



بررسی عددی تاثیر رزوناتور هلمهولتز و نوسان جریان اولیه بر عملکرد اجکتور مادون صوت

مهدی توکلی^۱، حسین داوری^۲، مهدی نیلی احمدآبادی^{۳*} و امیر جولایی^۲

^۱ دانشجوی کارشناسی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

^۲ کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

^۳ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک در تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۱/۱۶؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۰۴/۲۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۸/۰۹

چکیده

پژوهش حاضر به تحلیل عددی اثر عمق و مکان یک یا دو جفت حفره هلمهولتز روی محفظه اختلاط یک اجکتور مادون صوت بر میزان راندمان مکش می‌پردازد. معادلات ناپایداری رینولدز متوسط ناوییر استوکس با مدل آشفتگی $k-\epsilon$ توسط نرم‌افزار فلوئنت ۲۰۲۲R۲ برای درک فیزیک جریان و اندازه‌گیری راندمان مکش حل گردید. مشاهده میدان جریان گذرا نشان داد که پر و خالی شدن همزمان حفره های مخالف باعث ایجاد نوسانات طولی و ضربانی در داخل محفظه اختلاط می‌شود. نتایج نشان داد که وجود تک جفت حفره در ابتدا، وسط و انتها محفظه اختلاط، راندمان مکش را بترتیب 0.16% ، 3.18% و 6.16% و همچنین جفت حفره ثانویه در موقعیت‌های ۲۰، ۴۰ و ۶۰ میلی‌متر نسبت به حفره اول، راندمان مکش را بترتیب 9.9% ، 10.1% و 10.2% کاهش می‌دهد. اثر طول دو جفت حفره نیز در فاصله ۲۰ میلی‌متر از هم در عمق‌های ۷۵، ۱۰۰ و ۱۲۵ میلی‌متر باعث کاهش 4.9% ، 9.9% و 13.1% راندمان مکش می‌شود. بنابراین، نتایج نوسانات حفره هلمهولتز نشان داد که بدلیل انسداد در مسیر جریان ثانویه، راندمان مکش کاهش می‌یابد؛ لذا در بخش پایانی، با ایجاد نوسان جریان محرک اولیه نشان داده شد که بدلیل افزایش اختلاط مؤثر بین جریان اولیه و ثانویه، راندمان مکش به میزان 5.2% افزایش یافت.

کلمات کلیدی: حفره هلمهولتز؛ نوسانات طولی و عرضی؛ اجکتور؛ راندمان مکش.

Numerical investigation of the effects of Helmholtz resonator and primary flow oscillations on subsonic ejector performance

Mehdi Tavakoli¹, Hossein Davari², Mahdi Nili-Ahmadabadi^{3*}, Amir Joulai²

¹ B.Sc. Student, Mech. Eng., Isfahan University of Technology Univ., Isfahan, Iran

² M.Sc., Mech. Eng., Isfahan University of Technology Univ., Isfahan, Iran

³ Assoc. Prof., Mech. Eng., Isfahan University of Technology Univ., Isfahan, Iran

Abstract

This paper investigates the effect of depth and location of Helmholtz resonator with one or two pairs of cavities on the mixing chamber of a subsonic ejector to determine the ejector's entrainment ratio. Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations and $k-\epsilon$ turbulence model was solved with Fluent 2022R2 software. The results showed the presence of the cavity at the beginning, middle, and end of the mixing chamber reduces the entrainment ratio by 0.6%, 3.8%, and 6.6%, respectively, and the presence of the second cavity at the positions of 20, 40, and 60 mm with respect to the first cavity reduces the entrainment ratio by 9.9%, 10.1%, and 10.2% respectively. Furthermore, the depths of 75, 100, and 125 mm was studied at a distance of 20 mm for two pairs of cavities and the results showed a reduction of 4.9%, 9.9%, and 13.1% in entrainment ratio respectively. In general, the using of Helmholtz resonator reduces the entrainment ratio due to the blockage in the secondary flow path. Therefore, the effect of primary flow fluctuation was investigated, the results showed that the primary flow fluctuation increases the entrainment ratio by 5.2% due to the increase of effective mixing between the primary and secondary flow.

Keywords: Helmholtz resonator; Longitudinal and transverse oscillations; Ejector; Entrainment ratio.

۱- مقدمه

وجود حفره‌های متصل بر مجرای حامل جریان، با آرایش مقابل هم، می‌توانند سبب ایجاد نوسانات فشاری هارمونیک و اغتشاش در جریان کانال شود. عوامل زیادی از جمله هندسه ابعاد، محل قرارگیری، نحوه قرارگیری حفره‌ها نسبت به یکدیگر و جریان ورودی بر دامنه فشار داخل حفره و دیگر پارامترهای جریان حفره اثر گذار است [۱]. حفره هلمهولتز یکی از انواع این حفره‌ها است که عمود بر جریان سیال قرار گرفته و در آن ریزش گردابه رخ می‌دهد. این نوع حفره دارای کاربردهای بسیاری از جمله در اندازه‌گیری انرژی صوت [۲]، کاهش صدا [۳ و ۴]، صدا خفه‌کن [۵ و ۶]، محافظه احتراق [۷] و تنظیم جریان [۸] مورد استفاده قرار می‌گیرد. با ورود گردابه به حفره، یک موج آکوستیک در داخل حفره ایجاد شده که پس از برخورد موج با انتها حفره، با اختلاف فاز ۱۸۰ درجه دوباره به سمت دهانه حفره باز می‌گردد و گردابه‌ی وارد شده را به بیرون از حفره حرکت می‌دهد. در این هنگام اگر مقدار دو فرکانس ریزش گردابه و موج آکوستیک به یکدیگر نزدیک شوند، منجر به تشدید یا رزونانس می‌شود که در نتیجه دامنه‌ی نوسانات فشار چندین برابر حالت عادی خواهد بود.

از حفره هلمهولتز در کاربردهای بسیار استفاده شده است. یانگ و همکاران [۹] عملکرد اگزوز خودرو به همراه حفره هلمهولتز را مورد مطالعه قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که با قرار دادن آن، صدای موتور را در بازه‌ی گسترده‌ای از دور های مختلف بشدت کاهش می‌دهد. اسلاتن و همکاران [۱۰] با بررسی اثر نوسانات دو نوع حفره در شبکه لوله‌کشی گاز، ارتباط بین لایه برشی و موج ایستاده درون حفره را مورد مطالعه قرار دادند و با استفاده از مستهلک کننده‌های آکوستیک، نوسانات ایجاد شده توسط حفره را کاهش دادند. ماتوا و همکاران [۱۱] با استفاده از یک جاذب پیزوالکتریک در انتهای یک حفره هلمهولتز به جذب انرژی جریان هوا و نوسانات فشار شکل گرفته پرداختند. سبری علام و همکاران [۱۲] برای کاهش نویز در سیستم‌هایی مانند توربوشارژ و پره های کمپرسور، با استفاده از پیکربندی مختلف حفره‌های فرکانس بالا، یک سیستم کاهش نویز را مطالعه و توسعه دادند. تبوت و همکاران [۱۳] به بررسی آرایه‌ای از حفره‌های هلمهولتز پرداختند که می‌توانند نویزهای خطوط راه آهن در تونل را مستهلک کنند، آنها انتشار موج در تونل را مدل‌سازی

و با الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی کردند. نتایج نشان داد که این آرایه‌ها می‌تواند ابزاری جهت کاهش نوسانات فشار در تونل هایی با ابعاد مختلف باشد.

برخی محققان نیز اثر طول حفره را بررسی نمودند. دی جانگ و همکاران [۱۴] یک بررسی تجربی و عددی روی جریان تحریک شده در حفره‌های باریک و بلند انجام دادند که شیار بین درب خودرو و بدنه را مدل‌سازی می‌کرد. آنها اثر تیز و یا گرد بودن لبه‌های بالادست و پایین دست حفره را مورد بررسی قرار داده و در نهایت اثر طول‌های مختلف حفره بر روی لایه مرزی را مطالعه کردند. زیادا و همکاران [۱۵] اثر پیکربندی‌های متفاوت دو حفره را روی دامنه‌ی نوسانات فشار مورد بررسی قرار دادند. آنها دامنه‌ی نوسانات فشار را برای حالت حفره‌های مقابل در فرکانس و طول‌های مختلف حفره بدست آوردند و فرکانس آکوستیک را مشخص کردند.

اجکتورها اجزای مکانیکی ثابتی هستند که دلیل مزایایی مانند هزینه پایین خرید، نگهداری آسان، قابلیت اعتماد بالا و سادگی ساختار نسبت به پمپ‌ها، و بدون نیاز به انرژی خارجی، کاربردهای زیادی در مکش و پمپ کردن سیالات تراکم‌پذیر و تراکم‌ناپذیر دارند [۱۶]. اجکتورها را می‌توان به عنوان پمپ های بدون قطعات متحرک توصیف کرد که توسط گازها، بخارات یا مایعات فشرده شده به عنوان نیروی محرک عمل می‌کنند. آنها به طور گسترده در بسیاری از فرآیندهای صنعتی مانند پمپ‌های حرارتی [۱۷]، سیستم‌های تبرید [۱۸ و ۱۹]، ژنراتورهای خلاء [۲۰]، سیستم‌های سلول سوختی [۲۱]، اختلاط گاز [۲۲]، گاززدایی [۲۳]، نمک‌زدایی [۲۴]، بوزدایی [۲۵]، ستون‌های تقطیر [۲۶]، تبخیر [۲۷]، تفکیک‌سازی [۲۸]، خشک کردن انجمادی [۲۹]، تراکم توربین [۳۰] و خنک کننده خلاء [۳۱]، مبدل پروتونی پیل سوختی [۳۲]، سوخت‌رسانی [۳۳]، خنک‌کاری [۳۴] و صنایع شیمیایی [۳۵] کاربرد دارند. در اجکتور، سیال اولیه با سرعت زیاد وارد نازل اولیه شده است، به طوری که آنتالپی سیال به انرژی جنبشی تبدیل می‌شود که در نتیجه آن فشار کاهش می‌یابد. کاهش فشار در محفظه‌ی مکش اجکتور به کمتر از مقدار فشار جریان ثانویه، باعث مکش سیال ثانویه می‌شود. پس از مخلوط شدن دو سیال با فشارهای متفاوت، از یک دیفیوزر برای بازیابی فشار استفاده می‌شود تا فشار سیال خروجی در انتهای دیفیوزر کاهش یابد [۳۶].

اجکتور را ۳۵٪ افزایش دادند؛ همچنین تانگ و همکاران [۲۲] [۲۱] با انجام بهینه‌سازی، اثرات منفی کانال‌های ثانویه اضافه شده توسط [۲۱] را کاهش دادند.

یاداو و همکاران [۴۲] اجکتوری ارائه کردند که محفظه‌ی اختلاط آن قسمت سطح ثابت نداشت. آنها در این اجکتور پارامتر دیگری به نام نسبت طرح را مورد بررسی قرار دادند که بصورت نسبت فاصله‌ی خروجی نازل جریان اولیه تا محفظه‌ی اختلاط به قطر گلوگاه محفظه‌ی اختلاط تعریف می‌شود. دونگ و همکاران [۴۳] از مدل قابل تحقق $k-\epsilon^2$ برای ارزیابی اثر طول قسمت همگرا محفظه اختلاط استفاده کردند. وو و همکاران [۴۴] گزارش کردند که اگر طول بخش مقطع ثابت محفظه اختلاط کوتاه‌تر از حد معینی باشد، نوسانات سرعت و فشار افزایش می‌یابد که باعث کاهش راندمان مکش می‌شود. لی و همکاران [۴۵] با استفاده از انسیس ۱۹، تأثیر نسبت سطح مقطع محفظه اختلاط به ناحیه مقطع گلوی نازل اولیه را به صورت عددی بررسی کردند. ون و همکاران [۴۶] گزارش دادند که نسبت سطح مقطع محفظه اختلاط به ناحیه خروجی نازل اولیه به طور جدی بر طول بهینه محفظه اختلاط و مکش تأثیر می‌گذارد. وو و همکاران [۳۹] اثبات کردند که طول قسمت سطح ثابت مربوط به محفظه‌ی اختلاط می‌تواند به صورت غیر مستقیم بر فشار خروجی تأثیر بگذارد؛ همچنین نسبت طول محفظه‌ی اختلاط بر قطر نازل جریان اولیه را جهت یافتن محدوده بهینه بررسی کردند. فو و همکاران [۴۷] به بررسی ویژگی‌های جریان در داخل اجکتور بخار تراکم‌پذیر با هدف بهینه‌سازی فاصله مقطع خروجی نازل اولیه و قطر گلوگاه محفظه اختلاط با استفاده از یک مدل ریاضی پرداختند. آنها با فاصله نازل اولیه بهینه شده، بهینه‌سازی نسبت قطر گلوگاه محفظه اختلاط به گلوگاه نازل اولیه را بدست آورده و به راندمان مکش حدود ۲۵٪ رسیدند.

برخی از محققان با کوپل مطالعه پارامتری و الگوریتم‌های بهینه‌سازی، به بهینه‌سازی محفظه اختلاط پرداختند. یان و همکاران [۴۸] سه پارامتر هندسی، یعنی طول محفظه اختلاط با فشار ثابت، طول محفظه اختلاط با ناحیه ثابت و قطر محفظه اختلاط را برای مطالعه بهینه‌سازی چند مرحله‌ای انتخاب کردند. علاوه بر این، بهینه‌سازی را با چهار حالت ترکیب

اجکتورها با توجه به موقعیت خروجی اولیه نازل به دو دسته اختلاط در ناحیه مقطع ثابت و اختلاط در فشار ثابت تقسیم می‌شوند. در نوع اول، موقعیت خروجی نازل اولیه و ثانویه یکسان و در ناحیه مقطع ثابت است و در نوع دوم، موقعیت خروجی نازل اولیه و خروجی نازل ثانویه یکسان نمی‌باشد که ناحیه فشار ثابت است. پارامتر اساسی راندمان مکش^۱، که به عنوان نسبت دبی جرمی جریان مکش به دبی جرمی جریان محرک تعریف می‌شود، پارامتر مهمی است که کارایی یک اجکتور را نشان می‌دهد (رابطه ۱). راندمان مکش بالاتر در اجکتورها به معنای شار جرمی ثانویه بیشتر است که توسط یک شار جرم اولیه ثابت مکیده می‌شود. نسبت فشار^۲ در اجکتورها بصورت نسبت فشار خروجی دیفیوزر به فشار ورودی جریان ثانویه تعریف می‌شود که به شدت بر راندمان مکش تأثیر می‌گذارد (رابطه ۲)؛ همچنین راندمان مکش تحت تأثیر شرایط کاری و پارامترهای هندسی است [۳۷].

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

$$PR = \frac{P_e}{P_s} \quad (2)$$

مطالعات گسترده‌ای بر روی اجزاء مختلف اجکتور مانند نازل ثانویه [۳۸]، محفظه اختلاط [۳۹] و دیفیوزر [۴۰] انجام شده است. اثر پارامترهای هندسی محفظه مکش و اختلاط بر راندمان مکش اجکتور توسط بسیاری از محققین مورد بررسی قرار گرفته است. رامش و همکاران [۳۸] به طور عددی و تجربی تأثیر زاویه محفظه مکش را بر راندمان اجکتور در شرایط مختلف بررسی کردند و دریافتند که محفظه مکش تأثیر زیادی بر راندمان اختلاط جریان اولیه و ثانویه دارد. ماروم و همکاران [۴۱] به بررسی عددی و تجربی یک اجکتور مادون صوت در راندمان مکش مختلف با سرعت نازل اولیه ثابت پرداختند. آنها مشاهده کردند، مدل $k-w SST$ از دقت خوبی در پیش‌بینی نتایج راندمان مکش برخوردار است.

مطالعاتی روی استفاده از ورودی ثانویه اضافه روی محفظه اختلاط انجام شده است. تانگ و همکاران [۲۱] یک ورودی ثانویه در وسط و انتهای محفظه اختلاط اضافه کردند و راندمان

¹ Entrainment Ratio (ER)

² Pressure Ratio (PR)

³ Realizable

اما هزینه استفاده از این روش برای شبیه‌سازی گردابه بسیار بالا خواهد بود. در روش شبیه‌سازی گردابه بزرگ^۳ گردابه‌های بزرگ بصورت مستقیم حل شده و گردابه‌های کوچک با استفاده از مدل‌سازی بدست می‌آیند. در این روش از شبکه درشت‌تر و گام زمانی بزرگتر نسبت به روش شبیه‌سازی عددی مستقیم استفاده می‌شود. به هر حال بکارگیری روش شبیه‌سازی گردابه بزرگ مستلزم حل میدان جریان در یک بازه زمانی مناسب و داشتن شبکه ریزتر نسبت به روش رینولدز متوسط ناویر استوکس^۴ برای رسیدن به پاسخ‌های مشخص است. روش رینولدز متوسط ناویر استوکس نیز در شبیه‌سازی جریان‌های آشفتنه نوسانی ناتوان است، لذا در این شبیه‌سازی از معادلات تراکم‌پذیر ناپایدار رینولدز متوسط ناویر استوکس^۵ استفاده می‌شود. معادلات دو بعدی پیوستگی، ممنتوم و انرژی روش ناپایدار رینولدز متوسط ناویر استوکس به ترتیب در روابط (۳)، (۴) و (۵) آورده شده است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) \quad (4)$$

$$\frac{\partial (\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho c_p u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + S_i \quad (5)$$

مطابق پژوهش‌های انجام شده توسط سلامت [۵۳] بوهن [۵۴] و دنایر [۵۵] مدل آشفتگی $K - \epsilon$ به دلیل هزینه کمتر و عدم نیاز به شبکه‌بندی ریز، برای بررسی انتخاب شد. نوسانات فشار بدرستی در این مدل شکل گرفته و با ادامه حل گذرا، دامنه نوسانات به یک دامنه ثابت و پایدار همگرا شده است؛ بنابراین مدل آشفتگی $K - \epsilon$ استاندارد مطابق معادلات (۶)، (۷) و (۸) تعریف می‌شود که به دلیل پایداری و اقتصادی بودن برای گستره وسیعی از کاربردهای صنعتی، دلیل اصلی محبوبیت این مدل است. این معادله با فرض جریان کاملاً

مختلف کسر حجمی سیال جریان اولیه و جریان ثانویه نیز ترکیب کردند. سیروپالاس و همکاران [۴۹] از یک مدل جایگزین^۱ برای بهینه‌سازی شکل محفظه اختلاط اجکتورهای میرد استفاده کردند. مدل مورد مطالعه قبلاً بصورت عددی و تجربی بررسی شده و اکنون توسط روش مدل جایگزین تا ۱۶٪ افزایش راندمان داشتند. پالاس و همکاران [۵۰] هندسه محفظه اختلاط اجکتور کربن دی اکسید را از روش الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی کرد و نتایج را با حل عددی مقایسه نمود. نتایج بهینه‌سازی با هر دو الگوریتم مشابه به دست آمد و طول بخش اختلاط در طراحی بهینه بیشتر شد و راندمان مکش را تا ۲ درصد افزایش داد. سمسام و همکاران [۵۱] شکل دیوار محفظه یک اجکتور مافوق صوت دوبعدی را با استفاده از روش الحاقی بهینه کردند. محققانی نیز به بررسی ایجاد نوسانات بر محفظه اختلاط اجکتور پرداختند. دنگ و همکاران [۵۲] طرح جدیدی از یک محفظه اختلاط نوسانی خود القا شده با اجکتور آب-هوا ارائه کردند. شبیه‌سازی عددی آنها نشان داد که تقریباً ۱۰٪ افزایش عملکرد در مقایسه با هندسه معمولی وجود دارد. مطابق مطالعات پیشین، محفظه اختلاط در افزایش راندمان مکش اجکتور بسیار تأثیر گذار است. از طرفی، افزودن نوسان‌ساز هلمهولتز به محفظه اختلاط اجکتور تاکنون مورد بررسی قرار نگرفته است؛ بنابراین در پژوهش حاضر، تأثیر اتصال حفره هلمهولتز به محفظه اختلاط یک اجکتور مادون صوت مورد بررسی عددی قرار گرفت. هدف از این پژوهش، بررسی رفتار نوسانات جریان در محفظه اختلاط اجکتور و تغییر راندمان اختلاط سیال اولیه و ثانویه بصورت عددی می‌باشد. همچنین اثر تعداد و طول حفره بر میزان نوسانات حفره‌ها و راندمان اختلاط اجکتور بررسی می‌گردد. در بخش پایانی پژوهش، اثر ایجاد نوسان جریان اولیه بر راندمان مکش نیز با تعریف کد UDF در شرط مرزی ورودی اولیه مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲- معادلات حاکم

روش شبیه‌سازی عددی مستقیم^۲ برای حل مستقیم جریان های آشفتنه بدون استفاده از مدل‌سازی اضافی امکان‌پذیر است،

^۴ Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)

^۵ Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes (URANS)

^۱ Surrogate Model

^۲ Direct Numerical Simulation (DNS)

^۳ Large Eddy Simulation (LES)

بندی اجکتور در نزدیکی دیواره‌ها و محل اتصال نازل و دیفیوزر با محفظه اختلاط بایستی ریزتر و با تراکم بیشتر باشند، زیرا از نواحی حساس در شبکه‌بندی اجکتور می‌باشند؛ بنابراین در نواحی نزدیک همه دیوارهای اجکتور، خصوصا دیواره‌های محفظه اختلاط و همچنین نواحی مرزی مشترک بین محفظه با نازل‌ها و دیفیوزر، از شبکه با تراکم بالاتر و ریزتر نسبت به سایر نواحی استفاده کرد. اکنون با ترکیب اجکتور و حفره هلمهولتز، تعداد این نواحی حساس افزایش پیدا خواهد کرد. در این حالت می‌بایست شبکه در مرز دهانه ورودی حفره دیواره‌های حفره و انتهای حفره‌ها به اندازه کافی متراکم در نظر گرفته شود تا اثرات لایه برشی در دهانه حفره و اثرات گردابان سرعت روی دیواره‌ها بخوبی مدل شود؛ همچنین در حین گذر از نواحی مختلف اجکتور نبایستی هیچ گونه پرش یا تغییرات شدید در اندازه سلول‌ها داشته باشیم.

یکی از گام‌های مهم در شبیه‌سازی عددی، اطمینان از نتایج حل می‌باشد که در نتیجه با تولید چند شبکه مختلف و بررسی پارامترهای موثر مسئله، می‌توان استقلال از شبکه حل را بررسی نمود. ۵ شبکه سازمان یافته مختلف برای هندسه شکل ۵ تولید شد و تأثیر تعداد سلول‌ها بر روی پارامتر راندمان مکش مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج حاصل از راندمان مکش در شکل ۶ تغییرات راندمان مکش را نمایش می‌دهد. مشاهده می‌گردد که در شبکه‌بندی‌های مختلف، با توجه به تغییرات راندمان مکش، شبکه‌بندی ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ سلول دارای اختلاف ناچیزی است؛ بنابراین از شبکه‌بندی ۴۰۰۰۰ برای دقت بیشتر در شبیه‌سازی‌ها و همگرایی بهتر استفاده شد. برای همگرایی بهتر در شبکه‌های ریزتر و مسائل پیچیده‌تر، نیاز به گام زمانی کوچکتر است؛ بنابراین جهت بررسی استقلال نتیجه، متوسط راندمان مکش برای شش گام زمانی متفاوت مطابق شکل ۷ مورد بررسی قرار گرفته و مشاهده می‌شود که گام زمانی ۰/۰۰۱ مناسب است. لازم به ذکر است که نوسانات راندمان مکش در شکل ۸ بعد از ۸۰۰ گام زمانی شروع شده و در محدوده بسیار کوچکی در حدود ۰/۱٪ نوسان دارد.

۴- اعتبارسنجی با نتایج تجربی

جهت اعتبارسنجی پژوهش حاضر، هندسه پژوهش محمدپور [۱] با تنظیمات شبیه‌سازی پژوهش حاضر به صورت عدد بررسی شده و با نتایج تجربی در پژوهش [۱] مقایسه گردید.

آشفته و رینولدزهای بالا توسعه یافته است، در نتیجه ناحیه انتقالی آرام به آشفته در این مدل جایگاهی ندارد.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (۶)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + C_{3\epsilon} G_b + \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (۷)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (۸)$$

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \\ \sigma_k = 1, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

۳- ابعاد حفره و موقعیت قرار گیری آن

در این پژوهش هندسه اجکتور مورد پژوهش ماروم و همکاران [۴۱] انتخاب گردید. لازم به ذکر است که هندسه مورد آزمایش ماروم و همکارانش مربوط به شبیه‌سازی عددی یک اجکتور آب مادون صوت بوده و به دلیل مادون صوت بودن پژوهش حاضر این هندسه انتخاب شد. برای تعیین ابعاد حفره، عرض آن برابر با عرض محفظه اختلاط اجکتور یعنی ۳۴٫۲ میلی‌متر و عمق حفره $L = 50, 75, 100, 125, 150 \text{ mm}$ مورد بررسی قرار گرفت. اکنون حالت‌های قرارگیری تک جفت حفره نسبت به طول محفظه اختلاط در شکل ۱ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، یک جفت حفره مقابل هم در الف) انتها، ب) وسط و ج) ابتدا محفظه اختلاط قرار داده شده است. در نهایت ابعاد هندسه اجکتور به همراه دو جفت حفره هلمهولتز مطابق شکل ۲ رسم شده است.

در ادامه تک جفت دوم را با فاصله مشخصی از حفره اول قرار دادیم و نتایج شبیه‌سازی عددی با دو جفت حفره را نیز بررسی و مقایسه کردیم. موقعیت قرارگیری تک جفت حفره دوم مطابق شکل ۳ آورده شده است و در الف) ۶۰ میلی‌متری، ب) ۴۰ میلی‌متری و ج) فاصله‌های ۲۰ میلی‌متری نسبت به جفت حفره اول قرار داده شده است. در نهایت ابعاد هندسه اجکتور به همراه دو جفت حفره هلمهولتز مطابق شکل ۴ رسم شده است.

۴- بررسی استقلال از شبکه و گام زمانی

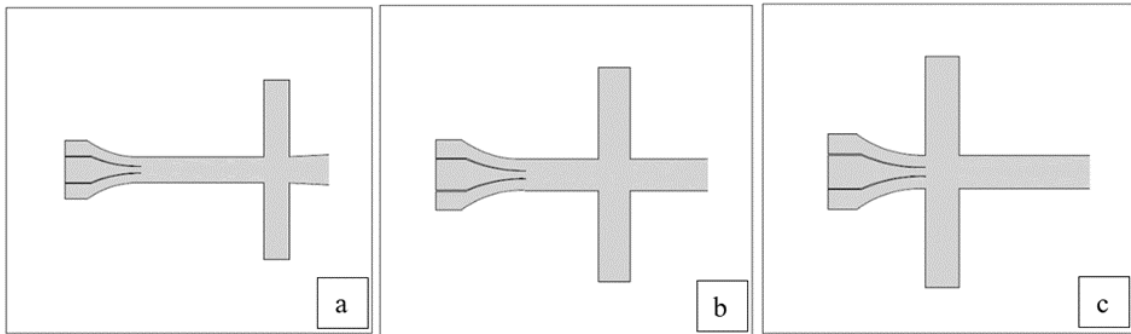
ارائه شبکه‌بندی سازمان یافته مناسب باعث می‌شود تا زمان حل و هزینه محاسبات کاهش یابد. لازم به ذکر است که شبکه

دارای خطای ۲٪ است؛ همچنین در استقلال از شبکه‌بندی برای حل عددی رزوناتور هلمهولتز، دو شبکه‌بندی مورد بررسی قرار گرفت و دو پارامتر دامنه نوسانات فشار استاتیک و فرکانس آکوستیک غالب نوسانات مورد ارزیابی قرار گرفت. فرکانس و دامنه نوسانات حاصل از شبیه‌سازی عددی با دو شبکه مختلف با نتایج تجربی پژوهش محمدپور در جدول ۱ آورده شده است که بیانگر خطای قابل قبولی میان نتایج عددی و تجربی است.

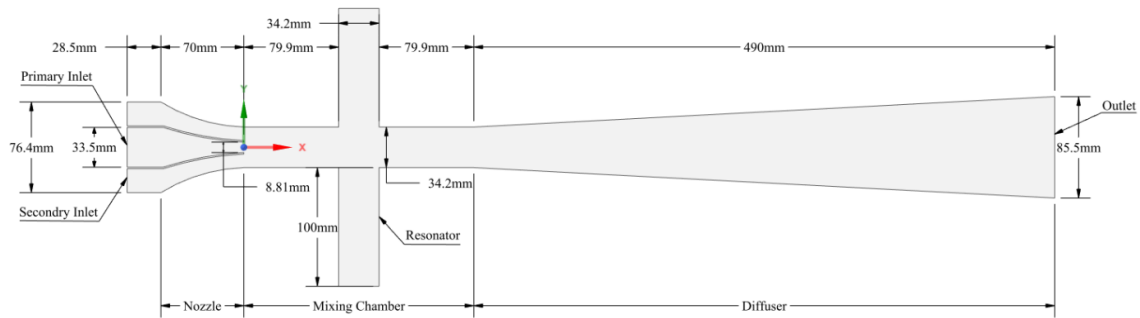
طبق بررسی‌های انجام شده توسط پژوهش تجربی محمدپور [۱] فرکانس آکوستیک نوسانات برای هندسه با ابعاد حفره ۶×۲۵ سانتی‌متر با سرعت ورودی ۶۰ متر بر ثانیه برابر ۳۰۰ هرتز است. اکنون در طی فرآیند شبیه‌سازی با تعریف نقطه‌ای در نزدیکی انتهای حفره و گزارش نوسانات فشار استاتیک و سپس تبدیل فوریه آن، فرکانس آکوستیک غالب نوسانات برابر ۲۹۴ هرتز بدست آمد که در مقایسه با نتیجه تجربی محمدپور،

جدول ۱- مقایسه میزان نوسانات فشار استاتیک و فرکانس آکوستیک غالب با روش عددی و تجربی [۱]

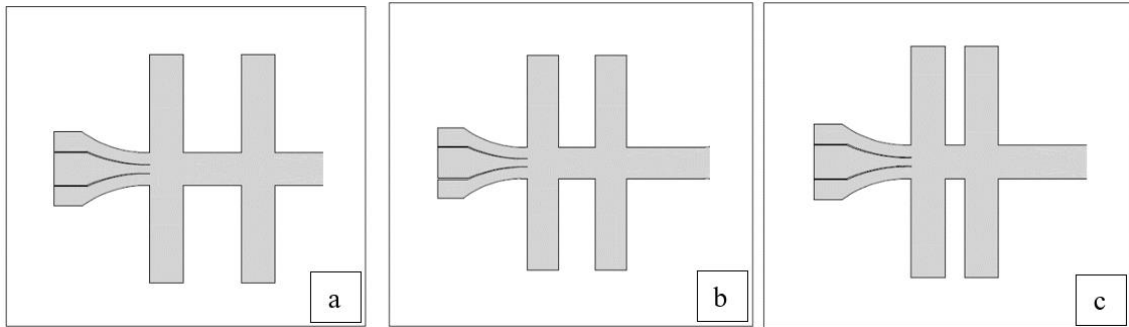
پارامتر	۹۰۰۰ سلول	۱۶۵۰۰ سلول	تجربی	درصد خطا
دامنه نوسانات فشار استاتیک	۱۲/۵ کیلوپاسکال	۱۲/۵ کیلوپاسکال	۱۲ کیلوپاسکال	۴/۱۶٪
فرکانس آکوستیک غالب در حفره	۲۹۱ هرتز	۲۹۴ هرتز	۳۰۰ هرتز	۲٪



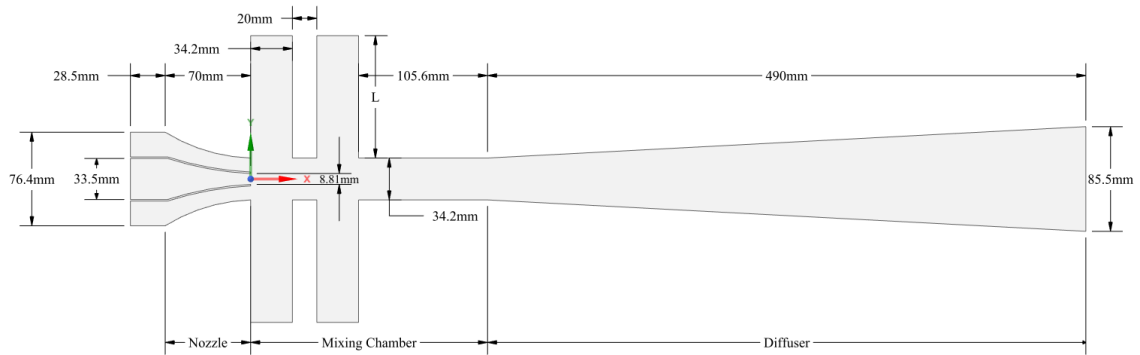
شکل ۱- موقیعت‌های قرارگیری جفت حفره اول الف) انتها ب) وسط ج) ابتدا محفظه اختلاط



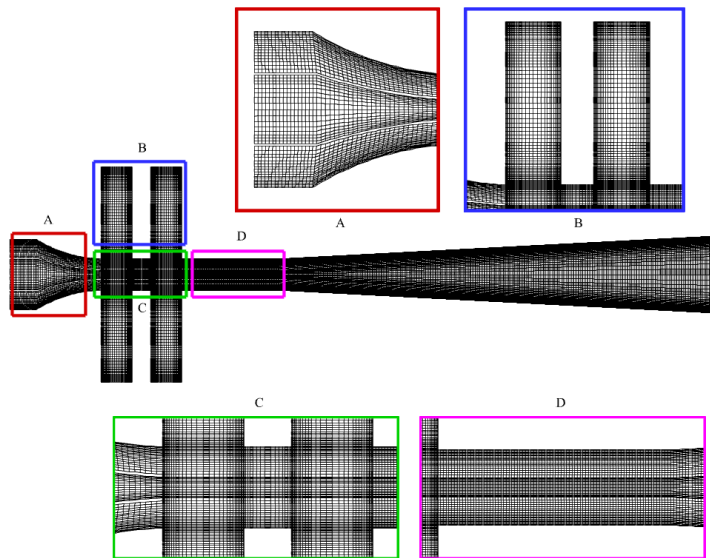
شکل ۲- ابعاد و نام‌گذاری هندسه اجکتور به همراه تک جفت حفره هلمهولتز



شکل ۳- موقعیت قرارگیری جفت حفره دوم در فاصله الف) ۶۰ میلی‌متری ب) ۴۰ میلی‌متری ج) ۲۰ میلی‌متری از حفره اول



شکل ۴- ابعاد و نام‌گذاری هندسه اجکتور به همراه دو جفت حفره هلمهولتز



شکل ۵- شبکه‌بندی اجکتور به همراه دو جفت حفره هلمهولتز

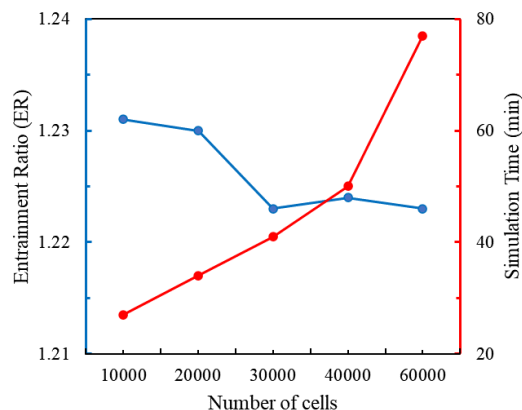
۵- شرایط مرزی مسئله

با توجه به اینکه تولید امواج فشاری آکوستیکی در حفره نقش اصلی در شکل‌گیری جریان گذرای نوسانی را دارد سیال عامل هوا مورد استفاده قرار گرفت؛ همچنین با توجه به پژوهش سلامت و همکارانش [۵۳] از فرض گاز ایده‌آل برای هوا استفاده شد. عدم استفاده از فرض گاز ایده‌آل، نمی‌تواند نوسانات را مدل کند و عملاً به جواب دائم و بدون نوسان همگرا می‌شود. شرایط مرزی مسئله مطابق شکل ۹ مشخص گردید که مقادیر آن در جدول ۲ آورده شده است. برای مرز ورودی اولیه و ثانویه، به ترتیب سرعت ورودی و فشار سکون ورودی تعریف گردید؛ همچنین، برای خروجی از شرط مرزی فشار خروجی استفاده شد.

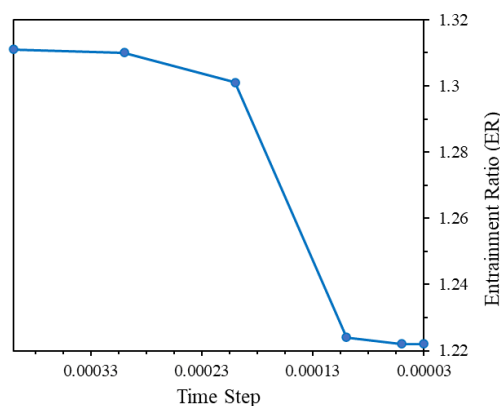
برای دیواره‌های مجرای اصلی اجکتور، شرط عدم لغزش و برای دیواره‌های حفره از شرط مرزی لغزش مطابق پژوهش [۵۴، ۵۶ و ۵۷] استفاده شد. به دلیل ناچیز بودن سرعت سیال در داخل حفره، اهمیت بیشتر اثرات آکوستیکی نسبت به اثرات لزجت و کاهش اثرات لایه مرزی روی سطح حفره، با اعمال تنش‌برشی اصلاح شده، از شرط مرزی لغزش استفاده گردید. در صورت شبیه‌سازی با شرط عدم لغزش برای حفره، با ورود جریان به درون حفره، اثرات لایه مرزی در نظر گرفته شده که در این صورت نوسانات جریان درون حفره به طور واقعی مدل نخواهد شد و در نتیجه نمی‌توان اثرات ارتعاشات را به خوبی مدل‌سازی نمود.

۶- تنظیمات حل عددی

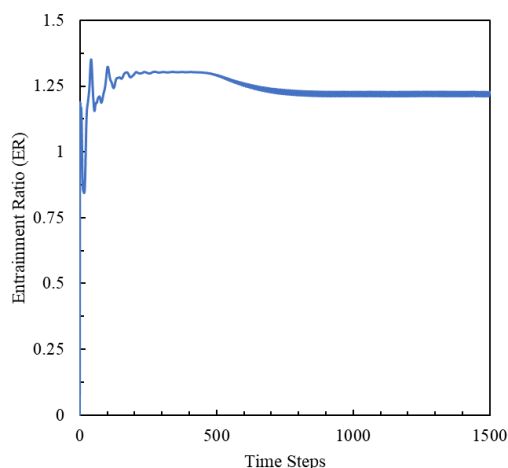
در این شبیه‌سازی، با توجه به مادون صوت بودن جریان اجکتور و همچنین بررسی هرچه بهتر گرادیان‌های فشار و سرعت از روش فشار-مینا برای کوپلینگ فشار و چگالی استفاده شد. روش کوپلینگ معادلات فشار و سرعت بصورت کوپل^۱ مورد استفاده قرار گرفت، زیرا همگرایی بهتر و تعداد تکرار کمتری نسبت به روش سیمپل^۲ برای مسئله مورد نظر دارد؛ همچنین، برای دقت جداسازی معادلات از روش بالادست مرتبه دوم استفاده شد.



شکل ۶- استقلال از شبکه‌بندی



شکل ۷- استقلال از گام زمانی



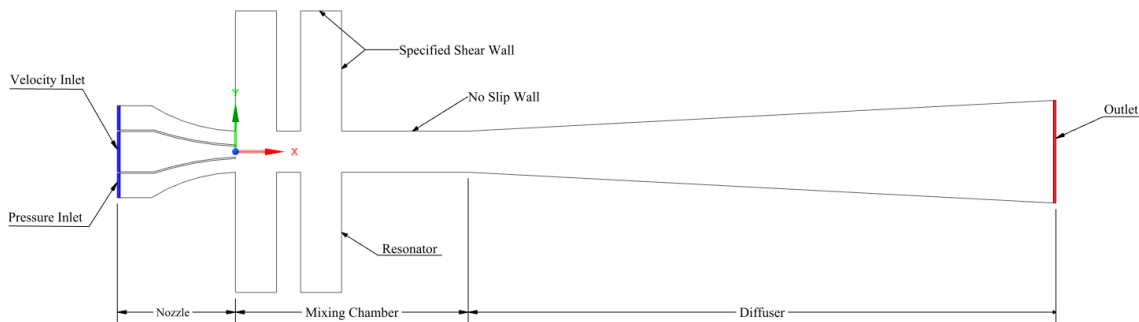
شکل ۸- نوسانات راندمان مکش

² Simple

¹ Coupled

جدول ۲- شرایط مرزی مسئله

محدوده	شرط مرزی	مقدار	شدت آشفتگی	قطر هیدرولیکی (m)
ورودی نازل اولیه	سرعت ورودی	۳۵ متر بر ثانیه	۵٪	۰/۰۳۵۵
ورودی نازل ثانویه	فشار ورودی	۹۹۹۶۱/۷۵ پاسکال	۵٪	۰/۰۴۲۹
خروجی دیفیوزر	فشار خروجی	۱۰۱۳۲۵ پاسکال	۵٪	۰/۰۸۵۰
دیواره اجکتور	دیوار ثابت	بدون لغزش	-	-
دیوار حفره	دیوار ثابت	دارای لغزش	-	-



شکل ۹- محل و نام‌گذاری شرایط مرزی مسئله

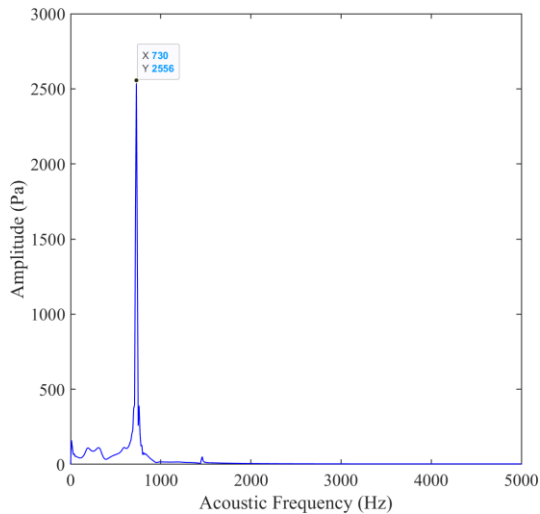
بر اساس این مدل مشخص است که حفره‌ها بصورت یکی در میان پر و خالی می‌شوند که با فیزیک واقعی حاکم بر حفره هلمهولتز مطابقت دارد. به عبارت دیگر زمانی که ریزش گردابه وارد حفره بالایی می‌شود، حفره پایینی در انتظار ریزش گردابه است. کانتور نوسانات فشار و خطوط جریان درون حفره به ترتیب در شکل ۱۲ و شکل ۱۳ برای ۴ زمان متوالی یک سیکل آورده شده است.

مقایسه کانتور فشار (شکل ۱۲) و خطوط جریان (شکل ۱۳) نشان می‌دهد، در جائیکه ریزش گردابه به داخل حفره رخ داده است، فشار افزایش می‌یابد و بالعکس. در واقع ریزش گردابه در دهانه حفره باعث تشکیل یک موج فشاری می‌شود که به داخل حفره حرکت کرده و از نقطه‌ای که عبور می‌کند، فشار را افزایش می‌دهد. زمانی که موج فشاری به انتهای حفره برخورد کرده و بازتاب شود، بصورت یک موج انبساطی به دهانه حفره حرکت می‌کند و از هر نقطه‌ای که عبور می‌کند، باعث کاهش فشار می‌شود. با توجه به جدول ۳، مشاهده می‌شود که تک جفت حفره در ابتدا محفظه دارای راندمان مکش بهتری نسبت به حالت تک جفت حفره وسط و انتها دارد. در هر صورت وجود تک جفت حفره در ابتدا، وسط و انتها راندمان مکش را

در تعیین عدد کورانت بایستی به این نکته توجه شود که زیاد شدن عدد کورانت می‌تواند باعث واگرایی گردد و کوچک شدن بیش از حد آن باعث همگرایی کند می‌گردد؛ لذا، با چند حل اولیه و بررسی همگرایی عدد ۲۰ انتخاب گردید. در نهایت، با توجه به بخش استقلال از گام زمانی، تعداد تکرار ۲۰ در هر گام زمانی ۰/۰۰۰۱ انتخاب شد. معیار همگرایی در تمامی حل‌های گذرا شامل، ثابت شدن دامنه نوسان فشار و دبی متوسط جریان ثانویه با گذشت زمان بود. پس از پایدار و هارمونیک شدن جریان، شرط رسیدن مقدار باقیمانده‌ها در هر گام زمانی به کمتر از 10^{-4} نیز ارضاء شد

۷- بحث و نتایج

۷-۱- تک جفت و دو جفت حفره با عمق ۱۰۰ میلی‌متر در زمان شروع حل، نمودارها در ابتدا نامنظم بوده و دارای تغییر فازهای پی در پی و کاتوره‌ای بودند که از الگوی خاصی پیروی نمی‌کردند. با ادامه حل، نوسانات هارمونیک پایدار فشار در بازه ۹۲ الی ۱۰۲ کیلوپاسکال شکل گرفت (شکل ۱۰)؛ همچنین تبدیل فوریه نمودار در شکل ۱۱ نشان می‌دهد که حداکثر فرکانس آکوستیک درون حفره برابر ۷۳۰ هرتز است.



شکل ۱۱- تبدیل فوریه نوسانات فشار تک جفت حفره ۱۰۰ میلی‌متری در وسط محفظه اختلاط

۷-۲- اثر تعداد و تغییر عمق حفره بر راندمان مکش

در ادامه، شبیه‌سازی عددی به ازای عمق‌های مختلف ۵۰، ۷۵، ۱۲۵ و ۱۵۰ میلی‌متر برای حفره‌ها انجام گردید. نتایج نشان دادند که عمق‌های ۷۵ و ۱۲۵ میلی‌متر دارای نوسانات هارمونیک بوده، اما عمق‌های ۵۰ و ۱۵۰ میلی‌متر نوسانی ندارند. جهت بررسی عملکرد اجکتور در نسبت فشارهای مختلف، منحنی راندمان مکش بر حسب نسبت فشار در شکل ۱۴ بدست آمد؛ همچنین درصد اختلاف راندمان مکش هر هندسه نسبت به هندسه مبنا در نسبت فشار ۱/۰۱۴ که نسبت فشار خروجی دیفیوزر به فشار ورودی ثانویه است در جدول ۵ آورده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش طول حفره، راندمان مکش بترتیب ۴/۹٪، ۹/۹٪ و ۱۳/۱٪ کاهش می‌یابد. اشاره گردید که پارامتر نسبت فشار تأثیر زیادی بر راندمان مکش اجکتور دارد. نتایج راندمان مکش بر حسب نسبت فشار های ۱/۰۱۴ الی ۱/۰۱۸ برای اجکتور بدون حفره و با دو جفت حفره‌های ۷۵، ۱۰۰ و ۱۲۵ میلی‌متر در جدول ۶ بررسی شده است. نتایج جدول ۶ در شکل ۱۴ بصورت منحنی نیز آورده شده و نشان می‌دهد، اگر چه با افزایش نسبت فشار، راندمان مکش کاهش می‌یابد، اما بیشترین راندمان مکش برای اجکتور بدون حفره است و می‌توان نتیجه گرفت که وجود هر سه طول مختلف حفره تأثیر عکس روی راندمان مکش دارد.

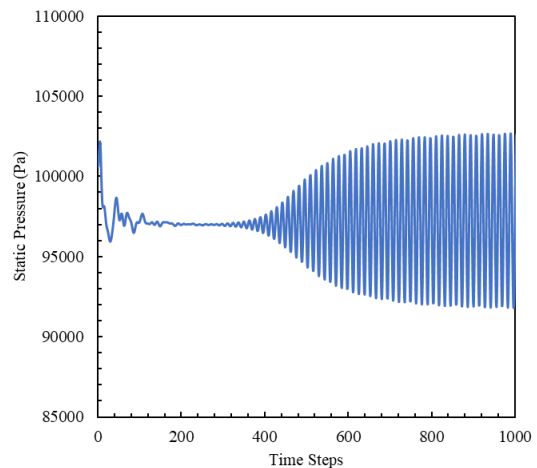
٪۰/۶ و ٪۳/۸ و ٪۶/۶ کاهش داده. در ادامه، با اضافه کردن تک جفت حفره دیگری مطابق شکل ۳ شبیه‌سازی‌ها انجام شد و نتایج جدول ۴ نشان دادند که وجود دو جفت حفره منجر به کاهش شدیدتر راندمان مکش اجکتور به اندازه ٪۹/۹ و ٪۱۰/۱ و ٪۱۰/۲ می‌شود.

جدول ۳- راندمان مکش با تک جفت حفره ۱۰۰ میلی‌متر

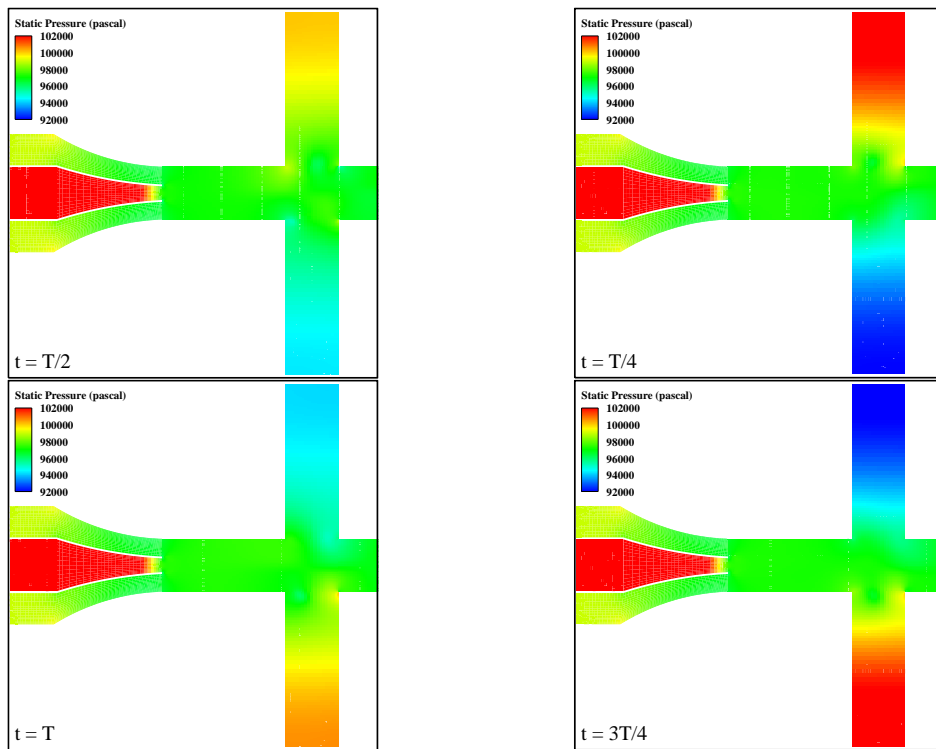
موقعیت مکانی تک جفت اول	ER	درصد تغییر
بدون حفره	۱/۳۴۵	-
ابتدا	۱/۳۳۷	-۰/۶٪
وسط	۱/۲۹۶	-۳/۸٪
انتها	۱/۲۶۲	-۶/۶٪

جدول ۴- راندمان مکش با دو جفت حفره ۱۰۰ میلی‌متر

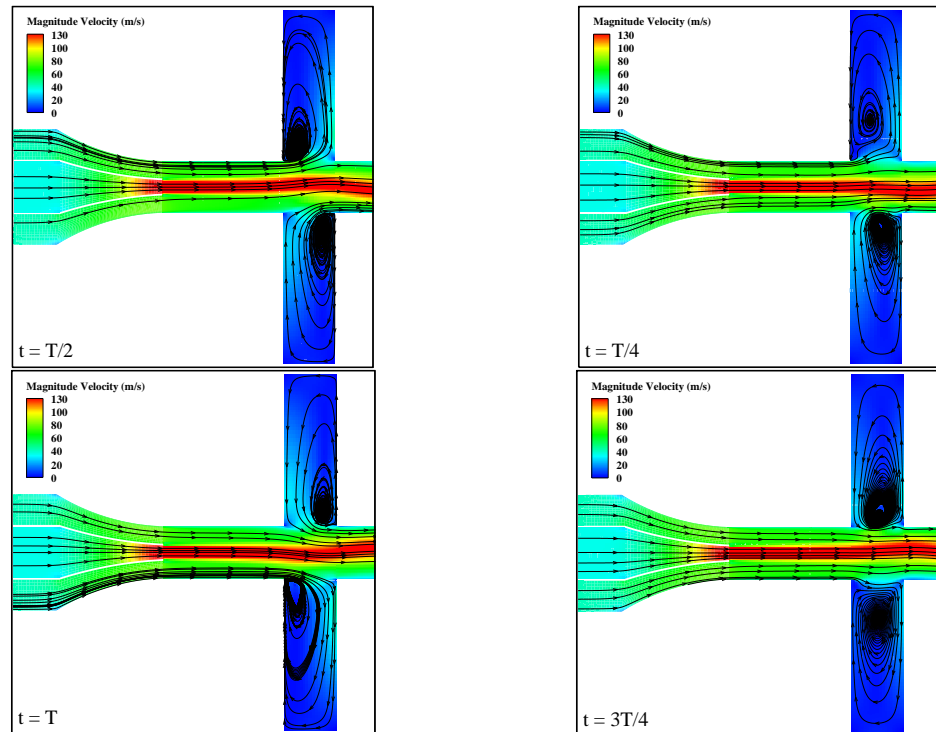
موقعیت مکانی تک جفت دوم	ER	درصد تغییر
بدون حفره	۱/۳۴۵	-
فاصله ۲۰ میلی‌متری	۱/۲۲۴	-۹/۹٪
فاصله ۴۰ میلی‌متری	۱/۲۲۲	-۱۰/۱٪
فاصله ۶۰ میلی‌متری	۱/۲۲۰	-۱۰/۲٪



شکل ۱۰- نوسانات هارمونیک فشار تک جفت حفره ۱۰۰ میلی‌متری در وسط محفظه اختلاط



شکل ۱۲- کانتور فشار اجکتور به همراه تک جفت حفره ۱۰۰ میلی متری در ۴ زمان متوالی یک سیکل



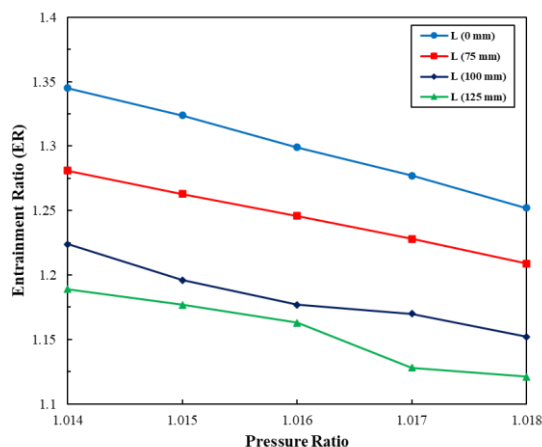
شکل ۱۳- کانتور سرعت و خطوط جریان به همراه تک جفت حفره ۱۰۰ میلی متری در ۴ زمان متوالی یک سیکل

ثانویه و کاهش راندمان مکش می‌شود. در واقع، چون نوسانات میدان از جریان ثانویه شروع می‌شود و به داخل میدان منتقل می‌شود، و جریان ثانویه نیز خود معلول جریان اولیه است، بنابراین این نوسانات نمی‌تواند باعث بهبود اختلاط و افزایش راندمان مکش شود. نمودار نوسانات هارمونیک فشار در حفره ها به ترتیب در شکل ۱۵ برای اجکتور با حفره ۷۵ میلی‌متر، شکل ۱۶ برای حفره ۱۰۰ میلی‌متر و شکل ۱۷ برای حفره ۱۲۵ میلی‌متر بدست آمده‌اند. اندازه‌گیری مقادیر این نوسانات فشار با تعریف نقطه‌ای به مختصات $(W/2, 0.9L)$ در نرم‌افزار فلونت انجام شد. از دامنه نوسان نمودارها می‌توان گفت که افزایش عمق حفره، سبب افزایش دامنه نوسانات فشار در جفت حفره اول و دوم شده است؛ همچنین با مقایسه دامنه نوسانات فشاری در جفت حفره اول و دوم می‌توان نتیجه گرفت که دامنه نوسانات فشاری در جفت حفره دوم در تمامی حالت‌ها بیشتر از جفت حفره اول بوده است. به عبارت دیگر، جفت حفره اول نقش تشدید کننده نوسانات در جفت حفره دوم را داشته است.

همچنین از تبدیل فوریه هر نمودار نوسان فشار مشاهده می‌گردد که فرکانس آکوستیک غالب در حفره‌های ۷۵، ۱۰۰ و ۱۲۵ میلی‌متری به ترتیب ۸۶۰، ۷۲۰ و ۶۱۰ هرتز است. همچنین مشاهده می‌شود که فرکانس درون حفره اول و دوم تقریباً برابر می‌باشد. علت این پدیده، برابری عرض حفره اول و دوم است، زیرا فرکانس ریزش گردابه در رابطه (۹) تنها به عرض حفره وابسته می‌باشد. در رابطه (۹) پارامترهای W ، ν و m به ترتیب عرض حفره، سرعت ریزش گردابه و شماره مود هیدرودینامیکی هستند [۱]. بر اساس پژوهش [۱] فرکانس آکوستیک در رابطه (۱۰) تنها به هندسه حفره وابسته است و سرعت جریان گذرنده از حفره بر آن تأثیری ندارد. پارامترهای C ، D ، L و n به ترتیب سرعت صوت، عمق حفره، عرض مجرای اصلی و شماره مود هیدرودینامیکی هستند. مطابق رابطه (۱۰)، افزایش عمق حفره، فرکانس آکوستیک را کاهش می‌دهد که نمودارهای تبدیل فوریه، کاهش مقدار فرکانس آکوستیک را برای هر حالت نشان می‌دهند.

$$f_v = \left[\frac{0.57(m - 0.25)}{W} \right] \nu \quad (9)$$

$$f_{ac} = \frac{(2n + 1)C}{(2L + D)} \quad (10)$$



شکل ۱۴- منحنی عملکرد اجکتور بدون و با حفره ۷۵، ۱۰۰ و ۱۲۵ میلی‌متر در نسبت فشارهای مختلف

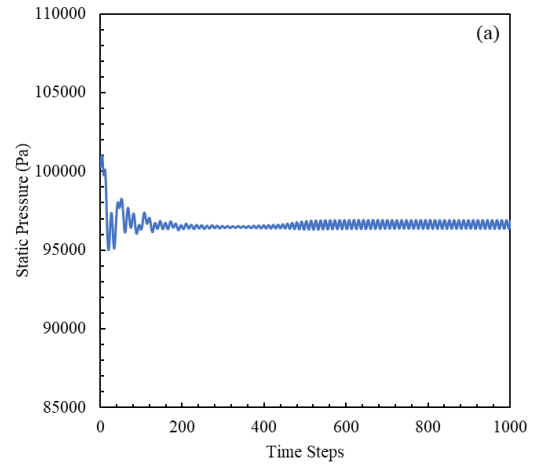
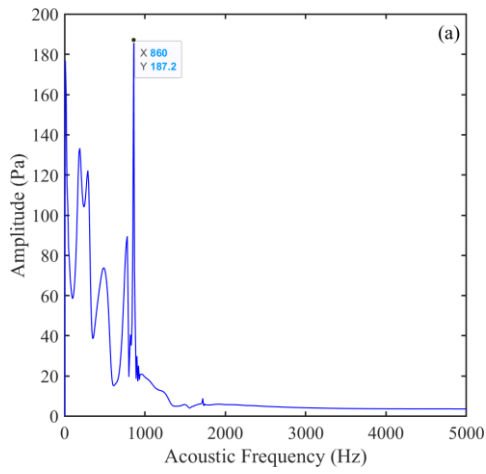
جدول ۵- تغییرات راندمان مکش در نسبت فشار ۱،۰۱۴

طول حفره	M_2	ER	درصد تغییر راندمان
-	۲/۰۱۱	۱/۳۴۵	-
۷۵ میلی‌متر	۱/۹۱۰	۱/۲۸۱	-۴/۷۹
۱۰۰ میلی‌متر	۱/۸۳۱	۱/۲۲۴	-۹/۷۹
۱۲۵ میلی‌متر	۱/۷۸۰	۱/۱۸۹	-۱۳/۷۱

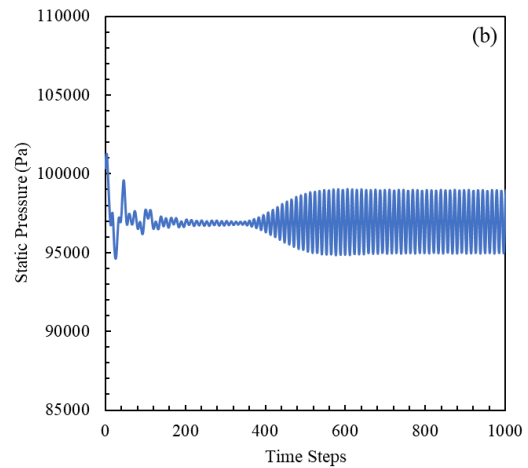
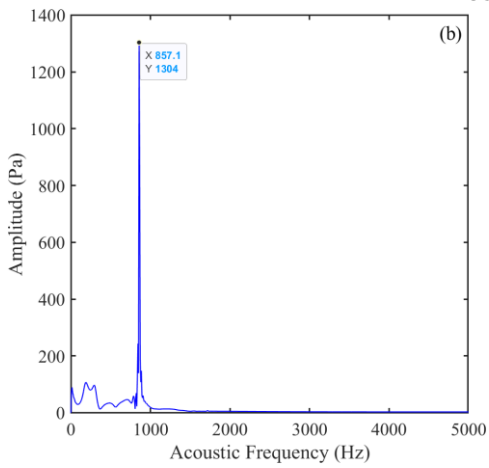
جدول ۶- نتایج راندمان مکش اجکتور با دو جفت حفره و بدون حفره در نسبت فشارهای مختلف

نسبت فشار	طول حفره‌ها			
	۷۵ میلی‌متر	۱۰۰ میلی‌متر	۱۲۵ میلی‌متر	۱۲۵ میلی‌متر
-	۱/۳۴۵	۱/۲۸۱	۱/۲۲۴	۱/۱۸۹
۰/۰۱۴	۱/۳۲۴	۱/۲۶۳	۱/۱۹۶	۱/۱۷۷
۰/۰۱۵	۱/۲۹۹	۱/۲۴۶	۱/۱۷۷	۱/۱۶۲
۰/۰۱۶	۱/۲۷۷	۱/۲۲۸	۱/۱۷۰	۱/۱۲۸
۰/۰۱۷	۱/۲۵۲	۱/۲۰۹	۱/۱۵۲	۱/۱۲۱

از داده‌های جدول ۶ مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت فشار، دبی جرمی ثانویه کاهش و تأثیر منفی بر راندمان مکش دارد و با افزایش عمق حفره، راندمان مکش بشدت کاهش می‌یابد. بنظر می‌رسد، نوسانات ایجاد شده در جریان کنار دیواره محفظه اختلاط، جریان ثانویه را بیشتر از لایه برشی بین جریان اولیه و ثانویه تحت تأثیر قرار می‌دهد؛ لذا، نوسانات جریان ثانویه بدون تأثیر مثبت بر راندمان اختلاط، باعث انسداد جریان

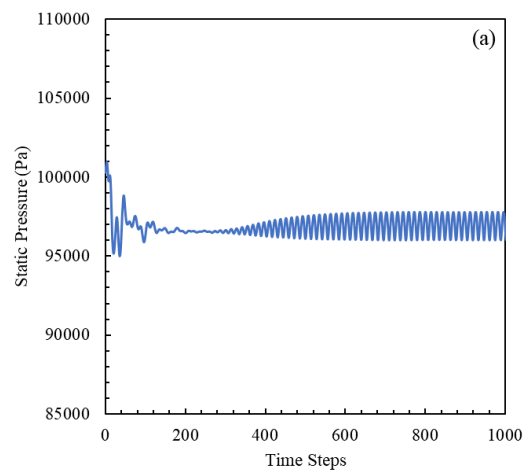
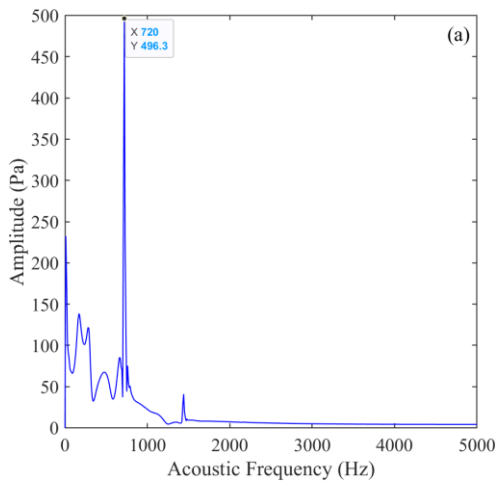


الف حفره اول

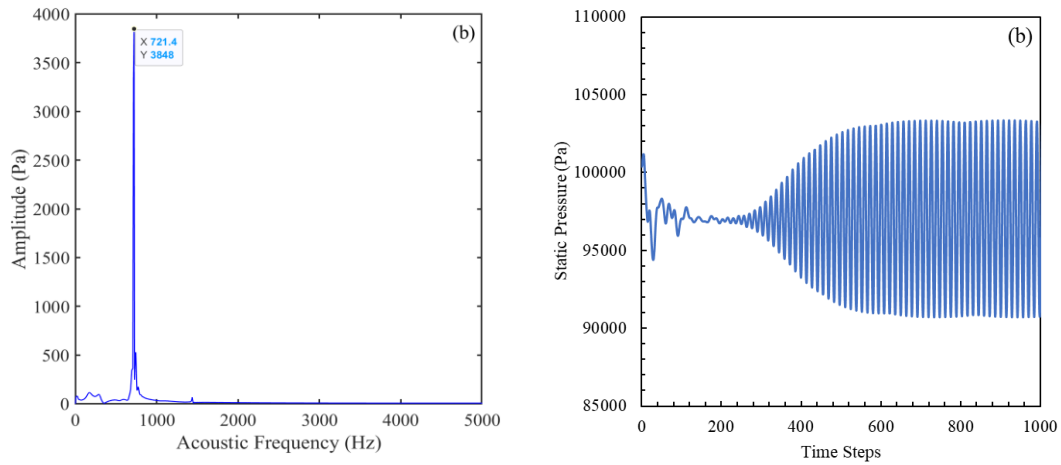


ب حفره دوم

شکل ۱۵- نوسانات فشار و فرکانس آکوستیک غالب در حفره ۷۵ میلی‌متری الف (حفره اول ب) حفره دوم

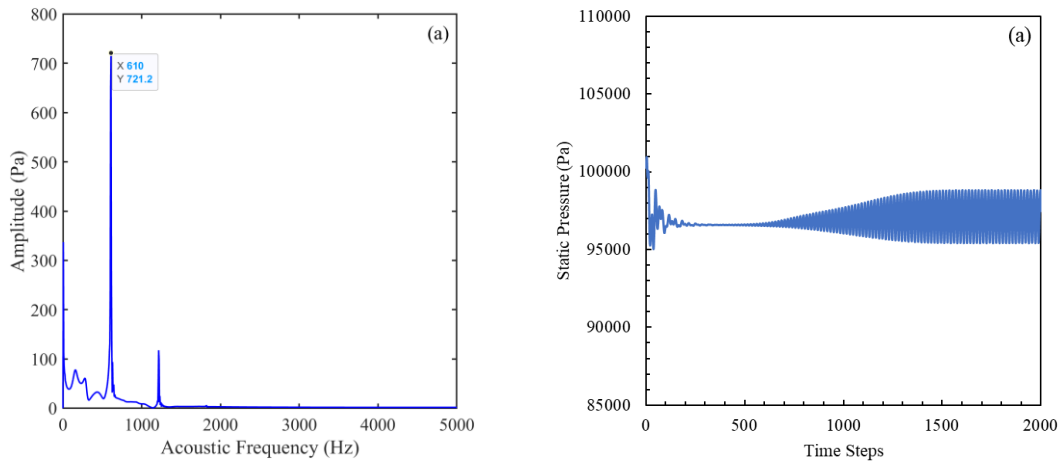


الف حفره اول

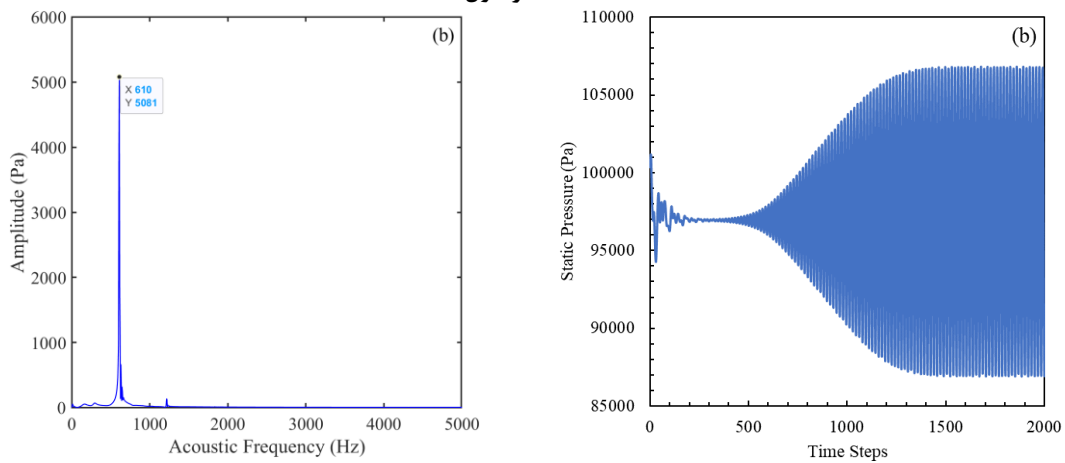


(ب) حفره دوم

شکل ۱۶. نوسانات فشار و فرکانس آکوستیک غالب در حفره ۱۰۰ میلی‌متری الف (حفره اول ب) حفره دوم



الف) حفره اول

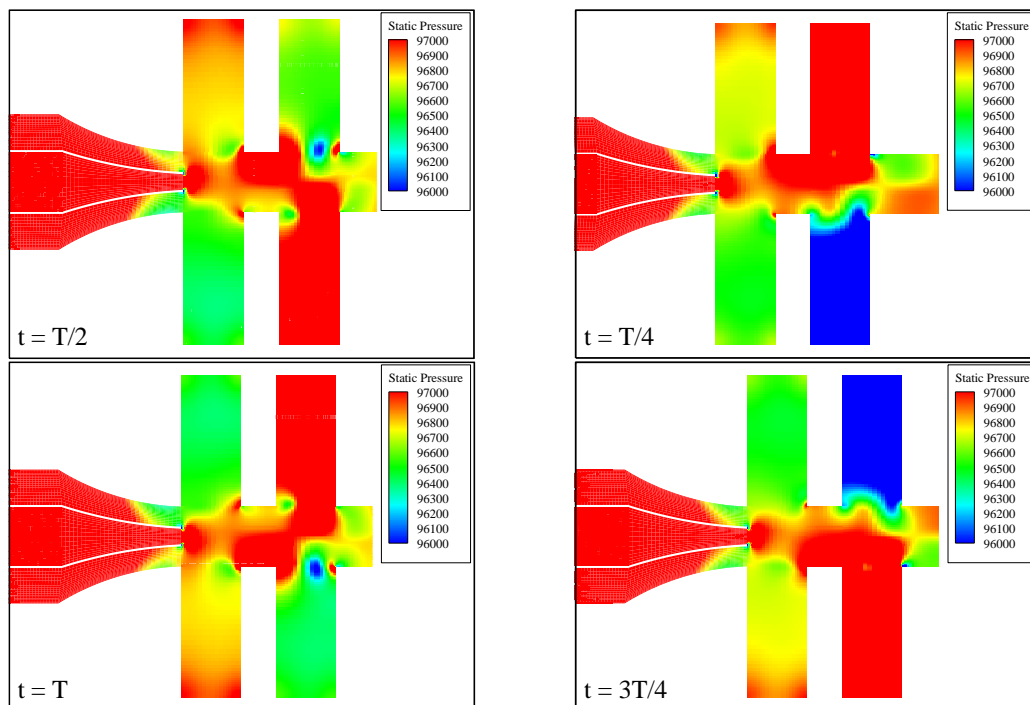


(ب) حفره دوم

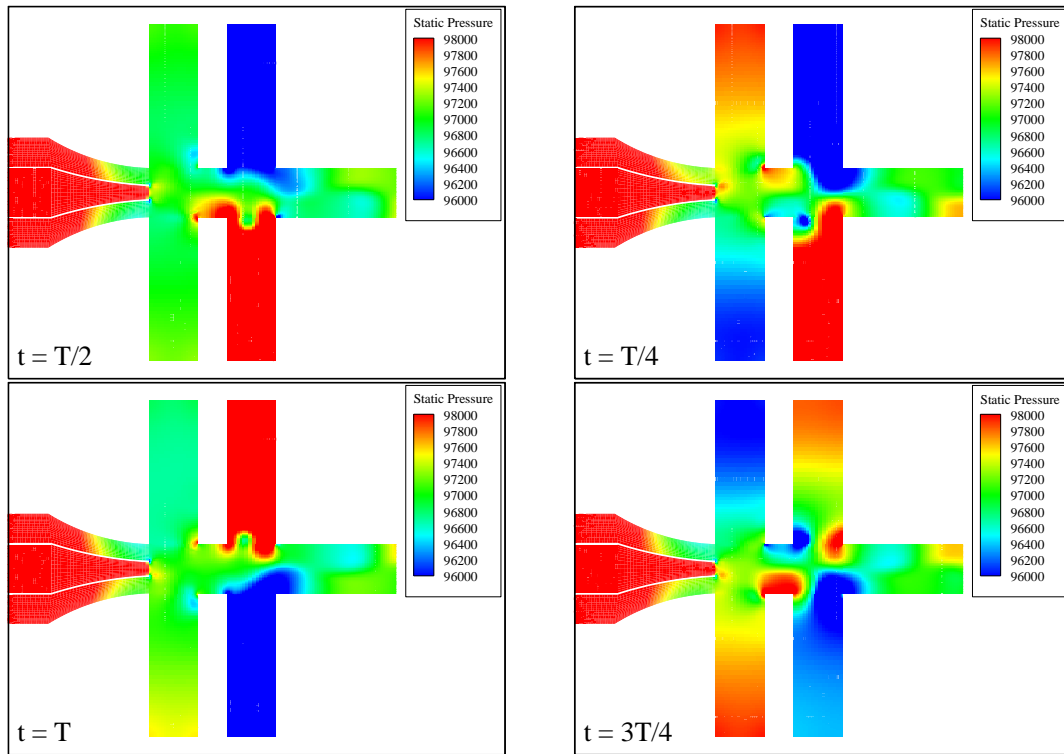
شکل ۱۷- نوسانات فشار و فرکانس آکوستیک غالب در حفره ۱۲۵ میلی‌متری الف (حفره اول ب) حفره دوم

نیز مشاهده می‌شود. در نهایت، کانتورهای سرعت و خطوط جریان در همان زمان‌هایی که کانتورهای فشار ارائه شدند نمایش داده شده‌اند. در شکل ۲۱، کانتور سرعت و خط جریان جفت حفره ۷۵ میلی‌متر، شکل ۲۲ جفت حفره ۱۰۰ میلی‌متر و شکل ۲۳ جفت حفره ۱۲۵ میلی‌متر را نشان می‌دهند. این کانتورها نحوه نوسان در حفره‌ها، نحوه ورود و خروج جریان و نحوه تشکیل گردابه در دهانه ورودی حفره‌ها را نشان می‌دهند. شکل ۲۱ مربوط به جفت حفره ۷۵ میلی‌متر نشان می‌دهد، گردابه‌های تشکیل شده در حفره‌ها در زمان‌های مختلف تغییرات قابل توجهی نمی‌کنند، بگونه‌ای که ورود خطوط جریان به داخل حفره‌ها بسیار ناچیز است؛ لذا، دامنه نوسانات فشاری در این حالت کمتر از بقیه حالت‌ها است. علاوه بر این بدلیل کم بودن نوسانات فشاری، نوسان القا شده به جریان محفظه اختلاط بسیار ناچیز است. با افزایش عمق حفره‌ها در شکل ۲۲ و شکل ۲۳، ورود و خروج خطوط جریان به حفره‌ها تشدید می‌شود بگونه‌ای که در حالت عمق ۱۲۵ میلی‌متری، ورود و خروج خطوط جریان به داخل حفره به حداکثر خود می‌رسد.

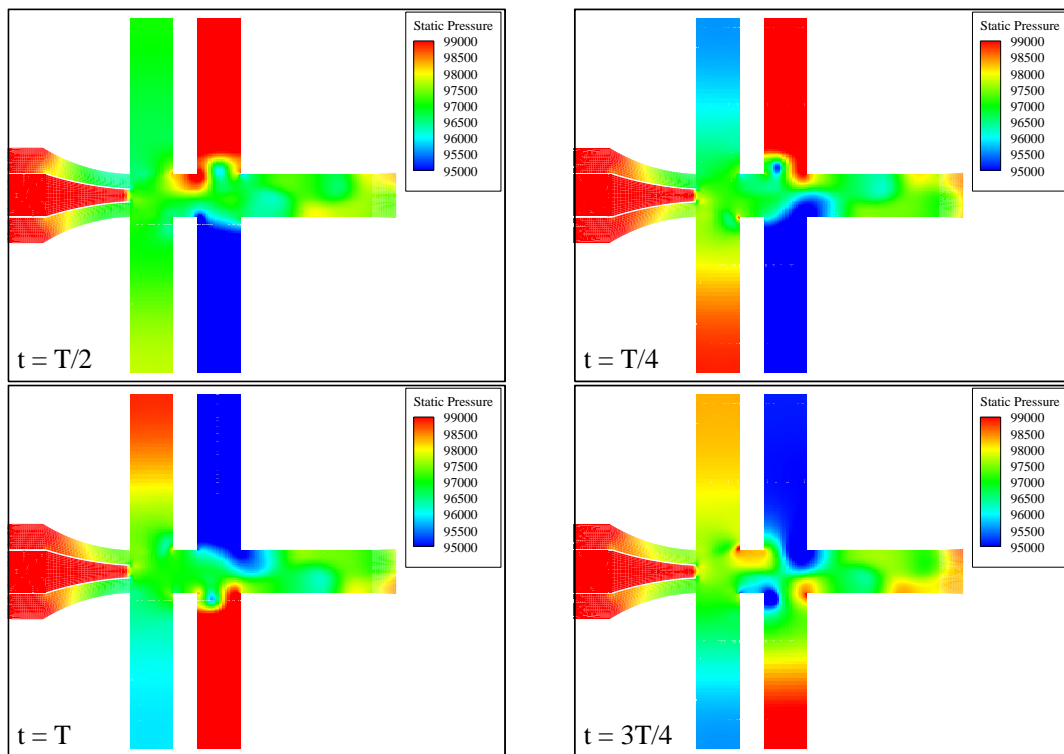
در ادامه کانتورهای فشار استاتیک در جفت حفره اول و دوم برای حالت ۷۵ میلی‌متر در شکل ۱۸، حالت ۱۰۰ میلی‌متر در شکل ۱۹ و حالت ۱۲۵ میلی‌متر در شکل ۲۰ نشان داده شده است. از تراکم رنگ کانتورها، می‌توان گفت که اختلاف فشار در جفت حفره دوم شدیدتر از جفت حفره اول است که این پدیده را می‌توان با توجه به نمودارهای فشار در شکل ۱۵ الی شکل ۱۷ نیز اثبات نمود. مطابق شکل ۱۸ برای حفره با عمق ۷۵ میلی‌متر، در لحظه اول، حفره اول بالائی در حال پر شدن و حفره دوم بالائی بطور کامل پر شده است. در لحظه دوم، حفره اول بالائی بطور کامل پر شده است، در حالیکه حفره دوم بالائی در حال تخلیه شدن است. در لحظه سوم، حفره اول بالائی در حال تخلیه و حفره دوم بالائی بطور کامل تخلیه شده است. در لحظه چهارم، حفره اول بالائی بطور کامل تخلیه شده است، در حالیکه حفره دوم بالائی در حال تخلیه شدن است. این روند برای حفره‌های پائین بطور عکس است. لازم به ذکر است که منظور از پر شدن، ورود موج فشار تراکمی به داخل حفره و منظور از تخلیه، خارج شدن موج انبساطی از دهانه حفره است. تمامی نوسانات هارمونیک می‌باشند. مشابه این روند در حفره‌های ۱۰۰ و ۱۲۵ میلی‌متری



شکل ۱۸- کانتور نوسانات فشار اجکتور به همراه حفره ۷۵ میلی‌متری در ۴ زمان متوالی یک سیکل



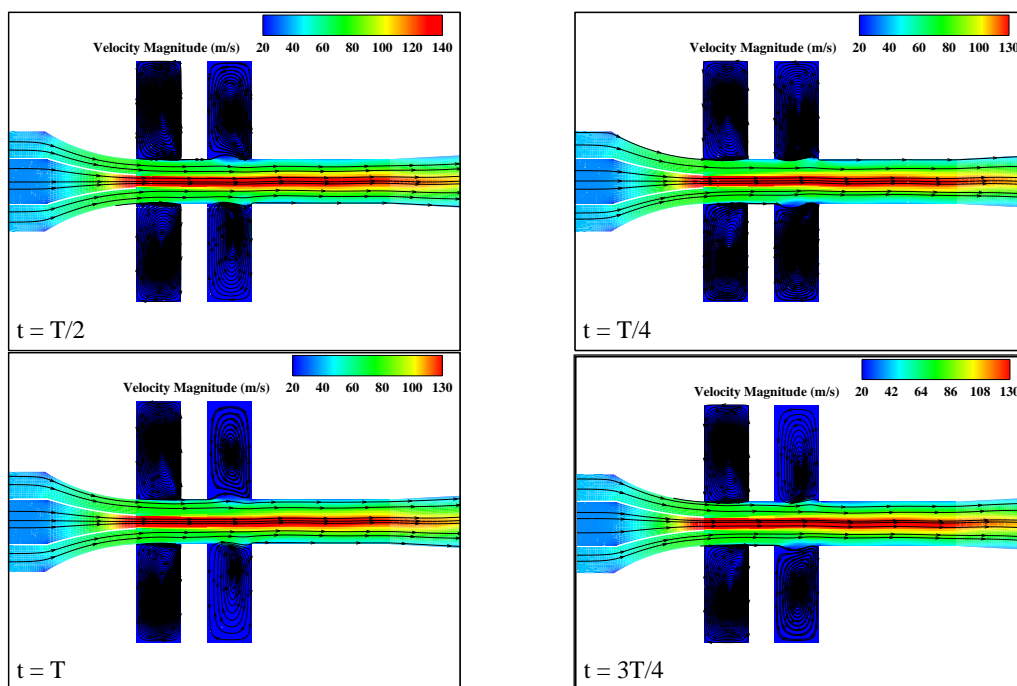
شکل ۱۹- کانتور نوسانات فشار اجکتور به همراه حفره ۱۰۰ میلی متری در ۴ زمان متوالی یک سیکل



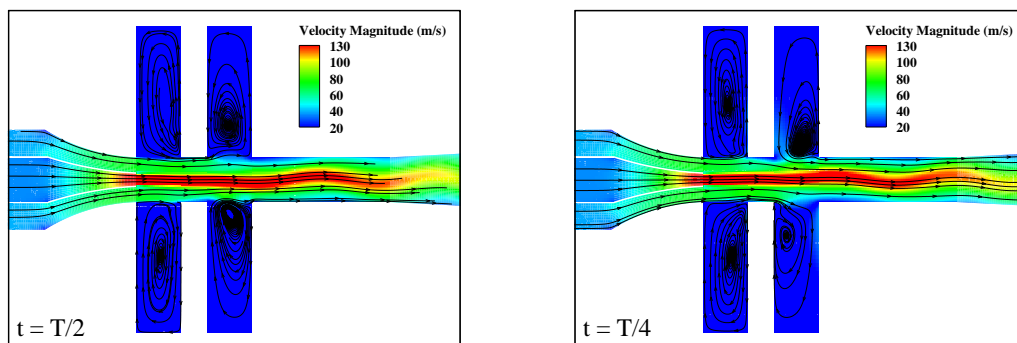
شکل ۲۰- کانتور نوسانات فشار اجکتور به همراه حفره ۱۲۵ میلی متری در ۴ زمان متوالی یک سیکل

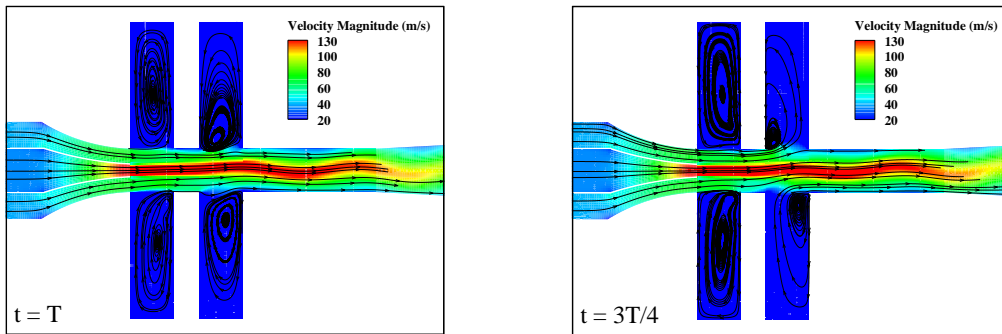
نشان می‌دهد که با افزایش عمق حفره‌ها و تشدید نوسانات، نواحی کم سرعت کنار دیواره محفظه اختلاط افزایش می‌یابد که بمنزله انسداد ناشی از نوسان در محفظه اختلاط است و همین عامل باعث کاهش راندمان مکش اجکتور با افزایش عمق حفره است. در واقع، بدلیل آنکه نوسانات القا شده بطور مستقیم روی جریان ثانویه کنار دیواره‌های محفظه اختلاط اثر می‌گذارد، انسداد جریان ثانویه ناشی از نوسانات باعث کاهش راندمان مکش اجکتور می‌گردد.

این پدیده باعث نوسانات شدید میدان جریان در محفظه اختلاط نیز می‌شود و تأیید کننده پدیده تشدید است. علاوه بر این، مقایسه خطوط جریان در جفت حفره اول و دوم نشان می‌دهد که گردابه‌های تشکیل شده در جفت حفره اول کمتر دستخوش تغییر می‌شوند، در حالیکه ورود و خروج خطوط جریان به جفت حفره دوم باعث تغییرات شدید گردابه‌ها در آنها شده و این تأیید کننده نوسانات فشاری شدیدتر جفت دوم نسبت به جفت حفره اول است. مقایسه میدان جریان در محفظه اختلاط اجکتور در حالت‌های مختلف عمق حفره‌ها

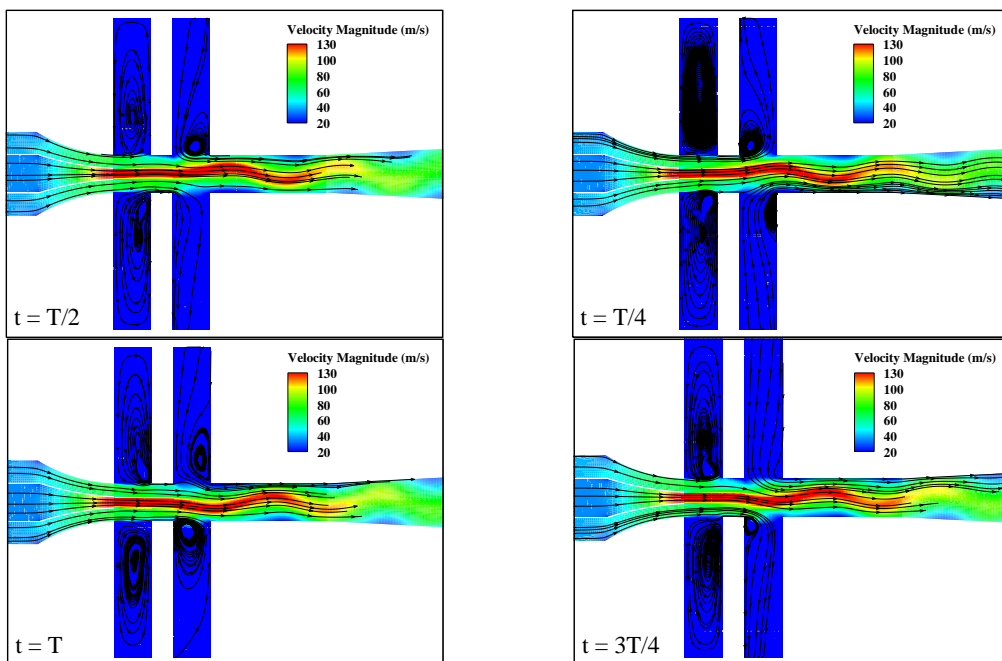


شکل ۲۱- کانتور نوسانات سرعت و خطوط جریان اجکتور به همراه حفره ۷۵ میلی‌متری در ۴ زمان متوالی یک سیکل





شکل ۲۲- کانطور نوسانات سرعت و خطوط جریان اجکتور به همراه حفره ۱۰۰ میلی‌متری در ۴ زمان متوالی یک سیکل



شکل ۲۳- کانطور نوسانات سرعت و خطوط جریان اجکتور به همراه حفره ۱۲۵ میلی‌متری در ۴ زمان متوالی یک سیکل

شرط مرزی سرعت ورودی با نوسان هارمونیک مؤلفه‌های سرعت در خروجی نازل اولیه مطابق شکل ۲۴ اعمال گردید. برای اعمال شرط مرزی سرعت نوسانی از UDF^۱ استفاده شد به گونه‌ای که دبی جریان اولیه بدون تغییر باقی بماند. ابتدا اثر فرکانس و دامنه نوسان بر عملکرد اجکتور همراه با نوسان جریان اولیه مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان دادند که فرکانس ۱۰۰۰ هرتز (شکل ۲۵) و دامنه ۲۰ متر بر ثانیه برای مؤلفه عمودی سرعت (شکل ۲۶) به عنوان مقادیر بهینه نوسان هارمونیک می‌باشند.

۸- تأثیر نوسان جریان اولیه

در بخش ۷ اشاره گردید که وجود رزوناتور هلمهولتز بر محفظه اختلاط اجکتور مادون صوت سبب کاهش راندمان مکش می‌شود. علت این پدیده نیز انسداد ناشی از نوسانات حاصل از رزوناتور هلمهولتز در محفظه اختلاط است. به عبارت دیگر با القای نوسانات مستقیم روی جریان ثانویه کنار دیواره‌های محفظه اختلاط، راندمان مکش اجکتور کاهش یافت. در این بخش، تأثیر نوسان جریان اولیه مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای این منظور، نازل اولیه حذف شده و نوسان جریان اولیه بصورت

^۱ User Defined Function

مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت فشار، افزایش راندمان مکش اجکتور با نوسان جریان اولیه نسبت به اجکتور بدون نوسان اولیه بیشتر شده است.

پس از انجام شبیه سازی‌ها، نتایج نشان دادند که وجود نوسان جریان اولیه، راندمان مکش را ۵/۲٪ افزایش می‌دهد که حتی با افزایش نسبت فشار در شکل ۲۷، راندمان مکش اجکتور با نوسان جریان اولیه از اجکتور مینا بیشتر است. در جدول ۷

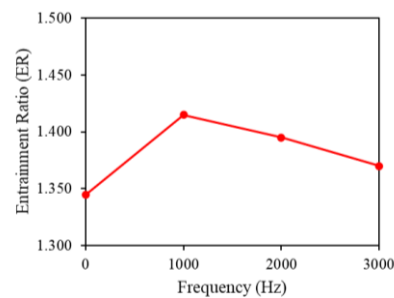


شکل ۲۴- محل و نام‌گذاری شرایط مرزی در اجکتور با نوسان جریان اولیه

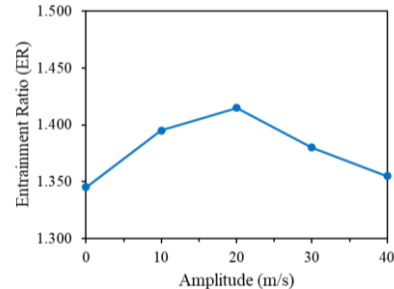
جدول ۷- نتایج راندمان مکش اجکتور با و بدون نوسان جریان اولیه در نسبت فشارهای مختلف

نسبت فشار	بدون نوسان جریان اولیه	با نوسان جریان اولیه	درصد تغییر راندمان مکش
۱/۰۱۴	۱/۳۴۵	۱/۴۱۵	+۵,۲۰٪
۱/۰۱۶	۱/۳۹۹	۱/۳۶۷	+۵,۲۳٪
۱/۰۱۸	۱/۳۵۲	۱/۳۱۸	+۵,۲۷٪

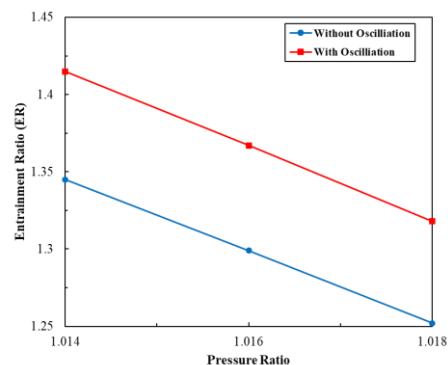
در ادامه کانتور نوسانات سرعت در شکل ۲۸، کانتور تغییرات میدان سرعت داخل محفظه اختلاط را برای چهار زمان مختلف از یک دوره نشان می‌دهد. در زمان اول، مشاهده می‌شود که چگونه جت سیال اولیه در محفظه اختلاط مانند یک موج، شروع به نوسان از خروجی نازل اولیه می‌کند. در ادامه مشاهده می‌شود، جت نوسانی پیوستگی و ماندگاری خود را تا انتهای محفظه اختلاط حفظ می‌کند. همانطور که انتظار می‌رود، جت نوسانی، برهمکنش در لایه برشی بین جریان‌های اولیه و ثانویه را در محفظه اختلاط تشدید می‌کند تا تبادل تکانه و راندمان مکش را افزایش دهد که این می‌تواند دلیلی بر افزایش راندمان مکش باشد. علاوه بر این، به دلیل اینکه جت نوسانی در خروجی نازل سیال اولیه دارای حرکت به سمت بالا و پایین است، فشار در محل خروجی نازل ثانویه به طور نوسانی کاهش می‌یابد که باعث افزایش مکش جریان ثانویه می‌شود. علت مکش بیشتر سیال ثانویه را می‌توان با نوسانات فشار استاتیک در شکل ۲۹ توجیه نمود. همانطور که اشاره گردید با حرکت نوسانی جت در خروجی نازل اولیه، فشار نیز بصورت نوسانی تغییر می‌کند، به طوری با حرکت جت به سمت نازل ثانویه بالا، افت فشار شدیدی در خروجی آن ایجاد شده که سبب مکش



شکل ۲۵- اثر فرکانس نوسانات جریان اولیه بر عملکرد اجکتور



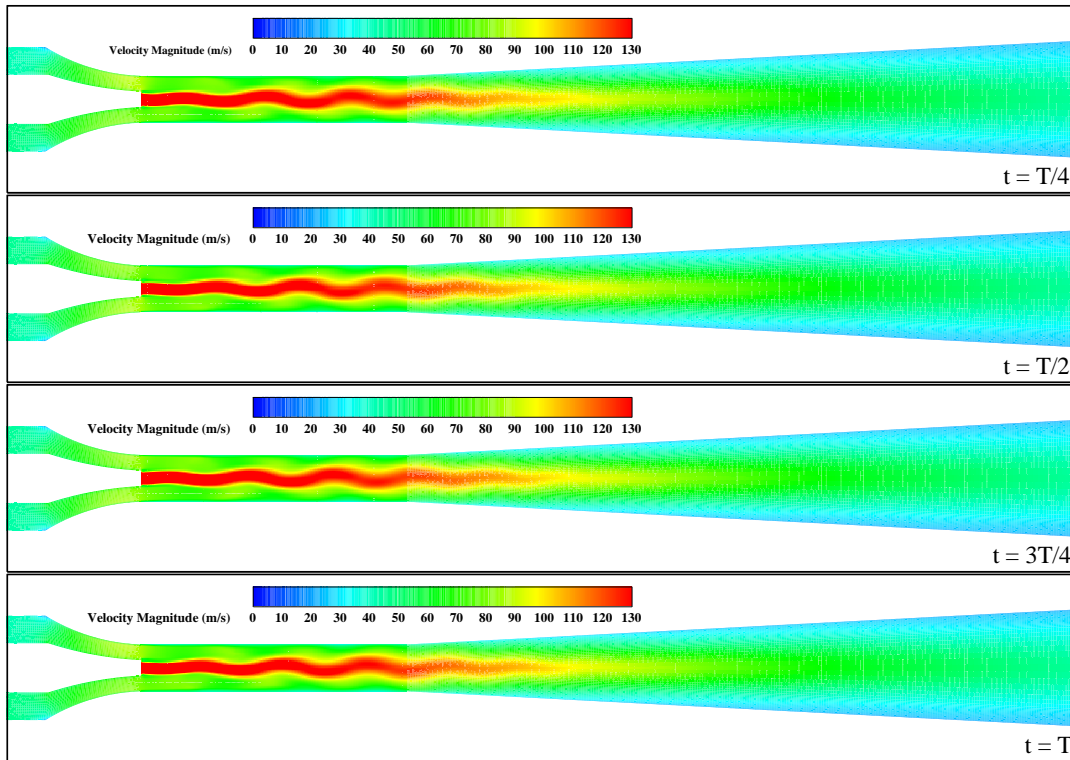
شکل ۲۶- اثر دامنه نوسان جریان اولیه بر عملکرد اجکتور



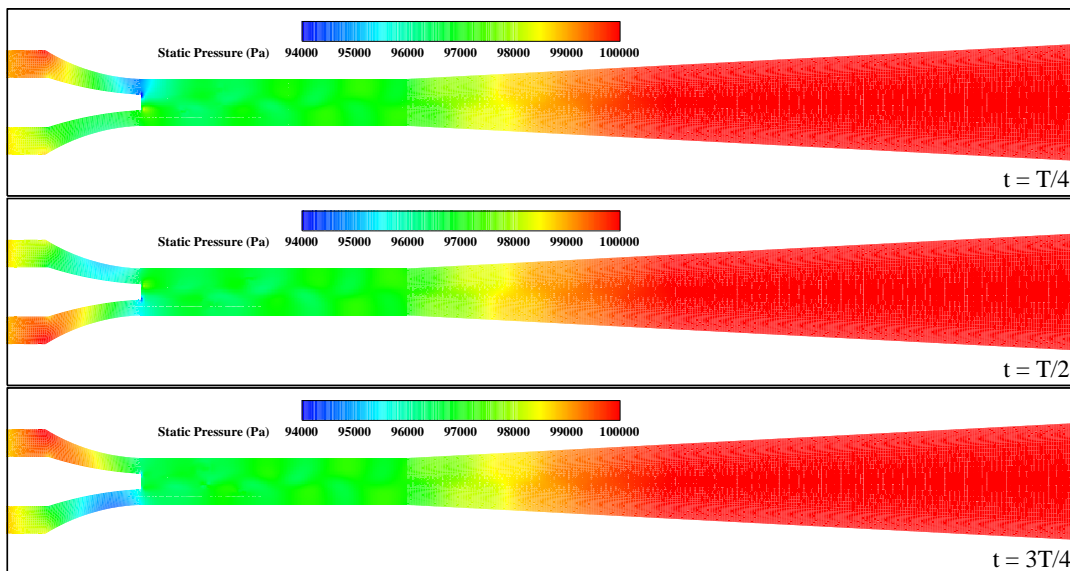
شکل ۲۷- منحنی عملکرد اجکتور با و بدون نوسان جریان اولیه در نسبت فشارهای مختلف

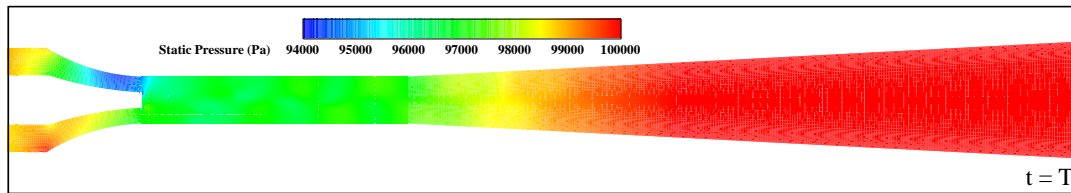
افت فشار در خروجی نازل ثانویه پایین، همانند نازل ثانویه بالا تقویت می‌شود که در نهایت سبب افزایش مکش دبی ثانویه و راندمان مکش اجکتور می‌شود.

بیشتر دبی جرمی سیال ثانویه و افزایش راندمان مکش اجکتور می‌شود. در ادامه فرآیند برعکس شده و جهت نوسان جت به سمت نازل ثانویه پایین می‌رود. مشاهده می‌شود که



شکل ۲۸- کانتور نوسانات سرعت در اجکتور به همراه نوسان جریان اولیه در ۴ زمان متوالی یک سیکل





شکل ۲۹- کانطور نوسانات فشار استاتیک در اجکتور به همراه نوسان جریان اولیه در ۴ زمان متوالی یک سیکل

۹- نتیجه گیری

- نتایج اندازه‌گیری راندمان مکش نشان داد که وجود حفره هلمهولتز دارای تاثیر منفی بر مکش سیال ثانویه است. با افزایش فاصله حفره از خروجی نازل‌ها، مکش سیال ثانویه و راندمان مکش کمتر می‌شود که این مقدار آن برای حفره در ابتدا محفظه از حالت وسط و انتها کمتر است؛ همچنین با بررسی تاثیر تعداد حفره بر محفظه اختلاط، مشاهده شد که در حالت جفت حفره در ابتدا، افزایش فاصله جفت حفره دوم از جفت حفره اول باعث کاهش راندمان اجکتور می‌شود؛ در نتیجه، وجود دو جفت حفره در ابتدا، دارای کمترین تاثیر منفی بر راندمان مکش اجکتور است.
- در ادامه به بررسی تاثیر عمق حفره در نسبت فشارهای مختلف انجام شد که نشان داد، عمق‌های ۷۵ و ۱۲۵ نیز دارای نوسانات فشار بوده ولی مجدداً کاهش راندمان مکش برای اجکتور مشاهده گردید، به طوری که برای عمق ۷۵ میلی‌متری اثر مکش بیشتر از ۱۰۰ و برای ۱۲۵ میلی‌متر اثر مکش کمتر از ۱۰۰ میلی‌متر است. با افزایش نسبت فشار خروجی دیفیوزر به فشار جریان ثانویه نیز راندمان مکش کاهش یافته و اجکتور بدون حفره راندمان مکش بالاتری را در تمام نسبت فشارها دارد.
- از شبیه‌سازی‌های انجام شده روی رزوناتور هلمهولتز، این نتیجه حاصل شد که ریزش گردابه و تولید نوسانات فشاری باعث کاهش سطح موثر جریان عبوری شده و به نوعی باعث انسداد جریان ثانویه در محفظه اختلاط می‌گردد؛ بنابراین، ایجاد نوسانات بر روی جریان محرک اولیه بجای نوسان جریان تحریک شده ثانویه مورد بررسی قرار گرفت. با تعریف UDF، شرط مرزی سرعت ورودی نوسانی در خروجی نازل اولیه اعمال شد. نتایج نوسان جریان اولیه نشان داد، افزایش ممنتم بین دو جریان اولیه و ثانویه باعث افزایش راندمان مکش به
- در این مطالعه اثر یک و دو جفت حفره هلمهولتز بر محفظه اختلاط یک اجکتور مادون صوت جهت مشاهده تغییر راندمان مکش اجکتور بررسی شد. در مرحله اول با ثابت گرفتن عرض و طول حفره، موقیعت تک جفت حفره در ابتدا، وسط و انتها محفظه اختلاط مورد بررسی قرار گرفت. در مرحله دوم به بررسی افزایش تعداد حفره‌ها بر محفظه اختلاط و در مرحله نهایی تاثیر طول حفره بر روی محفظه اختلاط مورد بررسی قرار گرفت. شبیه‌سازی‌ها بصورت دو بعدی گذرا با استفاده از معادلات ناپایدار رینولدز متوسط ناویر استوکس و مدل آشفتگی k-ε برای ارزیابی و مقایسه عملکرد اجکتور با و بدون حفره هلمهولتز تحت شرایط کاری یکسان انجام شد. یافته‌های کلیدی این مطالعه به شرح زیر است:
- نتایج شبیه‌سازی میدان جریان نشان داد که ریزش گردابه در دهانه حفره باعث ورود خطوط جریان به داخل حفره و تولید یک موج فشاری می‌شود. این موج سپس از دهانه حفره خارج شده و باعث ایجاد نوسانات هارمونیک فشار می‌شود؛ همچنین با تبدیل فوری، فرکانس آکوستیک غالب نوسانات پدیده بدست آمد.
- همچنین اثر عمق و تعداد حفره بررسی گردید و مشاهده شد که افزایش عمق حفره، سبب افزایش دامنه نوسانات فشار در جفت حفره اول و دوم می‌شود؛ همچنین دامنه نوسانات فشاری در جفت حفره دوم در تمامی حالت‌ها بیشتر از جفت حفره اول بوده است. از تبدیل فوری هر نمودار نوسان فشار مشاهده می‌گردد که به دلیل برابری ابعاد هندسی حفره‌ها، فرکانس درون حفره اول و دوم تقریباً برابر است که خود دلیل ایجاد پدیده تشدید است و البته افزایش عمق حفره، فرکانس آکوستیک را کاهش می‌دهد.

- [5] Nagaya K, Hano Y, Suda A (2001) Silencer consisting of two-stage Helmholtz resonator with auto-tuning control. *The J. Acoust. Soci. America* 110.
- [6] Yasuda T, Wu C, Nakagawa N, Nagamura K (2013) Studies on an automobile muffler with the acoustic characteristic of low-pass filter and Helmholtz resonator. *Applied Acoustics*. 74(1): 49–57
- [7] Dupère I D J, Dowling A P (2005) The Use of Helmholtz Resonators in a Practical Combustor. *J. Eng. Gas Turbines Power* 127(2): 268–275.
- [8] Arthurs D, Ziada S (2009) Flow-excited acoustic resonances of coaxial side branches in an annular duct. *J. Flu. Struct.* 25(1): 42–59.
- [9] Yang L, Chu Z, Zhao D, He Y, Chen X (2018) Analysis and Control for the Intake Noise of a Vehicle. *Acoustics Australia* 46: 259–267.
- [10] Slaton W, Zeegers J (2005) Acoustic power measurements of a damped aeroacoustically driven resonator. *The J. Acoust. Soci. America* 118(1): 83–91.
- [11] Matova S. P, R. Elfrink, R. J. M. Vullers R. Van Schaijk (2011) Harvesting energy from airflow with a micromachined piezoelectric harvester inside a Helmholtz. *J. Micromech. Microeng.* 21(10): 104001.
- [12] Allam S (2015) Low noise intake system development for turbocharged IC engines using compact high frequency side branch resonators. *Science and Education* 1(1): 12-23.
- [13] Tebbutt J, Vahdati M, Carolan D, Dear J (2017) Numerical investigation on an array of helmholtz resonators for the reduction of micro-pressure waves in modern and future high-speed rail tunnel systems. *J. Sound Vibrat.* 26: 13-26.
- [14] de Jong A, Bijl H (2010) Experimental and numerical investigation of the flow induced resonance of slender deep cavities that resemble automotive door gaps. 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference :3863.
- [15] Ziada S (1994) A flow visualization study of flow-acoustic coupling at the mouth of a resonant side-branch. *J. Flu. Struct.* 8(4): 391–416.
- [16] Sun D W, Eames I W (1995) Recent developments in the design theories and applications of ejectors. *J. Instit. Energ.* 68: 65-79.
- [17] Kong F, Kim H (2015) Analytical and computational studies on the performance of a

میزان ۵,۲٪ می‌شود. علاوه بر این، میزان افزایش راندمان مکش توسط نوسان جریان اولیه حتی در نسبت فشارهای بالاتر نیز بیشتر بود.

۱۰- فهرست علائم

C	سرعت صوت، m/s
D	عرض کانال حامل سیال، mm
e	خروجی
f	فرکانس، 1/s
L	عمق حفره، mm
M	دبی جرمی، kg/s
m, n	شماره مود هیدرودینامیکی
v	سرعت ریزش گردابه، m/s
P	فشار، Pa
p	نازل اولیه
s	نازل ثانویه
W	عرض حفره، mm
ac	آکوستیک
ER	راندمان مکش
PR	نسبت فشار

۱۱- مراجع

- [۱] محمدپور، جواد، بررسی تجربی پارامترهای هندسی رزوناتور هلمهولتز بر روی ساختارهای جریان آن با استفاده از تکنیک PIV پایان نامه ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۹۶.
- [2] Griffin S, Huybrechts S (2000) Coupled Helmholtz Resonators for Acoustic Attenuation. *J. Vib. Acoust.* 123(1): 11–17.
- [3] Bellucci V, Flohr P, Paschereit C O, Magni F (2004) The Use of Helmholtz Resonators for Damping Acoustic Pulsations in Industrial Gas Turbines. *J. Eng. Gas Turbines Power* 126(2): 271-275.
- [4] Esteve SJ, Johnson ME (2004) Development of an Adaptive Helmholtz Resonator for Broadband Noise Control. *Proceedings of the ASME 2004 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Noise Control and Acoustics, USA, 1: 47–53.*

- [29] Zhang S, Luo J, Wang Q, Chen G (2018) Step utilization of energy with ejector in a heat driven freeze drying system. *Energy* 164: 734-744.
- [30] Strušnik D, Marčič M, Golob M, Hribernik A, Živić M, Avsec K (2016) Energy efficiency analysis of steam ejector and electric vacuum pump for a turbine condenser air extraction system based on supervised machine learning modelling. *Applied Energy* 173: 386-405.
- [31] Sharapov S O, Panchenko V, Starchenko M, Protsenko M, Kovtun V (2019) Improvement of the vacuum cooling system for biodiesel production. *J. Eng. Sci.*
- [32] Yang Y, Du W, Ma T, Lin W, Cong M, Yang H, Yu Z (2020) Numerical studies on ejector structure optimization and performance prediction based on a novel pressure drop model for proton exchange membrane fuel cell anode. *Int. J. Hydrogen Energy* 45: 23343-23352.
- [33] Wen C, Rogie B, Kærn M R, Rothuizen E (2020) A first study of the potential of integrating an ejector in hydrogen fueling. *Applied Energy* 260.
- [34] Yu M, Yu J (2021) Thermodynamic analyses of a flash separation ejector refrigeration cycle with zeotropic mixture for cooling applications. *Energy Conversion and Management* 229.
- [35] Balamurugan S, Lad M D, Gaikar V G, Patwardhan A W (2007) Hydrodynamics mass transfer characteristics of gas-liquid ejectors. *Chemic. Eng. J.* 131: 83-103.
- [36] Balamurugan S, Gaikar V G, Patwardhan A W (2008) Effect of ejector configuration on hydrodynamic characteristics of gas-liquid ejectors. *Chemical Engineering Science* 63: 721-731.
- [37] Chunnanond K, Aphornratana S (2004) Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 8: 129-155.
- [38] Ramesh A S, Sekhar S J (2018) Experimental and numerical investigations on the effect of suction chamber angle and nozzle exit position of a steam-jet ejector. *Energy* 164: 1097-1113.
- [39] Wu H, Liu Z, Han B, Li Y (2014) Numerical investigation of the influences of mixing chamber geometries on steam ejector performance. *Desalination* 353: 15-20.
- [40] German R, Bauer R (1961) Effects of diffuser length on the performance of ejectors without induced flow. *Engineering*.
- two-stage ejector-diffuser system. *Int. J. Heat Mass Transf.* 85: 71-87.
- [18] Chen W, Shi C, Zhang S, Chen H, Chong D, Yan J (2017) Theoretical analysis of ejector refrigeration system performance under overall modes. *Applied Energy* 185(2): 2074-2084.
- [19] Tashtoush B, Al-Nimr M, Khasawneh M (2019) Review of ejector design, performance, and applications. *Applied Energy* 240: 138-172.
- [20] Tang Y, Liu Z, Shi C, Li Y (2018) A novel steam ejector with pressure regulation to optimize the entrained flow passage for performance improvement. *MED-TVC desalination system, Energy* 158: 305-316.
- [21] Tang Y, Liu Z, Li Y, Shi C (2018) Combined auxiliary entrainment and structure optimization for performance improvement of steam ejector with consideration of back pressure variation. *Energy Conversion and Management* 166.
- [22] Tang Y, Liu Z, Li Y, Shi C, Wu H (2017) Performance improvement of steam ejectors under designed parameters with auxiliary entrainment and structure optimization for high energy efficiency. *Energy Conversion and Management* 153: 12-21.
- [23] Knight J (1966) The use of steam ejectors for the vacuum degassing of steel. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 188(1): 225-241.
- [24] Askalany A, Ali E S, Mohammed R H (2020) A novel cycle for adsorption desalination system with two stages-ejector for higher water production and efficiency. *Desalination* 496.
- [25] Akteriana S (2011) Improving the energy efficiency of traditional multi-stage steam-jet-ejector vacuum systems for deodorizing edible oils. *Procedia Food Science* 1: 1785-1791.
- [26] Riffat S, Jiang L, Gan G (2011) Recent development in ejector technology-A review. *International J. Ambient Energ.* 26(1): 13-26.
- [27] Cao X, Liang L S X, Zhang C (2022) Performance analysis of an ejector-assisted two-stage evaporation single-stage vapor-compression cycle. *Applied Thermal Engineering*.
- [28] Gurwell M A, Yung Y L (1993) Fractionation of hydrogen and deuterium on Venus due to collisional ejection. *Planetary and space science* 41(2): 91-104.

- optimization of a long-tapered R134a ejector mixing chamber. *Energy*: 422-438.
- [50] Palacz M et al. (2016) CFD-based shape optimization of a CO₂ two-phase ejector mixing section. *Applied Thermal Engineering* 95: 62-69.
- [51] Samsam-Khayani H, Park S H, Ha M Y, Kim K C, Yoon S Y (2022) Design modification of two-dimensional supersonic ejector via the adjoint method 200(5).
- [52] Deng X, Dong J, Wang Z, Tu J (2017) Numerical analysis of an annular water-air jet pump with self-induced oscillation mixing chamber. *The Journal of Computational Multiphase Flows* 9: 47-53.
- [53] Selamet E, Selamet A, Iqbal A, Kim H (2011) Effect of Flow on Helmholtz Resonator Acoustics: A Three-Dimensional Computational Study vs. Experiments. *SAE Technical Paper*: 15-21.
- [54] Buehn J P, Slaboch P E (2015) Computational Study of Active Flow Control of a Flow-Excited Helmholtz Resonator. 22nd AIAA Computational Fluid Dynamics Conference.
- [55] Denayer H, Roeck W D, Toulorge T, Desmet W (2013) Acoustic Characterization of a Helmholtz Resonator Under Grazing Flow Conditions Using a Hybrid Methodology. 19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference.
- [56] Ghanadi F, Arjomandi M, Zander A C, Cazzolato B S (2013) Velocity Fluctuations within the Turbulent Flow over a Flow-excited Helmholtz Resonator: The 2013 International Conference on Mechanical and Materials. Stockholm, Sweden.
- [57] Kweon Y H, Aoki T, Miyazato Y, Kim H D, Setoguchi T (2006) Computational study of an incident shock wave into a Helmholtz resonator: *Computers & Fluids*. 35: 1252-1263.
- [41] Marum V J d O et al. (2021) Performance analysis of a water ejector using CFD simulations and mathematical modeling. *Energy* 220.
- [42] Yadav R L, Patwardhan A W (2008) Design aspects of ejectors: Effects of suction chamber geometry *Chemical Engineering Science* 63: 3886-3897.
- [43] Dong J et al. (2020) Numerical investigation on the influence of mixing chamber length on steam ejector performance. *Applied Thermal Engineering* 174.
- [44] Wu Y, Zhao H, Zhang C, Wang L, Han J (2018) Optimization analysis of structure parameters of steam ejector based on CFD and orthogonal test. *Energy* 151: 79-93.
- [45] Li S, Yan J, Liu Z, Yao Y, Li X, Wen N (2019) Optimization on crucial ejector geometries in a multi-evaporator refrigeration system for tropical region refrigerated trucks. *Energy* 189.
- [46] Wen H, Yan J (2021) Effect of mixing chamber length on ejector performance with fixed/ varied area ratio under three operating conditions in refrigerated trucks. *Applied Thermal Engineering* 197.
- [47] Fu W, Liu Z, Li Y, Wu H, Tang Y (2018) Numerical study for the influences of primary steam nozzle distance and mixing chamber throat diameter on steam ejector performance. *International J. Therm. Sci.* 132.
- [48] Yan J, Wen H (2022) Multi-round optimization of an ejector with different mixing chamber geometries at various liquid volume fractions of inlet fluids. *Applied Thermal Engineering* 200.
- [49] Sierra-Pallares J, del Valle J G, Paniagua J M, García J, Méndez-Bueno C, F Castro (2018) Shape