

بازیابی انرژی اتلافی بخار برگشتی مخزن کندانس یک کارخانه روغن نباتی با استفاده از اجکتور در سیکل بخار

چکیده: هدف از مطالعه پیش رو توسعه و تحلیل عملکرد یک سیستم بازیابی انرژی اتلافی ناشی از تخلیه بخار از مخزن کندانس در سیستم توزیع بخار یک کارخانه روغنکشی از طریق استفاده از اجکتور در سیکل بخار می باشد. بدین منظور ابتدا نرخ بخار اتلافی از مخزن کندانس برگشتی، دما، فشار و میزان انرژی قابل بازیافت آن همچنین دبی و خواص ترمودینامیکی بخار در خط بخار فشار بالای کارخانه اندازه گیری و محاسبه شده است. علاوه بر این، میزان نیاز انرژی در سیستم حرارت مرکزی ساختمان اداری از لحاظ قابلیت تامین آن از طریق انرژی بازیافتی بخار محاسبه شده است. سپس با استفاده از مدل سازی دینامیک سیالات محاسباتی و همچنین مدل سازی ریاضی، استفاده از اجکتور در سیستم برای بازیابی انرژی اتلافی در شرایط مختلف عملکرد آن، ارزیابی و بررسی شده است. نتایج به دست آمده نشان می دهد که فشار خروجی اجکتور (پس فشار) در محدوده ۱۷۰ تا ۱۹۰ کیلو پاسکال منجر به نسبت مکش مناسب (در محدوده ۳/۵ تا ۴) و همچنین عملکرد مطلوبی به لحاظ جلوگیری از شکل گیری امواج شوک شده و می تواند فشار بخار مورد نیاز را برای هیترهای کارخانه تامین نماید. همچنین فشار مکش در محدوده ۱۰۰ تا ۲۰۰ کیلو پاسکال در شرایط کاری مختلف اختلالی در عملکرد سیستم بازیابی حرارت به وجود نمی آورد هر چند نسبت مکش اجکتور تحت تاثیر فشار مکش قرار خواهد گرفت.

واژه های راهنما: بازیابی انرژی اتلافی، بخار، اجکتور، نسبت مکش، مخزن کندانس

شریف دهقان
کارشناسی ارشد

یاسر ملائی برزی*

استادیار،
گروه مهندسی مکانیک،
واحد کاشان، دانشگاه آزاد اسلامی،
کاشان

مقاله علمی پژوهشی
دریافت: ۱۴۰۴/۱۲/۱۸
بازنگری: ۱۴۰۴/۰۲/۲۷
پذیرش: ۱۴۰۴/۰۵/۲۱

Sharif Dehghan
MSc

Yaser Mollaei Barzi*
Assistant Professor,
Department of Mechanical
Engineering, Kashan
Branch, Islamic Azad
University, Kashan

Waste energy recovery in an industrial oil extraction factory using ejector in the steam cycle

Abstract: The aim of present study is development and analysis of a waste energy recovery of the return condensate tank low-pressure steam in steam distribution system of an industrial oil extraction factory (oilseeds) via the application of an ejector. For this purpose, the amount of recoverable energy as well as the flow rate and thermodynamic properties of steam in the high pressure steam line of the factory have been measured and calculated. Then the application and adaption of the ejector for the steam waste heat recovery in various system operating conditions was evaluated and investigated using CFD modeling and analytical approach. The results show that the ejector back pressure in the range of 170 to 190 kpa leads to an appropriate suction ratio of 3.5 to 4 and a desirable performance in case of preventing shock waves and providing the minimum pressure needed for the steam heating system. Moreover, the suction pressure in range of 100 to 200 kpa doesn't interrupt the heat recovery system operation even though the suction ratio is affected by the suction pressure.

Keywords: Waste energy recovery, Steam, Ejector, Suction ratio, Condensate tank

۱- مقدمه

از مخزن بخار برگشتی تأمین نمود. از ویژگی‌های اجکتور می‌توان به هندسه ساده، عدم وجود عضو متحرک و هزینه پایین تعمیر و نگهداری اشاره کرد. این امکانات و سازگاری‌های اجکتور موجب می‌شود که بتوان از این وسیله در بسیاری از کاربردهای صنعتی استفاده کرد. اجکتور از طریق تبادلات مومنتوم، جریان فشار پایین (جریان ثانویه) را با استفاده از جریان فشار بالا (جریان اولیه) متراکم و به یک جریان فشار متوسط تبدیل می‌کند.



شکل ۱ خروجی بخار از مخزن کندانس

تاکنون کاربردهای متنوعی از اجکتورها با اهداف مختلف در صنایع و تأسیسات و در سیکل‌های توان و تبرید در مقالات مختلف گزارش شده است. سرورالدین آبادی و همکارانش [۱] ترکیب سیکل‌های رانکین و تراکمی بخار را با استفاده از اجکتور به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آنها شرایط مختلف نسبت‌های مکش و مساحت اجکتور را در مدل ریاضی مورد بررسی قرار دادند. نتایج مطالعه آنها نشان داد که افزایش دمای مولد بخار و اوپراتور، ضریب عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد و اینکه بیشترین تلفات انرژی به ترتیب در اجکتور، مولد بخار و کندانسور روی می‌دهد. همچنین ابراهیم افشاری و همکارانش [۲] تأثیر نوع سیال عامل بر عملکرد سیستم تبرید اجکتوری همچنین تأثیر کمیت‌های عملیاتی سیکل بر توان مصرفی، میزان انرژی گرمایی مورد نیاز و ضریب عملکرد سیکل را بررسی کردند. آنها دریافتند که سیکل با سیال عامل R141b دارای کمترین ضریب عملکرد و R12 دارای بیشترین مقدار ضریب عملکرد نسبت به سایر مبردها است.

یکی از مهمترین چالش‌هایی که امروزه با آن روبرو هستیم و در آینده نیز با آن مواجه خواهیم شد صرفه‌جویی در مصرف انرژی است. تقاضای روز افزون انرژی در بخش‌های مختلف، جوامع را با چالش بزرگی مواجه ساخته است. با افزایش روز افزون و آزادسازی قیمت حامل‌های سوختی باعث شده است که صنایع در حال بازبینی تکنولوژی و عملکرد سیستم‌های خود در جهت بهینه‌سازی مصرف انرژی باشند. شرکت روغن‌کشی اکسدانه که در سال ۱۳۵۳ تأسیس گردیده، با توجه به اینکه انرژی در آن سال‌ها ارزان بوده لذا به لحاظ عدم نوسازی در طراحی خطوط، تجهیزات و فاصله داشتن آنها با تکنولوژی روز روغن‌کشی در طی این سال‌ها، از این رو سبب گردیده تا مصرف و هزینه انرژی بطور محسوس و نامحسوس افزایش یابد. در کارخانه روغن‌کشی اکسدانه از گاز طبیعی جهت تأمین انرژی فسیلی مورد نیاز استفاده می‌شود. گاز در این کارخانه انرژی مورد نیاز دیگ‌های بخار، تجهیزات پخت دانه، تجهیزات جداسازی روغن از حلال، خشک‌کن‌ها و گرمایش واحدهای اداری اعم از اتاق پرسنل و آب گرم حمام کارکنان را تأمین می‌نماید. با احتساب موارد فوق میانگین شدت مصرف گاز برابر با ۵۹/۸۹ مترمکعب به ازای هر تن دانه می‌باشد. در این کارخانه مصرف بخار به ازای هر تن دانه برابر با ۴۵۳۲ پوند بوده است درحالی‌که میانگین مصرف بخار در صنعت روغن‌کشی ایالات متحده برابر با ۱۰۱۵ پوند به ازای هر تن دانه می‌باشد. این موضوع نشان دهنده مصرف ۴ برابری بخار و نتیجتاً انرژی به ازای واحد تولید در این کارخانه نسبت به صنایع مشابه در ایالات متحده می‌باشد. بنابر این کارخانه اکسدانه از نقطه نظر انرژی دارای پتانسیل مناسبی جهت انجام ممیزی بطور ادواری و همچنین بهینه‌سازی مصرف انرژی می‌باشد.

تحقیق پیش‌رو به هدررفت انرژی در بخش بخار شرکت اکسدانه اشاره دارد و بعلت وجود تعداد زیاد تجهیزات در سیستم توزیع بخار و نیز عدم عملکرد مناسب تله‌های بخار در اکثر مواقع، شاهد برگشت مقدار زیاد بخار در سیستم برگشتی بخار بالاخص مخزن بخار برگشتی خود می‌باشد که باعث گردیده بخار تخلیه شده از این مخزن بیش از اندازه گردد که در شکل (۱) نشان داده شده است.

یکی از راهکارهای جلوگیری از اتلاف این بخار حامل انرژی، استفاده کردن از آن در سایر مصرف‌کننده‌های فشار متوسط اعم از سیستم حرارت مرکزی کارخانه است که با نصب یک اجکتور یا ترموکمپرسور می‌توان بخار لازم برای آن را با مکش

با توجه مطالعات مختلف انجام شده روی کاربرد اجکتور جهت بهبود کارایی انرژی سیستم‌های مختلف و همچنین روش‌های تجربی و عددی ارائه شده جهت تحلیل و بهبود عملکرد اجکتورها در سیکل‌های مختلف انرژی، یکی از مشکلات در این خصوص منطبق کردن مشخصات مناسب و بهینه اجکتور بر سیستم مورد نظر برای دریافت بهترین کارایی با توجه به مشخصات ترمودینامیکی جریان‌های در دسترس در سیکل می‌باشد. در ضمن در مطالعات محدودی، از اجکتور جهت بازیابی انرژی به خصوص در سیکل‌های بخار استفاده شده و عملکرد آن مورد مطالعه قرار گرفته است. بنابراین وجه تمایز و نوآوری در مطالعه حاضر اولاً استفاده از اجکتور جهت بازیابی انرژی اتلافی در یک سیکل بخار با مشخصات خاص خود و ثانیاً تحلیل و محاسبه مشخصات مناسب و بهینه اجکتور و جریان جرم و انرژی در سیستم مورد نظر برای دریافت بهترین کارایی در محدوده عملکرد آن با توجه به مشخصات ترمودینامیکی جریان‌های در دسترس در سیکل می‌باشد.

هدف از این تحقیق، بررسی استفاده از یک اجکتور یا ترموکمپرسور مناسب جهت بازیابی انرژی بخار کم فشار تخلیه شده از مخزن و بهره بردن از انرژی آن برای گرمایش سایر تجهیزات و مصرف‌کننده‌ها می‌باشد. هندسه اجکتور اولیه از ابعاد اجکتور (یدکی) موجود در کارخانه که برای تأمین خلاء در برج تقطیر یکی از واحدها بوده است، الگوبرداری شده است و نتایج تحلیل‌ها و شبیه‌سازی با نتایج حل معادلات یک‌بعدی حاکم بر اجکتور مطابقت داده شده و دقت آن مورد ارزیابی قرار گرفته است.

۲- اندازه‌گیری و محاسبه اتلاف انرژی ناشی از تخلیه بخار از مخزن کندانس و طرح پیشنهادی جهت بازیابی انرژی بخار اتلافی

بخار فلاش معمولاً از بخار آزاد شده از تخلیه تانک‌ها و مخازن کندانس و یا خطوط کندانس خروجی از تله‌های بخار ایجاد می‌شود. این نوع بخار بدون افزایش حرارت به آب و مستقیماً در اثر تقلیل فشار آب از فشار بالاتر به پایین‌تر تشکیل می‌گردد (در واقع درصدی از آب به بخار تبدیل می‌شود). این مقدار انرژی مقداری از کندانس خروجی را تبخیر می‌نماید که به بخار فلاش معروف است و از این فرآیند با جوشش آب یا فلاشینگ نام برده می‌شود. در واقع میزان بخار فلاش تولیدی برابر با نسبت مازاد بر انرژی تبخیر فشار ثانویه می‌باشد. در کارخانه اکسدانه بخش اعظم کندانس سیستم بخار به صورت بخار فلاش

قهرمانی و همکارانش [۳] عملکرد اجکتور در سیکل تبرید اجکتوری با سیال عامل بخار آب را به کمک نرم‌افزار فلونت و متلب بررسی و ضریب عملکرد سیکل را با جابجایی موقعیت خروجی نازل اولیه بهبود دادند. همچنین سعید خلیلی ساربانقلی و لیلی گروسی فرشی [۴] تأثیر افزودن اجکتور بر عملکرد ترمودینامیکی پمپ حرارتی ترکیبی را مورد بررسی قرار داده و آن را با عملکرد پمپ حرارتی ترکیبی بدون اجکتور مقایسه کردند. آنها نشان دادند که در پمپ حرارتی معرفی شده با اجکتور که عملکرد آرایش جدید حداکثر ۱۰ درصد از نظر نسبت انرژی اولیه و نیز در حدود ۱۸ درصد از نظر بازده قانون دوم بالاتر از پمپ حرارتی ترکیبی است.

ریفات و همکارش [۵] با استفاده از شبیه‌سازی جریان درون اجکتور به کمک CFD، موقعیت نازل اولیه را مورد بررسی قرار داده و موقعیت بهینه برای آن را به دست آورده‌اند. دسواکس و همکارانش [۶] به بررسی جریان درون اجکتور به روش نمایشگر لیزری و مقایسه نتایج آن با شبیه‌سازی عددی پرداخته‌اند. دسواکس و همکارانش نشان دادند که این روش به خوبی می‌تواند دینامیک جریان و پدیده شوک را پیش‌بینی کند. راسلی و همکارانش [۷] چندین اجکتور را مدل کرده تا با شبیه‌سازی دینامیک جریان در این اجکتورها رفتار جریانی ناشی از تغییرات هندسه اجکتور را مورد بررسی قرار دهند. آنها نتیجه گرفته‌اند که نسبت جرمی بیشینه کمی پیش از وقوع شوک به دست می‌آید. همچنین آنها نتیجه گرفتند موقعیت نازل یکی از پارامترهای مهم در طراحی اجکتور به شمار می‌رود.

هان و همکارانش [۸] مشخصه‌های جریان دوفازی را در جریان ثانویه یک اجکتور حاوی اجزای چگالش‌پذیر به صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار داده و تأثیر میزان فشار جریان اولیه روی شروع چگالش و قطر قطرات چگالیده شده در جریان خروجی و همچنین روی طول موج شوک را ارزیابی کردند.

گائو و همکارانش [۹] تأثیر تغییر نسبت مساحت نازل و گلوگاه اجکتور را از طریق یک مکانیزم تنظیم‌کننده قطر نازل روی عملکرد و پارامترهای خروجی یک اجکتور بخار به صورت تجربی بررسی کردند. آنها نشان دادند که نسبت بهینه‌ای برای مساحت نازل به مساحت گلوگاه وجود دارد که در آن میزان مکش بیشینه است. برای هندسه‌ها و شرایط کارکردی بسیار متنوعی نسبت نرخ مایع مکش شده با اختلاف فشار بین سطح آب در محفظه مکش و خروجی گلوگاه وابسته است.

از رابطه (۲) مقدار بخار آزاد شده (فلاش) از مخزن کندانس برابر با 2535 lb/hr یا 1150 kg/hr محاسبه می‌شود. همچنین انرژی اتلافی ناشی از تخلیه بخار فلاش که می‌تواند بازیابی شود به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$\dot{E}_{g,waste} = \dot{m}_g(h_{g,tp} - h_{0(f,tp)}) \quad (۳)$$

از رابطه فوق توان اتلافی ناشی از تخلیه بخار فلاش به محیط برابر 2002650 Btu/hr یا 2112907.6 Kj/hr محاسبه می‌شود که این، مقدار قابل توجه اتلاف انرژی را نشان می‌دهد. در این تحقیق سعی گردیده تا از بخار فلاش تلف شده که حاوی مقدار بسیار زیادی انرژی است و در حال حاضر به محیط اطراف اتلاف می‌شود جهت گرمایش آب گرم سرویس حمام و سیستم حرارت مرکزی کارخانه استفاده شود.

در کارخانه مورد مطالعه بعضی از بخش‌ها، گرمایش محیط در فصول سرد خود را توسط هیتر بخار (کوئل بخار) تأمین می‌کنند که از جمله آن می‌توان به قسمت‌های زیر اشاره کرد:

- ۱- اتاق پرسنل برق ۲- اتاق پرسنل کنجاله ۳- اتاق سرپرستان تولید ۴- اتاق کنترل اکستراکسیون ۵- انبار واحد اکستراکسیون ۶- اتاق پرسنل سالن تولید ۷- رختکن پرسنل ۸- آب گرمکن حمام کارکنان ۹- اتاق پرسنل خدمات؛ لازم به ذکر است که در حال حاضر همه این هیترها از بخار اشباع خروجی از بویلر با فشار ۱۰ بار تغذیه می‌گردند و در انتهای مسیر خود دارای یک تله ۳/۴ اینچ هستند و در نهایت خروجی آن به اتمسفر تخلیه (اتلاف) می‌شوند. در جدول (۲) مقدار بخار مصرفی جهت گرمایش این بخش‌ها و نیز مقدار بخار تخلیه شده از مخزن کندانس مشخص شده است.

جدول ۲ مقایسه مقدار بخار مصرفی برای گرمایش با بخار تخلیه شده توسط مخزن کندانس

مصرف کننده‌ها	مقدار بخار kg/hr
آب گرم مصرفی برای حمام‌ها	۱۸۱
آب گرم مصرفی برای سایر مصرف‌کننده‌ها	۳۰۳
هیتر بخار اتاق پرسنل (۸ اتاق)	۵۴۴
مجموع مصارف بخار جهت بخش‌های اداری	۱۰۲۸
مایع کندانس ورودی به مخزن کندانس	۶۸۰۴
دبی بخار تخلیه شده از مخزن کندانس (بخار فلاش)	۱۱۵۰

اتلاف شده و طرحی در جهت به حداکثر رساندن استفاده از این انرژی موجود اجرایی نگردیده است. این بخار از نوع بخار زنده سیستم بخار نیست؛ بلکه در واقع بخاری است که هنگام خروج چگالیده از تله بخار، به دلیل افت ناگهانی فشار و بالا بودن دمای چگالیده تولید می‌شود که به آن فلاش بخار گفته می‌شود. بخار فلاش معمولاً در بخار آزاد شده از تخلیه تانک‌ها و مخازن کندانس و یا خطوط کندانس خروجی از تله‌های بخار به چشم می‌خورد. این نوع بخار بدون افزایش حرارت به آب و مستقیماً در اثر تقلیل فشار آب از فشار بالاتر به پایین تر تشکیل می‌گردد (در واقع درصدی از آب به بخار تبدیل می‌شود).

دبی بخار تخلیه شده به محیط از مخزن کندانس در کارخانه و انرژی اتلافی آن به کمک مقادیر دبی اندازه‌گیری شده بخار و شرایط ترمودینامیکی آن به صورت زیر قابل محاسبه است. جدول (۱) شرایط ترمودینامیکی مایع کندانس فشاربالای ورودی به مخزن کندانس، مایع کندانس اتمسفریک خروجی از مخزن کندانس و بخار فلاش خروجی از آن را نشان می‌دهد.

جدول ۱ شرایط ترمودینامیکی ورودی و خروجی‌های مخزن کندانس

موقعیت	فشار (bar)	آنتالپی (kj/kg)
مایع کندانس برگشتی فشار بالا (ورودی به مخزن کندانس)	۱۰	۸۰۰
مایع خروجی از مخزن کندانس (اشباع)	آتمسفریک	۴۱۸/۷
بخار تخلیه از مخزن کندانس (اشباع)	آتمسفریک	۲۲۵۶

با توجه به اطلاعات جدول فوق و با توجه به اینکه انرژی مورد نیاز جهت تبخیر مایع کندانس مستقیماً از تقلیل فشار آب کندانس از فشار بالاتر به پایین تر تأمین می‌گردد (در واقع تبخیر بخشی از کندانس در اثر این کاهش فشار اتفاق می‌افتد) درصد بخار آزاد شده (فلاش) از رابطه (۱) محاسبه می‌گردد:

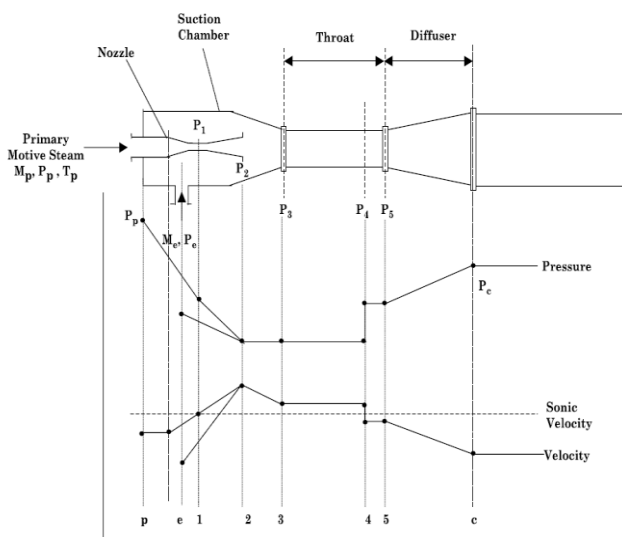
$$x_g = \frac{h_{f,hp} - h_{f,tp}}{h_{g,tp}} \quad (۱)$$

بر اساس داده‌های آنتالپی جدول (۱)، کیفیت بخار در مخلوط دوفاز مخزن کندانس برابر ۰/۱۶۹ محاسبه می‌شود. با محاسبه کیفیت بخار، دبی بخار آب فلاش به صورت کسری از دبی مایع دوفاز ورودی به مخزن کندانس که برابر با 15000 lb/hr (5804 kg/hr) می‌باشد با رابطه ذیل محاسبه می‌شود.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{l,hp} x_g \quad (۲)$$

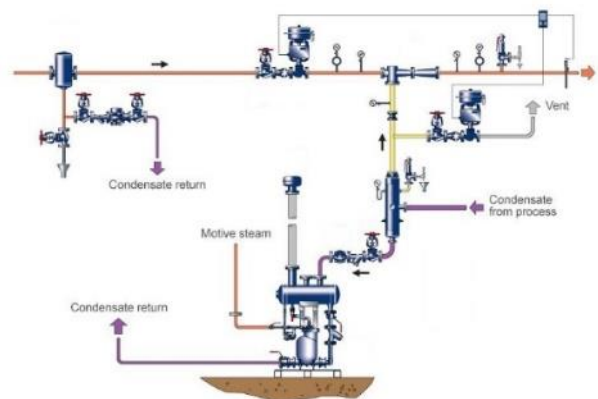
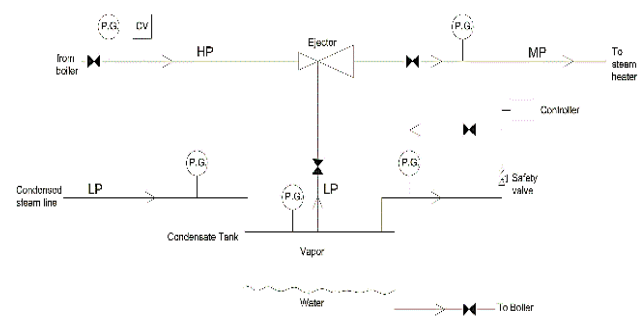
شود، سیال اولیه با فشار زیاد (P_p) وارد نازل اولیه که یک نازل همگرا واگرا است می‌شود و سپس در این نازل شتاب می‌گیرد تا در خروجی نازل، جریان به سرعت ما فوق صوت برسد. سیال اولیه در نازل اجکتور، تا فشار (P_2) به صورت ایزنتروپیک منبسط می‌شود و با سیال ثانویه در فشار ثابت و در محفظه اختلاط، مخلوط می‌گردد. اختلاط تا قبل از ورود به ناحیه قطر ثابت کامل می‌شود و سیال مخلوط شده با همان فشار ($P_3 = P_2$) با سرعت مافوق صوت به ناحیه قطر ثابت وارد می‌گردد. در این ناحیه بواسطه حضور یک شوک قائم که اثر تراکمی قوی بر سیال دارد، فشار تا (P_5) افزایش می‌یابد و سیال با سرعت مادون صوت به دیفیوزر وارد شده تا (P_c) متراکم می‌گردد. فشار جریان ثانویه در آستانه ورود به دیفیوزر خروجی و تحت تأثیر جریان اولیه افزایش یافته و بسته به پارامترهای مختلف هندسی اجکتور قابلیت تأمین فشار مورد نظر را در خروجی دارد.

لذا با توجه به محاسبه مجموع مصارف بخار جهت بخش های اداری برابر با 1028 kg/hr به راحتی می‌توان دریافت که بخار فلاش موجود در مخزن کندانس (1150 kg/hr) جهت تأمین بخار این بخش ها قابل استفاده می‌باشد. همانطور که از داده‌های جدول فوق مشاهده می‌شود، به دلیل فشار خیلی کم در مخزن کندانس و وجود مسیر طولانی از مخزن کندانس به سایر مصرف‌کننده که منجر به افت فشار می‌شود، همچنین وجود جریان فشاربالای بخار، لذا استفاده از یک ترموکمپرسور جهت تأمین بخار فشار متوسط مورد نیاز مصرف‌کننده‌ها می‌تواند کارساز باشد. با توجه به شرایط فوق و جهت بازیابی و استفاده از انرژی بخار اتلافی، طرح استفاده از اجکتور برای بازیابی فشار بخار برگشتی به مخزن کندانس و استفاده از آن برای تأمین انرژی حرارتی مورد نیاز در تأسیسات مشخص شده در جدول (۲)، به صورت شکل (۲) پیشنهاد شده است.



شکل ۳ نمودار شماتیک تغییرات فشار و عدد ماخ در راستای یک اجکتور

از آنجا که عملکرد یک اجکتور به فاکتورهایی چون سطح مقطع نازل سیال محرک و گلوگاه ونتوری، فشار سیال محرک، فشار مکش، فشار خروجی، نسبت گرماهای ویژه، وزن‌های مولکولی و دمای سیال مکش یافته و سیال محرک بستگی دارد؛ لذا برای طراحی اجکتور مطابق نیازمندی‌های سیستم از روش‌های مختلف استفاده می‌شود که با توجه به فشار مکش یا در واقع خلأ مورد نیاز، فشار خروجی و فشار سیال محرک، مقدار بهینه نسبت سطح مقطع دیفیوزر و نازل را تعیین می‌کند. یکی از پارامترهای مهم اجکتور "نسبت مکش" بوده و به صورت نسبت دبی سیال مکش شده به دبی سیال محرک



شکل ۲ فرآیند طراحی شده برای نصب اجکتور روی مخزن کندانس

۳- اصول کلی عملکرد اجکتور و نمونه اولیه اجکتور مورد نظر جهت استفاده در سیکل بازیافت حرارت بخار

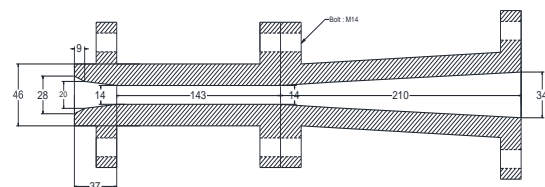
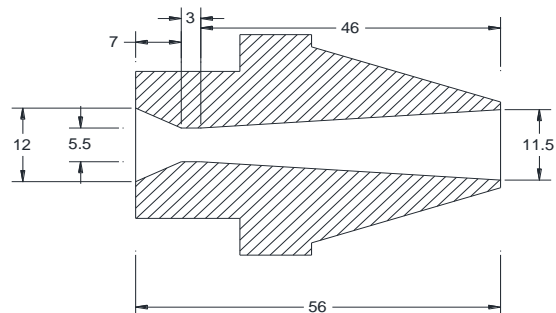
شکل (۳) تغییرات فشار و سرعت (عدد ماخ) جریان بخار اولیه (محرک) و ثانویه داخل یک اجکتور را به صورت کیفی و شماتیک نشان می‌دهد. همانطور که در شکل (۳) مشاهده می‌شود

جدول ۳ ابعاد و مشخصات هندسی اجکتور اولیه

ابعاد (mm)	پارامتر
۱۲	قطر ورودی نازل
۵/۵	قطر گلوگاه
۸/۸	قطر خروجی
۲۳	طول ورودی تا گلوگاه (ناحیه همگرا)
۴	طول گلوگاه
۴۶	طول گلوگاه تا خروجی (ناحیه واگرا)
۲۸	قطر ورودی
۱۴	قطر گلوگاه
۳۴	قطر خروجی
۳۷	طول ورودی تا گلوگاه (ناحیه همگرا)
۱۴۳	طول گلوگاه
۲۲۱۰	طول گلوگاه تا خروجی (ناحیه واگرا)

تعریف می‌شود. همچنین پارامترهای "نسبت تراکم" و "نسبت انبساط" به ترتیب نسبت فشار در خروجی اجکتور به فشار مکش و نسبت فشار جریان اولیه (محرک) به فشار مکش می‌باشند. در واقع اجکتور مطلوب، اجکتوریست که با توجه به نوع سیال (سیالات) مورد استفاده و شرایط ترمودینامیکی آنها، بیشترین مقدار نسبت مکش را به ازای ثابت ماندن سایر شرایط ایجاد کند.

در شکل (۴) تصویر نمونه‌ای از یک اجکتور جهت استفاده در سیستم بخار و همچنین ابعاد نازل و دیفیوزر اجکتور اولیه بر حسب میلی‌متر نشان داده شده است. جزئیات هندسی اجکتور مورد نظر در جدول (۳) ارائه گردیده است. لازم به ذکر است که با توجه به در دسترس بودن این اجکتور جهت تست، این ابعاد به عنوان ابعاد اولیه در محاسبات مورد استفاده قرار گرفته و سپس ابعاد بهینه از طریق مدل‌سازی ریاضی و شبیه‌سازی عددی بر اساس نیازمندی‌های سیستم به دست می‌آید.



شکل ۴ تصویری از نازل و دیفیوزر اجکتور و ابعاد نازل و دیفیوزر اجکتور اولیه

۴- تحلیل و طراحی اجکتور در سیکل بازیافت انرژی بخار اتلافی

در این بخش دو رویکرد برای طراحی اجکتور از طریق تحلیل و شبیه‌سازی عملکرد آن در سیستم بازیافت انرژی بخار مورد نظر دنبال می‌شود. رویکرد اول مدل‌سازی ریاضی اجکتور با معادلات یک‌بعدی و رویکرد دوم مدل‌سازی عددی جریان در اجکتور به کمک دینامیک سیالات محاسباتی برای بررسی عملکرد و انتخاب پارامترهای مهم هندسی آن می‌باشد. در نهایت برای اطمینان از نتایج و خروجی‌های درست و قابل اطمینان نتایج دو رویکرد با هم مقایسه و صحت‌گذاری می‌شوند.

۴-۱- مدل‌سازی ریاضی اجکتور با معادلات یک‌بعدی

به‌طور کلی جهت طراحی اجکتور با مدل ریاضی دو روش وجود دارد. این دو روش شامل اختلاط جریان بخار محرک و بخار مکش در فشار ثابت و یا در مساحت ثابت است [۱۱، ۱۰]. با توجه به شرایط اشاره شده برای کاربرد اجکتور جهت بازیافت فشار و انرژی بخار اتلافی در مخزن کندانس، در این مطالعه از روش فشار ثابت استفاده می‌شود.

مراحل حل این روش، به‌صورت یک الگوریتم کامل در شکل (۵) آمده است [۱۰].

که در آن m_p دبی جریان محرک، m_e دبی جریان مکش و m_c بخار مخلوط در خروجی دیفیوزر است.

نسبت جریان

$$\omega = \frac{m_e}{m_p} \quad (5)$$

نسبت تراکم

$$k = \frac{p_c}{p_e} \quad (6)$$

نسبت انبساط

$$Er = \frac{p_p}{p_e} \quad (7)$$

عدد ماخ خروجی از نازل که بصورت انبساط آیزنتروپیک جریان اولیه

$$M_{P2} = \sqrt{\frac{2\eta_n}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_p}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (8)$$

که M عدد ماخ، γ ضریب انبساط آیزنتروپیک و P فشار و η_n راندمان نازل می باشد.

$$M_{e2} = \sqrt{\frac{2\eta_n}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_e}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (9)$$

که M_{e2} عدد ماخ سیال مکش قبل از خروجی نازل است، $\gamma=1.3$ ضریب انبساط آیزنتروپیک می باشد. معادلات عدد ماخ بحرانی سیال محرک و سیال مکش

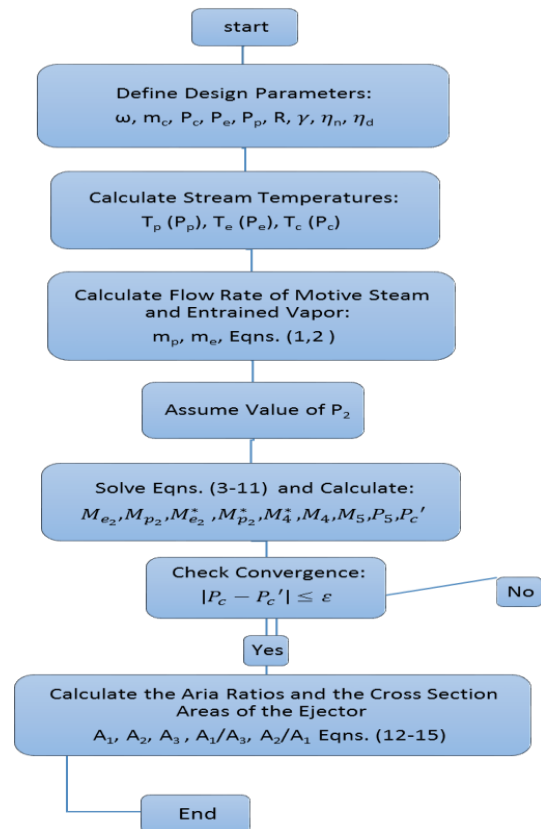
$$M_4^* = \frac{M_{P2}^* + \omega M_{e2}^* \sqrt{\frac{T_e}{T_p}}}{\sqrt{(1+\omega) \left(1 + \omega \frac{T_e}{T_p} \right)}} \quad (10)$$

با استفاده از معادله شماره (8) اعداد ماخ M_4 و M_{P2}^* و M_{e2}^* محاسبه می گردد.

$$M^* = \sqrt{\frac{M^2(\gamma+1)}{M^2(\gamma-1)+2}} \quad (11)$$

محاسبه عدد ماخ M_5 که نشان دهنده شوک صورت گرفته بعد از اختلاط در ناحیه سطح ثابت دیفیوزر است:

$$M_5 = \frac{M_4^2 + \frac{2}{\gamma-1}}{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \cdot M_4^2 - 1} \quad (12)$$



شکل ۵ الگوریتم فشار ثابت [۱۰]

حل مدل ریاضی به روش فشار ثابت بر فرضیات زیر استوار است:

۱- بخار محرک به صورت آیزنتروپیک در نازل منبسط می شود. همچنین مخلوط بخار محرک و مکش بطور آیزنتروپیک در دیفیوزر متراکم می شود.

۲- بخار محرک و مکش اشباع بوده و سرعت های ناچیز و قابل صرف نظر است.

۳- سرعت مخلوط متراکم خروجی از اجکتور غیر قابل ملاحظه است.

۴- توان ثابت انبساط آیزنتروپیک و رفتار گاز ایده آل

۵- اختلاط بخار محرک و مکش در محفظه ورودی دیفیوزر اتفاق می افتد.

۶- جریان آدیاباتیک است.

۷- جریان اجکتور یک بعدی بوده و در شرایط پایدار کار می کند.

۸- تلفات اصطکاکی به صورت بازده آیزنتروپیک در نازل، دیفیوزر و محفظه اختلاط تعریف می شود [۱۲].

۹- بخار محرک و بخار کشیده شده دارای وزن مولکولی و نسبت گرمایی ویژه یکسانی هستند.

معادله بقای جرم

$$m_p + m_e = m_c \quad (4)$$

این الگوریتم، ابتدا با شناسایی فشارهای ورودی محرک، مکش و خروجی از دیفیوزر و نسبت مکش در اجکتور آغاز می‌گردد و بعد از طی محاسبات به پیدا کردن فشار خروجی از نازل اجکتور توسط تکرار تا همگرایی جواب می‌انجامد و پس از آن نسبت‌های سطح گلوگاه به خروجی نازل و نیز دیفیوزر را محاسبه می‌کند.

۲-۴- شبیه‌سازی عددی اجکتور و شرایط مرزی

در تحلیل عددی از مجموعه نرم افزار تجاری انسیس-فلوئنت برای تولید شبکه و حل به روش حجم کنترل استفاده شده است. برای حل معادلات سرعت و فشار از الگوریتم سیمپل از روش فشار-مبنا استفاده شده است. با توجه به سرعت بالای گاز درون اجکتور و در نتیجه تراکم‌پذیر بودن جریان برای حل جریان نیاز به حل همزمان معادله انرژی می‌باشد. رفتار گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده و جریان به صورت پایا حل گردیده است. با توجه به استفاده اکثر محققین از مدل آشفتگی k-ε واقعی شده که خود نمونه بهبود یافته شده مدل k-ε است، استفاده شده است [۱۳، ۱۴]. برای ورودی‌ها از شرط مرزی فشار- ورودی و برای خروجی از شرط مرزی فشار خروجی با دما و فشار همان دهانه استفاده گردیده و در دیواره اجکتور فرض آدیاباتیک و شرط عدم لغزش لحاظ گردیده است.

برای جلوگیری و کاهش هرگونه خطا به علت درستی یا ابعاد نامناسب مش‌بندی میدان سیال و استقلال نتایج تحلیل از تأثیرات مش‌بندی مدل عددی، مدل‌سازی با تعداد مش‌های متفاوت از ۸۰۰۰ شبکه تا ۷۰۰۰۰ شبکه انجام شده برای بررسی تأثیر تعداد شبکه انجام گرفته و نتایج آن بر اساس پارامتر مهم خروجی "نسبت مکش" بررسی شد. نتایج حاکی از آن است که به ازای تعداد بیشتر از ۲۳۰۰۰ المان، تغییر در نتایج بسیار اندک بوده و تأثیری در حل مسئله نخواهد داشت. در نتیجه با توجه به پایداری و ثابت شدن تقریبی نتایج که استقلال نتایج تحلیل را از تأثیرات شبکه‌بندی نشان می‌دهد، از تعداد ۲۳۵۰۷ المان برای کاهش زمان محاسبات استفاده شده است. شکل (۶) هندسه مدل و شبکه ایجاد شده روی آن را نشان می‌دهد. با توجه به این که فشار بخار در خط برگشتی به مخزن کندانس در زمان‌های مختلف کاری سیستم ثابت نیست و معمولاً بین ۱ الی ۲ بار بسته به شرایط تغییر می‌کند، مقدار فشار در قسمت مکش را ابتدا ۱ بار در نظر گرفته و فشار سیال ورودی اولیه (محرک) را بر اساس شرایط موجود ۱۰ بار در نظر می‌گیریم.

با توجه به اینکه از مقطع ۲ تا ۴ سطح اجکتور ثابت می‌باشد لذا فشار $P_2=P_3=P_4$ می‌باشد و افزایش فشار در عرض موج شوک که در مقطع ۴ اتفاق می‌افتد از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$P_5 = \frac{1 + \gamma M_4^2}{1 + \gamma M_5^2} P_4 \quad (13)$$

از معادله زیر P_c' بدست می‌آید که در صورت بزرگتر بودن اختلاف آن با P_c اولیه از مقدار مشخص ϵ مجدد تا همگرا شدن جواب‌ها حدس اولیه را تکرار می‌کنیم:

$$P_c' = P_5 \cdot \left(\eta_d \cdot \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_5^2 + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (14)$$

که در آن η_d راندمان دیفیوزر می‌باشد.

پس از همگرا شدن جواب‌ها و رسیدن اختلاف به یک ϵ مشخص به محاسبه مساحت‌ها می‌پردازیم. برای تعیین سطح گلوگاه نازل A_1 خواهیم داشت:

$$A_1 = \frac{m_p}{P_p} \sqrt{\frac{RT_p}{\gamma \eta_n} \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}} \quad (15)$$

نسبت مساحت گلوگاه نازل به سطح ثابت دیفیوزر برابر است با:

$$M_2^* = \sqrt{\frac{M_2^2(\gamma + 1)}{M_2^2(\gamma - 1) + 2}} \quad (16)$$

محاسبه عدد ماخ بحرانی سیال خروجی از نازل قبل از اختلاط با سیال مکش شده:

$$\frac{A_1}{A_3} = \frac{P_c}{P_p} \cdot \left(\frac{1}{(1 + \omega) \left(1 + \omega \cdot \frac{T_e}{T_p} \right)} \right)^{0.5} \cdot \frac{\left(\frac{P_2}{P_c} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_c} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right)^{0.5}}{\left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \cdot \left(1 - \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{0.5}} \quad (17)$$

نسبت مساحت گلوگاه نازل به مساحت خروجی نازل خواهیم داشت:

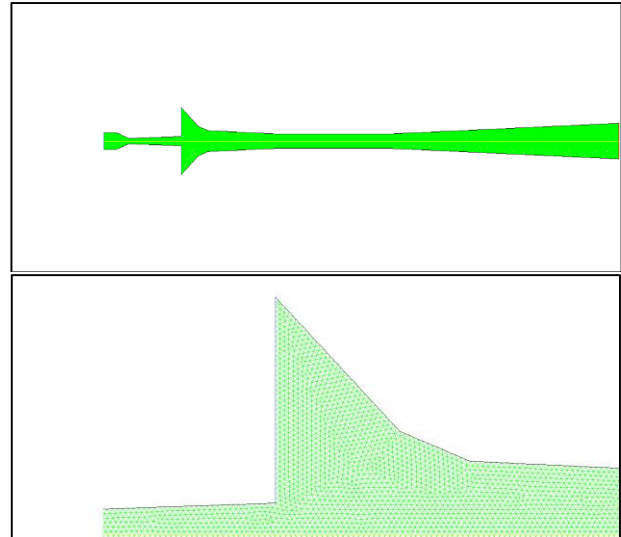
$$\frac{A_2}{A_1} = \sqrt{\frac{1}{M_{P_2}^2} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{P_2}^2 \right) \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}} \quad (18)$$

سنجی و ارزیابی شده و دقت نتایج بدست آمده بررسی می‌شود. سپس از مدل عددی اعتبارسنجی شده برای بررسی اثر پارامترهای مختلف مثل فشار خروجی و فشار مکش روی الگوی جریان داخلی و همچنین نسبت مکش اجکتور استفاده شده و نتایج آن ارائه می‌گردد. در نهایت با استفاده از مدل عددی توسعه داده شده ابعاد و مشخصات هندسی اجکتور مناسب با توجه به سیکل بازیابی حرارتی بخار تعریف شده و نرخ جرمی بخار اتلافی سیستم (از مخزن بخار برگشتی) و محدوده دبی بخار محرک تعیین می‌شود.

۵-۱- ارزیابی صحت نتایج تحلیل عددی اجکتور

جهت بررسی صحت و همچنین ارزیابی نتایج مدل عددی، داده‌های حاصل از نتایج حل عددی (CFD) با نتایج مدل ریاضی اجکتور در شرایط مشابه مقایسه شده است. برای انجام این کار یک اجکتور با مشخصات هندسی نمایش داده شده در شکل (۴) و جدول (۳) (با نسبت قطر d_2/d_1 مشخص برابر $2/0.909$) به کمک نرم افزار به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. در شبیه‌سازی انجام شده مقدار فشار خروجی اجکتور ۲۰۰ کیلوپاسکال (معادل فشار بخار مطلوب برای تأمین گرمایش هیترهای تأسیسات)، فشار تحریک ۱۰۰۰ کیلوپاسکال (معادل فشار خط بخار فشار بالای کارخانه) و دبی بخار اولیه 0.331 کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شده است. همچنین نسبت مکش اجکتور در فشارهای مکش مختلف به عنوان خروجی مدل محاسبه شده است (با فرض ثابت بودن فشار تحریک اجکتور، فشار خروجی اجکتور و همچنین دبی اولیه ورودی به اجکتور به عنوان ورودی‌های مدل). همچنین داده‌های ورودی فوق در معادلات ریاضی (۱) تا (۱۵) قرار داده شده و با استفاده از الگوریتم فشار ثابت (شکل ۵) مقادیر نسبت مکش در فشارهای مکش مختلف (در محدوده فشار بخار اندازه‌گیری شده در مخزن کندانس برگشتی کارخانه) محاسبه شده است.

در جدول (۴) نسبت مکش بدست آمده از تحلیل عددی با نسبت مکش محاسبه شده از مدل ریاضی اجکتور در فشارهای مکش مختلف مقایسه و خطای محاسباتی به صورت اختلاف نتایج روش عددی و روش تحلیلی به صورت درصدی از مقادیر عددی به عنوان محاسبه و ثبت شده است. همانطور که دیده می‌شود، نتایج حاصل از مدل‌سازی با نتایج مدل تحلیلی تطابق بسیار خوبی دارند و می‌توان به منظور اطمینان از صحت نتایج به آن تکیه نمود.



شکل ۶ هندسه مدل و شبکه ایجاد شده روی آن

فشار خروجی اجکتور جهت تأمین بخار مورد نیاز گرمایش بخش‌های اداری با توجه به تقاضای بخار در شرایط کاری مختلف در این بخش‌ها، متغیر و بین ۱۲۰ تا ۲۰۰ کیلوپاسکال می‌باشد. علت نیاز به فشار متغیر در خروجی اجکتور می‌باشد. علت انتخاب خروجی اجکتور در فشارهای مختلف این است که حداقل و حداکثر فشار مورد نیاز جهت تأمین گرمایش هیترها بسته به شرایط فصلی و ساعات کاری، بین ۱۲۰ تا ۲۰۰ کیلوپاسکال (۱/۲ تا ۲ بار) می‌باشد. بنابراین فشار خروجی از دیفیوزر به صورت متغیر در فشار ۱۲۰، ۱۴۰، ۱۶۰، ۱۸۰ و ۲۰۰ کیلوپاسکال مورد بررسی قرار داده می‌شود تا عملکرد اجکتور مورد نظر در حالات مختلف ارزیابی گردد.

با توجه به شرایط فوق شرایط مرزی با مشخص بودن فشار در ورودی‌ها و خروجی‌ها به شرح زیر اعمال گردیده و نسبت مکش در اجکتور به عنوان پارامتر مهم خروجی در تحلیل و طراحی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

ورودی اولیه (محرک): شرایط مرزی فشار ورودی ۱۰ بار مقدار دهی می‌شود.

خروجی: شرایط مرزی فشار خروجی که مقدار آن متغیر بوده و در محدوده بالا بررسی می‌گردد.

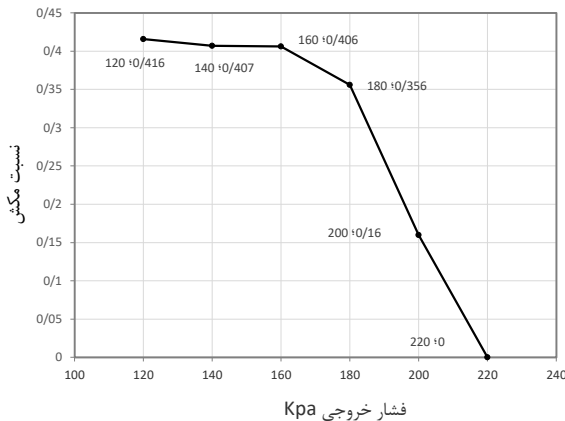
ورودی ثانویه (مکش): شرایط مرزی فشار ورودی و مقدار آن بر اساس مقدار تجربی ۱ بار نظر گرفته شده است.

دیواره: شرط عدم لغزش برای معادلات مومنوم و آدیاباتیک برای معادلات انرژی حاکم می‌باشد.

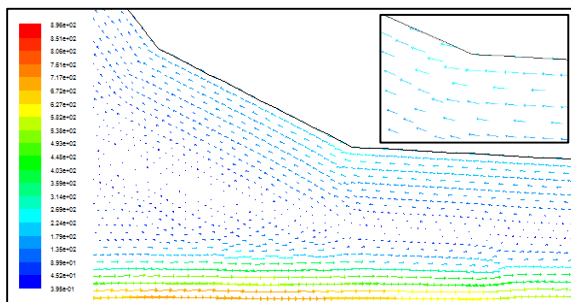
۵- نتایج

در این قسمت ابتدا نتایج مدل‌سازی عددی اجکتور از طریق روابط تحلیلی و تجربی ارائه شده در بخش (۴-۱) صحت

شوک قائم در قسمت سطح ثابت اجکتور افزایش می‌یابد. دلیل این امر افزایش عدد ماخ در سطح ثابت دیفیوزر در مواجهه با کاهش فشار در خروجی اجکتور می‌باشد. برای بررسی این موضوع باید تغییرات عدد ماخ در نواحی مختلف اجکتور در فشارهای مختلف خروجی مورد بررسی قرار گیرد.



شکل ۷ نمودار تغییر نسبت مکش با فشار خروجی



شکل ۸ کانتور سرعت جریان برگشتی برای فشار خروجی ۲۲۰ kpas

شکل (۹) کانتورهای عدد ماخ در فشارهای خروجی مختلف در اجکتور از ۱۱۰ تا ۲۲۰ کیلوپاسکال را نشان می‌دهد. همانطور که در کانتورهای عدد ماخ در شکل (۸) مشاهده می‌شود، در فشارهای خروجی کمتر از ۱۸۰ کیلوپاسکال موج شوک در گلوگاه اجکتور مشاهده می‌شود. بنابراین برای عملکرد مناسب اجکتور از لحاظ تشکیل شوک عمودی، پس فشار اجکتور نباید کمتر از این مقدار در نظر گرفته شود. در مجموع با توجه به نتایج بدست آمده، بهترین محدوده فشار خروجی اجکتور (پس فشار) که هم بتواند عملکرد مناسبی به لحاظ نسبت مکش، اختلاط و انتقال جریان و همچنین پیش‌گیری از شکل‌گیری امواج شوک داشته باشد و هم بتواند میزان فشار بخار مورد نیاز را برای هیترهای کارخانه به لحاظ جبران افت فشار و غیره تأمین نماید، فشار بخار خروجی اجکتور در محدوده حدود ۱۷۰ تا ۱۹۰ کیلوپاسکال می‌باشد.

جدول ۴ مقایسه نتایج حل یک‌بعدی با حل عددی در نسبت قطر دیفیوزر ثابت برابر با ۲/۰۹

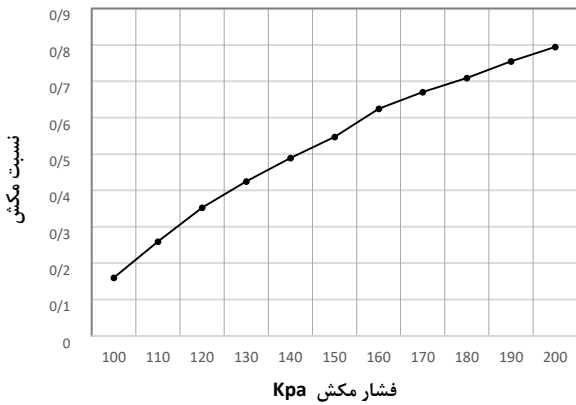
درصد خطا	نسبت مکش حل یک‌بعدی	نسبت مکش حل عددی	فشار مکش
-۱/۲۸	۰/۲۶۲	۰/۲۵۹	۱۱۰
-۰/۶	۰/۳۵۵	۰/۳۵۳	۱۲۰
-۰/۰۱۴	۰/۴۲۵۶	۰/۴۲۵	۱۳۰
۰/۴۹	۰/۴۸۷	۰/۴۸۹	۱۴۰
۰/۹۷	۰/۵۶۸	۰/۵۷۴	۱۵۰
۱/۳۷	۰/۶۱۴	۰/۶۲۵	۱۶۰
۱/۷۶	۰/۶۵۸	۰/۶۷۰	۱۷۰

۵-۲- بررسی اثر تغییرات فشار خروجی اجکتور روی جریان داخلی و نسبت مکش

شکل (۷) تغییرات نسبت مکش اجکتور را با فشار خروجی اجکتور در سیکل بخار مورد نظر در محدوده ۱۲۰ تا ۲۲۰ کیلوپاسکال نشان می‌دهد. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود با افزایش فشار خروجی تا مقدار حدود ۱۸۰ کیلوپاسکال نسبت مکش تغییرات زیادی نداشته و تقریباً ثابت می‌ماند. اما با افزایش فشار خروجی بیشتر از ۱۸۰ کیلوپاسکال کاهش شدید و ناگهانی در نسبت مکش رخ می‌دهد که این به معنای کاهش شدید مکش از مخزن کندانس نسبت به دبی بخار محرک بوده و منجر به عملکرد نامطلوب اجکتور در فشارهای بیشتر از این مقدار در خروجی اجکتور می‌شود.

همچنین نتایج شبیه‌سازی جریان در اجکتور در حالات مختلف نشان می‌دهد که در فشار خروجی حدود ۲۲۰ کیلوپاسکال، در ناحیه مکش جریان برگشتی رخ داده و مکش بخار به دلیل جریان برگشتی در این ناحیه به صفر نزدیک می‌شود. این پدیده به علت ایجاد تغییر و دگرگونی در الگوی جریان در ناحیه اختلاط رخ داده و جریان به سمت ناحیه مکش بر می‌گردد. این موضوع در بردارهای سرعت نشان داده شده در شکل شماره (۸) قابل مشاهده می‌باشد.

برای رسیدن به نسبت مکش مطلوب، فشار خروجی باید در حدی تنظیم شود که نسبت مکش مناسبی در اجکتور داشته باشیم. بنابراین فشارهای خروجی پایین‌تر از حدود ۲۰۰ کیلوپاسکال برای حفظ نسبت مکش در حد مورد قبول و جلوگیری از جریان برگشتی به نظر مناسب می‌آیند. اما از طرف دیگر با کاهش فشار خروجی احتمال ایجاد و شدت گرفتن



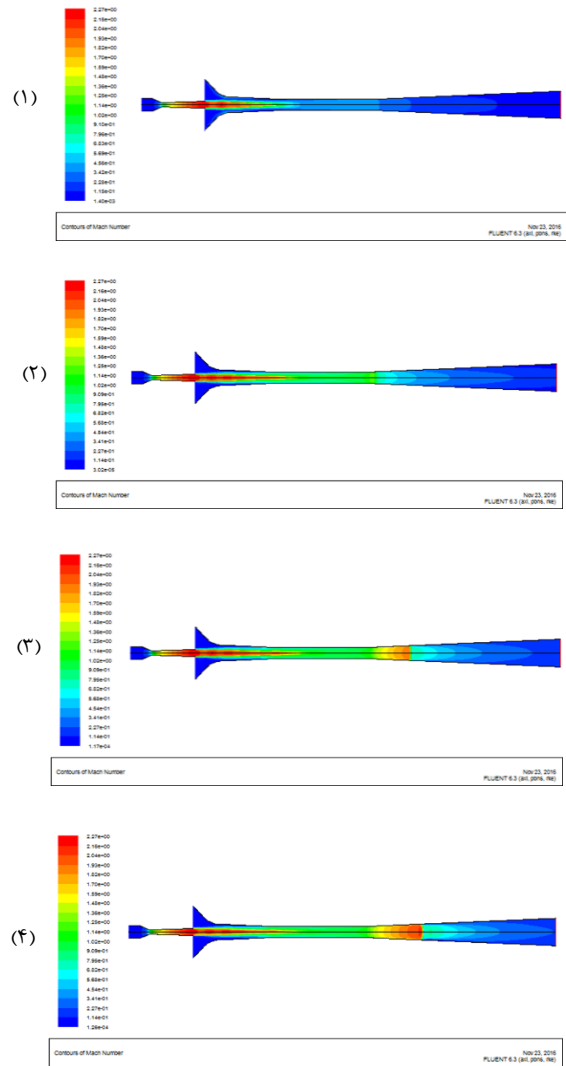
شکل ۱۰ نمودار تغییرات نسبت مکش با تغییر فشار مکش در فشار خروجی ۲۰۰ Kpa

جدول ۵ تغییرات نرخ بخار ورودی و خروجی در فشار بخار اولیه ۱۰۰۰ کیلوپاسکال

نسبت مکش	نرخ بخار خروجی (kg/s)	نرخ بخار مکش (kg/s)	فشار بخار اولیه (Kpa)	فشار مکش (Kpa)
۰/۲۵۹	۰/۰۴۱۷	۰/۰۰۸۶	۰/۰۳۳۱	۱۱۰
۰/۳۵۳	۰/۰۴۴۹	۰/۰۱۱۷	۰/۰۳۳۱	۱۲۰
۰/۴۲۵	۰/۰۴۷۳	۰/۰۱۴۱	۰/۰۳۳۱	۱۳۰
۰/۴۸۹	۰/۰۴۹۳	۰/۰۱۶۲	۰/۰۳۳۱	۱۴۰
۰/۵۷۴	۰/۰۵۲۳	۰/۰۱۹۰	۰/۰۳۳۱	۱۵۰
۰/۶۲۵	۰/۰۵۴۰	۰/۰۲۰۷	۰/۰۳۳۱	۱۶۰
۰/۶۷۰	۰/۰۵۵۴	۰/۰۲۲۲	۰/۰۳۳۱	۱۷۰
۰/۷۰۹	۰/۰۵۶۶	۰/۰۲۳۵	۰/۰۳۳۱	۱۸۰
۰/۷۵۵	۰/۰۵۸۲	۰/۰۲۵۰	۰/۰۳۳۱	۱۹۰
۰/۷۹۴	۰/۰۵۹۶	۰/۰۲۶۳	۰/۰۳۳۱	۲۰۰

۴-۵- محاسبه ابعاد مناسب اجکتور جهت کاربرد در سیکل بازیابی حرارت اتلافی بخار کندانس برگشتی

اگر بطور میانگین فشار مکش و یا به عبارت دیگر فشار مخزن برگشتی (فشار مکش اجکتور) را ۱۷۰ کیلو پاسکال در نظر بگیریم، در نتیجه با توجه به داده‌های ارائه شده در جدول (۵) (با ابعاد اجکتور موجود)، مقدار بخار مکش شده برابر با ۰/۰۲۲۲ کیلوگرم بر ثانیه یا ۸۰ کیلوگرم بر ساعت خواهد بود. اما با توجه به مشخصات و نیازمندی‌های سیکل بازیابی حرارتی پیشنهاد شده برای کارخانه (ارائه شده در جدول (۲))، مقدار بخار ونت شده (۱۱۵۰ کیلوگرم بر ساعت) بسیار بیشتر از مقدار



شکل ۹ کانتور تغییرات عدد ماخ در جریان درون اجکتور نسبت به فشار خروجی ۲۲۰ (۱) و ۱۸۰ (۲) و ۱۴۰ (۳) و ۱۱۰ (۴) کیلوپاسکال

۵-۳- بررسی اثر تغییرات فشار مکش اجکتور روی نسبت مکش

با توجه به این امر که هرچه فشار خروجی اجکتور بالاتر باشد نسبت مکش کم تر خواهد شد، برای جبران این نقیصه می‌توان با افزایش فشار مکش، نسبت مکش را بیشتر نمود. در شکل (۱۰) تغییرات نسبت مکش با افزایش فشار ثانویه (مکش) نشان داده شده است.

با توجه به تجربه نویسندگان، فشار بخار در مخزن کندانس برگشتی معمولاً از ۱۰۰ تا ۲۰۰ کیلو پاسکال در شرایط کاری مختلف (بسته به میزان تولید کارخانه) قابل تغییر می‌باشد، اندازه‌گیری شده است. بر این اساس، جدول (۵) نرخ بخار اولیه (محرک) و ثانویه (مکش) بدست آمده از شبیه‌سازی اجکتور را در یک فشار خروجی ثابت برای فشارهای مختلف مکش اجکتور نشان می‌دهد.

تخلیه می شود، پرداخته شد. برای انجام این کار، جریان جرم و انرژی در داخل اجکتور در فشارهای مختلف کاری و نیز تغییرات عدد ماخ در آن به کمک شبیه سازی عددی اجکتور بررسی شد. سپس به کمک نتایج مدل سازی عددی و با کمک الگوریتم طراحی اجکتور، بهترین محدوده فشار خروجی اجکتور (پس فشار) که هم بتواند عملکرد مناسبی به لحاظ الگوی جریان داخل اجکتور و شکل گیری امواج شوک داشته باشد و هم بتواند میزان فشار بخار مورد نیاز را برای هیترهای کارخانه به لحاظ جبران افت فشار و غیره تأمین نماید محاسبه شد. این محدوده فشار خروجی اجکتور قابلیت مکش نسبتاً خوبی را برای بخار اتلافی از مخزن بخار برگشتی در محدوده فشار کارکردی آن فراهم می آورد.

نتایج به دست آمده نشان می دهد که فشار خروجی اجکتور (پس فشار) در محدوده ۱۷۰ تا ۱۹۰ کیلوپاسکال منجر به نسبت مکش مناسب در اجکتور تا حدود ۳/۵ تا ۴ می شود. ضمن اینکه این محدوده فشار، هم عملکرد مناسبی به لحاظ نسبت مکش، اختلاط و انتقال جریان داشته و هم از شکل گیری امواج شوک (در پس فشارهای پایین تر) جلوگیری کرده و می تواند فشار بخار مورد نیاز را برای هیترهای کارخانه به لحاظ جبران افت فشار و غیره تأمین نماید. همچنین نتایج نشان می دهد که فشار مکش (فشار بخار در مخزن کندانس برگشتی) از ۱۰۰ تا ۲۰۰ کیلو پاسکال در شرایط کاری مختلف (بسته به میزان تولید کارخانه) قابل تغییر بوده و در این محدوده اختلالی در عملکرد اجکتور به وجود نمی آید هر چند نسبت مکش اجکتور تحت تأثیر فشار مکش قرار خواهد گرفت. بر اساس نتایج به دست آمده به لحاظ سایز و ابعاد اجکتور، انتخاب اجکتوری با ابعاد ۳/۵ برابر مقیاس اجکتور موجود منجر به بازیافت ۹۰ درصد از انرژی اتلافی بخار شده و بنابراین از لحاظ فنی گزینه مناسبی به نظر می رسد.

۷- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

m	نرخ بخار
ω	نسبت مکش
P	فشار برحسب کیلوپاسکال
R	ثابت گاز برای بخار آب 461.5 J/kg K
K	نسبت تراکم
Er	نسبت انبساط
M	عدد ماخ
γ	ضریب انبساط

بخار مکش اجکتور شبیه سازی شده می باشد. لذا برای تأمین بخار مورد نیاز باید ابعاد اجکتور با یک مقیاس مشخص افزایش یابد. در جدول (۶) تغییرات نرخ بخار مکش محاسبه شده با افزایش سایز اجکتور نشان داده شده است.

جدول ۶ نرخ تغییر بخار نسبت به تغییر ابعاد اجکتور برای فشار خروجی ۲۰۰ kpa و فشار ثانویه ۱۷۰ kpa

نرخ بخار خروجی (kg/hr)	نرخ بخار مکش (kg/hr)	نرخ بخار اولیه (kg/hr)	$\frac{m_2}{m_1}$	$\frac{P_2}{P_1}$
۱۹۹	۸۰	۱۱۹	۱ برابر	۱
۸۰۲	۳۲۵	۴۷۵	۲ برابر	۲
۱۲۶۰	۵۰۷	۷۴۵	۲/۵ برابر	۳
۱۸۱۴	۷۳۸	۱۰۷۲	۳ برابر	۴
۲۴۷۷	۱۰۰۸	۱۴۶۱	۳/۵ برابر	۵

با بزرگ تر شدن ابعاد اجکتور مقدار نرخ بخار مکش نیز بیشتر شده و هم زمان با آن نرخ بخار اولیه نیز بیشتر می گردد. لذا با لحاظ کردن ملاحظات اقتصادی برای مصرف بهینه بخار اولیه و حداکثر میزان مکش می توان انتخاب اجکتور را انجام داد. با توجه به میزان بخار ونت شده از مخزن بخار برگشتی که برابر با ۱۱۵۰ کیلوگرم بر ساعت است می توان با انتخاب مدل ۳ از جدول (نرخ بخار مکش ۵۰۷ کیلوگرم بر ساعت) نزدیک به ۴۵٪ بخار ونت شده از مخزن برگشتی را بازیافت کرده و بنابراین حدود نیمی از مصرف بخار تولیدی بویلر صرفه جویی کرد. همچنین با انتخاب مدل ۵ تقریباً ۹۰٪ بخار ونت شده قابل بازیافت خواهد بود. در نهایت انتخاب مدل و مقیاس نهایی اجکتور با توجه به ملاحظات اقتصادی طرح قابل انجام خواهد بود.

۶- نتیجه گیری

با توجه به هزینه های رو به افزایش مصرف انرژی و استفاده صنایع از تجهیزات و فناوری های جدید برای کاهش آن؛ اجکتورها و یا ترموکمپرسورها برای صنایعی مانند صنایع غذایی، شیمیایی، عمران، کاغذ و تهویه مطبوع و تبرید می توانند یکی از راهکارهای کاهش مصرف انرژی در این صنایع باشند. در این تحقیق ضمن تحلیل اولیه انرژی در بخش توزیع بخار کارخانه روغن کشی، به بررسی استفاده از اجکتور در بخش بخار برگشتی برای بازیابی این بخار که در حال حاضر به اتمسفر

راندمان η

سطح مقطع مترمربع A

دما برحسب کلوین T

ناحیه مکش e

ناحیه ورودی نازل p

ناحیه خروجی اجکتور c

نازل n

دیفیوزر d

گلوگاه نازل ۱

خروجی نازل ۲

گلوگاه دیفیوزر ۳

۸- مراجع

- [7] E. Rusly, L. Aye, W. W. S. Charters, and A. Ooi, "CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, no. 7, pp. 1092-1101, 2005, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.02.005>.
- [8] J. Han *et al.*, "Experimental and numerical study on the ejector containing condensable species in the secondary flow for PEM fuel cell applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 232, p. 121091, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121091>.
- [9] J. Gao, Z. Yuan, Y. Hou, and W. Chen, "Numerical study on the influence of plugging rate on the performance of adjustable steam ejector," *International Journal of Fluid Engineering*, vol. 1, no. 2, p. 023903, 2024, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0204421>.
- [10] H. El-Dessouky, H. Ettouney, I. Alatiqi, and G. Al-Nuwaibit, "Evaluation of steam jet ejectors," *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 41, no. 6, pp. 551-561, 2002, doi: [https://doi.org/10.1016/S0255-2701\(01\)00176-3](https://doi.org/10.1016/S0255-2701(01)00176-3).
- [11] W. Sun, C. Liu, H. Zhang, W. Sun, H. Xue, and L. Jia, "Numerical analysis of two-stage vacuum ejector performance considering the influence of phase transition and non-condensable gases," *Applied Thermal Engineering*, vol. 213, p. 118730, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118730>.
- [12] D. Guo, J. Wang, and Z. Zhu, "Numerical investigation on performance optimization of steam ejector considering full geometric parameters and working conditions," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 59, p. 104552, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.104552>.
- [13] B. Kittrattana, S. Aphornratana, and T. Thongtip, "Investigation on improvement potential of steam ejector performance in refrigeration cycle via constant rate of momentum change design method," *Applied Thermal Engineering*, vol. 231, p. 120953, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120953>.
- [14] R. Rastafi and A. Dehghan, "Study of the solver type and turbulence model in numerical simulation of a supersonic steam ejector ", (in persian), 32nd annual international conference of the Iranian Society of Mechanical Engineers, Arak, Iran, 2024. <https://civilica.com/doc/2019920>.
- [1] A. Sarvarodin, S. M. Seydmahmoodi, and S. F. Ranjbar, "Experimental analysis of Rankin and steam compression compact using ejector," (in persian), *Energy Engineering and Management*, vol. 1, no. 2, pp. 23-30, 2010, doi: https://energy.kashanu.ac.ir/article_113278.
- [2] F. Yousefi, S. Tabatabayi, and E. Afshari, "Effect of working fluid on performance of an ejector refrigeration system ", (in persian), *Energy Engineering and Management*, vol. 3, no. 3, pp. 52-63, 2014, doi: https://energy.kashanu.ac.ir/article_113325_9bf0408d058f5e1a0a72d998b100cb4e.pdf.
- [3] E. Ghahramani, B. Haghghi, and A. Saleh, "Assessment of effective parameters on ejector performance in refrigeration system," *Applied Energy Conversion*, vol. 1, no. 1, pp. 28-37, 2022, doi: [10.22077/aec.2022.5334.1011](https://doi.org/10.22077/aec.2022.5334.1011).
- [4] S. Khalili Sarbangoli and L. Garousi Farshi, "Thermodynamic analysis of a new hybrid-ejector heat pump and comparison with the hybrid heat pump," (in persian), *Modares Mechanical Engineering*, vol. 17, no. 8, pp. 423-432, 2017, doi: <http://mme.modares.ac.ir/article-15-4509-fa.html>.
- [5] S. B. Riffat and S. A. Omer, "CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid," *International Journal of Energy Research*, vol. 25, no. 2, pp. 115-128, 2001, doi: <https://doi.org/10.1002/er.666>.
- [6] P. Desevaux, A. Mellal, and Y. Alves de Sousa, "Visualization of secondary flow choking phenomena in a supersonic air ejector," *Journal of Visualization*, vol. 7, no. 3, pp. 249-256, 2004, doi: [10.1007/BF03181640](https://doi.org/10.1007/BF03181640).