





دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

گروه حرارت و سیالات

عملکرد اجکتور در سیستم سرمایش تبخیری

دانشجو: سعید زارع نژاد

استاد راهنما:

دکتر محمد حسن کیهانی

استاد مشاور:

دکتر سید مجید هاشمیان

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

دی ماه ۱۳۹۰

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مهندسی مکانیک

گروه: حرارت و سیالات

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای سعید زارع نژاد

تحت عنوان: عملکرد اجکتور در سیستم سرمایش تبخیری

در تاریخ ۱۳۹۰/۱۰/۲۸ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	دکتر سید مجید هاشمیان		دکتر محمد حسن کیهانی

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	دکتر علی جباری مقدم		دکتر محمود فرزانه گرد
			دکتر علی عباس نژاد

تعهد نامه

اینجانب سعید زارع نژاد دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه عملکرد اجکتور در سیستم سرمایش تبخیری تحت راهنمایی دکتر محمد حسن کیهانی متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

تقدیم بہ

پدر و لوز
۴

و

مادر فداکارم

خداوندا:

نیک می دانم که نمی توانستم به تنهایی و بدون یاری تو قدمی بردارم؛

تورا سپاس.

بر خود لازم می دانم که از تمامی بزرگوارانی که در این راه مرا یاری نموده اند، پاس گزارم و قدر دانی نمایم:

جناب آقای دکتر کیهانی،

جناب آقای دکتر هاشمیان،

جناب آقای دکتر گلزیان،

خانواده عزیزم که با تشویق و حمایتشان از ابتدای تحصیل تا کنون، همواره در کنارم بودند و

دوستان مهربان و خوبم در دانشگاه صنعتی شاهرود به پاس لطف، همیشگی شان.

چکیده

یکی از پرکاربردترین روش‌های خلاءسازی در بخش تحقیقات و صنعت، استفاده از اجکتورها می‌باشد. علاوه بر مزایایی چون عملکرد ساده اجکتور و در دسترس بودن سیال عامل (معمولاً آب)، استفاده از انرژی‌های با ارزش گرمایی پایین و همچنین انرژی‌های بلااستفاده، موجب برتری سیستم‌های سرمایه‌گذاری تبخیری نسبت به سیستم‌های تبرید تراکمی شده است. در این پایان‌نامه، با حذف کمپرسور از سیستم‌های تبرید تراکمی و جایگزینی مجموعه اجکتور، به بررسی عملکرد اجکتور سیستم سرمایه‌گذاری تبخیری پرداخته می‌شود. به این ترتیب، هزینه‌های اولیه و جاری ایجاد سرمایه‌گذاری کاهش می‌یابد. در ابتدا با استفاده از مدل‌سازی ریاضی و حل یک‌بعدی معادلات حاکم بر جریان داخل اجکتور، به محاسبه فشار بحرانی کندانسور، تأثیر شرایط مرزی و برخی خواص جریان پرداخته می‌شود. در ادامه جزئیات بیشتری از جریان و همچنین تأثیر هندسه اجکتور روی ضریب عملکرد سیکل سرمایه‌گذاری، با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) محقق می‌شود. در پایان با مدل‌سازی پدیده‌ی چگالش در شیپوره همگرا-واگرا که مشابه نازل اولیه اجکتور است، به بررسی تأثیر شوک چگالش بر خواص جریان گذر صوتی داخل شیپوره مذکور پرداخته می‌شود. نتایج حاصله از روش‌های ارائه شده در این پایان‌نامه در مقایسه با داده‌های تجربی، از تطابق خوبی برخوردار است. بررسی جریان چگالشی دوفازی، تغییرات چشمگیری را در شرایط خروجی نازل، نسبت به جریان تک‌فاز نشان می‌دهد.

کلمات کلیدی:

اجکتور، سیستم سرمایه‌گذاری تبخیری، دینامیک سیالات محاسباتی، جریان چگالشی.

فهرست مطالب

عنوان	صفحه
فهرست اشکال	ک
فهرست جداول	ن
فهرست علائم	س
فصل اول - مقدمه‌ای بر اجکتور و سیستم‌های سرایش تبخیری	
۱-۱- پیشگفتار	۲
۲-۱- اجکتور چیست؟	۲
۱-۲-۱- انواع اجکتورها	۳
۲-۲-۱- کاربردهای اجکتور	۴
۳-۱- سیستم سرایش تبخیری	۴
۱-۳-۱- تاریخچه	۴
۲-۳-۱- ساختار یک واحد سیستم سرایش تبخیری	۵
۳-۳-۱- مبرد	۱۰
۱-۳-۳-۱- ویژگی‌های مبرد	۱۰
۲-۳-۳-۱- استفاده از آب به عنوان مبرد	۱۱
۴-۳-۱- مزایا و معایب استفاده از اجکتور در سیستم‌های سرایش تبخیری	۱۲
۱-۴-۳-۱- مزایا	۱۳
۲-۴-۳-۱- معایب	۱۳
۴-۱- طرح مسأله	۱۴
۱-۴-۱- دما و فشار در نقاط مختلف سیکل سرایش تبخیری	۱۴
۲-۴-۱- مبرد مورد استفاده در سیستم سرایش تبخیری	۱۵
۳-۴-۱- هندسه و ساختمان اجکتور	۱۶
فصل دوم - مروری بر کارهای انجام شده	
۱-۲- مقدمه	۱۷
۲-۲- بیان عملکرد اجکتور	۱۸
۳-۲- مدل ریاضی	۱۹
۴-۲- مروری بر کارهای گذشته	۲۰
فصل سوم - معادلات حاکم بر جریان داخل اجکتور	
۱-۳- مقدمه	۲۷
۲-۳- تحلیل یک بعدی جریان داخل اجکتور	۲۸

۲۸	۱-۲-۳	فرضیات مورد استفاده در حل یک بعدی
۲۹	۲-۲-۳	معادلات حاکم بر جریان
۳۰	۱-۲-۳	نازل اولیه
۳۱	۲-۲-۳	بخش اختلاط
۳۳	۳-۲-۳	ناحیه توزیع شوک (گلوگاه)
۳۳	۴-۲-۳	دیفیوزر
۳۵	۳-۲-۳	ضریب عملکرد سیستم سرمایه‌گذاری تبخیری
۳۶	۳-۳	جریان دو فاز داخل اجکتور
۳۶	۱-۳-۳	مقدمه
۳۷	۲-۳-۳	جریان چگالشی
۳۹	۳-۳-۳	آثار نامطلوب پدیده چگالش در جریان بخار
۳۹	۱-۳-۳	تشکیل یخ
۴۰	۲-۳-۳	تلفات ناشی از چگالش
۴۱	۴-۳-۳	معادلات حاکم بر جریان چگالشی
۴۱	۱-۴-۳	جوانه‌زایی همگن و تشکیل قطرات مایع
۴۳	۲-۴-۳	رشد قطرات مایع
۴۴	۳-۴-۳	معادله حالت و خواص ترمودینامیکی بخار

فصل چهارم - شبیه‌سازی و حل جریان داخل اجکتور

۴۵		
۴۶	۱-۴	مقدمه
۴۶	۲-۴	روش حل یک بعدی جریان داخل اجکتور
۴۶	۳-۴	روش حل عددی جریان داخل اجکتور
۴۸	۱-۳-۴	مدل‌سازی
۵۰	۲-۳-۴	حل عددی جریان داخل اجکتور به صورت تک‌فاز
۵۰	۱-۲-۳-۴	معادلات عمومی جریان
۵۲	۳-۳-۴	حل عددی جریان دوفاز داخل شیپوره همگرا-واگرا
۵۲	۱-۳-۳-۴	مقدمه
۵۲	۲-۳-۳-۴	مدل‌سازی
۵۳	۳-۳-۳-۴	فرضیات مسأله
۵۴	۴-۳-۳-۴	معادلات حاکم بر حل عددی جریان دوفاز داخل اجکتور

فصل پنجم - بحث و نتیجه‌گیری

۵۷		
۵۸	۱-۵	نتایج شبیه‌سازی اجکتور بخار در حالت یک بعدی
۶۰	۱-۱-۵	تأثیر دمای بویلر روی نسبت جرمی اجکتور
۶۱	۲-۱-۵	تأثیر دمای اواپراتور روی نسبت جرمی اجکتور
۶۱	۳-۱-۵	تأثیر دمای کندانسور روی نسبت جرمی اجکتور
۶۳	۲-۵	نتایج شبیه‌سازی عددی جریان تک‌فاز داخل اجکتور
۶۴	۱-۲-۵	شبیه‌سازی جریان برای یک هندسه ثابت از اجکتور

۶۵ اثر تغییر فشار کندانسور بر نسبت جرمی اجکتور	۱-۲-۵
۶۷ اثر تغییر فشار محرک بر نسبت جرمی اجکتور	۲-۱-۵
۶۹ اثر تغییر فشار مکش بر نسبت جرمی اجکتور	۳-۱-۵
۷۲ شبیه‌سازی جریان برای هندسه‌های مختلف از اجکتور	۲-۲-۵
۷۲ نازل اولیه	۱-۲-۵
۷۴ زاویه همگرایی بخش اختلاط	۲-۲-۵
۷۵ نسبت طول به قطر بخش سطح مقطع ثابت (گلوگاه)	۳-۲-۵
۷۷ دیفیووزر	۴-۲-۵
۷۸ موقعیت خروجی نازل	۵-۲-۵
۸۰ جریان دوفازی داخل شیبورهی همگرا-واگرا	۳-۵
۸۰ جریان بخار با فشار پایین	۱-۳-۵
۸۱ بررسی شعاع قطرات حاصله	۱-۱-۳-۵
۸۱ بررسی جزئیات بیشتری از جریان چگالشی در شیبوره	۲-۱-۳-۵
۸۴ جریان بخار با فشار بالا	۲-۳-۵
۸۶ جمع بندی نتایج	۴-۵
۸۸ پیشنهادات	۵-۵
۸۹ مراجع	

فهرست اشکال

عنوان	صفحه
شکل ۱-۱: شماتیک یک نمونه اجکتور.	۲
شکل ۲-۱: سیستم اجکتور بخار سه مرحله‌ای همراه با کندانسور میانی.	۳
شکل ۳-۱: منحنی خط اشباع آب در دیاگرام فشار-دما.	۵
شکل ۴-۱: یک سیستم تبرید ساده بخار-آب [۴].	۶
شکل ۵-۱: سیکل ترمودینامیکی یک سیستم تبرید ساده بخار-آب [۴].	۶
شکل ۶-۱: شماتیکی از یک اجکتور بخار [۴].	۷
شکل ۷-۱: نمودار تغییرات فشار در طول یک اجکتور [۴].	۸
شکل ۸-۱: فرآیند ترمودینامیکی در طول اجکتور [۴].	۸
شکل ۹-۱: نمودار مولیر در یک اجکتور [۵].	۹
شکل ۱۰-۱: فرآیند انبساط مبرد با گذشتن از نازل اولیه (a) مبرد مرطوب (b) مبرد خشک [۵].	۱۵
شکل ۱-۲: شماتیک یک نمونه اجکتور [۸].	۱۸
شکل ۲-۲: طبقه بندی اجکتورها: (a) اجکتور با اختلاط فشار ثابت (b) اجکتور با اختلاط مقطع ثابت [۸].	۲۱
شکل ۳-۲: ایجاد سطح موثر در اجکتور به عنوان گلوگاهی برای جریان ثانویه [۹].	۲۱
شکل ۴-۲: هندسه جت پمپ CRMC [۱۵].	۲۴
شکل ۵-۲: اجکتور مبدل فشار با روتور پره دار [۱۶].	۲۴
شکل ۶-۲: هندسه نازل Petal در مرجع [۱۷].	۲۵
شکل ۷-۲: شماتیک اجکتور مورد استفاده مرجع [۱۹].	۲۵
شکل ۸-۲: (a) دیاگرام شماتیک از مقطع A-A (b) توزیع سرعت شعاعی در مقطع A-A [۱۹].	۲۶
شکل ۱-۳: شماتیکی از یک اجکتور بخار [۴].	۲۸
شکل ۲-۳: حجم کنترل برای محفظه انتقال.	۳۱
شکل ۳-۳: حالات مختلف عملکرد یک اجکتور [۱۹].	۳۴
شکل ۴-۳: شماتیک سیستم سرمایه‌ش با اجکتور بخار.	۳۵
شکل ۵-۳: تغییرات محوری فشار برای انبساط بخار در نازل لاوال همراه با چگالش ناگهانی [۲۲].	۳۷
شکل ۶-۳: مسیر تغییر حالت برای انبساط بخار همراه با چگالش ناگهانی در نازل لاوال [۲۲].	۳۸

- شکل ۳-۷: تشکیل یخ در نازل‌های بخار با فشار پایین‌تر از ۰/۶۱ kPa : (a) بدون حرارت دادن نازل (b) نازل حرارت داده شده [۲۵]. ۴۰
- شکل ۳-۸: نمودار شماتیک تغییرات انرژی آزاد گیبز بر حسب شعاع برای بخار سوپرکریستال ($S < 1$) و بخار مافوق‌سرد ($S > 1$) [۲۷]. ۴۲
- شکل ۴-۱: دو اجکتور جت بخار برای بخشی از سیستم برگشت فشار. ۴۷
- شکل ۴-۲: شماتیک هندسه اجکتور در کار آزمایشگاهی مرجع [۳۰]. ۴۸
- شکل ۴-۳: نمودار استقلال از مش برای حل جریان تک‌فاز داخل اجکتور. ۴۹
- شکل ۴-۴: شبکه‌بندی انجام شده برای حل جریان تک‌فاز داخل اجکتور. ۴۹
- شکل ۴-۵: شبکه‌بندی شیپوره B منسوب به مور و همکاران. ۵۳
- شکل ۵-۱: نتایج مربوط به حل یک بعدی از یک نمونه محاسبه انجام شده. ۵۸
- شکل ۵-۲: مقایسه نسبت جرمی آزمایشگاهی با نتایج حل یک بعدی، در یک نسبت فشار بویلر به کندانسور. ۵۹
- شکل ۵-۳: نمودار تغییرات نسبت جرمی با دمای بویلر. ۶۰
- شکل ۵-۴: نمودار تغییرات نسبت جرمی با دمای اواپراتور. ۶۱
- شکل ۵-۵: نمودار تغییرات نسبت جرمی با دمای کندانسور. ۶۲
- شکل ۵-۶: نمودار تغییرات ضریب عملکرد سیکل، نسبت به فشار و دمای کندانسور در دماهای بویلر و اواپراتور. ۶۳
- شکل ۵-۷: (a) کانتور عدد ماخ جریان داخل اجکتور (b) توزیع عدد ماخ و فشار استاتیک روی خط مرکزی و دیواره اجکتور. ۶۴
- شکل ۵-۸: نمودار تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور در مقایسه با نتایج مرجع [۳۰]. ۶۵
- شکل ۵-۹: تأثیر فشار کندانسور روی خفگی جریان و محل شوک توسط کانتور عدد ماخ در دمای ثابت بویلر و اواپراتور. ۶۶
- شکل ۵-۱۰: نمودار توزیع فشار استاتیک روی خط محور اجکتور در دمای ثابت بویلر و اواپراتور. ۶۶
- شکل ۵-۱۱: تأثیر شرایط عملکرد اجکتور از قبیل دمای بویلر روی نسبت جرمی و فرآیند اختلاط [۳۲]. ۶۷
- شکل ۵-۱۲: تأثیر دمای بویلر روی زاویه انبساط جریان خروجی از نازل اولیه در فشار ثابت اواپراتور و کندانسور. ۶۸
- شکل ۵-۱۳: نمودار توزیع عدد ماخ روی خط محور اجکتور در فشار ثابت اواپراتور و کندانسور. ۶۸
- شکل ۵-۱۴: تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور در دماهای مختلف بویلر. ۶۹
- شکل ۵-۱۵: نمودار توزیع فشار استاتیک روی دیواره و محور اجکتور در فشار ثابت بویلر و کندانسور. ۷۰
- شکل ۵-۱۶: تأثیر افزایش دمای اشباع اواپراتور روی زاویه و تعداد امواج انبساطی توسط کانتور عدد ماخ. ۷۰
- شکل ۵-۱۷: تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور در دماهای مختلف اواپراتور. ۷۱
- شکل ۵-۱۸: تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور در دماهای مختلف بویلر و اواپراتور. ۷۱
- شکل ۵-۱۹: تغییرات نسبت جرمی بر حسب زاویه واگرایی نازل همگرا-واگرا. ۷۳

- شکل ۵-۲۰: تغییرات نسبت جرمی بر حسب زاویه واگرایی نازل همگرا- واگرا تحت شرایط مرزی مختلف. ۷۳.....
- شکل ۵-۲۱: تغییرات نسبت جرمی بر حسب زاویه همگرایی بخش اختلاط. ۷۴.....
- شکل ۵-۲۲: تأثیر زاویه همگرایی محفظه اختلاط روی مومنتوم سیال مخلوط توسط کانتور عدد ماخ. ۷۵.....
- شکل ۵-۲۳: تغییرات نسبت جرمی بر حسب نسبت طول به قطر گلوگاه. ۷۶.....
- شکل ۵-۲۴: تأثیر نسبت طول به قطر گلوگاه اجکتور روی جابجایی سطح موثر توسط کانتور عدد ماخ. ۷۷.....
- شکل ۵-۲۵: تغییرات نسبت جرمی بر حسب زاویه واگرایی دیفیوزر. ۷۸.....
- شکل ۵-۲۶: تغییرات نسبت جرمی بر حسب NXP. ۷۹.....
- شکل ۵-۲۷: تأثیر NXP روی تغییر سطح موثر جریان ثانویه توسط کانتور عدد ماخ. ۷۹.....
- شکل ۵-۲۸: توزیع نسبت فشار در طول خط میانی شیپوره B مور و مقایسه آن با جریان آیزنتروپیک بخار آب و داده‌های تجربی مور [۳۱]. ۸۰.....
- شکل ۵-۲۹: توزیع شعاع قطرات و مقایسه آن با داده‌های تجربی مور [۳۱]. ۸۱.....
- شکل ۵-۳۰: توزیع عدد ماخ و مقایسه آن با نتایج جریان آیزنتروپیک بخار آب. ۸۲.....
- شکل ۵-۳۱: برخی جزئیات جریان چگالشی روی خط تقارن شیپوره: (a) کسر جرمی مایع تولید شده، (b) نرخ تولید جرم مایع، (c) نرخ جوانه‌زایی قطرات مایع، (d) نسبت فوق اشباع و بیشترین درجه فوق اشباع. ۸۳.....
- شکل ۵-۳۲: توزیع دمای جریان چگالشی در طول شیپوره و مقایسه آن با دمای جریان آیزنتروپیک و دمای اشباع مرتبط با فشار جریان. ۸۴.....
- شکل ۵-۳۳: توزیع نسبت فشار در طول خط میانی شیپوره ۲ کرول با استفاده از دو معادله حالت ویریل و گاز کامل و مقایسه آنها با جریان آیزنتروپیک بخار آب و داده‌های تجربی [۳۴]. ۸۵.....

فهرست جداول

صفحه	عنوان
۱۰.....	جدول ۱-۱: مشخصه‌های چند مبرد نمونه برای اجکتور مرجع [۵].
۵۹.....	جدول ۱-۵: مقایسه نتایج حل یک بعدی حاضر با داده‌های آزمایشگاهی مرجع [۱].
۸۷.....	جدول ۲-۵: تأثیر پارامترهای مختلف روی نسبت جرمی اجکتور.

فهرست علائم

شعاع قطره	r	عدد ماخ	M	دما ($^{\circ}C$)	T
حجم متوسط قطره	V_d	ثابت گاز ($kJ/kg.K$)	R	فشار (kPa)	P
نسبت فوق اشباع	S	دمای سکون (K)	T_0	نسبت جرمی	R_m
ضریب تبخیر	q_c	فشار سکون (kPa)	P_0	سرعت جریان (m/s)	V
نرخ جوانه‌زایی	I	آنتالپی (kJ/kg)	h	مساحت مقطع جریان (m^2)	A
جرم مولی	M_m	طول گلوگاه اجکتور	L	ظرفیت گرمایی ویژه ($kJ/kg.K$)	C_p
ثابت بولتزمن	K_b	قطر گلوگاه اجکتور	D	گرمای مبادله شده (w)	Q
		ضریب ویربال	B	تغییرات انرژی آزاد گیبز	ΔG

نماد های یونانی

کسر رطوبت	β	چگالی (kg/m^3)	ρ
نرخ تولید جرم	Γ	نسبت گرماهای ویژه	γ
ضریب تصحیح غیر همدم	θ	راندمان آیزنتروپیک	η
خاصیت مخلوط	Φ	کشش سطحی (N/m)	σ
نیم‌زاویه همگرایی بخش اختلاط	α	ویسکوزیته ($kg/m.s$)	μ

زیرنویس

0, 1, 2, 3, 4	موقعیت‌هایی در طول اجکتور	e	اوپراتور
p	جریان اولیه	c	کندانسور
s	جریان ثانویه	t	گلوگاه نازل اولیه
n	نازل اولیه	L	فاز مایع
m	مخلوط جریان	G	فاز گازی
d	دیفیوزر	S	حالت اشباع
b	بویلر		

بالانویس

*	موقعیت بحرانی	-	حالت متوسط
---	---------------	---	------------

فصل اول

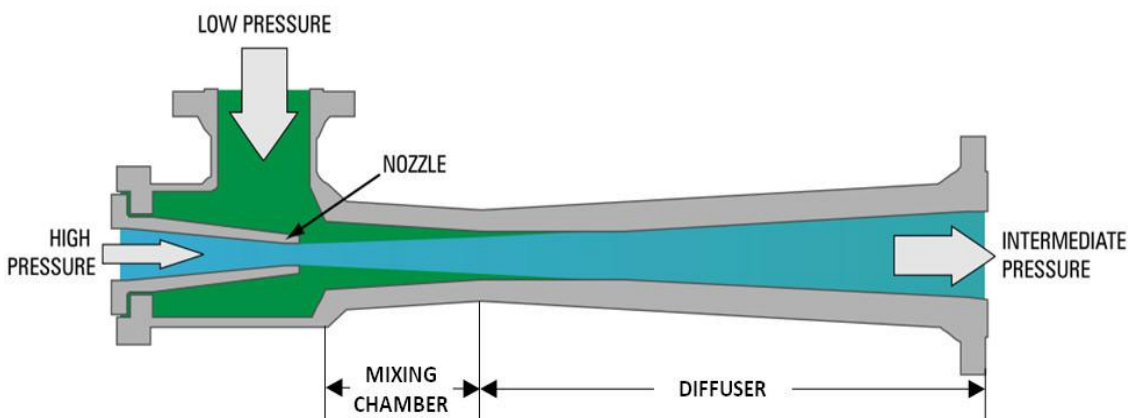
مقدمه ای بر اجکتور و سیستم های سرایش تجزیه

۱-۱- پیشگفتار

با توجه به کاربرد روز افزون انرژی در زندگی انسان، استفاده بهینه از انرژی به قدری اهمیت پیدا کرده است که این مقوله تبدیل به یک علم شده است. در این میان، تجهیزات و ساز و کارهایی که انرژی در حال هدر رفت سیکل‌ها و مولدهای قدرت را بازیابی می‌کنند و باعث افزایش راندمان سیکل می‌شوند از اهمیت خاصی برخوردارند. با توجه به گستردگی محدوده کاری اجکتور^۱، می‌توان آن را ابزاری دانست که برای نیل به این هدف، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۱-۲- اجکتور چیست؟

ایجاد خلأ یکی از پدیده‌های مهم و کاربردی است که در زندگی روزمره، فعالیت‌های تحقیقاتی و خصوصاً صنعت به کار گرفته می‌شود. فرآیند خلأ سازی، توسط انواع پمپ‌های خلأ و یا اجکتور صورت می‌گیرد. اجکتور، تجهیزاتی است که با ایجاد خلأ توسط یک جریان پرفشار اولیه، قادر است یک جریان کم‌فشار ثانویه مانند جریان گاز، مایع و یا جامد را انتقال دهد و اساس کار آن بر پایه‌ی تبدیل انرژی فشاری و سرعتی به یکدیگر می‌باشد. شکل ۱-۱، شماتیک یک اجکتور را نشان می‌دهد. یک اجکتور با نام‌های دیگری از قبیل اینجکتور^۲، جت اجکتور^۳، جت پمپ^۴ و پمپ خلأ^۵ نیز شناخته می‌شود.



شکل ۱-۱: شماتیک یک نمونه اجکتور.

- ¹ Ejector
- ² Injector
- ³ Jet Ejector
- ⁴ Jet Pump
- ⁵ Vacuum Pump

اجزای اساسی یک اجکتور عبارتند از: نازل اولیه^۱، محفظه اختلاط^۲ (که شامل بخش اختلاط و گلوگاه می‌شود) و دیفیوزر^۳. جریان پرفشار اولیه با گذشتن از نازل، شتاب گرفته و سرعتش افزایش می‌یابد؛ در نتیجه، یک افت فشار در انتهای نازل به وجود می‌آید که به موجب آن سیال ثانویه از محل خود مکیده شده و پس از مخلوط شدن با سیال اولیه از اجکتور خارج می‌شوند.

۱-۲-۱- انواع اجکتورها

اجکتورها بر اساس اینکه در آنها از چه سیالی به عنوان سیال محرک استفاده می‌شود، به سه دسته اجکتورهای هوایی، مایع و بخار تقسیم می‌شوند. برای تأمین خلأ به نسبت زیاد و نیز حفظ خلأ در یک سیستم، از اجکتورهای بخار استفاده می‌کنند به طوری که می‌توان برای ایجاد خلأهای بالاتر، از چند مرحله اجکتور بخار استفاده کرد. علت انتخاب اجکتورهای بخار نسبت به اجکتورهای هوایی، علاوه بر کاهش کار انجام شده برای متراکم کردن سیال عامل در بویلر، در دسترس نبودن هوای فشرده و قیمت بالای کمپرسورها می‌باشد. در شکل ۱-۲ یک سیستم اجکتور سه مرحله‌ای مشاهده می‌شود.



شکل ۱-۲: سیستم اجکتور بخار سه مرحله‌ای همراه با کندانسور میانی.

¹ Primary Nozzle
² Mixing Chamber
³ Diffuser

۱-۲-۲- کاربردهای اجکتور

با توجه به اینکه نقطه جوش، تابع مستقیمی از فشار محیط است لذا کاهش فشار محیط، کاهش نقطه جوش را به همراه دارد. با توجه به این مطلب، اهمیت اجکتور به عنوان وسیله‌ای برای تولید خلأ در صنایع مختلف مشخص می‌شود که به طور خلاصه می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

صنایع غذایی و شیمیایی، صنایع نفت و گاز و پتروشیمی، انتقال و جابجایی مواد خورنده و زیان‌آور، تهویه محیط و خارج کردن گازهای غیر قابل چگالش از کندانسورها، ایجاد تلاطم در سیالات، راه‌اندازی

پمپ‌های سانتریفوژ، افزایش راندمان پمپ خلأ رینگ مایع، سیستم‌های جلو برنده و افزایش ترست، انتقال حرارت، سیستم‌های نم‌زدایی، افزایش فشار سیالات، سیستم‌های سرمایش و تهویه مطبوع و... .

با توجه به اینکه در این پروژه به بررسی اجکتور سیستم سرمایش تبخیری پرداخته می‌شود، بیان مختصری از تاریخچه و مقدمات سیستم‌های سرمایش تبخیری ضروری می‌نمود که در ادامه به آن پرداخته خواهد شد.

۱-۳-۱- سیستم سرمایش تبخیری

۱-۳-۱-۱- تاریخچه

در سال ۱۹۰۱ میلادی برای خارج کردن هوا از کندانسور موتور بخار، اجکتور توسط چارلز پانسز^۱ اختراع شد و سیستم تبرید با اجکتور، اولین بار در سال ۱۹۱۰ میلادی توسط شخصی به نام موريس لی بلانک^۲ ساخته شد [۱]. سیستم سرمایش تبخیری (تبرید اجکتوری)، از انرژی‌هایی که دارای ارزش گرمایی بالایی نیستند مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی، انباشته‌های سوختی و همچنین انرژی‌های بلااستفاده در صنایع و موتورهای حمل و نقل، به عنوان انرژی محرک استفاده می‌کند. از

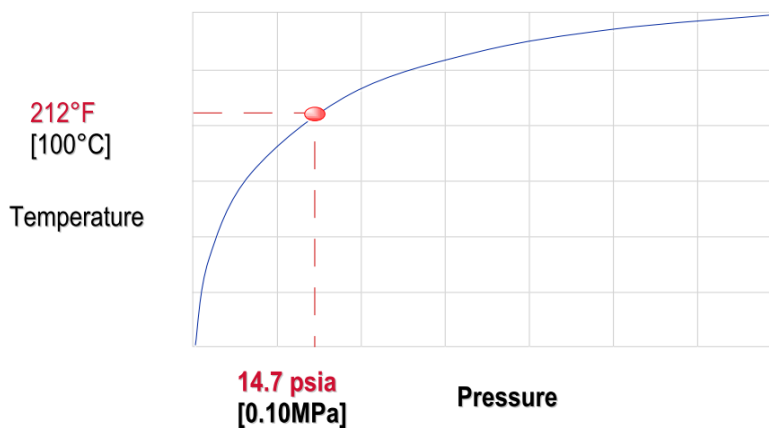
^۱ Charles Pansis

^۲ Maurice Le Blanc

این انرژی‌های سطح پایین می‌توان به منظور راه‌اندازی سیکل تبرید اجکتوری در تهویه مطبوع یک ساختمان بهره برد، همانطور که استفاده از آن، تا دهه ۱۹۳۰ برای سیستم تهویه مطبوع ساختمان‌های بزرگ، محبوبیت فراوانی یافت. در سال ۱۹۸۸ موسسه بین‌المللی سرمایه‌گذاری^۱ تخمین زده بود که ۱۵ درصد از الکتریسیته تولیدی در کل دنیا، صرف فرآیندهای سرمایه‌گذاری و تهویه مطبوع می‌شود و طبق برآوردهای آماری سال ۲۰۰۶، تقاضای جهانی برای تهویه مطبوع، با افزایش یکنواختی روبرو بوده است [۲]. شایان ذکر است که سیستم تبرید اجکتوری، تنها سیستم تبریدی است که می‌تواند از آب به عنوان مبرد استفاده کند [۳].

۱-۳-۲- ساختار یک واحد سیستم سرمایه‌گذاری تبخیری

دمای جوشیدن آب ارتباط مستقیم با فشار هوا در سطح آن دارد. همانطور که در شکل ۳-۱ مشاهده می‌شود کاهش فشار هوا باعث کاهش دمای جوش و افزایش فشار هوا باعث افزایش دمای جوش آب می‌شود. برای مثال، در ارتفاعات کوهستانی که فشار هوا کمتر از سطح دریا می‌باشد، دمای جوش آب کمتر از 100°C می‌باشد.



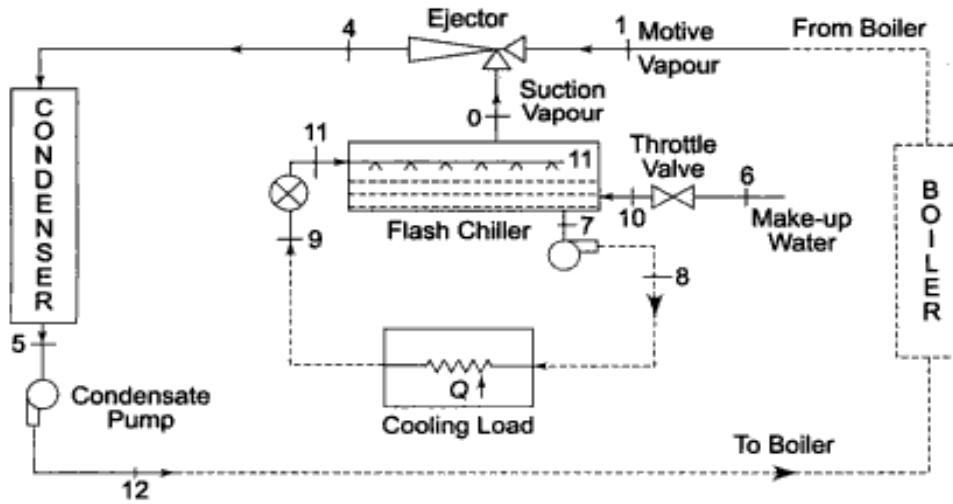
شکل ۳-۱: منحنی خط اشباع آب در دیاگرام فشار- دما.

بر همین اساس در یک واحد سرمایه‌گذاری با جت بخار، با تخلیه هوا (ایجاد خلأ) و کاهش فشار درون سیستم به وسیله اجکتورهای بخار، آب درون مخزن تبخیر کننده (اوپراتور) شروع به جوشیدن نموده

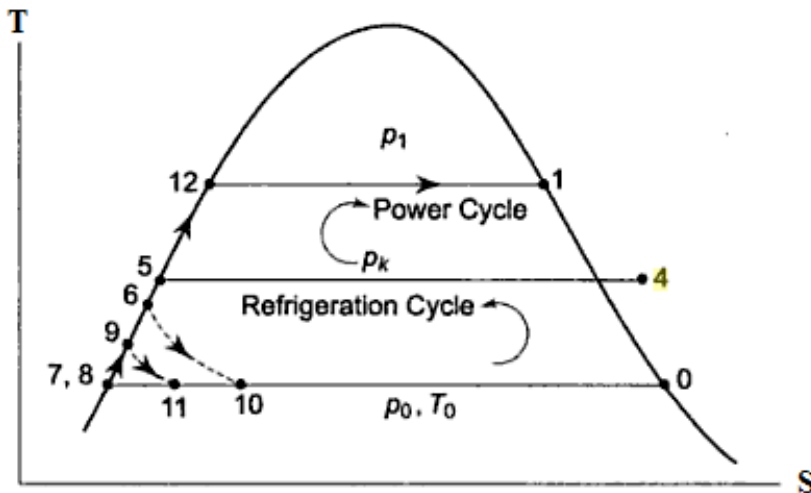
¹ International Institute of Refrigeration (IIR)

و درصد جزیبی از آن، با جذب گرما از کل آب موجود تبخیر می‌گردد.

در شکل ۴-۱ و شکل ۵-۱ یک سیستم تبرید ساده بخار آب و سیکل ترمودینامیکی آن نشان داده شده است [۴]. آب در مرحله‌ی نه تا مرحله یازده، از طریق باز کردن دریچه‌ها، به داخل اواپراتور می‌ریزد و با تبخیر بخشی از آن، آب باقیمانده تا دمای T_0 مورد نیاز سرد می‌شود.



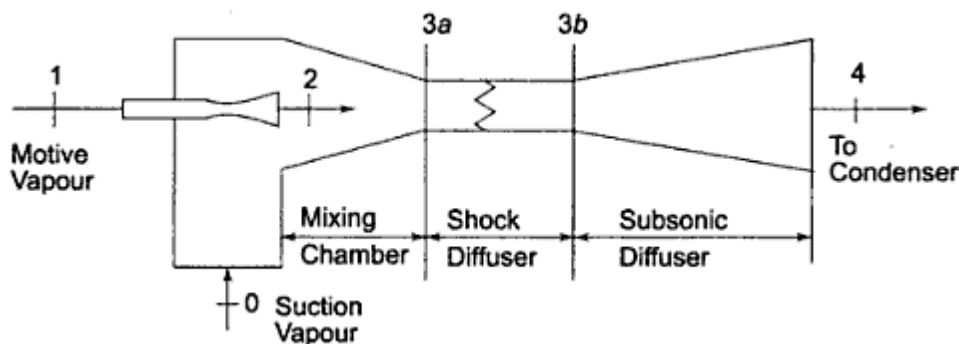
شکل ۴-۱: یک سیستم تبرید ساده بخار-آب [۴].



شکل ۵-۱: سیکل ترمودینامیکی یک سیستم تبرید ساده بخار-آب [۴].

فشار اواپراتور نیز در P_0 نگه داشته می‌شود که همان فشار اشباع در دمای T_0 می‌باشد. آب سرد شده در مرحله یازده، بعد از گرفتن بار حرارتی کویل سرمایش تجهیزات تهویه مطبوع دوباره وارد

اوپراتور می‌شود و چرخه ادامه پیدا می‌کند. آن مقداری از آب که تبخیر می‌شود، از طریق شیر کنترل در مرحله‌ی شش با عنوان آب جیرانی^۱ به اوپراتور اضافه می‌شود. بخار آب در مرحله‌ی صفر به وسیله بخار محرکی^۲ که در مرحله‌ی یک وارد اجکتور می‌شود شروع به متراکم شدن می‌کند تا در مرحله چهار از اجکتور خارج شود. این تراکم بخار، در اجکتوری که شماتیک آن در شکل ۶-۱ نشان داده شده است روی می‌دهد.



شکل ۶-۱: شماتیکی از یک اجکتور بخار [۴].

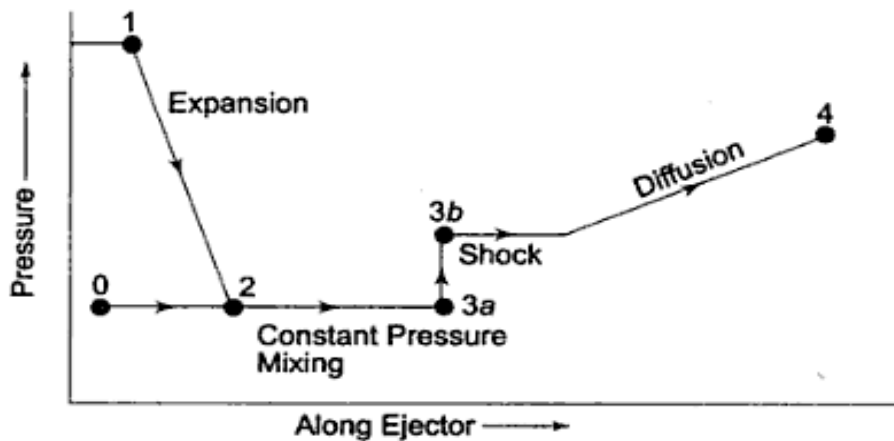
در نهایت، فرآیند میعان در مرحله‌ی پنج صورت می‌گیرد و پس از آن، آب چگالش یافته به بویلر می‌ریزد. باید توجه داشت که برای کنترل ظرفیت سیستم اجکتور بخار، علاوه بر دریچه فشار ورودی بخار، می‌توان با فراهم آوردن بیش از یک نازل، به این امر پرداخت.

علت پایین نگهداشتن فشار اوپراتور، مکش بخاری است که حجم زیادی را در آنجا اشغال می‌کند بطوریکه استفاده از کمپرسورهای گریز از مرکز را غیر اقتصادی کرده است. اجکتور به صورت یکنواخت، با استفاده از بخار پرفشار که تحت عنوان بخار محرک شناخته می‌شود، بخار مکیده شده را متراکم می‌کند.

تغییرات فشار در طول اجکتور شماتیک فوق، در شکل ۷-۱ آمده است. بخار محرک فشار بالا در مرحله‌ی یک، تا فشاری نزدیک به فشار بخار مکیده شده در مرحله صفر منبسط می‌شود. جت سیال با سرعت بالا در مرحله‌ی دو، بخار مکیده شده را به دنبال خود می‌کشد و با توجه به اینکه تغییرات در

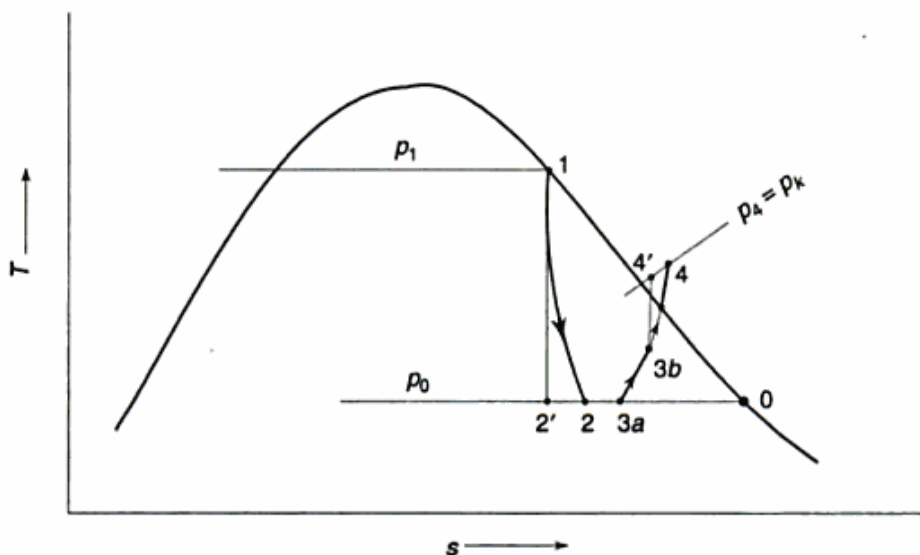
¹ Make-up Water
² Motive Vapor

فشار به سرعت اعمال می‌شود، فرآیند اختلاط را فشار ثابت در نظر می‌گیرند. بعد از عبور از محفظه اختلاط، جریان وارد داکتی با سطح مقطع ثابت می‌شود که در آن احتمال رخ دادن شوک قائم می‌باشد. سپس به وسیله دیفیوزر، جریان شامل هر دو سیال (بخار محرک و بخار مکیده شده) تا فشار کندانسور در مرحله‌ی چهارم، متراکم می‌شود.



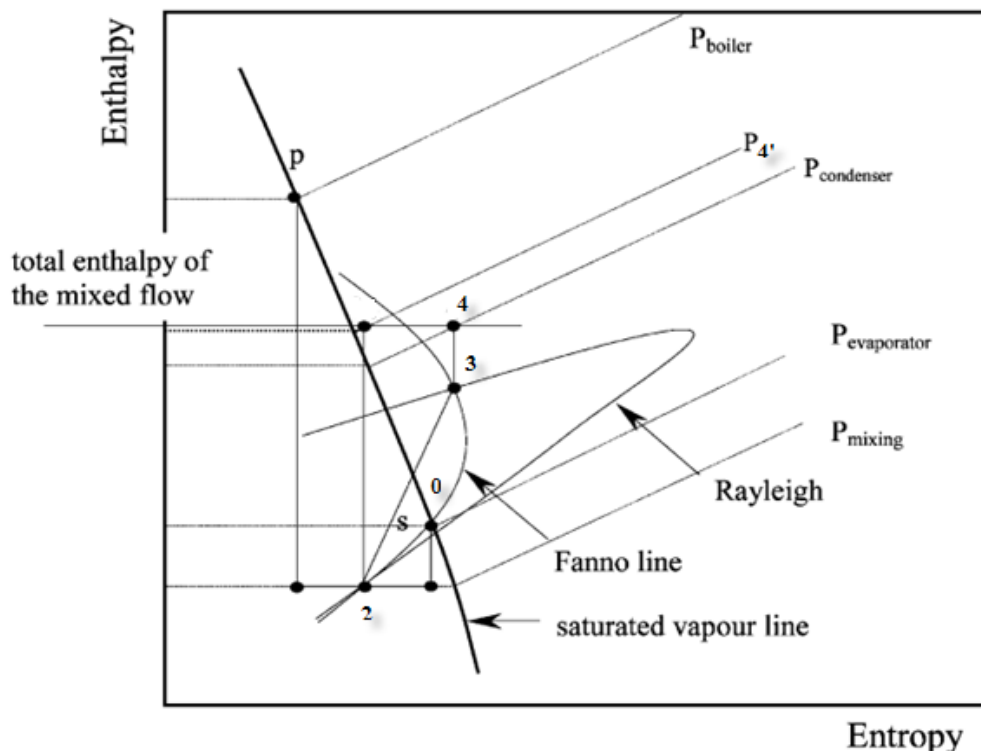
شکل ۷-۱: نمودار تغییرات فشار در طول یک اجکتور [۴].

حالات ترمودینامیکی در نقاط مختلفی روی دیاگرام T-S در شکل ۸-۱ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود که پدیده‌ی برگشت ناپذیر شوک موجب افزایش آنتروپی جریان می‌شود.



شکل ۸-۱: فرآیند ترمودینامیکی در طول اجکتور [۴].

جریان داخل اجکتور به صورت آیزنتروپیک^۱ در نظر گرفته شده و با استفاده از راندمان‌های آیزنتروپیک نازل اولیه، محفظه اختلاط و دیفیوزر، مشخصات جریان واقعی حاصل می‌شود. با افزایش دما و متراکم شدن سیال به سبب پدیده شوک، ممکن است در انتهای بخش سطح مقطع ثابت، جریان وارد ناحیه سوپرهیت^۲ شود و پس از آن در دیفیوزر نیز متراکم شود تا به فشار کندانسور برسد. در شکل ۹-۱ می‌توان درک بهتری از پدیده شوک^۳ داشت؛ به طوری که آن را از مجموع دو جریان رابلی^۴ (جریان سیال توام با انتقال حرارت) و جریان فانو^۵ (جریان سیال توام با اصطکاک) در نظر گرفت [۵]. در نمودار مولیر^۶ نشان داده شده، نقطه تقاطع این دو جریان، نماینده مرحله سه در اجکتور مورد نظر می‌باشد.



شکل ۹-۱: نمودار مولیر در یک اجکتور [۵].

¹ Isentropic
² Superheat
³ Shock
⁴ Rayleigh
⁵ Fanno
⁶ Mollier

۱-۳-۳-۳-۱- مبرد

سیالی که به عنوان مبرد در نظر گرفته می‌شود، تأثیر مستقیمی بر عملکرد سیستم خواهد داشت. مطالعات انجام شده روی بهبود عملکرد اجکتور و توسعه مدل، با استفاده از مبردهایی نظیر R11, R12, R134a, R113, R123, R141b و R718b (بخار آب) صورت گرفته است. برخی از خواص مبردهای مذکور، در جدول ۱-۱ اشاره شده است.

جدول ۱-۱: مشخصه‌های چند مبرد نمونه برای اجکتور مرجع [۵].

Fluids for a jet refrigerator^a

	R-11	R-12	R-113	R-123	R-141b	R-134a	R-718b (water)
Boiling point at 1 atm (°C)	23.7	-29.8	47.6	27.9	32.1	-26.1	100.0
Pressure at 100 °C (kpa)	824	3343	438	787	677	3972	101
Molecular mass (kg/kmol)	137.38	120.92	187.39	152.93	116.9	102.03	18.02
Latent heat at 10 °C (kJ/kg)	186.3	147.6	155.3	176.8	129.4	190.9	2257.0
Global warming potential (GWP)	1	3	1.4	0.02	0.15	0.26	0
Ozone depletion potential (ODP)	1	0.9	0.8	0.016	0	0.02	0
Wet/dry vapour	Wet	Wet	Dry	Dry	Dry	Wet	Wet

^a GWP scale range from 0 to 1 (for CO₂, GWP = 1). ODP scale range from 0 to 1.9 (for R11, ODP = 1).

۱-۳-۳-۱- ویژگی‌های مبرد

با توجه به ظرفیت سرمایش مورد نیاز و نوع سیستم سرمایش می‌باید یک مبرد مناسب انتخاب شود. از ویژگی‌های یک مبرد مطلوب برای سیستم سرمایش تبخیری، می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- دارای گرمای نهان تبخیر بالایی باشد تا برای رسیدن به یک ظرفیت سرمایش مشخص به مقدار جریان جرمی کمتری در سیکل نیاز باشد.
- ارزان، غیر خورنده، در دسترس و سازگار با محیط زیست باشد.

- در محدوده دما و فشار کاری سیستم، پایدار بوده و تجزیه نشود.
- نقطه انجماد میرد باید از تمام دمای موجود در سیستم پایین تر باشد تا از انجماد آن در سیستم جلوگیری شود.
- برای عدم نیاز به پمپی پر قدرت و سازه‌ای قوی بهتر است فشار سیال در دمای بویلر، بسیار زیاد نباشد.
- خواص موثر بر قابلیت انتقال حرارت از قبیل ضریب هدایت حرارتی، وزن مخصوص و ... به گونه‌ای باشد که در سطوح کمتری از اواپراتور و کندانسور، تبادل حرارتی زیادی صورت گیرد و سیستم کوچکتر شود.

با توجه به موارد فوق و بررسی‌های صورت گرفته می‌توان گفت مبردهای R12 و R134a در دماهای بالا نسبت به مبردهای دیگر دارای فشار بسیار زیادی می‌باشند و نیازمند سازه قوی و پمپ بزرگ‌تری می‌باشند [۶]. مبرد R133، یک مبرد فشار پایین است و اثر مخرب زیست محیطی هم ندارد. با استفاده از ترکیبات کربنی در سیکل تبرید اجکتوری می‌توان به دماهای زیر صفر نیز رسید که در آن به بویلری با دماهای پایین‌تری نیاز می‌باشد؛ مثلاً می‌توان از منبع گرمایی با دمای 60°C استفاده کرد. بنابراین می‌توان از کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت، یا از حرارت گاز خروجی اگزوز خودروها نیز در این سیکل استفاده کرد [۷].

۱-۳-۲- استفاده از آب به عنوان مبرد

همانطور که اشاره شد یکی از مزیت‌های اجکتور استفاده از آب به عنوان مبرد است که ارزان، در دسترس و دارای حداقل اثرات مخرب زیست محیطی می‌باشد. در یک سیستم تبرید اجکتوری سرمایش توسط تبخیر مستقیم، از خود آب به دست می‌آید. علت این امر را می‌توان بالا بودن حرارت نهان تبخیر در مقایسه با گرمای ویژه آب دانست (530 کیلوگرم آب می‌تواند تنها با تبخیر یک کیلوگرم از آن، یک درجه سرد شود)؛ بنابراین برای رسیدن به یک ظرفیت سرمایشی مشخص، نیاز به نرخ جریان جرمی کمتر و پمپ کوچک‌تری می‌باشد [۴].

از طرف دیگر، استفاده از آب با توجه به خصوصیات ترمودینامیکی آن در یک گستره‌ی دمایی، محدود می‌گردد و علی‌رغم مزایای بیان شده، محدودیت‌هایی برای آب وجود دارد که عبارتند از:

- یخ‌زدگی در دماهای زیر صفر
- حجم مخصوص بالا: در این صورت برای حداقل کردن افت فشار و با توجه به نرخ جریان جرمی باید قطر لوله‌ها بزرگ در نظر گرفته شود [۶].
- نیاز به حجم بالایی از آن: به عنوان مثال، در 8°C ، مقدار دبی مورد نیاز برای یک تن تبرید برابر است با $665\text{ m}^3/\text{hr}$ ؛ درحالی‌که برای همین ظرفیت سرمایش، تنها به $7\text{ m}^3/\text{hr}$ از مبرد R12، نیاز است. کمپرسورهای گریز از مرکز نیز می‌توانند مورد استفاده قرار بگیرند اما به دلیل هزینه‌های بالا، تراکم اجکتوری اقتصادی‌تر خواهد بود [۴].
- خلأ کاری بالا در اجزاء مختلف سیکل: در این حالت باید ملاحظات بیشتری صورت گیرد. برای مثال در اواپراتور 8°C ، فشار 1.072 kPa و در کندانسور 35°C ، فشار 5.95 kPa می‌باشد.

۱-۳-۴- مزایا و معایب استفاده از اجکتور در سیستم‌های سرمایش تبخیری

ضریب عملکرد (COP)^۱ سیستم تبرید اجکتوری نسبت به سیستم‌های تبرید تراکمی کمتر می‌باشد؛ از طرف دیگر، در تبرید تراکمی از انرژی الکتریکی و در تبرید اجکتوری از بخار آب به عنوان نیروی محرک استفاده می‌شود که از قیمت یکسانی برخوردار نمی‌باشند. به همین علت چنانچه در محاسبه ضریب عملکرد سیستم سرمایش، به جای میزان انرژی مصرفی، هزینه انرژی مصرفی لحاظ گردد برتری اجکتورهای بخار، خصوصاً در مصارف صنعتی که به طور معمول بخار وجود دارد، بهتر مشخص خواهد شد. به طور کلی مزایا و معایب استفاده از اجکتور را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

^۱ Coefficient Of Performance

۱-۳-۴-۱- مزایا

- ساختار ساده و نصب راحت همراه با عملکرد مطمئن
- کاهش هزینه عملیاتی: به دلیل استفاده از انرژی‌های موجود در کارخانه (بخار، هوای فشرده، آب تحت فشار)، انرژی‌هایی که دارای ارزش گرمایی بالایی نیستند مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی، انباشته‌های سوختی و همچنین انرژی‌های بلااستفاده در صنایع مختلف و موتورهای حمل و نقل و ... هزینه کمتری صرف می‌شود.
- عدم نیاز به تعمیر و همچنین هزینه نگهداری ناچیز
- حذف قطعات متحرک و مستهلک شونده
- عدم مصرف برق و استفاده از بخار به عنوان محرک
- حذف انواع مبردهای شیمیایی: این مبردها در سیستم‌های کمپرسوری، دارای محدودیت‌های زیست محیطی می‌باشند؛ درحالی‌که می‌توان از آب به عنوان مبرد طبیعی که می‌تواند با سیال عامل دیگری سازگار باشد، استفاده کرد.
- تنوع در سایز و عملکرد: در این صورت آنها می‌توانند جایگزینی برای تجهیزات دوار باشند.

۱-۳-۴-۲- معایب

- ضریب عملکرد پایین: اساسی‌ترین عیب سیستم تبرید اجکتوری نسبت به سیستم تبرید تراکمی می‌باشد.
- موارد غیرقابل تغییر در پارامترهای طراحی: هندسه و شرایط عملکرد اجکتور، تنها برای یک ظرفیت سرمایه‌ش مشخص بیشترین راندمان را دارند و این امر موجب می‌شود محدود شدن کاربرد گسترده اجکتورها می‌شود.
- استفاده در مکان‌های خاص: استفاده از این سیستم، تنها در مواردی که به طور معمول بخار وجود دارد ممکن می‌باشد مانند نیروگاه‌ها، قطارها، بیمارستان‌ها و ساختمان‌هایی که از حرارت مرکزی استفاده می‌کنند.

بنابراین به منظور حل مشکلات پیش رو، باید به بررسی اجکتور پرداخته شود که به عنوان بحرانی‌ترین و قلب سیستم سرمایش تبخیری شناخته می‌شود؛ جایی که تغییرات برگشت ناپذیر رخ می‌دهد. همچنین به خاطر اهمیت آن روی کل سیستم، اجکتور می‌تواند به عنوان مرکز تحلیل و بهینه‌سازی در نظر گرفته شود تا با تعیین شرایط عملکردی و طراحی شکل هندسی اجکتور، ضریب عملکرد سیستم را بیشینه کند.

۱-۴- طرح مسأله

با توجه به مزایای استفاده از سیستم‌های سرمایش تبخیری و بهره‌گیری از سیال عامل آب، در این پروژه به بررسی پارامترهای مهم اجکتور پرداخته شده است. عوامل موثر بر عملکرد سیکل تبرید اجکتوری، محاسبه ابعاد و زوایای بهینه و حل جریان دوفازی در نازل اولیه یک نمونه اجکتور، مورد بررسی قرار گرفت. موارد بیان شده را می‌توان به سه بخش تقسیم کرد که عبارتند از:

۱-۴-۱- دما و فشار در نقاط مختلف سیکل سرمایش تبخیری

با بررسی سیکل‌های متفاوت که شامل استفاده از موارد زیر می‌شود، می‌توان به بهبود ضریب عملکرد سیکل پرداخت. در این جا به طور کلی، تنها به چند مورد از سیکل‌های مختلف اشاره شده و بررسی بیشتری صورت نگرفته است.

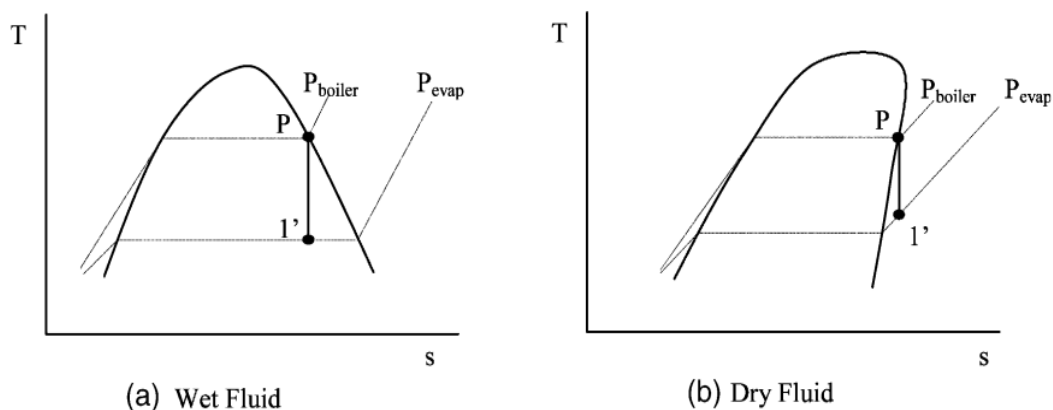
- استفاده از پیش‌گرم‌کن برای بخار محرک ورودی
- استفاده از پیش‌سردکن برای بخار مکیده شده از اواپراتور
- استفاده از پیش‌گرم‌کن برای بالا بردن دمای خروجی از کندانسور قبل از ورود به بویلر
- استفاده از پیش‌سردکن برای کاهش دمای مبرد خروجی از کندانسور قبل از ورود به اواپراتور

۱-۴-۲- مبرد مورد استفاده در سیستم سرمایش تبخیری

مبردهای مورد استفاده در اجکتورهای بخار بر اساس خواص ترمودینامیکی، به دو دسته تقسیم

می‌شوند: ۱. بخار مرطوب ۲. بخار خشک

همانطور که در شکل ۱-۱۰ (a) مشاهده می‌شود هنگامی که سیال عامل، بخار مرطوب باشد منحنی بخار اشباع دارای شیب منفی بوده و به واسطه انبساط جریان و گذشتن از نازل اولیه، در خروجی نازل قطرات مایع تشکیل شود که می‌تواند سطح را تا اندازه‌ای مسدود کند و با برخورد به دیواره نیز صدمه ایجاد کند. تشکیل قطرات با سوپرهیت کردن بخار قبل از ورود به نازل، صورت نخواهد گرفت اما سوپرهیت کردن بخار مرطوب به علت افزایش حجم مخصوص بخار، سبب کاهش راندمان اجکتور می‌شود. در شکل ۱-۱۰ (b) نیز نمودار دما- آنترپپی بخار خشک مشاهده می‌شود که دارای منحنی بخار اشباعی با شیب مثبت بوده و تغییر فازی در طول اجکتور رخ نمی‌دهد.



شکل ۱-۱۰: فرآیند انبساط مبرد با گذشتن از نازل اولیه (a) مبرد مرطوب (b) مبرد خشک [۵].

می‌توان گفت بخار خشک مانند R141b با داشتن منحنی بخار اشباع مثبت، مطلوب‌تر است اما با توجه به مزایایی که برای بخار مرطوبی مانند بخار آب که قبلاً اشاره شد، در این پروژه به بررسی و تحلیل یک بعدی و عددی جریان بخار آب، داخل اجکتور پرداخته و اهمیت جریان دوفازی و پدیده چگالش نیز بیان خواهد شد. تأثیر شرایط مرزی از قبیل فشار و دمای بخار محرک، اوپراتور و کندانسور روی ضریب عملکرد اجکتور در حالت یک بعدی و نیز عددی بررسی شده است.

البته شایان ذکر است که برای تهویه مطبوع، دمای کندانسور (دمای محیط) و اوپراتور (دمای

اتاق) ثابت می‌باشد و تنها دمای بویلر به طراح اجازه مانور می‌دهد [۶]. اما در سیستم‌های سرمایش چند مرحله‌ای همراه با کندانسور میانی، بررسی شرایط فوق، ضرورت می‌نماید.

۱-۴-۳- هندسه و ساختمان اجکتور

با توجه به پیچیده بودن فرآیندهای جریان داخل اجکتور، هندسه و ساختمان آن نیز از نظر راندمان کاری و همچنین طراحی و ساخت با اهمیت می‌نماید. بنابراین با استفاده از حل عددی، تأثیر پارامترهای هندسی اجکتور نیز برای یک شرط مرزی مشخص روی عملکرد اجکتور نیز مورد بررسی قرار گرفت.

فصل دوم

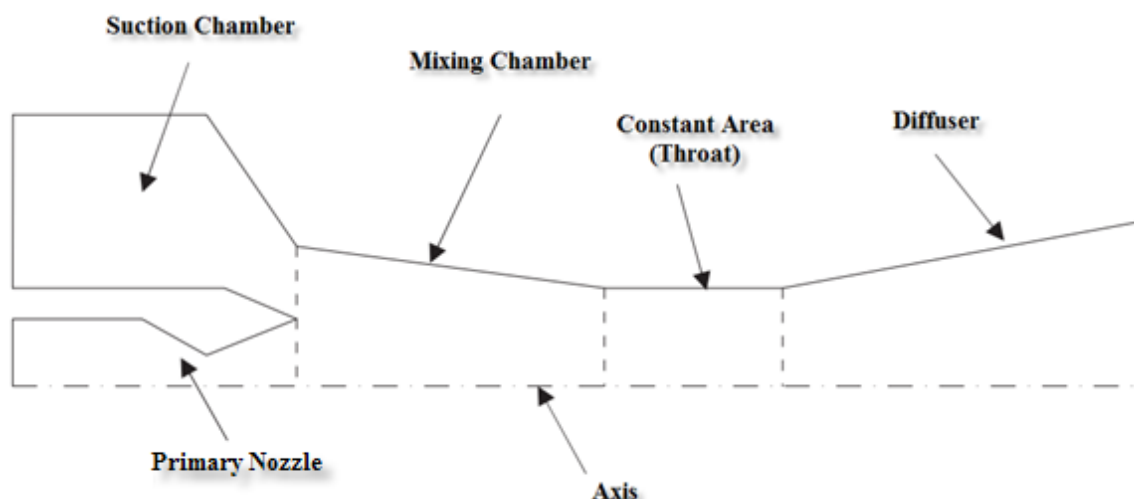
مروری بر کارهای انجام شده

۲-۱- مقدمه

در این فصل، ابتدا با معرفی اجزاء اجکتور پدیده‌های صورت گرفته در آن تشریح شده و پس از آن به تعریف و بیان مفاهیم اولیه جریان داخل اجکتور پرداخته شده است. در نهایت با اشاره به مدل‌های ریاضی و روش‌هایی که تاکنون برای بررسی جریان داخل اجکتور صورت گرفته است و ذکر برخی محدودیت‌های آنها، پیچیده بودن جریان داخل اجکتور مورد توجه قرار گرفته است. از همین روی در فصل‌های سوم و چهارم علاوه بر حل یک‌بعدی، جزئیات بیشتری از جریان توسط حل عددی مورد مطالعه قرار گرفت.

۲-۲- بیان عملکرد اجکتور

مؤلفه‌های اساسی یک اجکتور همانطور که در شکل ۱-۲ مشاهده می‌شود عبارتند از: نازل اولیه^۱، محفظه اختلاط، یک مجرا با سطح مقطع ثابت (که گلوگاه اجکتور اطلاق می‌شود) و دیفیوزر [۸]. برای ایجاد خلأهای بالا، نازل اولیه به صورت یک نازل همگرا-واگرا در نظر گرفته می‌شود که بخار محرک یا همان سیال اولیه با فشار بالا وارد آن می‌شود و در آن شتاب گرفته و با سرعت مافوق صوت نازل را ترک می‌کند.



شکل ۱-۲: شماتیک یک نمونه اجکتور [۸].

^۱ Primary nozzle

به دلیل سرعت بالای سیال اولیه، یک ناحیه کم فشار در صفحه‌ی خروجی از نازل به وجود می‌آید و با توجه به اختلاف فشاری که بین این ناحیه و سیال ثانویه صورت گرفته، سیال ثانویه کشیده می‌شود. جریان ثانویه در کنار جریان اولیه اما با مرز جدا کننده‌ای که توسط جت سیال خروجی از نازل ساخته شده است، در یک مجرای همگرا منبسط می‌شود. به خاطر اختلاط، سرعت جریان اولیه کاهش یافته و جریان ثانویه شتاب می‌گیرد و در پایان این بخش، هر دو جریان به صورت کامل، مخلوط شده و وارد گلوگاه اجکتور می‌شوند. به علت بالا بودن نسبی فشار در ناحیه پایین دست، جریان در گلوگاه دست‌خوش یک سری شوک‌های مایل متوالی و یا شوک قائم^۱ خواهد شد. شوک قائم موجب یک اثر تراکمی بزرگ و یک افت ناگهانی در سرعت جریان از مافوق صوت^۲ به مادون صوت^۳ می‌شود. هنگامی که جریان با عبور از یک دیفیوزر مادون صوت به حالت سکون برسد، دچار تراکم بیشتری نیز می‌شود.

معمولاً دو پارامتر نسبت جرمی (R_m)^۴ و فشار پشت بحرانی (CBP)^۵ عملکرد اجکتور را تعیین می‌کند. نسبت جرمی برابر است با نرخ جریان جرمی ثانویه به نرخ جریان جرم اولیه و فشار پشت بحرانی نیز، همان فشار کندانسور در شرایط کاری بیشترین ظرفیت اجکتور است [۹].

۲-۳- مدل ریاضی

پدیده‌هایی از قبیل جریان مافوق صوت، اختلاط مغشوش دو جریان، عکس‌العمل شوک‌های تراکمی و انبساطی و ایجاد جریان دوفاز در بعضی نمونه‌ها، موجب پیچیدگی جریان داخل اجکتور و مشکل شدن مدل‌سازی در آنها می‌شود.

اغلب مدل‌های تحلیل جریان داخل اجکتور، بر مبنای تحلیل ترمودینامیکی می‌باشد که تنها، معادلات صریح جریان پایدار را محاسبه می‌کند و پارامترهای عملکردی و حالت را به صورت یک

¹ Normal shock

² Supersonic

³ Subsonic

⁴ Entrance Ratio (ER)

⁵ Critical Back Pressure

بعدی و در طول اجکتور بدست می‌آورد. در این مدل‌ها، اطلاعاتی از قبیل عکس‌العمل شوک‌ها، اختلاط مغشوش دو جریان نمی‌تواند با جزئیات مدل شود؛ بلکه این ترم‌ها تحت عنوان اتلافات اصطکاکی و اختلاط، توسط ضرایبی که از طریق داده‌های آزمایشگاهی حاصل می‌شوند در معادلات حاکم مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این مدل‌ها روابط آیزنتروپیک و بعضی از معادلات دینامیک گاز مورد استفاده قرار می‌گیرد تا به شرح روابط بین دما، آنتالپی و عدد ماخ و یا سرعت پردازد. برای ساده‌سازی مدل، فرض می‌شود که هیچ نوع تغییر فازی در اجکتور رخ ندهد و جریان به صورت تک‌فاز در نظر گرفته شود؛ هرچند نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که سیال داخل اجکتور به آسانی دچار شوک میعان^۱ می‌شود [۱۰].

۲-۴- مروری بر کارهای گذشته

در سال ۱۹۴۲، تئوری‌های کینان و نیومن^۲ که در مرجع [۱۰] یاد شده است، با استفاده از معادلات یک بعدی پیوستگی، مومنتوم و انرژی، پیش‌بینی‌های مربوط به عملکرد اجکتور را توسعه داد. هرچند ارائه‌ی یک حل تحلیلی قابل قبول برای معادله مومنتوم در طول فرآیند، نیازمند بعضی ضرایب تجربی در مدل بود.

پس از آن در مدلی که توسط کینان و همکارانش^۳ [۱۰] ارائه شد، دو روش تئوری اختلاط فشار ثابت (CPM)^۴ و اختلاط با سطح مقطع ثابت (CMA)^۵ بررسی شدند. شکل ۲-۲ به صورت شماتیک این دو نوع اجکتور را نشان داده است. نوع CMA قادر است در یک جریان اولیه یکسان، جریان جرمی بیشتری از محفظه مکش اجکتور، نسبت به نوع CPM بکشد (به عبارت دیگر نسبت جرمی بالاتری دارد) اما نوع CPM انعطاف پذیرتر است و در گستره بیشتری از فشار کندانسور می‌تواند عمل کند؛ از همین روی، بیشتر مدل‌های ریاضی، بر مبنای اختلاط فشار ثابت در نظر گرفته می‌شود.

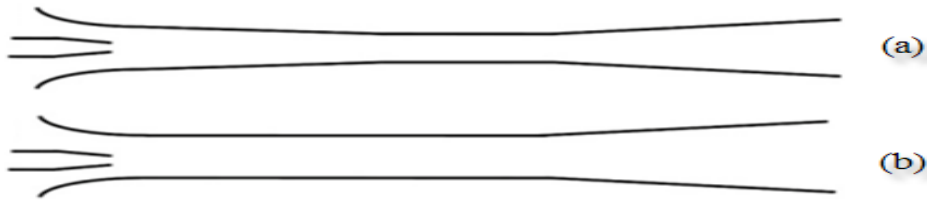
¹ Condensation shock

² Keenan & Neumann

³ Keenan et al

⁴ Constant Pressure Mixing

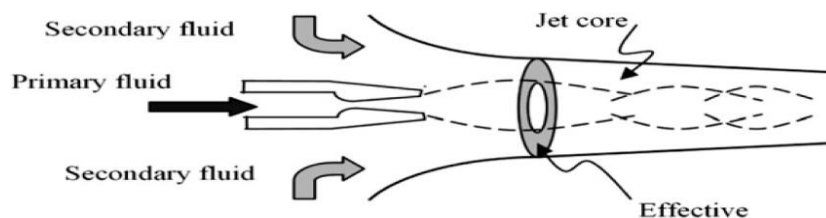
⁵ Constant Mixing Area



شکل ۲-۲: طبقه بندی اجکتورها: (a) اجکتور با اختلاط فشار ثابت (b) اجکتور با اختلاط مقطع ثابت [۸].

مدل ارائه شده توسط کینان و همکارانش، مبنایی برای تئوری حل یک بعدی از جریان داخل اجکتور شد که به طور گسترده به پیش‌بینی خواص سیال در طول محور اجکتور پرداخته و بر اساس مخلوط شدن و تئوری دینامیک گاز می‌باشد. با این حال، مدل اولیه کینان و همکارانش نتوانست جزئیات پدیده خفگی^۱ را که در اجکتورهای مافوق صوت و در فشارهای پایین کندانسور به وقوع می‌پیوندد، مدل کند.

ماندی و باگستر^۲ [۱۱] مدل اختلاط فشار ثابت را بیشتر توسعه دادند؛ به‌طوری‌که فرض کردند جریان اولیه گذرنده از نازل اولیه بلافاصله پس از خروج، با جریان ثانویه مخلوط نمی‌شود بلکه در پایین دست صفحه‌ی خروجی نازل با یکدیگر ترکیب می‌شوند. به عقیده آنها سیال ثانویه توسط امواج انبساطی حاصل از جریان اولیه در خروج از نازل، شتاب می‌گیرد تا در یک مقطع که سطح موثر^۳ نام دارد به سرعت صوت برسد. همانطور که در شکل ۲-۳ مشاهده می‌شود این سطح موثر، در واقع یک گلوگاه آیرودینامیکی^۴ تشکیل می‌دهد و بیانگر محل خفگی جریان ثانویه است. در هر صورت، نه مدل کینان و نه مدل ماندی، نتوانست برگشت‌ناپذیری حاصل از اصطکاک را در نظر بگیرد.



شکل ۲-۳: ایجاد سطح موثر در اجکتور به عنوان گلوگاهی برای جریان ثانویه [۹].

¹ Chok

² Munday & Bagster

³ Effective area

⁴ Aerodynamic throat

ایمز و همکارانش [۱] مدل کینان را به گونه‌ای تصحیح کردند که برگشت‌ناپذیری مرتبط با نازل اولیه، محفظه اختلاط و دیفیوزر بررسی می‌شد، بدون اینکه خفگی در جریان ثانویه منظور شود. آنها برای ساده‌سازی معادلات مورد نظر، فرضیاتی کردند که عبارتند از:

- اتلافات اصطکاکی توسط راندمان آیزنروپیک برای نازل اولیه، دیفیوزر و محفظه اختلاط، در نظر گرفته شود.
- دو جریان در صفحه‌ی خروجی نازل اولیه با هم ترکیب می‌شوند.
- اختلاط دو جریان قبل از اینکه یک شوک قائم روی دهد، در انتهای محفظه اختلاط کامل می‌شود.
- سیال عامل به صورت گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده است.

با مقایسه نتایج تئوری با داده‌های تجربی دریافتند که خفگی در جریان ثانویه در محفظه‌ی اختلاط، نقش مهمی را در عملکرد سیستم ایفا می‌کند و بیشترین ضریب عملکرد سیکل، زمانی اتفاق می‌افتد که در هر یک از دو جریان اولیه و ثانویه، پدیده خفگی رخ داده باشد (که در فصل سوم به طور مفصل‌تری بیان خواهد شد).

بر مبنای تئوری پیشنهادی ماندی و باگستر و استفاده از مدل توسعه یافته ایمز و همکارانش، آلی و همکارانش^۱ [۱۲] دو مدل ارائه کردند. ابتدا با استفاده از معادلات بقای انرژی، مومنتوم، پیوستگی و همچنین فرض یک نسبت جرمی و در نظر گرفتن فرآیند انبساط آیزنروپیک، فشار خروجی مورد نیاز طی یک حل تکراری، به دست آمد. در مدل دوم با استفاده از فرضیات مدل اول، جریان داخل اجکتور بر اساس تئوری دینامیک گازها و توسط حل تکراری مورد بررسی قرار گرفت. هر دو مدل برای تحلیل اثر راندمان‌هایی از قبیل راندمان نازل، محفظه اختلاط و دیفیوزر مورد استفاده قرار گرفتند تا به طور مطلوب، پارامترهای طراحی را روی عملکرد اجکتور در نظر بگیرند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که راندمان نازل و دیفیوزر تأثیر زیادی بر عملکرد سیستم دارد.

¹ Aly et al

به منظور محاسبه خفگی در جریان ثانویه که نه ایمز و همکارانش و نه آلی و همکارانش در نظر نگرفته بودند، هانگ و همکارانش^۱ [۱۳] مدل حالت بحرانی (چوک دوگانه) را بر اساس تئوری ماندی و باگستر، توسط فرضی که بیانگر اختلاط دو جریان در سطحی پایین دست خروجی نازل می‌باشد، ارائه کردند که مدل پیچیده‌تری بود. یازده هندسه مختلف از اجکتور برای بررسی ضرایب مورد استفاده در مدل، امتحان شد تا با تحلیل‌های تئوری مقایسه شود. آنها به این نتیجه رسیدند که حل یک بعدی با استفاده از ضرایب تجربی، می‌تواند به درستی عملکرد اجکتور را پیش‌بینی کند.

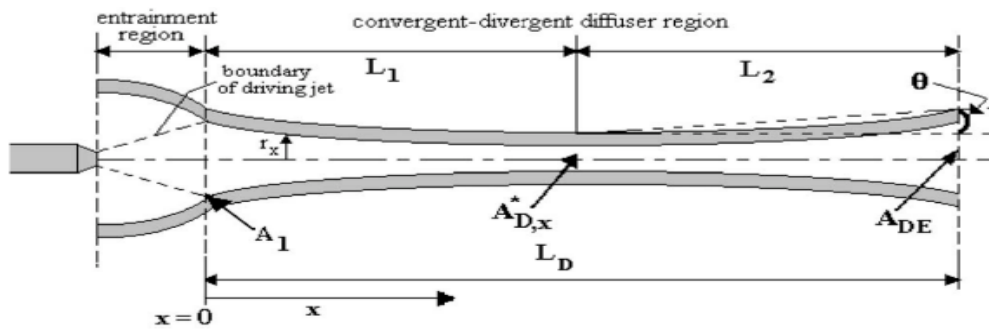
تمام مدل‌های قبلی بر اساس گاز ایده‌آل بود و فرآیند واقعی داخل اجکتور را بازتاب نمی‌کرد. برای حل این مشکل، راکدakis و آلكسيز^۲ [۱۴] مدل پیشنهادی ماندی و باگستر را با استفاده از خواص ترمودینامیکی و انتقالی گاز واقعی، توسعه دادند. این مدل بر اساس چارت مولیر آمونیاک برای اجکتور بود. آنها مشاهده کردند که بیشترین بازده، وقتی به دست می‌آید که در دمای ثابت اوپراتور، فشار بویلر با کاهش دمای کندانسور، افزایش یابد. همچنین نشان دادند که بیشترین COP، یک تابع خطی از دمای ژنراتور، یک تابع درجه دوم از دمای کندانسور و یک تابع درجه سه از دمای اوپراتور است.

یک راهکار جدید نیز برای طراحی اجکتورها توسط ایمز [۱۵] پیشنهاد شد که نرخ ثابت تغییر مومنتوم (CRMC)^۳ نامیده می‌شود. او اجکتوری را پیشنهاد کرد که از ترکیب مزایای اجکتورهای CPM و CMA برخوردار است و عملکرد بهتری دارد. همانطور که در شکل ۲-۴ مشاهده می‌شود، در این روش یک منحنی جدید برای قسمت همگرای اجکتور و همچنین دیفیوزر، پیشنهاد می‌گردد.

¹ Hung et al

² Rogdakis & Alexis

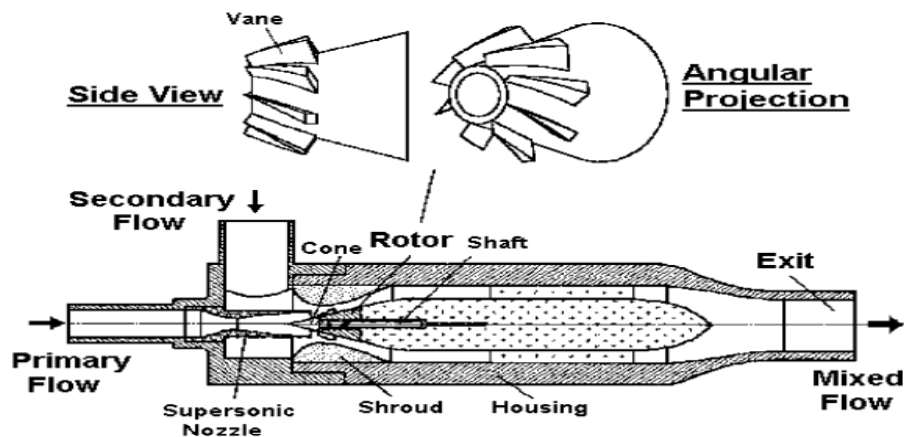
³ Constant Rate Momentum Change



شکل ۲-۴: هندسه جت پمپ CRMC [۱۵].

در این مدل، نسبت جرمی اندکی بیشتر از اجکتور CPM به دست می‌آید و فشار بحرانی پشت نیز تأثیر مهمی دارد. کارایی مدل او تنها با یک نمونه کار آزمایشگاهی اعتبارسنجی شد.

گریس^۱ [۱۶] راندمان اجکتور را با کاهش دادن سرعت گاز اولیه طی انبساط آن از طریق یک چرخش خود به خودی افزایش داد. با چرخش گاز اولیه اتلافات در طول اختلاط کاهش می‌یافت. در شکل ۲-۵ اجکتور مبدل فشار با روتور پره دار [۱۶]، شماتیک اجکتور گریس با روتور چرخاننده جریان نشان داده شده است.



شکل ۲-۵: اجکتور مبدل فشار با روتور پره دار [۱۶].

همانطور که در شکل ۲-۶ مشاهده می‌شود این نوع طراحی قبلاً توسط چانگ و چن^۲ [۱۷] پیشنهاد داده شده بود و آنها مشاهده کرده بودند که نسبت جرمی و فشار بحرانی کندانسور، با استفاده از این روش افزایش خواهد یافت.

¹ Garris

² Change & Chen

petal nozzle

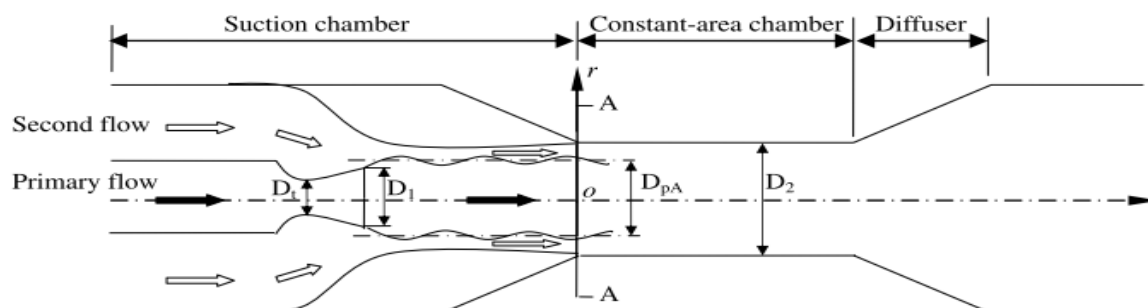


شکل ۲-۶: هندسه نازل Petal در مرجع [۱۷].

اما در مجموع، ساختار اجکتورهای گریس و چانگ و چن در مقایسه با اجکتورهای معمولی، کاملاً پیچیده به نظر می‌رسید و عملاً استفاده از آن‌ها مشکل بود.

سلوارژو و مانی^۱ [۱۸] یک مدل بر اساس تئوری ماندی و باگستر مورد استفاده قرار دادند که برای تحلیل عملکرد بحرانی اجکتور، به بررسی اثر نسبت تراکم در اجکتور روی نسبت جرمی، برای مبردهای مختلف پرداخته شد. در نهایت، بین مبردهای بررسی شده، مبرد R134 عملکرد بهتر و نسبت جرمی بحرانی بیشتری را دارا بود.

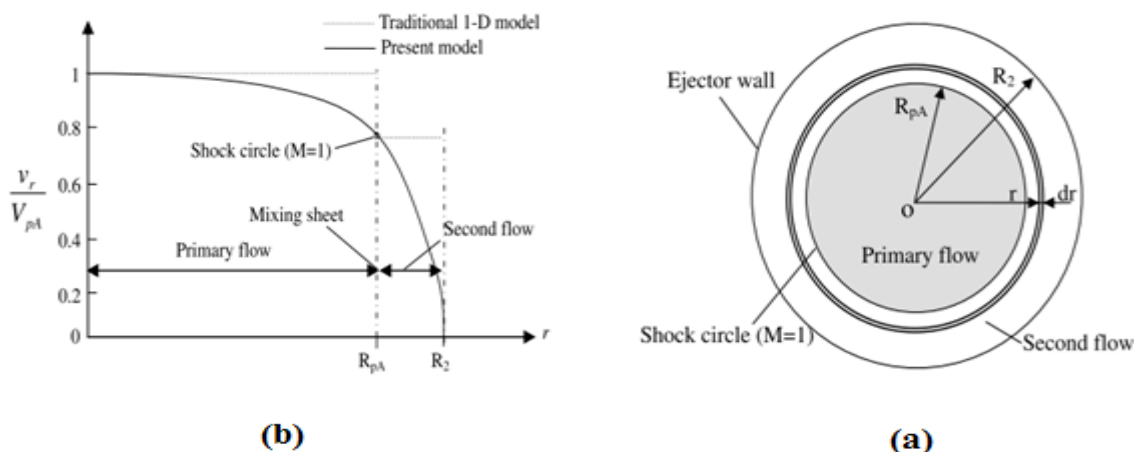
ژو و همکارانش^۲ [۱۹] از روشی به نام دایره شوک استفاده کردند. مدل آن‌ها شبیه مدل ایمز بود با این تفاوت که جریان سیال در قسمت سطح مقطع ثابت، دوبعدی فرض شده و سرعت سیال روی دیواره صفر می‌شود. در شکل ۲-۷، شماتیک اجکتور مورد استفاده در این مدل و در شکل ۲-۸ سطح مقطع فرضی و توزیع سرعت دوبعدی در آن، مشاهده می‌شود.



شکل ۲-۷: شماتیک اجکتور مورد استفاده مرجع [۱۹].

¹ Selvaraju & mani

² Zhu et al



شکل ۲-۸: (a) دیاگرام شماتیک از مقطع A-A (b) توزیع سرعت شعاعی در مقطع A-A [۱۹].

در این مدل، عملکرد اجکتور به جریان در ناحیه سطح مقطع ثابت و دیفیوزر، غیر وابسته است که کمی دور از واقعیت به نظر می‌رسد.

در نهایت می‌توان گفت که مدل‌ها، به منظور مطالعه کمی و کیفی عملکرد بهینه و خارج از طرح، توسعه یافتند. در مجموع، آن‌ها می‌توانند برای مطالعه اثر پارامترهای جداگانه روی عملکرد اجکتور، مورد استفاده قرار گیرند. طول مؤلفه‌ها علاوه بر سایز کل اجکتور، روی ظرفیت و فرآیند اختلاط جریان تأثیر می‌گذارند. برای مثال، طول محفظه‌ی اختلاط به‌منظور کنترل شدت امواج شوک انبساطی حاصل از جریان اولیه خروجی از نازل، اهمیت بسزایی دارد؛ به طوری که برگشت ناپذیری کمتری اتفاق خواهد افتاد در صورتیکه طول محفظه اختلاط طوری تنظیم شود تا جریان مخلوط شده مافوق صوت، به شرایط صوتی نزدیک شود و در این صورت بیشترین فشار خروجی از اجکتور، حاصل می‌شود. بنابراین، در ادامه کارهای انجام گرفته و همانطور که در بخش طرح مساله فصل قبل بیان شد، با محاسبه ابعاد و زوایای بهینه و همچنین بررسی جریان دوفازی داخل نازل اولیه اجکتور، می‌توان به بهبود عملکرد اجکتور و کاهش تلفات حاصل از اصطکاک، اختلاط و چگالش جریان پرداخت.

فصل سوم

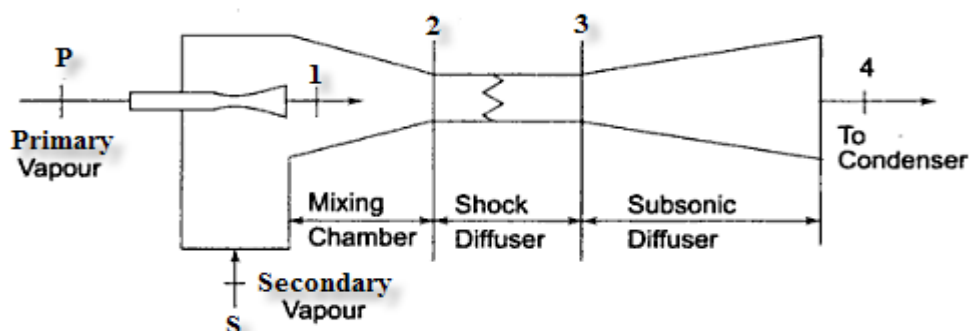
معادلات حاکم بر جریان داخل اجکتور

۳-۱- مقدمه

در این فصل ابتدا معادلات حاکم بر جریان داخل اجکتور، به صورت یک بعدی و با استفاده از فرضیاتی ساده کننده بیان شده است. سپس با توجه به شرایط مرزی، فشار بحرانی کندانسور محاسبه شده و با در نظر گرفتن سیکل سرمایش تبخیری، نحوه محاسبه ضریب عملکرد بیان می‌شود. در ادامه به بررسی معادلات جریان دوفازی داخل یک نازل همگرا-واگرا پرداخته شده است.

۳-۲- تحلیل یک بعدی جریان داخل اجکتور

در حل یک بعدی حاضر، از روابطی که ایمر برای توسعه مدل کینان در اختلاط فشار ثابت بهره برد استفاده شده است. مراحل کلیدی حل با توجه به شکل ۳-۱ نام گذاری شده‌اند.



شکل ۳-۱: شماتیکی از یک اجکتور بخار [۴].

۳-۲-۱- فرضیات مورد استفاده در حل یک بعدی

با صرف نظر از عواملی مانند انتقال حرارت با محیط که به طور عمده در جریان موثر نیستند و موجب پیچیدگی بیشتر مدل می‌شوند، فرضیات ساده کننده‌ای برای حل معادلات حاکم در نظر گرفته شد که به صورت زیر بیان می‌شوند:

- دیواره‌های اجکتور، آدیاباتیک فرض شده‌اند.
- جریان داخل اجکتور در حالت پایدار و به صورت آیزنتروپیک در نظر گرفته شده است.
- اتلافات اصطکاکی توسط ضرایب آیزنتروپیک برای نازل اولیه، دیفیوزر و محفظه اختلاط در نظر گرفته شده است.

- جریان اولیه و ثانویه از حالت اشباع و با سرعت صفر، به ترتیب از نقاط P و S شروع به حرکت می‌کنند.
- در صفحه‌ی خروجی نازل اولیه، جایی که دو جریان برای اولین بار به هم می‌رسند، مرحله یک، فشار استاتیک یکنواخت فرض شده و دو سیال با همین فشار در محفظه اختلاط با هم ترکیب می‌شوند.
- قبل از اینکه شوک قائم رخ دهد، اختلاط دو جریان در انتهای بخش اختلاط کامل می‌شود.
- سرعت جریان در خروج از اجکتور نیز صفر در نظر گرفته شده است (سیال به حالت سکون می‌رسد).
- رفتار سیال، به صورت گاز کامل و با نسبت گرمای ویژه ثابت در نظر گرفته شده است.

۳-۲-۲- معادلات حاکم بر جریان

بر مبنای قوانین حالت پایدار و جریان یکنواخت، معادلات پیوستگی و مومنتوم و انرژی به صورت زیر می‌باشند:

$$\sum \rho_i V_i A_i = \sum \rho_e V_e A_e \quad (1-3)$$

$$P_i A_i + \sum m_i V_i = P_e A_e + \sum m_e V_e \quad (2-3)$$

$$\sum m_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} \right) = \sum m_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} \right) \quad (3-3)$$

همانطور که قبلاً بیان شد نسبت جرمی برابر است با:

$$R_m = \frac{m_s}{m_p} \quad (4-3)$$

که در آن m_s ، نرخ جریان جرمی ثانویه و m_p ، نرخ جریان جرم اولیه می‌باشد.

با توجه به ظرفیت سرمایش و دمای مورد نیاز تهویه مطبوع، دبی جرمی سیال ثانویه مشخص خواهد شد. در این حالت، بسته به شرایط تولید بخار و دبی جرمی آن می‌توان از نسبت جرمی به

عنوان یک شرط مرزی استفاده کرد. برای هر بخش اجکتور، روابط مربوطه به صورت زیر خواهد بود:

۳-۲-۱- نازل اولیه

نازل اولیه می‌تواند به عنوان مهم‌ترین بخش اجکتور شمرده شود؛ به خصوص در اجکتورهای بخار سیکل سرمایه‌ش تبخیری که از نازل همگرا- واگرا به منظور انبساط بیشتر بخار و افزایش سرعت جریان در خروجی نازل که به تبع آن بیشترین مکیدگی از اوپراتور صورت می‌گیرد، استفاده می‌شود. بنابراین در قسمت واگرای نازل باید جریان مافوق صوت برقرار باشد. این شرایط، معروف به جریان بحرانی^۱ است که در آن جریان دچار خفگی بوده و با کاهش بیشتر فشار پشت نازل، تغییری در میزان جریان جرمی محرک ایجاد نمی‌شود. ابعاد نازل نیز با توجه به مافوق صوت بودن جریان و همچنین فشار خروجی نازل که کمتر از فشار اوپراتور است تعیین شود.

با به کار بردن معادله انرژی بین ابتدا و انتهای نازل، سرعت خروجی از نازل به صورت زیر به دست می‌آید:

$$V_{1p} = \sqrt{2\eta_n (h_p - h_1)} \quad (5-3)$$

در اینجا η_n بازده آیزنتروپیک نازل است که بیان‌گر تلفات اصطکاکی می‌باشد. رابطه‌ی بین نسبت فشار در نازل و عدد ماخ در انتهای نازل نیز به صورت زیر داده شده است:

$$M_{1p} = \sqrt{\frac{2\eta_n}{\gamma-1} \left[\left[\frac{P_p}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (6-3)$$

یکی از اساسی‌ترین شرایط عملکرد اجکتور، ایجاد جریان بحرانی در نازل است که در این صورت، قطر گلوگاه نازل، طبق روابط دینامیک گازها و به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$A_t = \frac{m_p}{P_p} \sqrt{\frac{RT_p}{\gamma}} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (7-3)$$

از آنجایی که فشار در صفحه انتهای نازل (مرحله یک) باید کمی کمتر از فشار داخل اوپراتور

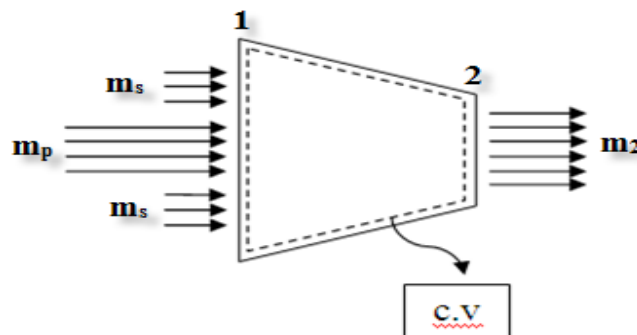
¹ Critical Flow

باشد، جریان ثانویه نیز به صورت آیزنتروپیک تا فشار پشت نازل، منبسط می‌شود و عدد ماخ آن در ورود به محفظه اختلاط دو سیال، به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$M_{1s} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left[\frac{P_s}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (8-3)$$

۲-۲-۲-۲- بخش اختلاط

به واسطه اعمال سریع تغییرات فشار، برای مخلوط حاصل از دو جریان اولیه و ثانویه، فشار P_1 در سراسر بخش اختلاط، ثابت در نظر گرفته می‌شود. با توجه به حجم کنترلی که طبق شکل ۲-۳ در نظر گرفته شده است با صرف نظر از اتلافات، می‌توان معادله مومنتوم را به صورت زیر نوشت.



شکل ۲-۳: حجم کنترل برای محفظه انتقال.

$$P_1 A_1 + m_p V_{1p} + m_s V_{1s} = P_2 A_2 + (m_p + m_s) V_2 \quad (9-3)$$

از آن جایی که جریان در بخش اختلاط به صورت فشار ثابت در نظر گرفته می‌شود، رابطه فوق به صورت زیر خلاصه می‌شود:

$$m_p V_{1p} + m_s V_{1s} = (m_p + m_s) V_2 \quad (10-3)$$

این رابطه، بیانگر یک اختلاط کاملاً ایده‌آل می‌باشد. با استفاده از η_m به عنوان بازدهی برای تمام محفظه اختلاط، می‌توان اختلاط را واقعی در نظر گرفت:

$$\eta_m (m_p V_{1p} + m_s V_{1s}) = (m_p + m_s) V_2 \quad (11-3)$$

بنابراین، سرعت سیال مخلوط در انتهای بخش اختلاط می‌تواند به صورت زیر ارائه شود:

$$V_2 = \eta_m \left[\frac{m_p V_{1p} + m_s V_{1s}}{m_p + m_s} \right] \quad (12-3)$$

گاهی اوقات برای ساده‌سازی و حل معادلاتی از دینامیک گازها که حل آنها مشکل شده است، از

تعریف ماخ بحرانی M^* استفاده می‌شود. در هر مقطعی از کانال علاوه بر ماخ محلی، یک ماخ

بحرانی هم می‌توان در نظر گرفت که دارای تعریف ریاضی زیر است:

$$M^* = \frac{V}{\sqrt{\gamma R T^*}} \quad (13-3)$$

که T^* دمای مقطعی است که در آن ماخ برابر یک می‌باشد. با توجه به رابطه نسبت فشار با عدد

ماخ، می‌توان این ترم را به صورت زیر نوشت:

$$M = 1 \rightarrow \frac{T_p}{T^*} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \rightarrow T^* = \frac{2T_p}{\gamma + 1} \quad (14-3)$$

اگر رابطه‌ی بین ماخ محلی M و ماخ بحرانی M^* به صورت زیر باشد:

$$M^* = \sqrt{\frac{\frac{(\gamma + 1) M^2}{2}}{1 + \frac{(\gamma - 1) M^2}{2}}} \quad (15-3)$$

آنگاه می‌توان معادله (12-3) را بر حسب عدد ماخ نوشت:

$$M_2^* = \eta_m \frac{M_{1p}^* + R_m M_{1s}^* \sqrt{\frac{T_s}{T_p}}}{\sqrt{(1 + R_m)(1 + R_m \frac{T_s}{T_p})}} \quad (16-3)$$

با استفاده از رابطه‌ی زیر می‌توان عدد ماخ را به صورت صریح بر حسب عدد ماخ بحرانی به دست

آورد:

$$M = \sqrt{\frac{2M^{*2}}{\gamma+1-M^{*2}(\gamma-1)}} \quad (17-3)$$

۳-۲-۲-۳- ناحیه توزیع شوک (گلوگاه)

هنگامی سیال مخلوط، با سرعت مافوق صوت وارد گلوگاه اجکتور می‌شود، به واسطه منطقه فشاربالای پایین دست جریان، یک شوک قائم در این بخش روی می‌دهد. به واسطه وقوع این شوک قائم، یک اثر تراکمی برگشت‌ناپذیر رخ می‌دهد که عدد ماخ، ناگهان به کمتر از یک می‌رسد و فشار جریان افزایش می‌یابد. طبق روابط دینامیک گازها، عدد ماخ جریان مخلوط پس از شوک قائم به صورت زیر می‌باشد:

$$M_3 = \frac{M_2^2 + \frac{2}{(\gamma-1)}}{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)}M_2^2 - 1} \quad (18-3)$$

با توجه به فشار ثابت بودن اختلاط، افزایش فشار حاصل از این موج تراکمی نسبت به فشار قبل از شوک به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{1 + \gamma M_3^2}{1 + \gamma M_2^2} \quad (19-3)$$

۳-۲-۲-۴- دیفیوزر

هنگامی که جریان از دیفیوزر زیر صوتی عبور کند، تراکم بیشتری در جریان مخلوط به وجود می‌آید. با فرض اینکه سرعت در انتهای دیفیوزر تا مقدار صفر کاهش یابد، می‌توان افزایش فشار را به صورت زیر نشان داد:

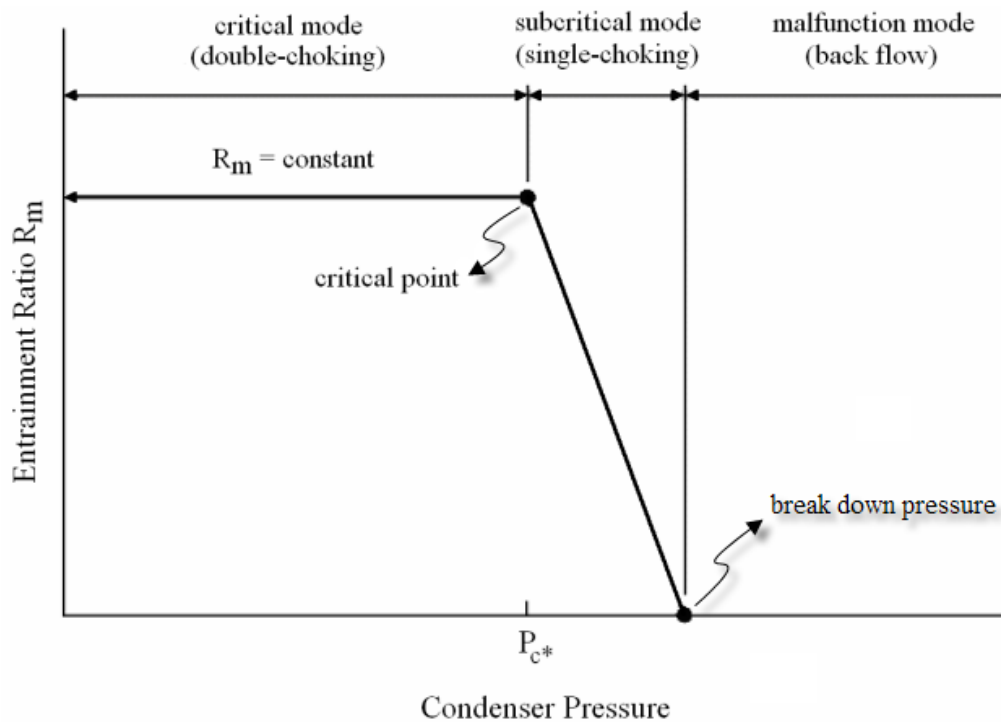
$$\frac{P_4}{P_3} = \left[\frac{\eta_d (\gamma-1)}{2} M_3^2 + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (20-3)$$

فشار تخلیه یا همان فشار کندانسور اهمیت بسزایی در طراحی اجکتور دارد. همانطور که در کارهای قبلی هم بیان شد، بیشترین نسبت جرمی در حالتی به وجود می‌آید که جریان داخل اجکتور

دچار خفگی شود.

پدیده‌ی خفگی در اجکتور هنگامی روی می‌دهد که با ثابت نگه‌داشتن فشار بالادست و کاهش فشار کندانسور، نسبت جرمی جریان زیاد نشود. بنابراین دو نوع خفگی می‌تواند در اجکتور اتفاق بیفتد که عبارتند از: خفگی منفرد^۱ و خفگی دوگانه^۲.

خفگی منفرد، در نازل اولیه روی می‌دهد؛ این در حالی است که در خفگی دوگانه علاوه بر خفگی جریان اولیه در نازل، جریان ثانویه نیز در انتهای بخش اختلاط دچار خفگی می‌شود و گفته می‌شود که اجکتور در حالت بحرانی کار می‌کند. با تغییر فشار خروجی، سه حالت خفگی منفرد، خفگی دوگانه و جریان برگشتی برای اجکتور روی می‌دهد که در شکل ۳-۳ نشان داده شده است.



شکل ۳-۳: حالات مختلف عملکرد یک اجکتور [۱۹].

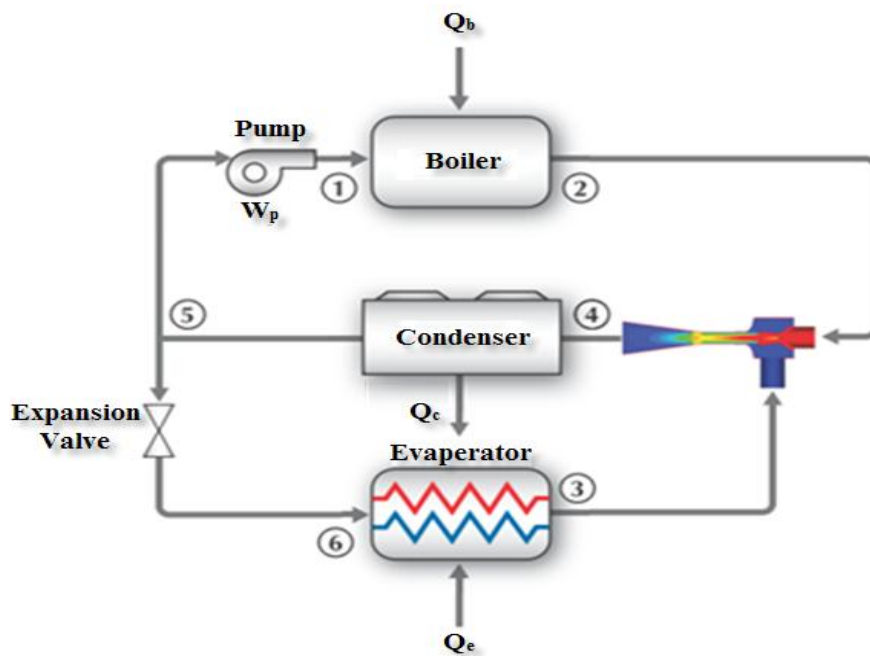
به عبارت دیگر، در فشار ورودی و مکش ثابت، با افزایش فشار خروجی تا فشار بحرانی کندانسور P_c^* که خفگی دوگانه برقرار است، نسبت جرمی جریان ثابت می‌ماند (ناحیه ظرفیت ثابت) و با افزایش بیشتر فشار خروجی، وارد ناحیه خفگی منفرد شده و فقط در نازل اولیه، خفگی روی می‌دهد. در این

¹ Single Choking
² Double Choking

شرایط، نسبت جرمی به صورت خطی کاهش یافته و در نهایت جریان به سمت اواپراتور برگشت می‌نماید و عملکرد اجکتور با شکست روبرو خواهد شد. در طراحی اجکتور سعی بر این است که فشار پشت ماکزیمم یا همان P_c^* از اجکتور حاصل شود.

۳-۲-۳- ضریب عملکرد سیستم سرمایش تبخیری

در شکل ۳-۴، شماتیکی از سیستم سرمایش تبخیری ملاحظه می‌شود که شامل بویلر، اواپراتور، کندانسور که در اینجا به عنوان مجموعه اجکتور شناخته می‌شوند و پمپ راه‌انداز جریان می‌باشد.



شکل ۳-۴: شماتیک سیستم سرمایش با اجکتور بخار.

ضریب عملکرد سیکل تبرید به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_b + w_p} \quad (۲۱-۳)$$

با توجه به شکل ۳-۴ و فرضیاتی از قبیل:

- انتقال حرارت اواپراتور در فشار ثابت صورت گیرد و سیال در حالت بخار اشباع از اواپراتور خارج و به اجکتور وارد شود.
- انتقال حرارت در بویلر در فشار ثابت صورت گیرد و سیال در حالت مایع اشباع به آن وارد و

در حالت بخار اشباع از آن خارج شود.

- در شیر انبساط فرآیند آنتالپی ثابت (اختناق) روی دهد.

می توان معادلات اجزاء سیکل تبرید را به صورت زیر در نظر گرفت:

$$Q_e = m_3(h_3 - h_6) = m_s(h_s - h_6) \quad (22-3)$$

$$Q_b = m_2(h_2 - h_1) = m_p(h_p - h_1) \quad (23-3)$$

$$W_p = m_2(h_1 - h_5) = m_p(h_1 - h_6) \quad (24-3)$$

در نهایت با استفاده از روابط فوق و همچنین رابطه (۳-۴)، ضریب عملکرد سیکل به صورت زیر

ساده می شود:

$$COP = R_m \frac{h_s - h_1}{h_p - h_1} \quad (25-3)$$

در روش تحلیلی فوق سعی شد، با توجه به داده‌هایی از قبیل دما و فشار سیال اولیه و ثانویه و

همچنین نسبت جرمی جریان، طی یک حل تکراری، مقدار فشار P_4 یا همان فشار بحرانی کندانسور را

به منظور بیشینه ماندن ضریب عملکرد سیکل حاصل شد.

۳-۳- جریان دو فاز داخل اجکتور

۳-۳-۱- مقدمه

فرآیند چگالش به صورت قطره‌ای و رشد قطره در انبساط‌های مافوق صوت، در تعدادی از

فرآیندهای طبیعی و تخصصی از قبیل تشکیل مایع معلق در هوا به صورت ایرسول^۱، جریان‌های

مرطوب در توربین‌های بخار، پرواز هواپیما در شرایط مرطوب، فرآیند احتراق با اسپری قطرات یا

تجهیزات جدایش فاز، رخ می‌دهد [۲۰]. تخمین جریان تک‌فاز در انبساط‌های سریع بخار، کافی

نیست زیرا حرارت آزاد شده توسط چگالش، روی ساختار جریان تأثیر می‌گذارد مخصوصاً برای جریان

گذر از صوت که موجب کاهش کار خروجی و نیز به ارتعاش درآمدن نازل یا توربین می‌شود [۲۱].

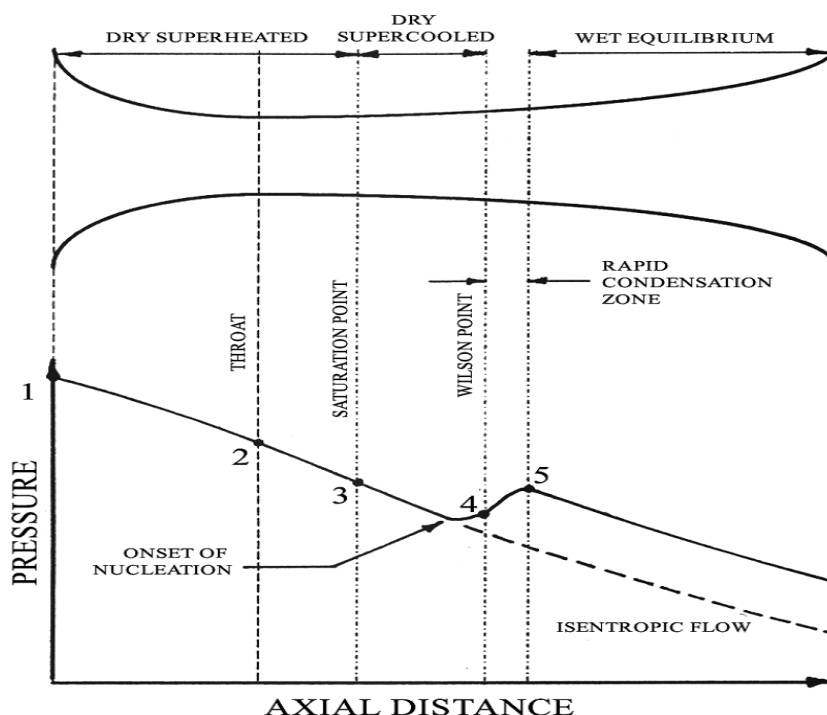
^۱ Aerosol

بنابراین درک چگالش در جریان‌های مافوق صوت برای پیش‌بینی و امکان کنترل آن، هنگامی که تغییر فاز، تحت فوق اشباع بالایی در انبساط‌های سریع رخ می‌دهد با اهمیت است.

در روابط فوق و بیشتر کارهای انجام شده روی اجکتور سیستم‌های سرمایش، فرض گاز ایده‌آل برای بخار در نظر گرفته می‌شود. اما با توجه به انبساط سریع بخار داخل نازل همگرا-واگرای اجکتور و حضور چگالش در آن، برای ایجاد درک درستی از جریان و پدیده‌های حاصله، با استفاده از خواص واقعی بخار به بررسی جریان بخار داخل نازل همگرا-واگرای اجکتور پرداخته خواهد شد.

۳-۲-۳- جریان چگالشی

اغلب، فرآیند انبساط و پدیده چگالش در توربین‌های کم‌فشار بخار نیز، در یک نازل لاوال^۱ تحت شرایط گذر صوتی، شبیه‌سازی می‌شود [۲۲]. در شکل ۳-۵ انبساط بخار از شرایط فوق گرم به شرایط مرطوب داخل چنین شیپوره‌ای نشان داده شده است.

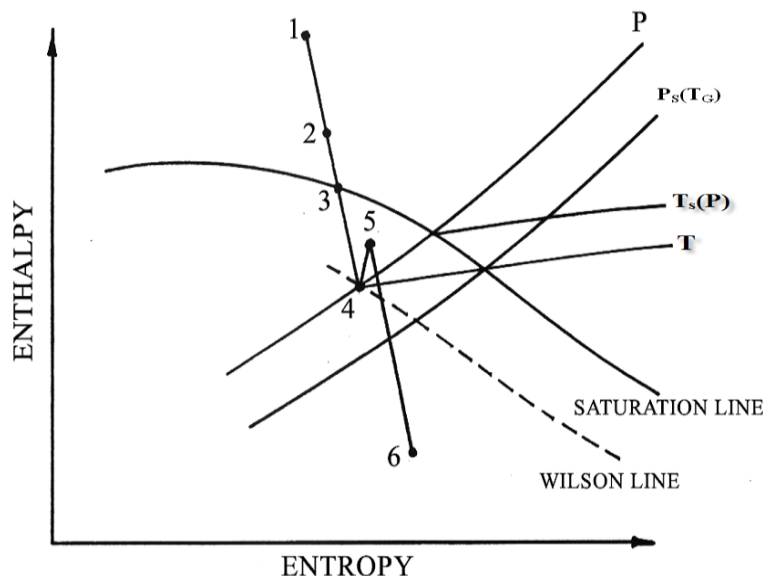


شکل ۳-۵: تغییرات محوری فشار برای انبساط بخار در نازل لاوال همراه با چگالش ناگهانی [۲۲].

با توجه به توزیع محوری فشار شکل ۳-۵ و مسیر تغییر حالت در دیاگرام مولیر شکل ۳-۶، بخار

^۱ Laval

سوپر هیت از نقطه (۱) تا رسیدن به شرایط صوتی در گلوگاه (۲) منبسط شده است. در نقطه (۳) خط اشباع قطع شده و قطره‌های بسیار ظریف مایع شروع به شکل گرفتن نموده‌اند اما نرخ جوانه‌زایی (تعداد قطرات جدید در حجم و زمان واحد) آن قدر کم بوده که جریان همانند بخار خشک به انبساط ادامه داده است.



شکل ۳-۶: مسیر تغییر حالت برای انبساط بخار همراه با چگالش ناگهانی در نازل لاول [۲۲].

به عبارت دیگر می‌توان گفت نرخ انبساط سریع‌تر از آن است که بخار در شرایط تعادلی باقی بماند و به سبب سرعت بالای جریان، بخار بدون تغییر فاز تا زیر خط اشباع سرد می‌شود. ضمن انبساط آیزنتروپیک، دمای بخار سریع‌تر از دمای اشباع متناظر با فشارش کاسته شده و از این رو، حالتی ناپایدار موسوم به فوق اشباع یا فوق سردی^۱ بر بخار حاکم گردیده است. پس از آن بسته به شرایط محلی و شدت انبساط، نرخ جوانه‌زایی به طور چشمگیری افزایش یافته و به حداکثر مقدار ممکن در نقطه (۴) که آستانه شکسته شدن درجه فوق سردی می‌باشد، رسیده است. نقطه یاد شده که بر حداکثر فوق سردی دلالت دارد و بخار مافوق سرد دیگر نمی‌تواند به صورت تک‌فاز ادامه پیدا کند، به نقطه ویلسون^۲ معروف می‌باشد. قطره‌های بسیار ظریف در حد فاصل نقاط (۴) و (۵) ضمن انتقال

^۱ Supercooled

^۲ Wilson

حرارت و جرم با بخار محیط سریعاً رشد می‌نمایند. رها شدن گرمای نهان و انتقال آن به بخار مافوق صوت، باعث پدیده‌ای غیر خطی به نام ضربه یا شوک چگالش^۱ می‌گردد که بین نقاط (۴ و ۵) افزایش فشار ناشی از آن مشاهده می‌شود. فرآیند یاد شده که در غیاب سطوح صلب و ذرات خارجی به وقوع می‌پیوندد، جوانه‌زایی همگن^۲ و چگالش خودبخودی^۳ نامیده می‌شود. این مکانیزم بر جوانه‌زایی غیر همگن^۴ یعنی همان جوانه‌زایی روی دیواره‌های جامد (یا ذرات پراکنده) غالب است؛ از همین روی انتقال حرارتی که به واسطه چگالش، در دیواره اجکتور روی می‌دهد بسیار پایین است [۲۳]. از آن پس انبساط نزدیک به شرایطی تعادلی ادامه یافته است. در این مرحله تعداد قطرات ثابت مانده و درصد رطوبت با رشد قطرات افزایش می‌یابد.

۳-۳-۳- آثار نامطلوب پدیده چگالش در جریان بخار

۳-۳-۳-۱- تشکیل یخ

حضور مایع در بخار فوق سرد، به صورت ذرات مه ریز و پراکنده می‌باشند. همچنین فاز مایع معمولاً با کمی تأخیر ظاهر می‌شود مخصوصاً برای نازل‌های کوتاه که این زمان تأخیر کوتاه‌تر می‌شود و شوک چگالش زودتر رخ می‌دهد.

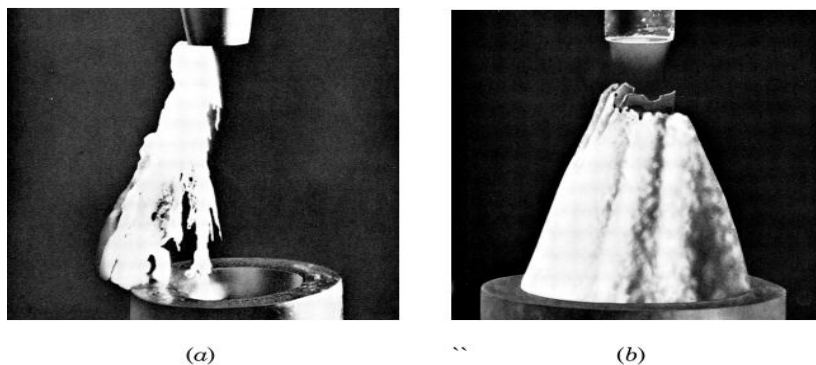
هنگامی که فشار مکش، پایین‌تر از نقطه سه‌گانه آب، $P = 0.61 \text{ kPa}$ ، می‌آید فاز مایع حاصل از چگالش هم منجمد می‌شود و تشکیل کریستال‌های یخ مورد اهمیت قرار می‌گیرد. باور این مطلب شاید سخت باشد اما شکل ۳-۷، تشکیل یخ در یک مرحله از اجکتور را نشان می‌دهد. در فاصله‌ای کوتاه و در طول کسری از ثانیه، بخار از 150°C ، تا پایین‌تر از دمای یخ، سرد می‌شود [۲۴].

¹ Condensation Shock

² Homogenous

³ Spontaneous

⁴ Heterogeneous



شکل ۳-۷: تشکیل یخ در نازل‌های بخار با فشار پایین‌تر از ۰/۶۱ kPa : (a) بدون حرارت دادن نازل (b) نازل حرارت داده شده [۲۵].

درحالی‌که به نظر می‌رسد ذرات ریز آب در خروج از نازل با تبخیر شدن به گاز می‌پیوندند، کریستال‌های یخ به نظر می‌رسد که از گاز سوپرهیت، حرارت می‌گیرند. بنابراین در حالتی که فشار خروجی نازل، کمتر از ۰/۶۱ kPa باشد ممکن است مخلوطی سرعت بالا از کریستال‌های یخ و گاز سوپرهیت به وجود آید که موجب خوردگی و سایش آنچه که در سر راه جریان می‌آید گردد. به همین منظور عموماً برای جلوگیری از تشکیل یخ، از یک پوشش بخار^۱ استفاده می‌کنند.

۳-۳-۲- تلفات ناشی از چگالش

جدا از منجمد شدن قطرات ریز آب می‌توان گفت که وجود فاز مایع در نازل‌های همگرا- واگرای مزبور و همچنین پره‌های توربین، موجب افت‌های ترمودینامیکی، آیرودینامیکی و مکانیکی می‌شود. به واسطه تشکیل رطوبت، قطرات با سرعت زیاد به دیواره‌های نازل برخورد می‌کنند که موجب خوردگی می‌شوند؛ اما، این تنها یکی از اثرات تشکیل فاز مایع در بخار است. انحراف محلی از شرایط تعادل ترمودینامیکی از مهم‌ترین ویژگی‌های یک جریان توأم با جوانه‌زایی است که با آزاد شدن گرمای نهان تقطیر همراه می‌باشد. افزایش حرارت ناشی از آن، موجب یک فرآیند برگشت‌ناپذیر می‌شود و اثرات مهمی به دنبال دارد که خفگی و تغییر الگوی جریان حول پره‌های توربین از آن جمله‌اند [۲۲].

^۱ Steam Jacket

۳-۳-۴ - معادلات حاکم بر جریان چگالشی

با استفاده از روابط ترمودینامیکی و نتایج آزمایشگاهی قبل، معادلاتی برای جریان چگالشی بخار در نظر گرفته شده‌اند که به صورت زیر ارائه می‌شوند.

۳-۳-۴-۱ - جوانه‌زایی همگن و تشکیل قطرات مایع

با انبساط بخار و گذشتن از گلوگاه نازل، به سبب افزایش درجه فوق سردی، برخورد تصادفی مولکول‌های بخار مبنای تشکیل خوشه‌های مولکولی (کلاسترها) در جریان بخار می‌شوند. تشکیل قطرات بحرانی در بخار خالص با تئوری جوانه‌زایی همگن بیان می‌شود که از جنبه‌های ترمودینامیکی و سینماتیکی برای بررسی این پدیده استفاده می‌شود و مدل‌های گوناگونی در این زمینه ارائه شده است [۲۵].

تغییر انرژی آزاد گیبز^۱ برای جرم m_r از یک بخار مافوق سرد در دما و فشار ثابت، که می‌تواند یک قطره مایع با چگالی ρ_L و ضریب کشش سطحی σ_r را تشکیل دهد، در غیاب میدان‌های الکتریکی و مغناطیسی به صورت مجموع ترم‌های انبساط هم دما و تشکیل قطره از توده بخار، محاسبه می‌شود:

$$\Delta G = -m_r RT_G \ln S + 4\pi r^2 \sigma_r \quad (۲۶-۳)$$

که S ، نسبت فوق اشباع بوده و بیانگر نسبت فشار بخار به فشار اشباع در دمای بخار می‌باشد.

$$S = \left(\frac{P}{P_S(T_G)} \right) \quad (۲۷-۳)$$

بر اساس تعادل ترمودینامیکی، یک شعاع مینیمم r^* (شعاع بحرانی) وجود دارد که باید به‌منظور تشکیل یک هسته پایدار از بخار مافوق اشباع، به دست آید. برای این شرایط، انرژی آزاد گیبز تشکیل یک کلاستر بحرانی می‌دهد که با ΔG^* نمادگذاری شده است. طبق آنچه در مرجع [۲۳] آورده شده، با مشتق‌گیری از معادله (۲۶-۳) نسبت به r ، شعاع بحرانی r^* و ΔG^* به صورت زیر به دست می‌آید:

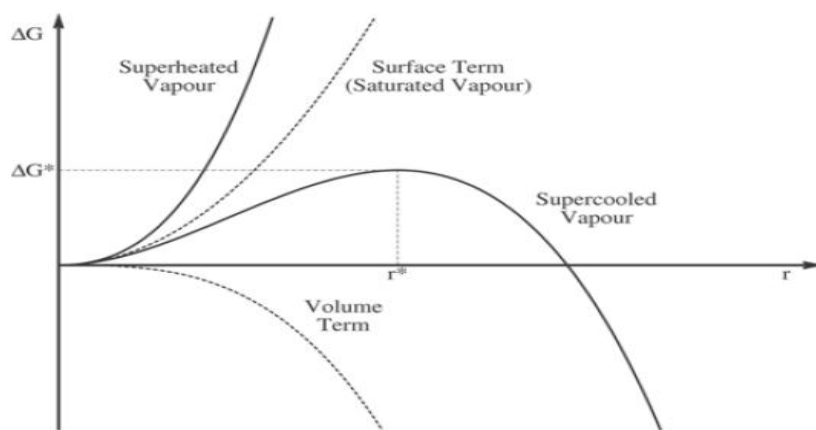
¹ Gibbs Free Energy

$$r^* = \frac{2\sigma_r}{\rho_L RT_G \ln(S)} \quad (28-3)$$

رابطه فوق به معادله کلون همپولتز معروف است که برای هر نسبت فوق اشباع، اندازه قطره‌ای که در تعادل شبه پایدار است را مشخص می‌کند.

$$\Delta G^* = \frac{16\pi\sigma_r^3}{\rho_L RT_G \ln(S)} = \frac{4}{3}\pi r^{*2}\sigma_r \quad (29-3)$$

در شکل ۸-۳ تغییرات انرژی آزاد گیبز هنگام تشکیل یک قطره کروی بر حسب شعاع آن و به ازای مقادیر مختلف نسبت فوق اشباع مشاهده می‌شود [۲۶].



شکل ۸-۳: نمودار شماتیک تغییرات انرژی آزاد گیبز بر حسب شعاع برای بخار سوپرهیت ($S < 1$) و بخار مافوق سرد ($S > 1$) [۲۷].

قله منحنی ΔG بر حسب شعاع به عنوان مانعی که تغییر فاز را مقید می‌سازد، شناخته شده است. تئوری و مشاهدات هر دو بیانگر آنند که افزایش نسبت فوق اشباع موجب افزایش نرخ بمباران مولکولی، کاهش r^* و متعاقباً کوتاه شدن قله ΔG به اندازه‌ای می‌شود که در این شرایط، جوانه‌زایی همگن فرآیندی محرز شده و تبدیل فاز به وقوع می‌پیوندد [۲۲].

در بخار فوق سرد که از تعادل ترمودینامیکی خارج شده است، نسبت فوق اشباع باید بزرگ‌تر از یک باشد؛ در این حالت اگر شعاع قطراتی که به صورت تصادفی و از برخورد مولکول‌ها تشکیل شده‌اند، از شعاع بحرانی r^* ، متناظر با قله منحنی‌های شکل فوق، کوچک‌تر باشد با از دست دادن مولکول‌ها و کاهش انرژی آزاد گیبزشان، تبخیر می‌شوند. قطرات بزرگ‌تر از شعاع بحرانی r^* شروع به

رشد می‌کنند و بدین طریق سیستم با کاهش انرژی گیبز به سوی شرایط تعادل میل می‌نماید. در پروژه حاضر، نرخ جوانه‌زایی بر اساس تئوری جوانه‌زایی همگن کلاسیک توصیف شده است و بیانگر تعداد قطرات تشکیل شده با شعاع بحرانی در واحد حجم بخار فوق سرد می‌باشد. رابطه مذکور طبق مرجع [۲۷] به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$I_{classic} = q_c \frac{\rho_G^2}{\rho_L} \sqrt{\frac{2\sigma_r}{\pi M_m^3}} \cdot \exp\left(\frac{4\pi r^* \sigma}{3K_b T_G}\right) \quad (30-3)$$

تصحیحات مختلفی بر معادله جوانه‌زایی کلاسیک اعمال شد که از آن جمله می‌توان به تصحیحات کورتنی و کانترویتز [۲۳] اشاره کرد که برای اثرات غیر هم‌دمای مورد استفاده قرار می‌گیرند:

$$I = \frac{1}{(1+\theta)} I_{classic} \quad (31-3)$$

ضریب تصحیح غیر هم‌دمای θ به صورت زیر می‌باشد:

$$\theta = \frac{2(\gamma-1)}{(\gamma+1)} \left(\frac{h_{LG}}{RT}\right) \left(\frac{h_{LG}}{RT} - 0.5\right) \quad (32-3)$$

در نهایت می‌توان خاطر نشان کرد که شکل‌گیری قطرات، توسط جوانه‌زایی ناگهانی و در مرکز جریان صورت می‌گیرد. با این حال، برهم‌کنش بین جوانه‌زایی و لایه مرزی خیلی روشن نیست [۲۷].

۳-۳-۲-۴-۲- رشد قطرات مایع

قطرات فوق بحرانی تمایل به رشد کردن دارند تا به این وسیله به انرژی آزاد گیبز متعادل‌تری نزدیک شوند. گرمای نهان حاصل از چگالش مولکول‌ها در وهله اول درون قطرات ظاهر می‌شود؛ سپس به واسطه اختلاف دمای قطره و محیط، قسمتی از آن به بخار منتقل می‌گردد. فرآیند چگالش شامل دو مکانیزم انتقال جرم از بخار به قطرات و انتقال حرارت از قطرات به بخار، به شکل گرمای نهان می‌باشد. بنابراین برای محاسبه نرخ رشد قطره می‌بایست معادلات انتقال حرارت و جرم هم‌زمان حل شوند. این انتقال انرژی، با صرف نظر از اینرسی حرارتی قطره و بالانس انرژی برای تشکیل قطره‌ای به شعاع r ، توسط مرجع [۲۸] و طبق رابطه زیر ارائه می‌شود:

$$\frac{\partial r}{\partial t} = \frac{P}{h_{LG} \rho_L \sqrt{2\pi RT_G}} \frac{\gamma+1}{2\gamma} C_P (T_L - T_G) \quad (33-3)$$

۳-۳-۴-۳- معادله حالت و خواص ترمودینامیکی بخار

همانطور که اشاره شد، نزدیک و پایین‌تر از خط اشباع، یک تغییر سریع در غلظت نسبی کلاسترهای مولکولی در بخار وجود دارد که باعث ایجاد تغییرات در خواص ترمودینامیکی آن می‌شود. با توجه به اینکه دستیابی به خواص بخار در حالات شبه پایدار مشکل است، در غیاب هر نوع وسیله اندازه‌گیری خواص بخار در این حالات، با استفاده از معادله حالت ویریال توسعه یافته و کالوویچ^۱، انتظار می‌رود که نتایج معقولی به دست آید. معادله حالت فوق، با توجه به مرجع [۲۹] به صورت زیر در نظر گرفته شده است:

$$P = \rho_G RT_G (1 + B_1 \rho_G + B_2 \rho_G^2 + B_3 \rho_G^3 + B_4 \rho_G^4 + B_5 \rho_G^5) \quad (34-3)$$

که ضرایب B1 تا B5، ضرایب ویریال نامیده می‌شوند.

¹ Vukalovich

فصل چهارم

شیشه سازی و حل جریان داخل اجکتور

۴-۱- مقدمه

در این فصل با توجه به معادلات و روابطی که بیان شد، به نحوه حل جریان داخل اجکتور پرداخته می‌شود. ابتدا به بررسی نحوه حل معادلات یک‌بعدی پرداخته و سپس شبیه‌سازی عددی جریان در حالت تک‌فاز و همچنین دوفاز ارائه می‌گردد.

۴-۲- روش حل یک بعدی جریان داخل اجکتور

در پروژه حاضر به منظور حل تحلیلی و یک‌بعدی جریان، از نرم‌افزار EES بهره گرفته شده است. همانطور که اشاره شد با داشتن اطلاعاتی از قبیل فشار و دمای بویلر و اواپراتور و همچنین نسبت جرمی اجکتور، می‌توان فشار خروجی یا به عبارت دیگر، فشار بحرانی کندانسور را بدست آورد. با توجه به اینکه در مدل‌سازی صورت گرفته، فشار صفحه خروجی از نازل مشخص نیست ابتدا با حدس اولیه-ای از P_1/P_s و استفاده از معادلات (۳-۴) تا (۳-۲۰)، فشار خروجی P_4 از اجکتور حاصل می‌شود. حال دوباره حدس فوق را عوض کرده و مراحل تکرار می‌شود تا در نهایت بیشترین مقدار P_b به دست آید. باید در نظر داشت که به‌جای نسبت جرمی، اگر فشار خروجی به عنوان یکی از شرایط مرزی در نظر گرفته شود، می‌توان با استفاده از روابط مذکور، نسبت جرمی را به دست آورد. در صورت مشخص بودن دبی جریان اولیه، با استفاده از مدل فوق و روابط کمکی دیگر دینامیک گازها، ابعاد اجکتور نیز قابل استحصال است.

۴-۳- روش حل عددی جریان داخل اجکتور

اغلب اطلاعات مربوط به جریان، از طریق مدل‌های فیزیکی (آزمایشات) یا مدل‌های ریاضی بدست می‌آیند. در شبیه‌سازی‌های عددی، معمولاً مفاهیم یک یا چند مدل ریاضی مورد بررسی قرار می‌گیرد اما در مدل فیزیکی سعی بر این است که خود واقعیت، مورد مشاهده، اندازه‌گیری و تجزیه و تحلیل قرار گیرد. اگرچه آزمایش بهترین راه برای بدست آوردن اطلاعات مفید است، اما همانطور که در شکل ۴-۱ به عنوان نمونه مشاهده می‌شود، زمان و هزینه‌های ساخت سیستم ممکن است یک عامل محدود

کننده برای گسترش این آزمایشات باشد.



شکل ۴-۱: دو اجکتور جت بخار برای بخشی از سیستم برگشت فشار.

از طرف دیگر هنگامی که جزئیات بیشتری از میدان جریان نیاز است، روش تحلیل یک بعدی اغلب ناکافی می‌باشد. راه دیگر مدل کردن اجکتور استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی^۱ بوده که قادر است جزئیاتی از میدان جریان و خواص سیال را بر اساس روش عددی حجم محدود^۲ به دست آورد.

با گسترش سخت‌افزاری کامپیوتر و روش‌های عددی، مدل‌های ریاضی برای حالات ویژه‌ای از جریان، شامل انتقال حرارت، اغتشاش، وجود شوک، پدیده چگالش و... در هر شرایط کاری و یا هندسه مدل شده‌ای، می‌توانند برای تحلیل گسترده‌ای از جریان، مورد استفاده قرار گیرند و به پیش-بینی عملکرد اجکتور در خارج از محدوده آزمایشگاهی که از وظایف این روش می‌باشد، پردازند. از مزایای این روش برای پیش‌بینی جریان داخل اجکتور می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- زمان و هزینه انجام کمتر نسبت به روش‌های آزمایشگاهی برای پیش‌بینی عملکرد اجکتور
- محاسبه آسان‌تر برخی پارامترها نسبت به استفاده از وسایل آزمایشگاهی

¹ Computational Fluid Dynamic (CFD)

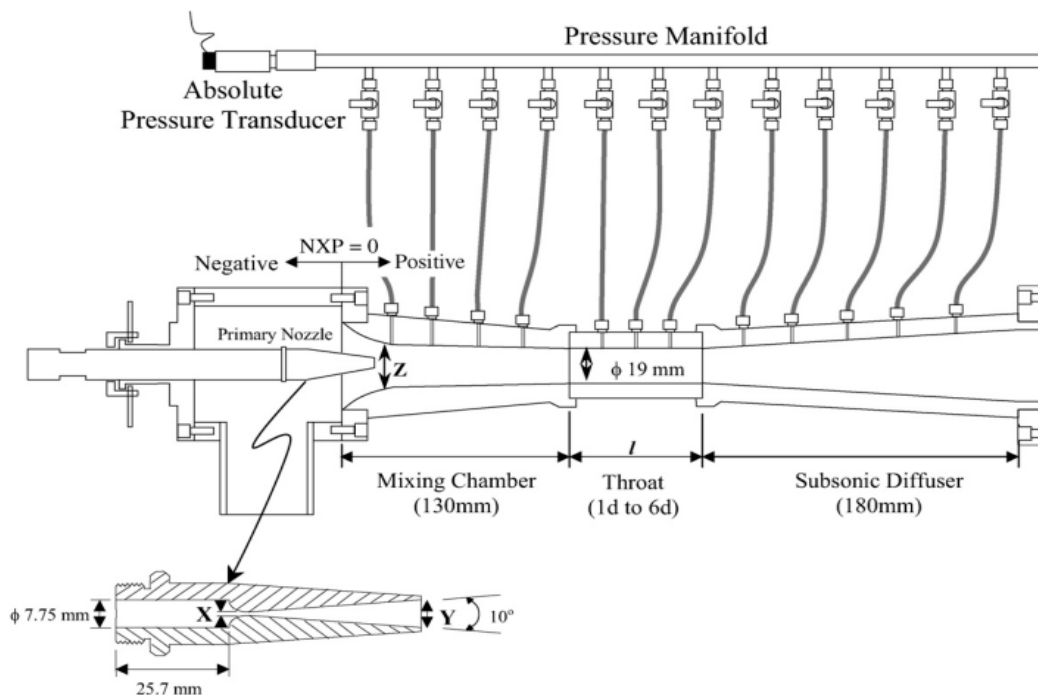
² Finite Volume Method (FVM)

• امکان شبیه‌سازی تمام فیزیک اجکتور در کاربردهای مختلف

بر مبنای قوانین بقای انرژی، جرم و مومنتوم، عملکرد هیدرودینامیکی و ترمودینامیکی اجکتور می‌تواند توسط جزئیات ریاضی پیچیده، تحت عنوان معادلات حاکم و روابط کمکی فرموله شوند.

۴-۳-۱- مدل‌سازی

در این پروژه به بررسی جریان پایای تراکم پذیر مغشوش داخل اجکتور با استفاده از روش عددی مبتنی بر حجم محدود توسط نرم‌افزار فلونت ۶.۳ پرداخته شده است. بر مبنای هندسه اجکتور مرجع [۳۰] که در شکل ۲-۴ مشاهده می‌شود، بررسی‌هایی روی شرایط مرزی و همچنین تغییر هندسه اجکتور به منظور افزایش نسبت جرمی و در نتیجه ضریب عملکرد سیستم انجام شد. مقادیر X, Y, Z و L در شکل ۲-۴، به ترتیب برابر است با ۲، ۸، ۲۴ و ۹۵ میلی‌متر در نظر گرفته شدند.

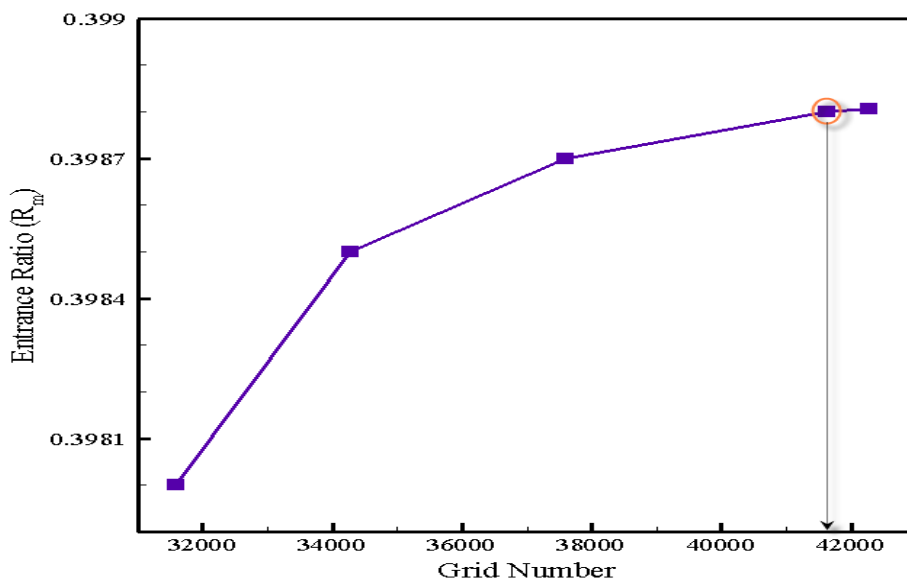


شکل ۲-۴: شماتیک هندسه اجکتور در کار آزمایشگاهی مرجع [۳۰].

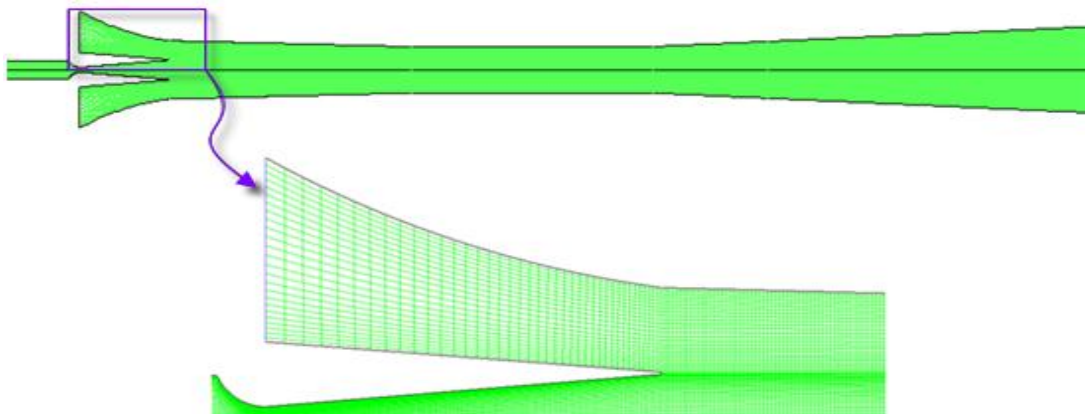
هندسه مزبور در نرم‌افزار گمبیت، به صورت دوبعدی و متقارن محوری^۱ ترسیم و به صورت ساختاریافته، شبکه‌بندی شد. فرض دوبعدی و متقارن محوری بودن هندسه، به منظور ساده کردن

^۱ Axisymmetry

حل عددی مورد استفاده قرار می‌گیرد به طوری که در مرجع [۷] نیز نتایج حاصل از حل دو بعدی، خیلی نزدیک به نتایج حل سه‌بعدی بوده و حل دوبعدی جریان داخل اجکتور ترجیح داده شده است. برای اطمینان از استقلال شبکه^۱ مورد نظر در حل انجام شده، با توجه به زمان همگرایی و خطای منظور شده 10^{-6} ، مسأله برای چند سایز شبکه مختلف حل شد. با استفاده از نسبت جرمی اجکتور به عنوان مقیاسی برای استقلال شبکه، در نهایت با توجه به نمودار شکل ۳-۴، شبکه‌ای با ۴۱۶۰۰ سلول در نظر گرفته شد. در شکل ۴-۴ نیز شبکه‌بندی صورت گرفته مشاهده می‌شود.



شکل ۳-۴: نمودار استقلال از مش برای حل جریان تک‌فاز داخل اجکتور.



شکل ۴-۴: شبکه‌بندی انجام شده برای حل جریان تک‌فاز داخل اجکتور.

¹ Mesh independency

جریان مورد نظر با استفاده از حل گر Density Based که بیانگر حل همزمان معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی می باشد و به صورت ضمنی^۱، فرموله شده است. به منظور دست یافتن به خواص واقعی شوک های موجود در جریان داخل اجکتور، از روش گسسته سازی مرتبه دوم برای معادلات نامبرده استفاده شده است. شرایط مرزی ورود و خروج اجکتور، به ترتیب فشار ورودی^۲ و فشار خروجی^۳ منظور شده اند.

۴-۳-۲- حل عددی جریان داخل اجکتور به صورت تک فاز

با توجه به اینکه تحلیل عددی حاضر، مربوط به یک مرحله اجکتور بخار سیستم سرمایش تبخیری می باشد، از بخار آب به عنوان سیال عامل استفاده شده است. در فشارهای متوسط و به خصوص فشارهای پایین، می توان برای بخار اشباع از فرض گاز ایده آل و ظرفیت گرمایی ویژه ثابت استفاده کرد که در این گستره از فشار، نتایج مشابهی با بخار واقعی حاصل می شود [۲۴].

۴-۳-۱- معادلات عمومی جریان

معادلات بقا جرم، مومنتوم و انرژی برای بخار لزج و جریان پایای تراکم پذیر در مختصات کارتزین دوبعدی به صورت زیر می باشند:

$$\frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} = \frac{\partial R}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} \quad (۱-۴)$$

به طوری که:

$$G = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ P + \rho v^2 \\ \rho v H \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} \rho u \\ P + \rho u^2 \\ \rho uv \\ \rho u H \end{bmatrix} \quad (۲-۴)$$

^۱ Implicit

^۲ Pressure Inlet

^۳ Pressure Outlet

$$R = \begin{bmatrix} 0 \\ \sigma_x \\ \tau_{yx} \\ \sigma_x u + \tau_{yx} v + k \frac{\partial T}{\partial x} \end{bmatrix} \quad S = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xy} \\ \sigma_y \\ \sigma_y v + \tau_{xy} u + k \frac{\partial T}{\partial y} \end{bmatrix}$$

در معادلات فوق، بردارهای F و G بیانگر شارهای غیر لزج، بردارهای R و S مبین اثرات لزجت، H و K به ترتیب بر آنتالپی کل و ضریب هدایت حرارتی بخار دلالت دارند. ضمناً $\sigma_x, \tau_{yx}, \tau_{xy}, \sigma_y$ ترمهای تنش می‌باشند که به صورت زیر نوشته شده‌اند:

$$\sigma_x = -\frac{2}{3} \mu_{eff} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + 2 \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \quad (۳-۴)$$

$$\sigma_y = -\frac{2}{3} \mu_{eff} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + 2 \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \quad (۴-۴)$$

$$\tau_{xy} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (۵-۴)$$

که μ_{eff} مجموع لزجت مولکولی و لزجت توربولانسی می‌باشد. به طوریکه:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (۶-۴)$$

لزجت مولکولی بخار، ثابت در نظر گرفته شده است اما نحوه محاسبه و اعمال لزجت توربولانسی وابسته به مدل توربولانسی مورد استفاده می‌باشد.

با توجه به کاهش هزینه و دقت قابل قبول برای طیف وسیعی از جریان‌های آشفتگی، مدل $k-\varepsilon$ معروف‌ترین مدلی است که برای جریان‌های صنعتی و شبیه‌سازی انتقال حرارت مورد استفاده قرار می‌گیرد. در مجموع با توجه به بررسی‌هایی که صورت گرفت، برای در نظر گرفتن اثرات دیواره، از مدل توربولانسی $k-\varepsilon$ به صورت تحقق‌پذیر در جریان دوبعدی پایای تراکم‌پذیر داخل اجکتور استفاده شد.

۴-۳-۳- حل عددی جریان دوفاز داخل شیپوره همگرا- واگرا

۴-۳-۳-۱- مقدمه

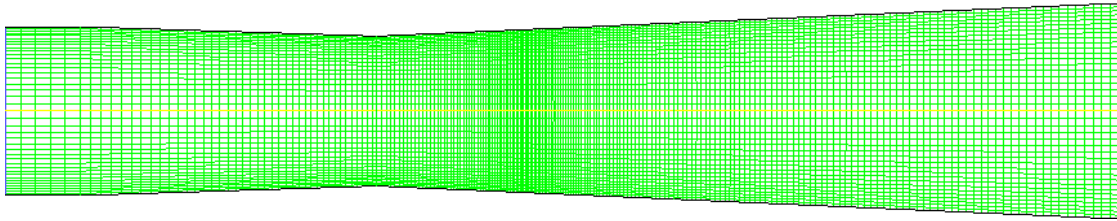
مطالعات در زمینه ظاهر شدن رطوبت در نازل‌های همگرا- واگرا مدیون توسعه تئوری جوانه‌زایی بوده است چرا که لازم است معادله حاکم بر تشکیل جوانه‌ها و نیز معادلات رشد قطرات در بخار را که خود تابع نرخ انتقال حرارت و جرم بین قطره و بخار محیط می‌باشند، با معادلات بقاء در دینامیک گازها تلفیق و سیستم معادلات حاصل را به صورت عددی حل نمود. تحقیقات قبلی نشان می‌دهند که محاسبات بخار جوانه زده شده و مرطوب نه تنها به زمان زیادی نیاز دارند بلکه مشکل ناپایداری عددی نیز در آنها قابل توجه است. به طور معمول، ناپایداری‌ها ناشی از حساسیت بیش از حد معادلات حاکم بر رفتار قطره و معاشر نبودن آنها با معادلات بقاء می‌باشند [۲۲]. از این رو، اگر قرار باشد روش‌های مختلف ارائه شده به منظور بررسی جریان چگالشی، به صورت یک ابزار طراحی مناسب در صنعت درآیند، می‌بایست به روش‌های عددی سریع‌تر و کم هزینه‌تری تبدیل شوند. در این پروژه چنین هدفی نیز دنبال شده و با استفاده از یک برنامه تعریف شده^۱ در نرم‌افزار فلوئنت، به حل جریان چگالشی داخل نازل همگرا- واگرای اجکتور مذبور پرداخته شد و نتایج آن با نتایج حل جریان تک‌فاز مقایسه گردیده است.

۴-۳-۳-۲- مدل‌سازی

در این پروژه، از شیپوره B منسوب مور^۲ [۳۱]، برای بررسی جریان مرطوب استفاده شده است. همانطور که در شکل ۴-۵ مشاهده می‌شود، هندسه این شیپوره به صورت متقارن و با ۴۳۰۰ سلول، شبکه بندی شده است. شرایط آزمایش $T_0=357.6 K$ و $P_0=25 kPa$ نیز تحت عنوان دما و فشار سکون برای شیپوره فوق در نظر گرفته شد.

¹ User Defined Function (UDF)

² Moore



شکل ۴-۵: شبکه‌بندی شیپوره B منسوب به مور و همکاران.

فلوئنت دیدگاه اویلرین-اویلرین را برای مدل‌سازی جریان بخار مرطوب^۱ در نظر گرفته است. مخلوط جریان با استفاده از معادلات ناویراستوکس تراکم‌پذیر و دو معادله انتقالی که برای کسر جرمی فاز مایع (نسبت رطوبت) و تعداد قطرات مایع در حجم واحد می‌باشند، مدل‌سازی شده است [۲۸]. برای این منظور، نسبت رطوبت که از حل معادلات جوانه‌زایی و رشد قطرات حاصل می‌شود، به صورت زیر در نظر گرفته شده است:

$$\beta = \frac{m_L}{m_L + m_G} \quad (۷-۴)$$

و طبق رابطه زیر، خاصیت مخلوط Φ ، که مبین یکی از خواص ترمودینامیکی از قبیل آنتالپی، آنترופی، ظرفیت حرارتی مخصوص در فشار و حجم ثابت، ویسکوزیته یا ضریب انتقال حرارت هدایتی می‌باشد، معرفی می‌شود:

$$\phi_m = \beta\phi_L + (1 - \beta)\phi_G \quad (۸-۴)$$

۴-۳-۳-۳-۳-۳ فرضیات مسأله

نحوه عمل بر این فرض استوار است که بخار مرطوب به صورت مجموعه‌ای از قطرات کروی با اندازه‌ای معلوم که درون بخار تحت فشار و دمایی مشخص پراکنده شده‌اند، تصور می‌گردد. به عنوان یک اصل، کل سیستم می‌بایست از قوانین بقاء تبعیت نماید اما به منظور اعمال قوانین یاد شده بر جریان دو فازی می‌بایست آنها را با معادلات انتقالی که حاکم بر تشکیل جوانه‌ها و رشد قطرات می‌باشند، تلفیق و به طور هم‌زمان حل نمود. ادغام کردن صحیح این محاسبات حائز اهمیت است. بنابراین برای استفاده از این مدل به منظور بررسی جریان دوفاز، یک‌سری فرضیات به صورت زیر در

^۱ Wet Steam

نظر گرفته می‌شود:

۱. از واکنش بین قطرات و سرعت لغزشی^۱ بین قطرات و ذرات فاز بخار صرف نظر شده است.
 ۲. با توجه به اندازه کوچک قطرات که اغلب بین ۰.۱ تا ۱۰۰ میکرون تخمین زده می‌شوند، حجم مایع چگالش یافته ناچیز می‌باشد.
 ۳. هیچ ناخالصی‌ای برای تشکیل هسته‌ها وجود ندارد (جوانه‌زایی همگن).
 ۴. قطرات به صورت کروی فرض می‌شوند.
 ۵. ظرفیت حرارتی قطرات ریز در مقایسه با گرمای نهان آزاد شده، قابل صرف نظر است.
- با در نظر گرفتن فرضیات فوق، می‌توان چگالی مخلوط دوفاز را بر حسب چگالی بخار و کسر جرمی مایع، به صورت زیر در نظر گرفت:

$$\rho = \frac{\rho_G}{(1-\beta)} \quad (9-4)$$

با توجه به گستردگی فاز بخار نسبت به فاز چگالیده، دما و فشار مخلوط با دما و فشار فاز بخار برابر می‌باشد.

۴-۳-۳-۴- معادلات حاکم بر حل عددی جریان دوفاز داخل اجکتور

اگر یک جریان غیر دائم، دو بعدی، غیر لزج و تراکم‌پذیر بخار شامل مجموعه‌ای از قطرات مایع را با فرض عدم لغزش بین فازها مدنظر قرار دهیم، می‌توان از معادلات بقاء جرم، مومنتوم و انرژی، همانطور که در حل جریان تک‌فاز بیان شد استفاده کرد. برای مدل‌سازی اغتشاش نیز همانند حل جریان تک‌فاز، از مدل توربولانسی k-ε به منظور در نظر گرفتن اثرات دیواره استفاده می‌شود. در مدل جریان مرطوب، از دو معادله انتقالی دیگر نیز استفاده می‌شود [۲۸] که اولین معادله، ناظر بر کسر جرمی مایع چگالش یافته β می‌شود که به صورت زیر ارائه شده است:

$$\frac{\partial \rho \beta}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \beta) = \Gamma \quad (10-4)$$

¹ Velocity Slip

که Γ نرخ تولید جرم ناشی از چگالش و تبخیر می‌باشد.

معادله انتقالی دوم، تکامل تعداد قطرات را به ازای حجم واحد مدل می‌کند:

$$\frac{\partial \rho \eta}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \eta) = \rho I \quad (11-4)$$

که I نیز بیانگر نرخ جوانه‌زایی می‌باشد (تعداد قطرات جدید به ازای حجم و زمان واحد).

نرخ تولید جرم Γ در تئوری جوانه‌زایی کلاسیک در طول فرآیند چگالش غیر تعادلی، از مجموع افزایش جرم به سبب جوانه‌زایی (تشکیل قطراتی در اندازه بحرانی) و همچنین به سبب رشد یا از بین رفتن این قطرات بر حسب کیلوگرم به ازای حجم و زمان واحد داده شده است. بنابراین می‌توان آن را به صورت زیر در نظر گرفت:

$$\Gamma = \frac{4}{3} \pi \rho_L I r_*^3 + 4 \pi \rho_L \eta \bar{r}^2 \frac{\partial \bar{r}}{\partial t} \quad (12-4)$$

که \bar{r} شعاع میانگین قطرات و r_* نیز، بیانگر شعاع بحرانی کلون همپولتز است.

برای به دست آوردن تعداد قطرات به ازای حجم واحد، با استفاده از معادله (۹-۴) و حجم متوسط

قطرات (V_d) می‌توان نوشت:

$$\eta = \frac{\beta}{(1 - \beta) V_d \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)} \quad (13-4)$$

$$V_d = \frac{4}{3} \pi \bar{r}_d^3 \quad (14-4)$$

که \bar{r}_d بیانگر شعاع قطره می‌باشد.

در این مدل از جریان دوفازی اصلی‌ترین اثر تغییر فاز، آزاد شدن گرمای نهان تقطیر است که به

طور مستقیم معادله انرژی را تحت تأثیر قرار می‌دهد. این انتقال انرژی به صورت زیر ارائه شده است:

$$\frac{\partial \bar{r}}{\partial t} = \frac{P}{h_{LG} \rho_L \sqrt{2\pi RT_G}} \frac{\gamma + 1}{2\gamma} C_P (T_L - T_G) \quad (15-4)$$

مدل تغییر فاز شامل اطلاعاتی از قطرات مایع در یک فرآیند میعان غیر تعادلی همگن می‌شود که بر

مبنای تئوری جوانه‌زایی غیرهمدمای کلاسیک می‌باشد. معادله جوانه‌زایی کلاسیک همگن با ضریب تصحیح غیر همدمای کانترویتز θ ، همانطور که قبلاً بیان شد به صورت زیر می‌باشد:

$$I = \frac{q_c}{(1+\theta)} \frac{\rho_G^2}{\rho_L} \sqrt{\frac{2\sigma_r}{\pi M^3}} \cdot \exp\left(\frac{4\pi r_*^2 \sigma_r}{3K_b T_G}\right) \quad (۱۶-۴)$$

که q_c ضریب چگالش، M جرم یک مولکول، σ_r ضریب کشش سطحی و K_b ثابت بولتزمن می‌باشد. ضریب تصحیح غیر همدمای کانترویتز نیز به صورت زیر ارائه شده است:

$$\theta = \frac{2(\gamma-1)}{(\gamma+1)} \left(\frac{h_{LG}}{RT}\right) \left(\frac{h_{LG}}{RT} - 0.5\right) \quad (۱۷-۴)$$

معادلات زیادی موجود است که خواص و حالات ترمودینامیکی بخار را توصیف می‌کنند؛ این در حالی است که بعضی از این معادلات به دقت برای جداول خواص، تصحیح شده‌اند اما برای یک حل سریع عددی مناسب نیستند [۲۸]. تعیین خواص ترمودینامیکی بخار بر مبنای معادله حالت ویریال و کالوویچ، نسبتاً ساده است و می‌تواند به‌طور مستقیم در معادلات مربوط به بخار فشاربالا نیز، به‌کار رود بدون اینکه پیچیدگی ریاضی آن را بیشتر کند. به همین منظور در این پروژه از معادله حالت ویریال توسعه یافته برای محاسبه خواص جریان استفاده شده است. البته باید خاطر نشان کرد که در فشارهای پایین می‌توان از معادله حالت گاز کامل بهره برد زیرا نتایج یکسانی با آنچه که از معادله حالت ویریال حاصل می‌شود، به دست می‌آید، اما در فشارهای بالاتر، استفاده از معادله حالت ویریال و محاسبه خواص ترمودینامیکی بر حسب آن، نتایج دقیق‌تری حاصل می‌شود. این معادله حالت و روابط ترمودینامیکی، توسط توابع تعریف شده‌ایی موسوم به UDF، برای فلوننت تعریف می‌شوند.

در نهایت با استفاده از معادله حالت و محاسبه خواص ترمودینامیکی وانتقالی بخار آب در دما و فشار متغیر جریان داخل نازل، معادلات بقا به همراه دو معادله انتقالی (۴-۱۰) و (۴-۱۱) تشکیل یک دستگاه معادلات می‌دهند تا میدان جریان مرطوب را شبیه‌سازی کنند.

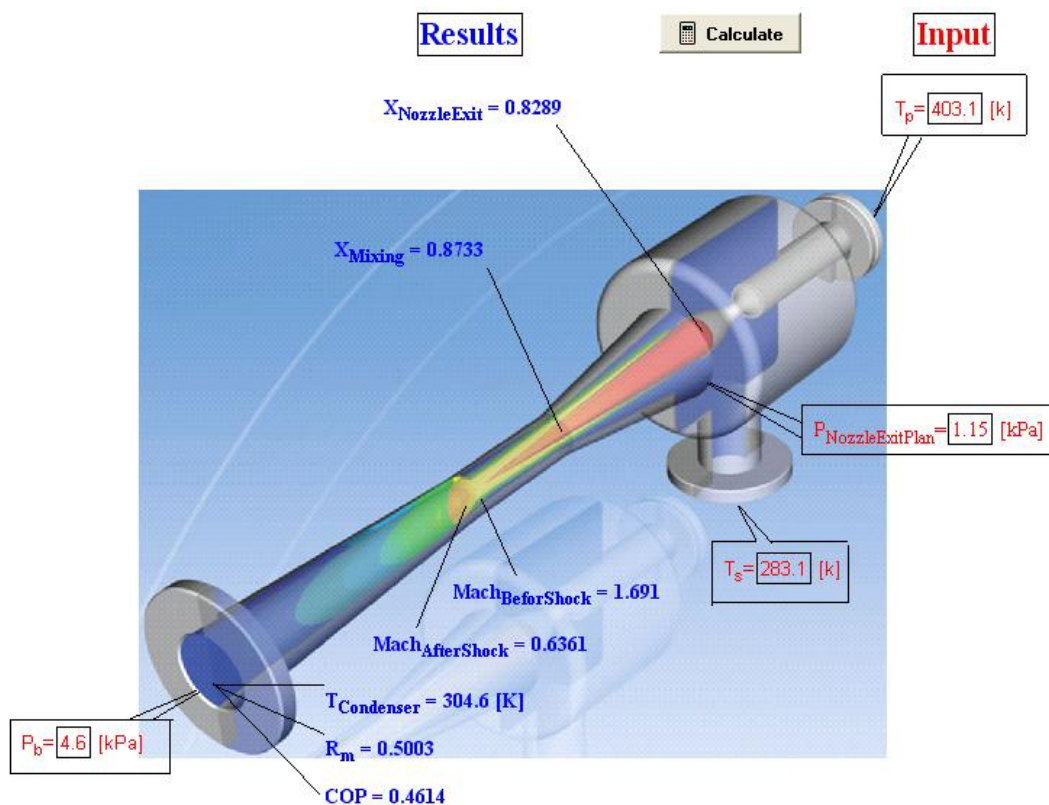
فصل پنجم

بحث و نتیجه گیری

۵-۱- نتایج شبیه سازی اجکتور بخار در حالت یک بعدی

با استفاده از کد نوشته شده در نرم افزار EES، می توان فشار بحرانی کندانسور، نسبت جرمی و ضریب عملکرد سیستم سرمایش تبخیری و همچنین خواص جریان در برخی از نقاط داخل اجکتور را محاسبه کرد. شرایط مرزی در حل انجام شده، شامل دمای بویلر و اواپراتور بوده و برای محاسبه فشار بحرانی کندانسور، شرط مرزی نسبت جرمی نیز مورد استفاده قرار می گیرد و بالعکس.

شکل ۵-۱ بیانگر یک مثال نمونه می باشد که با استفاده از تحلیل یک بعدی انجام شده و برخی از نتایج آن قابل مشاهده است.



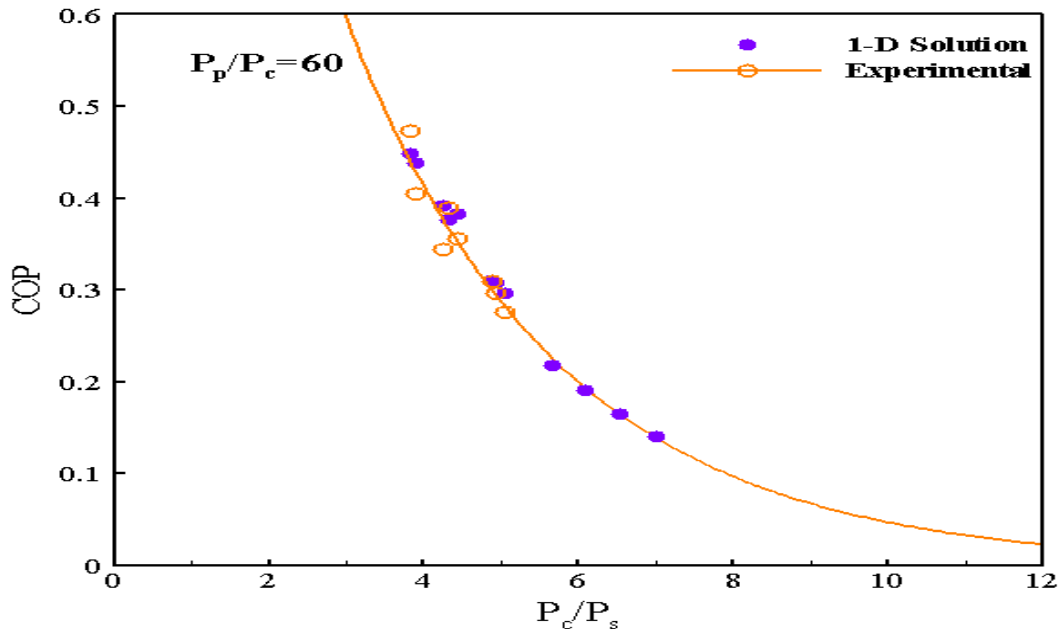
شکل ۵-۱: نتایج مربوط به حل یک بعدی از یک نمونه محاسبه انجام شده.

به منظور اعتبارسنجی نتایج حاصل از حل تحلیلی پروژه حاضر، نسبت جرمی و ضریب عملکرد مربوط به یک اجکتور سیستم سرمایش تبخیری، با داده های آزمایشگاهی مرجع [۱] مقایسه گردید که در جدول ۵-۱ مشاهده می شود.

جدول ۵-۱: مقایسه نتایج حل یک بعدی حاضر با داده‌های آزمایشگاهی مرجع [۱].

T_p ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	T_c ($^{\circ}\text{C}$)	P_c (kPa)	R_m	COP	COP_{exp}	Error (%)
120	10	28.3	3.8	0.651	0.604	0.5862	3.05
125	10	30	4.2	0.569	0.527	0.5374	-2.01
130	10	31.9	4.7	0.487	0.449	0.4734	-5.22
135	10	34	5.3	0.409	0.376	0.3892	-3.47
140	10	36.3	6	0.338	0.31	0.3093	0.23
120	7.5	27.3	3.6	0.556	0.514	0.5004	2.8
125	7.5	29.5	4.1	0.461	0.425	0.4189	1.55
130	7.5	31.5	4.6	0.419	0.383	0.3553	7.91
135	7.5	33.4	5.1	0.336	0.308	0.2965	3.88
140	7.5	35.3	5.7	0.282	0.258	0.2334	10.5
120	5	26.5	3.4	0.474	0.438	0.4044	8.23
125	5	27.8	3.7	0.424	0.391	0.3442	13.6
130	5	30.8	4.4	0.322	0.296	0.2756	7.22
135	5	32.5	4.8	0.272	0.249	0.2315	7.52
140	5	34.4	5.4	0.232	0.212	0.1779	19.11

برای مقایسه بهتر نتایج حاصل با داده‌های تجربی، نمودار تغییرات COP سیکل در یک نسبت معین از فشار بویلر به فشار کندانسور، بر حسب نسبت تراکم در شکل ۵-۲ رسم گردیده است. همانطور که مشاهده می‌شود، داده‌های تجربی با نتایج حل یک بعدی حاضر، از تطابق خوبی برخوردار است.



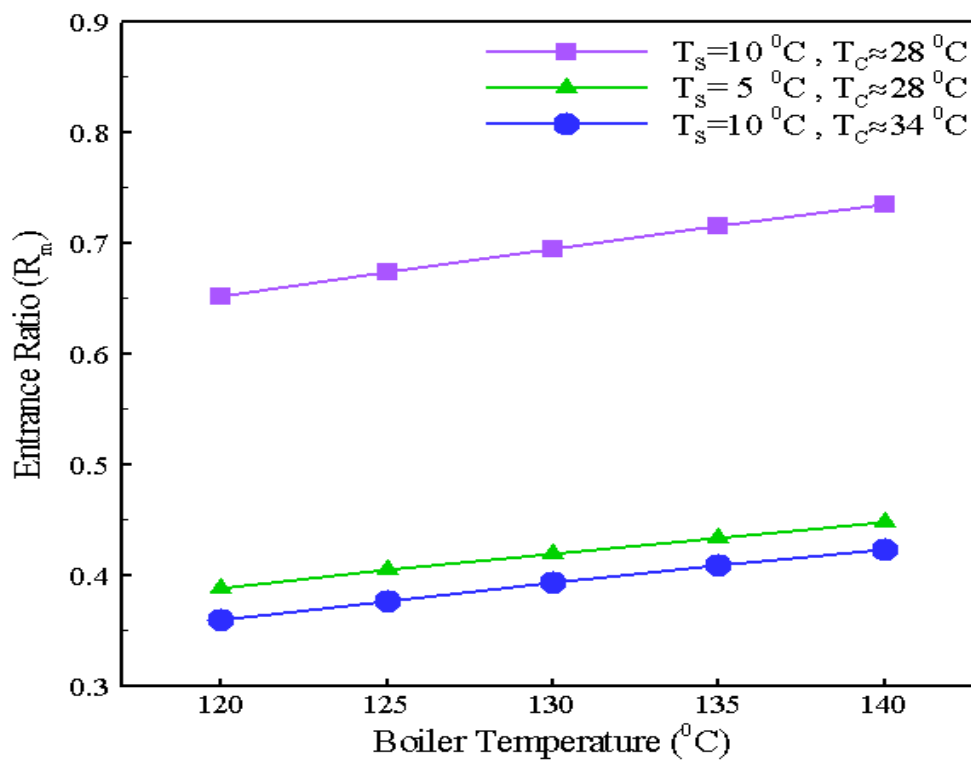
شکل ۵-۲: مقایسه تغییرات نسبت جرمی آزمایشگاهی با نتایج حل یک بعدی، در یک نسبت فشار بویلر به کندانسور.

با مقایسه و تایید نتایج حاصله از تحلیل یک بعدی حاضر با داده‌های آزمایشگاهی مرجع [۱]، به

بررسی تأثیر هر کدام از شرایط مرزی اجکتور سیستم سرمایش (در محدوده مورد بررسی) روی نسبت جرمی پرداخته می‌شود.

۵-۱-۱- تأثیر دمای بویلر روی نسبت جرمی اجکتور

با توجه به روابط ارائه شده در فصل سوم، مشاهده شد که دمای بویلر، به عنوان یکی از پارامترهای عملکردی اجکتور منظور می‌شود. همانطور که در شکل ۳-۵ مشاهده می‌شود، در هر دمای اوپراتور و کندانسور، با افزایش دمای بویلر، نسبت جرمی نیز افزایش می‌یابد.

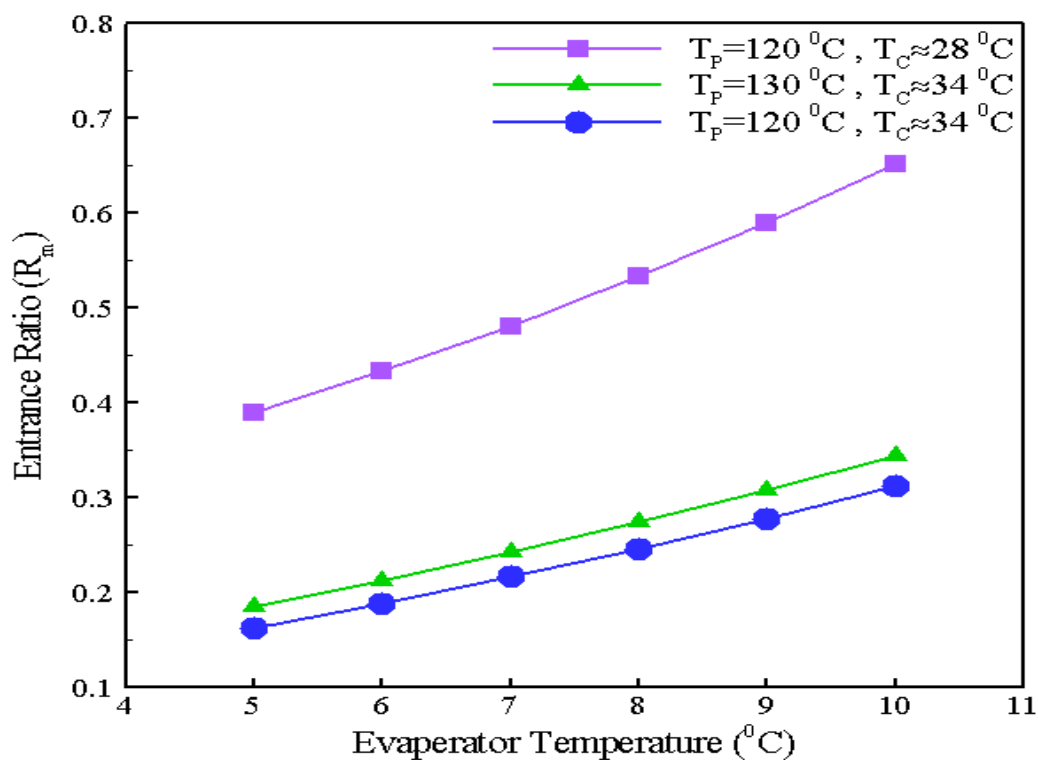


شکل ۳-۵: نمودار تغییرات نسبت جرمی با دمای بویلر.

بنابراین، جدا از تغییرات دمای اوپراتور و کندانسور، می‌توان نسبت جرمی اجکتور را به صورت یک تابع خطی از دمای بویلر در نظر گرفت [۱۴]. با استفاده از یک معادله که می‌تواند از روش حداقل مربعات برای میانمایی نتایج مربوطه حاصل شود، فرآیند طراحی شرایط عملکرد اجکتور ساده‌تر می‌شود.

۵-۱-۲- تأثیر دمای اواپراتور روی نسبت جرمی اجکتور

مشابه دمای بویلر، با افزایش دمای اواپراتور (که به معنی گرم شدن محفظه سرمایش می‌باشد)، نسبت جرمی اجکتور نیز افزایش می‌یابد. با توجه به شکل ۴-۵ مشاهده می‌شود که نرخ افزایش نسبت جرمی، با افزایش دمای اواپراتور افزایش می‌یابد؛ بطوریکه می‌توان نسبت جرمی اجکتور را به عنوان یک تابع درجه دوم از دمای اواپراتور در نظر گرفت [۶].



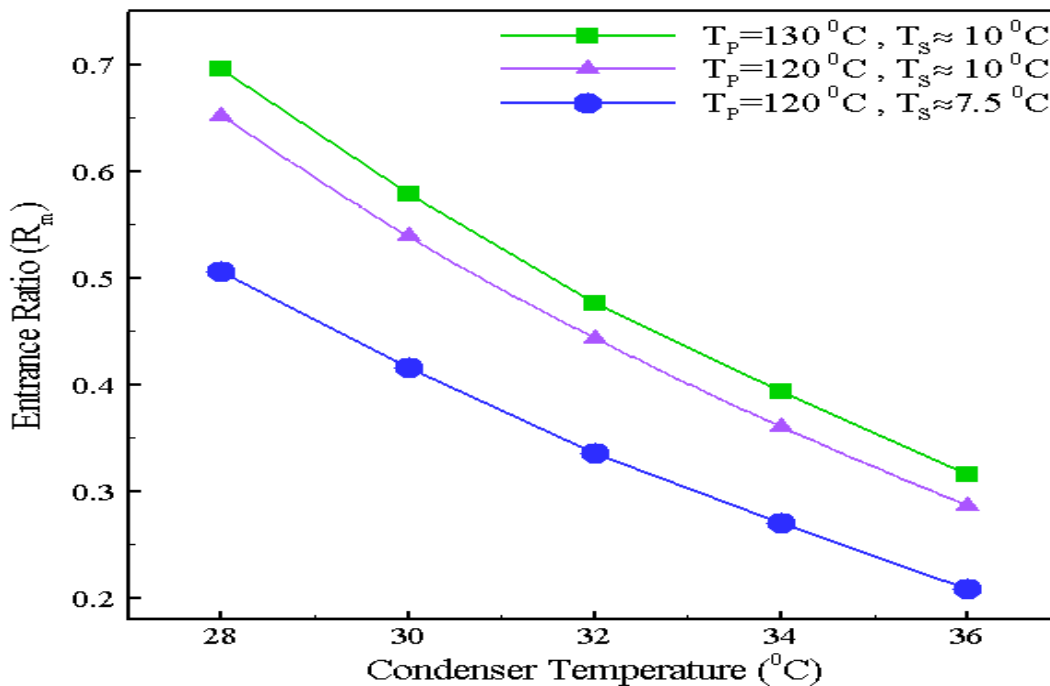
شکل ۴-۵: نمودار تغییرات نسبت جرمی با دمای اواپراتور.

شایان ذکر است که شرط مرزی دمای اواپراتور، با توجه به نیاز مورد استفاده از اجکتور تعیین شود. برای مثال، در یک سیستم سرمایش تبخیری که در یک دمای مشخص از اتاق کار می‌کند، نمی‌توان از افزایش دمای اواپراتور، به منظور افزایش نسبت جرمی و در نتیجه افزایش ضریب عملکرد استفاده کرد.

۵-۱-۳- تأثیر دمای کندانسور روی نسبت جرمی اجکتور

چنانکه قبلاً اشاره شد، فشار کندانسور به طور مستقیم روی عملکرد اجکتور اثر می‌گذارد. همچنین

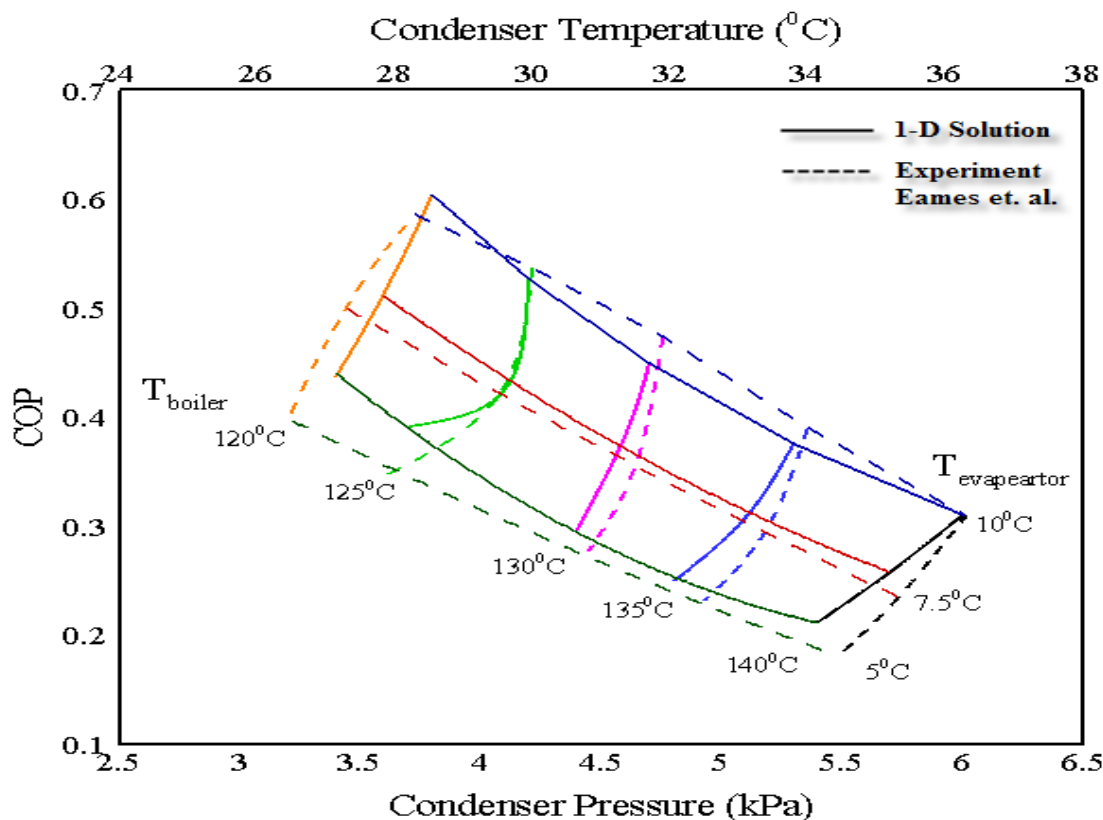
می‌تواند عاملی برای تعیین تعداد مراحل سیستم‌های سرمایش تبخیری چندمرحله‌ای باشد. از این روی، در شکل ۵-۵ به بررسی نسبت جرمی اجکتور، متأثر از تغییر دمای کندانسور پرداخته شده است.



شکل ۵-۵: نمودار تغییرات نسبت جرمی با دمای کندانسور.

با افزایش دمای کندانسور که به تبع آن فشار اشباع متناظرش نیز افزایش می‌یابد، می‌توان تعداد مراحل اجکتور را در سیکل‌های چند مرحله‌ای کاهش داد. اما با توجه به شکل ۵-۵ مشاهده می‌شود که افزایش دمای کندانسور موجب کاهش نسبت جرمی و در نتیجه ضریب عملکرد سیکل تبرید می‌شود. به عنوان نتیجه‌ای دیگر می‌توان نسبت جرمی اجکتور را به صورت تابعی درجه دوم از دمای کندانسور در نظر گرفت [۱۴].

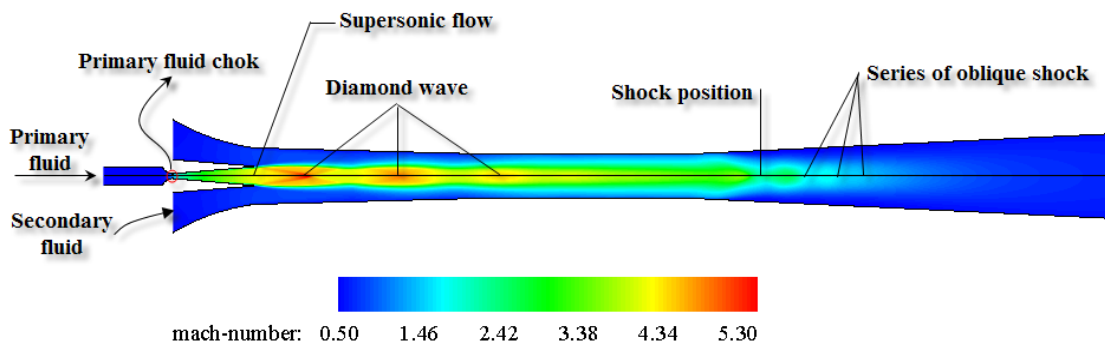
در مجموع، با توجه به نتایج و نمودارهای حاصل از تغییر شرایط مرزی، می‌توان برای یک محدوده از دمای بویلر و اواپراتور و فشار کندانسور، ضریب عملکرد اجکتور را به صورت یک گراف نهایی پیش‌بینی کرد. همانطور که در شکل ۶-۵ مشاهده می‌شود، ضریب عملکرد محاسبه شده با داده‌های آزمایشگاهی مرجع [۱] دارای تطابق خوبی می‌باشند.



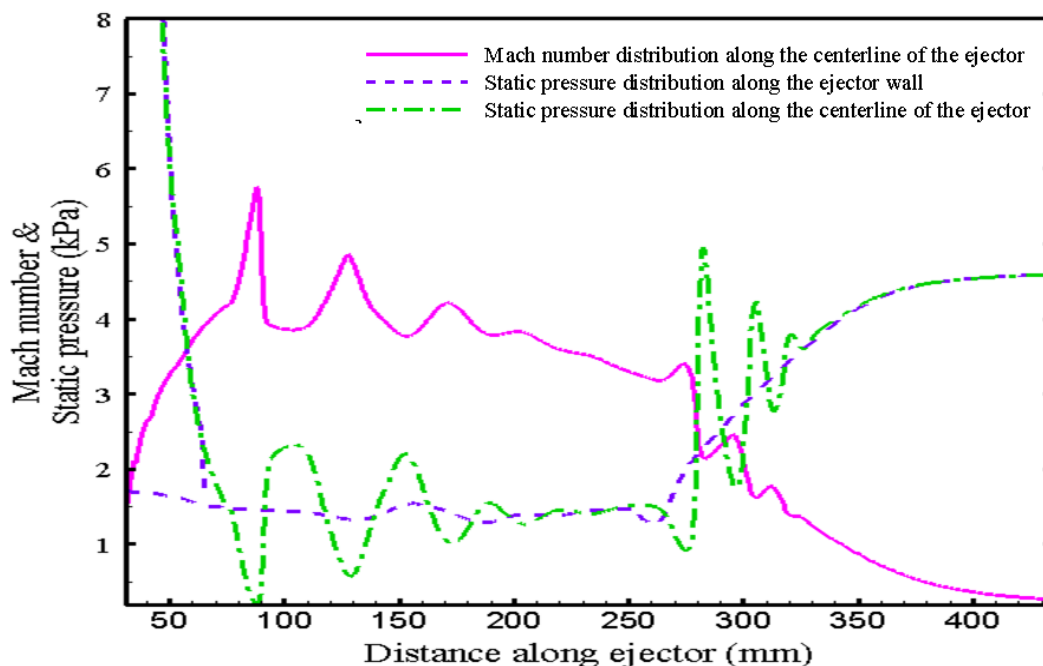
شکل ۵-۶: نمودار تغییرات ضریب عملکرد سیکل، نسبت به فشار و دمای کندانسور در دماهای مختلف بویلر و اواپراتور.

۵-۲- نتایج شبیه سازی عددی جریان تک فاز داخل اجکتور

نسبت جرمی و خواص جریان در حالت یک بعدی، تنها برای محدوده‌ای از شرایط مرزی که در آن، فشار خروجی اجکتور، همان فشار بحرانی کندانسور منظور می‌شد، قابل محاسبه بود. با استفاده از حل عددی جریان داخل اجکتور، همانطور که در شکل ۵-۷ مشاهده می‌شود، به بررسی گسترده‌تری از جریان و پدیده‌های فراروی آن می‌توان پرداخت. با افزایش سرعت جریان در قسمت واگرای نازل اولیه، به واسطه پایین بودن فشار پشت، امواج انبساطی در خروج از نازل تشکیل می‌شود که امواج الماسی اطلاق می‌شوند. بیشترین عدد ماخ جریان داخل اجکتور، مربوط به اولین موج الماسی می‌باشد. با توجه به قسمت (a) شکل فوق، در انتهای گلوگاه و یا ابتدای دیفیوزر نیز یک شوک قائم، به همراه یک سری شوک‌های مایل، صورت می‌گیرد تا فشار پایین جریان به فشار کندانسور برسد. در قسمت (b)، تغییرات عدد ماخ به همراه توزیع فشار استاتیک روی خط محور و دیواره اجکتور، مورد بررسی قرار گرفته است.



a) Contours of mach number

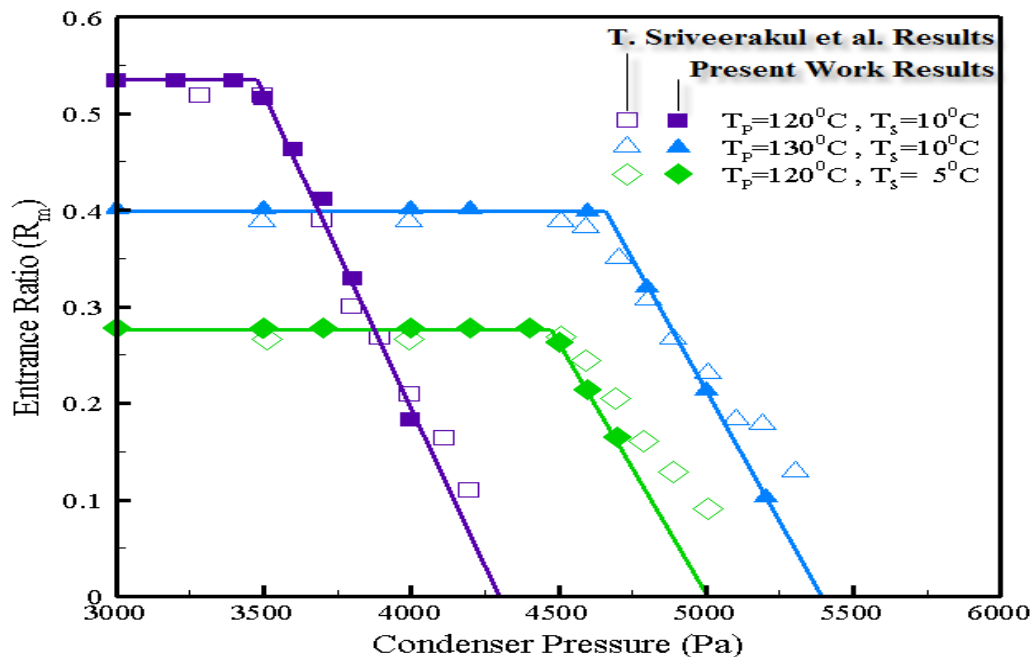


b) Mach number & Static pressure distributions

شکل ۵-۷: (a) کانتور عدد ماخ جریان داخل اجکتور (b) توزیع عدد ماخ و فشار استاتیک روی خط مرکزی و دیواره اجکتور.

۵-۲-۱- شبیه‌سازی جریان برای یک هندسه ثابت از اجکتور

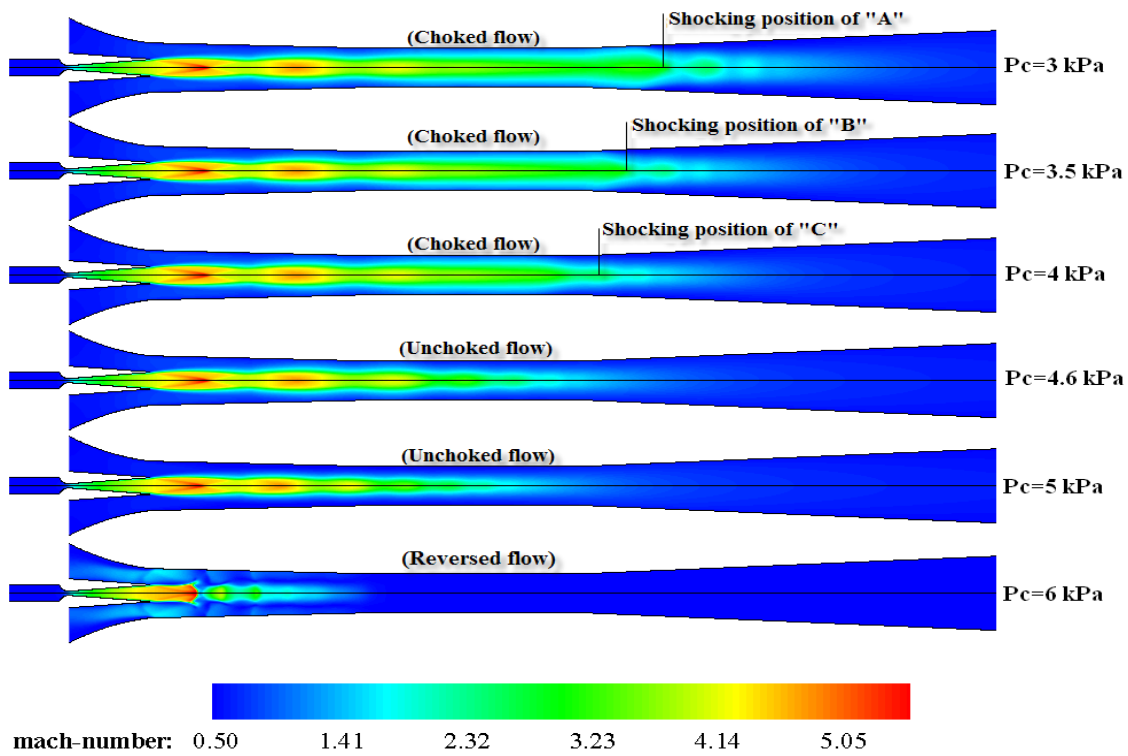
در این بخش بر مبنای یک نمونه هندسه از مرجع [۳۱]، به بررسی تأثیر شرایط مرزی و نیز تغییر برخی پارامترهای هندسی روی عملکرد اجکتور که در اینجا به صورت نسبت جرمی بیان شده است پرداخته می‌شود. ابتدا به منظور اعتبار سنجی نتایج حل عددی حاضر، تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور برای دماهای متفاوت بویلر و اوپراتور، با نتایج موجود در مرجع [۳۱] مقایسه گردید و همانطور که در نمودار شکل ۵-۸ مشاهده می‌شود از تطابق خوبی برخوردار است.



شکل ۵-۸: نمودار تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور در مقایسه با نتایج مرجع [۳۰].

۵-۲-۱-۱- اثر تغییر فشار کندانسور بر نسبت جرمی اجکتور

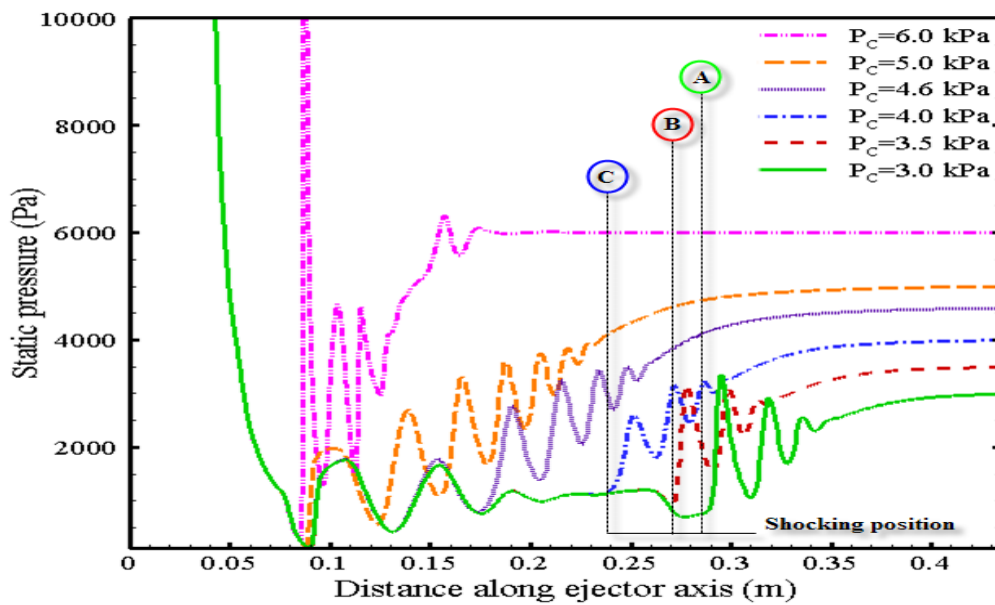
همانطور که در شکل ۵-۹ مشاهده می‌شود افزایش فشار کندانسور در فشار ثابت ورودی (بوپلر) و مکش (اوپراتور)، موجب می‌شود که محل شوک به سمت بالادست جریان حرکت کند. برای فشارهای بالاتر از فشار بحرانی، محل شوک به محفظه اختلاط انتقال یافته و موجب اختلال در ترکیب دو جریان می‌شود. در نتیجه، جریان ثانویه دچار خفگی نمی‌شود و به تبع آن نسبت جرمی به تدریج کاهش می‌یابد. در این حالت، تنها سیال اولیه دچار خفگی بوده و این روند کاهش نسبت جرمی تا آنجا ادامه پیدا می‌کند که دیگر سیال ثانویه مکش نمی‌شود و اجکتور به نقطه شکست خودش می‌رسد. در اجکتور انتهایی شکل ۵-۹ مشاهده می‌شود که به علت افزایش بیش از حد فشار کندانسور، جریان به داخل اوپراتور برگشت می‌نماید.



شکل ۵-۹: تأثیر فشار کندانسور روی خفگی جریان و محل شوک توسط کانتور عدد ماخ در دمای ثابت بویلر و اوپراتور.

شکل ۵-۹، نقاط A، B و C محل وقوع شوک را نشان می‌دهند. برای درک بهتر، نقاط مذکور در

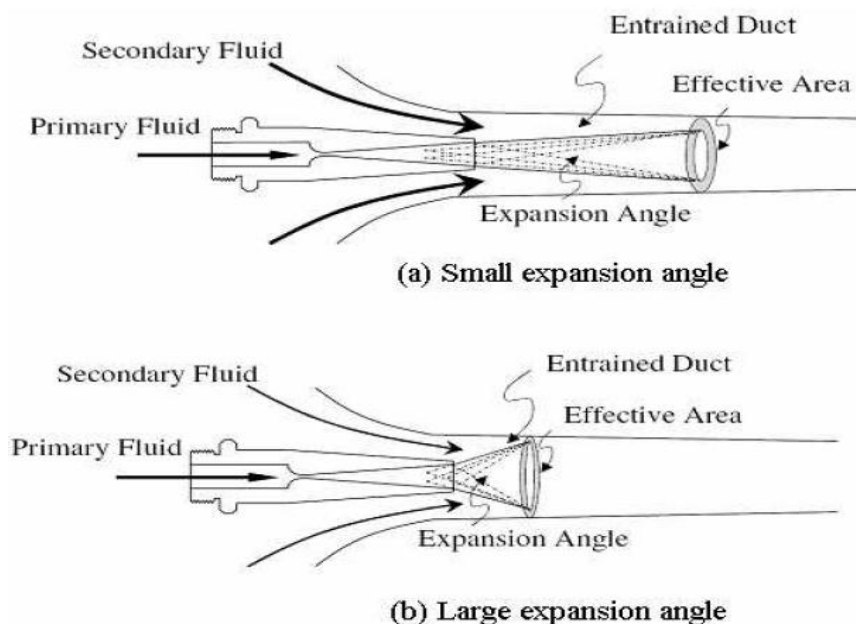
نمودار توزیع فشار استاتیک روی خط محور اجکتور توسط شکل ۵-۱۰ نشان داده شده است.



شکل ۵-۱۰: نمودار توزیع فشار استاتیک روی خط محور اجکتور در دمای ثابت بویلر و اوپراتور.

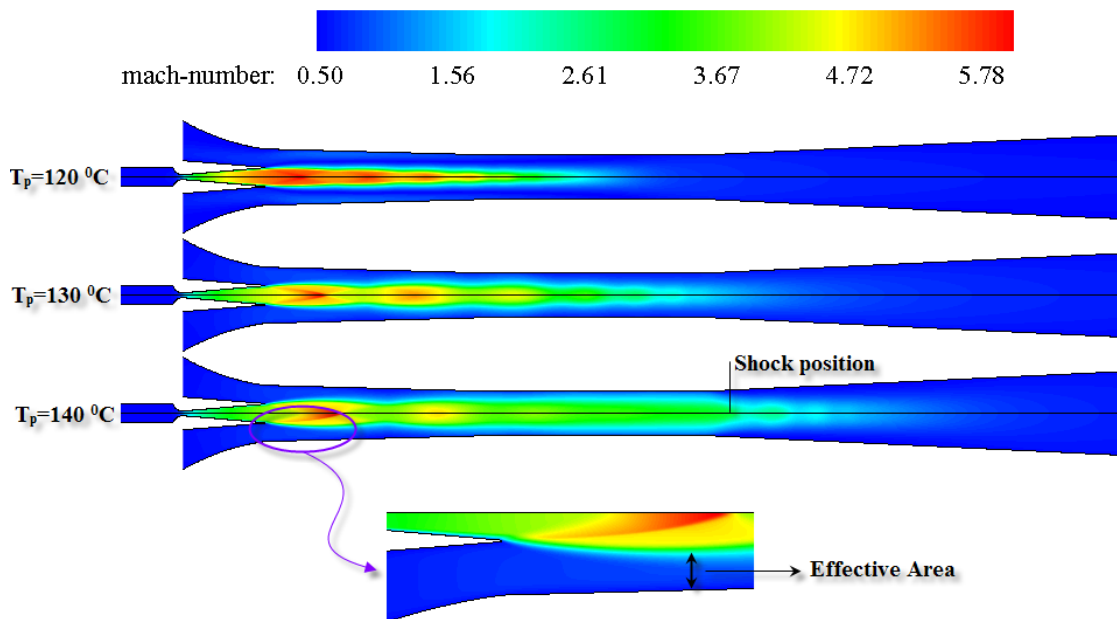
۵-۲-۱-۲- اثر تغییر فشار محرک بر نسبت جرمی اجکتور

با افزایش فشار محرک، جریان جرمی عبوری از نازل اولیه افزایش می‌یابد. این باعث می‌شود که امواج انبساطی خروجی از نازل مومنتوم بیشتری داشته باشند و در نتیجه زاویه انبساط افزایش یابد. با توجه به شکل ۵-۱۱ از مرجع [۳۲] و شکل ۵-۱۲ مشاهده می‌شود که در اثر این افزایش زاویه انبساط، داکت ایجاد شده برای مکش جریان ثانویه تا رسیدن به سطح موثر، کوتاه شده و خود سطح موثر نیز کاهش می‌یابد؛ در نتیجه جریان جرمی ثانویه کمتری می‌تواند به محفظه اختلاط کشیده شود.

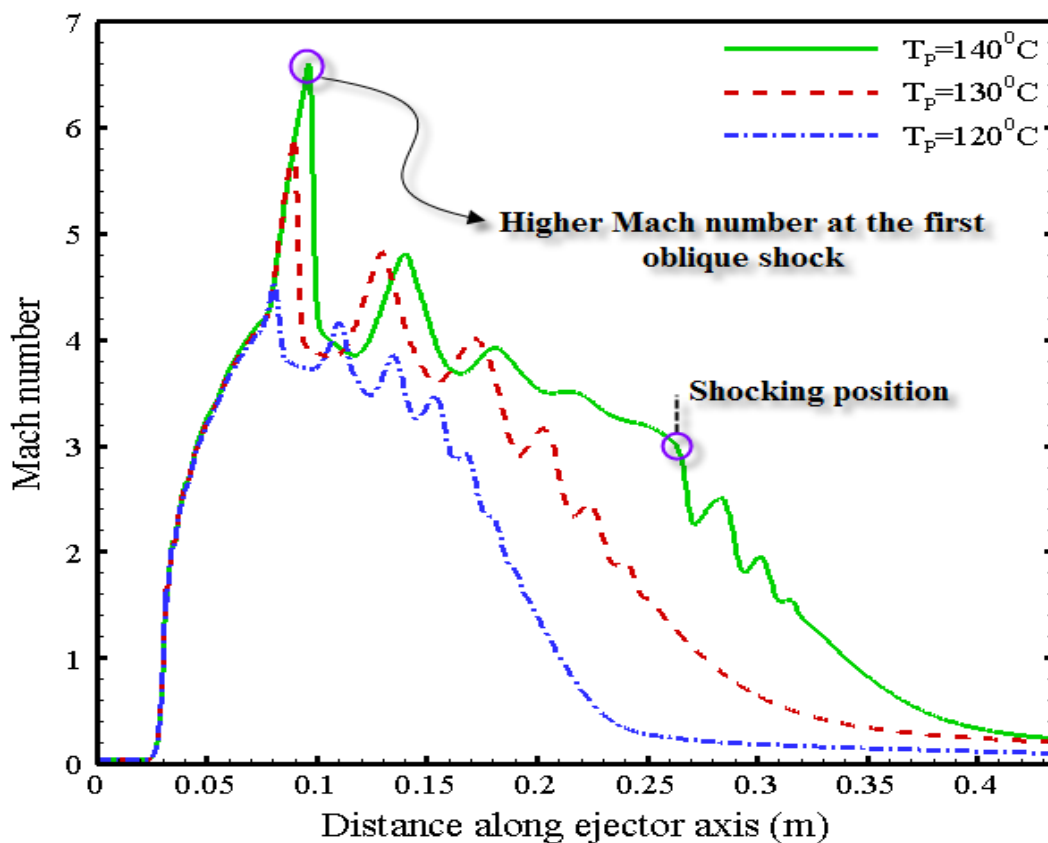


شکل ۵-۱۱: تأثیر شرایط عملکرد اجکتور از قبیل دمای بویلر روی نسبت جرمی و فرآیند اختلاط [۳۲].

با افزایش زاویه انبساط، عدد ماخ تا بالاترین مقدار خود افزایش می‌یابد و سپس به صورت یک دسته موج شوک تحت عنوان امواج الماسی نوسان می‌کند که این پدیده در شکل ۵-۱۳ مشاهده می‌شود. از طرف دیگر، با تشکیل زود هنگام سطح موثر، جریان ثانویه سریع‌تر مافوق صوت شده و در محفظه اختلاط، مومنتوم افزایش می‌یابد؛ به طوری که موج شوک پایین دست جریان (بخش سطح ثابت و یا ابتدای دیفیوزر) به جلو رانده می‌شود. در اثر حرکت موج شوک به سمت پایین دست جریان، شدت شوک افزایش می‌یابد و همچنین باعث افزایش فشار پشت بحرانی می‌شود.



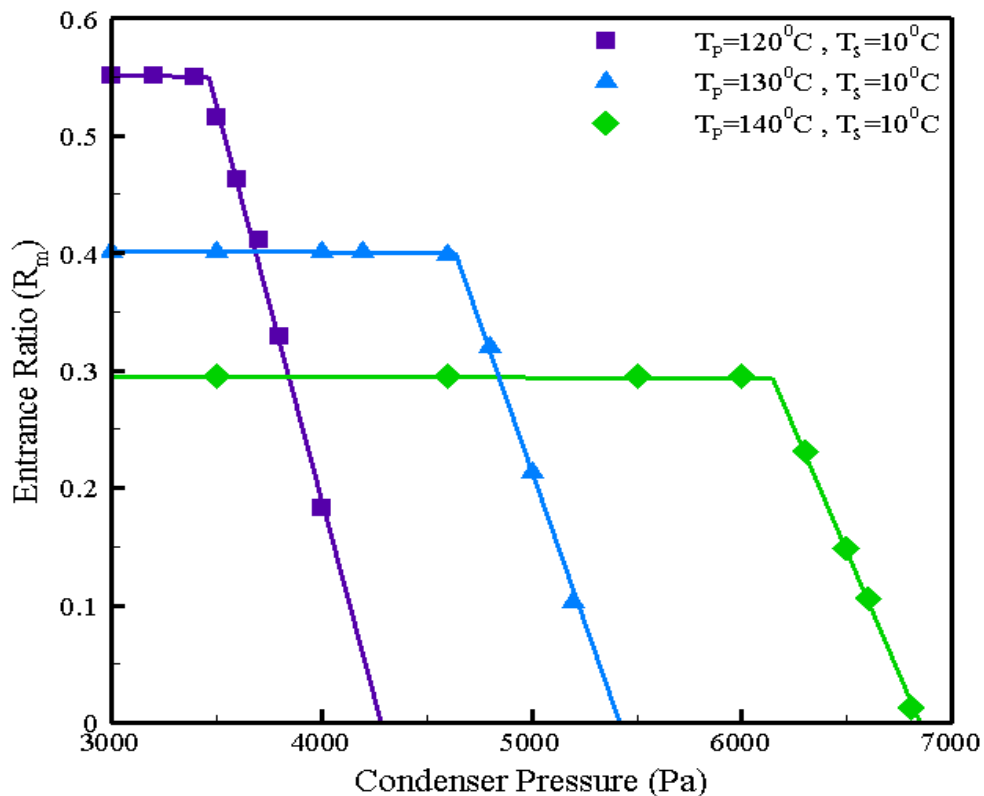
شکل ۵-۱۲: تأثیر دمای بویلر روی زاویه انبساط جریان خروجی از نازل اولیه در فشار ثابت اواپراتور و کندانسور.



شکل ۵-۱۳: نمودار توزیع عدد ماخ روی خط محور اجکتور در فشار ثابت اواپراتور و کندانسور.

با توجه به حالات عملکرد اجکتور اعم از وجود یا عدم خفگی در جریان ثانویه برای یک هندسه

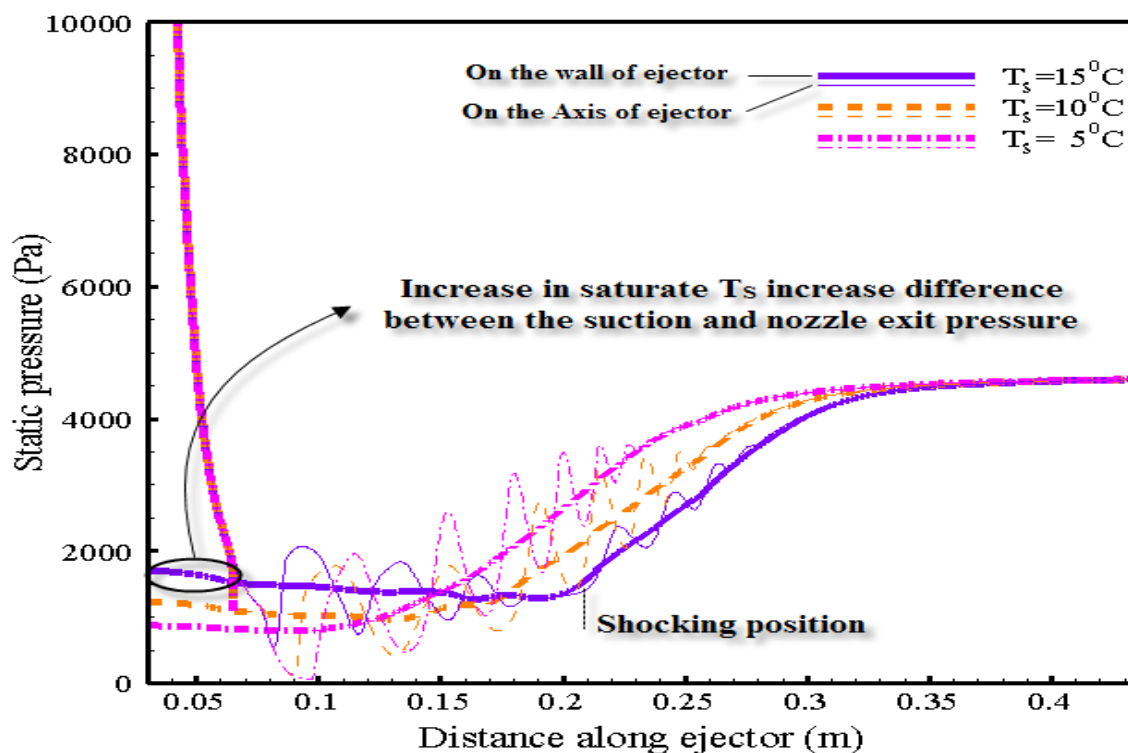
ثابت، تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور در دماهای مختلف بویلر مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به شکل ۱۴-۵ مشاهده می‌شود که افزایش دمای بویلر موجب کاهش نسبت جرمی می‌شود و از طرفی دیگر، فشار بحرانی کندانسور را نیز افزایش می‌دهد.



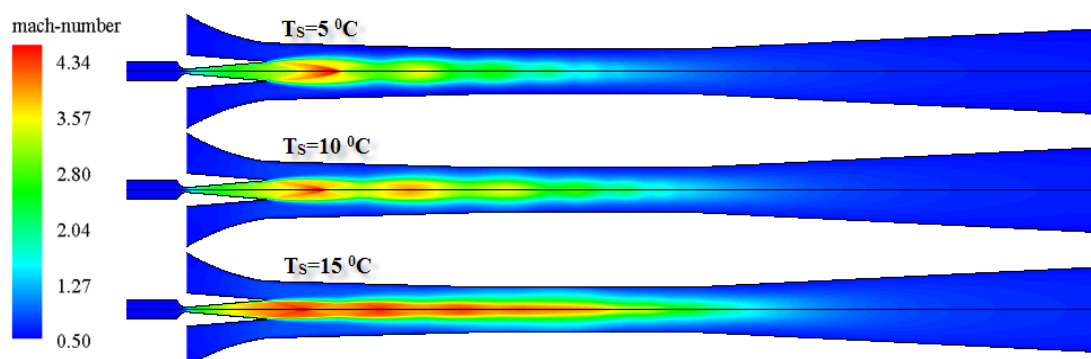
شکل ۱۴-۵: تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور در دماهای مختلف بویلر.

۵-۲-۱-۳- اثر تغییر فشار مکش بر نسبت جرمی اجکتور

همانطور که در شکل ۱۵-۵ مشاهده می‌شود با افزایش فشار مکش (فشار اوپراتور) در دما و فشار ثابت بویلر و کندانسور، اختلاف بین آن و فشار خروجی نازل بیشتر می‌شود. در نتیجه سیال بیشتری نیز مکش می‌شود و نسبت جرمی افزایش می‌یابد. امواج انبساطی نیز متأثر از تغییر فشار سیال ثانویه می‌باشد و با افزایش دما و فشار سیال ثانویه، زاویه این امواج کاهش یافته و تعداد آن‌ها بیشتر می‌شود (شکل ۱۶-۵).

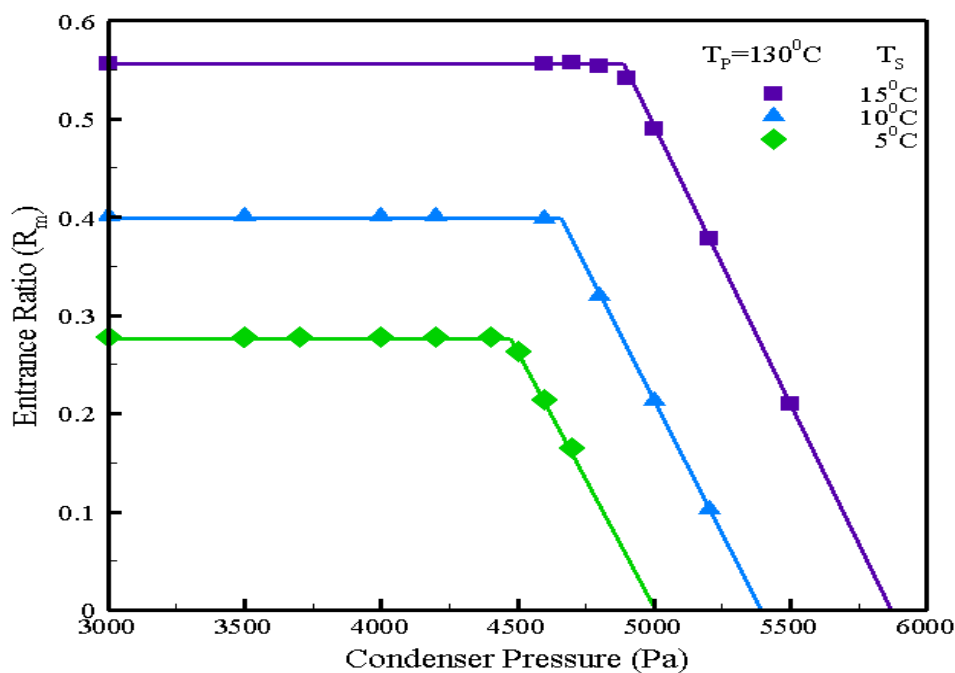


شکل ۵-۱۵: نمودار توزیع فشار استاتیک روی دیواره و محور اجکتور در فشار ثابت بویلر و کندانسور.



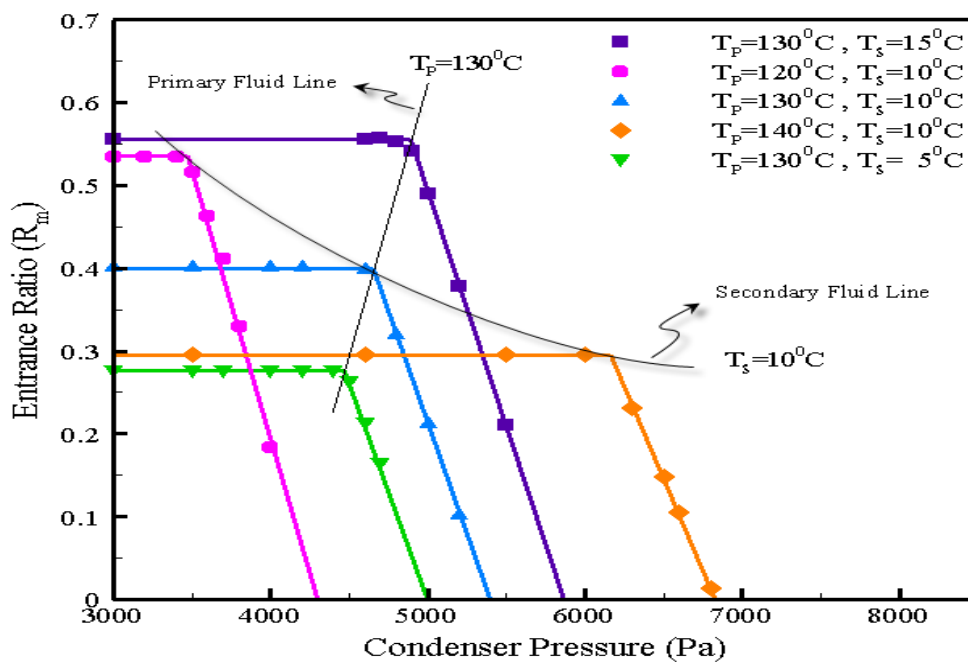
شکل ۵-۱۶: تأثیر افزایش دمای اشباع اواپراتور روی زاویه و تعداد امواج انبساطی توسط کانتور عدد ماخ.

برای بررسی شرایط عملکردی اجکتور در فشار بحرانی کندانسور، نمودار تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور، برای دماهای مختلف اواپراتور در شکل ۵-۱۷ رسم شده است. با توجه به این شکل مشاهده می‌شود، افزایش دمای اواپراتور موجب افزایش نسبت جرمی شده و همچنین فشار بحرانی کندانسور را نیز افزایش می‌دهد.



شکل ۱۷-۵: تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور در دماهای مختلف اواپراتور.

با توجه به نتایج و نمودارهای فوق در بررسی شرایط مرزی روی عملکرد اجکتور، می‌توان تغییرات نسبت جرمی را به صورت تابعی خطی از دمای ورودی جریان اولیه و نیز تابعی درجه دوم از دمای ورودی جریان ثانویه در نظر گرفت (شکل ۱۸-۵).



شکل ۱۸-۵: تغییرات نسبت جرمی بر حسب فشار کندانسور در دماهای مختلف بویلر و اواپراتور.

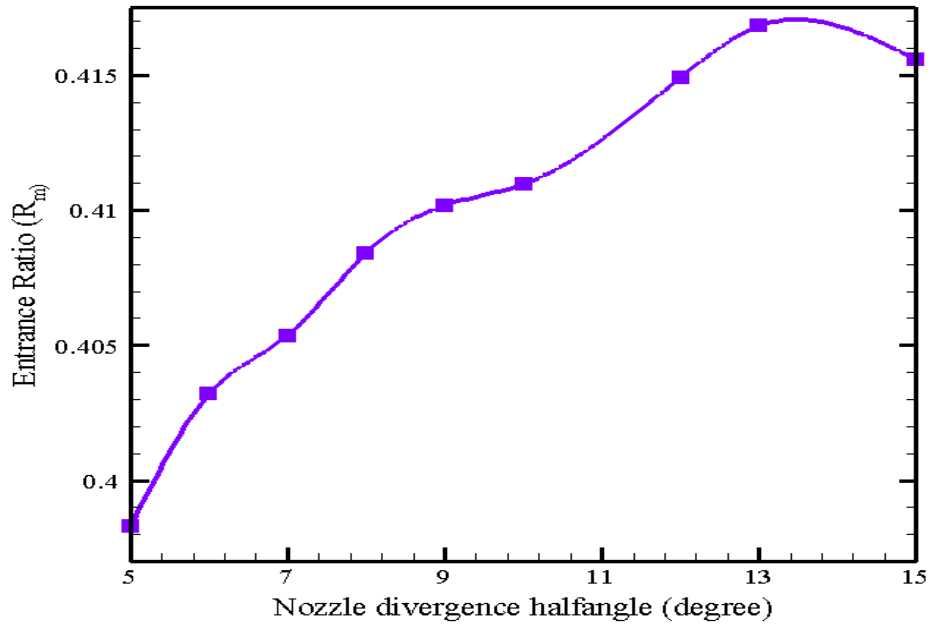
همانطور که ملاحظه شد، بررسی شرایط مرزی روی عملکرد اجکتور در روش عددی، با توصیف بیشتر پدیده‌های جریان داخل اجکتور به نتایجی مشابه با آنچه که در تحلیل یک بعدی حاصل شده بود، دست یافت. با توجه به تایید نتایج حل عددی توسط داده‌های آزمایشگاهی مرجع [۳۰] و همچنین حل یک بعدی حاضر، به بررسی تأثیر هندسه اجکتور روی عملکرد آن پرداخته شد.

۵-۲-۲- شیب‌سازی جریان برای هندسه‌های مختلف از اجکتور

با در نظر گرفتن شرایط مرزی معین، بدست آوردن زوایا و طول بهینه هر بخش اجکتور به صورت جداگانه مورد اهمیت قرار می‌گیرد. از همین روی، در ادامه به بررسی هر بخش از اجکتور به صورت زیر پرداخته می‌شود.

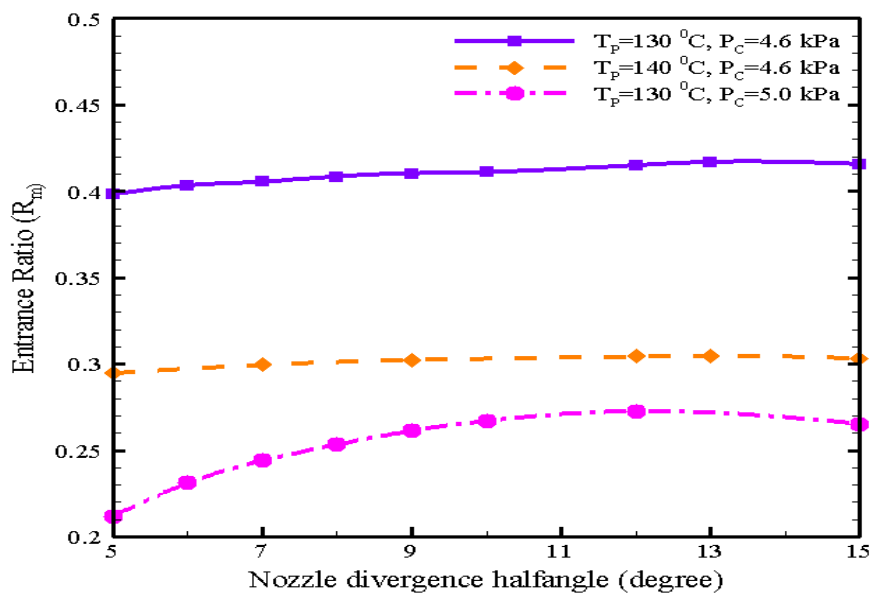
۵-۲-۲-۱- نازل اولیه

اغلب بررسی‌ها، روی بخش واگرای نازل‌های همگرا- واگرا صورت می‌گیرد زیرا طول این ناحیه، پارامتر مهمی در طراحی نازل می‌باشد. بسته به کاربرد خاص نازل‌های همگرا- واگرا، یک شکل و طول بهینه برای نازل مخروطی وجود دارد که معمولاً بین ۱۲ تا ۱۸ درجه از زاویه واگرایی نازل نسبت به خط افق است [۳۳]. به این منظور، برای بهینه کردن نازل اولیه اجکتور، با ثابت در نظر گرفتن هندسه‌ی سایر بخش‌های آن و همچنین فرض سطوحی با مقطع ثابت برای ورودی، گلوگاه و خروجی نازل همگرا- واگرا، به بررسی تأثیر زاویه واگرایی نازل روی نسبت جرمی اجکتور پرداخته شده است. برای زوایای واگرایی ۵ تا ۱۵ درجه بخش واگرای نازل، نسبت جرمی جریان اجکتور محاسبه شد که در شکل ۵-۱۹ مشاهده می‌شود.



شکل ۵-۱۹: تغییرات نسبت جرمی بر حسب زاویه واگرایی نازل همگرا- واگرا.

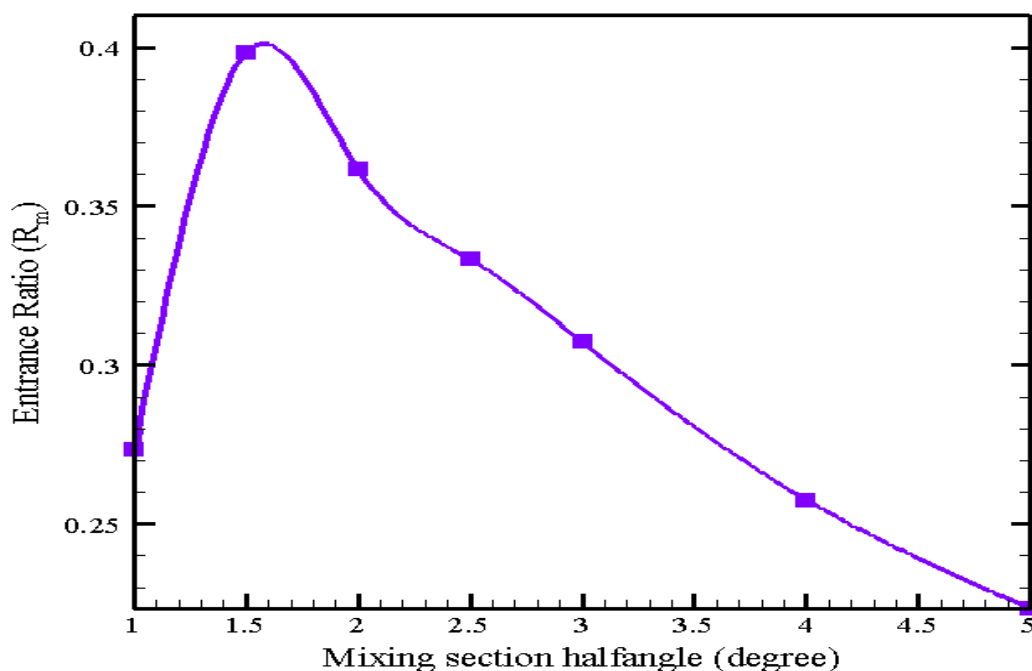
با فرض گاز ایده‌آل برای جریان تک‌فاز، زاویه نیمساز حدوداً ۱۳ درجه برای یک شرط مرزی مشخص، به عنوان زاویه‌ای که بیشترین نسبت جرمی در آن حاصل می‌شود به دست آمد. تأثیر این زوایا روی نسبت جرمی اجکتور، برای شرایط مرزی دیگر نیز بررسی شد. مشاهده شد که، زاویه واگرایی بهینه نازل برای هر کدام از شرایط مرزی نیز نزدیک ۱۳ درجه مشاهده می‌باشد (شکل ۵-۲۰).



شکل ۵-۲۰: تغییرات نسبت جرمی بر حسب زاویه واگرایی نازل همگرا- واگرا تحت شرایط مرزی مختلف.

۵-۲-۲-۲- زاویه همگرایی بخش اختلاط

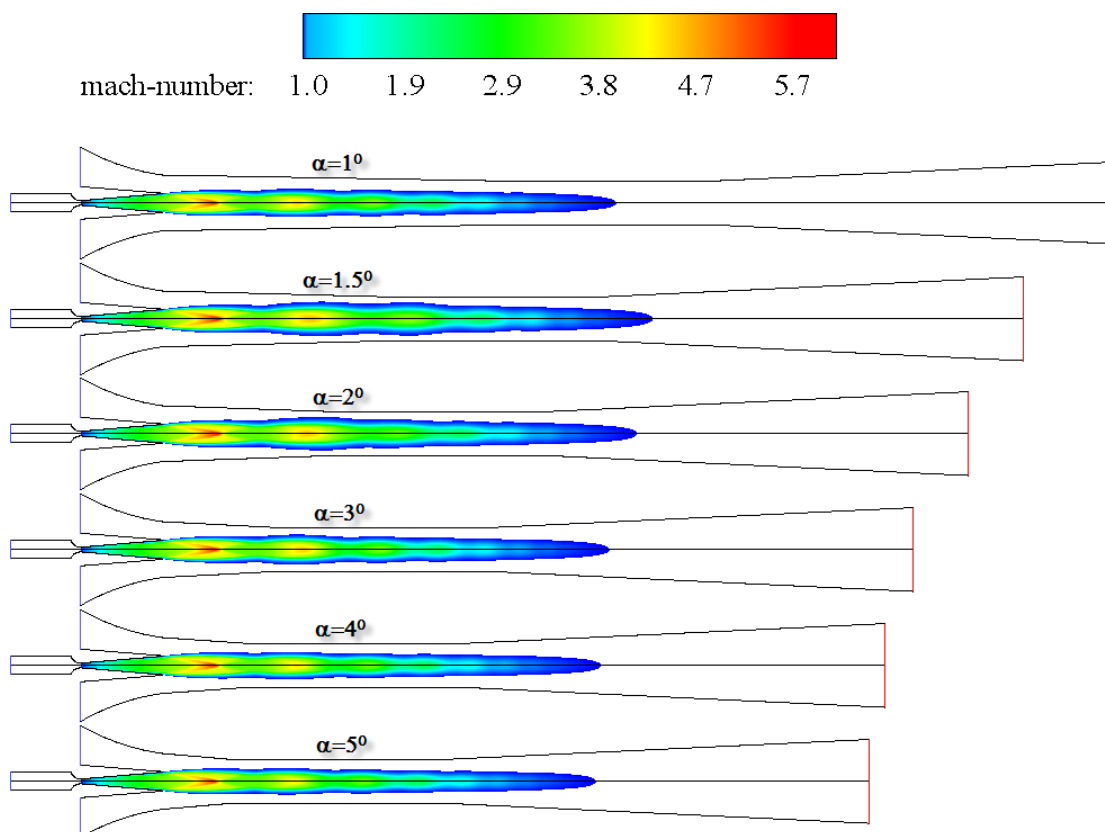
چنانچه طراحی ناحیه اختلاط به خوبی انجام شود، اندازه حرکت و انتقال حرارت به خوبی بین دو جریان صورت می‌گیرد و اختلاط کامل می‌شود. برای بررسی اثر زاویه همگرایی روی عملکرد اجکتور، زوایای همگرایی ۱ تا ۵ درجه نسبت به خط افق از بخش اختلاط مورد بررسی قرار گرفت (شکل ۵-۲۱). همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش زاویه همگرایی محفظه اختلاط از یک، ابتدا نسبت جرمی اندکی افزایش می‌یابد اما پس از آن شروع به کاهش می‌کند. اگر این زاویه خیلی کوچک باشد (که شرایطی مشابه اختلاط سطح ثابت پیش می‌آید $\alpha=0$)، موجب می‌شود تا اجکتور نتواند به خوبی مخلوط سیال را متراکم کند. همچنین افزایش زیاد زاویه همگرایی موجب اتلاف انرژی نزدیک دیواره نازل می‌شود. می‌توان گفت که مزیت افزایش زاویه همگرایی برای بعد از زاویه بهینه، به دلیل افزایش فشار خروجی از نازل نسبت به فشار مکش، محدود می‌شود زیرا باعث مکش کمتری از سیال ثانویه و در نتیجه کاهش نسبت جرمی می‌شود. در اینجا بیشترین نسبت جرمی در زاویه همگرایی ۱/۵ درجه حاصل می‌شود که می‌توان آن را به عنوان زاویه همگرایی بهینه بخش اختلاط در نظر رفت.



شکل ۵-۲۱: تغییرات نسبت جرمی بر حسب زاویه همگرایی بخش اختلاط.

در شکل ۵-۲۲ نیز تأثیر زاویه همگرایی بخش اختلاط روی کانتور عدد ماخ نشان داده شده است.

با توجه به این شکل، افزایش مومنتوم در زاویه $1/5$ درجه اتفاق می‌افتد و جریان اولیه می‌تواند جریان ثانویه بیشتری از قسمت مکش اجکتور به دنبال خود بکشد. با کاهش نسبت فشار اولیه (بوپلر) به فشار خروجی اجکتور، زاویه بهینه بخش اختلاط کاهش می‌یابد تا در طول بیشتری از این بخش، دو جریان به خوبی با یکدیگر ترکیب شوند.

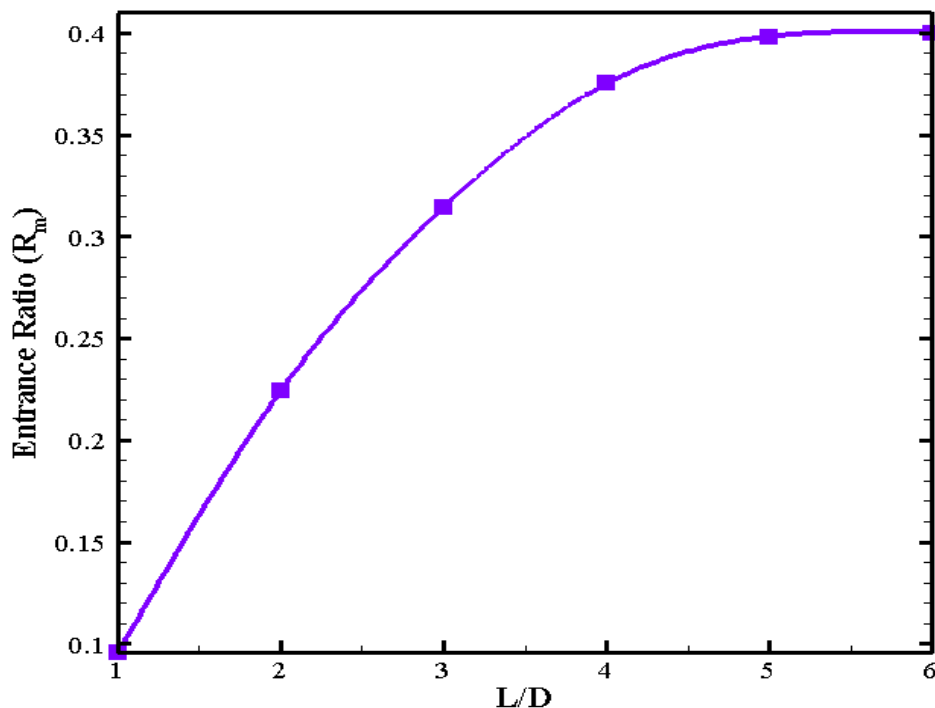


شکل ۵-۲۲: تأثیر زاویه همگرایی محفظه اختلاط روی مومنتوم سیال مخلوط توسط کانتور عدد ماخ.

۵-۲-۲-۳- نسبت طول به قطر بخش سطح مقطع ثابت (گلوگاه)

در طراحی اجکتور بر مبنای اختلاط فشار ثابت، طول ناحیه گلوگاه باید چندین برابر قطر این بخش در نظر گرفته شود. برای افزایش فشار جریان پایین دست تا فشار کندانسور، نیاز به وقوع یک شوک نرمال در جریان ضروری می‌نماید و این شوک به واسطه در نظر گرفتن طولی از اجکتور با مقطع ثابت روی خواهد داد. با صرف نظر از انتقال حرارت اجکتور با محیط، می‌توان جریان این بخش را جریان فانو نامید که شامل حرکت جریان در یک مجرا با حضور اصطکاک در نظر گرفت. به همین منظور به بررسی اثر نسبت طول به قطر بخش گلوگاه اجکتور روی نسبت جرمی آن پرداخته شد.

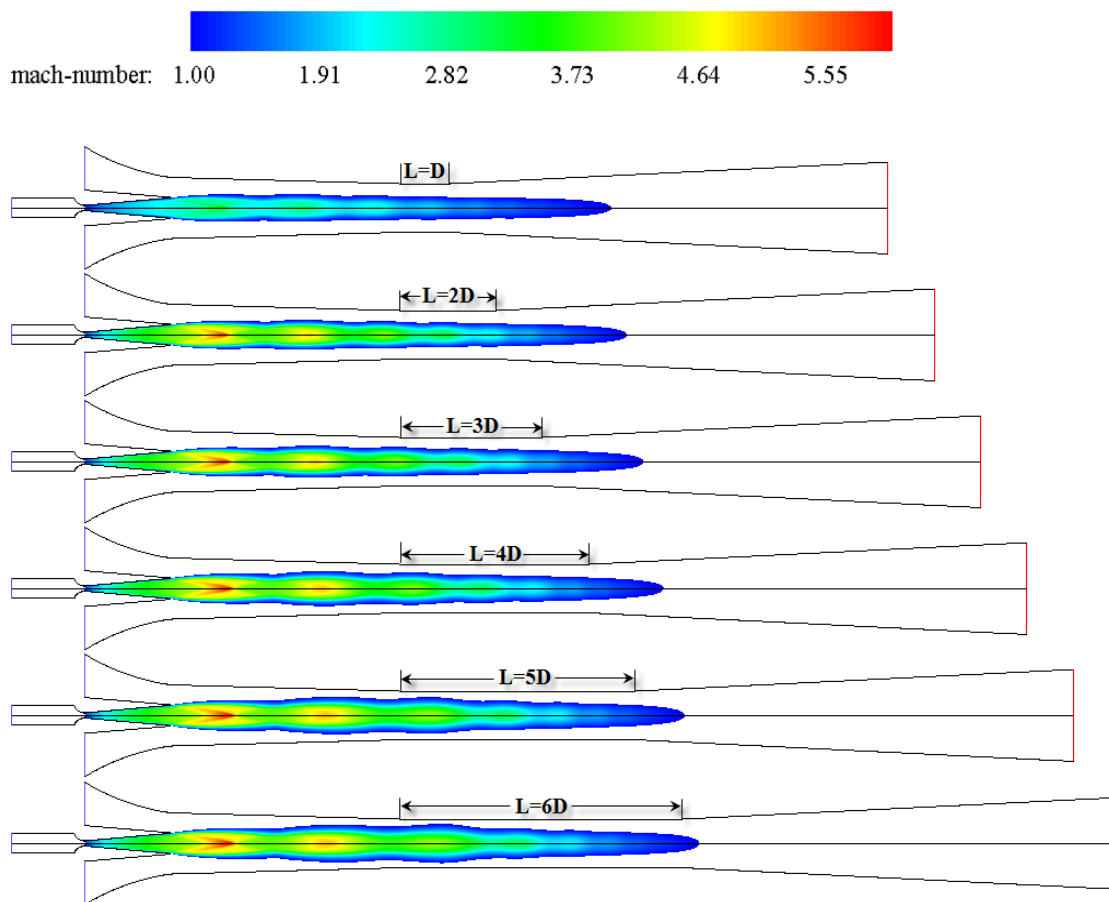
همانطور که در شکل ۵-۲۳ مشاهده می‌شود با افزایش طول گلوگاه اجکتور از یک تا شش برابر قطرش، نسبت جرمی نیز افزایش می‌یابد زیرا طولی شدن این بخش، زمان بیشتری برای اختلاط دو جریان فراهم می‌آورد. در این صورت اختلاف سرعت بین دو جریان کاهش یافته و جریان مخلوط به صورت یکنواخت‌تری وارد دیفیوزر می‌شود.



شکل ۵-۲۳: تغییرات نسبت جرمی بر حسب نسبت طول به قطر گلوگاه.

البته باید توجه داشت که طول این بخش نباید از یک حدی فراتر رود زیرا موجب اثر متقابل حرکت جریان با لایه مرزی لزج روی دیواره اجکتور می‌شود. در این صورت، افت فشار کلی حاصل از شوک در انتهای گلوگاه و یا ابتدای دیفیوزر، به همراه افت حاصل از طول زیاد گلوگاه موجب نادیده گرفتن اثر افزایش طول برای یک شرایط عملکردی از اجکتور می‌شود.

همچنین با توجه به شکل ۵-۲۴، سطح موثر جریان ثانویه نیز با افزایش طول گلوگاه، به سمت پایین دست جریان حرکت می‌کند تا جایی که محل این سطح موثر، تقریباً ثابت می‌شود. برای نسبت‌های طول به قطر پنج و شش، محل خفگی جریان ثانویه تقریباً ثابت شده است و می‌توان آن حالت را به عنوان شرایط بحرانی اجکتور برای یک شرط مرزی مشخص در نظر گرفت (شکل ۵-۲۴).



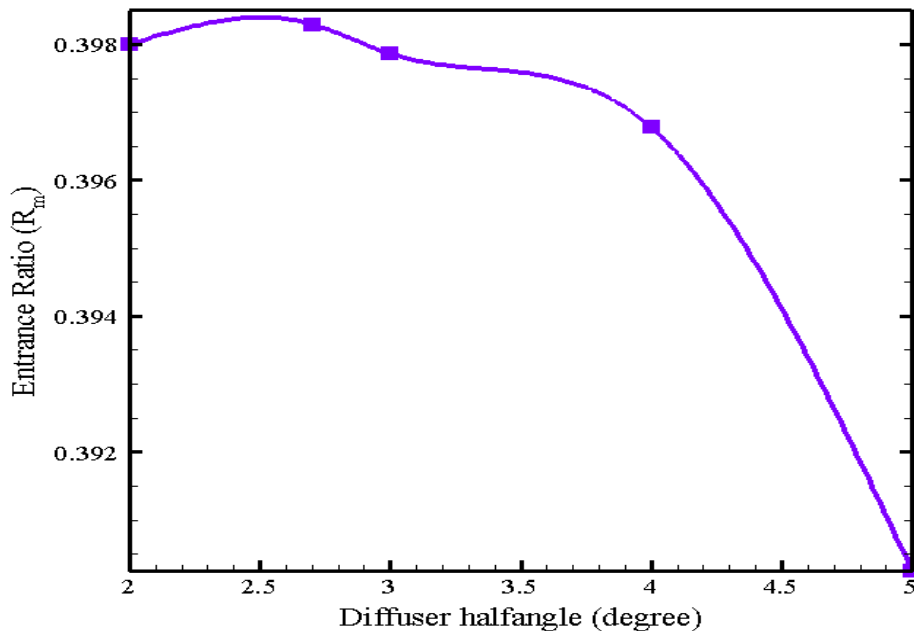
شکل ۵-۲۴: تأثیر نسبت طول به قطر گلوگاه اجکتور روی جابجایی سطح موثر توسط کانتور عدد ماخ.

۵-۲-۲-۴- دیفیوزر

دیفیوزر می‌تواند با داشتن قطرهای خروجی متفاوت، فشار یا سرعت خروجی معینی را در پایین دست جریان اعمال کند. بنابراین زاویه واگرایی دیفیوزر می‌تواند پارامتر مهمی در کارایی آن به شمار آید. طراحی دیفیوزر باید با دقت بالایی صورت گیرد چرا که جدایش جریان، زاویه واگرایی زیاد و پروفیل سرعت غیر یکنواخت در ورودی دیفیوزر سبب افت زیاد انرژی می‌شود. محدوده زاویه واگرایی با خط افق، بین سه تا چهار درجه می‌باشد و در اغلب اجکتورها، کمتر از ۷ درجه منظور می‌شود [۶]. در این پایان نامه نیز برای زوایای واگرایی دو تا پنج درجه دیفیوزر، عملکرد اجکتور مورد بررسی قرار گرفت.

همانطور که در شکل ۵-۲۵ مشاهده می‌شود با افزایش زاویه واگرایی از دو درجه، ابتدا نسبت جرمی کمی افزایش یافته و پس از آن کاهش می‌یابد. البته تغییرات نسبی حاصله، زیاد محسوس

نیست و بیشتر برای یکنواخت ساختن جریان در ورود به کندانسور از نیم زاویه واگرایی دیفیوزر در محدوده ذکر شده استفاده می‌شود. همانطور که مشاهده می‌شود در اینجا زاویه‌ای حدوداً ۲/۵ درجه می‌تواند به عنوان زاویه بهینه منظور شود.



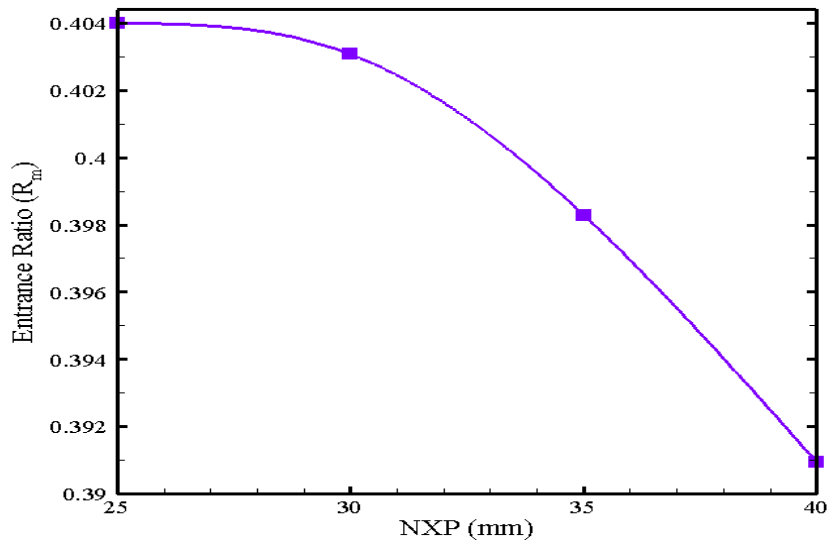
شکل ۵-۲۵: تغییرات نسبت جرمی بر حسب زاویه واگرایی دیفیوزر.

اگر به واسطه کوچک بودن ناحیه اختلاط و گلوگاه اجکتور، پروفیل سرعت غیر یکنواختی در ورودی دیفیوزر ایجاد شود باید از زاویه کوچک‌تری در طراحی دیفیوزر استفاده کرد تا در طول بیشتری از دیفیوزر، پروفیل یکنواختی ایجاد شده و افزایش فشار مطلوبی در آن صورت گیرد.

۵-۲-۲-۵- موقعیت خروجی نازل

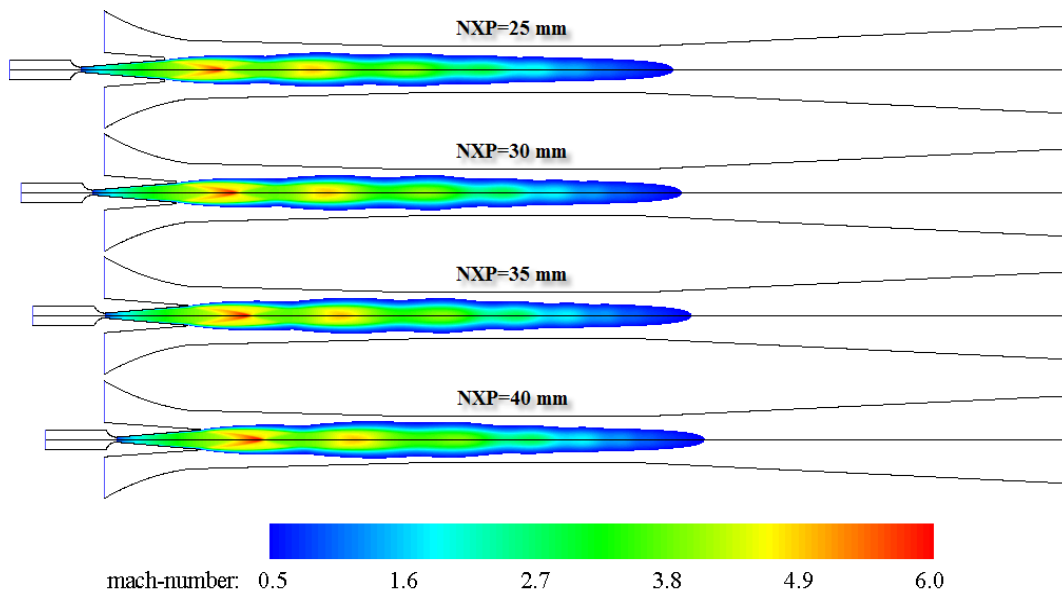
در این بخش از پایان نامه، به بررسی موقعیت نازل روی عملکرد اجکتور پرداخته می‌شود. موقعیت خروجی نازل (NXP)^۱، فاصله انتهای نازل اولیه تا ابتدای محفظه اختلاط می‌باشد (شکل ۴-۲). بررسی‌های فوق روی هندسه اجکتور در حالتی انجام شد که مقدار NXP، برابر با ۳۵ میلی‌متر منظور شده بود. همانطور که در شکل ۵-۲۶ مشاهده می‌شود بیشترین نسبت جرمی زمانی حاصل می‌شود که NXP به سمت ورودی اجکتور حرکت کند.

^۱ Nozzle Exit Position



شکل ۵-۲۶: تغییرات نسبت جرمی بر حسب NXP.

البته باید توجه داشت که افزایش بیش از حد مقدار NXP در جهت منفی، موجب افزایش سطح ورودی سیال ثانویه به محفظه اختلاط می‌شود و با توجه به پایین بودن سرعت سیال ثانویه در این ناحیه، مومنتوم سیال مخلوط کاهش یافته و منجر به کاهش نسبت جرمی می‌شود.



شکل ۵-۲۷: تأثیر NXP روی تغییر سطح موثر جریان ثانویه توسط کانتور عدد ماخ.

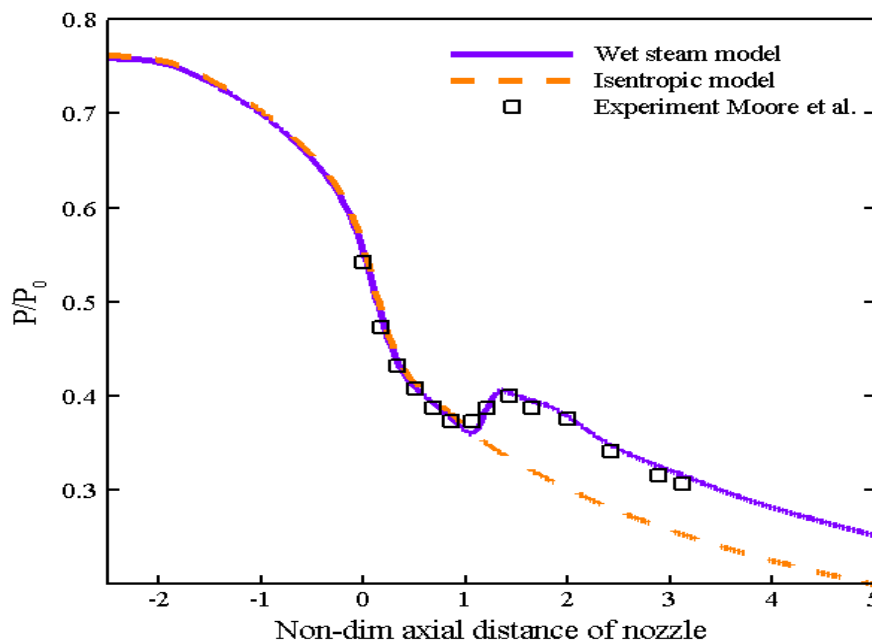
همانطور که در شکل ۵-۲۷ نیز مشخص است، با حرکت NXP به سمت ورودی اجکتور، سطح موثر تشکیل شده در جایی که جریان ثانویه دچار خفگی می‌شود بزرگ‌تر شده و در نتیجه جریان جرمی بیشتری حاصل می‌شود.

۵-۳- جريان دوفازی داخل شیبورهی همگرا- واگرا

هنگامی که سیال محرک، بخار است کیفیت آن روی عملکرد سیستم تأثیر می‌گذارد. این پدیده، به‌طور خاصی در طراحی سیستم‌ها برای نسبت تراکم‌های بالا و در سیستم‌های چند مرحله‌ای، مورد توجه قرار می‌گیرد [۲۵]. انبساط بخار در مدل جریان مرطوب همان‌طور که قبلاً بیان شد بر مبنای معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی می‌باشد. با حل یک نمونه جریان بخار داخل شیبوره همگرا- واگرا مشاهده می‌شود که فرآیند چگالش، یک تفاوت محرز در شرایط خروجی به وجود می‌آورد.

۵-۳-۱- جريان بخار با فشار پایین

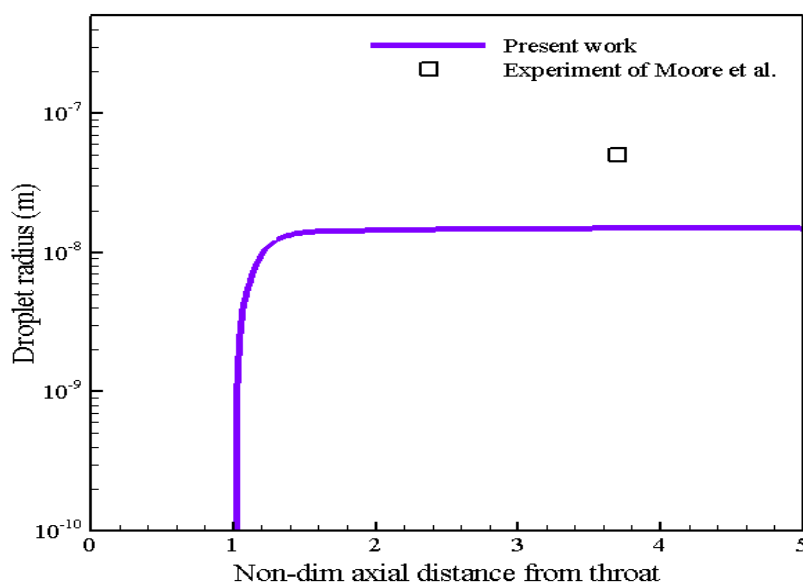
با توجه به پایین بودن فشار جریان، می‌توان از معادله حالت و روابط مربوط به گاز کامل برای محاسبه فشار و خواص بخار خشک در جریان داخل شیبوره فوق استفاده کرد. همان‌طور که در شکل ۵-۲۸ مشاهده می‌شود نتایج حل عددی حاضر موسوم به جریان مرطوب، به صورت تغییرات نسبت فشار در طول خط میانی شیبوره، با جریان آیزنتروپیک بخار آب و داده‌های تجربی [۳۱] مقایسه شد که از تطابق خوبی با داده‌های تجربی برخوردار است.



شکل ۵-۲۸: توزیع نسبت فشار در طول خط میانی شیبوره B مور و مقایسه آن با جریان آیزنتروپیک بخار آب و داده‌های تجربی مور [۳۱].

۵-۳-۱-۱- بررسی شعاع قطرات حاصله

به عنوان معیار دیگری برای اعتبار سنجی نتایج حاصل از جریان چگالشی انجام شده، شعاع قطرات در انتهای شیپوره با داده‌های تجربی مقایسه گردید. همانطور که در شکل ۵-۲۹ مشاهده می‌شود، شاید بتوان گفت که شعاع قطرات محاسبه شده در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی، از تطابق نسبتاً خوبی برخوردار نیست اما باید خاطر نشان کرد که اختلاف میکرونی می‌تواند به خاطر پیچیده بودن روابط دوفازی و نیز خطاهای عددی، به وجود آمده باشد. با این حال، مقدار بدست آمده برای شعاع قطرات با توجه به هم مرتبه بودن آنها با داده‌های تجربی، برای مسائل مهندسی، قابل قبول است.



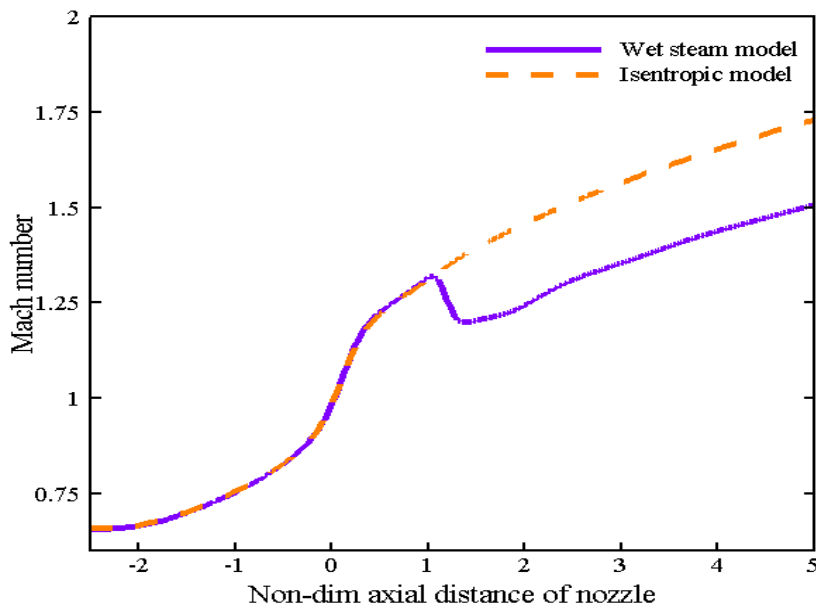
شکل ۵-۲۹: توزیع شعاع قطرات و مقایسه آن با داده‌های تجربی مور [۳۱].

۵-۳-۱-۲- بررسی جزئیات بیشتری از جریان چگالشی در شیپوره

با توجه به شکل ۵-۲۸ و شکل ۵-۳۰ برای قسمت قبل از گلوگاه که هنوز جوانه‌زایی اتفاق نیفتاده است و همین طور برای بعد از گلوگاه که هنوز بخار به صورت تک‌فاز در حال حرکت است، توزیع نسبت فشار جریان مرطوب، با جریان آیزنتروپیک بخار، یکسان می‌باشد.

همانطور که ملاحظه می‌شود پدیده شوک چگالش تأثیر بسزایی روی جریان خواهد داشت. در انتهای شیپوره، عدد ماخ کاهش یافته و فشار خروجی از نازل افزایش می‌یابد. به موجب آن، فشار اواپراتور سیستم سرمایش تبخیری باید افزایش یابد که در نتیجه، دمای اواپراتور نیز افزایش می‌یابد.

علاوه بر ایجاد شرایط عملکردی فوق، تشکیل قطرات و برخورد آنها با سرعت زیاد به دیواره نازل نیز موجب خوردگی می‌شود.

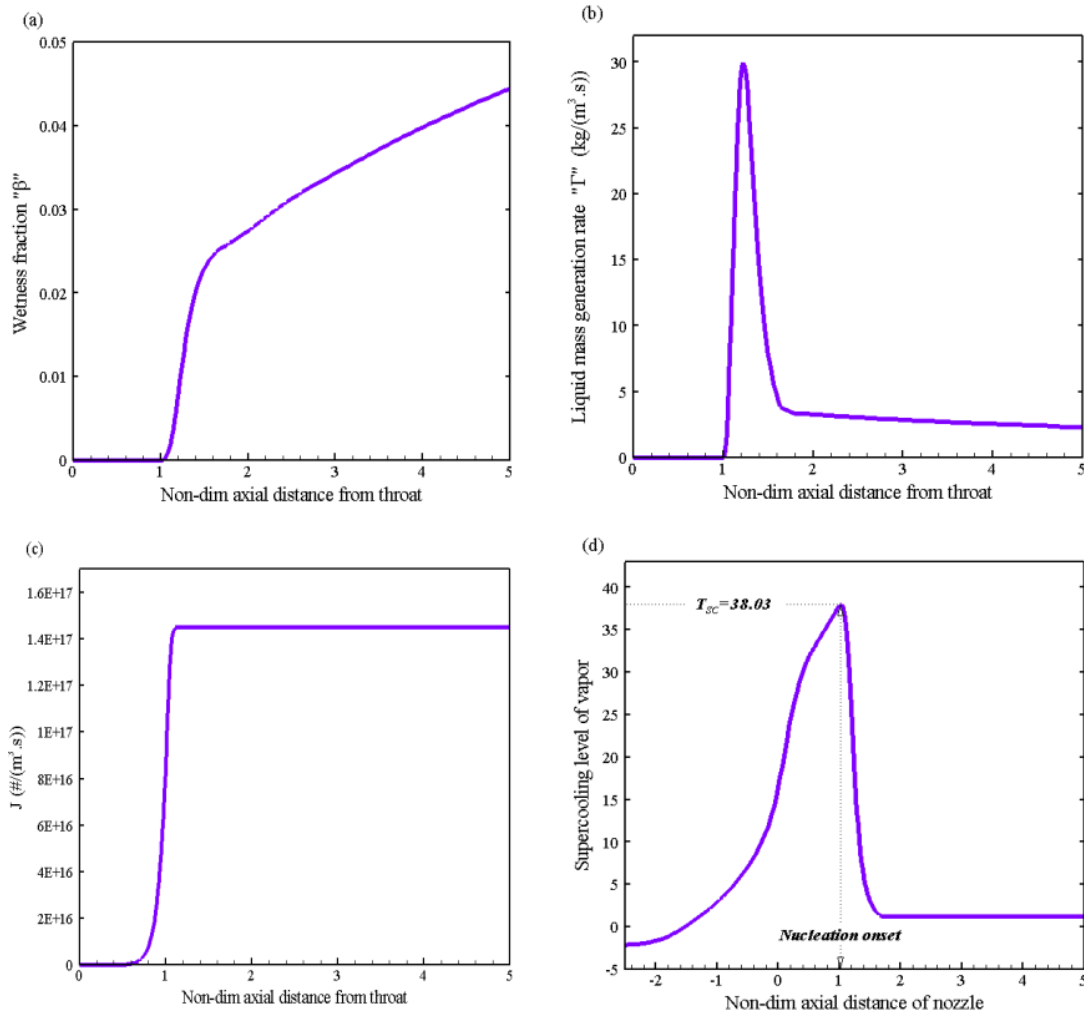


شکل ۵-۳۰: توزیع عدد ماخ و مقایسه آن با نتایج جریان آیزنتروپیک بخار آب.

در شکل ۵-۳۱ (a) کسر جرمی آب چگالش یافته و در شکل ۵-۳۱ (b) نرخ تولید جرم فاز مایع نشان داده شده است. پس از شروع جوانه‌زایی، کسر جرمی با نرخ بالایی افزایش می‌یابد و با گذشتن از ناحیه جوانه‌زایی و چگالش، طبق معیار اندازه بحرانی قطرات، قطرات با شعاع کوچکتر از شعاع بحرانی، از بین رفته و موجب آزاد شدن گرمای نهان تبخیر می‌شوند. بنابراین جوانه‌زایی متوقف گردیده و قطراتی که قبلاً تشکیل شده بودند، به حرکت خود تا انتهای شیپوره ادامه می‌دهند. ثابت ماندن تعداد قطرات در انتهای شیپوره نیز در شکل ۵-۳۱ (c) نشان داده شده است. در این بخش از مخلوط دوفازی، چگالش روی سطوح قطرات باقیمانده ادامه پیدا می‌کند و سبب افزایش جزئی در اندازه قطرات تا پایان شیپوره می‌شود که در نتیجه، کسر جرمی با رشد کمتری نسبت به قبل افزایش می‌یابد.

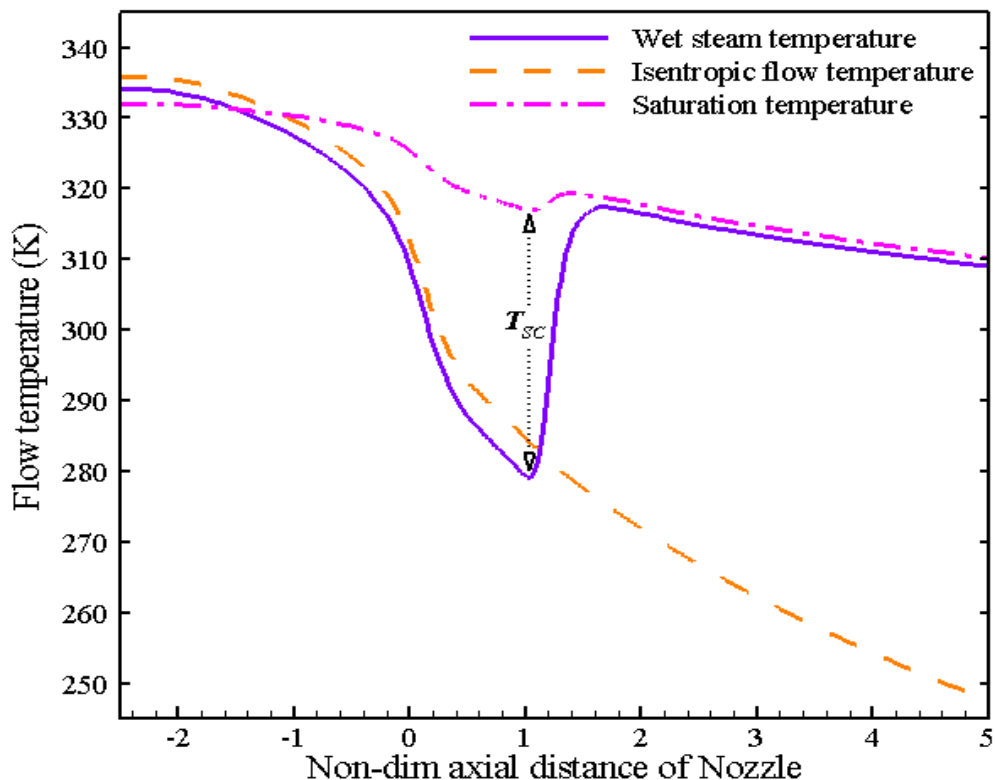
جوانه‌زایی زمانی شروع می‌شود که جریان به بالاترین نسبت فوق اشباع $\Delta T=(T_s(P)-T)$ دست یابد. این در حالی است که پس از جوانه‌زایی، با آزاد شدن گرمای نهان قطرات از بین رفته، میزان

فوق اشباع با افت شدیدی مواجه خواهد شد (شکل ۵-۳۱ (d)). کاهش نسبت فوق اشباع تا مقداری نزدیک به صفر ادامه پیدا می کند که این مقدار مربوط به نیاز فیزیکی جریان برای آزاد شدن گرمای نهان قطرات می باشد.



شکل ۵-۳۱: برخی جزئیات جریان چگالشی روی خط تقارن شیپوره: (a) کسر جرمی مایع تولید شده، (b) نرخ تولید جرم مایع، (c) نرخ جوانه زایی قطرات مایع، (d) نسبت فوق اشباع و بیشترین درجه فوق اشباع.

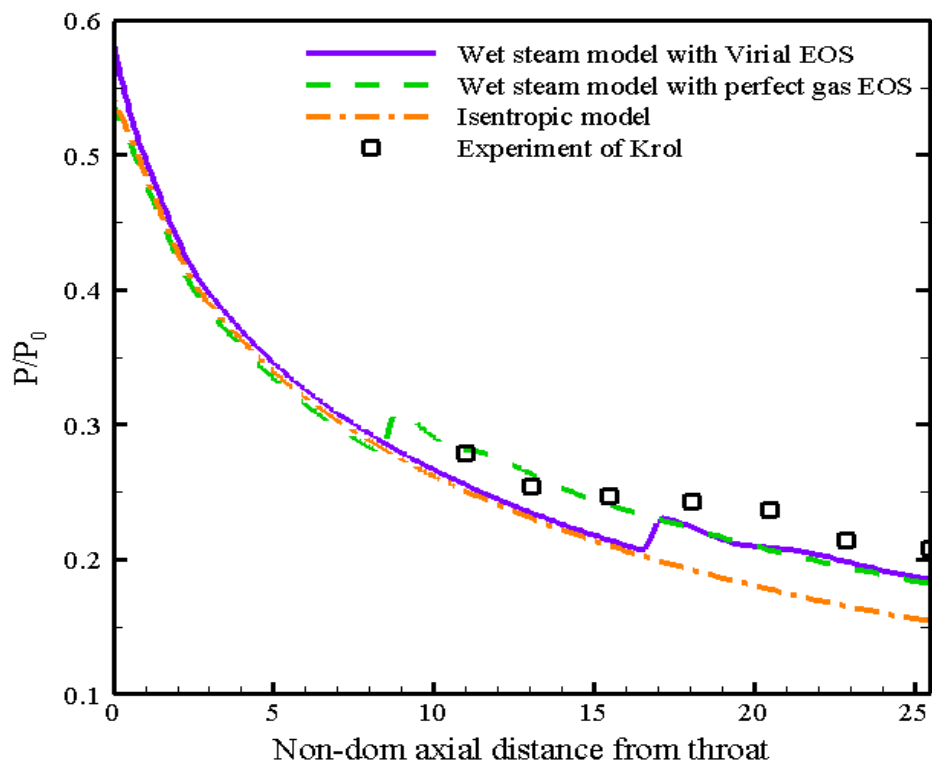
در انتها می توان به توزیع دمای جریان در طول شیپوره پرداخت. شکل ۵-۳۲، حل جریان چگالشی دمای واقعی جریان داخل شیپوره را نسبت به جریان آیزنتروپیک که با در نظر گرفتن بخار به صورت گاز ایده آل مورد استفاده قرار می گیرد، نشان می دهد. همانطور که مشخص است، نسبت فوق اشباع که در اینجا با اختلاف بین دمای جریان آیزنتروپیک و دمای جریان چگالشی نشان داده شده است، بزرگ تر می شود و دمای جریان چگالی همراه با دمای اشباع جریان کاهش می یابد.



شکل ۵-۳۲: توزیع دمای جریان چگالشی در طول شیپوره و مقایسه آن با دمای جریان آیزنتروپیک و دمای اشباع مرتبط با فشار جریان.

۵-۳-۲- جریان بخار با فشار بالا

با توجه به اینکه محدوده‌ی استفاده از اجکتور سیستم‌های سرمایشی بخار در گستره‌ی بالاتری از فشار بخار محرک می‌باشد به بررسی جریان چگالشی داخل یک شیپوره همگرا-واگرا از مرجع [۳۴] پرداخته که شرایط آزمایش آن، $T_0=453\text{ K}$ و $P_0=2.94\text{ bar}$ می‌باشد. در فشارهای بالاتر، معادله حالت گاز کامل مورد استفاده برای بخار، نمی‌تواند به درستی خواص جریان و در نتیجه محل شوک چگالش را نشان دهد. بنابراین از معادله حالت ویریال توسعه یافته در این گستره از فشار می‌توان بهره برد و نتایج بهتری به دست آورد. در شکل ۵-۳۳، از نمودار توزیع نسبت فشار در طول خط میانی شیپوره فوق برای مقایسه بین نتایج حاصله از استفاده معادله حالت ویریال و گاز کامل برای بخار با داده‌های تجربی مرجع [۳۴] و همچنین جریان آیزنتروپیک بخار استفاده شد و دقت بالاتر معادله حالت ویریال برای محاسبه خواص جریان، مشخص می‌شود.



شکل ۳۳-۵: توزیع نسبت فشار در طول خط میانی شیپوره ۲ کرول با استفاده از دو معادله حالت ویرال و گاز کامل و مقایسه آنها با جریان آیزنتروپیک بخار آب و داده‌های تجربی [۳۴].

۵-۴- جمع بندی نتایج

در این مطالعه با استفاده از روش‌های تحلیل یک‌بعدی و عددی به بررسی جریان داخل اجکتور پرداخته شد. در حل یک بعدی تأثیر شرایط مرزی روی عملکرد سیستم سرمایه‌ش بیان شد و در حل عددی علاوه بر شرایط مرزی، تأثیر هندسه اجکتور نیز مورد بررسی قرار گرفت. همچنین برای یک نمونه شیپوره همگرا- واگرا، جریان دوفازی بخار-مایع آب مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج نهایی را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- مقایسه نتایج حل یک‌بعدی و عددی مطالعه حاضر، با داده‌های آزمایشگاهی مقالات مذکور در محدوده‌ی مشخصی از شرایط مرزی، نشان داد که از تطابق خوبی با آنها برخوردار است.
- در یک هندسه ثابت، پارامترهای حاکم بر عملکرد اجکتور، شامل دمای بویلر، دمای اواپراتور و فشار بحرانی کندانسور می‌شوند. در تهویه مطبوع با استفاده از سیستم سرمایه‌ش تبخیری، دمای اواپراتور، همان دمای اتاق بوده و فشار کندانسور، فشار محیط در نظر گرفته می‌شود. تنها، شرط مرزی دمای بویلر است که به طراح، اجازه مانور روی عملکرد اجکتور می‌دهد.
- به منظور طراحی یک نمونه اجکتور، با حل معادلات دینامیک گاز و ترمودینامیک در روش تحلیل یک‌بعدی برای شرایط مرزی مختلف، می‌توان علاوه بر محاسبه ابعاد کلی اجکتور، نسبت جرمی را نیز با خطای قابل قبولی، در مدت زمان کوتاهی به دست آورد.
- به کمک نتایج حاصل از حل عددی، می‌توان جزئیات بیشتری از پدیده‌های داخل اجکتور را بررسی کرد. با این روش، مقادیر بهینه طول و زوایای بخش‌های مختلف اجکتور نیز قابل محاسبه است. در مجموع می‌توان گفت که حل عددی، ابزار مفیدی برای طراحی هر نوع اجکتوری در کاربردهای مختلف آن می‌باشد.
- اگر یک اجکتور با هندسه متغیر (از قبیل سطح مقاطع و موقعیت نازل) طراحی شود، آنگاه می‌توان گفت که ظرفیت سرمایه‌ش، مستقل از شرایط مرزی در محدوده داده شده می‌باشد.

- به سبب وقوع پدیده‌ی چگالش در نازل همگرا- واگرا، فشار و عدد ماخ خروجی از نازل، با نتایج جریان تک‌فاز متفاوت خواهد بود. کاهش عدد ماخ و سرعت جریان مرطوب، در خروجی نازل و به تبع آن کاهش مومنتوم، موجب می‌شود جریان ثانویه کمتری از داخل اوپراتور کشیده شود.
- در قسمت واگرایی نازل که جریان مافوق صوت می‌باشد، قطرات حاصل از جوانه‌زایی رشد کرده و به واسطه برهم زدن تعادل ترمودینامیکی و ظهور پدیده بازگشت‌ناپذیر شوک چگالش، می‌توانند موجب کاهش راندمان نازل و خوردگی دیواره آن شوند.
- در حالت کلی، تأثیر پارامترهای بررسی شده روی نسبت جرمی اجکتور سیستم سرمایه‌گذاری، به صورت جدول ۲-۵ ارائه شده است:

جدول ۲-۵: تأثیر پارامترهای مختلف روی نسبت جرمی اجکتور.

نسبت جرمی	تغییرات اعمال شده	پارامتر مورد بررسی
	در محدوده‌ی کارهای آزمایشگاهی	شرایط عملکردی اجکتور
↓	↑	فشار اشباع سیال اولیه
↑	↑	فشار اشباع سیال ثانویه
	تا رسیدن به نقطه بهینه	هندسه اجکتور
↑	↑	زاویه واگرایی نازل اولیه
↑	↑	زاویه همگرایی بخش اختلاط
↑	↑	نسبت طول به قطر گلوگاه اجکتور
↑	↑	زاویه واگرایی دیفیوزر
↑	↓	موقعیت خروجی نازل اولیه (NXP)

۵-۵- پیشنهادات

به منظور ادامه پژوهش در زمینه تحلیل و طراحی اجکتورها برای هر نوع فرآیند صنعتی به خصوص

در سیستم‌های سرمایش تبخیری، موارد زیر پیشنهاد می‌شود:

- بررسی انرژی و کاهش تلفات در اجکتور
- جلوگیری از پدیده‌ی سایش، خصوصاً در نازل اولیه اجکتور و مواقعی که سیستم، در فشارهای پایین‌تر کار می‌کند.
- بررسی فرآیندهای ساخت اجکتور و راه‌اندازی آن برای سیستم سرمایش تبخیری
- کاهش شدت شوک چگالش و پدیده جوانه‌زایی برای افزایش راندمان نازل و کاهش افت‌های حاصل از چگالش جریان بخار
- حل جریان دوفازی برای جریان داخل اجکتور و بررسی اثر چگالش روی ضریب عملکرد

-
- [1] Eames I.W., Aphornratana S., Haider H., (1995), "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet Refrigerator", International Journal of Refrigeration, vol. 18, no. 6, pp. 378-86.
- [2] Pridasawas W., (2006), PhD. thesis, "Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle", Depart. Energy Technology, School of Industrial Engineering and Management.
- [3] Ruangtrakoon N., Aphornratana S., Sriveerakul T., (2011), "Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle: Effect of the primary nozzle geometries to system performance", Experimental Thermal and Fluid Science, impress.
- [4] Arora C.P., (1981), "Refrigeration and Air Condition", vol. 1, Tata McGraw-Hill publishing company Limited, New Dehli, pp. 426-436.
- [5] Chunnanond K., Aphornratana S., (2004), "An experimental investigation of a steam ejector refrigerator", Applied Thermal Engineering, vol. 24, pp. 311-322.
- [6] داستانیان ر.، ۱۳۸۸، پایان نامه ارشد، "بهینه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری جهت بالا بردن راندمان سرمایشی"، دانشکده فنی-مهندسی، دانشگاه تربیت مدرس.
- [7] Eames I.W., Aphornratana S., Sun D.W., (1995), "The Jet-pump cycle a low cost refrigerator option powered by waste heat", Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, no. 8, pp. 711-721.
- [8] Ji M.K., Utomo T., Woo J.S., Lee Y.H., Jeong H.M., Chung H.S., (2010), "CFD investigation on the flow structure inside thermo vapor compressor", Energy, Article in press.
- [9] Pianthong K., Seehanam W., Behnia M., Sriveerakul T., Aphornratana S., (2007), "Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique". Energy Conversion and Management, vol. 48, pp. 2556-2564.
- [10] He S., Li Y., Wang R.Z., (2009), "Progress of mathematical modeling on ejectors", Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 13, pp. 1760-1780.
- [11] Munday JT, Bagster DF., (1977), "A new theory applied to steam jet refrigeration", Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, vol. 16, no. 4, pp. 442-449.

-
- [12] H.Aly N., Karameldin A., Shamloul M.M., (1999), "*Modelling and simulation of steam jet ejectors*", *Desalination*, vol. 123, pp. 1-8.
- [13] Huang B.J., Chang J.M., Wang C.P., Petrenko V.A., (1999), "*1-D analysis of ejector performance*". *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, pp. 354-64.
- [14] Rogdakis E.D., Alexis G.K., (2000), "*Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system*". *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, no. 2, pp.213-226.
- [15] Eames I.W., (2002), "*A new prescription for design of supersonic jet pumps: constant rate of momentum change method*", *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, pp. 121-131.
- [16] Hong W.J., Alhussan K., Zhang H., Garris C.A., (2004), "A novel thermally driven rotor-vane/pressure-exchange ejector refrigeration system with environmental benefits and energy efficiency", *Energy*, vol. 29, pp. 2331-2345.
- [17] Chang Y.J., Chen Y.M., (2000), "*Enhancement of a steam-jet refrigerator using a novel application of the petal nozzle*". *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 22, pp. 203-211.
- [18] Selvaraju A., Mani A., (2004), "*Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants*". *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, pp. 827-838.
- [19] Zhu Y., Cai W., Wen C., Li Y., (2007), "Shock circle model for ejector performance evaluation", *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 2533-2541.
- [20] Yang Y., Shen S., (2009), "Numerical simulation on non-equilibrium spontaneous condensation in supersonic steam flow", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 902-907.
- [21] Halama J., Fort J., (2007), "Numerical solution of 2D and 3D transonic flow of wet steam in turbine cascades", *International Conference on Multiphase Flow*, Leipzig, Germany.
- [۲۲] تیمورتاش ع.، مه‌پیکر م.، (۱۳۸۵)، "تحلیل جریان گذر صوتی و غیر لزوج بخار ضمن چگالش در پاساژ تیغه‌های توربین به روش تایم مارچینگ جیمسون روی شبکه منطبق بر مرز"، نشریه دانشکده مهندسی، سال هیجدهم، شماره یک.
- [23] Grazzini G., Milazzo A., Piazzini S., (2010), "Prediction of condensation in steam ejector for a refrigeration system", *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 1641-1648.
- [24] Power R.B., (2005), "*Steam Jet Ejectors for the Process Industries*", USA, C & M Press, Second Edition, Forth Chapter.

-
- [25] Mahpeykar M.R., Lakzian E., Amirirad E., (2009), “*Reduction of Thermodynamic Losses in a Supersonic Nucleating Steam Nozzle by Spraying Water Droplets*”, SCIENTIA IRANICA, Sharif University of Technology, vol. 16, no. 3, pp. 253-262.
- [26] Bakhtar F., Young J.B., White A.J., Simpson D.A., (2005), “*Classical nucleation theory and its application to condensing steam flow calculations*”, Proc. Of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, SAGE press.
- [27] AN L., WANG Z., HAN Z., (2009), “*Numerical study and control method of interaction of nucleation and boundary layer separation in condensing flow*”, Energy Power Engineering, vol. 3, no. 3, pp. 254–261.
- [28] Fluent 6.3 User’s Guide, (2006), ANSYS Inc., USA, Canonsburg.
- [29] Bakhtar F., Zidi K., (1990), “*Nuclation phenomena in flowing high-pressure steam Part2: theoretical analysis*”, Proc Instan Mech Engrs, vol. 204.
- [30] Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K., (2007), “*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.
- [31] Kermani M.J., Gerber A.G., (2003), “*A general formula for the evaluation of thermodynamic and aerodynamic losses in nucleating steam flow*”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 3265-3278.
- [32] Meyer A.J., (2006), Msc. Thesis, “*Steam jet ejector cooling powered by low grade waste or solar heat*”, Mechanical Engineering, Stellenbosch university.
- [33] Sooten G.P., (2001), “*Rocket Propulsion Elements*“, John Wiley & Sons Press, 7th Edition, Third chapter.
- [34] Young J.B., Bakhtar F., (1976), “*A comparison between theoretical and experimental measurement of droplet sizes in nucleating steam flow*”, Instytutu Maszyn Przeplywowych.