



Numerical Study of the Effect of Geometric Parameters on the Performance of Solid-Liquid Ejectors

M. Hamzavi Luyeh¹, R. Kouhikamali^{2*}

¹ Department of of Mechanical Engineering, Guilan University, Rasht, Iran

² Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

ABSTRACT: The present research numerically studies the effect of geometric parameters on the performance of two-phase solid-liquid ejectors. The equations governing the flow inside the ejector include continuity and momentum equations from an Eulerian perspective using the control volume method. The geometric parameters under study were the convergence angle, divergence angle, area ratio (nozzle to the throat), and nozzle position (distance between the nozzle outlet and the start of the throat) in the ejector. In this study, significant design parameters, including the entrainment ratio, critical pressure, and ejector efficiency were introduced and calculated for all the geometric parameters. The homogeneous and the two-phase mixture models were employed to simulate the secondary flow. The results indicate that the data from the two models were in good agreement at low volume fractions (5%), such that the largest error occurred at an area ratio of 0.26 and was equal to 2.3%. The results also indicate that the ejector efficiency increases with an increase in the convergence angle up to 20°, after which it decreases. Moreover, an increase in the area ratio up to 0.22 improves the efficiency of the ejector, after which this efficiency is reduced. Decreasing the divergence angle and increasing the nozzle-to-throat distance also enhance the ejector efficiency. In addition, optimal values were obtained for the design parameters by varying the geometric parameters. These values can be employed according to the application for which the ejector is being used.

Review History:

Received: Jul. 15, 2022

Revised: Dec. 01, 2022

Accepted: Jan. 30, 2023

Available Online: Feb. 08, 2023

Keywords:

Numerical simulation

Solid-liquid flow

Ejector performance

Geometric parameters

1- Introduction

An ejector is a mechanical device that can transfer fluid flow or solid particles such as powder, granules, and sludge by creating a vacuum. The basis of the work of the ejector is to convert the pressure energy of a drive flow into velocity energy and create a low-pressure area for secondary flow suction [1]. Due to the absence of moving parts, the efficiency of ejectors is lower than pumps with mechanical parts [2] and the mixing of fluids with different pressures in the ejector causes a lot of energy loss in it [3]. Therefore, the study of ejector geometry in order to improve its performance has been the focus of researchers around the world.

An experimental investigation was carried out by Naik and Patel [4] to determine how the water ejector's performance would change if the diffuser's angle was changed. According to experimental findings, the diffuser's angle affects how the ejector behaves, with a 5-degree angle producing the most efficiency and suction.

Hassan et al. [5] investigated the effect of area ratio on water ejector performance numerically and experimentally. They investigated three different area ratios at different inlet pressures. The results showed that the highest efficiency

occurs in the area ratio of 0.19.

Past research has mainly focused on water suction ejectors and modeled the flow inside the ejectors with a single-phase model; While few studies have been done in the field of solid-liquid two-phase ejectors. The studies conducted in this field have studied limited parameters (geometric parameters and ejector performance parameters) to analyze the performance of ejectors. Due to the widespread use of two-phase solid-liquid ejectors in modern industries (such as sewage treatment plants and dredging systems) and the significance of improving equipment efficiency to reduce energy consumption, it is necessary to investigate the geometry of this type of ejector to enhance its performance. Therefore, in this study, using the Computational Fluid Dynamics (CFD) method, the ejector used for solid-liquid two-phase flows is numerically studied and in addition to investigating the effect of different geometric parameters on solid-liquid ejector efficiency, the effect of these geometrical parameters on other ejector performance parameters has also been investigated. The studied geometrical parameters include the nozzle convergence angle, the diffuser divergence angle, the ratio of the nozzle area to the throat, and the position of the nozzle.

*Corresponding author's email: r.kouhikamali@iut.ac.ir



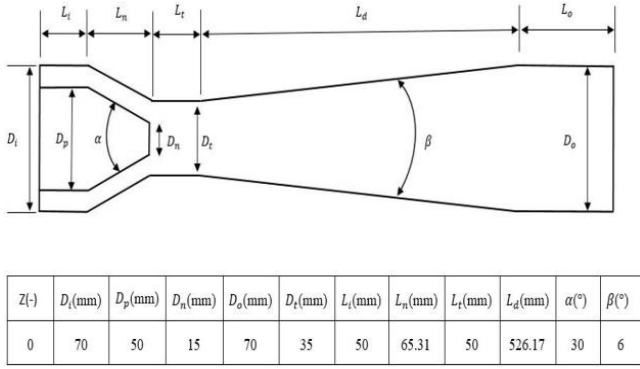


Fig. 1. Schematic of the primary geometry of the ejector

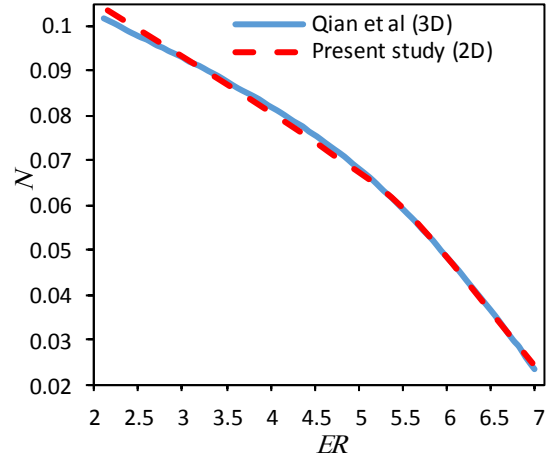


Fig. 2. Two-phase model validation

The schematic of the basic ejector geometry is shown in Fig. 1.

The effect of the presented geometrical parameters on the performance parameters of the ejector including entrainment ratio (The mass flow rate ratio of the secondary flow to the primary flow), efficiency, and critical pressure has been investigated. The critical pressure is the maximum pressure that can be applied to the ejector outlet so that backflow does not occur in the ejector.

2- Numerical Modeling

To simulate the flow inside the ejector, the averaged Navier-Stokes equations and the continuity equation for the mixture model have been used. According to the symmetric geometry of the ejector, the axisymmetric boundary condition is used and the ejector is simulated in 2D. The equations of continuity, momentum in the direction of the radius (r), and momentum in the direction of the ejector axis (Z) are expressed, respectively, in Eqs. (1), (2), and (3) [6].

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m V_{zm}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m V_{zm}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m V_{rm} V_{zm}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m V_{rm} V_{zm}) = -\frac{\partial p_m}{\partial r} + \rho_m g_{mr} + F_{rm} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \{ r (\tau_{rr} + \tau_{rr}^T + \tau_{rr}^D) \} + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{rz} + \tau_{rz}^T + \tau_{rz}^D) \quad (2)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m V_{rm} V_{zm}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m V_{zm} V_{zm}) = -\frac{\partial p_m}{\partial z} + \rho_m g_{mz} + F_{zm} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \{ r (\tau_{rz} + \tau_{rz}^T + \tau_{rz}^D) \} + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{zz} + \tau_{zz}^T + \tau_{zz}^D) \quad (3)$$

The inlet flow to the ejector is water and the flow of the suction part is a mixture of water and solid particles with a

volume fraction of 5%. To simulate the flow of the suction part, two homogeneous and mixture models have been used. In the homogeneous model for the mixture flow in the suction part, the equivalent properties are considered and the two-phase mixture of a fluid with new properties is assumed. In this case, it is assumed that the flow inside the ejector is liquid-liquid. In the second case, the mixture flow of the suction part is simulated using the mixture model. In this case, the flow inside the ejector is considered as solid-liquid. To solve the equations The multiphase mixture model and commercial computational fluid dynamics solver ANSYS FLUENT R19.0 using the K-ε RNG turbulence model was used.

3- Results and Discussion

In this study, the effect of geometrical parameters on the performance of solid-liquid ejectors has been numerically investigated. The numerical data from Qian et al. was used to validate the results obtained in the present study; the results of which are displayed in Fig. 2. The results show that the maximum difference between the results of the two-dimensional model in the present study and the three-dimensional model used by Qian et al. is 6%.

To simulate the two-phase secondary flow, the homogeneous model (considering the secondary flow as a homogeneous fluid) and the two-phase mixture model (considering the secondary flow as water-sand) were used and the results were compared. The results show that in low volume fractions (5%) the data obtained from both models are in good agreement with each other so the largest difference in the area ratio is 0.26 and the value is 2.31%. The following are a few of this study's key findings:

Up to an angle of 60 degrees, increasing the convergence angle improves the entrainment ratio; and then it decreases.

Increasing the convergence angle up to 20 degrees increases the ejector efficiency and after that the ejector efficiency decrease.

The critical pressure rises as the convergence angle increases.

The critical pressure, ejector efficiency, and entrainment ratio decline as the divergence angle increases.

Increasing the ratio of the nozzle area to the throat (A_r) reduces the suction rate and critical pressure.

Increasing the ratio of the nozzle to the throat area (A_r) up to 0.22 increases the efficiency of the ejector, and after that, the efficiency of the ejector decreases.

Increasing the distance between the nozzle and the throat (Z) increases the entrainment ratio and the efficiency of the ejector.

Increasing the distance between the nozzle and the throat, up to a certain value ($Z = 4$), increases the critical pressure, and after that, it has the opposite effect.

4- Conclusion

The aim of the present study is to investigate the effect of the geometrical parameters of the ejector on various parameters that describe the performance of the ejector. The results of these investigations are presented for three parameters representative of ejector performance. Ejectors are used in different operating conditions and with different purposes; For this reason, in different conditions, each of the mentioned parameters can be considered as the main criterion for ejector design. In fact, it is not possible to use only one parameter as a criterion for designing and presenting

the optimal geometry of the ejector. For this purpose, in this study, the effect of geometrical parameters on all three main criteria of ejector design is presented, so that in appropriate conditions, whichever one is more efficient can be used.

References

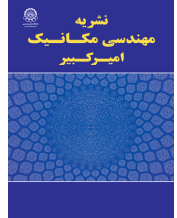
- [1] J. Fan, J. Eves, H.M. Thompson, V.V. Toropov, N. Kapur, D. Copley, A. Mincher, Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps, *Computers & Fluids*, 46(1) (2011) 212-217.
- [2] V. Jorge de Oliveira Marum, L.B. Reis, F.S. Maffei, S. Ranjbarzadeh, I. Korkischko, R.d.S. Gioria, J.R. Meneghini, Performance analysis of a water ejector using Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations and mathematical modeling, *Energy*, 220 (2021) 119779.
- [3] H. Bie, C. Li, W. An, Y. Jia, J. Zhu, CFD simulation of the effect of pulsed jet on the performance of liquid-liquid ejector, *Chemical engineering transactions*, 61 (2017) 865-870.
- [4] B. Naik, S. Patel, The Effect of Venturi Design on Jet Pump Performance, *Journal for Research*, Volume, 2 (2016) 28-23.
- [5] A. Hassan, M. Eissa, W. Aissa, Parametric Study of Water Jet Pump Performance, *International Journal of Applied Energy Systems*, 3 (2021) 35-41.
- [6] M. Ishii, Thermo-fluid dynamic theory of two-phase flow, Springer Science, 75 (1975) 369-371.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. Hamzavi Luyeh, R. Kouhikamali, Numerical Study of the Effect of Geometric Parameters on the Performance of Solid-Liquid Ejectors, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 55(1) (2023) 23-26.

DOI: 10.22060/mej.2023.21594.7475





مطالعه‌ی عددی تأثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد اجکتور جامد - مایع

مصطفی حمزوی لویه^۱، رامین کوهی کمالی^{۲*}

۱- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران
۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۱/۰۴/۲۴
بازنگری: ۱۴۰۱/۰۹/۱۰
پذیرش: ۱۴۰۱/۱۱/۱۰
ارائه آنلاین: ۱۴۰۱/۱۱/۱۹

کلمات کلیدی:

شبیه‌سازی عددی
جریان جامد - مایع
عملکرد اجکتور
پارامترهای هندسی

خلاصه: در این پژوهش، تأثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد اجکتورهای دوفازی جامد - مایع با روش عددی مطالعه شده است. معادلات حاکم بر جریان درون اجکتور شامل پیوستگی و اندازه حرکت، از دیدگاه اولیری به روش حجم کنترل حل شده است. پارامترهای هندسی مورد مطالعه شامل زاویه همگرایی، زاویه واگرایی، نسبت مساحت نازل به گلوگاه و موقعیت نازل (فاصله خروجی نازل تا ابتدای گلوگاه) اجکتور می‌باشند. در این مطالعه، پارامترهای طراحی مهم شامل نرخ مکش، فشار بحرانی و بازده اجکتور معرفی و برای تمامی پارامترهای هندسی محاسبه شده‌اند. برای شبیه‌سازی جریان ثانویه از دو مدل همگن و مخلوط دوفازی استفاده شده و نتایج نشان‌دهنده آن است که در کسر حجمی‌های پایین (۰/۵٪)، داده‌های حاصل از هر دو مدل تطابق خوبی باهم داشته، به طوری که بیشترین خطا در نسبت مساحت ۰/۲۶ ایجاد شده و مقدار ۲/۳٪ می‌باشد. نتایج نشان‌دهنده آن است که بازده اجکتور با افزایش زاویه همگرایی تا ۲۰ درجه، افزایش یافته و بعد از آن بازده اجکتور کاهش می‌یابد. همچنین افزایش نسبت مساحت تا ۰/۲۲ باعث افزایش بازده اجکتور می‌گردد و بعد از آن بازده اجکتور کاهش می‌یابد. کاهش زاویه واگرایی و افزایش فاصله نازل تا گلوگاه موجب افزایش بازده اجکتور می‌گردد. علاوه بر اینها با تغییر پارامترهای هندسی مقدار بهینه‌ای برای هر یک از معیارهای طراحی به دست آمده و با توجه به کاربرد اجکتور می‌توان از آن مقادیر استفاده کرد.

۱- مقدمه

اجکتورها یکی از تجهیزات مهم مورداستفاده در صنایع امروزی می‌باشند. اجکتور دستگاهی مکانیکی است که می‌تواند با ایجاد خلأ، جریان سیال و یا ذرات جامد مانند پودر، گرانول و لجن را منتقل کند. اساس کار اجکتور تبدیل انرژی فشار یک جریان محرک به انرژی سرعت و ایجاد ناحیه‌ای با فشار کم، برای مکش جریانی دیگر می‌باشد [۱]. اجکتورها قابلیت انتقال ذرات جامد و دوفازی را دارند در حالی که پمپ‌های خلأ قادر به انجام این کار نیستند. علاوه بر این، اجکتورها دارای هزینه اولیه و تعمیر کمتر و نگهداری آسان‌تری نسبت به پمپ‌های خلأ می‌باشند و از آن جهت که در ساختار خود هیچ قسمت متحرکی ندارند، تا زمان وجود خوردگی به تعمیر نیاز پیدا نمی‌کنند [۲ و ۳].

از طرفی به دلیل عدم وجود قطعات متحرک، بازده اجکتورها نسبت به پمپ‌های با قطعات مکانیکی، پایین‌تر می‌باشد [۴] و ترکیب سیالات با فشارهای مختلف در اجکتور باعث افت انرژی زیادی در آن می‌گردد

[۵]. از این رو مطالعه هندسه اجکتور به منظور بهبود عملکرد آن مورد توجه محققان در سراسر جهان بوده است. مطالعات قبلی نشان‌دهنده آن است که بازده اجکتور تا حد زیادی تحت تأثیر هندسه [۸-۶] و شرایط عملیاتی [۹-۱۱] می‌باشد. بسیاری از محققان با بهینه‌سازی ساختار اجکتور عملکرد آن را بهبود بخشیده‌اند. مالالا^۱ و چترجی [۱۲] با انجام مطالعه عددی دریافتند که افت انرژی اجکتور عمدتاً به خاطر اختلاط نامناسب جریان اولیه و ثانویه می‌باشد که موجب ایجاد گردابه نزدیک ورودی گلوگاه می‌گردد. بر این اساس طول استاندارد گلوگاه ۷ تا ۹ برابر قطر آن پیشنهاد شده است. باناسیاک^۲ و همکاران [۱۳] ثابت کردند که بازده جت پمپ وابستگی زیادی به طول و قطر گلوگاه و همچنین زاویه واگرایی دیفیوزر دارد.

پراکتو^۳ و همکاران [۱۴] یک مطالعه عددی برای بهینه کردن طول محفظه اختلاط جهت تعیین موقعیت نازل انجام دادند. آن‌ها خطوط جریان و توزیع فشار را با تغییر موقعیت نازل به صورت سه بعدی و با کمک مدل

- 1 Mallela
- 2 Banasiak
- 3 Prakeao

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: r.kouhikamali@iut.ac.ir



مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که بیشترین بازده معادل ۳۶٪ در نسبت مکش ۱/۳ ایجاد می‌گردد.

دنگ^{۱۱} و همکاران [۲۴] با انجام مطالعه عددی بر روی دو هندسه معمولی و بهبود یافته جت پمپ، دریافتند که بازده جت پمپ برای هندسه بهبود یافته تقریباً ۱۰٪ افزایش می‌یابد. بان^{۱۲} و همکاران [۲۵] در یک مطالعه تجربی در شرایطی که فشار خروجی اجکتور ثابت بود زاویه واگرایی را تغییر دادند. نتایج نشان داد که در بازه زوایای ۳/۹ تا ۹/۱ بیشترین تغییر نرخ مکش ۹٪ است. حسن^{۱۳} و همکاران [۲۶] تأثیر نسبت مساحت بر عملکرد اجکتور را به صورت عددی و آزمایشگاهی بررسی کردند. آن‌ها در فشارهای ورودی مختلف، سه نسبت مساحت متفاوت را بررسی کردند. نتایج نشان داد که بیشترین بازده به ازای نسبت مساحت ۰/۱۹ رخ می‌دهد.

تحقیقات گذشته عمدتاً بر روی اجکتورهای مکش آب تمرکز داشته و جریان درون اجکتورها را به صورت تک‌فازی مدل‌سازی کرده‌اند؛ درحالی‌که مطالعات اندکی در زمینه اجکتورهای جریان دوفازی مایع - جامد انجام گرفته است. برخی از آن مطالعات نیز به صورت تجربی انجام گرفته است. مطالعات انجام گرفته در این زمینه پارامترهای محدودی (پارامترهای هندسی و پارامترهای عملکرد اجکتور) را برای بررسی عملکرد اجکتورها مورد مطالعه قرار داده‌اند. کاربرد وسیع اجکتورهای دوفازی مایع - جامد در صنایع امروزی (سیستم‌های لایروبی و کارخانه‌های تصفیه فاضلاب) و اهمیت افزایش بازدهی تجهیزات به‌منظور کاهش مصرف انرژی، ضرورت بررسی هندسه این نوع اجکتورها را به‌منظور بهبود عملکرد آن‌ها ایجاب می‌کند. از این رو در این مطالعه با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی، اجکتور مورد استفاده برای جریان‌های دوفازی مایع - جامد به صورت عددی و با استفاده از مدل آشفتگی کی - اپسیلون آر - آن - جی و مدل مخلوط دوفازی مورد مطالعه قرار گرفته و علاوه بر بررسی تأثیر پارامترهای هندسی مختلف بر بازده اجکتور مایع - جامد، تأثیر این پارامترهای هندسی بر دیگر پارامترهای طراحی نیز بررسی گردیده است. نمودارهای مربوط به پارامترهای طراحی شامل بازده، نرخ مکش و فشار بحرانی برای اجکتور به دست آمده‌اند. در مطالعات گذشته از پارامتر نسبت فشار برای بیان عملکرد اجکتور استفاده شده است درحالی‌که در مطالعه حاضر به جای آن از فشار بحرانی استفاده گردیده است. اطلاع داشتن از اینکه حداکثر چه فشاری را می‌توان به خروجی اجکتور اعمال کرد تا جایی که جریان برگشتی در اجکتور به وجود نیاید

آشفتگی کی-اپسیلون^۱ آر-آن-جی^۲ ارائه دادند. نتایج نشان داد هنگامی که نسبت مساحت نازل به گلوگاه ۰/۶ باشد بیشترین بازدهی به دست می‌آید. بالامورگان^۳ و همکاران [۱۵] با مطالعه تجربی و عددی بر روی خصوصیات هیدرودینامیکی اجکتور دریافتند که یک نسبت بهینه برای گلوگاه نازل وجود دارد که موجب مکش حداکثری مایع می‌شود. یداو^۴ و پاتواردان [۱۶] تأثیرات نسبت مساحت، قطر محفظه اختلاط و زاویه همگرایی نازل را بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که نرخ مکش مایع با رسیدن قطر محفظه اختلاط به محدوده مشخص، به بیشترین مقدار خود می‌رسد.

حمود^۵ [۱۷] مطالعه تجربی برای مشاهده عملکرد پمپ جت آب با دو نوع طراحی برای مکش را انجام داد. نتایج نشان داد که مقدار بهینه برای نسبت فاصله نازل تا گلوگاه به قطر نازل حدود ۱/۲۵ می‌باشد. الصواف^۶ و همکاران [۱۸] با مطالعات تجربی، تأثیر نسبت مساحت، طول محفظه اختلاط، زاویه دیفیوزر و فاصله نازل تا گلوگاه، بر بازده جت پمپ به‌ازای مقادیر متفاوت فشار و نرخ جریان ورودی را بررسی کردند. نتایج نشان دهنده آن بود که مقدار بهینه برای موقعیت نسبی نازل (نسبت فاصله نازل تا گلوگاه به قطر نازل) حدود ۱ است. میخیل^۷ و تیما [۱۹] مطالعه تجربی و عددی تأثیر فشار جریان اولیه و فاصله نازل تا گلوگاه بر بازده جت پمپ را بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که بیشترین بازده در موقعیت نسبی نازل ۰/۵ رخ می‌دهد. همچنین زاویه دیفیوزر را ۵/۵ پیشنهاد کردند. نایک^۸ و پاتل [۲۰] مطالعه تجربی را برای بررسی تأثیر تغییر زاویه دیفیوزر بر عملکرد جت پمپ را انجام دادند. نتایج آزمایشگاهی نشان داد که تغییر زاویه دیفیوزر بر رفتار جت پمپ تأثیرگذار است و بیشترین بازده و مکش به ازای زاویه ۵ درجه ایجاد می‌شود. پراکتو و اوکی [۲۱] بررسی عددی میدان جریان درون جت پمپ را برای هندسه سه بعدی انجام دادند. هدف از مطالعه آن‌ها بهینه‌سازی پارامترهای هندسی شامل نسبت مساحت، موقعیت نازل و طول محفظه اختلاط بود. هایک^۹ و حمود [۲۲] بازده جت پمپ را به عنوان تابعی از نسبت دبی جریان با استفاده از مدل‌های مختلف آشفتگی ارائه دادند. نارابایاشی^{۱۰} و همکاران [۲۳] جت پمپ آب با نسبت مساحت ۴ را هم به شکل عددی و هم تجربی

- 1 K-ε
- 2 ReNormalization Group (RNG)
- 3 Balamurugan
- 4 Yadav
- 5 Hammoud
- 6 El-Sawaf
- 7 Meakhail
- 8 Naik
- 9 Hayek
- 10 Narabayashi

- 11 Deng
- 12 Yan
- 13 Hassan

که در رابطه روابط، p_s و p_p ، p_o به ترتیب معرف فشار خروجی، فشار ورودی و فشار قسمت مکش اجکتور می‌باشد. اطلاع داشتن از اینکه حداکثر چه فشاری را می‌توان به خروجی اجکتور اعمال کرد تا جایی که جریان برگشتی در اجکتور به وجود نیاید، می‌تواند به طراحی اجکتور مناسب کمک کند. به همین جهت این فشار حداکثری را فشار بحرانی (P_c) نامیده و به عنوان یکی از پارامترهای طراحی معرفی می‌گردد.

۳- روش حل عددی

در این پژوهش از الگوریتم کوپل^۱ برای کوپل کردن سرعت - فشار استفاده گردیده است. روش‌های پرستو^۲ و بالادست مرتبه دوم^۳ جهت گسسته‌سازی معادلات فشار و مومنتوم استفاده گردیده است. برای حل معادلات، از حلگر فشار مینا^۴ بر اساس روش حجم محدود^۵ به صورت ضمنی^۶ استفاده شده است. جریان پایا^۷، دوفازی^۸ و غیر قابل تراکم درون اجکتور با استفاده از مدل چندفازی مخلوط^۹ و به کمک نرم‌افزار حل عددی انسیس فلونت ۱۹^{۱۰} شبیه‌سازی شده است.

۳-۱- معادلات حاکم

در شبیه‌سازی جریان دوفازی به کمک مدل مخلوط، علاوه بر معادلات پیوستگی و اندازه حرکت برای کل مخلوط، معادله کسر حجمی ذرات نیز حل و از سرعت نسبی برای تشریح فاز پراکنده استفاده می‌گردد [۳۰]. جریان سیال درون اجکتور سه‌بعدی است. اما به دلیل ساختار ساده اجکتور، شبیه‌سازی را می‌توان به صورت دوبعدی متقارن انجام داد. فرم استوانه‌ای معادلات حاکم با فرض پایا بودن جریان در ادامه آورده شده است [۳۱]. معادلات (۴)، (۵) و (۶) به ترتیب بیانگر معادله پیوستگی، مومنتوم در جهت شعاع (r) و مومنتوم در جهت محور (Z) می‌باشند.

اهمیت بالاتری داشته و می‌تواند به طراحی اجکتور مناسب کمک کند. شبیه‌سازی جریان دوفازی (آب و ذرات جامد) قسمت مکش اجکتور، با دو روش همگن و مخلوط انجام و نتایج با یکدیگر مقایسه شده‌اند. نتایج تحقیق حاضر را می‌توان به‌عنوان مبنای نظری برای انتخاب و طراحی اجکتورهای دوفازی جامد - مایع در فرایندهای مکش مورد استفاده قرار داد.

۲- تئوری عملکرد و معیار طراحی اجکتور

به‌منظور طراحی اجکتورها می‌توان پارامترهای مختلفی که بر عملکرد اجکتور تأثیرگذار هستند را به عنوان معیار طراحی اجکتور در نظر گرفت. انتخاب این پارامترها بستگی به شرایط کاری اجکتور مورد نظر دارد. در این مقاله سه پارامتری که بیشترین تأثیر را بر عملکرد اجکتور دارند مورد بررسی قرار گرفته‌اند. معمولاً عملکرد اجکتور توسط پارامتری به نام نرخ مکش بررسی می‌گردد.

این پارامتر به صورت نسبت دبی جرمی جریان ثانویه (جریان مکش شده) به دبی جرمی جریان اولیه (جریان ورودی) اجکتور تعریف گردیده و می‌توان به صورت رابطه (۱) نوشت:

$$ER = \frac{\dot{M}_s}{\dot{M}_p} \quad (1)$$

بهبود نرخ مکش به معنای این است که به‌ازای جریان ورودی یکسان، مقدار بیشتری جریان ثانویه به درون اجکتور مکش می‌شود. در نتیجه کاهش دبی جریان ورودی و یا افزایش دبی جریان ثانویه می‌توانند به بهتر شدن عملکرد اجکتور کمک کنند [۲۷].

پارامتر دیگر طراحی بازده اجکتور می‌باشد. بازده اجکتور به صورت نسبت انرژی منتقل شده به جریان ثانویه به انرژی منتقل شده از جریان اولیه می‌باشد [۲۸]. برای محاسبه بازده اجکتور، به‌دست‌آوردن پارامتری به نام نسبت فشار ضروری است. نسبت فشار و بازده اجکتور [۲۹] به ترتیب از روابط (۲) و (۳) بدست می‌آیند:

$$N = \frac{P_o - P_s}{P_p - P_o} \quad (2)$$

$$\eta = N \times ER \quad (3)$$

- 1 Coupled
- 2 PREssure Staggering Option (PRESTO!)
- 3 Second order upwind
- 4 Pressure-Based
- 5 finite volume
- 6 Implicit
- 7 Steady State
- 8 Two-phase flow
- 9 Mixture model
- 10 ANSYS Fluent 19

به صورت ذرات کروی جامد در نظر گرفته شده و شبیه سازی جریان درون اجکتور به صورت مایع - جامد انجام گرفته است.

جهت محاسبه ی چگالی مخلوط برای مدل همگن معمولاً از رابطه

پک^۱ و چو^۲ [۳۳] مطابق رابطه (۱۱) استفاده می کنند.

$$\rho_h = (1-\phi)\rho_f + \phi\rho_e \quad (11)$$

رابطه ی (۱۱) چگالی مدل همگن (با زیروند h) را برحسب چگالی سیال (با زیروند f) و چگالی ذرات جامد (با زیروند e) بیان می کند.

جهت محاسبه ی لزجت مخلوط برای مدل همگن، درو^۳ و پاسمن^۴ [۳۳]

رابطه ی انیشتین^۵ را برای محاسبه ی سوسپانسیونی^۶ از ذرات معرفی کردند.

$$\mu_h = \mu_f(1+2/5\phi) \quad (12)$$

محدودیت این رابطه، به کارگیری آن برای غلظت های حجمی کم

است. این معادله توسط برینکمن^۷ [۳۴] برای کسر حجمی های بیشتر از ۲٪ گسترش داده شد:

$$\mu_h = \mu_f \frac{1}{(1-\phi)^{2/5}} \quad (13)$$

۳-۲- مدل آشفتگی

با توجه به عدم توانایی شبیه سازی اختلاط دو جریان در یک ناحیه لزج با روش های غیر لزج، انتخاب یک مدل آشفتگی مناسب بسیار اهمیت پیدا می کند. اولیویرا^۸ و همکاران [۴] رفتار مدل های آشفتگی کی-اِپسیلون و کی-اومگا را با داده های تجربی به ازای نرخ مکش های متفاوت بررسی کرده اند. آن ها دریافتند که مدل آشفتگی کی-اِپسیلون نسبت به بقیه مدل ها در مقادیر پایین نسبت مکش (کمتر از ۴) تطابق بهتری با داده های

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m V_{mz}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m V_{zm}) = 0 \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m V_{mz}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m V_{zm}) = \\ - \frac{\partial p_m}{\partial r} + \rho_m g_{mr} + F_m + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \{ r (\overline{\tau_{rr}} + \tau_{rr}^T + \tau_{rr}^D) \} \\ + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\tau_{rz}} + \tau_{rz}^T + \tau_{rz}^D) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_m V_{mz}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_m V_{zm}) = \\ - \frac{\partial p_m}{\partial z} + \rho_m g_{mz} + F_{zm} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \{ r (\overline{\tau_{rz}} + \tau_{rz}^T + \tau_{rz}^D) \} \\ + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\tau_{zz}} + \tau_{zz}^T + \tau_{zz}^D) \end{aligned} \quad (6)$$

τ^D و τ^T ، $\overline{\tau}$ به ترتیب بیانگر تنش متوسط ویسکوز، تنش آشفته و تنش نفوذ می باشند که مطابق زیر بیان می گردند:

$$\overline{\tau} = \sum_{k=1}^2 \phi_k \overline{\nabla V_k} \quad (7)$$

$$\tau^T = - \sum_{k=1}^2 \phi_k \overline{\rho_k V'_k V'_k} \quad (8)$$

$$\tau^D = - \sum_{k=1}^2 \phi_k \overline{\rho_k V_{km} V_{km}} \quad (9)$$

$$V_{km} = V_k - V_m \quad (10)$$

در روابط فوق V_m سرعت متوسط مخلوط، V_k سرعت متوسط هرفاز، V_{km} سرعت نفوذ، ρ_k چگالی هرفاز، ρ_m چگالی مخلوط، V'_k سرعت نوسانی هرفاز و ϕ کسر حجمی می باشد.

جریان ورودی به اجکتور آب تمیز و جریان مکش شده، مخلوط آب و ذرات جامد می باشد، برای شبیه سازی جریان ثانویه دوفازی در مطالعه حاضر، از مدل همگن و همچنین مدل چندفازی مخلوط استفاده شده است. در حالت اول با استفاده از روابط تعیین خواص برای مدل همگن، جریان ثانویه به صورت سیال یکنواخت در نظر گرفته و شبیه سازی جریان درون اجکتور به شکل مایع - مایع انجام شده است. در حالت دوم فاز ثانویه در قسمت مکش

- 1 Pak
- 2 Cho
- 3 Drew
- 4 Passman
- 5 Einstein
- 6 Suspension
- 7 Brinkman
- 8 Oliveira
- 9 K- ω

مسئله به صورت دوبعدی مدل سازی شده است. در این شرایط حجم شبکه تولید شده به مقدار زیادی کاهش یافته و هزینه‌ی محاسباتی نسبت به مدل سه بعدی پایین تر می‌آید. استفاده از شرط مرزی تقارن محوری برای هندسه‌های متقارن فرضی رایج بوده و در تحقیقات گذشته نیز از این مدل برای مدل سازی جریان‌های درون اجکتورها استفاده شده است. فن^۶ و همکاران [۳۷]، فلسفیون^۷ و همکاران [۳۸]، اولیویرا و همکاران [۴] و بسیاری از محققان دیگر از مدل تقارن محوری برای مدل سازی اجکتور مورد مطالعه خود استفاده کرده‌اند. همچنین شها^۸ و همکاران [۳۹] شبیه سازی جریان درون اجکتور را برای مدل های دوبعدی و سه بعدی انجام داده و نتایج را با هم مقایسه کرده‌اند. آن‌ها دریافتند که نتایج عددی مدل دو بعدی با نتایج مدل سه بعدی و نتایج تجربی تطابق قابل قبولی دارند.

۴- مدل دوبعدی و اعتبارسنجی

جهت بررسی تأثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد اجکتور، یک مدل اولیه در نظر گرفته شده است. معیار انتخاب هندسه اولیه اجکتور در مطالعه حاضر، هندسه مورد مطالعه شها و همکاران [۳۹] می‌باشد. هندسه مورد مطالعه شها و همکاران برای اعتبار سنجی نتایج عددی مدل همگن در مطالعه حاضر استفاده شده است. هندسه مورد استفاده آن‌ها برای شبیه سازی جریان آب - آب می‌باشد اما در مطالعه حاضر به منظور شبیه سازی جریان آب - جامد تغییراتی بر هندسه مورد نظر آن‌ها اعمال شده است.

۴-۱- هندسه اجکتور

نمایی از اجکتور اولیه در شکل ۱ نشان داده شده است. ساختار اصلی یک اجکتور شامل چهار بخش نازل ابتدایی، محفظه اختلاط، ناحیه سطح مقطع ثابت و دیفیوزر می‌باشد.

۴-۲- شبکه حل

شبکه حل مربعی جهت مطالعه حاضر، مورد استفاده قرار گرفته است. تراکم سلول‌های محاسباتی یکی از پارامترهای مؤثر بر نتایج حل عددی و همچنین هزینه محاسباتی می‌باشد، به همین جهت برای اطمینان از نتایج به دست آمده و شبیه سازی واقعی جریان، استقلال شبکه حل باید مورد مطالعه قرار گیرد. در این مطالعه از میزان نرخ سیال مکش شده به داخل اجکتور به عنوان معیار سنجش استفاده گردیده و نتایج برای هندسه اولیه اجکتور در

- 6 Fan
- 7 Falsafioon
- 8 Sheha

تجربی دارد. یانگ^۱ و همکاران [۱۰] و زو^۲ و همکاران [۳۵] با مقایسه زیر مجموعه‌های مدل کی-اِپسیلون دریافتند که مدل کی-اِپسیلون آر - ان - جی تطابق بهتری با نتایج آزمایشگاهی دارد. همچنین پراکتو و همکاران [۱۴ و ۲۱] نیز از این مدل برای شبیه سازی‌های خود استفاده نموده‌اند. در این مطالعه از مدل آشفتگی کی-اِپسیلون آر-ان-جی استفاده شده است. انرژی جنبشی آشفتگی، k ، و نرخ اضمحلال آن، ε ، از معادلات انتقالی زیر بدست می‌آیند:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_{tr}}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_{tr}}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (15)$$

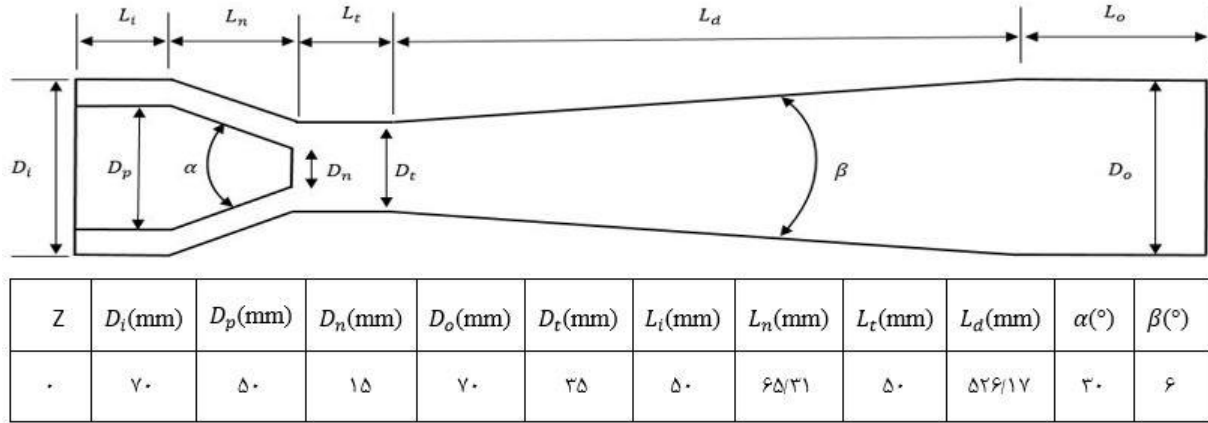
در این روابط G_k نرخ تولید انرژی جنبشی آشفتگی به دلیل تغییرات سرعت متوسط، G_b نرخ تولید انرژی جنبشی آشفتگی ناشی از شناوری^۳، Y_M نشان دهنده سهم نوسانات اتساع^۴ در تلاطم تراکم پذیر به نرخ اتلاف کلی، σ_k و σ_ε اعداد پراکتل آشفتگی به ترتیب برای k و ε ، μ_{tr} ویسکوزیته‌ی آشفتگی، S_k و S_ε ترم‌های چشمه و $C_{1\varepsilon}$ ، $C_{2\varepsilon}$ و $C_{3\varepsilon}$ ضرایب ثابت هستند. R_ε در مرجع [۳۶] ارائه شده است. جهت شبیه سازی مناسب شرایط جریان در نزدیک دیواره‌ها، تابع دیواره استاندارد^۵ انتخاب گردیده است.

۳-۳- شرایط مرزی

جریان ورودی به اجکتور، آب تمیز با چگالی $998/2 \text{ kg/m}^3$ می‌باشد و جریان دوفازی در قسمت مکش، شامل آب و ذرات جامد کروی با کسر حجمی ۵٪ و چگالی 3000 kg/m^3 می‌باشند. در تمام مطالعه حاضر، سرعت جریان اولیه m/s^2 ، فشار دهانه مکش اجکتور $101/325 \text{ kPa}$ و فشار قسمت خروجی اجکتور $121/59 \text{ kPa}$ است.

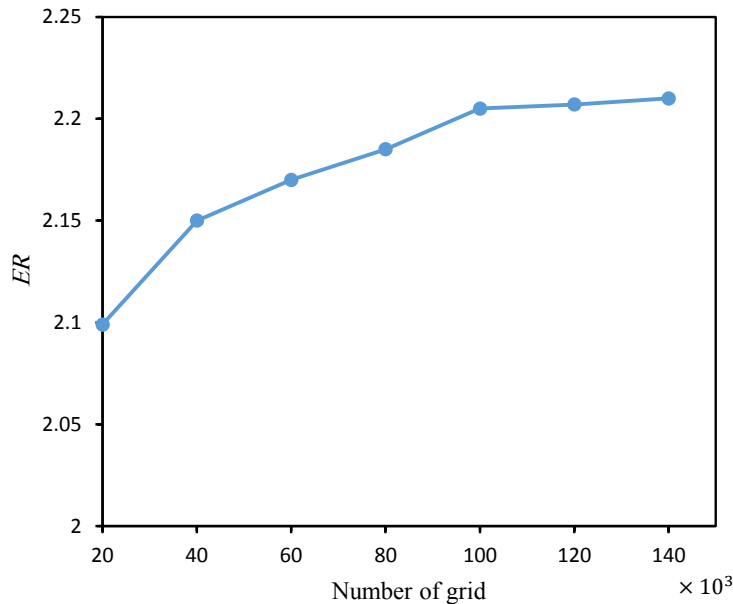
به دلیل تقارن هندسه اجکتور از شرط مرزی تقارن محوری استفاده و

- 1 Yang
- 2 Zou
- 3 Buoyancy
- 4 Dilatation
- 5 Standard wall function



شکل ۱. شماتیک هندسه‌ی اولیه‌ی اجکتور

Fig. 1. Schematic of the primary geometry of the ejector



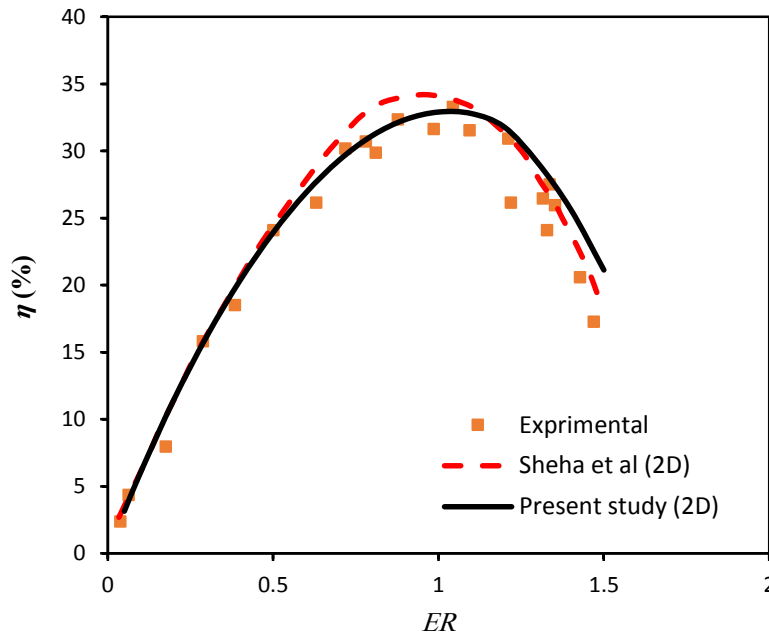
شکل ۲. تحلیل استقلال از شبکه

Fig. 2. Analysis of grid independence

۴-۳- اعتبارسنجی

اعتبارسنجی برای دو حالت متفاوت جریان ثانویه انجام گرفته است. اول حالتی که جریان ثانویه به صورت سیال همگن و دوم برای حالتی که جریان ثانویه به صورت مخلوط دوفازی آب و ماسه (ذرات جامد) در نظر گرفته شده است. در مدل همگن با در نظر گرفتن خواص معادل برای مخلوط، جریان دوفازی مایع - جامد در قسمت مکش اجکتور به یک سیال با خواص جدید تبدیل می‌شود. در این شرایط مدل‌سازی جریان درون اجکتور از نوع

شکل ۲ قابل مشاهده است. نتایج حاکی از آن است که به ازای تعداد بیشتر از ۱۰۰۰۰۰ المان، تغییر در نتایج بسیار اندک بوده و تأثیری در حل مسئله نخواهد داشت. با توجه به متغیر بودن پارامترهای هندسی، برای هندسه‌های مختلف اجکتور در این مطالعه مشاهده گردید که نتایج استقلال شبکه مشابه هم می‌باشد. 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 ۳. اعتبارسنجی مدل همگن

Fig. 3. Homogeneous model validation

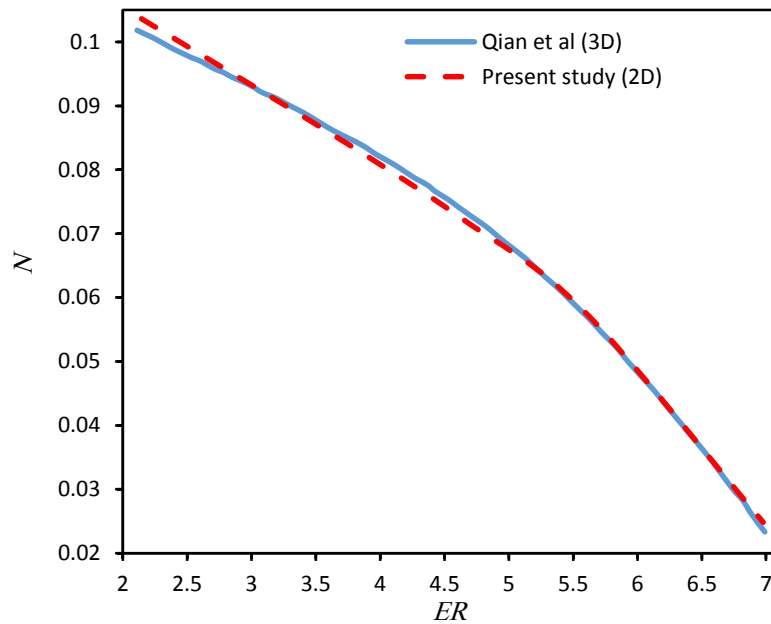
مکش‌های بالاتر از ۱، خطا افزایش می‌یابد تا جایی که حداکثر خطای ایجاد شده در این مرحله ۲۰٪ می‌باشد.

از جمله علل این موضوع این است که در حل عددی معادلات توسط رایانه‌ها همواره خطا وجود دارد. در دینامیک سیالات عددی علاوه بر خطاهای ناشی از حل عددی، خطاهای ناشی از مدل فیزیکی و ریاضی نیز وجود دارد. خطاها در دینامیک سیالات عددی غیر قابل حذف هستند. از طرف دیگر خود نتایج تجربی نیز می‌توانند دارای خطا باشند. از جمله خطای دستگاه اندازه‌گیری و خطای آزمایشگر و به همین منظور برای داده‌های تجربی عدم قطعیت ارائه می‌شود. عدم قطعیت داده‌های تجربی شها و همکاران در مرجع [۳۹] آورده شده است.

داده‌های حاصل از شبیه‌سازی مدل ارائه شده با داده‌های عددی شها و همکاران نیز تطابق خوبی باهم داشته و بیشترین خطای ایجاد شده ۱۵٪ می‌باشد. همچنین از نتایج عددی کیان^۱ و همکاران [۴۰] برای اعتبارسنجی حالت دوم استفاده شده است. در این حالت نیز تمامی اطلاعات هندسی و شرایط مرزی مطابق اطلاعات تحقیق آن‌ها انتخاب گردیده و با توجه به اینکه آن‌ها ۸ حالت مختلف برای نسبت طول محفظه اختلاط به قطر گلوگاه اجکتور را بررسی کردند، برای اعتبارسنجی تنها حالتی که قطر گلوگاه دو

مایع - مایع بوده و با توجه به اینکه خواص فیزیکی سیال ورودی و مکش از جمله ویسکوزیته و چگالی متفاوت هستند، شبیه‌سازی درون اجکتور را باید به صورت دوفازی (مایع - مایع) انجام داد. از داده‌های تجربی و عددی شها و همکاران [۳۹] برای اعتبارسنجی حالت اول (مدل همگن) استفاده گردیده است. جریان درون اجکتور مورد مطالعه شها و همکاران از نوع مایع - مایع می‌باشد اما با توجه به اینکه هر دو سیال قسمت مکش (جریان ثانویه) و ورودی (جریان اولیه) از یک جنس هستند، آن‌ها این جریان را به صورت تک‌فازی مدل‌سازی کرده‌اند. بنابراین برای اعتبارسنجی مدل دوفازی انتخاب شده، جریان تک‌فازی مورد مطالعه شها و همکاران با مدل دوفازی مطالعه حاضر شبیه‌سازی شده است با در نظر گرفتن این فرض که سیال ورودی و سیال مکش دارای خواص یکسان (مانند سیال استفاده شده در مطالعه شها و همکاران) هستند. در این حالت تمامی اطلاعات هندسی و شرایط مرزی مطابق اطلاعات تحقیق آن‌ها انتخاب گردیده است. مقایسه داده‌های حاصل از شبیه‌سازی جریان به کمک مدل ارائه شده در این مطالعه با داده‌های عددی و تجربی شها و همکاران در شکل ۳ آورده شده است. نتایج نشان دهنده آن است که به ازای نرخ مکش‌های کمتر از ۱، داده‌های حاصل از شبیه‌سازی مدل ارائه شده با نتایج تجربی تطابق خوبی داشته و بیشترین خطای ایجاد شده در این حالت ۵٪ می‌باشد و به ازای نرخ

1 Qian



شکل ۴. اعتبارسنجی مدل دوفازی

Fig. 4. Two-phase model validation

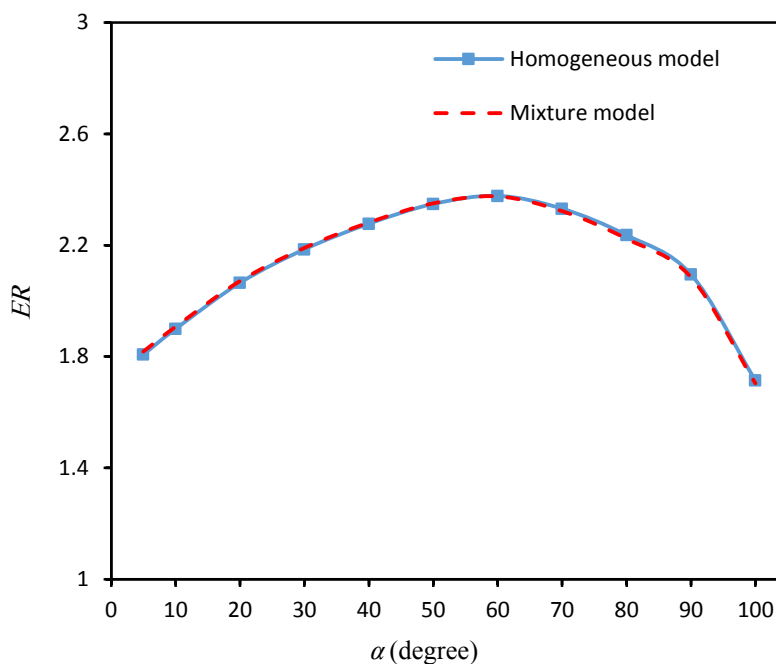
هندسی، بقیه پارامترها مطابق مقادیر شکل ۱ ثابت در نظر گرفته شده است. مقایسه نتایج حاصل از مدل همگن و همچنین مدل چند فازي مخلوط که برای شبیه‌سازی جریان ثانویه استفاده شده‌اند، نشان دهنده آن است که در کسر حجمی‌های پایین (۰.۵٪)، داده‌های حاصل از هر دو مدل تطابق خوبی باهم داشته، به طوری که بیشترین خطا در نسبت مساحت ۰/۲۶ ایجاد شده و مقدار ۲/۳٪ می‌باشد.

شکل ۵، تغییرات نرخ مکش اجکتور را به ازای زاویه‌های همگرایی متفاوت و برای دو مدل همگن و مخلوط نمایش می‌دهد. نتایج نشان دهنده آن است که افزایش زاویه همگرایی تا ۶۰ درجه موجب افزایش نرخ مکش می‌شود در حالی که با افزایش زاویه بیش از این مقدار، روند تغییر نرخ مکش معکوس می‌گردد. علت این پدیده این است که افزایش زاویه همگرایی موجب کاهش فشار در ورودی گلوگاه می‌گردد که با توجه به ثابت بودن دبی جرمی ورودی موجب افزایش نرخ مکش می‌شود. افزایش بیش از حد زاویه همگرایی که موجب کوتاه شدن طول نازل می‌گردد باعث ایجاد گردابه در گلوگاه می‌شود. ایجاد گردابه در محلی که جریان‌ها با هم ترکیب می‌گردند، مانند مانعی از ورود جریان ثانویه به درون اجکتور جلوگیری کرده، فشار این منطقه افزایش و باعث کاهش نرخ مکش می‌شود.

برابر طول محفظه اختلاط می‌باشد، استفاده شده است. مقایسه داده‌های حاصل از شبیه‌سازی جریان به کمک مدل ارائه شده در این مطالعه با داده‌های حاصل از شبیه‌سازی سه بعدی کیان و همکاران در شکل ۴ آورده شده است و نتایج نشان می‌دهد که حداکثر خطای ایجاد شده ۰.۶٪ می‌باشد.

۵- نتایج و بحث

کیان و همکاران [۴۰] با شبیه‌سازی عددی، جهت بررسی جریان درون اجکتور در نرخ مکش‌های متفاوت، تنها توانستند که مقدار بهینه‌ای برای نسبت طول اختلاط به قطر نازل تعیین کنند، به طوری که اجکتور به بالاترین مقدار بازدهی خود می‌رسد. اجکتور طراحی شده توسط آن‌ها، قابلیت به کارگیری در سیستم‌های لایروبی و یا کارخانه‌های تصفیه فاضلاب، جهت انتقال جریان دوفازی جامد - مایع بین مخازن را دارد. در این نوع کاربردها بالا بودن بازده اجکتور به معنای کاهش مصرف انرژی جریان اولیه می‌باشد. در این مطالعه، تلاش شده که علاوه بر افزایش تعداد پارامترهای هندسی به منظور بررسی تأثیر آن‌ها بر عملکرد اجکتور جامد - مایع، معیارهای متفاوتی نیز برای بررسی عملکرد اجکتور مورد مطالعه قرار گیرد. بررسی‌ها در شرایط مرزی یکسان انجام گرفته و هنگام مطالعه هر پارامتر



شکل ۵. تأثیر افزایش زاویه همگرایی بر نرخ مکش

Fig. 5. Effect of increasing the convergence angle on the entrainment ratio

نسبت فشار می‌باشد. همچنین افزایش زاویه واگرایی موجب کاهش فشار بحرانی می‌شود که به خاطر افزایش فشار در گلوگاه می‌باشد.

نسبت مساحت نازل به مساحت گلوگاه اجکتور، به عنوان یکی از پارامترهای هندسی مورد بررسی قرار گرفته و به اختصار، با نام نسبت مساحت^۱ معرفی می‌گردد. شکل ۹، تغییرات نرخ مکش اجکتور را به‌ازای افزایش نسبت مساحت نمایش می‌دهد. قابل مشاهده است که افزایش نسبت مساحت موجب کاهش نرخ مکش می‌گردد. برای بررسی نسبت مساحت، فاصله دیواره نازل با پوسته اجکتور حفظ می‌گردد. در نتیجه افزایش نسبت مساحت، به معنای افزایش قطر نازل می‌باشد. با افزایش قطر نازل و با توجه به ثابت بودن دبی جرمی جریان اولیه، سرعت جریان در خروجی نازل افت کرده و فشار افزایش می‌یابد. بالا رفتن فشار در ورودی گلوگاه، جایی که مکش رخ می‌دهد باعث افت نرخ مکش می‌گردد.

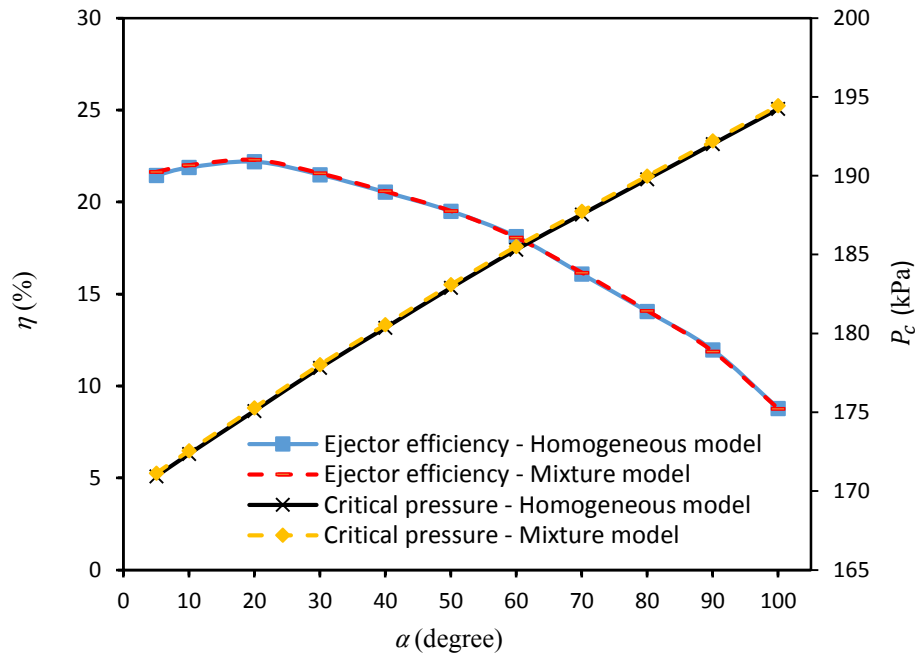
شکل ۱۰، فشار بحرانی و بازده اجکتور را به‌ازای افزایش نسبت مساحت نمایش می‌دهد. قابل مشاهده است که افزایش نسبت مساحت موجب افزایش بازده اجکتور می‌گردد و این روند تا نسبت مساحت ۰/۲۲ ادامه دارد و

شکل ۶، فشار بحرانی و بازده اجکتور را به‌ازای زاویه‌های همگرایی متفاوت و برای دو مدل همگن و مخلوط نمایش می‌دهد. قابل مشاهده است که افزایش زاویه همگرایی موجب افزایش فشار بحرانی می‌گردد. همچنین افزایش زاویه همگرایی تا ۲۰ درجه موجب افزایش بازده اجکتور می‌گردد. درحالی‌که افزایش بیش از این مقدار، روند تغییر بازده اجکتور را معکوس می‌کند. علت این پدیده این است که افزایش زاویه همگرایی موجب افزایش فشار در ورودی اجکتور می‌شود و با توجه به ثابت بودن فشارها در قسمت خروجی و مکش، موجب کاهش نسبت فشار و بازده اجکتور می‌گردد. برای زوایای کمتر از ۲۰ درجه افزایش نرخ مکش تأثیر بیشتری در مقایسه با نسبت فشار بر بازده اجکتور دارد.

شکل ۷، تغییرات نرخ مکش اجکتور را به‌ازای افزایش زاویه واگرایی دیفیوزر نمایش می‌دهد. قابل مشاهده است که افزایش زاویه واگرایی موجب کاهش نرخ مکش می‌گردد. علت این پدیده کوتاه شدن طول دیفیوزر به دلیل افزایش زاویه واگرایی و بالا رفتن فشار در گلوگاه اجکتور می‌باشد.

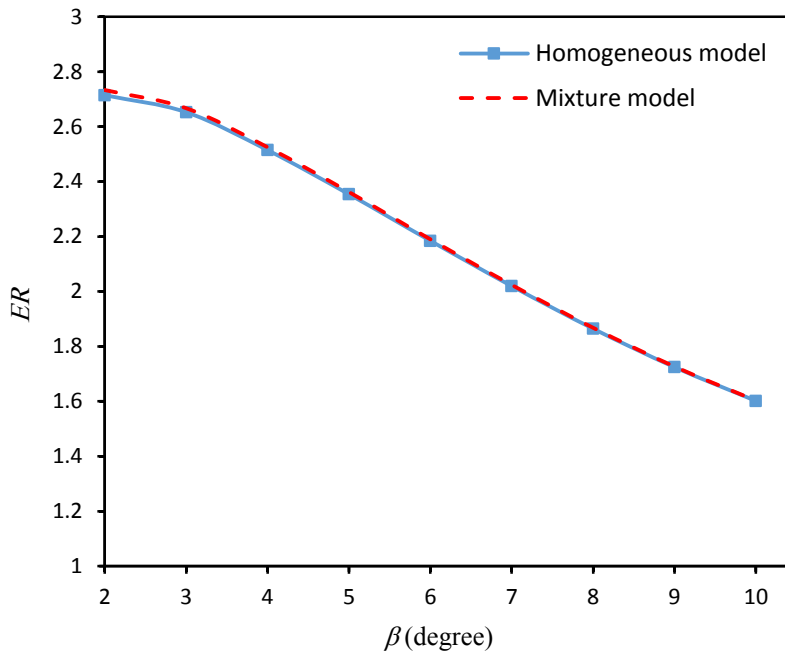
شکل ۸، فشار بحرانی و بازده اجکتور را به‌ازای افزایش زاویه واگرایی نشان می‌دهد. قابل مشاهده است که افزایش زاویه واگرایی موجب کاهش بازده اجکتور می‌گردد که این به دلیل افزایش فشار ورودی اجکتور و کاهش

1 Area ratio(A_r)



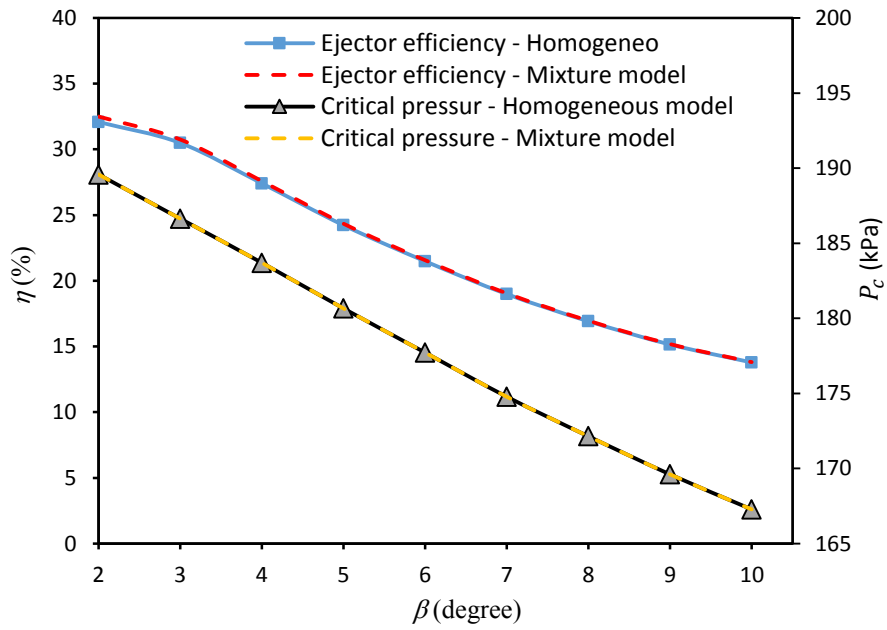
شکل ۶. تأثیر افزایش زاویه همگرایی بر بازده و فشار بحرانی

Fig. 6. Effect of increasing convergence angle on the efficiency and critical pressure



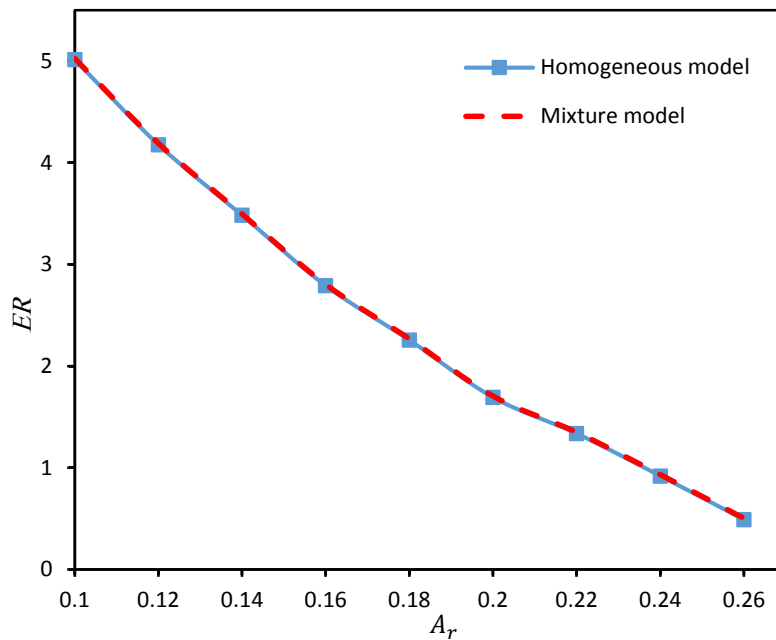
شکل ۷. تأثیر افزایش زاویه واگرایی بر نرخ مکش

Fig. 7. Effect of increasing the divergence angle on the entrainment ratio



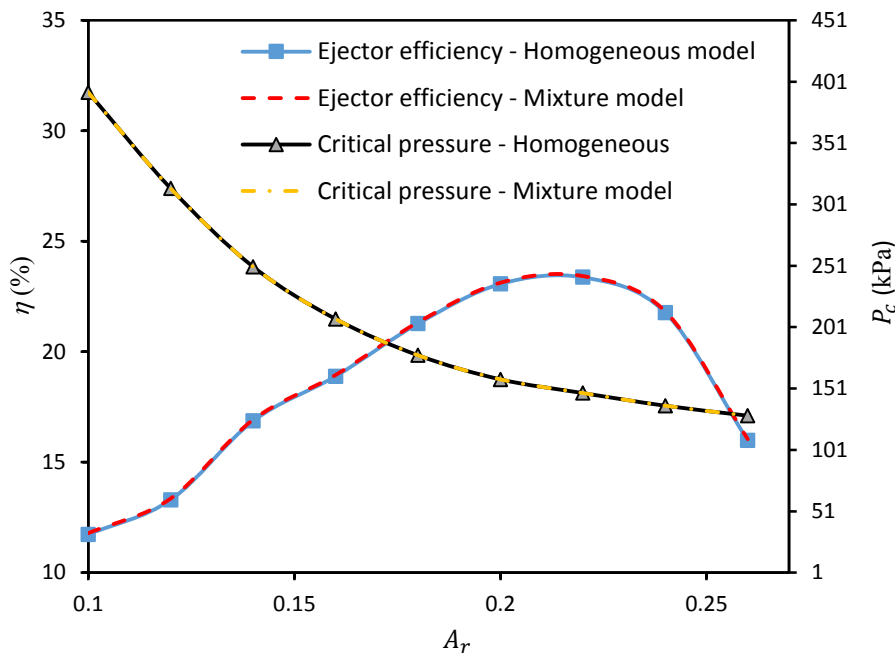
شکل ۸. تأثیر افزایش زاویه واگرایی بر نرخ مکش

Fig. 8. Effect of increasing the divergence angle on the entrainment ratio



شکل ۹. تأثیر افزایش زاویه واگرایی بر نرخ مکش

Fig. 9. Effect of increasing the divergence angle on the entrainment ratio



شکل ۱۰. تأثیر افزایش نسبت مساحت بر بازده و فشار بحرانی

Fig. 10. Effect of increasing the area ratio (A_r) on the efficiency and critical pressure

بیشتری برای مکش داشته باشد و مقاومت در مسیر جریان ثانویه کاهش می‌یابد. با توجه به ثابت بودن قطر نازل و ایجاد فشار یکسان در ورودی گلوگاه، هرچه محفظه مکش بزرگتر گردد نرخ مکش افزایش می‌یابد.

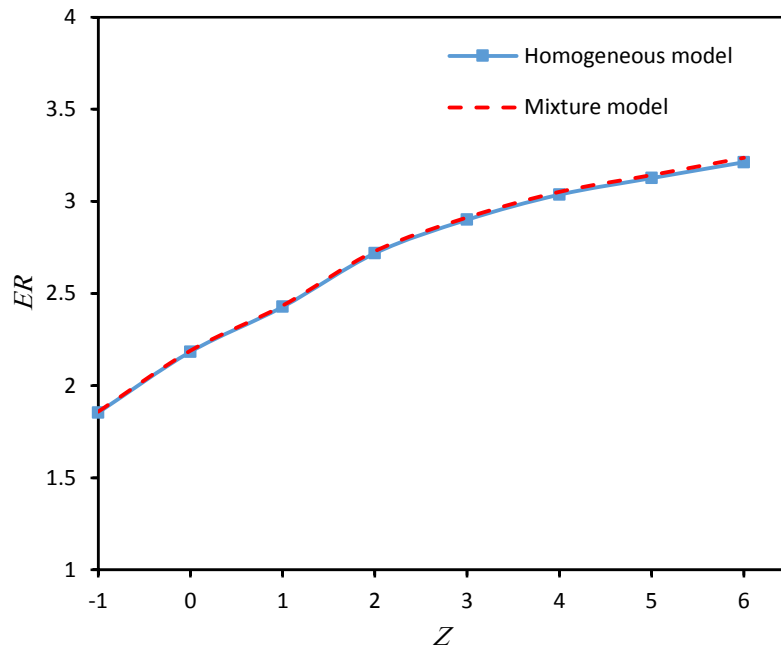
شکل ۱۲، فشار بحرانی و بازده اجکتور را به‌ازای موقعیت‌های مختلف نازل اجکتور نشان می‌دهد. قابل مشاهده است که افزایش Z موجب افزایش بازده اجکتور می‌گردد. این پدیده به دلیل افزایش نرخ مکش رخ می‌دهد در این شرایط فشار ورودی نیز افزایش یافته اما تأثیر کمتری نسبت به نرخ مکش بر بازده اجکتور دارد. همچنین افزایش Z موجب افزایش فشار بحرانی تا مقدار مشخصی می‌گردد ($Z = 4$) و بعد از آن نمودار روند کاهش دارد.

۶- نتیجه‌گیری

اجکتورهای دوفازی جامد - مایع، به دلیل عدم وجود قطعات متحرک که موجب می‌شود هزینه اولیه و تعمیر کمتر و نگهداری آسان‌تری نسبت به پمپ‌ها الکتریکی داشته باشند، در بسیاری از کاربردهای صنعتی از جمله سیستم‌های لایروبی و کارخانه‌های تصفیه‌ی فاضلاب، جهت انتقال جریان

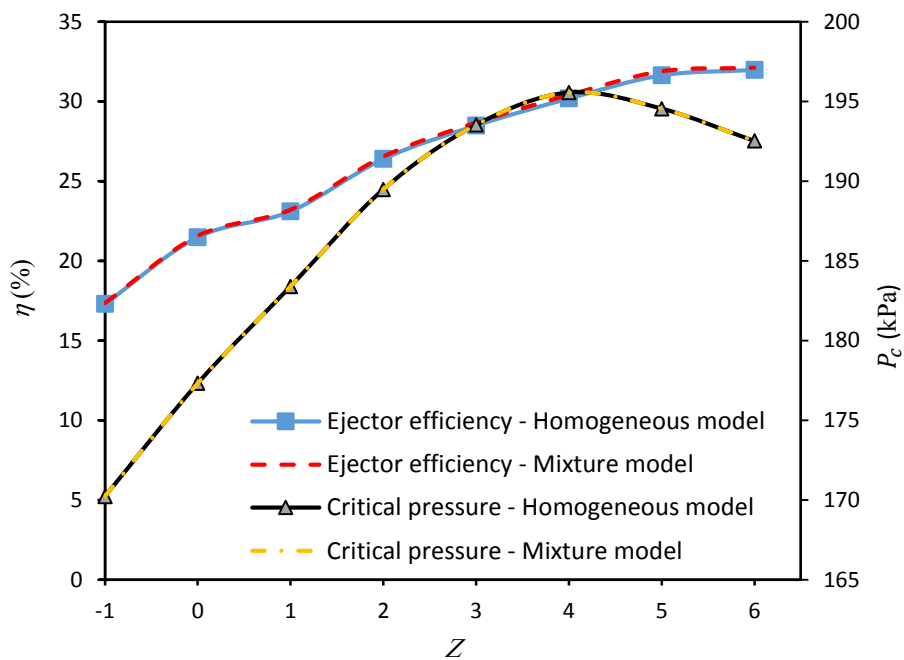
بعد از آن نمودار روند کاهشی خواهد داشت. افزایش قطر نازل موجب کاهش مقاومت در مسیر جریان می‌گردد که با توجه به ثابت بودن دبی جرمی ورودی، فشار ورودی اجکتور کاهش می‌یابد. تا نسبت مساحت $0/22$ ، کاهش فشار ورودی نسبت به کاهش نرخ مکش تأثیر بیشتری بر بازده اجکتور داشته و بالاترین نسبت فشار باعث افزایش بازده اجکتور می‌گردد و بعد از آن اثر کاهش نرخ مکش نسبت به کاهش فشار بر بازده بیشتر بوده و روند تغییر نمودار معکوس می‌گردد. همچنین افزایش نسبت مساحت موجب کاهش فشار بحرانی می‌شود که به دلیل افزایش فشار در گلوگاه می‌باشد.

شکل ۱۱، تغییرات نرخ مکش اجکتور را به‌ازای موقعیت‌های مختلف نازل اجکتور (Z) نمایش می‌دهد. پارامتر X ، فاصله خروجی نازل تا ابتدای گلوگاه می‌باشد. موقعیت $X = 0$ دهانه خروجی نازل در راستای ورودی جریان ثانویه می‌باشد و جهت به سمت خروجی اجکتور منفی در نظر گرفته شده است. افزایش X به معنای عقب کشیده شدن نازل می‌باشد. پارامتر Z نسبت X به قطر نازل می‌باشد. قابل مشاهده است که افزایش مقدار Z موجب افزایش نرخ مکش می‌گردد. افزایش Z به معنای عقب کشیده شدن نازل می‌باشد و این کار موجب می‌شود جریان ثانویه، فضای



شکل ۱۱. تأثیر موقعیت نازل بر نرخ مکش

Fig. 11. Effect of nozzle position on the entrainment ratio



شکل ۱۲. تأثیر موقعیت نازل بر بازده و فشار بحرانی

Fig. 12. Effect of nozzle position on the efficiency and critical pressure

دوفازی جامد - مایع بین مخازن استفاده می‌گردند. این در حالی است که مطالعات کمی در زمینه‌ی جریان‌های دوفازی جامد - مایع درون اجکتورها صورت گرفته است؛ بنابراین، مدل‌سازی عددی چنین جریان‌هایی به‌منظور بهبود عملکرد اجکتور بسیار سودمند خواهد بود. به همین دلیل، در این مطالعه، تأثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد اجکتور جامد - مایع به‌صورت عددی بررسی گردیده است. پارامترهای هندسی مورد مطالعه شامل زاویه همگرایی (α)، زاویه واگرایی (β)، نسبت مساحت نازل به گلوگاه اجکتور (A_r) و موقعیت نازل (Z)، که به صورت نسبت فاصله نازل تا گلوگاه به قطر نازل اجکتور تعریف می‌گردد، می‌باشند. تأثیر این پارامترهای هندسی بر معیارهای طراحی اجکتور شامل بازده، نرخ مکش و فشار بحرانی (حداکثر فشار قابل اعمال به خروجی اجکتور تا زمانی که جریان مکش متوقف گردد) بررسی شده است. در این مدل‌سازی از مدل مخلوط برای شبیه‌سازی جریان درون اجکتور استفاده گردیده است. مقایسه‌ی داده‌های عددی و تجربی محققین دیگر با داده‌های حاصل از مدل عددی استفاده شده در این پژوهش به منظور ارزیابی اعتبار مدل عددی، انجام گرفته است. نتایج نشان دهنده آن است که حداکثر خطای ایجاد شده با داده‌های تجربی و عددی به ترتیب ۲۰٪ و ۶٪ می‌باشد. با توجه به اینکه جریان ورودی اجکتور آب تمیز و جریان مکش شده مخلوط آب و ذرات جامد می‌باشد، برای شبیه‌سازی جریان ثانویه دو فازی، از مدل همگن (در نظر گرفتن جریان ثانویه به صورت سیال همگن) و مخلوط دوفازی (در نظر گرفتن جریان ثانویه به صورت آب - ماسه) استفاده و نتایج با هم مقایسه گردیده‌اند. نتایج نشان دهنده آن است که در کسر حجمی‌های پایین (۵٪) داده‌های حاصل از هردو مدل تطابق خوبی باهم داشته، به‌طوری‌که بیشترین خطا در نسبت مساحت ۰/۲۶ ایجاد شده و مقدار ۲/۳۱٪ می‌باشد. از جمله نتایج مهم این پژوهش عبارتند از:

- افزایش زاویه همگرایی، موجب افزایش نرخ مکش تا زاویه ۶۰ درجه گردیده و بعد از آن نرخ مکش کاهش می‌یابد.
- افزایش زاویه همگرایی، تا ۲۰ درجه موجب افزایش بازده اجکتور گردیده و بعد از آن بازده اجکتور کاهش می‌یابد.
- افزایش زاویه همگرایی، موجب افزایش فشار بحرانی می‌گردد.
- افزایش زاویه واگرایی، موجب کاهش نرخ مکش، بازده اجکتور و پس فشار بحرانی می‌گردد.
- افزایش نسبت مساحت نازل به گلوگاه (A_r)، موجب کاهش نرخ مکش و فشار بحرانی می‌گردد.
- افزایش نسبت مساحت نازل به گلوگاه (A_r)، تا ۰/۲۲، موجب

افزایش بازده اجکتور گردیده و بعد از آن بازده اجکتور کاهش می‌یابد.
- افزایش فاصله نازل تا گلوگاه (Z)، موجب افزایش نرخ مکش و بازده اجکتور می‌گردد.

- افزایش فاصله نازل تا گلوگاه، تا مقدار معین ($Z = 4$)، موجب افزایش فشار بحرانی گردیده و بعد از آن اثر معکوس دارد.
هدف مطالعه حاضر بررسی تأثیر پارامترهای هندسی اجکتور بر پارامترهای مختلفی که عملکرد اجکتور را توصیف می‌کنند می‌باشد. نتایج این بررسی‌ها برای سه پارامتر معرف عملکرد اجکتور ارائه شده است. اجکتورها در شرایط عملیاتی مختلف و با هدف‌های گوناگون مورد استفاده قرار می‌گیرند؛ به همین دلیل در شرایط مختلف هریک از پارامترهای ذکر شده می‌توانند به عنوان معیار اصلی طراحی اجکتور مدنظر قرار گیرند. در واقع نمی‌توان تنها از یک پارامتر به عنوان معیاری برای طراحی و ارائه هندسه بهینه اجکتور استفاده نمود. به همین منظور در این مطالعه تأثیر پارامترهای هندسی بر هر سه معیار اصلی طراحی اجکتور ارائه شده تا در شرایط مقتضی، هر کدام از آن‌ها که کارآمدتر باشند مورد استفاده قرار گیرند.

۷- فهرست علائم

علائم انگلیسی

A_r	نسبت مساحت
D	قطر، m
ER	نرخ مکش
\bar{F}	نیرو، N/m^3
G	تولید انرژی جنبشی آشفتنگی، kg/ms^3
\bar{g}	شتاب گرانش، m/s^2
K	انرژی جنبشی آشفتنگی، m^2/s^2
L	طول، m
\dot{M}	دبی جرمی، kg/s
N	نسبت فشار
n	تعداد فازهای مخلوط
P	فشار، Pa
P_c	فشار بحرانی، Pa
\bar{V}	سرعت، m/s
\bar{V}_{km}	سرعت نفوذ، m/s
X	فاصله‌ی خروجی نازل تا ابتدای گلوگاه، m
Z	موقعیت نازل

- [3] C. Li, Y.Z. Li, Investigation of entrainment behavior and characteristics of gas-liquid ejectors based on CFD simulation, *Chemical Engineering Science*, 66(3) (2011) 405-416.
- [4] V. Jorge de Oliveira Marum, L.B. Reis, F.S. Maffei, S. Ranjbarzadeh, I. Korkischko, R.d.S. Gioria, J.R. Meneghini, Performance analysis of a water ejector using Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations and mathematical modeling, *Energy*, 220 (2021) 119779.
- [5] H. Bie, C. Li, W. An, Y. Jia, J. Zhu, CFD simulation of the effect of pulsed jet on the performance of liquid-liquid ejector, *Chemical engineering transactions*, 61 (2017) 865-870.
- [6] S. Balamurugan, M.D. Lad, V.G. Gaikar, A.W. Patwardhan, Hydrodynamics and mass transfer characteristics of gas-liquid ejectors, *Chemical Engineering Journal*, 131(1) (2007) 83-103.
- [7] X. Yang, X. Long, Y. Kang, L. Xiao, Effect of diffuser structure and throat length on jet pump performance, *Harbin Gongye Daxue Xuebao/Journal of Harbin Institute of Technology*, 46 (2014) 111-115.
- [8] K. Banasiak, M. Palacz, A. Hafner, Z. Buliński, J. Smolka, A.J. Nowak, A. Fic, A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis, *International Journal of Refrigeration*, 40 (2014) 328-337.
- [9] P. Havelka, V. Linek, J. Sinkule, J. Zahradník, M. Fialova, Effect of the ejector configuration on the gas suction rate and gas hold-up in ejector loop reactors, *Chemical Engineering Science*, 52(11) (1997) 1701-1713.
- [10] X. Yang, X. Long, Y. Kang, L. Xiao, Application of Constant Rate of Velocity or Pressure Change Method to Improve Annular Jet Pump Performance, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 6(3) (2013) 137-143.
- [11] A. Saker, H. Hassan, Study of the Different Factors That Influence Jet Pump Performance, *Open Journal of Fluid Dynamics*, 3 (2013) 44-49.
- [12] R. Mallela, D. Chatterjee, Numerical investigation of

علائم یونانی

α	زاویه همگرایی، degree
β	زاویه واگرایی، degree
ε	نرخ اتلاف انرژی جنبشی آشفته، m^2/s^2
η	بازده
μ	لزجت دینامیکی، Pa-s
ρ	چگالی، kg/m^3
τ	تنش برشی، N/m^2
$\bar{\tau}$	تنش برشی متوسط، N/m^2
φ	کسر حجمی

زیرنویس

e	ذرات جامد
f	سیال پایه
h	ترکیب همگن
i	ورودی اجکتور
k	نماینده فاز
m	جریان مخلوط چندفازی
n	نازل
o	جریان خروجی
p	جریان اولیه
r	در راستای شعاع اجکتور
s	جریان ثانویه
t	گلوگاه
T	جریان آشفته
Z	در راستای محور اجکتور

بالا نویس

D	مربوط به نفوذ
T	جریان آشفته

منابع

- [1] J. Fan, J. Eves, H.M. Thompson, V.V. Toropov, N. Kapur, D. Copley, A. Mincher, Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps, *Computers & Fluids*, 46(1) (2011) 212-217.
- [2] W. Chen, H. Chen, C. Shi, K. Xue, D. Chong, J. Yan, A novel ejector with a bypass to enhance the performance, *Applied Thermal Engineering*, 93 (2016) 939-946.

- Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, Elounda, Greece, (2006) 148-153.
- [23] T. Narabayashi, Y. Yamazaki, H. Kobayashi, T. Shakouchi, Flow Analysis for Single and Multi-Nozzle Jet Pump, JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, 49(4) (2006) 933-940.
- [24] X. Deng, J. Dong, Z. Wang, J. Tu, Numerical analysis of an annular water-air jet pump with self-induced oscillation mixing chamber, The Journal of Computational Multiphase Flows, 9(1) (2017) 47-53.
- [25] J. Yan, C. Lin, W. Cai, H. Chen, H. Wang, Experimental study on key geometric parameters of an R134A ejector cooling system, International Journal of Refrigeration, 67 (2016) 102-108.
- [26] A. Hassan, M. Eissa, W. Aissa, Parametric Study of Water Jet Pump Performance, International Journal of Applied Energy Systems, 3 (2021) 35-41.
- [27] S. Ghorbanzadeh, E. Lakzian, A numerical comparison between ejector performance with convergence and convergence-divergence primary nozzle, Modares Mechanical Engineering, 16(1) (2016) 324-332.
- [28] M. El Gazzar, T. Meakhail, S. Mikhail, Numerical and experimental study of the influence of drag reduction agent (carboxy methyl cellulose) on the central jet pump performance, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 221(7) (2007) 1067-1073.
- [29] T. Meakhail, I. Teaima, Experimental and numerical studies of the effect of area ratio and driving pressure on the performance of water and slurry jet pumps, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 226(9) (2011) 2250-2266.
- [30] D. Yao, K. Lee, M. Ha, C. Cheong, I. Lee, Development of Hybrid Airlift-Jet Pump with Its Performance Analysis, Applied Sciences, 8(9) (2018).
- [31] M. Ishii, Thermo-fluid dynamic theory of two-phase flow, Springer Science, 75 (1975) 369-371.
- [32] B.C. Pak, Y.I. Cho, hydrodynamics and heat transfer the effect of geometry on the performance of a jet pump, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 225(7) (2011) 1614-1625.
- [13] K. Banasiak, A. Hafner, T. Andresen, Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump, International Journal of Refrigeration, 35(6) (2012) 1617-1625.
- [14] C. Prakeao, S. Takayama, K. Aoki, Y. Nakayama, Numerical prediction on the optimum mixing throat length for drive nozzle position of the central jet pump, Kyoto, Japan, (2002), pp. 26-29.
- [15] S. Balamurugan, V.G. Gaikar, A.W. Patwardhan, Effect of ejector configuration on hydrodynamic characteristics of gas-liquid ejectors, Chemical Engineering Science, 63(3) (2008) 721-731.
- [16] R.L. Yadav, A.W. Patwardhan, Design aspects of ejectors: Effects of suction chamber geometry, Chemical Engineering Science, 63(15) (2008) 3886-3897.
- [17] A. Hammoud, Effect of design and operational parameters on jet pump performance, Elounda, Greece, (2006) 245-252.
- [18] I. El-Sawaf, M. Halawa, M. Younes, I. Teaima, Study of the different parameters that influence on the performance of water jet pump, Citeseer, Alexandria, Egypt, (2011).
- [19] T.A. Meakhail, I.R. Teaima, A study of the effect of nozzle spacing and driving pressure on the water jet pump performance, International Journal of Engineering Science and Innovative Technology, 2(5) (2013) 373-381.
- [20] B. Naik, S. Patel, The Effect of Venturi Design on Jet Pump Performance, Journal for Research, Volume, 2 (2016) 28-23.
- [21] C. Prabkeao, K. Aoki, Study on the optimum mixing throat length for drive nozzle position of the central jet pump, Journal of Visualization, 8(4) (2005) 347-355.
- [22] M.D.E. Hayek, A.H. Hammoud, Prediction of Liquid Jet Pump Performance Using Computational Fluid Dynamics, Proceedings of the 4th WSEAS International

- D. Copley, A. Mincher, Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps, *Computers & Fluids*, 46(1) (2011) 212-217.
- [38] M. Falsafioon, Z. Aidoun, K. Ameer, Numerical investigation on the effects of internal flow structure on ejector performance, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 12(6) (2019) 2003-2015.
- [39] A. Sheha, M. Nasr, M. Hosien, E. Wahba, Computational and Experimental Study on the Water-Jet Pump Performance, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 11 (2018) 1013-1020.
- [40] Y.n. Qian, Y. Wang, Z. Fang, X. Chen, S.A. Miedema, Numerical Investigation of the Flow Field and Mass Transfer Characteristics in a Jet Slurry Pump, *Processes*, 9(11) (2021).
- study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer*, 11(2) (1998) 151-170.
- [33] D.A. Drew, S.L. Passman, *Theory of Multicomponent Fluid*, 1 ed., Springer Science & Business Media, New York, USA, 1999.
- [34] C. Kleinstreuer, *Microfluidics and nanofluidics: Theory and Selected Applications*, 1 ed., John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, USA, 2013.
- [35] C. Zou, H. Li, P. Tang, D. Xu, Effect of structural forms on the performance of a jet pump for a deep well jet pump, *WIT Transactions on Modelling and Simulation*, 59 (2015) 257-266.
- [36] A. INC, *ANSYS Fluent Theory Guide 15*, (2013).
- [37] J. Fan, J. Eves, H. Thompson, V. Toropov, N. Kapur,

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

Mostafa Hamzavi Loueha, Ramin Kouhikamali, Numerical study of the effect of geometric parameters on the performance of solid-liquid ejectors, Amirkabir J. Mech Eng., 55(1) (2023) 105-122.

DOI: 10.22060/mej.2023.21594.7475



