون اجکتور به سه ناحیه انسداد یگانه<sup>۱</sup>، انسداد دوگانه<sup>۲</sup> و غیر مسدود<sup>۳</sup> (جریان برگشتی) تقسیم می‌شود. در ناحیه غیر مسدود به دلیل پایین بودن فشار، جریان برگشتی مشاهده می‌گردد. با افزایش فشار در ناحیه انسداد یگانه جریان ثانویه، افزایش می‌یابد. بتدریج مقدار جریان اولیه در قیاس با دبی جریان ثانویه به قدری کوچک می‌شود که می‌توان فرض کرد جریان کم‌کم رو به انسداد می‌رود. در این شرایط نسبت مکش افزایش می‌یابد. این روند با افزایش فشار تا رسیدن به فشار بحرانی ادامه خواهد یافت. در فشار بحرانی، یک ناحیه انسداد دوگانه

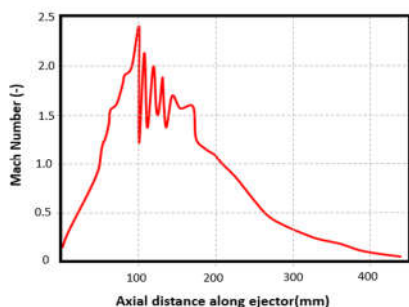
<sup>1</sup> Single choking

<sup>2</sup> Double choking

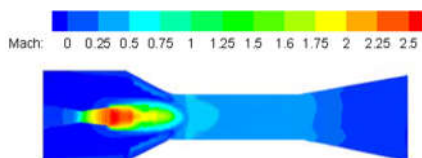
<sup>3</sup> Un-choked

جدول ۳- مقادیر تابع اغزرژی و نسبت مکش بدست آمده نسبت به تغییرات فشار ورودی ثانویه

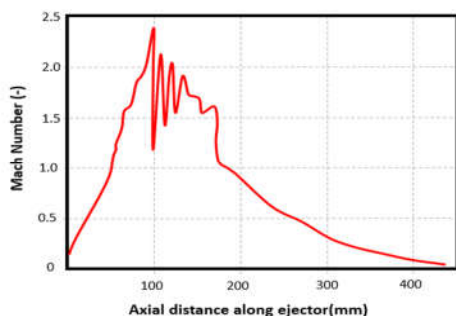
بازده اغزرژی (%)	نسبت مکش (%)	فشار ورودی ثانویه (bar)
جریان برگشتی	جریان برگشتی	۰/۸
۱۹/۷۶۶	۲۹/۶	۱/۰
۲۳/۰۴۲	۳۶/۰	۱/۲
۳۰/۵۵۱	۴۸/۷	۱/۴
۳۲/۵۰۸	۶۰/۸	۱/۵
۳۱/۷۶۴	۶۰/۲	۱/۶



شکل ۱۳- عدد ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ۰/۸ بار

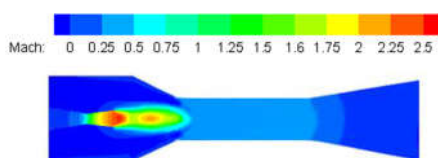


شکل ۱۴- کانتور عدد ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ۱ بار



شکل ۱۵- عدد ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ۱ بار

مطابق شکل ۱۴ که تغییرات عدد ماخ درون تمامی نواحی اجکتور و شکل ۱۵ که تغییرات ماخ را در خط مرکز اجکتور در فشار ورودی ۱ بار نشان می‌دهد، در ورودی اجکتور، سرعت بسیار کم بوده، تا قبل از گلوگاه نازل اولیه اجکتور، عدد ماخ کمتر از یک و جریان زیر صوت است. در گلوگاه عدد ماخ به یک رسیده و در قسمت واگرای نازل، سرعت و عدد ماخ افزایش می‌یابد و جریان فراصوت بوجود می‌آید. در خروجی نازل، سرعت به شدت افزایش و فشار کاهش می‌یابد که خلأ لازم برای مکش جریان را فراهم می‌کند.

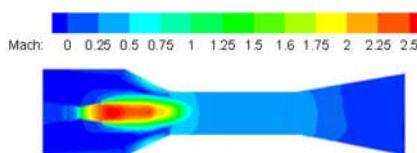


شکل ۱۶- کانتور عدد ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ۱/۲ بار

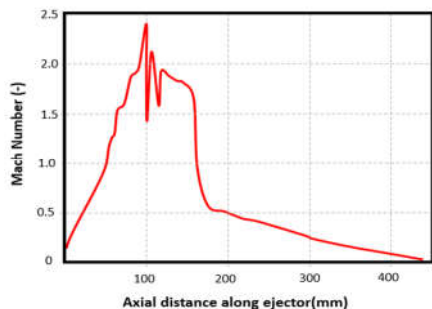
### ۶- تأثیر فشار ورودی ثانویه بر تغییرات ماخ

شکل های ۱۲ تا ۲۱، عدد ماخ به ازای فشار ورودی ثانویه ۰/۸، ۱، ۱/۲، ۱/۴ و ۱/۵ بار را نشان می‌دهند. پدیده شوک در ناحیه اختلاط دو جریان به وجود آمده بطوریکه شدت موج ضربه‌ای حاصل شده به ازای فشار ورودی ثانویه ۰/۸ بار بسیار قوی بوده و باعث اختلال در رژیم جریان شده و جریان برگشتی به وجود می‌آورد. فشار ۰/۸ بار، فشار شکست بوده که برگشت جریان آغاز می‌شود و در فشارهای ثانویه کمتر از آن، این روند تا زمانی که جریان به صورت کاملاً بازگشتی می‌شود، وجود خواهد داشت. در این حالت بردارهای سرعت در شکل ۵ و تغییرات عدد ماخ در شکل ۱۲ نشان داده شده است. در شکل ۱۳ در فاصله بین خروجی نازل تا گلوگاه تغییرات پی در پی در عدد ماخ رخ می‌دهد که این ناشی از امواج انبساطی و متراکم 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 موج ضربه‌ای عمودی در گلوگاه رخ داده و عدد ماخ به کمتر از یک می‌رسد و در قسمت واگرای دیفیوزر، مقدار عدد ماخ به شدت کاهش می‌یابد.

با افزایش فشار ورودی ثانویه، از میزان قدرت موج ضربه‌ای کاسته شده و رژیم جریان منظم‌تر می‌شود (شکل‌های ۱۴ تا ۲۱). با افزایش فشار ورودی ثانویه از شدت موج ضربه‌ای کاسته و چندین موج ضربه‌ای با شدت کم در ناحیه اختلاط به وجود می‌آید و در نهایت این موج‌های ضربه‌ای با دامنه کم به داخل نازل تزریق کشیده می‌شود. همچنین با افزایش فشار ثانویه، محل وقوع شوک مایل نیز به سمت عقب (به سمت نازل اولیه) رانده می‌شود. تا فشار ۱/۵ بار این روند ادامه دارد و در نهایت افزایش بیشتر فشار، باعث از بین رفتن موج شوک مایل می‌شود و نسبت مکش ثابت خواهد ماند. افزایش بیشتر فشار باعث جابجا شدن بیشتر محل وقوع موج شوک مایل به سمت نازل اولیه تا رسیدن به دهانه‌ی نازل می‌شود که باعث ایجاد اختلال در هسته جت اولیه گردیده و باعث می‌شود که جریان اولیه نتواند گسترش پیدا کند و در نتیجه این عامل باعث به عقب راندن جریان اولیه تا رسیدن به ورودی قسمت بخار جذب شده می‌شود.



شکل ۱۲- کانتور عدد ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ۰/۸ بار



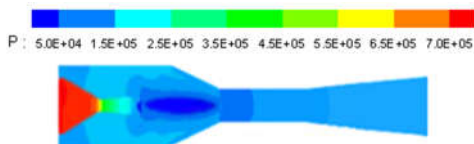
شکل ۲۱- تغییرات عدد ماخ در راستای خط مرکز در فشار خروجی ۱/۵ بار

شکل ۲۰ کانطور عدد ماخ جریان و شکل ۲۱ عدد ماخ در راستای خط مرکز اجکتور در فشار ثانویه بهینه را نشان می‌دهد. در مقایسه با شکل‌های ۱۵، ۱۷ و ۱۹ مشخص است که محدوده شامل موج‌های ضربه‌ای درون اجکتور، کوچکتر شده است. این بدان معناست که با کم کردن از تعداد شوک‌های مایل و کاهش عوامل برگشت‌ناپذیری‌ها، عملکرد اجکتور بهبود پیدا کرده است.

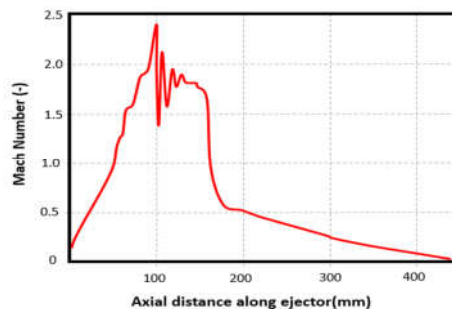
#### ۷- تأثیر فشار ورودی ثانویه بر تغییرات فشار

در بررسی تغییرات فشار استاتیکی، همانطور که انتظار می‌رود، با تغییرات سرعت در مقاطع مختلف دستگاه، فشار سیال نیز متناسب با این تغییرات دچار تغییرات می‌شود. بدین صورت که سیال اولیه با فشار زیاد وارد نازل اولیه شده، و سپس در این نازل شتاب گرفته تا در خروجی نازل، جریان به سرعت مافوق صوت برسد. سیال اولیه در نازل اجکتور، به صورت ایزنتروپیک منبسط می‌شود و با سیال ثانویه در محفظه اختلاط، مخلوط می‌گردد. اختلاط تا قبل از ورود به ناحیه قطر ثابت کامل می‌شود. در این ناحیه بواسطه حضور یک شوک قائم، فشار افزایش می‌یابد و سیال با سرعت زیرصوت به دیفیوزر وارد شده و تا فشار خروجی دیفیوزر، بعد از محفظه اختلاط متراکم می‌گردد. در ادامه کانطورهای فشار استاتیکی به ازای فشارهای مختلف ورودی ثانویه نمایش داده شده است.

با کاهش فشار از فشار بهینه ۱/۵ بار، نسبت مکش کم می‌شود و این روند تا ایجاد جریان برگشتی ادامه می‌یابد. در فشارهای بیشتر از فشار بهینه تأثیر چندانی بر روی نسبت مکش ندارد. بیشتر کردن فشار ثانویه از مقدار بهینه ۱/۵ بار، باعث افزایش فشار اولیه بخار و اتلاف انرژی می‌شود. ارتباط بین تغییرات نسبت مکش و فشار اولیه به اندازه هسته‌ی جت و سطح موثر (گلوگاه فرضی) مربوط می‌شود.

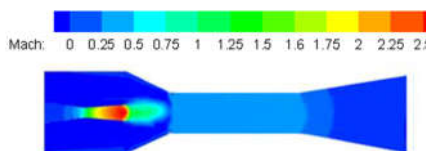


شکل ۲۲- کانطور فشار استاتیکی برای فشار ثانویه ۰/۸ بار

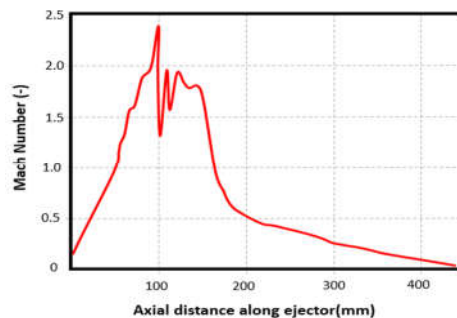


شکل ۱۷- عدد ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ۱/۲ بار

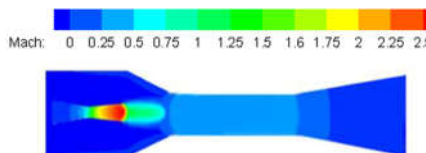
اگر فشار ورودی افزایش یافته و به مقدار ۱/۲ بار برسد، وضعیت جریان بهتر شده و از نوسانات عدد ماخ کاسته می‌شود که در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ نشان داده شده است. در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ که مربوط به فشار ورودی ۱/۴ بار است، این موضوع بطور مشخص‌تر دیده می‌شود.



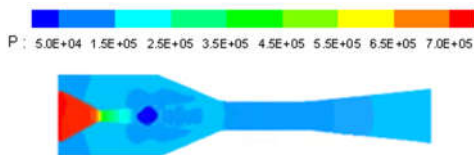
شکل ۱۸- کانطور عدد ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ۱/۴ بار



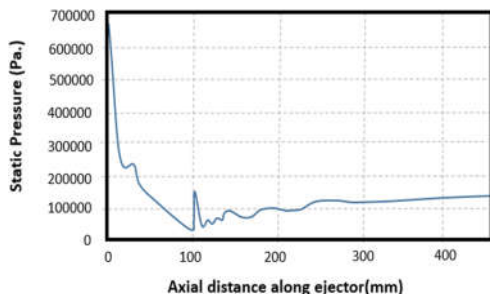
شکل ۱۹- عدد ماخ در راستای خط مرکز در فشار ۱/۴ بار



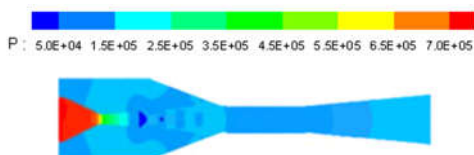
شکل ۲۰- کانطور عدد ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ۱/۵ بار



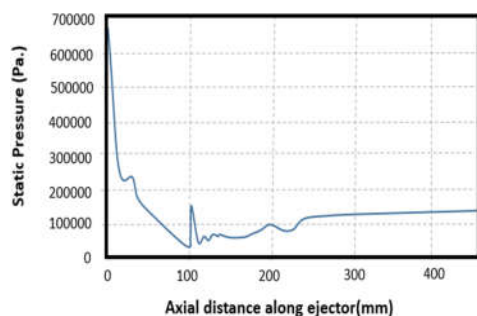
شکل ۲۸- کانتور فشار استاتیکی برای فشار ثانویه ۱/۴ بار



شکل ۲۹- فشار استاتیکی در راستای خط مرکز در فشار ثانویه ۱/۴ بار



شکل ۳۰- کانتور فشار استاتیکی برای فشار ثانویه ۱/۵ بار

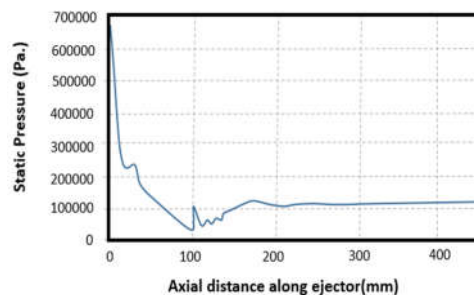


شکل ۳۱- فشار استاتیکی در راستای خط مرکز در فشار ثانویه ۱/۵ بار

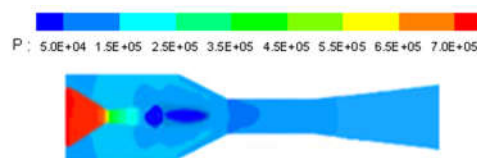
با مقایسه کانتورهای فشار می‌توان مشاهده کرد که افزایش تدریجی فشار، در فشار ثانویه ۱/۵ بار از اواسط قسمت اختلاط سطح مقطع ثابت، شروع شده و تا خروجی دیفیوزر ادامه می‌یابد. اما کانتور فشار در فشار اولیه ۰/۸ بار، افزایش تدریجی فشار از اوایل دیفیوزر شروع می‌شود و تا قسمت انتهایی آن ادامه می‌یابد. به عبارت دیگر افزایش فشار ثانویه باعث شده تا اثرات برگشت ناپذیری‌ها در اجکتور کاهش یابد.

#### ۸- تأثیر فشار ورودی ثانویه بر دما

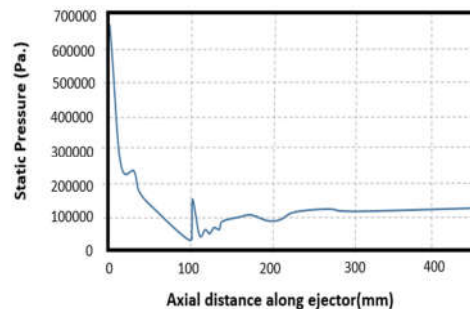
شکل ۳۲ تغییرات دمایی داخل اجکتور را به ازای فشارهای مختلف ورودی، نشان می‌دهد. در فشارهای ثانویه پایین، به علت بالا بودن شدت ضربه موج در ناحیه اختلاط، کانتورهای دمایی نامطلوب



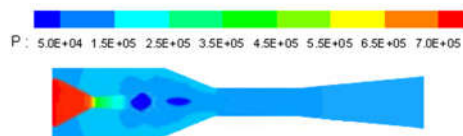
شکل ۲۳- فشار استاتیکی در راستای خط مرکز در فشار ثانویه ۰/۸ بار



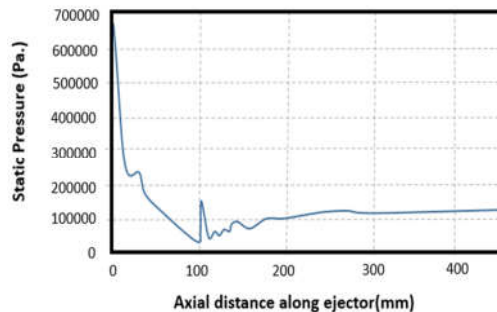
شکل ۲۴- فشار استاتیکی در راستای خط مرکز در فشار ثانویه ۱ بار



شکل ۲۵- فشار استاتیکی در راستای خط مرکز در فشار ثانویه ۱ بار



شکل ۲۶- کانتور فشار استاتیکی برای فشار ثانویه ۱/۲ بار

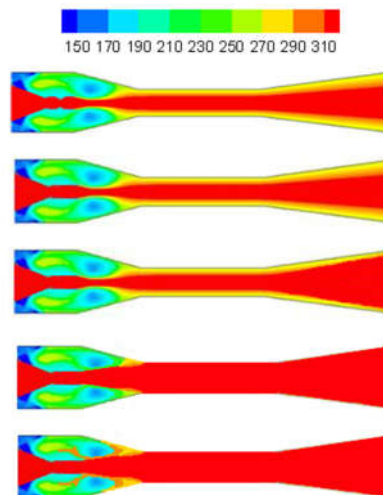


شکل ۲۷- فشار استاتیکی در راستای خط مرکز در فشار ثانویه ۱/۲ بار



- [2] Dahmani A., Aidoun Z., Galanis N., Optimum design of ejector refrigeration systems with environmentally benign fluids, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, No. 8, pp. 1562-1572, 2011.
- [3] AL-Khalidy N., Zayonia, A., Design and Experimental Investigation of an Ejector in an Air-Conditioning and Refrigeration System, *ASHRAE Trans*, Vol. 101, Part 2, pp. 383-391, 1995.
- [4] Hjang B. J., Petrenko V. A., Samofatov I. Y., Shchetinina N. A., Collector Selection for Solar Ejector Cooling System, *Solar Energy*, Vol. 71, No. 4, pp. 269-274, 2001.
- [5] Chen J., Havtun H., Palm B., Investigation of Ejectors in Refrigeration System: Optimum Performance Evaluation and Ejector Area Ratios Perspectives, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 64, No. 1-2, pp. 182-191, 2014.
- [6] Sun D. W., Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems, *Energy*, Vol. 21, No. 10, pp. 919-929, 1996.
- [7] Smierciew K., Gagan J., Butrymowicz D., Application of numerical modelling for design and improvement of performance of gas ejector, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 149, No. 25, pp. 85-93, 2019.
- [8] Selvaraju A., Mani A., Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 5, pp. 827-838, 2004.
- [9] Sun D. W., Eames I. W., Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles, *International Journal of Energy Research*, Vol. 20, No. 10, pp. 871-885, 1996.
- [10] Selvaraju A., Mani A., Analysis of a vapor ejector refrigeration system with environment friendly refrigerants, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 43, No. 9, pp. 915-921, 2004.
- [11] Sun D. W., Eames I. W., Recent Developments in the Design Theories and Applications of Ejector- A Review, *Fuel and Energy Abstracts*, Vol. 36, No. 5, 1995.
- [12] Huang B. J., Chang J. M., Petrenko V. A., and Zhuk, K. B., A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b, *Solar Energy*, Vol. 64, No. 4-6, pp. 223-226, 1998.
- [13] Li X., Wang T., Day B., Numerical analysis of the performance of a thermal ejector in a steam evaporator, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 17-18, pp. 2708-2707, 2010.
- [14] Yu J., Song X., Ma M., Theoretical Study on a Novel R32 Refrigeration Cycle with a Two-Stage Suction Ejector, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, No. 1, 2013.
- [15] Munday J. T. and Bagster D.F., A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration, *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, Vol. 16, No. 4, pp. 442-449, 1977.
- [16] Huang B. J., Chang J. M., Empirical correlation for ejector design, *International journal of Refrigeration*, Vol. 22, No. 5, pp. 379-388, 1999.
- [17] Riffat S. B., Omer S. A., CFD modelling 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.
- [18] Desevaux P., Mellal A., Alves de Sousa Y., Visualization of secondary flow choking phenomena in a supersonic air ejector, *Journal of Visualization*, Vol. 7, No. 3, pp. 249-256, 2004.
- [19] Sorouradin A., Mehr A. S., Mahmoudi S. M. S., Development of new model for prediction the performance of ejector refrigeration cycle, *Modares Mechanical Engineering Journal*, Vol. 12, No. 4, pp. 133-147, 2012. [In Persian]
- [20] Patankar S. V. and Spalding D. B., A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows, *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 15, No. 10, pp. 1787-1806, 1972
- [21] Rhie C., Chow W. L., Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation, *AIAA journal*, Vol. 21, No. 11, pp. 1525-1532, 1983.
- [22] Munday J. T., Bagster D. F., A new ejector theory to steam jet refrigeration, *Journal of The American Chemical Society*, Vol. 16, No. 4, pp. 442-449, 1977.

مشاهده می‌شود. با افزایش فشار ثانویه، رژیم جریان در راستای محور تقارن، بهبود یافته و اختلاط دمایی بهتری صورت می‌گیرد.



شکل ۳۲- کانتور دمایی برای فشار ثانویه به ترتیب از بالا به پایین: ۰/۸، ۰/۱۲، ۰/۱۴ و ۱/۵ بار

#### ۹- نتیجه گیری

در مطالعه حاضر بصورت عددی به بررسی تأثیر پارامتر فشار ورودی ثانویه بر نسبت مکش، اغزرژی و بر رفتار سیال از جمله فشار، دما و عدد ماخ پرداخته شده است. معادلات میدان جریان بوسیله نرم افزار Fluent و با یک مدل تراکم‌پذیر دو بعدی متقارن محوری و آشفتنه حل شده‌اند. بدین منظور فشارهای ورودی ثانویه ۰/۸، ۰/۱۲، ۰/۱۴، ۱/۵ و ۱/۶ بار مورد بررسی قرار گرفته و نتایج حاکی از آن است که به ازای فشارهای ورودی ثانویه کم، بخاطر پایین بودن میزان مومنتوم سیال و همچنین به وجود آمدن موج ضربه‌ای حاصل از جریان ورودی اولیه، جریان برگشتی رخ داده که با افزایش فشار، از اثر این پدیده کاسته شده و رژیم جریان بهتر می‌شود. وجود جریان برگشتی مانع از اختلاط صحیح جریان‌های اولیه و ثانویه می‌شود. با افزایش فشار ورودی ثانویه، از اثر شدت موج ضربه‌ای کاسته شده و اثرات موج ضربه ای با دامنه کم به داخل نازل تزریق اولیه کشیده می‌شود. به منظور یافتن بهترین فشار ورودی ثانویه برای عملکرد بهینه سیستم اجکتور، نسبت مکش و بازده اغزرژی در هر فشار ورودی ثانویه محاسبه شد. مشخص شد که برای هر اجکتور، فشار ورودی ثانویه خاصی وجود دارد که عملکرد اجکتور در فشارهای کمتر از آن، ضعیف‌تر بوده و افزایش فشار ورودی ثانویه به بیشتر از آن مقدار، باعث عملکرد بهتر اجکتور نمی‌شود. همچنین بازده اغزرژی یک تابع مفید برای رسیدن به عملکرد بهینه اجکتور می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. بازده اغزرژی نسبت مستقیم با نسبت مکش اجکتور دارد.

#### ۱۰- مراجع

- [1] Rogdakis E. D., Alexis G. K., Investigation of ejector design at optimum operating condition, *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, No. 17, pp. 1841-1849, 2000.

- [23] Sun D. W., Eames I. W., Recent developments in the design theories and applications of ejectors—a review, *Journal of Energy Institute*, Vol. 68, No. 5, pp. 65–79, 1995.
- [24] Huang, B. J., Chang, J. M., Empirical correlation for ejector design, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, No. 5, pp. 379–388, 1999.
- [25] Wang X. D., Dong J. L., 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.
- [26] Pianthong K., Sechanam W., Behnia, M., Sriveerakul T., Aphornratana S., Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 9, pp. 2556-2564, 2007.
- [27] Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K., 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, No. 8, pp. 823-833, 2007.
- [28] Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K., 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.
- [29] Han Y., Wang X., Sun H., Zhang G., Guo L., Tu J., CFD simulation on the boundary layer separation in the steam ejector and its influence on the pumping performance, *Journal of Energy*, Vol. 167, No. 15, pp. 469-483, 2019.
- [30] Zhu Y., Cai W., Wen C., Li Y., Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 5, pp. 898–905, 2009
- [31] Ji M., Utomo T., Woo J., Lee Y. H., Jeong H. M., Chung H., CFD investigation on the flow structure inside thermo vapor compressor, *Energy*, Vol. 35, No. 6, pp. 2694–2702, 2010.
- [32] Ruangtrakoon N., Aphornratana S., Sriveerakul T., 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.
- [33] Negeed E. S. R., Enhancement of ejector performance for a desalination system, *International Journal of Nuclear Desalination*, Vol. 3, pp. 13, 2009.
- [34] Power, R. B., *steam Jet Ejectors for the Process Industries*, New York: McGraw-Hill, 1994.
- [35] Balamurugan S., Gaikar V. G., Patwardhan A. W., Effect of ejector configuration on hydrodynamic characteristics of gas-liquid ejectors, *Chemical Engineering Science*, Vol. 63, pp. 11, 2008.
- [36] Zhu Y., Cai W., Wen C., Li Y., Numerical Investigation of Geometry Parameters for Design of High Performance Ejectors, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 5, 2008.
- [37] Keenan H., Neumann E., Lustwerk F., *An Investigation of Ejector Designs by Analysis and Experiment*. Massachusetts Institute of Technology, Guided Missiles Program, 1948.
- [38] Rogdakis E., Alexis A., Design and Parametric Investigation of an Ejector in an Air Conditioning System, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20. No. 2, 2000.
- [39] Kairouani L., Elakhdar M., Nehdi E., Bouaziz N., Use of Ejectors in a Multievacuator Refrigeration System for Performance Enhancement, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, No. 6, 2009.
- [40] Selvaraju A., Mani A., Experimental Investigation on R134a Vapor Ejector Refrigeration System, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, 2006.
- [41] Kumar V., Singhal G., Subbarao P. M. V., Study of supersonic flow in a constant rate of momentum change (CRMC) ejector with frictional effects, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 60, pp. 61-71, 2013.