مجله مهندسی مکانیک، شماره پیاپی ۹۳، جلد ۵۰، شماره ۴، زمستان ۱۳۹۹، صفحه ۲۳۹-۲۴۳ یادداشت پژوهشی - DOI: 10.22034/jmeut.2021.9809

بررسی عددی اثر نازل اولیه جریان موازی بر عملکرد اجکتور مافوق صوت یک چرخه تبرید اجکتوری

شعبان علیاری شوره‌دلی* استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران
کامران مبینی استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران
علی عساکره کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

چکیده
اجکتور به عنوان یک عنصر کلیدی در چرخه تبرید اجکتوری به کار می‌رود. اجکتور مافوق‌صوت با مشخصه‌های عملکردی مطلوب، باعث کاهش نرخ مصرف انرژی سیستم تبرید و بهبود عملکرد آن می‌شود. در این مقاله اثر استفاده از نازل اولیه جریان موازی بر عملکرد یک اجکتور مافوق صوت چرخه تبرید اجکتوری با سیال عامل بخار آب به صورت عددی بررسی شده است. برای این منظور دو نازل اولیه مخروطی و جریان موازی با بخش های همگرای یکسان و نسبت سطح خروجی به سطح گلوگاه برابر استفاده شده است. منحنی بخش واگرای نازل جریان موازی به کمک روش مشخصه‌ها تعیین شده است. شبیه سازی عددی به کمک نرم افزار Ansys-Fluent انجام شده است. نتایج نشان می‌دهند که با تغییر منحنی واگرای نازل اولیه از نازل مخروطی به نازل جریان موازی، تغییرات نسبت مکش در ناحیه‌ی بحرانی ناچیز و در ناحیه‌ی مادون بحرانی قابل توجه است. بیشینه افزایش نسبت مکش در ناحیه مادون بحرانی نازل جریان موازی ۱۷/۳٪ است. همچنین با تغییر منحنی واگرای نازل اولیه، فشار بحرانی به اندازه ۱ میلی بار افزایش می‌یابد و فیزیک جریان داخلی اجکتور تغییر می‌کند.
واژه‌های کلیدی: اجکتور، نازل جریان موازی، روش مشخصه‌ها، دینامیک سیالات محاسباتی.

Numerical investigation of the effect of parallel flow primary nozzle on the performance of the supersonic ejector of an ejector refrigeration cycle

Sh. Alyari Shourehdeli Faculty of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran
K. Mobini Faculty of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran
A. Asakereh Faculty of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran

Abstract
Ejector is used as a key component in ejector refrigeration cycle. A supersonic ejector with optimal performance reduces energy consumption in refrigeration system and improves its performance. In this paper, the effect of using parallel flow primary nozzle on the performance of a supersonic ejector used in an ejector refrigeration cycle, with steam as working fluid, is numerically investigated. For this purpose, two primary nozzles, conical and parallel flow, with the same converging portion and the same ratio of exit surface to throat surface, have been used. The parallel-flow nozzle diverging curve is calculated using the characteristic method. Numerical simulations have been performed using the Ansys-Fluent software. The results show that by changing the primary nozzle diverging curve from conical nozzle to parallel flow nozzle, variation of entrainment ratio in the critical region will be negligible, but in the subcritical region, it is significant. The maximum relative variation of entrainment ratio in subcritical region of the parallel flow nozzle is +17.3%. Also, by changing the diverging curve of the primary nozzle, critical pressure increases by 1 mbar and the physics of the ejector internal flow changes.
Keywords: Ejector, Parallel flow nozzle, Characteristics method, Computational fluid dynamics.

۱- مقدمه

سیستم‌های تبرید اجکتوری از انرژی‌های اتلافی درجه پایین حاصل از فرآیندهای صنعتی، انرژی خورشیدی و انرژی زمین‌گرمایی استفاده می‌کنند و بدین ترتیب مصرف انرژی‌های فسیلی و انتشار گازهای گلخانه‌ای را کاهش می‌دهند. به همین دلیل اخیراً سیستم‌های تبرید اجکتوری موردتوجه قرار گرفته‌اند. اجکتور عنصر بحرانی در سیستم‌های تبرید اجکتوری به شمار می‌رود. در نتیجه بهینه‌سازی طراحی و پیش‌بینی عملکرد آن بسیار مهم است. مطالعات اخیر [۷-۱] نشان می‌دهد دینامیک سیالات محاسباتی ابزاری مفید برای بررسی و پیش‌بینی عملکرد کلی اجکتور، درک فیزیک جریان پیچیده و ارتباط بین فیزیک جریان و مشخصات عملکردی اجکتور است. روآنگ تراکن و همکاران [۸] نشان دادند که عملکرد اجکتور بخار به هندسه نازل اولیه و شرایط عملکردی، موقعیت شوک و زاویه‌ی انبساط جت سیال اولیه در محفظه‌ی اختلاط وابسته است. ژو و جی یانگ [۹] یک اجکتور با حفره‌های حلقوی بر روی دیواره نازل را به‌منظور افزایش مکش آن به دو روش تجربی و عددی مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که اجکتور با نازل حفره‌دار در ناحیه بحرانی عملکرد بهتری داشته و نسبت مکش در فشارهای بالای سیال اولیه و ثانویه، به‌اندازه‌ی ۳۱/۵٪ نسبت به اجکتورهای معمولی افزایش می‌یابد. وو و همکاران [۱۰] اثرات هندسه‌ی محفظه‌ی اختلاط بر عملکرد اجکتور بخار به‌کاررفته در سیستم نمک‌زدایی را بررسی کردند. نتایج نشان داد که یک محدوده بهینه برای طول محفظه اختلاط و زاویه همگرایی وجود دارد که در آن اجکتور به بهترین شکل عمل می‌کند. حکاکی فرد و همکاران [۱۱] بر اساس کمینه کردن برگشت‌ناپذیری‌ها در محل تشکیل شوک قوی و اصطکاک جریان با دیواره، نسبت مکش اجکتور را تا بیش از ۲۹٪

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: sh_alyari@sru.ac.ir
تاریخ دریافت: ۹۷/۱۲/۱۱
تاریخ پذیرش: ۹۸/۱۰/۱۶

افزایش دادند در حالیکه فشارهای بحرانی در حدود ۲/۶٪ کاهش یافت. مازلی و همکاران [۱۲] به‌منظور ارزیابی تکنیک‌های متداول عددی در تعیین میدان جریان اجکتور، تحلیل عددی دوبعدی و سه‌بعدی را با چند مدل آشفتگی انجام دادند. تحلیل سه‌بعدی نشان داد که افت‌های اصطکاکی ناشی از دیواره‌ها باعث کاهش انتقال مومنتوم بین دو سیال و کاهش فشار بحرانی می‌شوند. همچنین نتایج نشان دادند که زبری‌های سطح ممکن است انتقال به ناحیه مادون بحرانی را تحت تأثیر قرار دهند. آریافر و همکاران [۱۳] مطالعه‌ی عددی بر روی اجکتور با دو فرض سیال بخار مرطوب و گاز ایده‌ال انجام دادند. نتایج نشان داد که نسبت مکش محاسبه شده برای بخار مرطوب به اندازه‌ی ۱۰٪ بیشتر از نسبت مکش در مدل گاز ایده‌ال است. امیدوار و همکاران [۱۴] به تحلیل عددی آنتروپی اجکتور با هندسه‌ی متغیر به منظور بهینه کردن عملکرد اجکتور پرداختند. به کمک تولید آنتروپی موقعیت بهینه‌ی نازل در اجکتور تعیین گردید. وانگ و همکاران [۱۵] اثر دمای بخار داغ بر چگالش ناپایدار در نازل اولیه اجکتور را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که افزایش دمای بخار داغ از ۵K تا ۳۰K باعث تأخیر در موقعیت چگالش ناگهانی به‌اندازه‌ی ۴۰/۲۲٪ و کاهش شدت آن به‌اندازه‌ی ۴۳/۹۲٪ می‌شود. همچنین تولید آنتروپی کل با افزایش دمای بخار داغ به‌آرامی افزایش می‌یابد.

در پژوهش‌های عددی و تجربی پیشین اثر شرایط عملیاتی مانند دما و فشار سیال اولیه و ثانویه، نوع سیال عامل، اثرات هندسی نازل اولیه، محفظه اختلاط و سایر بخش‌های اجکتور، ارتباط بین فیزیک جریان داخلی و عملکرد اجکتور بررسی شده است. به منظور تکمیل پژوهش‌های قبلی، در این مقاله تأثیر استفاده از نازل جریان موازی بر عملکرد و فیزیک جریان داخلی اجکتور چرخه تبرید اجکتوری آزمایشگاهی با سیال عامل بخار آب مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- محاسبه منحنی واگرای نازل جریان موازی به کمک روش مشخصه‌ها

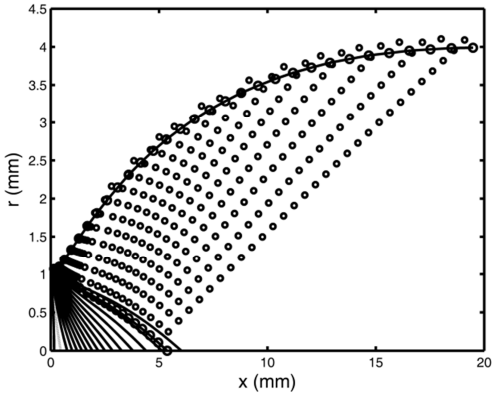
جهت داشتن جریان موازی با عدد ماخ مشخص در خروجی نازل، با معلوم بودن پروفیل بخش همگرا و گلوگاه نازل و مشخصات ترمودینامیکی سیال، منحنی واگرا محاسبه می‌شود. در کار حاضر محاسبه منحنی واگرای نازل اولیه در نسبت سطح و عدد ماخ خروجی برابر با نازل مخروطی صورت گرفته است. برای ترسیم منحنی واگرای نازل اولیه جریان موازی، از کدنویسی در نرم‌افزار MATLAB استفاده شده است. در شکل ۱ مشخصه‌ها و منحنی واگرای نازل جریان موازی به کمک روش مشخصه‌ها ترسیم شده است[۱۶].

۳- شبیه‌سازی با دینامیک سیالات محاسباتی

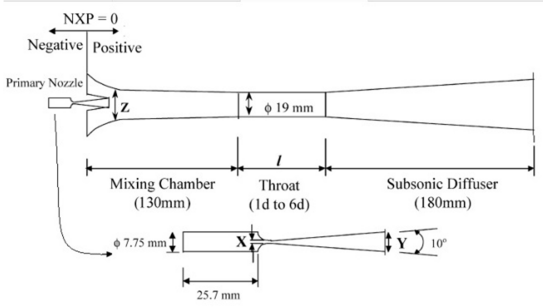
روش دینامیک سیالات محاسباتی شامل دو بخش اساسی ایجاد میدان حل و حل دستگاه معادلات ریاضی است. به منظور انجام هر دو بخش از نرم‌افزار Ansys-Fluent 17.2 استفاده شده است. معادلات غیر خطی حاکم به معادلات جبری تبدیل شده و بر روی سلول‌های تشکیل‌یافته حل شده است.

۳-۱- مشخصات هندسی اجکتور با نازل مخروطی استفاده‌شده در شبیه‌سازی

اجکتور مورد استفاده در کار حاضر اجکتوری است که توسط سریویراکول و همکاران [۵] برای بررسی اثرات هندسی و شرایط عملیاتی بر عملکرد اجکتور به کار رفته است. هندسه اجکتور مورد نظر در شکل ۲ نشان داده شده است. همچنین در شکل ۲ مقادیر X، Y، Z و طول گلوگاه به ترتیب برابر ۲ mm، ۸ mm، ۲۴ mm و۹۵ mm است. قابل ذکر است که در مطالعه سریویراکول و کار حاضر فاصله خروجی نازل اولیه تا ورودی محفظه مکش مقداری ثابت و برابر NXP=۳۵ mm (شکل ۲) در نظر گرفته شده است.



شکل ۱- مشخصه‌ها و منحنی واگرای نازل جریان موازی



شکل ۲- هندسه اجکتور مورد استفاده در شبیه‌سازی عددی [۶]

۳-۲- روش حل عددی و تنظیمات حلگر

به دلیل مافوق صوت بودن جریان و اعداد ماخ بالا از حلگر چگالی پایه ضمنی استفاده شده و فرض جریان پایا به کار رفته است [۱۷و۱۸]. از آنجایی که مدل Realizable k-ϵ در جریان‌های دارای چرخش، لایه‌های مرزی با گرادیان‌های معکوس شدید و جدایش عملکرد بهتری نسبت به دو مدل استاندارد k-ϵ و RNG k-ϵ دارد، از مدل Realizable k-ϵ به عنوان مدل آشفتگی در تحلیل جریان اجکتور استفاده شده است. تغییرات فشار استاتیکی محور اجکتور با تغییر اندازه شبکه بررسی شده و در نهایت شبکه با ۴۷۳۵۲ سلول به‌عنوان شبکه پایه جهت تحلیل عددی انتخاب شده است. برای اعتبارسنجی تحلیل عددی صورت گرفته، نسبت مکش و فشار بحرانی عملکرد اجکتور با نازل مخروطی برای شرایط عملیاتی دمای بویلر ^{o}C ۱۳۰و دمای تبخیرکن ^{o}C ۱۰ محاسبه شده و با نتایج آزمایشگاهی موجود در مرجع [۵] مقایسه شده‌اند. همان‌طور که در شکل ۳ نشان داده شده است، مقدار نسبت مکش محاسبه‌شده در ناحیه‌ی بحرانی خطای بسیار کم در حد ٪۰/۰۵+ دارد. بیشترین خطای عددی محاسبه‌ی نسبت مکش مربوط به فشار چگالنده۵۱ میلی بار بوده و برابر٪۱۱/۵- است.

۳-۳- تأثیر تغییر منحنی واگرای نازل اولیه بر نسبت مکش

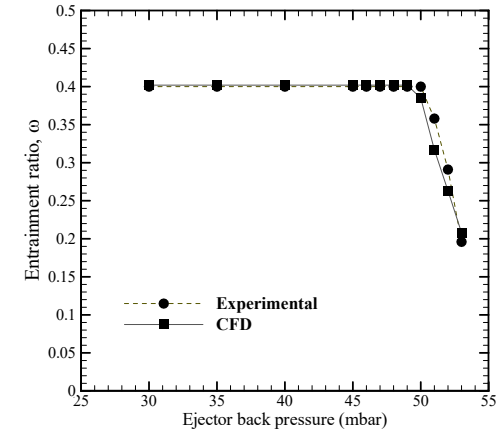
درشکل ۴ نمودار نسبت مکش بر حسب فشار پشت اجکتور برای نازل اولیه مخروطی و جریان موازی نشان داده شده است. با تغییر منحنی واگرای نازل اولیه، از مخروطی به جریان موازی، نسبت مکش در ناحیه‌ی بحرانی به‌اندازه‌ی ۰/۰۰۲ کاهش می‌یابد. همچنین نسبت مکش نازل جریان موازی در ناحیه‌ی مادون بحرانی، بزرگ‌تر از مقدار متناظر برای نازل مخروطی است. با توجه به شکل ۴ فشار بحرانی برای نازل مخروطی ۴۹ mbar و برای نازل جریان موازی ۵۰ mbar است.

۳-۴- تاثیر تغییر منحنی واگرای نازل اولیه بر پارامترهای جریان

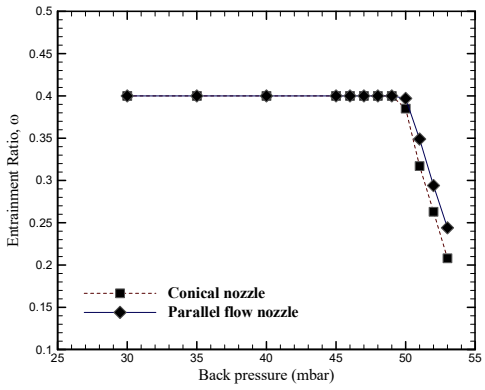
در این بخش اثر تغییر منحنی واگرای نازل بر برخی پارامترهای جریان بررسی شده است. برای این منظور در دمای بویلر ^{o}C ۱۳۰ و دمای تبخیرکن ^{o}C ۱۰ در دو فشار چگالنده ۳۰ mbar (حالت بحرانی) و ۵۳ mbar (حالت مادون بحرانی) تغییرات بررسی شده است.

۳-۴-۱- اثر تغییر منحنی واگرای نازل بر توزیع فشار

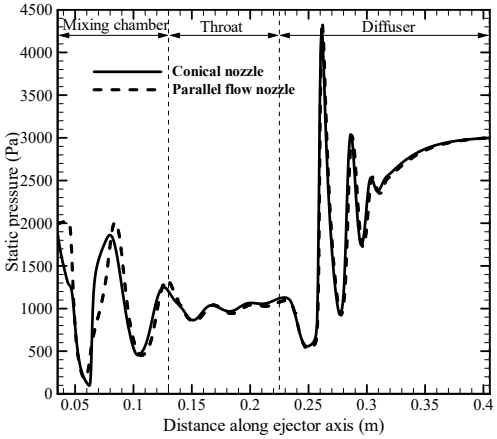
توزیع فشار استاتیکی بر محور اجکتور با نازل مخروطی و جریان موازی در دو فشار چگالنده ۳۰ mbar و ۵۳ mbar به ترتیب در شکل‌های ۵ و ۶ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود تغییرات فشار ناشی از تغییر منحنی واگرای نازل محدود به محفظه اختلاط است. محل تشکیل سری اول شوک‌های مایل در محفظه اختلاط و سری دوم شوک‌های مایل در دیفیوزر برای هر دو نازل یکسان است. انبساط جت خروجی با نازل مخروطی نسبت به نازل جریان موازی کمی بیشتر است. همچنین اولین شوک تشکیل شده در



شکل ۳- نتایج عددی نسبت مکش و داده‌های آزمایشگاهی

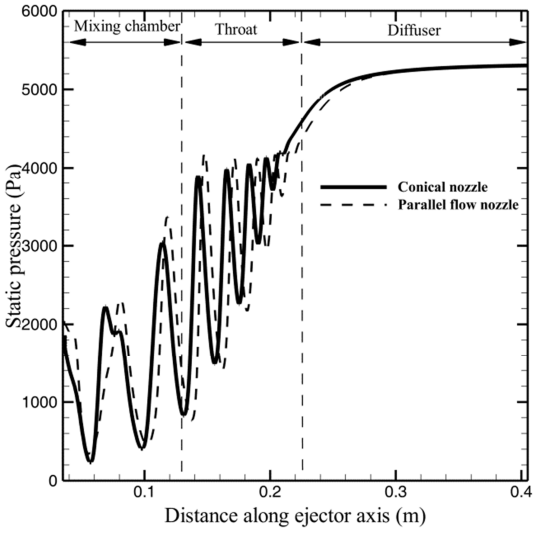


شکل ۴- تأثیر تغییر منحنی واگرای نازل اولیه بر نسبت مکش اجکتور



شکل ۵- توزیع فشار استاتیکی در محور اجکتور برای نازل مخروطی و جریان موازی در فشار چگالنده ۳۰ mbar

محفظه اختلاط با نازل جریان موازی نسبت به نازل مخروطی کمی قوی‌تر است. همان‌گونه که در شکل ۶ نشان داده شده است در حالت مادون بحرانی محل تشکیل سری دوم شوک‌ها به محفظه اختلاط منتقل شده و دو سری شوک‌های مایل به هم پیوسته‌اند. در این حالت



شکل ۶- توزیع فشار استاتیکی در محور اجکتور برای نازل مخروطی و جریان موازی در فشار چگالنده ۵۳ mbar

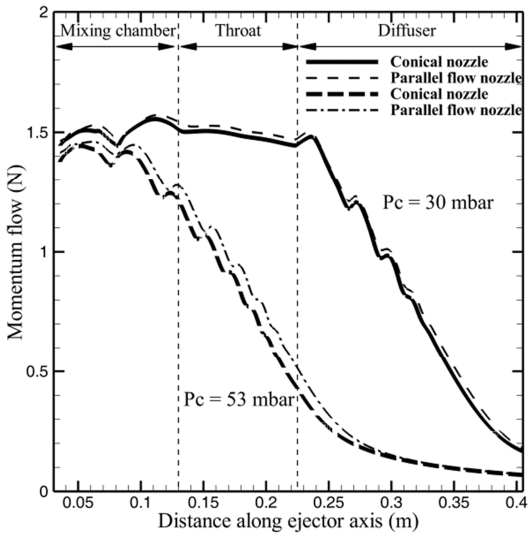
نیز مانند حالت بحرانی تراکم جریان در شوک‌ها با نازل جریان موازی نسبت به نازل مخروطی کمی شدیدتر است..

۳-۴-۲- اثر تغییر منحنی واگرای نازل بر اندازه حرکت جریان

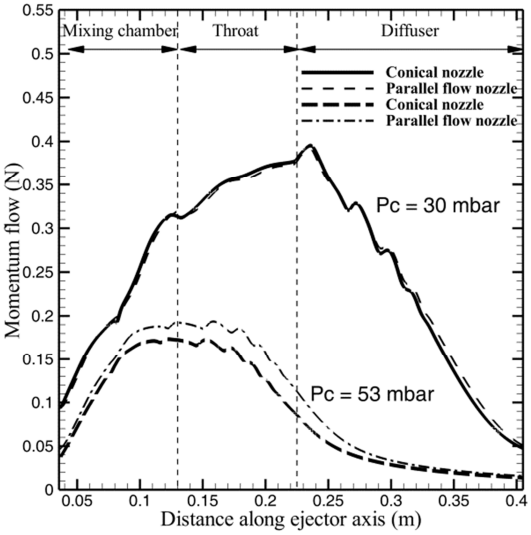
اندازه حرکت جریان در جهت طول اجکتور در مقاطع طولی مختلف برای اجکتور با نازل مخروطی و جریان موازی برای دو فشار چگالنده ۳۰mbar و ۵۳ mbar محاسبه شده و نتایج در شکل ۷ نشان داده شده است. همان‌گونه که در این شکل دیده می‌شود در فشار چگالنده ۳۰ mbar یعنی در حالت بحرانی با تغییر منحنی واگرای نازل اندازه حرکت جریان در طول اجکتور تغییر محسوسی ندارد. اما در فشار چگالنده ۵۳ mbar یعنی در حالت مادون بحرانی اندازه حرکت جریان در مقاطع مختلف با نازل جریان موازی بیشتر است. به منظور ارائه تصویر واضح‌تری از اثر پروفیل واگرای نازل بر اندازه حرکت جریان ثانویه تغییرات اندازه حرکت جریان ثانویه در طول اجکتور در شکل ۸ رسم شده است. همان‌طور که در شکل ۸ دیده می‌شود با نازل جریان موازی اندازه حرکت جریان ثانویه خصوصا در انتهای محفظه اختلاط و گلوگاه اجکتور افزایش یافته است. افزایش اندازه حرکت جریان ثانویه نسبت مکش را در این حالت افزایش داده است.

۳-۴-۳- اثر تغییر منحنی واگرای نازل بر فرآیند اختلاط

در مرز دو جریان لایه اختلاط شکل می‌گیرد. رشد لایه اختلاط به مکش جرم به داخل لایه اختلاط وابسته است. در این مقاله ضخامت لایه اختلاط فاصله بین دو نقطه در پروفیل سرعت در نظر گرفته شده است که اختلاف سرعت آنها ۸۰٪ اختلاف سرعت دو جریان است. همان‌گونه که در شکل ۹ دیده می‌شود در فشار ۳۰ mbar یعنی درحالت بحرانی برای نازل جریان موازی ضخامت لایه اختلاط اندکی کمتر از مقدار مربوط به نازل مخروطی است. اما طول ناحیه اختلاط یکسان است. در فشار ۵۳ mbar یعنی در حالت مادون بحرانی نیز ضخامت لایه اختلاطی در اجکتور با نازل جریان موازی نسبت به نازل مخروطی کمتر است. اما طول ناحیه اختلاط در حالت نازل جریان موازی بیشتر می‌باشد. به منظور درک بهتر اثر منحنی واگرای نازل بر

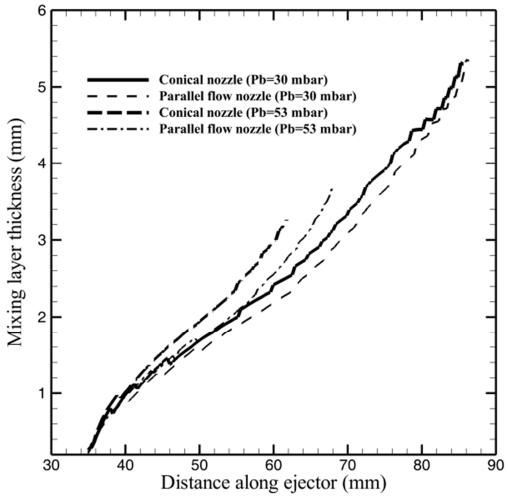


شکل ۷- توزیع اندازه حرکت جریان در راستای طول اجکتور برای اجکتور با نازل مخروطی و جریان موازی در فشار چگالنده ۳۰ mbar و ۵۳ mbar



شکل ۸- توزیع اندازه حرکت جریان ثانویه در راستای طول اجکتور برای اجکتور با نازل مخروطی و جریان موازی در فشار چگالنده mbar ۳۰ و ۵۳ mbar

فرآیند اختلاط و ارتباط آن با نسبت مکش، حجم ناحیه اختلاط محاسبه شده است. در حالت بحرانی حجم ناحیه اختلاط در دو حالت نازل مخروطی و جریان موازی به هم نزدیک بوده و در نازل مخروطی تنها حدود ۳/۵٪ بیشتر است. اما در حالت مادون بحرانی حجم ناحیه اختلاط با نازل جریان موازی نسبت به نازل مخروطی حدود ۲۷٪ افزایش یافته است. بدین ترتیب می‌توان افزایش نسبت مکش در حالت مادون بحرانی را به افزایش حجم ناحیه اختلاط مربوط دانست.



شکل ۹- تغییرات ضخامت لایه اختلاط در محفظه اختلاط

۴- نتیجه‌گیری

در این مطالعه اثر استفاده از نازل جریان موازی بر عملکرد اجکتور چرخه تبرید اجکتوری با سیال عامل بخار آب به صورت عددی بررسی شده است. با تغییر پروفیل واگرای نازل اولیه از مخروطی به جریان موازی مشخصات عملکردی اجکتور در ناحیه بحرانی تغییر چندانی ندارد. به‌طوری که مقدار نسبت مکش تقریبا ثابت باقی مانده و فشار بحرانی به اندازه ۱ mbar افزایش می‌یابد. در ناحیه مادون بحرانی بیشترین تغییرات نسبی نسبت مکش ۱۷/۳٪ است. بدین ترتیب با بکارگیری نازل اولیه جریان موازی، در ناحیه مادون بحرانی نسبت مکش و به دنبال آن ضریب عملکرد چرخه تبرید افزایش می‌یابد. با تغییر منحنی واگرای نازل اولیه فیزیک جریان داخلی تغییر می‌کند. در حالت بحرانی تغییر فشار ناشی از تغییر منحنی واگرای نازل محدود به محفظه اختلاط است. اما در ناحیه مادون بحرانی این تغییرات در گلوگاه اجکتور نیز دیده می‌شود. در هر دو حالت بحرانی و مادون بحرانی با نازل مخروطی امواج تراکمی کمی قوی‌تر هستند. در حالت بحرانی اندازه حرکت منتقل شده به جریان ثانویه با نازل مخروطی و نازل جریان موازی تقریبا یکسان است. اما در حالت مادون بحرانی اندازه حرکت منتقل شده به جریان ثانویه افزایش یافته و باعث افزایش نسبت مکش می‌شود. در حالت بحرانی حجم ناحیه اختلاط در دو حالت نازل مخروطی و نازل جریان موازی تقریبا یکسان است. اما در حالت مادون بحرانی با نازل جریان موازی حجم ناحیه اختلاط بزرگتر می‌باشد.

۵- مراجع

[1] Bartosiewicz Y., Aidoun Z., Desevaux P., Mercadier Y., CFD-experiments integration in the evaluation of six turbulence models for supersonic ejector modeling. *In Integrating CFD and Experiments Conference*, Glasgow, UK , 2003.

[2] Bartosiewicz Y., Aidoun Z., Desevaux P., Mercadier Y., Numerical and Experimental Investigations on Supersonic Ejectors. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 26, pp. 57-70, 2005.

[3] Bartosiewicz Y., Aidoun Z., Mercadier Y., Numerical Assessment of Ejector Operation for Refrigeration Applications Based on CFD. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 604-612, 2006.

[4] Rusly E., Aye L., Charters W. W. S., Ooi A., CFD Analysis of Ejector in a Combined Ejector Cooling System. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 1092-1101, 2005.

[5] Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K., Performance Prediction of Steam Ejector Using Computational Fluid Dynamics: Part 1. Validation of the CFD Results. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 812-822, 2007.

[6] Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K., Performance Prediction of Steam Ejector Using Computational Fluid Dynamics: Part 2. Flow Structure of a Steam Ejector Influenced by Operating Pressures and Geometries. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 823-833, 2007.

[7] Pianthong K., Seehanam W., Behnia M., Sriveerakul T., Aphornratana S., Investigation and Improvement of Ejector Refrigeration System Using Computational Fluid Dynamics Technique. *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 2556-2564, 2007.

[8] Ruangtrakoon N., Thongtip T., Aphornratana S., Sriveerakul T., CFD Simulation on the Effect of Primary Nozzle Geometries for a Steam Ejector in Refrigeration Cycle. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 63, pp. 133-145, 2013.

[9] Zhu Y., Jiang P., Bypass Ejector with an Annular Cavity in the Nozzle Wall to Increase the Entrainment: Experimental and Numerical Validation. *Energy*, Vol. 68, pp. 174-181, 2014.

[10] H. Wu, Z. Liu, B. Han, Y. Li, Numerical Investigation of the Influences of Mixing Chamber Geometries on Steam Ejector Performance. *Desalination*, Vol. 353, pp. 15-20, 2014.

[11] Hakkaki-Fard A., Aidoun Z., Ouzzane M., A Computational Methodology for Ejector Design and Performance Maximisation. *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, pp. 1291-1302, 2015.

[12] Mazzelli F., Little A. B., Garimella S., Bartosiewicz Y., Computational and Experimental Analysis of Supersonic Air Ejector: Turbulence Modeling and Assessment of 3D Effects. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 56, pp. 305-316, 2015.

[13] Ariafar K., Buttsworth D., Al-Doori Gh., Malpress R., Effect of Mixing on the Performance of Wet Steam Ejectors. *Energy*, Vol. 93, pp. 2030-2041, 2015.

[14] Omidvar A., Ghazikhani M., Modarres Razavi S. M. R., Entropy Analysis of a Solar-Driven Variable Geometry Ejector Using Computational Fluid Dynamics. *Energy Conversion and Management*, Vol. 119, pp. 435-443, 2016.

[15] Wang Ch., Wang L., Zhao H., Du Zh., Ding Z., Effects of Superheated Steam on Non-Equilibrium Condensation in Ejector Primary Nozzle. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 67, pp. 214-226, 2016.

[16] Zucrow M. J., Hoffman J. D., *Gas Dynamics Vol 2, Multidimensional Flow*. pp. 160-163, Wiley, New York, 1977.

[17] FLUENT 6.0 User's guide. FLUENT INC, Lebanon, NH, USA.

[18] Mazzelli F., Milazzo A., Performance Analysis of a Supersonic Ejector Cycle Working with R245fa. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 49, pp. 7-92, 2015.