مجله مهندسی مکانیک مدرس، فروردین 1395، دوره 16، شماره 1، ص‌ص 324-332

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی عددی عملکرد اجکتور با نازل اولیه همگرا درمقایسه با نازل اولیه همگرا-واگرا

سپهر قربان زاده[1]، اسماعیل لکزیان[2*]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار

* سبزوار، صندوق پستی 397، e.lakzian@hsu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 17 آبان 1394

پذیرش: 08 دی 1394

ارائه در سایت: 03 بهمن 1394

کلید واژگان:

نازل اولیه

اجکتور هوا

نرخ کشندگی

انرژی مصرفی

چکیده

در این مطالعه، تأثیر استفاده از نازل اولیه همگرا بر عملکرد اجکتور هوای مورد استفاده در سیستم سلول سوختی غشا الکترولیت پلیمری با روش عددی بررسی شده است. شبیه‌سازی با حل معادلات دوبعدی تراکم پذیر ناویراستوکس انجام شده است. به‌منظور تخمین شرایط آشفتگی جریان، از مدل k-ε واقعی شده، بهره گرفته شده است. مقایسه بین نتایج محاسباتی و داده‌های تجربی چاپ شده در یک شرایط خاص عملیاتی برای پارامتر نرخ کشندگی، انطباق خوبی را نشان می‌دهد. اجکتور با نازل همگرا، بطور گسترده‌ای در علوم هوافضا، موتورهای جت و سیستم های سلول سوختی غشا الکترولیت پلیمری استفاده می‌شود. این نوع اجکتورها دارای مزیت‌های فراوانی همچون کاهش سر و صدای جت، جلوگیری از چگالش بخار آب موجود در اجکتور و بهبود عملکرد نازل‌های متداول همگرا-واگرا هستند. تأثیر همگرا شدن نازل اولیه بر روی شرایط جریان و عملکرد اجکتور در بخش-های مختلف آن با توجه به کاربردها و مزیت‌های متعدد، در این مطالعه بررسی شده است. در این مطالعه، بر اساس کاربرد خاص اجکتور با نازل اولیه همگرا در سیستم سلول سوختی غشا الکترولیت پلیمری، بهبود و بهینه‌سازی عملکرد آن هدف تحقیق حاضر قرار گرفته است. بررسی‌های صورت گرفته بصورت جداگانه بر روی اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا نیز اعمال شده و نتایج حاصل با حالت نازل همگرا مقایسه شده‌اند. نتایج نشان می‌دهند که عملکرد اجکتور با تغییر ساختار نازل اولیه بهبود یافته است. این بهبود عملکرد به معنای استفاده بهینه از انرژی مصرفی موجود و افزایش مکش جریان ثانویه در فرایند عملیاتی اجکتور است.

A numerical comparison between ejector performance with convergence and convergence-divergence primary nozzle

Sepehr Ghorbanzadeh, Esmail Lakzian*

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari, Sabzevar, Iran.
* P.O.B. 397 Sabzevar, Iran, e.lakzian@hsu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 08 November 2015
Accepted 29 December 2015
Available Online 23 January 2016

Keywords:
Primary nozzle
Air ejector
Entrainment ratio
Energy consumption

ABSTRACT

In this study, a numerical method is used to investigate the effects of convergence primary nozzle on the air ejector performance used in Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell (PEMFC). Simulations have been performed by solving the compressible form of two-dimensional Navier–Stokes equations. The turbulence model has been employed to estimate the turbulent region. A comparison of the computed results with the published experimental data exhibits agreement in terms of entrainment ratio at defined operating conditions. The ejector with convergence nozzle is widely used in the aerospace science, jet engine and Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell, because it has many advantages such as jet noise reduction, preventing condensation of water vapor inside the ejector and improvement of conventional converging-diverging nozzle. According to several applications and advantages of convergence nozzle, effects of primary converging nozzle on the flow characterization and the ejector performance have been studied at any part of its. Based on particular application of the ejector with convergence primary nozzle in PEMFC, performance improvement is the purpose of this study. The results have been compared with air ejector with convergence-divergence primary nozzle. The results show that the air ejector performance has been enhanced under changing primary nozzle structure. This means that the ejector can consume available energy in its operation processes optimally besides increasing drawn secondary flow.

1- مقدمه

اجکتور یک دستگاه مکانیکی است که به منظور مکش سیال ثانویه، با استفاده از تأثیر ونتوری[1] انرژی فشاری سیال محرک را به انرژی جنبشی تبدیل می‌کند. از ویژگی‌های اجکتور می‌توان به هندسه ساده، عدم وجود عضو متحرک و هزینه پایین تعمیر و نگه‌داری اشاره کرد. این امکانات و سازگاری‌های اجکتور موجب می‌شود که بتوان از این وسیله در بسیاری از کاربردهای صنعتی استفاده کرد. اجکتور از طریق تبادلات مومنتم، جریان

1- Venturi effect

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

S. Ghorbanzadeh, E. Lakzian, A numerical comparison between ejector performance with convergence and convergence-divergence primary nozzle, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 16, No. 1, pp. 324-332, 2016 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.1.22.5]

فشار پایین (جریان ثانویه) را با استفاده از جریان فشار بالا (جریان اولیه) متراکم و به یک جریان فشار متوسط تبدیل می‌کند. با توجه به اهمیت حفاظت محیط زیست، اجکتورها در تکنیک‌های کاهش مصرف و نشر آلودگی‌ها در زمینه‌های صنعتی کارآمد هستند [2,1]. همچنین، یک اجکتور می‌تواند در کاربردهای متفاوتی همچون: سیستم‌های تبرید [4,3]، پمپ‌های حرارتی [5]، سیستم‌های سوخت سلولی[1] [7,6]، سیکل‌های ترمودینامیکی [9,8] و تقویت‌کننده فشار در صنایع گاز طبیعی [11,10] مورد استفاده قرار بگیرد.

مطالعات تئوری برای بررسی عملکرد اجکتور در شرایط عملیاتی مختلف انجام شده است. بر اساس تئوری دینامیک سیالات یک بعدی سرعت جریان‌های اولیه و ثانویه به صورت یکنواخت و در راستای مسیر حرکتشان فرض می‌شوند [13,12]. تأثیر برخی از پارامترهای هندسی نظیر قطر نازل اولیه و قطر محفظه اختلاط را می‌توان به وسیله این مدل‌ها بررسی کرد. این نوع تئوری‌ها به واسطه محدویت‌هایی که در نتیجه فرضیات یک بعدی ایجاد می‌شود، توانایی لازم برای تعیین موقعیت خروجی نازل اولیه[2]، طول محفظه اختلاط و زاویه واگرایی قسمت منبسط کننده را ندارد و تأثیر تعیین‌کننده پارامترهای هندسی بر روی عملکرد اجکتور با مطالعات تجربی [14-20] و عددی [21-23] به منظور دست‌یابی به هندسه‌ای بهینه برای اجکتور در زمینه‌های مختلف صورت گرفته است.

ژی و همکاران [24] به صورت عددی بر روی موقعیت خروجی نازل اولیه و زاویه همگرایی محفظه اختلاط θ کار کرده‌اند. نتایج آنها که از بررسی 210 هندسه و شرایط کاری مختلف حاصل شده‌است، نشان می‌دهد مقدار بهینه موقعیت خروجی نازل اولیه، فقط به قطر گلوگاه محفظه اختلاط وابسته نیست و با افزایش فشار جریان اولیه، مقدار آن نیز افزایش می‌یابد. همچنین عملکرد اجکتور تحت تأثیر زاویه θ بوده و بسیار به تغییرات کوچک θ حساس است و در هنگامی که فشار جریان اولیه افزایش پیدا می‌کند، برای بهبود عملکرد اجکتور، این زاویه باید بزرگ‌تر شود.

هندسه نازل اولیه بر روی جریان اولیه تأثیر زیادی دارد. دبی جرمی و سرعت جریان در خروجی نازل اولیه به ترتیب توسط قطر و نرخ واگرایی نازل اولیه کنترل می‌شود. ناتهاوت و همکاران [25] هشت نازل اولیه با هندسه‌های متفاوت را به صورت تجربی مورد ارزیابی قرار دادند. برای بیشتر نازل‌ها با قطر گلوگاه متفاوت در شرایط عملکرد یکسان، نرخ کشندگی[3] با بزرگ شدن قطر گلوگاه کاهش می‌یابد. با وجود اینکه نازل‌ها با قطر گلوگاه متفات‌دبی‌های جرمی بحرانی مختلفی را از خود عبور می‌دهند، اما نازل‌هایی که نرخ مساحت یکسانی دارند، عدد ماخ[4] خروجی نازل یکسانی دارند. همچنین آنها روش دینامیک سیال محاسباتی را در مطالعه بعدی خود [26] به خدمت گرفته‌اند تا مراحلی که سیال در داخل اجکتور طی می‌کند را توضیح و تأثیر هندسه نازل اولیه را بر روی شرایط عملیاتی اجکتور بخار بررسی کنند. براساس نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده، هندسه بهینه و شرایط عملیاتی مناسب برای اجکتور مذکور حاصل شده است.

لین و همکاران [27] نیز با بهره‌گیری از روش دینامیک سیالات محاسباتی، پارامترهای هندسی بهینه جهت اجکتور را تعیین کردند و به منظور پیدا کردن مقدار بهینه برای زاویه واگرایی نازل اولیه، تأثیر آن را بر نرخ فشار بازیابی (نسبت اختلاف فشار انتهایی اجکتور با فشار جریان ثانویه به فشار جریان ثانویه که به صورت درصد بیان می‌شود) مطالعه کردند. همچنین آنها دریافتند که زاویه واگرایی نازل اولیه یکی از حساس‌ترین پارامترهای هندسی به خصوصیات فشار بازیابی است. ژو و جیانگ [28] با ایجاد یک حفره حلقوی بر روی دیواره نازل اولیه، ساختاری جدید را پیشنهاد دادند. این پیکربندی جدید یک فشار گذرگاهی[5] برای جریان اولیه ایجاد می‌کند. تلفات اصطکاکی زیادی که در نتیجه فرآیند اختلاط این جریان گذرگاهی با توده اصلی جریان اولیه تولید شده است، موجب کاهش دبی جرمی جریان اولیه می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که در شرایط عملیاتی برابر، دبی جرمی جریان اولیه در اجکتور گذرگاهی همواره کمتر از مدل متداول آن است.

همان‌طور که در بالا اشاره شد؛ هندسه نازل اولیه علاوه بر کنترل دبی جریان، می‌تواند بر روی عملکرد اجکتور نیز تأثیر بگذارد. تغییر ساختار نازل اولیه از جمله اقداماتی است که می‌تواند به بهبود عملکرد اجکتور کمک کند. تغییر نازل اولیه از نوع همگرا-واگرا به همگرا را می‌توان در این دسته‌بندی قرار داد. درکنار این موضوع، اجکتورها با نازل اولیه همگرا دارای کاربردهای خاص و منحصر بفرد هستند؛ از جمله این کاربردها، صنایع هوافضا و موتورهای جت می‌باشند. ژو و جیانگ [29] ساختار شوک و مکش را برای اجکتورهایی با نازل همگرا و همگرا- واگرا مورد بررسی قرار دادند. طول موج شوک اولیه توسط روش پردازش تصاویر مورد تحلیل واقع شده و این نتایج بیانگر این موضوع هستند که در طول موج شوک اولیه یکسان، نرخ کشندگی اجکتور با نازل همگرا- واگرا بیشتر از اجکتور با نازل همگرا است. ساختار نازل‌های همگرا می‌تواند با تغییراتی همراه شوند به گونه ای که عملکرد بهتری داشته باشند. کیم و همکاران [30] با اضافه کردن دندانه‌هایی به نوک نازل همگرا، نازل دندانه‌ای[6] را در یک اجکتور به عنوان نازل اولیه مورد استفاده قرار دادند. این تغییر ساختار موجب کاهش دبی جرمی جریان اولیه (کاهش مصرف) و به دنبال آن افزایش نرخ کشندگی شده است.

اجکتورها با نازل اولیه همگرا به واسطه جلوگیری از چگالش بخارآب موجود در اجکتور، بطور گسترده در سیستم سلول سوختی غشا الکترولیت پلیمری[7] استفاده می‌شود. ژو و لی [31] مدل تئوری جدیدی برای نازل اولیه اجکتور مورد استفاده در سیستم سلول سوختی غشا الکترولیت پلیمری، ارائه کردند. مدل آنان نسبت به مدل یک بعدی موجود، در زمینه ارزیابی عملکرد اجکتور دقت بالاتری را دارد. مقصودی و همکاران [6] نیز مقدار بهینه‌ای برای موقعیت خروجی نازل اولیه همگرا اجکتور مورد استفاده در سیستم سلول سوختی غشا الکترولیت پلیمری یافته‌اند؛ بطوری که اجکتور بیشترین مقدار نرخ کشندگی خود را داشته باشد.

حسین‌زاده و همکاران [32] مطالعات خود را بر روی عملکرد اجکتور در سیستم سلول سوختی غشا الکترولیت پلیمری به‌صورت عددی انجام و به پارامترهای هندسی مناسبی برای این نوع اجکتور دست یافتند. برطبق نتایج آنها، برای پارامترهای موقعیت خروجی نازل اولیه همگرا و نسبت قطر آن، مقادیر بهینه‌ای محاسبه شده است که در این حالت اجکتور بیشترین نرخ‌کشندگی را خواهد داشت. مقصودی و همکاران [33] نیز سیستم سلول سوختی غشا الکترولیت پلیمری را به صورت عددی بررسی کردند. در این سیستم از اجکتور با نازل اولیه همگرا استفاده شده است. نتایج آنان نشان می‌دهد؛ در فشار جریان اولیه بالاتر از فشار بحرانی، با افزایش نسبت قطر ناحیه مساحت ثابت، نرخ کشندگی افزایش می‌یابد.

1- Fuel cell system
2- Nozzle exit position (NXP)
3- Entrainment ratio
4- Mach number

5- Bypass
6- Chevron nozzle
7- Polymer electrolyte membrane (PEM) fuel cell

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.1.22.5]

بر اساس تحقیقات ارائه شده، عملکرد بهینه و افزایش نرخ کشندگی در اجکتورها با نازل اولیه همگرا در سیستم سلول سوختی غشا الکترولیت پلیمری بسیار مورد توجه قرار گرفته است. در این راستا در این تحقیق، اجکتور چانگ و همکاران [34] انتخاب و مورد مطالعه قرار گرفت. ساختار نازل اولیه آن از همگرا-واگرا به همگرا تغییر داده شد که این تغییر با هدف بهبود عملکرد اجکتور و افزایش مقادیر نرخ‌کشندگی صورت گرفته است. اعتبار نتایج خروجی از طریق مقایسه مقادیر شبیه‌سازی شده نرخ کشندگی با نتایج تجربی ارائه شده در مرجع [34] نیز بررسی شده و همچنن شرایط جریان عبوری در داخل اجکتور در دوحالت مختلف؛ اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا و اجکتور با نازل اولیه همگرا شبیه‌سازی و مورد تحلیل و مقایسه قرار گرفته است.

افزایش نرخ کشندگی به معنای کاهش انرژی مصرفی (جریان اولیه) و افزایش جریان مکش شده به داخل اجکتور است که در عملکرد اجکتور اهمیت ویژه‌ای پیدا می‌کند.

2- تئوری عملکرد اجکتور

2-1- معیار طراحی اجکتور

عملکرد اجکتور بطور معمول توسط نرخ کشندگی[1] اندازه‌گیری و محاسبه می‌شود که تعریف آن نسبت دبی جریان ثانویه به دبی جریان اولیه است که می‌توان به صورت رابطه (1) نوشت:

$$ER = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \tag{1}$$

نرخ کشندگی یکی از مهم‌ترین پارامترهای طراحی است که به اثربخشی انرژی مربوط می‌شود. مقادیر بالای این نرخ به این معنی است که در شرایط عملیاتی یکسان دبی جریان اولیه کمتری نیاز است که از نازل اولیه عبور کند به عبارت بهتر در دبی جریان اولیه برابر، مقدار جریان ثانویه بیشتری به داخل اجکتور مکش می‌شود. بنابراین افزایش دبی جریان ثانویه و یا کاهش دبی جریان اولیه هردوی آنها می‌توانند به بهبود عملکرد اجکتور کمک کنند..

یکی دیگر از پارامترهای کلیدی در طراحی اجکتور، نرخ تراکم[2] است که به صورت نسبت فشار جریان تخلیه (جریان خروجی از اجکتور) به فشار جریان ثانویه تعریف می‌شود که می‌توان به صورت رابطه (2) نوشت:

$$CR = \frac{P_d}{P_s} \tag{2}$$

نرخ تراکم بر روی قابلیت تراکم پذیری اجکتور تاکید دارد و همچنین فشار تخلیه ای که در هر فشار جریان ثانویه می‌توان به انتهای اجکتور اعمال کرد را محدود می‌کند. فشار تخلیه غالبا به صورت شرط مرزی اعمال می‌شود و بنابراین مقدار ثابتی دارد (مثل فشار اتمسفر) بنابراین نرخ تراکم با کاهش فشار جریان اولیه افزایش پیدا می‌کند و بر عکس.

2-2- شرایط عملکردی

شرایط عملکرد اجکتور به سه مدل مختلف قابل دسته بندی هستند: جفت خفگی[3]، تک خفگی[4] و جریان برگشتی[5]. همان‌طور که در شکل 1 نشان داده شده است، هنگامی که فشار تخلیه پایین‌تر از مقدار بحرانی خودش باشد؛ اجکتور در حالت جفت خفگی عمل می‌کند. در این شرایط هم گلوگاه نازل اولیه و هم بخش مساحت ثابت محفظه اختلاط شرایط خفگی جریان را تجربه می‌کنند. برای موقعیت تک خفگی، خفگی قسمت مساحت ثابت محفظه اختلاط از بین می‌رود و تنها گلوگاه نازل اولیه دچار خفگی است. این شرایط هنگامی رخ می‌دهد که فشار تخلیه بالاتر از مقدار بحرانی خودش باشد. ادامه افزایش فشار تخلیه موجب می‌شود جریان از سمت انتهایی به داخل اجکتور برگشت کند. در این شرایط اجکتور در حالت جریان برگشتی عمل می‌کند. به این نکته باید اشاره کرد که اجکتور بهترین عملکرد خود را در حالت جفت خفگی خواهد داشت.

3- روش حل عددی

جریان یکنواخت و تراکم‌پذیر داخل اجکتور با استفاده از معادلات ناویراستوکس و بر اساس پایستگی جرم، مومنتم و انرژی شبیه سازی شده است. دسته معادلات، با استفاده از حلگر فشار مبنا[6] نرم‌افزار فلوئنت[7] و بر اساس روش حجم محدود[8] به‌صورت ضمنی حل شده‌اند. معادلات آشفتگی[9] با استفاده از روش بالادست مرتبه اول[10] و همچنین معادلات مومنتم، پیوستگی و انرژی با روش بالادست مرتبه دوم[11] گسسته‌سازی شده‌اند.

3-1- معادلات حاکم

در حقیقت جریان سیال در داخل اجکتور یک پدیده سه‌بعدی است، اما به‌دلیل ساختار ساده اجکتور، شبیه‌سازی را می‌توان به‌صورت دوبعدی متقارن انجام داد. فرم استوانه‌ای معادلات حاکم در ادامه ارائه شده است [3]. فرم ناپایدار[12] معادلات حاکم به منظور حل با روش گام زمانی[13] مورد نظر قرار گرفته است. این کار باعث می شود که معادلات برای هر عدد ماخ به‌صورت سهموی – هذلولی باقی بمانند.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(\rho r u_r) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z) = 0 \tag{3}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r\frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z\frac{\partial u_r}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \rho g_r + \mu\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial(r u_r)}{\partial r}\right) + \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}\right)\right] \tag{4}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r\frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z\frac{\partial u_\theta}{\partial z}\right) = \rho g_\theta + \mu\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial(r u_\vartheta)}{\partial r}\right) + \left(\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2}\right)\right] \tag{5}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r\frac{\partial u_z}{\partial r} + u_z\frac{\partial u_z}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial u}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_z}{\partial r}\right) + \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}\right)\right] \tag{6}$$

بطوری که دیورژانس در فرم متقارن را می‌توان به صورت رابطه (7) نوشت:

$$\nabla \cdot u = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(r u_r) + \frac{\partial}{\partial z}(u_z) \tag{7}$$

2-3- مدل آشفتگی

برای پیش‌بینی عملکرد اجکتور، هنگامی که دو جریان در یک منطقه لزج با یکدیگر مخلوط می‌شوند و نمی‌توان با روش‌های ساده غیرلزج یا لزج- غیرلزج

1- Entrainment ratio
2- Compression ratio
3- Double choking
4- Single choking
5- Reversed flow

6- Pressure based
7- Fluent
8- Finite volume
9- Turbulent
10- First order upwind
11- Second order upwind
12- Unsteady
13- Time marching

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.1.22.5]

شرایط را شبیه‌سازی کرد، انتخاب یک مدل آشفتگی مناسب بسیار اهمیت پیدا می‌کند. برخی از پژوهشگران بر روی دقت و توانایی مدل‌های مختلف آشفتگی مطالعه کرده‌اند. حمیدی و همکاران [35] وابستگی رفتار متفاوت مدل‌های آشفتگی k-ε و k-ω-sst به فشار جریان اولیه را گزارش دادند. آنها دریافتند که k-ω-sst در فشارهای بالا، بطور قابل توجهی نرخ کشندگی را بیشتر پیش‌بینی می‌کند، اما در فشارهای پایین، این مدل نتایج بهتری را ارائه می‌کند. همچنین گارگان و همکاران [36] با استفاده از روش سرعت‌سنجی تصویر ذرات[1] اقدام به بررسی بصری از جریان عبوری اجکتور کردند. آنان نتایج تجربی را با داده‌های شبیه‌سازی مقایسه کرده و دریافتند که مدل آشفتگی k-ε نسبت به دیگر مدل‌های موجود از دقت و پایداری مناسبی برای پیش‌بینی شرایط جریان عبوری از اجکتور برخوردار است. مدل آشفتگی k-ε واقعی شده که نوع بهبود یافته k-ε است، برای پیش‌بینی جریان در مطالعه حاضر به‌کار گرفته شده است که معادلات آن را می‌توان به صورت روابط (8) و (9) نوشت:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + Src_k \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + Src_\varepsilon \quad (9)$$

بطوری که، پارامترهای Src_k و Src_ε در مرجع [37] ارائه شده است.

در مطالعه حاضر برای حصول اطمینان از مناسب بودن این مدل برای پیش‌بینی شرایط جریان و عملکرد اجکتور، تغییرات نرخ کشندگی نسبت به فشار تخلیه در دو مدل آشفتگی k-ω و k-ε محاسبه و با نتایج تجربی ارائه شده در مرجع [34] مقایسه و در شکل 1 نمایش داده شده است. با توجه به این شکل مدل k-ε نتایج بهتری را ارائه می‌دهد. به‌منظور شبیه‌سازی واقعی از شرایط جریان در نزدیکی دیواره، معادله دیواره استاندارد[2] را انتخاب کرده و همچنین تأثیرات تراکم‌پذیری نیز در نظر گرفته شده است.

3-3- شرایط مرزی

با توجه به وجود دو جریان ورودی و یک جریان خروجی، شرایط فشار ورودی و فشار خروجی به ترتیب برای جریان‌های ورودی و جریان خروجی اعمال شده است. در تمام مطالعه حاضر، فشار جریان اولیه 1.0 مگاپاسکال و فشار جریان ثانویه 0.5 مگاپاسکال درنظر گرفته شده است و فشار جریان خروجی بسته به شرایط جریان بین 0.8 تا 0.4 مگاپاسکال متغیر است. با توجه به قرینه بودن مسئله، فرض تقارن برای محور اجکتور در نظر گرفته و نیمی از مدل مورد نظر، شبیه‌سازی و حل شده است. ضمنا دیواره‌های اجکتور بی-دررو[3] درنظر گرفته شده‌اند.

4-3- شرایط مرزی

با توجه به وجود دو جریان ورودی و یک جریان خروجی، شرایط فشار ورودی و فشار خروجی به ترتیب برای جریان‌های ورودی و جریان خروجی اعمال شده است. در تمام مطالعه حاضر، فشار جریان اولیه 1.0 مگاپاسکال و فشار جریان ثانویه 0.5 مگاپاسکال درنظر گرفته شده است و فشار جریان خروجی بسته به شرایط جریان بین 0.8 تا 0.4 مگاپاسکال متغیر است.

با توجه به قرینه بودن مسئله، فرض تقارن برای محور اجکتور در نظر گرفته و نیمی از مدل مورد نظر، شبیه‌سازی و حل شده است. ضمنا دیواره‌های اجکتور بی‌دررو[4] درنظر گرفته شده‌اند.

1- Particle image velocimetry (PIV)
2- Standard wall function
3- Adiabatic
4- Adiabatic

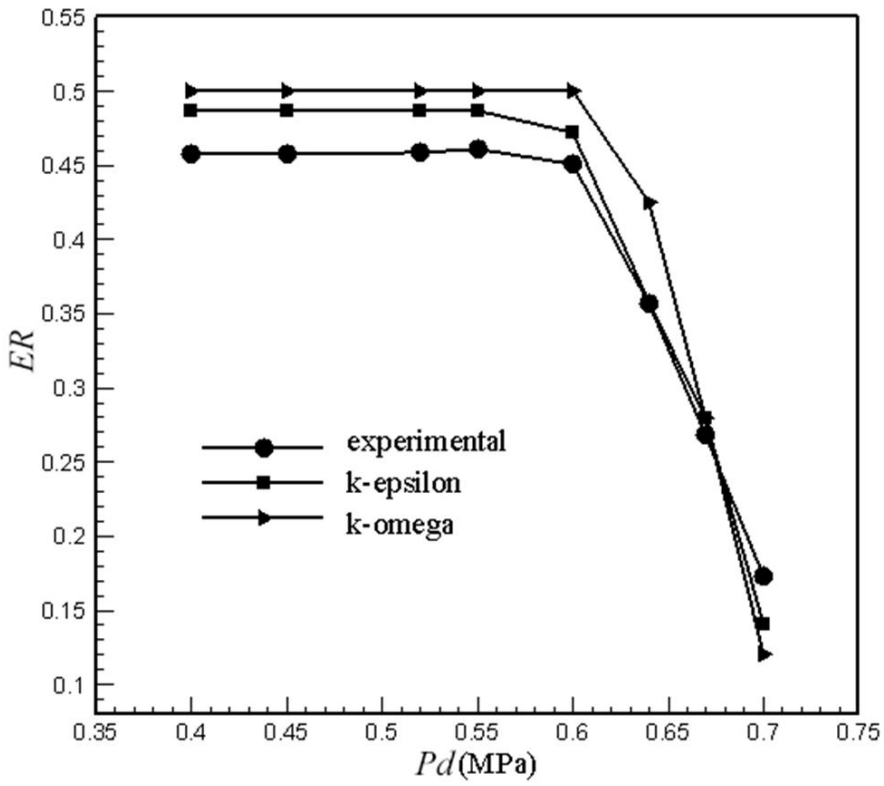

Fig. 1 Entrainment ratio variations with discharged pressure in two different turbulence models

شکل 1 تغییرات نرخ کشندگی نسبت به فشار جریان تخلیه در دو مدل آشفتگی

4- مدل دوبعدی و اعتبار سنجی

به منظور بررسی تأثیر شرایط عملیاتی و پارامترهای هندسی بر روی عملکرد اجکتور، یک مدل دو بعدی اجکتور هوا انتخاب و برای بررسی عددی مورد نظر واقع شده است. این اجکتور هوا توسط چانگ و همکاران [34] ارائه و داده‌های تجربی و دینامیک سیالات محاسباتی آن نیز گزارش شده است.

1-4- هندسه اجکتور

نمایی از اجکتور هوا در شکل 2 نمایش داده شده است. یک اجکتور هوا شامل بخش‌های مهمی از جمله؛ نازل اولیه، محفظه اختلاط و منبسط کننده است که در این شکل نشان داده شده‌اند. در حقیقت نازل اولیه این قابلیت را دارد که جریان مادون صوت اولیه را به جریان مافوق صوت تبدیل کند و بنابراین شرایط خفگی جریان در گلوگاه نازل اولیه رخ می‌دهد. برطبق قوانین گازها، با مافوق‌صوت شدن جریان فشار جریان کاهش پیدا می‌کند، بنابراین منطقه فشار پایین در انتهای نازل اولیه یا ابتدای قسمت محفظه اختلاط ایجاد می‌شود. این شرایط موجب می‌شود که جریان ثانویه به داخل اجکتور کشیده شود و به واسطه اختلاف فشار بین جریان ثانویه و ناحیه اختلاط، شتاب می‌گیرد. جریان کشیده شده از ورودی دوم (ورودی جریان ثانویه) با جریان اولیه طی یک سری تبادلات قوی و پیچیده مومنتم و انرژی ترکیب شده و زنجیره‌ای از شوک‌ها در محفظه اختلاط پدیدار می‌شود.

این جریان ترکیب شده در ادامه متراکم شده و از طریق منبسط کننده به خارج از اجکتور هدایت می‌شود. بطور کلی دو نوع اجکتور هوا وجود دارد؛ فشار ثابت و مساحت ثابت. این دسته‌بندی بر اساس موقعیت جایگذاری نازل اولیه انجام پذیرفته است. در اجکتورهای مساحت ثابت، خروجی نازل اولیه در ابتدا یا در داخل قسمت مساحت ثابت محفظه اختلاط قرار می‌گیرد و تبادلات جریان‌های اولیه و ثانویه در آن قسمت اتفاق می‌افتد. برای اجکتورهای فشار ثابت، نازل اولیه در قسمت همگرایی محفظه اختلاط قرار می‌گیرد و فرض می‌شود که ترکیب دو جریان اولیه و ثانویه در فشار ثابت انجام پذیرد. اجکتورهای فشار ثابت در مقایسه با مساحت ثابت عملکرد بهتری دارند [38]. پارامترهای هندسی اجکتور هوا ارائه شده در مرجع [34] در جدول 1 دسته‌بندی شده است.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.1.22.5]

2-4- شبکه حل

ساختار شبکه‌حل در اجکتور با نازل‌های اولیه همگرا-واگرا و همگرا در شکل‌های 3 و 4 قابل مشاهده است، همان‌طور که دیده می‌شود؛ شبکه حل مربعی برای این مطالعه مورد استفاده قرار گرفته شده است. از آنجایی که تراکم شبکه حل یکی از پارامترهای تأثیرگذار بر روی نتایج عددی است، پس برای اطمینان از پایداری محاسبات و همچنین شبیه‌سازی واقعی از مسئله، استقلال شبکه‌حل باید مورد بررسی واقع شود. بدین منظور مقادیر فشار و سرعت در انتهای نازل اولیه برای تعداد شبکه‌های حل متفاوت اندازه‌گیری شده و در جدول 2 گزارش شده است. بر اساس این جدول هنگامی که دامنه حل شامل 37235 شبکه باشد، نتایج مستقل از تعداد نقاط شبکه خواهند بود. یکی دیگر از پارامترهای تأثیرگذار پارامتر بی بعد Y^+ است که با توجه به مدل آشفتگی تعیین می‌شود. بازه مقدار این پارامتر در مدل k-ε بطور تقریبی بین 300-100 قرار می‌گیرد [39] که در مطالعه حاضر حدود 240 است.

3-4- اعتبار سنجی

برای تایید صحت شبیه‌سازی عددی عملکرد اجکتور هوا، تغییرات نرخ‌کشندگی اجکتور هوا در فشارهای تخلیه مختلف محاسبه شده و با نتایج تجربی و عددی که در مرجع [34] گزارش شده است، مقایسه و در شکل 5 رسم گردید. با مشاهده این شکل می‌توان دریافت که سازگاری و نزدیکی خوبی بین مقادیر محاسبه شده با نتایج تجربی و نتایج عددی حاضر وجود دارد. همان‌طور که در "شکل 5" مشخص است، نتایج شبیه‌سازی شده در مطالعه حاضر، نسبت به نتایج عددی چانگ و همکارانش [34] تطابق بهتری با داده‌های تجربی دارد.

شبکه‌بندی صحیح میدان‌حل، داده‌های ورودی اولیه و نحوه آماده‌سازی شبیه‌سازی[1]، استفاده از تکنیک چند شبکه‌ای کامل[2] جهت شروع حل از سلول‌های کوچکتر و همچنین استفاده از تابع استاندارد بمنظور تخمین شرایط جریان نزدیک دیواره و انتخاب مقدار Y^+ مناسب، از جمله مواردی است که می‌تواند علت برتری نتایج عددی حاضر با نتایج عددی چانگ و همکاران [34] باشد.

5- نتایج و بحث

چانگ و همکاران [34] بطور تجربی و عددی، تنها توانسته‌اند مقدار بهینه‌ای برای موقعیت خروجی نازل اولیه تعیین کنند، بطوری که اجکتور به بیشترین نرخ‌کشندگی خود دست‌یابد. اجکتور معرفی شده توسط آنها، قابلیت استفاده

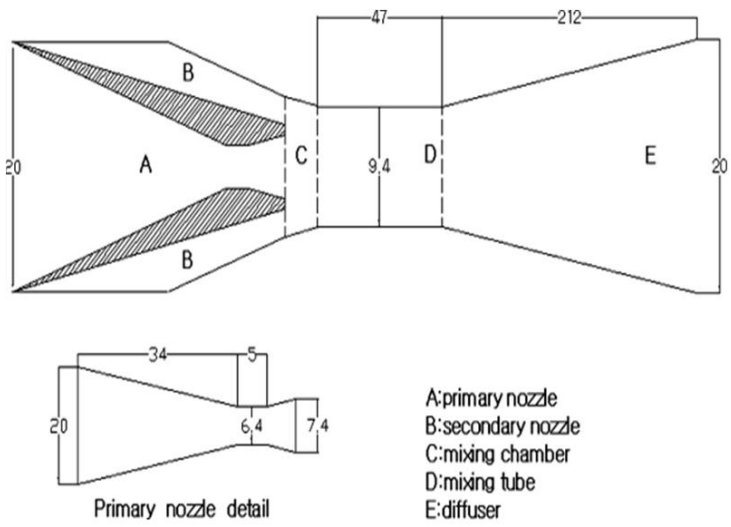

Fig. 2 Ejector and primary nozzle geometry [34]

شکل 2 هندسه اجکتور و نازل اولیه [34]

1- Initialize
2- Full multigird (FMG)

جدول 1 پارامترهای هندسی نازل اولیه [34]

Table 1 Geometrical parameters of air ejector [34]

پارامترها	واحد	مقدار
قطر ورودی نازل اولیه	میلی متر	20.0
قطر خروجی نازل اولیه	میلی متر	7.4
طول همگرایی نازل اولیه	میلی متر	34.0
قطر گلوگاه نازل اولیه	میلی متر	6.4
طول محفظه اختلاط	میلی متر	47.0
قطر محفظه اختلاط	میلی متر	9.4
طول منبسط کننده	میلی متر	212.0
قطر خروجی منبسط کننده	میلی متر	20.0
زاویه واگرایی منبسط کننده	درجه	14.0

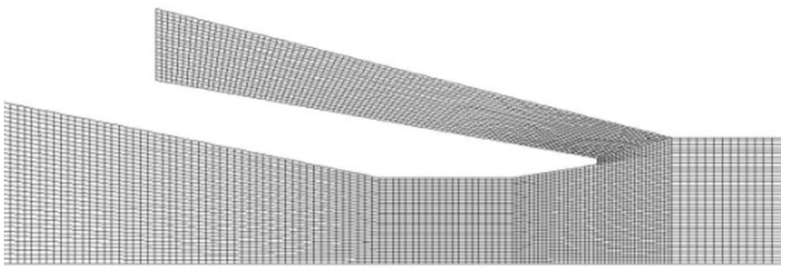

Fig. 3 Structure of generated foursquare mesh

شکل 3 ساختار شبکه حل مربعی شکل ایجاد شده

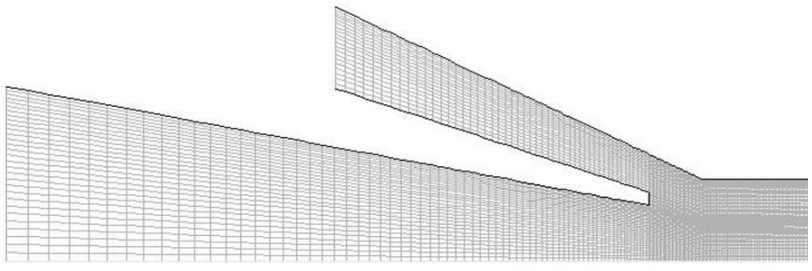

Fig. 4 Structure of generated foursquare mesh inside the ejector with convergence primary nozzle

شکل 4 ساختار شبکه حل مربعی شکل ایجاد شده در اجکتور با نازل اولیه همگرا

جدول 2 تحلیل استقلال از شبکه حل

Table 2 Analysis of grid independence

تعداد شبکه	سرعت (متر بر ثانیه)	اختلاف (%)	فشار (پاسکال)	اختلاف (%)
20824	259.1		474780	
28365	244.1	5.46	495084	4.3
37235	242.1	0.76	489544	1.1
46830	243.6	0.27	489052	0.10

در کاربردهایی نظیر آب شیرین‌کن را دارد. در این نوع کاربردها افزایش نرخ‌کشندگی که هم به معنای کاهش مصرف جریان اولیه و هم به معنای افزایش جریان ثانویه ثانویه هست مورد نظر است.

در این پژوهش سعی برآن شده که ضمن تحلیل اثر تغییر ساختار نازل اولیه بر روی شرایط جریان، عملکرد اجکتور نیز بهبود یابد. در تمامی شرایط مقایسه‌ای بین حالت نازل اولیه همگرا با نازل اولیه همگرا-واگرا صورت گرفته است. همچنین با توجه به کاربرد فراوان اجکتور با نازل اولیه همگرا در صنایع خاص نظیر سیستم‌های سوخت سلولی، تمرکز اصلی این مطالعه بر روی اجکتور با نازل اولیه همگرا و تحلیل شرایط جریان در این نوع از اجکتورها، معطوف شده است.

در کنار نتایج ارائه شده، مقایسه‌ای با اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا نیز صورت گرفته است تا تأثیرات این تغییر ساختاری، بطور مشخص بیان و

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.1.22.5]

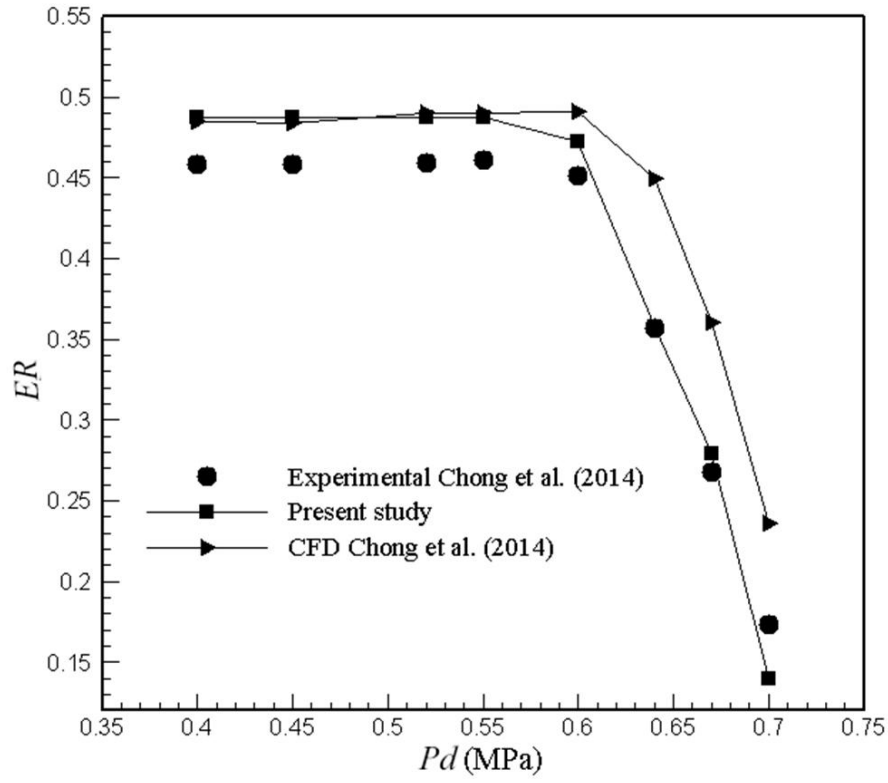

Fig. 5 Comparison of entrainment ratio between calculated value and available results

شکل 5 مقایسه مقادیر محاسبه شده نرخ کشندگی با نتایج تجربی و عددی موجود

به نمایش گذاشته شود.

شکل 6 تغییرات فشار استاتیکی جریان را در طول اجکتور در دو نازل مذکور نمایش می‌دهد. به وضوح قابل مشاهده است که کاهش فشار در انتهای نازل اولیه همگرا نسبت به نازل همگرا-واگرا محسوس نیست. طبق انتظار، به دلیل عدم وجود قسمت واگرایی در نازل اولیه همگرا، کاهش فشار جریان مافوق‌صوت به اندازه نازل همگرا- واگرا نمی‌باشد و مشابه منطقه فشار پایینی که نازل همگرا- واگرا ایجاد کرده است در انتهای نازل همگرا (x=0.045) دیده نمی‌شود. به دلیل وجود بخش واگرایی در نازل اولیه همگرا-واگرا سرعت جریان در خروجی نازل اولیه بیشتر و در نتیجه آن مومنتم جریان نیز بیشتر خواهد بود. افزایش مومنتم جریان و بالا بودن عدد ماخ آن، موجب می‌شود که جریان در داخل اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا شوک مایل قوی‌تری را نسبت به اجکتور با نازل اولیه همگرا، تجربه کند. این افزایش قدرت نیز با توجه به کاهش بیشتر سرعت جریان در انتهای نازل اولیه همگرا-واگرا (x=0.045) نسبت به نازل اولیه همگرا در شکل 7 قابل مشاهده است. در این شکل تغییرات سرعت محوری جریان در راستای اجکتور در دو حالت مختلف نازل اولیه همگرا و همگرا-واگرا رسم شده است. بر اساس شکل 7 سرعت جریان در اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا پس از سری شوک‌های مایل قوی، در سطح پایین‌تری نسبت به اجکتور با نازل اولیه همگرا، قرار می‌گیرد. به واسطه این سطح بیشتر سرعت جریان، مومنتم جریان و در نتیجه آن عدد ماخ جریان افزایش پیدا می‌کند. افزایش مومنتم و عدد ماخ جریان در اجکتور با نازل اولیه همگرا موجب می‌شود که شوک عمودی قوی‌تری در بخش منبسط‌کننده اجکتور با نازل اولیه همگرا نسبت به اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا رخ بدهد. قوی‌تری بودن شوک عمودی، هم در شکل 6 و هم در شکل 7 بطور مشخص قابل مشاهده است. افزایش بیشتر فشار استاتیکی و کاهش بیشتر سرعت جریان، پس از شوک عمودی (x=0.11) به ترتیب در شکل 6 و شکل 7 قوی‌تر بودن شوک عمودی در اجکتور با نازل اولیه همگرا را به وضوح نشان می‌دهد.

قوی‌تر شدن شوک عمودی و حرکت آن به سمت انتهایی اجکتور، موجب می‌شود که اجکتور در فشارهای بالاتری عملیات انجام بدهد. که این موضوع به وضوح در شکل 8 قابل مشاهده است. در شکل 8 مقایسه تغییرات نرخ کشندگی نسبت به فشار انتهایی برای دو اجکتور با نازل اولیه متفاوت رسم شده است. با توجه به این شکل، به دو نکته می‌توان اشاره کرد که افزایش نرخ کشندگی و افزایش فشار بحرانی انتهایی، دو تغییر مثبت در جهت عملکرد اجکتور به شمار می‌آیند.

همچنین با توجه به این شکل نرخ کشندگی از 0.49 به 0.56 ارتقا یافته است که این بدان معناست که به منظور مکش یکسان جریان ثانویه، اجکتور با نازل همگرا میزان دبی جرمی جریان اولیه کمتری مصرف می‌کند و یا در ازای مصرف یکسان از جریان اولیه، اجکتور با نازل اولیه همگرا میزان بیشتری از جریان ثانویه را به داخل خود مکش می‌کند. فشار بحرانی جریان خروجی از 0.62 مگاپاسکال به 0.66 مگاپاسکال افزایش پیدا کرده است که می‌توان نتیجه گرفت، برای بهترین عملکرد اجکتور با نازل اولیه همگرا در مقایسه با اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا، نیازی به کاهش بیش از اندازه فشار که می‌تواند هم هزینه‌بر و دشوار باشد و هم عملکرد اجزای دیگر سیستم را

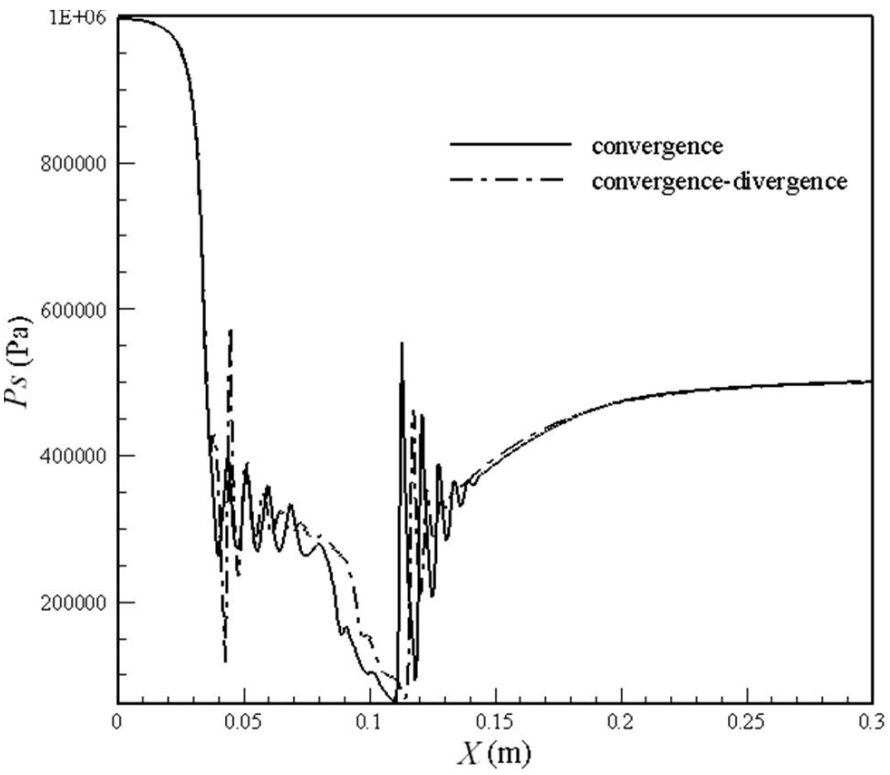

Fig. 6 Static pressure along the ejector's axis with convergence and convergence-divergence primary nozzle

شکل 6 فشار استاتیکی در طول اجکتور با نازل اولیه همگرا و همگرا-واگرا

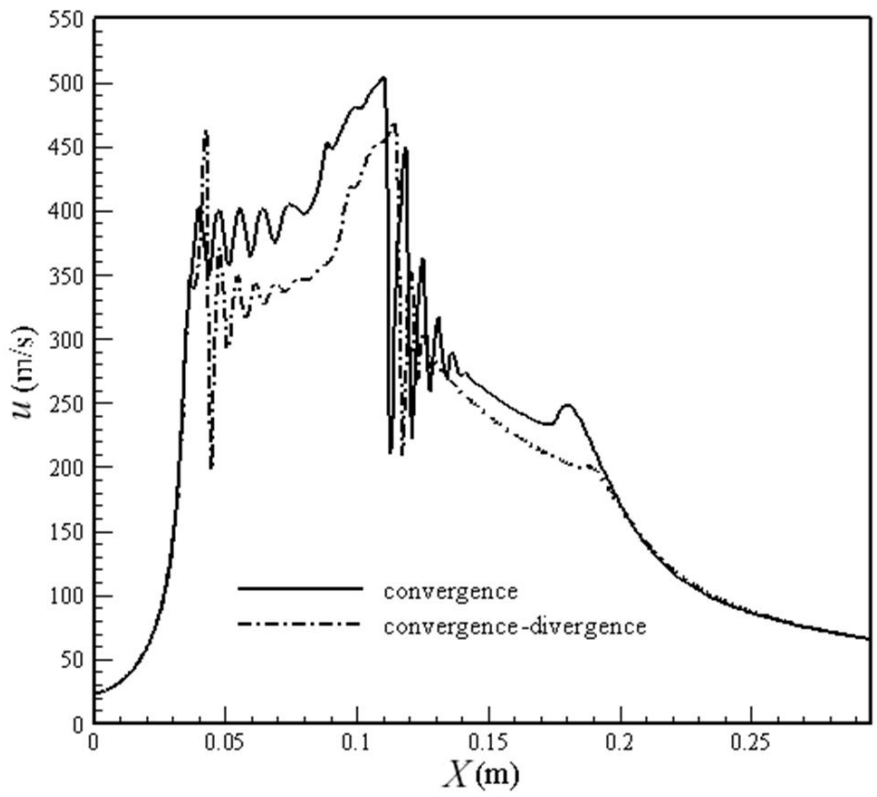

Fig. 7 Flow velocity variations along the axis of ejector with convergence and convergence-divergence primary nozzle

شکل 7 تغییر ات سرعت جریان طول اجکتور با نازل اولیه همگرا و همگرا-واگرا

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.1.22.5]

محدود کند؛ نخواهد بود. افزایش فشار عملیاتی اجکتور که در شکل 8 بطور مشخص نمایش داده شده است، در نتیجه حرکت شوک عمودی به سمت پایین‌دست جریان و افزایش قدرت آن است. (که در شکل‌های 6 و 7 بطور کامل توضیح داده شد)

در ارتباط با توضیح پدیده افزایش نرخ کشندگی، کانتور سرعت برای دو اجکتور مختلف در شکل 9 ارائه شده است. این کانتورها درحالی ارائه می‌شود که هر دو اجکتور در حالت جفت خفگی هستند و فشار جریان اولیه 1 مگاپاسکال، فشار جریان ثانویه 0.5 مگاپاسکال و فشار تخلیه 0.45 مگاپاسکال است. مشاهده می‌شود که هسته جت تولید شده در انتهای نازل اولیه همگرا در مقایسه با نازل اولیه همگرا-واگرا، دارای تفاوت‌هایی است. همان‌طور که قبلا نیز اشاره شد، سرعت جریان در نازل اولیه همگرا-واگرا نسبت به نازل همگرا در سطح بالاتری قرار دارد، لذا مومنتم جریان بیشتر خواهد بود، این موضوع در کانتورهای سرعت شکل 9 نیز قابل مشاهده است. هسته جت ایجاد شده در انتهای نازل اولیه همگرا-واگرا به واسطه این مومنتم بالا و عدد ماخ بیشتر جریان، نسبت به هسته جت ایجاد شده در انتهای نازل اولیه همگرا، بزرگ‌تر و زاویه انبساط بیشتری را دارد.

بزرگ‌تر شدن هسته جت در انتهای نازل اولیه همگرا-واگرا در کنار افزایش زاویه انبساط آن، موجب می‌شود که مساحت موثر (که توسط هانگ [40] بحث شده است) در بخش محفظه اختلاط کاهش پیدا کند و در نتیجه ناحیه ورودی جریان ثانویه در اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا محدودتر شود و در پی آن مقدار جریان ثانویه کمتری به داخل اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا نسبت به اجکتور با نازل اولیه همگرا، کشیده شود. با توجه به ثابت بودن قطر گلوگاه نازل اولیه همگرا و همگرا-واگرا و همچنین عدم تغییر در شرایط بالادست جریان در دو اجکتور مذکور، دبی جریان اولیه عبوری از نازل اولیه همگرا-واگرا و همگرا ثابت باقی خواهد ماند و از آنجایی که دبی جرمی جریان ثانویه مکش شده به داخل اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا نسبت به اجکتور با نازل اولیه همگرا کاهش یافته است، نرخ‌کشندگی در اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا نسبت به اجکتور با نازل همگرا کمتر خواهد بود. تمامی این مسائل را می‌توان به وضوح در شکل 9 مشاهده کرد.

با توجه به شکل 9 هسته جت در ابتدای بخش منبسط کننده در اجکتور

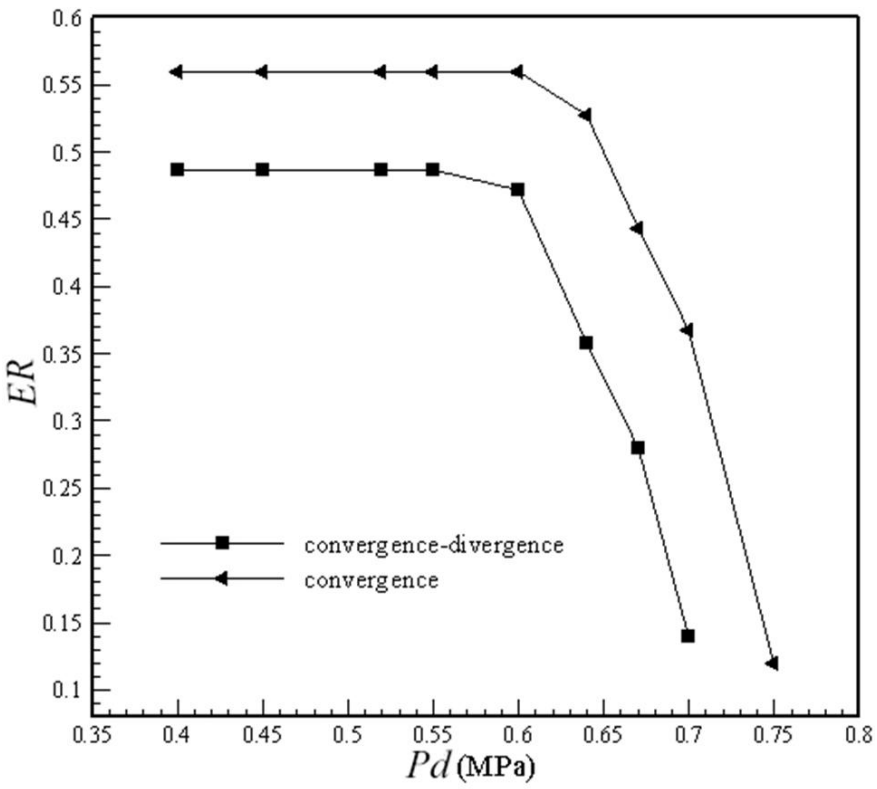

Fig. 8 Comparison of entrainment ratio values between ejector with convergence and convergence-divergence primary nozzle

شکل 8 مقایسه مقادیر نرخ کشندکی بین اجکتور با نازل اولیه همگرا و همگرا-واگرا

با نازل اولیه همگرا نسبت به اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا بزرگ‌تر و با زاویه انبساط بیشتری تولید می‌شود که در پی آن جریان مخلوط شده شوک عمودی قوی‌تر را تجربه می‌کند که این موضوع نیز در شکل 6 با افزایش بیشتر فشار استاتیکی جریان و شکل 7 با کاهش بیشتر سرعت جریان قابل مشاهده است.

همان‌طور که قبلا به آن اشاره شد؛ شوک عمودی در حالتی که اجکتور از نازل همگرا استفاده می‌کند، قوی تر است. این پدیده را می‌توان با دقت به شکل 9 تحلیل کرد. مشاهده می‌شود که در حالت (a) جریان قبل از شوک عمودی نسبت به حالت (b) مومنتم بیشتری دارد و لذا در پی آن شوک عمودی قوی‌تری را تجربه می‌کند که این قوی بودن شوک را در تغییر سرعت بیشتر مطابق شکل 7 می‌توان مشاهده کرد. این شوک عمودی قوی‌تر، قابلیت تراکم پذیری اجکتور را بالاتر می‌برد و این موضوع باعث می‌شود که اجکتور در فشارهای تخلیه بالاتری عمل کند که این پدیده با دقت بر روی شکل 8 قابل تشخیص است چرا که فشار بحرانی انتهایی اجکتور در حالت نازل اولیه همگرا بیشتر از حالت نازل اولیه همگرا-واگرا است.

برای توضیح بیشتر، کانتورهای فشار استاتیکی جریان ترکیب شده داخل دو اجکتور مذکور با نازل اولیه همگرا و همگرا-واگرا در شکل 10 ارائه شده است. از جمله نکاتی که در این شکل مشخص است، سری شوک‌های مایل بعد از نازل اولیه می‌باشد که به وضوح مشاهده می‌شود؛ در اجکتور با نازل اولیه همگرا سری شوک‌های مایل قوی‌تر و با دامنه گسترش وسیع‌تری نسبت به اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا وجود دارد که این موضوع نیز در شکل 6 و در شکل 7 با توجه به نوسان بیشتر به ترتیب فشار استاتیکی و سرعت محوری جریان ترکیب شده در داخل اجکتور با نازل اولیه همگرا، کاملا قابل تشخیص و مشاهده است.

نکته دیگری که قبلا نیز به آن اشاره شد، قوی‌تر بودن شوک عمودی در اجکتور با نازل اولیه همگرا است که به واسطه بالاتر بودن مومنتم جریان ترکیب شده در این اجکتور نسبت به اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا، اتفاق می‌افتد. این پدیده با بزرگ‌تر شدن هسته جت در داخل منبسط کننده در شکل 10 کاملا مشخص است. هسته جت تولید شده در بخش منبسط کننده در اجکتور با نازل اولیه همگرا نسبت به اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا نسبتا بزرگ‌تر و قوی‌تر (با توجه به رنگ کانتورها) است که شوک عمودی قوی‌تری را موجب می‌شود. همان‌طور که قبلا نیز به‌آن اشاره شد، در انتهای نازل اولیه همگرا-واگرا ناحیه کم‌فشارتری نسبت به نازل اولیه همگرا ایجاد می‌شود که این موضوع نیز (با توجه به رنگ کانتورها) در شکل 10 قابل مشاهده است.

6- نتیجه‌گیری

در این مطالعه تأثیر جایگذاری نازل همگرا به عنوان نازل اولیه اجکتور هوا بر روی عملکرد آن به صورت عددی بررسی شده است. این نوع اجکتور در سیستم سلول سوختی غشا الکترولیت پلیمری مورد استفاده قرار می‌گیرد و لذا کاهش جریان اولیه مصرفی و افزایش جریان ثانویه مکش شده بخشی از بهبود عملکرد اجکتور محسوب می‌شود. بنابراین این پژوهش با هدف افزایش نرخ کشندگی انجام پذیرفته است.

همچنین پارامترهای عملکرد و شرایط جریان با حالتی که نازل اولیه همگرا-واگرا باشد، نیز مورد مقایسه و تحلیل قرار گرفته است. همچنین پارامترهای عملکرد و شرایط جریان با حالتی که نازل اولیه همگرا-واگرا باشد، نیز مورد مقایسه و تحلیل قرار گرفته است. برای توضیح و تحلیل بیشتر،

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.1.22.5]

نمودارها و کانتورهایی از شبیه سازی جریان ارائه شده که نتایج آن به طور خلاصه به شرح زیر است:

- اجکتور با نازل اولیه همگرا قابلیت ایجاد ناحیه فشار پایین در ابتدای محفظه اختلاط را ندارد.
- اجکتور با نازل اولیه همگرا قابلیت ایجاد ناحیه فشار پایین در ابتدای محفظه اختلاط را ندارد.
- به واسطه سرعت پایین‌تر جریان نسبت به حالت همگرا-واگرا شوک مایل ضعیف‌تری را تجربه می‌کند و در نتیجه آن سرعت در ادامه مسیر در سطح بالاتری قرار می‌گیرد و در ناحیه منبسط‌کننده به دلیل بالابودن مومنتم جریان شوک عمودی قوی‌تری را تجربه می‌کند.
- اجکتور با نازل اولیه همگرا، نرخ کشندگی بالاتری نسبت به اجکتور با نازل همگرا-واگرا دارد و این موضوع به دلیل سطح موثر بیشتری است که در محفظه اختلاط اجکتور با نازل همگرا ایجاد شده است.
- اجکتور با نازل اولیه همگرا، در فشارهای انتهایی بالاتری نسبت به اجکتور با نازل اولیه همگرا-واگرا کار می‌کند که این قابلیت تراکم‌پذیری بالا به واسطه شوک عمودی قوی‌تر است که جریان تجربه می‌کند.

وجود نازل اولیه همگرا در اجکتور در کاربردهای خاص مزیت‌های مخصوص به خود را دارد، در این مطالعه استفاده از نازل اولیه همگرا، اجکتور را قادر ساخت که در عین حالی که نیازی به کاهش بیش از اندازه فشار در انتهای آن نباشد، برای مکش جریان ثانویه یکسان مصرف انرژی (جریان اولیه) خود را کاهش دهد و به عبارت بهتر با میزان مصرف انرژی یکسان می‌تواند جریان ثانویه بیشتری را مکش کند.

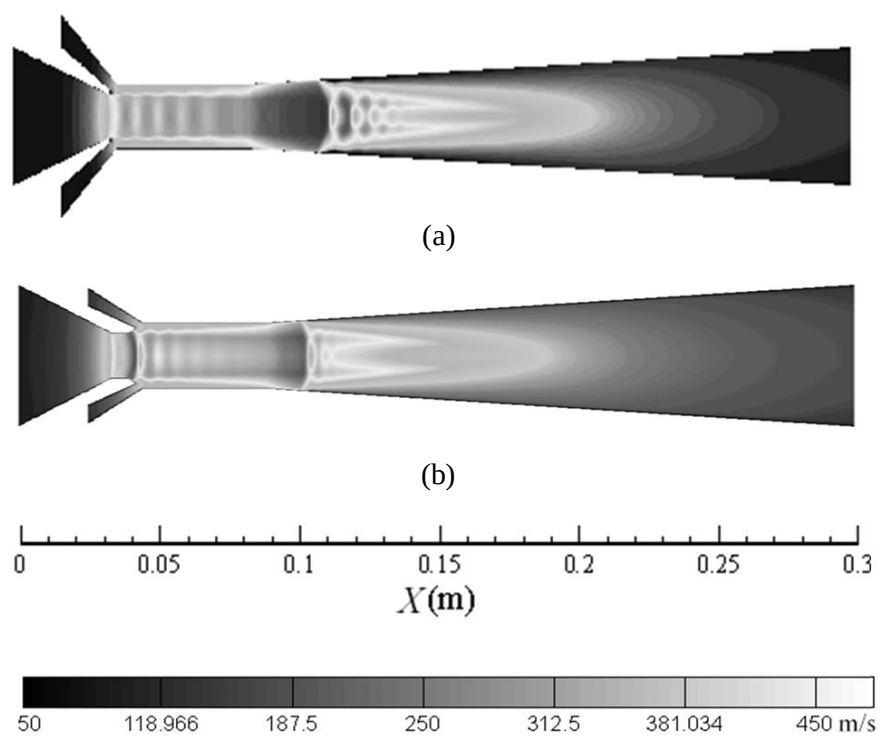

Fig. 9 Velocity contours for ejector with a) convergence b) convergence-divergence primary nozzle

شکل 9 کانتورهای سرعت برای اجکتور با نازل اولیه a) همگرا b)همگرا-واگرا در حالت جفت خفگی

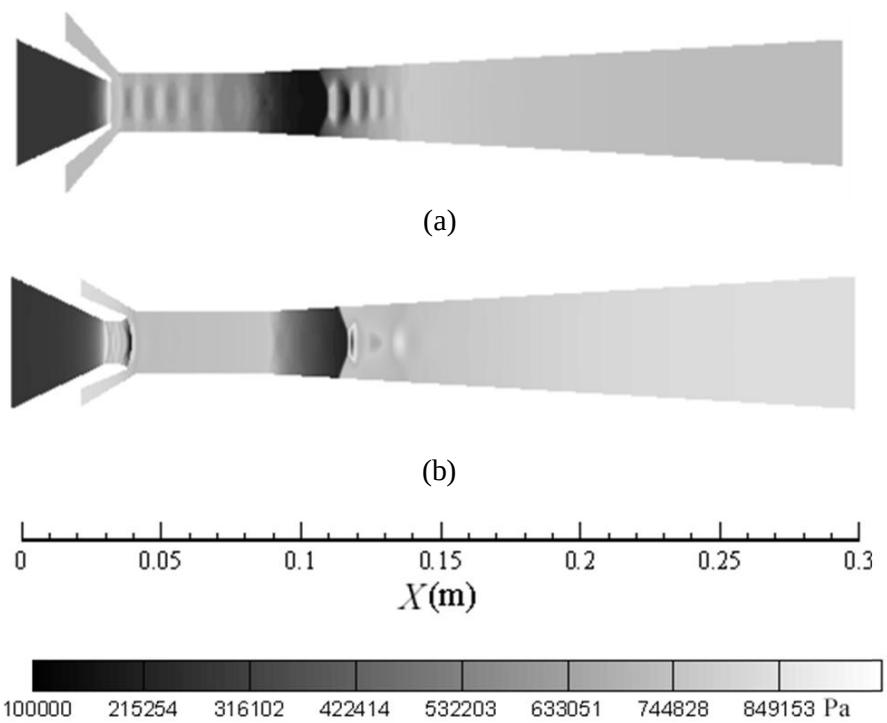

Fig. 10 Static pressure contours for ejector with a) convergence b) convergence-divergence primary nozzle

شکل 10 کانتورهای فشار استاتیک برای اجکتور با نازل اولیه a) همگرا b)همگرا-واگرا در حالت جفت خفگی

7- فهرست علایم

CR	نرخ تراکم
E	انرژی کل (J)
ER	نرخ کشندگی
k	هدایت حرارتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kgs^{-1})
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
r	راستای شعاعی
T	دما (K)
t	زمان (s)
u	سرعت(ms^{-1})
X	طول اجکتور
z	راستای محوری

علایم یونانی

μ	لزجت دینامیکی (kgm-1s-1)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
τ	تانسور تنش (Pa)
θ	راستای زاویه ای (deg)

زیرنویس‌ها

d	جریان خروجی
p	جریان اولیه
S	استاتیک
s	جریان ثانویه

8- مراجع

[1] D. W. Sun, I. W. Eames, Recent developments in the design theories and applications of ejectors: a review, *Journal of the Institute of Energy*, Vol. 68, No. 475, pp. 65–79, 1995.

[2] N. Sharifi, M. Sharifi, Reducing energy consumption of a steam ejector through experimental optimization of the nozzle geometry, *Energy*, Vol. 66, No. 1, pp. 860-867, 2014.

[3] A. Omidvar, M. Ghazikhani, M. R. M. Razavi, CFD study of a variable geometry ejector using R600a to detect optimal geometry for ejector refrigeration system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 227-237, 2014. (in Persian فارسی)

[4] D. Aghazadeh Dokandari, S. M. Seyyed Mahmoudi, A. Setayesh Hagh, Thermodynamic analysis and optimization ofa novel ejector- cascade refrigeration cycle, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 7, pp. 85-93, 2014. (in Persian فارسی)

[5] M. Xing, J. Yu, X. Liu, Thermodynamic analysis on a two-stage transcritical CO2 heat pump cycle with double ejectors, *Energy Conversion and Management*, Vol. 88, No. 1, pp. 677–683, 2014.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.1.22.5]

[6] A. Maghsoodi, E. Afshari, H. Ahmadikia, Optimization of geometric parameters for design a high-performance ejector in the proton exchange membrane fuel cell system using artificial neural network and genetic algorithm, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 71, No. 1, pp. 410-418, 2014.
[7] M. Dadvar, E. Afshari, A. Khademolhosseini, Studying the amount and how to increase the efficiency of the PEM fuel cell system as a result of employing ejector in fuel supply circuit, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 13, pp. 59-66, 2014. (in Persian فارسی)
[8] X. G. Li, Q. I. Zhang, X. J. Li, A Kalina cycle with ejector, *Energy*, Vol. 54, No. 1, pp. 212-219, 2013.
[9] M. Yari, A. S. Mehrb, S. M. S. Mahmoudi, Thermodynamic analysis and optimization of a novel dual-evaporator system powered by electrical and solar energy sources, *Energy*, Vol. 61, No. 1, pp. 646-656, 2013.
[10] D. T. Chong, J. J. Yan,G. S. Wu, J. P. Liu, Structural optimization and experimental investigation of supersonic ejectors for boosting low pressure natural gas, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 14, pp. 2799–2807, 2009.
[11] Chen W. X, Yan J. J, Chong D. T, Liu J. P, Numerical optimization on the structural parameters of natural gas ejectors, *International Journal of Thermal Sciences* , Vol. 50, No. 8, pp. 1554-1561, 2011.
[12] J. He, S. Y. Choe, C.O. Hong, Analysis and control of a hybrid fuel delivery system for a polymer electrolyte membrane fuel cell, *Journal of Power Sources*, Vol. 185, No. 2, pp. 973-984, 2008.
[13] J. G. Valle, J. M. Jabardo, F. C. Ruiz, J. S. Alonso, A one dimensional model for the determination of an ejector entrainment ratio, *International Journal Refrigeration*, Vol. 35, No. 4, pp. 772-784, 2012.
[14] D. A. Pounds, J. M. Dong, P. Cheng, H. B. Ma, Experimental investigation and theoretical analysis of an ejector refrigeration system, *International Journal of Thermal Sciences*., Vol. 67, No. 1, pp. 200-209, 2013.
[15] R. Yapici, H. Ersoy, A. Aktoprakoglu, H. Halkaci, O. Yigit, Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio, *International Journal Refrigeration*, Vol. 31, No. 7, pp. 1183-1189, 2008
[16] S. Aphornratana, S. Chungpaibulpatana, P. Srikhirin, Experimental investigation of an ejector refrigerator: effect of mixing chamber geometry on system performance, *International Journal of Energy Research*, Vol. 25, No. 5, pp. 397-411, 2001.
[17] K. Chunnanond, S. Aphornratana, Ejectors: applications in refrigeration technology, *Renewable Sustainable Energy Reviews*, Vol. 8, No. 2, pp. 129-155, 2004.
[18] C. Li, Y. Li, L. Wang, Configuration dependence and optimization of the entrainment performance for gasegas and gaseliquid ejectors, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 48, No. 1, pp. 237-248, 2012.
[19] Y. Jia, C. Wenjian, Area ratio effects to the performance of air-cooled ejector refrigeration cycle with R134a refrigerant, *Energy Conversion and Management*, Vol. 53, No. 1, pp. 240-246, 2012.
[20] J. Yan, W. Cai, Y. Li, Geometry parameters effect for air-cooled ejector cooling systems with R134a refrigerant, *Renewable Energy*, Vol. 46, No. 1, pp. 155-163, 2012.
[21] S. Varga, P. M. S. Lebre, A. C. Oliveira, CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, No. 1, pp. 157-165, 2013.
[22] W. Chen, D. Chong, J. Yan, J. Liu, The numerical analysis of the effect of geometrical factors on natural gas ejector performance, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 59, No. 1-2, pp. 21-29, 2013.
[23] N. Ruangtrakoon, T. Thongtip, S. Aphornratana, T. Sriveerakul, CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle, *International Journal of Thermal Science*, Vol. 63, No. 1, pp. 133-145, 2013.
[24] 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.
[25] N. Ruangtrakoon, S. Aphornratana, T. Sriveerakul, Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle: effect of the primary nozzle geometries to system performance, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, No. 4, pp. 676–683, 2011.
[26] N. Ruangtrakoon, T. Thongtip, S. Aphornratana, T. Sriveerakul, CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 63, No. 1, pp. 133-145, 2013.
[27] C. Lin, W. Cai, Y. Li, J. Yan, Y. Hu, K. Giridharan, Numerical investigation of geometry parameters for pressure recovery of an adjustable ejector in multi-evaporator refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 61, No. 2, pp. 649-656, 2013.
[28] Y. Zhu, P. Jiang, Bypass ejector with an annular cavity in the nozzle wall to increase the entrainment: Experimental and numerical validation. *Energy*, Vol. 68, No. 1, pp. 174-181, 2014.
[29] Y. Zhu, P. Jiang, Experimental and analytical studies on the shock wave length in convergent and convergent–divergent nozzle ejectors. *Energy Conversion and Management*, Vol. 88, No. 1, pp. 907–914. 2014.
[30] Kong F. SH, Kim H. D, Jin Y, Setoguchi T, Application of Chevron nozzle to a supersonic ejector–diffuser system. *Procedia Engineering*, Vol. 56, No. 1, pp. 193 – 200, 2013.
[31] Y. Zhu, Y. Li, New theoretical model for convergent nozzle ejector in the proton exchange membrane fuel cell system. *Journal of Power Sources*, Vol. 191, No. 2, pp. 510–519, 2009.
[32] E. Hosseinzadeh, M. Rokni, M. Jabbari, H. Mortensen, Numerical analysis of transport phenomena for designing of ejector in PEM forklift system, *International journal of hydrogen energy*, Vol. 39, No. 12, pp. 6664-6674, 2014.
[33] A. Maghsoodi, E. Afshari, H. Ahmadikia, Analysis of performance convergent nozzle ejector in the PEM system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 8, pp. 59-66, 2014. (in Persian فارسی)
[34] D. Chong, M. Hu, W. Chen, J. Wang, J. Liu, Yan J, Experimental and numerical analysis of supersonic air ejector, *Applied Energy*, Vol. 130, No. 1, pp. 679-684, 2014.
[35] A. Hemidi, F. Henry, S. Leclaire, J.M. Seynhaeve, Y. Bartosiewicz, CFD analysis of a supersonic air ejector, Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 8-9, pp. 1523–1531, 2009.
[36] J. Gagan, K. Smierciew, D. Butrymowicz, J. Karwacki, Comparative study of turbulence models in application to gas ejectors. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 78, No. 1, pp. 9-15. 2014.
[37] FLUENT 6.3 User's guide. Accessed on 10 September 2015 http://www.aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp.
[38] J.H. Keenan, E.P. Neumann, F. Lustwerk, An investigation of ejector design by analysis and experiment, *J. Appl. Mech. Trans. ASME*, Vol. 17, No. 1, pp. 299–311, 1950.
[39] B. E. Launder, D. B. Spalding,the numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 3, No. 2, pp. 269-289, 1974
[40] B.J. Huang, C.B. Jiang, F.L. Hu, Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system, *Trans. ASME*, Vol. 107, No. 1, pp. 792–802, 1985.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.1.22.5]