



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک  
پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

طراحی مقدماتی یک مبدل حرارتی در سیکل رنکین آلی (ORC) جهت بهبود عملکرد  
تولید برق از حرارت اتلافی

نگارنده: رضا محمودی طرقي

اساتيد راهنما:

دکتر محمود نوروزی

دکتر سيد مجيد هاشمیان

شهریور ۱۳۹۶

شماره: ۱۴۴/۲۹۶/ب  
تاریخ: ۱۳۹۶/۱۷/۲۶

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۳) صور تجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای رضا محمودی طرفی با شماره دانشجویی ۹۳۱۵۷۰۴ رشته مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان طراحی مقدماتی یک مبدل حرارتی در سیکل رنکین آلی (ORC) جهت بهبود عملکرد تولید برق از حرارت اتلافی که در تاریخ ۹۶/۰۶/۲۱ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با امتیاز ۱۸/۳ درجه بسیار خوب)  مردود   
نوع تحقیق: نظری  عملی

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	دانشیار	محمود نوروزی	۱- استاد راهنمای اول
	استادیار	سید مجید هاشمیان	۲- استاد راهنمای دوم
			۳- استاد مشاور
	دانشیار	پوریا اکبر زاده	۴- نماینده تحصیلات تکمیلی
	استادیار	محمد ضامن	۵- استاد ممتحن اول
	استادیار	احمد نظری	۶- استاد ممتحن دوم

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده:

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تصوه: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).



## تعهد نامه

اینجانب رضا محمودی طرقي دانشجوي دوره کارشناسی ارشد رشته تبدیل انرژی دانشکده‌ی مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه " طراحی مقدماتی یک مبدل حرارتی در سیکل رنکین آلی (ORC) جهت بهبود عملکرد تولید برق از حرارت اتلافی"

تحت راهنمایی دکتر محمود نوروزی و دکتر سید مجید هاشمیان متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان‌نامه 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 پایان‌نامه 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 می‌باشد 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 پایان‌نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، 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، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

متن این صفحه باید در ابتدای نسخه‌های تکثیر شده پایان‌نامه وجود داشته باشد.

## چکیده

افزایش مصرف منابع انرژی در جهان منجر به کمبود ذخایر انرژی و آلودگی محیط زیست شده است. منابع انرژی تجدیدپذیر می‌تواند جایگزینی مناسب برای منابع انرژی متعارف باشند، که این منابع شامل انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و یا حرارت اتلافی از فرآیندهای صنعتی می‌باشد. سیکل رانکین آلی (ORC) به عنوان یک تکنولوژی قابل قبول برای تبدیل انرژی حرارتی به انرژی الکتریکی در منابع حرارتی دما پایین شناخته می‌شود که در این سیکل از سیالات آلی به عنوان سیال کاری استفاده می‌شود. از آن جایی که مبدل‌های حرارتی درون سیکل رانکین آلی نقش مهمی در بازده سیکل دارند و همچنین بخش قابل توجهی از اتلافات حرارتی و هزینه سیکل مربوط به مبدل‌های حرارتی است بنابراین بهینه‌سازی مبدل حرارتی در این سیکل دارای اهمیت زیادی است.

در این تحقیق یک مبدل حرارتی صفحه‌ای به عنوان اواپراتور در سیکل رانکین آلی و سیال R123 به عنوان سیال کاری انتخاب شده است. بخار آب با دمای ورودی  $150^{\circ}\text{C}$  به عنوان سیال گرم در نظر گرفته شده است.

در این‌جا از روش بهینه‌سازی چند هدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای بدست آوردن پارامترهای هندسی مبدل حرارتی استفاده شده است، که منجر به کمترین مقدر افت فشار و حداکثر ضریب انتقال حرارت کلی شود. کاملاً واضح است که دو تابع هدف مخالف یکدیگر هستند، بنابراین در این روش بهینه‌سازی از راه حل پارتو استفاده شده است که می‌تواند به صورت همزمان بین توابع هدف ارتباط ایجاد کرده و پارامترهای هندسی مربوط به مبدل را در حضور محدودیت‌های ایجاد شده ارائه کند.

در این تحقیق به بررسی آنالیز حساسیت هر یک از پارامترهای هندسی (متغیرهای مستقل) پرداخته شده است و تأثیر هر پارامتر روی توابع هدف بررسی شده است، یکی از نتایج مهم این است که با افزایش تعداد صفحات از میزان افت فشار و ضریب انتقال حرارت کلی کاسته می‌شود. همچنین

تأثیر پارامترهای عملکردی مبدل حرارتی بر روی طراحی بهینه مبدل حرارتی مورد مطالعه قرار گرفته است. از جمله پارامترهای مورد مطالعه در این تحقیق دبی سیالات گرم و سرد است که با افزایش دبی، افت فشار کل و ضریب انتقال حرارت کلی افزایش می‌یابد، که تأثیر این افزایش به مراتب در افت فشار بیشتر است و در نهایت در بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک، با افزایش تعداد صفحات می‌توان از افت فشار حاصله کم کرد.

**واژگان کلیدی:** سیکل رانکین آلی، مبدل حرارتی صفحه‌ای، الگوریتم ژنتیک، جریان دو فازی، افت فشار، ضریب انتقال حرارت کلی

تقدیم بہ

پدر و مادر

بہ پاس زحمت های بی کرانشان

## تشکر و قدردانی:

حمد و سپاس پروردگار حکیمی را که جهان را با قدرت لایزال خود آفرید و لطف بیکرانیش را به تمام موجودات عنایت کرد. و معرفت و شناخت گوشه ای از طبیعت را که بی گمان جلوه عظمت و قدرت اوست، به من ارزانی بخشید. از او می خواهم همیشه مرله نور هدایت خویش را بنمون سازد.

اینک که لطف و یاری خدای متعال شامل حالم شد و توانستم این مجموعه را به پایان برسانم بر خود لازم می دانم از همه سروران و عزیزانی که من را در انجام آن یاری نموده اند تشکر و قدردانی نموده و از آفریدگار جهان هستی، سپر بلندی و بهروزی ایشان را آرزو نمایم.

از جناب آقای دکتر محمود نوروزی و دکتر سید مجید هاشمیان که به عنوان اساتید راهنما، امر هدایت و راهنمایی این پایان نامه را بر عهده داشتند و با عنایت و توجه خاص و بهیچگی خود، مراد انجام این پروژه یاری نمودند صمیمانه تشکر می نمایم. از جناب آقای دکتر ضامن و جناب آقای دکتر نظری به خاطر داورى مضافه و عادلانه کمال تشکر را دارم. همچنین بر خود لازم می دانم از تمام اساتید و کارکنان دانشکده مهندسی مکانیک تشکر نمایم.

رضا محمودی (شهریور ۹۶)



## فهرست عنوان‌ها

فهرست شکل‌ها	ل
فهرست جدول‌ها	ن
فهرست نشانه‌ها	ع
فصل ۱ مقدمه	۱
۱-۱- مقدمه	۲
۲-۱- سیکل رانکین	۳
۳-۱- سیکل رانکین آلی ( ORC )	۵
۴-۱- مقدمه ای بر مبدل‌های حرارتی	۶
۱-۴-۱- مبدل‌های لوله ای	۸
۱-۴-۱-۱- مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله	۸
۲-۴-۱- مبدل‌های حرارتی صفحه ای	۱۰
۱-۲-۴-۱- مبدل‌های حرارتی صفحه ای واشردار	۱۰
۲-۲-۴-۱- مزایای مبدل حرارتی صفحه ای	۱۲
۵-۱- سیال کاری	۱۳
۱-۵-۱- سیالات آلی	۱۳
۶-۱- مروری بر کارهای پیشین	۱۴
۱-۶-۱- مقدمه	۱۴
۲-۶-۱- سیالات آلی	۱۵
۳-۶-۱- سیکل رانکین آلی و مبدل‌های حرارتی آن	۱۸
۷-۱- معرفی تحقیق حاضر	۲۳
۱-۷-۱- تعریف مسأله	۲۳
۲-۷-۱- ضرورت، اهمیت و کاربرد موضوع	۲۴
۳-۷-۱- جنبه‌های نوآوری	۲۶
۴-۷-۱- مروری بر فصول پایان نامه	۲۶
فصل ۲ روابط حاکم بر طراحی مبدل حرارتی صفحه ای	۲۷
۱-۲- اعداد بی بعد	۲۸
۲-۲- فرضیات فیزیکی	۳۰

- ۳-۲-۳- روابط حاکم..... ۳۰
- ۱-۳-۲- معادلات هندسی مبدل ..... ۳۱
- ۱-۱-۳-۲- محاسبه متوسط فاصله کانال جریان..... ۳۲
- ۲-۱-۳-۲- قطر هیدرولیکی کانال..... ۳۳
- ۲-۳-۲- محاسبه انتقال حرارت و افت فشار ..... ۳۳
- ۱-۲-۳-۲- حالت تک فازی..... ۳۴
- ۲-۲-۳-۲- حالت دو فازی..... ۳۸

### فصل ۳ روش حل ..... ۴۳

- ۱-۳-۱- انتخاب سیال کاری (عامل): ..... ۴۴
- ۲-۳-۲- شرایط عملکردی مبدل حرارتی صفحه ای در سیکل ORC..... ۴۶
- ۳-۳-۳- الگوریتم ژنتیک..... ۴۷
- ۱-۳-۳- مقدمه ..... ۴۷
- ۲-۳-۳- ویژگی های الگوریتم ژنتیک ..... ۴۹
- ۳-۳-۳- تابع برازندگی (fitness function) ..... ۴۹
- ۴-۳-۳- عملگر ترکیب ..... ۴۹
- ۵-۳-۳- عملگر جهش ..... ۵۰
- ۶-۳-۳- عملگر انتخاب ..... ۵۰
- ۴-۳-۴- روش حل: ..... ۵۱

### فصل ۴ بحث و بررسی نتایج: ..... ۵۷

- ۱-۴-۱- مقدمه..... ۵۸
- ۲-۴-۲- محدوده و شرایط عملکردی مبدل حرارتی..... ۵۸
- ۳-۴-۳- اعتبار سنجی بهینه سازی مسأله..... ۶۰
- ۱-۳-۴- اعتبارسنجی با تحقیق نجفی و همکاران [۳۳]..... ۶۰
- ۲-۳-۴- اعتبار سنجی با نمونه مسأله ارائه شده در کتاب کاکاش [۳۵] ..... ۶۲
- ۳-۳-۴- اعتبار سنجی با نرم افزار Aspen EDR ..... ۶۳
- ۴-۴-۴- آنالیز حساسیت..... ۶۴
- ۱-۴-۴- قطر پورت ها ( $D_p$ ) ..... ۶۵
- ۲-۴-۴- ضخامت صفحات ( $t$ )..... ۶۷
- ۳-۴-۴- فاصله افقی پورت ها ( $L_h$ ) ..... ۶۹
- ۴-۴-۴- فاصله عمودی پورت ها ( $L_v$ ) ..... ۷۱
- ۵-۴-۴- تعداد صفحات ( $N_t$ ) ..... ۷۳

- ۷۵-۴-۵- انتخاب شرایط بهینه و محدودیت ها.....۷۵
- ۷۵-۴-۶- بررسی تأثیر پارامترهای بیرونی بر بهینه سازی مبدل حرارتی.....۷۵
- ۷۵-۴-۶-۱- تأثیر دبی جرمی سیال سرد R123 ( $mC$ ).....۷۵
- ۷۷-۴-۶-۱-۱- بررسی تأثیر دبی سیال سرد (کاری).....۷۷
- ۸۳-۴-۶-۲- تأثیر دبی جرمی سیال گرم (بخار آب) .....۸۳
- ۸۵-۴-۶-۲-۱- بررسی تأثیر دبی سیال گرم (منبع حرارتی) بر بهینه سازی مبدل حرارتی.....۸۵
- ۸۸-۴-۶-۳- تأثیر فشار سیال کاری .....۸۸
- ۹۰-۴-۶-۳-۱- بررسی تأثیر فشار سیال کاری بر بهینه سازی مبدل حرارتی (اوپراتور).....۹۰

### ۹۳ فصل ۵ نتیجه گیری و پیشنهادات:.....۹۳

- ۹۴-۵-۱- مقدمه .....۹۴
- ۹۴-۵-۲- نتیجه گیری: .....۹۴
- ۹۷-۵-۳- پیشنهادات.....۹۷

### ۹۹ منابع.....۹۹

## فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱: T-S دیاگرام برای سیکل رانکین آلی ..... ۴
- شکل ۲-۱: الف) نمودار T-S سیکل رانکین آلی ب) شماتیک سیکل رانکین آلی ..... ۵
- شکل ۳-۱: مبدل حرارتی پوسته و لوله و مسیر جریان داخل آن ..... ۹
- شکل ۴-۱: مبدل حرارتی صفحه‌ای و نحوه جریان سیال درون آن با یک پاس ..... ۱۱
- شکل ۵-۱: مبدل حرارتی صفحه‌ای و نحوه جریان سیالات درون آن ..... ۲۴
- شکل ۱-۲: ابعاد اصلی یک صفحه با الگوی شورون ..... ۳۱
- شکل ۱-۳: ابعاد اصلی یک صفحه با الگوی شورون ..... ۵۱
- شکل ۲-۳: نحوه جریان سیالات گرم و سرد در اواپراتور (مبدل حرارتی صفحه‌ای) ..... ۵۲
- شکل ۳-۳: شماتیک محاسبات و الگوریتم ژنتیک جهت بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای ..... ۵۵
- شکل ۱-۴: تأثیر قطر پورتهای بر ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل حرارتی (اواپراتور) ..... ۶۶
- شکل ۲-۴: تأثیر قطر پورتهای بر افت فشار کل در مبدل حرارتی (اواپراتور) ..... ۶۶
- شکل ۳-۴: تأثیر ضخامت صفحات بر ضریب انتقال حرارت کل در مبدل حرارتی (اواپراتور) ..... ۶۸
- شکل ۴-۴: تأثیر ضخامت صفحات بر افت فشار کل در مبدل حرارتی (اواپراتور) ..... ۶۸
- شکل ۵-۴: تأثیر فاصله افقی پورتهای بر ضریب انتقال حرارت کل در مبدل حرارتی (اواپراتور) ..... ۷۰
- شکل ۶-۴: تأثیر فاصله افقی پورتهای بر افت فشار کل در مبدل حرارتی (اواپراتور) ..... ۷۰
- شکل ۷-۴: تأثیر فاصله عمودی پورتهای بر ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل حرارتی (اواپراتور) ..... ۷۱
- شکل ۸-۴: تأثیر فاصله عمودی پورتهای بر افت فشار کل در مبدل حرارتی (اواپراتور) ..... ۷۲
- شکل ۹-۴: تأثیر تعداد صفحات بر ضریب انتقال حرارت کل در مبدل حرارتی (اواپراتور) ..... ۷۳
- شکل ۱۰-۴: تأثیر تعداد صفحات بر افت فشار کل در مبدل حرارتی (اواپراتور) ..... ۷۴
- شکل ۱۱-۴: تأثیر دبی سیال سرد (کاری) بر ضریب انتقال حرارت کلی در اواپراتور ..... ۷۶

- شکل ۴-۱۲: تأثیر دبی سیال سرد (کاری) بر افت فشار کل در اواپراتور ..... ۷۶
- شکل ۴-۱۳: نمودار پارتو برای دبی سیال سرد ۰/۱ کیلوگرم بر ثانیه ..... ۸۱
- شکل ۴-۱۴: نمودار پارتو برای دبی سیال سرد ۱ کیلوگرم بر ثانیه ..... ۸۱
- شکل ۴-۱۵: تأثیر دبی سیال کاری (R123) بر تعداد صفحات در بهینه سازی مبدل حرارتی با استفاده از الگوریتم ژنتیک ..... ۸۲
- شکل ۴-۱۶: تأثیر دبی سیال کاری (R123) بر مساحت کل مبدل حرارتی در بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک ..... ۸۳
- شکل ۴-۱۷: تأثیر دبی سیال گرم (بخار آب) بر ضریب انتقال حرارت کلی در اواپراتور ..... ۸۴
- شکل ۴-۱۸: تأثیر دبی سیال گرم (بخار آب) بر افت فشار کل در اواپراتور ..... ۸۴
- شکل ۴-۱۹: تأثیر دبی سیال کاری (بخار آب) بر مساحت کل مبدل حرارتی در بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک ..... ۸۸

## فهرست جدول‌ها

- جدول ۱-۲: ثابت‌ها برای محاسبه افت فشار و انتقال حرارت تک‌فازی در مبدل‌های حرارتی صفحه ای و اشردار [۳۵] ..... ۳۷
- جدول ۱-۳: طبقه‌بندی ایمنی ASHRAE گروه ۳۴ ..... ۴۵
- جدول ۲-۳: اطلاعات ایمنی و زیست‌محیطی سیالات عامل ..... ۴۶
- جدول ۳-۳: پارامترهای بهینه‌سازی و محدودیت‌های مربوطه ..... ۵۲
- جدول ۱-۴: شرایط عملکردی ثابت برای اواپراتور در سیکل رانکین آلی در تحقیق حاضر ..... ۵۹
- جدول ۲-۴: خواص سیال کاری و سیال گرم در شرایط عملکردی مبدل حرارتی ..... ۵۹
- جدول ۳-۴: شرایط عملکردی در تحقیق نجفی و همکاران [۳۳] ..... ۶۰
- جدول ۴-۴: پارامترهای هندسی ثابت در تحقیق نجفی و همکاران [۳۳] ..... ۶۱
- جدول ۵-۴: پارامترهای هندسی (متغیرهای مستقل) برای اعتبار سنجی ..... ۶۱
- جدول ۶-۴: اعتبار سنجی با تحقیق نجفی و همکاران [۳۳] ..... ۶۲
- جدول ۷-۴: پارامترهای هندسی نمونه مسئله ارائه شده در کتاب کاکاش ..... ۶۲
- جدول ۸-۴: اعتبار سنجی با نمونه مثال کتاب کاکاش [۳۵] ..... ۶۳
- جدول ۹-۴: پارامترهای هندسی ورودی در نرم افزار ..... ۶۳
- جدول ۱۰-۴: اعتبار سنجی با نرم افزار Aspen ..... ۶۴
- جدول ۱۱-۴: پارامترهای بهینه‌سازی، مقادیر ثابت و محدودیت‌های مربوطه آنها ..... ۶۵
- جدول ۱۲-۴: بررسی تأثیر دبی سیال سرد (R123) بر بهینه‌سازی مبدل حرارتی با استفاده از الگوریتم ژنتیک ..... ۷۸
- جدول ۱۳-۴: بررسی تأثیر دبی سیال گرم بر بهینه‌سازی مبدل حرارتی با استفاده از الگوریتم ژنتیک ..... ۸۵

جدول ۴-۱۴: نقطه دمایی تغییر فاز (اشباع) در هر فشار از سیال کاری، با ثابت بودن سایر پارامترهای

عملکردی ..... ۸۹

جدول ۴-۱۵: بررسی تأثیر فشار سیال کاری بر بهینه سازی مبدل حرارتی (اوپراتور) ..... ۹۰

### فهرست نشانه‌ها

$N_p$	تعداد پاس‌ها	$A_1$	مساحت تصویر شده صفحه
$N_t$	تعداد کل صفحات مبدل حرارتی	$A_{1p}$	مساحت یک صفحه از مبدل
$Nu$	عدد ناسلت	$A_f$	مساحت کانال جریان
$p$	گام صفحه	$A_t$	مساحت کل صفحات مبدل
$Pr$	عدد پرائتل	$b$	متوسط فاصله کانال
$Q$	حرارت مبادله شده	$C_p$	گرمای ویژه
$\dot{q}$	شار حرارتی	$C_s$	ضریب اطمینان
$R$	شعاع پورت‌ها	$D_e$	قطر هیدرودینامیکی کانال
$Re$	عدد رینولدز	$D_p$	قطر پورت‌ها
$t$	ضخامت صفحات	$eq$	مقدار معادل
$u$	سرعت سیال	$G$	سرعت جرمی سیالات
$x$	کیفیت بخار	$h$	ضریب انتقال حرارت جابه جایی
$X$	پارامتر مارتینلی	$k_f$	ضریب هدایت گرمایی سیالات
$\Delta p$	افت فشار	$k_w$	ضریب هدایت گرمایی مبدل حرارتی
$\beta$	زاویه شورون	$L$	طول مشخصه
$\mu$	ویسکوزیته سیال	$L_c$	طول صفحات فشرده شده
$\phi$	ضریب گسترده‌گی	$L_{eff}$	طول موثر مسیر جریان
$\nu$	لزجت سینماتیکی	$L_h$	فاصله افقی پورت‌ها از یکدیگر
$\rho_l$	چگالی سیال در ورودی مبدل	$L_p$	طول صفحه
$\rho_g$	چگالی سیال در حالت بخار اشباع	$L_v$	فاصله عمودی پورت‌ها از یکدیگر
		$L_w$	عرض صفحه
		$\dot{m}$	دبی جرمی سیال
		$N_{cp}$	تعداد کانال‌ها



## فصل ۱ مقدمه

## ۱-۱- مقدمه

دسترسی به انرژی از بنیادی‌ترین مولفه‌های توسعه در پیشرفت جوامع به شمار می‌رود و نقش مهمی در پیشرفت و توسعه کشورها دارد. به طور کلی مصرف انرژی در هر کشوری با وضعیت اقتصادی آن کشور متناسب است، بنابراین منابع انرژی کافی و قابل اطمینان نیاز هر جامعه است. ایران بیش از هر کشور دیگری بیش از استاندارد جهانی در هدر دادن منابع غذایی، انرژی و ... خود پیشتاز است، در حالی که میزان درست استفاده از منابع، یکی از پیش شرط‌های توسعه هر کشور است. با توجه به گزارش منتشر شده از EIA در سال ۲۰۱۱، مقدار مصرف انرژی در جهان از سال ۲۰۰۸ تا ۲۰۳۵ به-طور میانگین ۱/۶ درصد در هر سال افزایش پیدا خواهد کرد، که این مقدار در خاورمیانه ۲/۱ درصد می‌باشد [۱]. به همین دلیل امروز چالش بهره‌وری انرژی یکی از مهم‌ترین مشکلات جهان است و در صورت ادامه کاهش میزان بهره‌وری انرژی، آینده سختی در انتظار ما خواهد بود. روند شدت مصرف انرژی در کشور بسیار بالا است، بنابراین در چنین شرایطی، بهره‌وری انرژی در کشور رو به افول بوده است.

در صنایع مختلف انرژی حرارتی فراوانی از طرق مختلف مانند انتقال حرارت از سطوح داغ و تلفات ناشی از بخارات تولیدی و ... اتلاف می‌شود. با استفاده از فناوری‌های مختلف می‌توان این حرارت را بازیافت نمود و علاوه بر استفاده از آن در پیشگرمکن‌ها، آب گرم مصرفی و ... از آن برای تولید انرژی الکتریکی استفاده کرد.

یکی از پرکاربردترین انواع انرژی، انرژی الکتریکی می‌باشد. این انرژی به‌وسیله تبدیل سایر انرژی‌ها از جمله انرژی گرمایی بدست می‌آید. رشد سریع نیاز به انرژی الکتریکی و استفاده روز افزون از سوخت‌های فسیلی باعث انتشار گازهای گلخانه‌ای از جمله دی اکسید کربن شده است. کمبود

سوخت‌های فسیلی و همچنین آلودگی‌های زیست محیطی و افزایش گرمای زمین باعث شده است که استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر جزء اولویت‌های جوامع قرار بگیرد [۲].

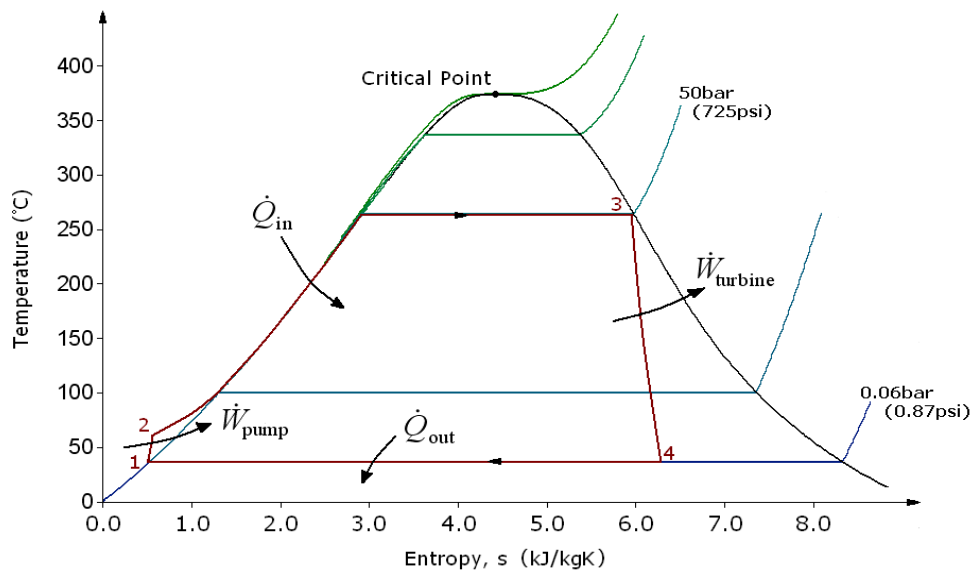
نتایج مطالعه‌ای در امریکا نشان می‌دهد پتانسیل انرژی الکتریکی تولیدی به‌وسیله بازیافت حرارت اتلافی در صنایع این کشور بالاتر از کل انرژی الکتریکی تولید شده از منابع تجدید پذیر (در حال حاضر) است. با توجه به افزایش میزان تقاضای انرژی الکتریکی در دنیا، اهمیت توجه به این بحث به عنوان یک منبع تولید کننده انرژی الکتریکی واضح است. در فرآیند تولید صنایعی مانند سیمان، شیشه، فولاد و ... پتانسیل بالایی برای تولید برق از طریق بازیافت حرارت وجود دارد. این تبدیل انرژی در نیروگاه‌هایی انجام می‌شود که صرف نظر از نوع انرژی اولیه تبدیل شده همگی بر اساس سیکل‌های ترمودینامیکی کار کرده و یکی از پرکاربردترین آن‌ها سیکل رانکین<sup>۱</sup> می‌باشد، که این سیکل‌ها دارای بازدهی نسبتاً پایینی هستند (در ایران حدود ۳۲٪ می‌باشد).

## ۱-۲- سیکل رانکین

در شکل ۱-۱ شماتیکی از سیکل رانکین در نمودار T-S نشان داده شده است. در این سیکل فرایند ۱-۲ بیانگر انتقال کار بوسیله پمپ به سیال عامل در فاز مایع می‌باشد که نتیجه آن افزایش فشار مایع اشباع تا فشار بویلر<sup>۲</sup> می‌باشد. فرایند ۲-۳ بیانگر انتقال حرارت به سیال بوده که شامل دو قسمت انتقال حرارت در فاز مایع اشباع و انتقال حرارت در ناحیه دو فازی می‌باشد. انتقال حرارت در ناحیه دو فازی صرف تغییر فاز مایع اشباع به بخار اشباع در دمای ثابت می‌شود که این دما بیشینه دمای سیکل نیز می‌باشد. فرایند ۳-۴ بیانگر انبساط بخار اشباع در توربین بوده که نتیجه آن تولید کار مکانیکی می‌باشد. فرایند ۴-۱ بیانگر انتقال حرارت به محیط در دمای ثابت و توسط کندانسور است. طی این فرایند سیال دو فازی با از دست دادن حرارت به مایع اشباع تبدیل و برای طی کردن مجدد سیکل آماده می‌شود.

<sup>1</sup> Rankine

<sup>2</sup> Boiler



شکل ۱-۱: T-S دیاگرام برای سیکل رانکین آلی

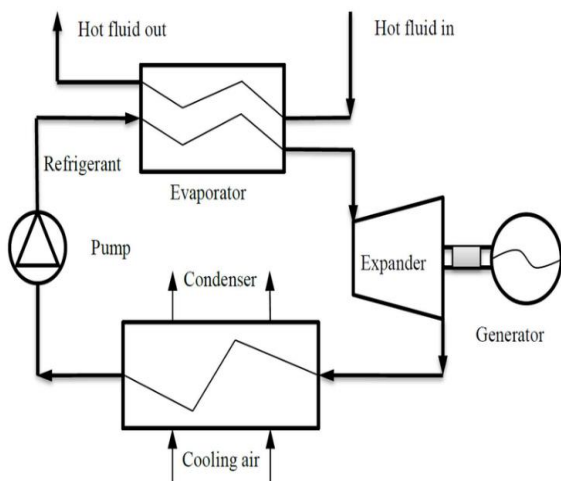
سیال عامل در این سیکل‌ها منحصر به آب نبوده اما، آب بعنوان یک ماده ارزان و در دسترس و خواص تقریباً مطلوب ترموفیزیکی به عنوان سیال عامل در نیروگاه‌ها استفاده می‌شود [۳]. اما این خواص به نحویست که امکان استفاده از آن به عنوان سیال عامل در نیروگاه‌هایی با دمای بیشینه پایین‌تر از ۳۷۰ درجه سانتی‌گراد را غیر اقتصادی و کم بازده می‌نماید.

به علت دمای پایین منابع انرژی اتمی در صنایع و منابع انرژی تجدید پذیر امکان استفاده از آب برای تولید توان میسر نیست. بنابراین با توجه به محدودیت‌های تولید برق از منابع حرارتی دما پایین با استفاده از سیکل‌های بخار کلاسیک، یک تکنولوژی مؤثر برای این فرآیند استفاده از سیکل رانکین ارگانیک می‌باشد، که از سیالات آلی<sup>۱</sup> بجای آب استفاده می‌شود که به سیکل رانکین آلی<sup>۲</sup> یا ORC معروف است [۴]، لازم به ذکر است، روش بازیافت حرارت با استفاده از سیکل رانکین آلی یکی از هفت روش برتر بازیافت انرژی در دنیاست که مورد استفاده قرار می‌گیرد.

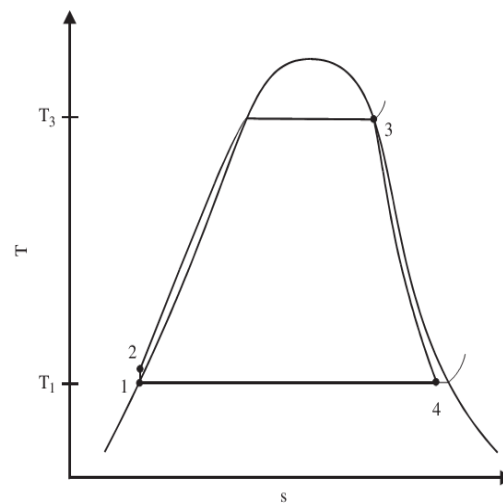
1 Organic Fluids  
2 Organic Rankine Cycle

## ۳-۱- سیکل رانکین آلی (ORC)

این سیکل در اوایل دهه هفتاد میلادی ابداع شد و تعداد زیادی از نیروگاه‌های ORC برای استفاده از انرژی زمین گرمایی، خورشیدی، بازیابی حرارتی و تولید همزمان گرمایش و برق ساخته شد. در شکل ۲-۲ سیکل ORC بصورت شماتیک نشان داده شده است.



(ب)



(الف)

شکل ۲-۱: الف) نمودار T-S سیکل رانکین آلی (ب) شماتیک سیکل رانکین آلی

با توجه به شکل ۲-۱ می‌توان مشاهده کرد که سیکل ORC کاملاً شبیه سیکل رانکین معمولی است و تمامی فرایندها مشابه یکدیگر هستند، با این تفاوت که در سیکل رانکین آلی به جای آب، از سیالات آلی (مبردها، هیدروکربن‌ها و...) استفاده می‌شود. مزیت اصلی سیالات آلی در سیکل این است که دارای دمای جوش پایین‌تری نسبت به آب هستند که باعث می‌شود سیکل در منبع حرارتی پایین‌تری مورد استفاده قرار بگیرد [۵]، اما در سیکل رانکین معمولی بایستی آب حتماً به صورت سوپر هیت وارد توربین شود تا به توربین آسیب و صدمه وارد نشود اما در سیکل ORC الزامی برای سوپر هیت شدن سیال وجود ندارد.

در سیکل رانکین آلی به دلیل بالا بودن چگالی بخار وارد شده به توربین و پایین بودن نسبت حجم، در دو طرف توربین، نسبت به بخار آب در ORC، توربین یا اکسپندر استفاده شده به مراتب کوچکتر و داری سرعت دورانی پایین تری می باشد [۶]. در میان راه حل ها و فن آوری های موجود در استفاده از انرژی های تجدید پذیر سیکل رانکین آلی نقش پر اهمیتی دارد.

همان طور که در شکل ۱-۲ ملاحظه می شود، سیکل ORC شامل تجهیزات کلی از جمله توربین، پمپ، کندانسور و اواپراتور می باشد. تحقیقات نشان داده است که مبدل های حرارتی در سیکل رانکین آلی (اواپراتور و کندانسور) دارای تلفات انرژی ۷۰ الی ۹۰ درصدی از کل انرژی سیکل می باشد و ۴۰ الی ۷۰ درصد هزینه سرمایه گذاری سیکل را در برمی گیرند [۷]. بنابراین مطالعه و تحقیق در مورد عملکرد و بهینه سازی مبدل حرارتی می تواند نقش به سزایی در عملکرد کلی سیکل داشته باشد، که ما در این پژوهش به مطالعه مبدل حرارتی به کار رفته در اواپراتور و طراحی این مبدل می پردازیم، در ابتدا به معرفی مبدل های حرارتی و نوع مبدل مورد استفاده در سیکل رانکین آلی پرداخته می شود.

#### ۱-۴- مقدمه ای بر مبدل های حرارتی

مبدل های حرارتی تقریباً پرکاربردترین عضو در فرآیندهای شیمیایی اند و می توان آن ها را در بیشتر واحدهای صنعتی ملاحظه کرد. آن ها وسایلی هستند که امکان انتقال انرژی گرمایی بین دو یا چند سیال در دماهای مختلف را فراهم می کنند. این عملیات می تواند بین مایع-مایع، گاز-گاز و یا گاز-مایع انجام شود. مبدل های حرارتی به منظور خنک کردن سیال گرم و یا گرم کردن سیال با دمای پایین تر و یا هر دو مورد استفاده قرار می گیرند.

مبدل های حرارتی در محدوده وسیعی از کاربردها استفاده می شوند. این کاربردها شامل نیروگاه ها، پالایشگاه ها، صنایع پتروشیمی، صنایع ساخت و تولید، صنایع فرآیندی، صنایع غذایی و دارویی، صنایع ذوب فلز، گرمایش، تهویه مطبوع، سیستم های تبرید و کاربردهای فضایی می باشند. مبدل های حرارتی

در دستگاه‌های مختلف نظیر دیگ بخار، مولد بخار، کندانسور، اواپراتور، تبخیر کننده‌ها، برج خنک‌کن، پیش گرم‌کن فن کویل، خنک‌کن و گرم‌کن روغن، رادیاتورها، کوره‌ها و ... کاربرد فراوان دارند.

صنایع بسیاری در طراحی انواع مبدل‌های حرارتی فعالیت دارند و هم‌چنین، دروس متعددی در کالج‌ها و دانشگاه‌ها با نام‌های گوناگون در طراحی مبدل‌های حرارتی ارائه می‌گردد. محاسبات مربوط به مبدل‌ها کاری طولانی و گاهی خسته کننده است. مثلاً طراحی یک مبدل برای یک عملیات به خصوص نیاز به حدس‌های زیادی دارد که با استفاده از آن‌ها و طبق استانداردها می‌توان اندازه‌های یک مبدل مناسب را پیدا کرد. اما با استفاده از برنامه‌های کامپیوتری تمام این محاسبات توسط کامپیوتر انجام می‌شود و طراح برای طراحی تنها باید شرایط عملیاتی و خواص سیالات حاضر در عملیات را وارد کند. نرم افزارهای Aspen EDR و HTFS از این موارد هستند. این نرم افزارها شامل برنامه‌هایی می‌شوند که توانایی انجام چنین محاسباتی را دارند. مبدل‌های حرارتی را می‌توان از جنبه-های مختلف دسته بندی کرد:

- بر اساس نوع و سطح تماس سیال سرد و گرم
- بر اساس جهت جریان سیال سرد و گرم
- بر اساس مکانیزم انتقال حرارت بین دو سیال سرد و گرم
- بر اساس ساختمان مکانیکی و ساختار مبدل‌ها

مهم‌ترین و شناخته شده ترین نوع دسته‌بندی، دسته‌بندی بر اساس ساختمان مکانیکی و ساختار مبدل‌ها است. مبدل‌های حرارتی از نوع تماس غیر مستقیم (مبدل‌های با انتقال گرما از طریق دیواره) اغلب بر حسب مشخصات ساختاریشان توصیف می‌شوند. انواع عمده دسته‌بندی بر اساس ساختمان مکانیکی و ساختار آن‌ها، شامل لوله‌ای، صفحه‌ای و سطح پره‌دار است.

### ۱-۴-۱ مبدل های لوله ای

این مبدل ها از لوله هایی با مقطع دایره ای ساخته شده اند. یک سیال در داخل لوله ها و سیال دیگر در خارج از لوله جریان دارد. قطر، تعداد، طول، گام و آرایش لوله ها می تواند تغییر کند. بنابراین انعطاف پذیری قابل ملاحظه ای در طراحی آن ها وجود دارد.

مبدل های حرارتی لوله ای می توانند به صورت زیر دسته بندی شوند:

- دو لوله ای (Double pipe)
- پوسته و لوله (shell and tube)
- لوله ای حلزونی (spiral tube)

در دسته بندی فوق مبدل های حرارتی پوسته و لوله پرکاربردترند و از اهمیت بیشتری برخوردارند، در سیکل های رانکین از این نمونه بسته به شرایط دمایی و ... استفاده می شود، در این جا به توضیح مختصری در مورد این نوع مبدل ها پرداخته می شود.

#### ۱-۴-۱-۱ مبدل های حرارتی پوسته و لوله<sup>۱</sup>

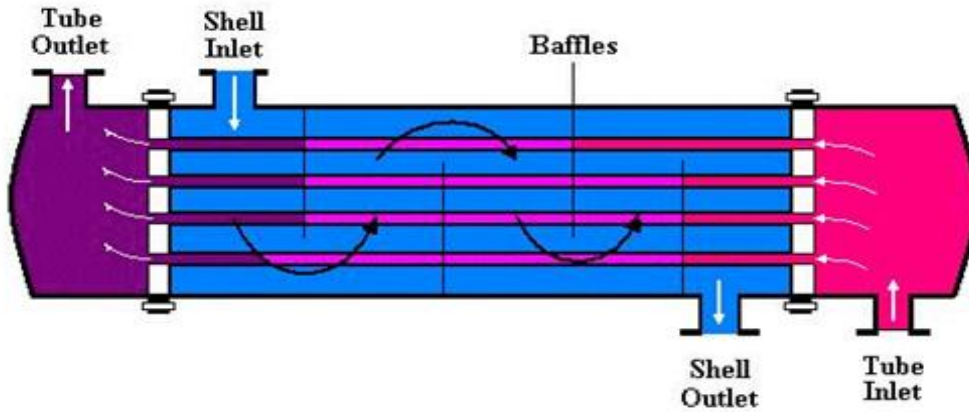
مبدل های پوسته و لوله، از لوله های با مقطع دایره ای که در پوسته های استوانه ای بزرگ نصب شده اند، ساخته می شوند به طوری که محور لوله ها موازی با محور پوسته است. این مبدل ها به صورت وسیعی به عنوان خنک کن های روغن، چگالنده ها و پیش گرمکن ها در نیروگاه ها، و به عنوان مولدهای بخار در نیروگاه های هسته ای و در کاربردهای صنایع فرآیندی و شیمیایی استفاده می شوند.

در مبدل های دارای بافل (تیغه ها و صفحات هدایت کننده جریان)، جریان سمت پوسته به صورت متقاطع با لوله ها در بین دو بافل مجاور جهت داده می شود و در حالی که از فاصله مابین دو بافل به فاصله بعدی منتقل می شود، موازی با لوله ها، جهت می یابد. بسته به کاربرد مبدل های حرارتی پوسته و لوله، تفاوت زیادی در شکل و ساختمان آن ها وجود دارد. اهداف اصلی طراحی در این مبدل ها، در

<sup>1</sup> shell and tube heat exchanger



نظر گرفتن انبساط حرارتی پوسته و لوله‌ها، تمیز کردن آسان مجموعه، و در صورت با اهمیت نبودن سایر جنبه‌ها، کم هزینه‌ترین روش ساخت و تولید آنهاست.



شکل ۱-۳: مبدل حرارتی پوسته و لوله و مسیر جریان داخل آن

در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله با صفحه لوله‌های ثابت<sup>۱</sup>، پوسته به صفحه لوله جوش داده شده است و هیچ گونه دسترسی به خارج از دسته لوله، برای تمیزکاری وجود ندارد. این انتخاب کم هزینه و دارای انبساط گرمایی محدود است که می‌تواند اندکی افزایش یابد. در این نوع از مبدل‌ها، تمیز کردن لوله‌ها، ساده است.

مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله با دسته لوله U شکل دارای کم هزینه‌ترین ساختار است، زیرا در آن فقط به یک صفحه لوله نیاز است. سطح داخلی لوله‌ها به دلیل خم U شکل تند، نمی‌تواند با وسایل مکانیکی تمیز شود. در این مبدل‌ها تعداد زوجی از گذرهای لوله به کار می‌رود ولی محدودیتی از نظر انبساط گرمایی وجود ندارد.

آرایش‌های مختلف جریان در سمت پوسته و لوله، بسته به ظرفیت گرمایی، افت فشار، سطح فشار، تشکیل رسوب، شیوه‌های ساخت و هزینه، کنترل خوردگی و مسائل تمیزکاری، استفاده می‌شوند. بافل‌ها برای افزایش ضریب انتقال حرارت در سمت پوسته و برای نگه داشتن لوله‌ها استفاده

<sup>۱</sup> Fixed tube sheet

می‌گردند. مبدل‌های پوسته و لوله، بر حسب نیاز، برای هر ظرفیت و شرایط کارکرد، طراحی می‌شوند. این مشخصه مبدل‌های پوسته و لوله، متفاوت با بسیاری از انواع دیگر مبدل‌ها می‌باشد.

### ۱-۴-۲ مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای

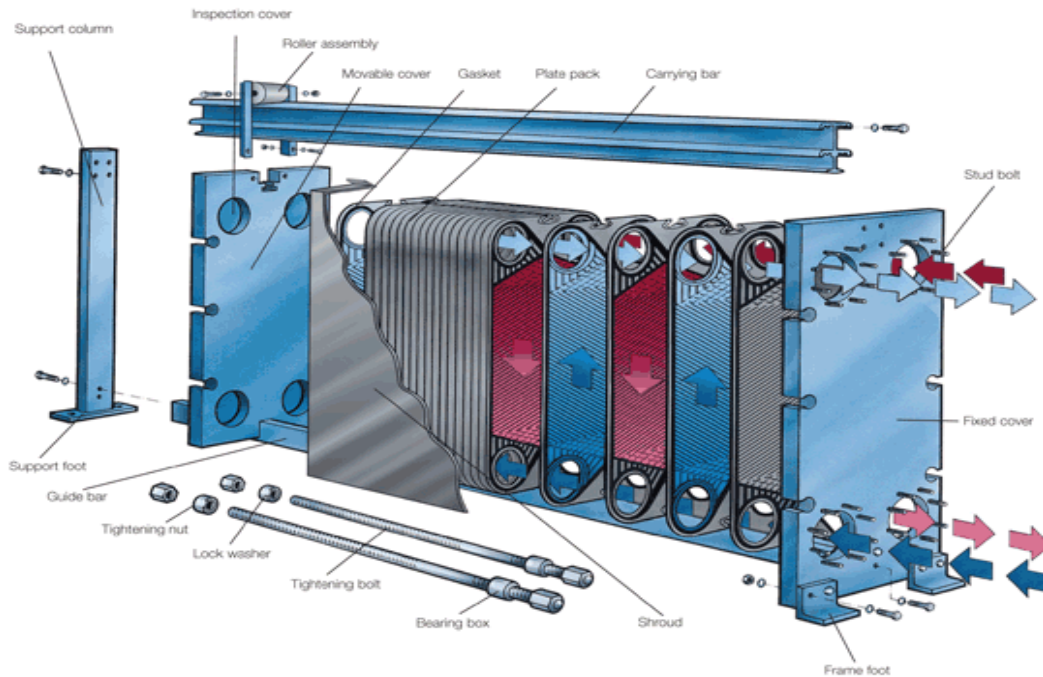
مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای، از صفحات نازک که کانال‌های جریان را تشکیل می‌دهند، ساخته می‌شوند. جریان‌های سیال، توسط صفحات مسطح که به صورت صاف یا موج‌دار هستند، از هم جدا می‌شوند. این مبدل‌ها برای انتقال گرما بین گاز، مایع یا جریان‌های دو فاز، استفاده می‌شوند. این مبدل‌ها می‌توانند به صورت زیر دسته‌بندی شوند :

- صفحه‌ای واشردار (Gasketed-plate)
- صفحه‌ای حلزونی (Spiral plate)
- لاملا (Lamella)

که در این جا به توضیح مبدل‌های صفحه‌ای واشردار، که بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرند، پرداخته می‌شود.

### ۱-۴-۲-۱ مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای واشردار

مبدل‌های صفحه‌ای واشردار شامل تعدادی از صفحات نازک با سطح چین‌دار یا موج‌دار است که سیال‌های گرم و سرد را از یکدیگر جدا می‌کند. صفحات دارای قطعاتی در گوشه‌ها هستند، به نحوی آرایش داده شده‌اند که دو ماده‌ای (سیال) باید گرما بین آن‌ها مبادله شود، یکی در میان بین فضای صفحات، جریان یابند. طراحی و واشربندی مناسب، امکان آن را ایجاد می‌کند که مجموعه‌ای از صفحات، توسط پیچ‌ها که از صفحات ابتدا و انتها نیز می‌گذرند، در کنار یکدیگر نگه داشته شوند. واشرها از نشتی به بیرون جلوگیری می‌کنند و سیال‌ها را در صفحات، به شکل مورد نظر، هدایت می‌نمایند.



شکل ۴-۱: مبدل حرارتی صفحه‌ای و نحوه جریان سیال درون آن با یک پاس

مطابق شکل ۴-۱، در مبدل حرارتی صفحه‌ای سیال گرم و سرد در جهات خلاف هم وارد شبکه‌ی مجاری مبدل می‌شوند. صفحات سیال سرد و گرم به صورت یک در میان کنار هم قرار گرفته‌اند تا تبادل حرارت بین دو سیال صورت بگیرد. در دو صفحه‌ی مجاور هم، جریان سیال سرد و گرم در جهات مخالف از کنار یکدیگر عبور می‌کنند. باریک بودن مجاری در مبدل حرارتی صفحه‌ای باعث می‌شود عمده‌ی حجم سیال با صفحات تماس داشته باشد. دما و فشار آن‌ها به دلیل جزئیات ساخت و واشربندی، محدود هستند. مبدل‌های صفحه‌ای معمولاً به جریان سیال با فشار پایین‌تر از ۲۵bar و دمای کمتر از حدود ۲۵۰ درجه سانتیگراد محدود می‌شوند. جریان قوی گردابه‌ای موجب بزرگ بودن ضرایب انتقال گرما و افت فشارها می‌گردد، به‌علاوه بزرگ بودن تنش برشی موضعی، باعث کاهش تشکیل رسوب می‌شود. این مبدل‌ها، سطح انتقال حرارتی نسبتاً فشرده و با وزن کم ایجاد می‌کنند. این مبدل‌ها به آسانی تمیز و استریلیزه می‌شوند زیرا می‌توانند کاملاً از یکدیگر باز و جدا گردند و بنابراین استفاده گسترده‌ای در صنایع غذایی دارند [۸].

در این تحقیق ما از مبدل حرارتی صفحه‌ای واشردار استفاده می‌کنیم، چرا که سیکل رانکین آلی با مبدل حرارتی صفحه‌ای اغلب بهتر از مبدل حرارتی پوسته و لوله است [۹].

#### ۱-۴-۲-۲ مزایای مبدل حرارتی صفحه‌ای

از جمله مزایای مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای می‌توان به موارد زیر اشاره نمود [۱۰]:

- **نرخ بالای تبادل حرارتی**

به سبب آشفتگی بالای جریان سیال در مبدل حرارتی صفحه‌ای، تبادل حرارت با بازدهی بیشتری انجام می‌گردد. ضرایب انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای حدود ۳ تا ۶ برابر مبدل‌های لوله‌ای می‌باشد.

- **رسیدن به اختلاف دماهای پایین**

مبدل حرارتی صفحه‌ای این قابلیت را دارد که اختلاف دمای بین ورودی یک سیال و خروجی سیال دیگر را به کمتر از ۱ درجه سانتیگراد برساند. این ویژگی به طور خاص در کاربردهای بهبود و بازیابی حرارتی قابل توجه می‌باشد.

- **نیاز به فضای کمتر**

به سبب داشتن بازدهی انتقال حرارت بالا، مبدل حرارتی صفحه‌ای نیاز به فضای کمتری دارد و حدود ۲۰ تا ۵۰ درصد نسبت به مبدل‌های پوسته و لوله‌ای فضای کمتری را اشغال می‌کنند. در نتیجه در مواردی که محدودیت فضا وجود دارد گزینه‌ی مناسبی محسوب می‌شود.

- **سبک‌تر بودن**

این مبدل‌ها در مجموع نسبت به انواع دیگر سبک‌تر هستند. به دلیل این‌که فاصله‌ی بین صفحات کم است، مقدار کمتری از سیال عامل در این مبدل‌ها به کار می‌رود. همچنین با توجه به داشتن سطح کوچک‌تر، وزن کمتری دارند.

- رسوب‌گیری اندک

به دلیل آشفته‌گی بالای جریان، رسوبات کمتری در مجاری باقی می‌ماند در نتیجه این مبدل‌ها نیاز کمتری به باز شدن و تمیز شدن دارند.

- انعطاف‌پذیری در افزایش و کاهش ظرفیت

یکی از ویژگی‌های برجسته‌ی مبدل حرارتی صفحه‌ای این است که به سادگی می‌توان با افزایش تعداد صفحات یا کاهش آن، به نرخ تبادل حرارت مطلوب دست یافت. این قابلیت به ویژه در مواردی که مقدار دقیق بار حرارتی در دست نیست کارایی دارد و می‌تواند باعث صرفه‌جویی در زمان و هزینه گردد.

- هزینه تعمیرات و نگهداری کمتر

به سبب داشتن بازدهی بالای حرارتی، دبی‌های جریان در این مبدل‌ها کمتر بوده و به سبب اشغال فضای کمتر، هزینه‌های نگهداری کمتری دارند.

## ۱-۵- سیال کاری

با توجه به اهمیت نوع سیال عامل در سیکل و نقش مهم آن، لازم است در این‌جا توضیح مختصری در مورد سیالات آلی و کارایی آن‌ها آورده شود.

### ۱-۵-۱ سیالات آلی

سیال آلی شامل یک یا چند اتم کربن بوده که به یک یا چند اتم دلخواه دیگر با پیوند کووالانسی متصل شده است. اتم‌های معمول در این نوع از سیالات علاوه بر کربن که پایه این نوع از سیالات حساب می‌شود شامل هیدروژن، اکسیژن، سولفور، نیتروژن و هالوژن‌ها می‌باشد. این سیالات با توجه به خواص شیمیایی که دارند در دسته‌های متفاوتی قرار می‌گیرند از جمله آلکان‌ها، آلکن‌ها، الکل‌ها، آمیدها و... . برخی از این سیالات به علت داشتن خواص مطلوب در ساخت دستگاه‌های تبرید استفاده

می‌شوند و اصطلاحاً به آنها مبرد<sup>۱</sup> گفته می‌شود که در فصل ۳ در مورد سیالات آلی به طور مفصل بحث خواهد شد.

## ۱-۶-۱- مروری بر کارهای پیشین

### ۱-۶-۱-۱ مقدمه

تاکنون مطالعات زیادی در مورد سیکل رانکین آلی و مبدل‌های مورد استفاده در این سیکل صورت گرفته است، که می‌توان به صورت کلی این تحقیقات را بدین صورت خلاصه کرد:

- تحقیق در جهت افزایش بازدهی سیکل یا افزایش کار خروجی: تأثیر طراحی و پیکربندی‌های مختلف سیکل، تأثیر سیالات کاری مختلف و همچنین شرایط کارکرد مختلف
- تحقیقات بر روی سیالات کاری: مطالعه بر روی سیالات مناسب از نظر سازگاری با محیط زیست و ویژگی‌های ترمودینامیکی
- تحقیقات در مورد کاربردهای مختلف سیکل ارگانیک رانکین: بررسی شرایط استفاده از سیکل با منابع حرارتی مختلف و کاربردهای آن
- کارهای تجربی صورت گرفته در مورد سیکل: مانند ساخت سیکل و بررسی پارامترهای کارکرد آن
- پژوهش‌هایی در مورد بهینه‌سازی اجزاء، به خصوص در زمینه مبدل‌های حرارتی استفاده شده به عنوان کندانسور و اواپراتور در سیکل

تنوع و تازگی موضوع و نیاز به توسعه بیشتر آن، باعث شده که حجم کارهای انجام شده در این زمینه، بالاخص در چند سال اخیر زیاد باشد، در این جا به تعدادی از این کارها اشاره می‌شود.

---

<sup>1</sup> Refrigerant

## ۱-۶-۲ سیالات آلی

با توجه به نقش مهم و کلیدی سیالات آلی در طراحی سیکل (به خصوص تاثیر آن بر طراحی مبدل حرارتی)، تاکنون مطالعات زیادی در این زمینه صورت گرفته است. سیالات آلی می‌تواند به دو صورت مخلوط و یا خالص به کار روند، که البته سیالات خالص بیشتر مورد بررسی قرار گرفته است. در ادامه به بررسی تعدادی از کارها پرداخته شده است.

ماگو<sup>۱</sup> و همکاران [۱۱] بر روی راندمان حرارتی سیکل رانکین آلی با سیالات آلی R113, R245fa, R245ca, R134a و ایزوبوتان مطالعه کردند. این مطالعه اثبات کرد که سیال R113 بیشترین راندمان حرارتی را در بین سیالات مورد مطالعه در سیکل رانکین آلی به خود اختصاص داده است.

هتیاراچ چیا<sup>۲</sup> و همکاران [۱۲] عملکرد ۴ نوع سیال کاری مختلف که برای منبع حرارتی زمین گرمایی با دمای ۹۰°C مناسب بودند را از نظر اقتصادی و راندمان سیکل مورد بررسی قرار دادند و نتایج نشان دهنده این بود که انتخاب سیال کاری تاثیر زیادی بر اندازه مبدل و هزینه نهایی دارد و استفاده از آمونیاک، از سیالات دیگر به صرفه تر است ولی به دلیل دو فازی شدن آن در انتهای توربین و فشار تبخیر بالای آن، استفاده از آن در کاربردهای دما پایین محدود شده است.

میکیلویچ<sup>۳</sup> و همکاران [۱۳] ویژگی‌های ترمودینامیکی و عملکردی سیالات متعددی را در حالات فوق بحرانی<sup>۴</sup> و زیر بحرانی<sup>۵</sup> در ORC برای کاربرد تولید گرما و حرارت در مصارف خانگی بررسی کردند. نتایج نشان داد از ۲۰ سیال بررسی شده اتانول، R123 و R141b برای کاربرد یاد شده مناسب تر هستند. همچنین سیکل‌های که از سیالات در حالت فوق بحرانی استفاده کرده‌اند راندمان حدود ۵٪ بیشتر از سیکل‌هایی که سیالات در آن‌ها زیر بحرانی است، بدست آوردند، اما نیاز به مبدل‌هایی متراکم تر و کارآمدتر دارند.

<sup>1</sup> mago

<sup>2</sup> Hettiarachchia

<sup>3</sup> Mikielwicz

<sup>4</sup> Supercritical or Transcritical

<sup>5</sup> Subcritical

پاپادولوس<sup>۱</sup> و همکاران [۱۴] به طراحی سیستماتیک و انتخاب سیال کاری بهینه در سیکل رانکین آلی با استفاده از تکنیک بهینه‌سازی CAMD<sup>۲</sup> پرداختند و با استفاده از بهینه‌سازی چند هدفه سیال کاری مناسب را انتخاب کردند. آن‌ها با استفاده از طرح سیستماتیک CAMD سیال آلی مطلوب برای سیکل رانکین آلی از نظر عملکردی، اقتصادی، ایمنی و شاخص‌های زیست محیطی مورد بررسی قرار دادند.

هونگ<sup>۳</sup> و همکاران [۱۵] سه دسته از سیالات کاری، یعنی سیالات خشک (سیالاتی که در نمودار T-S شیب منحنی بخار اشباع مثبت دارند)، سیالات آیزنتروپیک (سیالاتی که در نمودار T-S شیب منحنی بخار اشباع تقریباً عمودی دارند) و سیالات مرطوب (سیالاتی که در نمودار T-S شیب منحنی بخار اشباع منفی دارند) و در کل ۱۱ سیال کاری را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که سیالات خشک در خروجی توربین به صورت بخار سوپر هیت هستند و این باعث می‌شود که کار انجام شده بر طبق نمودار T-S کمتر شود و لذا باید از مبدل حرارتی داخلی در این نوع سیالات استفاده نمود. در مورد سیالات تر مشکل اساسی مرطوب بودن این سیالات است که در حین انبساط ممکن است ایجاد مشکل کند، اما در سیالات آیزنتروپیک این دو مشکل را ندارند و در صورتی که سیال از لحاظ اقتصادی، پایداری و ایمنی و ... مناسب باشد می‌توان از آن استفاده نمود.

دسای<sup>۴</sup> و همکاران [۱۶] به بررسی سیالات خشک و آیزنتروپیک در سیکل رانکین آلی پرداختند و دریافته‌اند که بازدهی توربین در هر سیال متفاوت است. در این مطالعه، سیکل آلی اصلاح شده با ۱۶ سیال کاری آلی مختلف و تاثیرات این سیالات بر بازدهی سیکل بررسی شده است.

ایبارا<sup>۵</sup> [۱۷] به تحلیل عملکرد سیکل ORC در عملیات بار پرداخت. در این تحقیق، او از سیالات کاری R245fa و Sdkaterm SES36 برای بررسی رفتار ترمودینامیکی عناصر و بهترین نقطه کاری

<sup>1</sup> Papadopoulos

<sup>2</sup> Computer Aided Molecular Design

<sup>3</sup> Hung

<sup>4</sup> Desai

<sup>5</sup> Ibarra



برای هر سطح از توان استفاده کرد. سیکل ORC مورد نظر دارای قدرت ۵KW در دمای حداکثر ۱۴۵ درجه سانتی گراد با استفاده از یک اکسپندر اسکروول بود. در نهایت نتایج این تحقیق نشان داد که بازدهی ایزنتروپیک اسکروول در عملکرد سیکل و راندمان حرارتی، در سیال SES36 از R245fa بهتر است و این بازدهی در شرایط طراحی یک عامل کلیدی در هنگام طراحی یک سیستم است.

میسرا و ری<sup>۱</sup> [۱۸] عملکرد دو سیال R123 و R134a را در ORC همراه با احیا کننده در شرایط فشار ثابت و سوپر هیت شدن، مورد بررسی قرار دادند. در مطالعه صورت گرفته راندمان، کار خروجی توربین، بازگشت ناپذیری‌ها، بازدهی قانون دوم در حالت ثابت و متغیر دمای منبع مقایسه شد، R123 به عنوان سیال برتر معرفی گردید. طاهری و همکاران [۱۹] به بررسی ۷ سیال کاری که هر سه نوع سیالات آلی خشک، ایزنتروپیک و مرطوب بودند، و اثر این سیالات بر بازدهی سیکل پرداختند. همچنین برای تحلیل بهتر بازدهی سیکل اثر تغییرات پارامترهای دما و فشار ورودی توربین به کمک قانون اول و دوم ترمودینامیک ارزیابی کردند. در نهایت نتایج نشان دهنده این بود که سیالات آلی خشک و ایزنتروپیک (R123 و R113) که دارای شیب مثبت در منحنی T-S هستند، عملکرد بهتری دارند.

وانگ<sup>۲</sup> و همکاران [۲۰] در بررسی سیزده سیال کاری مختلف، با استفاده از روش شبیه سازی تبرید عناصر، پارامترهای ORC را بهینه کردند و تاثیرات تغییرات دمای منبع و اختلاف دمای پینچ روی عملکرد و هزینه‌های اقتصادی در حالت بهینه را مقایسه کردند. طبق بهینه سازی و مقایسه صورت گرفته، نتایج گویای این بود که انتخاب سیال کاری تاثیر زیادی بر پارامترهای عملکرد می-گذارد و با کاهش نقطه جوش سیال کاری فشار اواپراتور در سیکل افزایش می‌یابد. R123 بهترین سیال برای منبع حرارتی با دمای بین ۱۰۰°C و ۱۸۰°C و مناسب‌ترین سیال کاری برای دمای

<sup>1</sup> Misra & Roy

<sup>2</sup> Wang

بالتر از  $180^{\circ}\text{C}$  و بهینه‌ترین اختلاف دمای پینچ نیز  $15^{\circ}\text{C}$  معرفی شد. همچنین با کاهش دمای منبع حرارتی (کمتر از  $100^{\circ}\text{C}$ ) سیستم ORC صرفه اقتصادی نخواهد داشت.

در نهایت با توجه به مطالعات و پژوهش‌هایی که در گذشته انجام شده است بایستی سیال آلی در مبدل حرارتی یک سیال آیزنتروپیک یا خشک باشد، که ما در این تحقیق از سیال R123 استفاده می‌شود.

### ۱-۶-۳ سیکل رانکین آلی و مبدل‌های حرارتی آن

کارهای متعددی در زمینه سیکل رانکین آلی و به خصوص در بحث عملکرد ترمودینامیکی سیکل و بازدهی و بهینه‌سازی کل سیکل صورت گرفته است، که در این بین می‌توان به مطالعاتی، که به بررسی اجزاء سیکل از جمله، کارهایی که روی مبدل‌های حرارتی و بهینه‌سازی آن‌ها صورت گرفته است، اشاره نمود. که در این‌جا تعدادی از این کارها بیان شده است.

ژو و یادونگ<sup>۱</sup> [۲۱] به بررسی عملکرد مبدل حرارتی داخلی (IHE) در سیکل رانکین آلی پرداختند. در این پژوهش به طور واضح در مورد IHE با سیکل رانکین آلی در حالت عادی (در حالتی که بحرانی نباشد) و در حالت فوق بحرانی با الگوی جدیدی از کاهش فشار در سیکل و نقطه شبنم بیان شده است. سیالات کاری برای هر دو حالت به صورت جداگانه استفاده شده‌اند. دمای منبع حرارتی  $200$  درجه سانتی‌گراد و نرخ سرعت جرمی  $1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  می‌باشد. این تجزیه و تحلیل با کمک نرم افزار EES<sup>۲</sup> انجام شده است. یک روش اصلاح شده برای محاسبه حداکثر حرارت مبادله شده در IHE، در هنگام مدل‌سازی یک سیکل رانکین آلی فوق بحرانی، به دلیل تغییرات خواص در نقطه بحرانی، ارائه شده است. علاوه بر این رویکرد جدیدی برای محاسبه دمای خروجی منبع حرارتی و پیدا کردن نقطه پینچ در حالت فوق بحرانی ارائه شد. در نهایت نتیجه گرفتند که IHE برای سیکل در حالت

<sup>1</sup> Zhu and Yadong

<sup>2</sup> Engineering Equation Solver

عادی مفید هستند و در حالت فوق بحرانی تنها در حالت فشار پایین می‌تواند مفید واقع شود و در نهایت نتایج نشان دهنده این بود که IHE قابلیت کاربردی سیستم را افزایش می‌دهد.

وانگ<sup>۱</sup> و همکاران [۲۲] به بررسی سیکل رانکین آلی با منبع حرارتی دما پایین پرداختند که در این مطالعه پارامترهای کلیدی طراحی ترمودینامیکی از جمله درجه حرارت و فشار ورودی به توربین، اختلاف دمای پینچ و اختلاف دما در حالت<sup>۲</sup> HRVG (حرارت بهبود یافته ژنراتور)، قدرت خروجی خالص و مساحت سطح کندانسور و HRVG بررسی شده است. در این تحقیق از سیالات R245fa، R123 و ایزوبوتان<sup>۳</sup> استفاده شده است. برای بهینه سازی عملکرد سیستم از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است که نسبت قدرت خروجی خالص به انتقال حرارت کل به عنوان معیار ارزیابی عملکرد سیستم (تابع هدف) از نظر ترمودینامیکی در نظر گرفته شده است. در نهایت نتایج بدست آمده نشان داد که فشار و دمای ورودی به توربین و اختلاف دمای پینچ بر توان خروجی خالص اثر قابل تأثیری دارند و بهینه‌سازی پارامترهای سیکل با سیال ایزوبوتان در قیاس دو سیال دیگر عملکرد بهتری دارند. میر<sup>۴</sup> و همکاران [۲۳]، با استفاده از نمونه سیکل رانکین یک کیلو واتی ساخته شده در دانشگاه کانتربری، به تحقیق درباره سیکل رانکین آلی پرداختند. آن‌ها از خروجی توربین گازی کاپسن<sup>۵</sup> به عنوان منبع حرارتی و از سیال HFC-M1 به دلیل ایمنی بالا، عملکرد مناسب و قابلیت دسترسی در نیوزیلند استفاده کردند.

والراون<sup>۶</sup> و همکاران [۹] به بهینه‌سازی سیکل رانکین پرداختند. هدف بهینه‌سازی (تابع هدف) پیکربندی اجزاء سیکل، این بود که کار مکانیکی خروجی برای یک منبع حرارتی به حداکثر برسد. همچنین آن‌ها به بررسی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله و مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای به کمک ۸ سیال آلی در سیکل پرداختند، که پیکربندی این دو نوع مبدل در سیکل با یکدیگر مقایسه و بهینه

<sup>1</sup> Wang

<sup>2</sup> heat recovery vapor generator

<sup>3</sup> isobutane

<sup>4</sup> Meyer

<sup>5</sup> Capstone gas turbine

<sup>6</sup> Walraven

شد و در نهایت نتایج بدست آمده نشان دهنده این بود که در سیکل رانکین آلی مبدل حرارتی صفحه‌ای عملکرد بهتری نسبت به مبدل حرارتی پوسته و لوله دارد.

یان<sup>۱</sup> و همکاران [۲۴] به بررسی انتقال حرارت و افت فشار در مبدل حرارتی صفحه‌ای با سیال R134a پرداختند. اثرات شار جرمی مبرد، متوسط شار جرمی اعمال شده، فشار سیستم و کیفیت بخار R134a در داده‌های اندازگیری شده را بررسی کردند. نتایج نشان‌دهنده این بود که در کیفیت بخار بالاتر، ضریب انتقال حرارت و افت فشار به میزان قابل توجهی بالاتر است و افزایش شار جرمی مبرد تنها باعث افزایش جزئی در مقادیر ضریب انتقال حرارت و افت فشار می‌شود، و بر همین اساس رابطه‌ای برای ضرایب انتقال حرارت و افت فشار در جملات عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بدست آمده است.

روهما<sup>۲</sup> و همکاران [۲۵] به بررسی تأثیر فاصله صفحات مبدل حرارتی صفحه‌ای در سیکل رانکین آلی، به عنوان کندانسور، در دو ناحیه تک فازی و دو فازی پرداختند. آن‌ها دریافتند که افزایش فاصله صفحات می‌تواند بر روی سطح مقطع کانال، سرعت جریان کانال، قطر معادل و عدد رینولدز در هر دو جریان سیال گرم و سرد و در نتیجه روی سطح انتقال حرارت کلی و افت فشار کلی در کندانسور تأثیرگذار باشد. در این مطالعه فاصله صفحات متغیر و بقیه پارامترهای هندسی مستقل مبدل ثابت فرض شده است، که در نهایت به بررسی تأثیر جزئی فاصله صفحات بر روی سطح انتقال حرارت کلی و افت فشار کل در مبدل حرارتی پرداخته شده است. نتایج محاسبات در این تحقیق نشان داد که افزایش فاصله صفحات منجر به افزایش سطح انتقال حرارت کلی و کاهش افت فشار کل و از طرفی افزایش فاصله صفحات باعث افزایش سطح مقطع عرضی کانال و قطر معادل خواهد شد و منجر به کاهش سرعت کانال و عدد رینولدز در هر دو منطقه تک فاز و دوفاز می‌شود.

---

<sup>1</sup> Yan

<sup>2</sup> Rohmah

ویلدی<sup>۱</sup> و همکاران [۲۶] برای به حداقل رساندن هزینه یک مبدل حرارتی پوسته و لوله از الگوریتم ژنتیک استفاده کردند. تابع هزینه به صورت تابع هزینه عملیاتی و هزینه‌های اولیه و پارامتر-های طراحی هندسی مبدل به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته شده است. در این پژوهش محدودیت‌های افت فشار اعمال شده است. نتایج حاصل نشان داد که این روش به‌طور مناسبی طراحی یک فرآیند انتقال حرارت مشخص را شناسایی می‌کند.

کارلاس<sup>۲</sup> و همکاران [۲۷] در مورد انتقال حرارت سیالات فوق بحرانی در مبدل حرارتی صفحه‌ای (اوپراتور) به صورت تئوری تحقیق کرده و به این نتیجه رسیدند که افزایش راندمان ایجاد شده به نسبت افزایش هزینه‌ها، مناسب است و استفاده از سیال در حالت سوپر کرایتیکال یا فوق بحرانی، به عنوان یک روش بسیار مناسب و مفید باید بیشتر مورد استفاده قرار گیرد.

ایوب [۸]، کاربرد و عملکرد مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای در گرمایش، تهویه مطبوع و صنعت تبرید، با در نظر گرفتن ویژگی‌های جریان سیال و انتقال حرارت در مبدل را بررسی کرد. در نهایت رابطه‌ی جدیدی برای ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک معرفی کرد، که قابل اجرا در شرایط مختلف فشاری سیستم و زوایای شوری بود. ولاسویانیس<sup>۳</sup> و همکاران [۲۸]، مبدل حرارتی صفحه‌ای تحت شرایط جریان دوفازی با استفاده از مخلوط آب و هوا به عنوان جریان سرد را مورد آزمایش قرار دادند. مشاهدات آن‌ها با استفاده از دوربین فیلم برداری با سرعت بالا، نشان دهنده تولید یک رژیم جریان بود. هدف در این مطالعه بررسی تأثیر نهایی رژیم جریان بر ضریب انتقال حرارت بود، که نتایج نشان از این داشت که برای تمام سرعت‌های سطحی هوا، ضریب انتقال حرارت جریان آب/هوا همیشه بالاتر از ضریب مربوط به جریان آب مشابه (بدون هوا) است.

ساندن<sup>۴</sup> و همکاران [۲۹]، به طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای با دو روش مرتبط با افت فشار پرداختند، در روش اول به بررسی مشخصات افت فشار مجاز در جریان پرداختند که افت فشار

---

<sup>1</sup> Wildi

<sup>2</sup> Karellas

<sup>3</sup> Vlasogiannis

<sup>4</sup> Sunden

مجاز به عنوان هدف طراحی انتخاب شده است و روش دوم بدون خصوصیات افت فشار بود که افت فشار از طریق بهینه‌سازی اقتصادی تعیین شده است، که در این روش با توجه به این که آزمایشات زیادی لازم نیست، تمام پارامترهای مبدل حرارتی صفحه‌ای در روش ساده‌ای تعیین می‌شوند. همچنین تحقیقات آن‌ها نشان داد که بهینه‌سازی افت فشار مجاز را می‌توان به طور کامل و به طور همزمان توسط دو جریان استفاده کرد. در ادامه آن‌ها زاویه بهینه شورون برای مبدل حرارتی صفحه‌ای را مورد بحث قرار داده‌اند.

نجفی و همکاران [۳۰]، مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار را که در هر دو طرف آن هوا به عنوان سیال کاری و به صورت گاز ایده‌آل جریان دارد را بررسی کردند. آن‌ها چندین متغیر هندسی را به عنوان پارامترهای بهینه‌سازی در نظر گرفتند. در این تحقیق دو تابع هدف انتقال حرارت کلی و هزینه سالانه سیستم مطالعه شده است که این دو تابع هدف کاملاً متضاد و مخالف یکدیگر هستند، به همین خاطر افزایش انتقال حرارت منجر به افزایش هزینه سالانه خواهد شد ازین رو آن‌ها بهینه‌سازی چند هدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای دستیابی به مجموعه‌ای از راه حل‌های بهینه را استفاده کردند تا هر دو تابع هدف را در یک حالت مناسب مطابقت بدهند. در نهایت آن‌ها به مطالعه آنالیز حساسیت هر یک از پارامترهای هندسی بر روی توابع هدف پرداختند. گات و پینتو<sup>۱</sup> [۳۱] یک روش آزمایشی جهت انتخاب پیکربندی بهینه برای مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای ارائه دادند. آن‌ها سطح انتقال حرارت را با توجه به محدودیت‌های از جمله تعداد کانال، افت فشار، سرعت جریان و اثرات حرارتی به حداقل رساندند.

میشرا<sup>۲</sup> و همکاران [۳۲] به بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار پرداختند. آن‌ها با استفاده از الگوریتم ژنتیک تعداد واحدهای تولید آنتروپی را برای یک حرارت مشخص، تحت محدودیت‌های فضای داده شده به حداقل رساندند. همچنین آن‌ها اثر تغییرات ابعاد مبدل حرارتی بر روی محلول

<sup>1</sup> Gut and Pinto

<sup>2</sup> Mishra

بهینه را ارائه دادند. هیلبرت<sup>۱</sup> و همکاران برای پیدا کردن هندسه بهینه مبدل حرارتی از الگوریتم ژنتیک و بهینه‌سازی چند هدفه استفاده کردند. هدف آن‌ها رسیدن به هندسه مطلوب با به حداقل رساندن افت فشار و همزمان با آن به حداکثر رساندن جریان گرما بود.

نجفی و همکاران [۳۳] در پژوهش دیگری یک مبدل حرارتی صفحه‌ای را با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی کردند. آن‌ها به بهینه‌سازی چند هدفه برای بدست آوردن پارامترهای هندسی مبدل پرداختند که منجر به کمترین مقدار افت فشار و حداکثر ضریب انتقال حرارت کلی شود. واضح است که توابع هدف در نظر گرفته شده مخالف یکدیگر هستند و راه حلی به طور هم‌زمان نمی‌تواند هر دو هدف را برآورده سازد. در این روش بهینه‌سازی از راه حل پارتو استفاده شده است که بین توابع هدف ارتباطی برقرار می‌کند و پارامترهای هندسی متعددی را در حضور محدودیت‌ها ارائه می‌کند، که می‌توان بهترین راه حل پیشنهادی را انتخاب نمود.

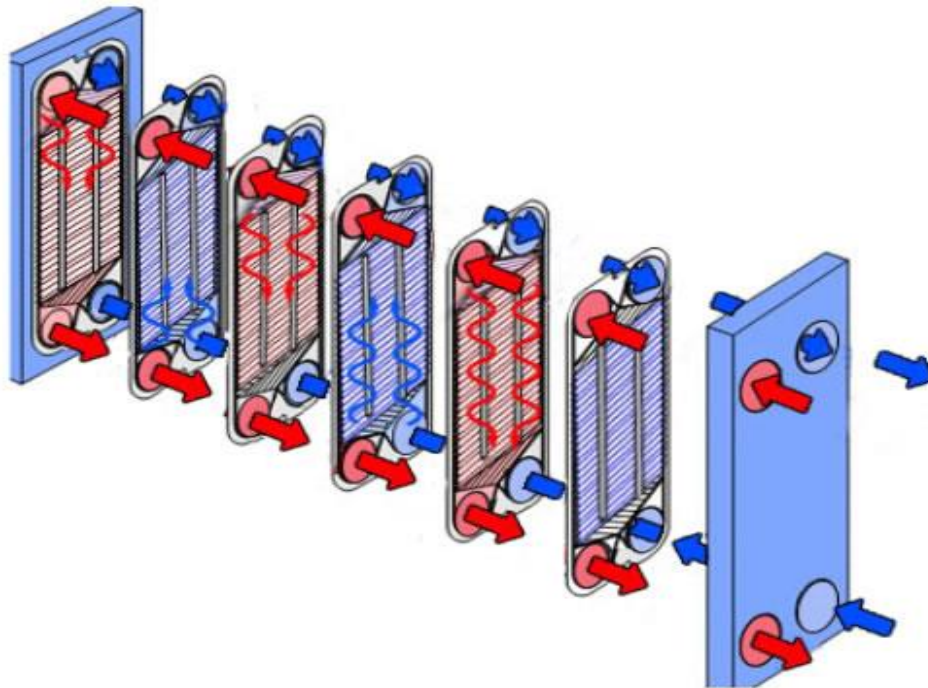
### ۱-۷- معرفی تحقیق حاضر

در این بخش به معرفی تحقیق حاضر و بیان مشخصات کلی آن خواهیم پرداخت. سپس به بیان اهمیت، کاربرد و نوآوری موضوع پرداخته می‌شود و در پایان مروری اجمالی بر ساختار کلی تحقیق حاضر صورت می‌گیرد.

### ۱-۷-۱ تعریف مسأله

در این تحقیق طراحی بهینه مبدل حرارتی (اوپراتور) با استفاده از الگوریتم ژنتیک در سیکل ORC مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد. در این‌جا از مبدل حرارتی صفحه‌ای به عنوان اوپراتور در سیکل استفاده شده است و با توجه به تحقیقات پیشین یکی از سیالات مناسب با بازدهی بالا در سیکل رانکین آلی، سیال R123 می‌باشد، که در این تحقیق از این سیال به عنوان سیال کاری استفاده می‌شود. بخار آب با دمای ورودی  $150^{\circ}\text{C}$  به عنوان سیال گرم در نظر گرفته شده است.

<sup>1</sup> Hilbert



شکل ۱-۵: مبدل حرارتی صفحه‌ای و نحوه جریان سیالات درون آن

در این جا یک مبدل حرارتی صفحه‌ای واشردار مدل‌سازی شده است و از روش بهینه‌سازی چند هدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای بدست آوردن پارامترهای هندسی بهینه استفاده شده است، که منجر به حداقل شدن افت فشار و حداکثر شدن ضریب انتقال حرارت می‌شود. در این پژوهش به بررسی هر دو حالت جریان تک فازی و جریان دو فازی در اواپراتور پرداخته می‌شود تا هندسه بهینه مبدل با توجه به توابع هدف بدست آید. با توجه به این که متغیرها دارای محدودیت هستند و منظور بهینه‌سازی چند هدفه است، یکی از مناسب‌ترین روش‌ها استفاده از الگوریتم ژنتیک می‌باشد که در نتیجه مجموعه‌ای از راه‌حل‌های بهینه، به عنوان راه‌حل پارتو، ارائه می‌شود، که دو تابع هدف را بهینه می‌کند و می‌توان بهترین راه‌حل پیشنهادی را (همان‌طور که در فصل ۴ آمده است) انتخاب نمود.

### ۱-۷-۲ ضرورت، اهمیت و کاربرد موضوع

مطالعه جنبه‌های گسترده و متنوع ORC به علت کاربرد روز افزون آن در زمینه‌های مختلف بسیار مورد توجه قرار گرفته است. مقدار مصرف انرژی جهان از سال ۲۰۰۸ تا ۲۰۳۵ به طور میانگین ۱/۶ درصد هر سال افزایش پیدا خواهد کرد، همچنین انرژی الکتریکی که می‌تواند از تبدیل منابع



انرژی تجدید پذیر و تجدید ناپذیر تولید شود با رشد میانگین سالانه ۲/۲ درصد روبه‌رو خواهد بود [۳۴].

استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر، یا افزایش راندمان سیستم‌ها و یا بهینه سازی سیستم‌ها در تبدیل انرژی‌های دیگر به انرژی الکتریکی بسیار سودمند است. تبدیل انرژی‌های تجدید پذیر به برق می‌تواند به شیوه‌های گوناگونی صورت گیرد که متداول‌ترین شیوه تبدیل حرارت به برق است مثل حرارت ناشی از تابش خورشید، حرارت ناشی از سوزاندن منابع زیست توده و حرارت زمین گرمایی. مشکل اصلی استفاده از این منابع دمای پایین‌شان می‌باشد، از این رو ORC برای بازیابی بهتر انرژی‌های اتلافی، مورد استفاده قرار می‌گیرد که بازدهی متوسط یا پایینی را داراست و جزو هفت روش برتر بازیافت انرژی می‌باشد. از این رو بهینه سازی این سیکل تأثیر به‌سزایی در بازیافت انرژی دارد. تجهیزات اساسی ORC شامل مبدل‌های حرارتی، توربین (اکسپندر) و پمپ می‌باشد. مبدل‌های حرارتی که به عنوان اواپراتور و کندانسور در سیکل استفاده می‌شوند، از مهم‌ترین اجزاء سیکل می‌باشند. تحقیقات نشان داده است [۷]. همان‌طور که قبلاً اشاره شد مبدل‌های حرارتی در سیکل رانکین آلی (اواپراتور و کندانسور) دارای تلفات انرژی زیادی هستند و قسمت قابل توجهی از هزینه سرمایه گذاری سیکل را در بر می‌گیرند، به همین دلیل بحث بهینه سازی مبدل‌ها در سیکل از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. سیکل ORC در ابتدا توسط اواپراتور حرارت را از منبع حرارتی دما پایین دریافت می‌کند، بنابراین عملکرد (بخصوص افت فشار و انتقال حرارت) اواپراتور تأثیر به‌سزایی بر عملکرد سیکل دارد. بنابراین افزایش ضریب انتقال حرارت و کاهش افت فشار در مبدل‌های حرارتی می‌تواند در بهبود عملکرد سیکل مؤثر واقع شود، از این‌رو با توجه به اهمیت کاربرد مبدل در این سیکل‌ها به بررسی ساختار بهینه و عملکرد مبدل حرارتی صفحه‌ای استفاده شده در سیکل می‌پردازیم.

### ۱-۷-۳ جنبه های نوآوری:

تحقیقات زیادی در مورد بهینه سازی سیکل رانکین آلی به خصوص بهینه سازی عملکرد آن و اجزاء آن صورت گرفته است. در تحقیقات انجام شده، بیشتر تأثیر عملکرد سیال و یا عملکرد ترمودینامیکی کل سیکل مورد بحث قرار گرفته است و کمتر به بهینه سازی و طراحی اجزاء سیکل پرداخته شده است. تحقیقاتی در مورد مبدل های حرارتی و بهینه سازی آن ها صورت گرفته است که اغلب آن ها برای راحتی محاسبات، جریان سیال داخل مبدل را به صورت تک فازی بررسی کرده اند و عموماً سیال آن ها آب می باشد.

در این پژوهش بررسی بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای و ساختار بهینه آن، به عنوان اوپراتور در سیکل رانکین آلی (با سیال آلی)، در هر دو حالت جریان تک فازی و دو فازی مورد بررسی قرار گرفته است، و از این رو محاسبات انجام شده با توجه به این که در قسمت سیال سرد اوپراتور، هر صفحه از مبدل حرارتی، سه حالت مایع، اشباع (دو فازی) و بخار رخ می دهد، محاسبات در هر سه حالت صورت گرفته و در نهایت ساختار بهینه مبدل مورد نظر شناسایی شده است.

### ۱-۷-۴ مروری بر فصول پایان نامه:

به طور کلی ساختار تحقیق حاضر به صورت زیر است:

در فصل دوم، روابط حاکم بر مبدل های حرارتی صفحه ای در هر دو حالت تک فازی و دو فازی ارائه می شود.

در فصل سوم روش بهینه سازی به کار رفته شده (الگوریتم ژنتیک) در تحقیق حاضر معرفی شده و در نهایت روش حل استفاده شده در این تحقیق بیان می شود.

در فصل چهارم نتایج حاصل از طراحی بهینه، عملکرد مبدل حرارتی و تأثیر هر یک از پارامترهای هندسی بر بهینه سازی ارائه می شود.

نهایتاً در فصل پنجم، نتیجه گیری از تحقیق حاضر و پیشنهاداتی جهت ادامه تحقیقات ارائه می-

گردد.

فصل ۲ روابط حاکم بر طراحی مبدل حرارتی  
صفحه ای

در این فصل روابط حاکم بر مبدل حرارتی صفحه‌ای به همراه فرضیات فیزیکی، در هر دو حالت تک‌فازی و دو‌فازی بیان می‌شود. معادلات حاکم بر مبدل حرارتی در واقع به دو بخش تقسیم شده است، ۱- معادلات مربوط به هندسه و طراحی مبدل حرارتی ۲- معادلات ترمودینامیکی مربوط به سیکل و مبدل حرارتی ORC

## ۲-۱- اعداد بی بعد

اغلب پدیده‌هایی که در طبیعت و علوم مختلف به خصوص علم مکانیک با آن مواجه می‌شویم به متغیرهای زیادی وابسته هستند. این ویژگی باعث پیچیدگی تجزیه و تحلیل خواهد شد و نیازمند صرف هزینه و زمان زیادی می‌شود. آنالیز ابعادی راهی برای خلاصی از این نوع پیچیدگی است، که با کمک این روش می‌توان به جای استفاده از چندین پارامتر از اعداد بی بعد استفاده نمود. در همین راستا در این پژوهش از چند عدد بی بعد در معادلات حاکم استفاده شده است، که در ادامه به توضیح آن‌ها می‌پردازیم.

از معروف‌ترین اعداد بی بعد می‌توان به عدد رینولدز<sup>۱</sup> که نسبت نیروهای اینرسی به نیروهای لزجی می‌باشد، اشاره کرد که مقدار آن برابر خواهد بود با:

$$Re = \frac{\rho u R}{\mu} \quad (1-2)$$

که  $\rho$ ،  $u$ ،  $R$  و  $\mu$  به ترتیب بیانگر چگالی، سرعت، شعاع لوله (پورت) و لزجت سیال است. عدد رینولدز در این پژوهش بر حسب خواص سیالات گرم و سرد و قطر پورت‌های صفحات تعریف شده است.

<sup>۱</sup> Reynolds

عدد پرانتل<sup>۱</sup> نشان دهنده نسبت نفوذ ممنوم در سیال به نفوذ حرارت در آن می‌باشد و به صورت

زیر تعریف می‌شود:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (۲-۲)$$

که  $v$  و  $\alpha$  به ترتیب لزجت سینماتیکی و ضریب نفوذ گرمایی،  $C_p$  گرمای ویژه،  $\mu$  لزجت دینامیکی سیال و  $k$  ضریب هدایت گرمایی سیال است.

عدد بی بعد ناسلت<sup>۲</sup> که در سیالات از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است از جمله اعداد بی بعد مهمی

است که در فرمول‌های حاکم به کار می‌رود. این عدد نسبت گرمای انتقال یافته از طریق همرفت (جابجایی) به گرمای انتقال یافته از طریق رسانش (هدایت) است.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} \quad (۳-۲)$$

در رابطه بالا،  $L$  طول مشخصه،  $h$  ضریب انتقال حرارت همرفت و  $k_f$  ضریب هدایت گرمایی سیال است.

عدد بویلینگ<sup>۳</sup> یکی از اعداد بی بعد مهم در انتقال حرارت است که عموماً در زمان جوشش سیال

مورد استفاده واقع می‌شود و طبق رابطه زیر تعریف می‌گردد.

$$Bo = \frac{Q}{G h_{fg}} \quad (۴-۲)$$

$Q$  نرخ انتقال حرارت،  $h_{fg}$  انتالپی،  $G$  سرعت جرمی (در ادامه روابط بیان می‌شود) در حالت

دوفازی است.

<sup>۱</sup> Prandtl number

<sup>۲</sup> Nusselt number

<sup>۳</sup> boiling number

## ۲-۲- فرضیات فیزیکی

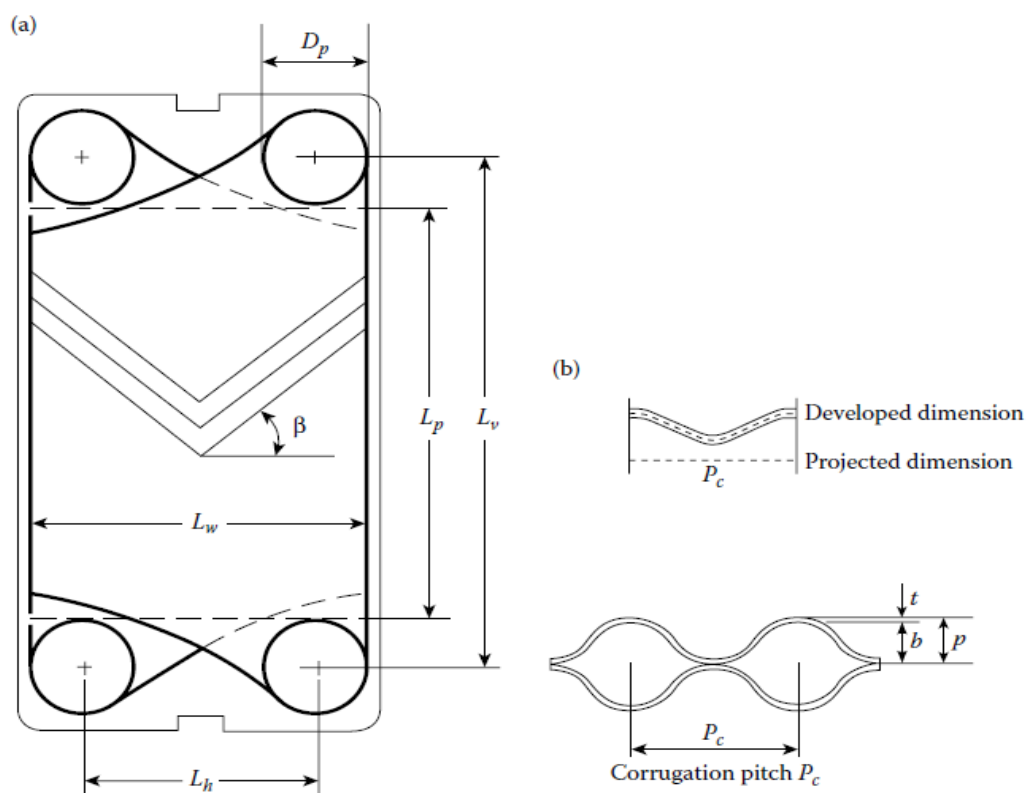
در تحقیق پیش رو که از مبدل حرارتی صفحه‌ای استفاده شده است، فرضیاتی در نظر گرفته شده است. در این نوع مبدل‌ها به دلیل اینکه تشکیل رسوب بسیار اندک است، از تأثیر رسوب و مقاومت آن در محاسبات چشم پوشی شده است. از طرفی در مبدل‌های حرارتی ضریبی را برای حرارت مبادله شده بین صفحات و سیال در نظر می‌گیرند که با عنوان ضریب اطمینان بیان می‌شود، که ما در این تحقیق این ضریب اطمینان ( $C_s$ ) را  $1/5$  در نظر گرفته ایم [۳۵].

## ۲-۳- روابط حاکم

با توجه به تنوع در طراحی مبدل‌های صفحه‌ای، که با استفاده از صفحات و آرایش‌های مختلف، می‌توانند برای وظایف گرمایی متفاوتی مناسب باشند، طراحی این مبدل‌ها بسیار تخصصی است. برخلاف مبدل‌های لوله‌ای که روش‌های طراحی آن‌ها در دسترس است، طراحی مبدل‌های صفحه‌ای همچنان در انحصار برخی از شرکت‌های تولید کننده است [۳۵].

ابتدا ساختار و پارامترهای هندسی مبدل حرارتی صفحه‌ای و معادلات مربوط به طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای را بیان می‌کنیم، سپس به بررسی معادلات مربوط به انتقال حرارت و افت فشار در مبدل می‌پردازیم.

۲-۳-۱ معادلات هندسی مبدل



شکل ۲-۱: ابعاد اصلی یک صفحه با الگوی شورون

سطح صفحه دارای موج‌هایی می‌باشد که منجر به افزایش سطح صفحه در قیاس با سطح اولیه آن می‌شود، که برای بیان این میزان افزایش، افزایش طول توسعه یافته ( $A_1$ ) به طول تصویر شده ( $A_{1p}$ ) را به عنوان ضریب گستردگی بیان می‌کنند، که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\phi = \frac{\text{سطح توسعه یافته}}{\text{سطح تصویر شده}} = \frac{A_1}{A_{1p}} \quad (5-2)$$

که  $A_{1p}$  می‌تواند از شکل به صورت زیر تعریف شود:

$$A_{1p} = L_w L_p \quad (6-2)$$

$L_w$  و  $L_p$  به ترتیب طول و عرض صفحه می‌باشند، که در شکل نشان داده شده است.

حال با استفاده از مقادیر  $L_v$  (فاصله عمودی مرکز پورت‌ها، در امتداد طول صفحات) و  $L_h$  (فاصله افقی مرکز پورت‌ها، در امتداد عرض صفحات) می‌توان مقادیر  $L_w$  و  $L_p$  را طبق روابط زیر بدست آورد:

$$L_w = L_h + D_p \quad (۷-۲)$$

$$L_p = L_v - D_p \quad (۸-۲)$$

در رابطه فوق  $D_p$  قطر پورت‌ها می‌باشد (در شکل نشان داده شده است).

حال می‌توان مقدار مساحت کل انتقال حرارت در مبدل را طبق رابطه زیر محاسبه نمود:

$$A_t = A_{1p} N_t \quad (۹-۲)$$

که در آن  $N_t$  تعداد کل صفحات می‌باشد.

### ۲-۳-۱-۱ محاسبه متوسط فاصله کانال جریان

کانال<sup>۱</sup> جریان، مجرایبی است که به وسیله دو صفحه مجاور بین واشرها، تشکیل می‌شود. بخاطر پیچیدگی سطح مقطع، سطح موج‌دار، متوسط فاصله  $b$ ، مطابق شکل، بدین صورت تعریف می‌شود:

$$b = p - t \quad (۱۰-۲)$$

در این رابطه،  $p$ ، گام صفحه یا عمق برجستگی صفحه موج‌دار و  $t$  ضخامت صفحه است.

که می‌توان گام صفحه را از رابطه زیر تعیین نمود:

$$p = \frac{L_c}{N_t} \quad (۱۱-۲)$$

که  $L_c$ ، طول صفحات فشرده شده<sup>۲</sup> است.

مساحت کانال جریان از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$A_f = bL_w \quad (۱۲-۲)$$

<sup>۱</sup> channel

<sup>۲</sup> Compressed plate pack length



### ۲-۱-۳-۲ قطر هیدرولیکی کانال

قطر هیدرولیکی کانال  $D_e$  با استفاده از رابطه زیر بدست می آید:

$$D_e = \frac{2b}{\phi} \quad (13-2)$$

$\phi$  ضریب گسترده است که از رابطه (۵-۲) بدست می آید.

### ۲-۳-۲ محاسبه انتقال حرارت و افت فشار

در این جا ابتدا به بیان روابط کلی در انتقال حرارت درون مبدل می پردازیم.

حرارت مبادله شده توسط سیالات از معادلات زیر بدست می آید:

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \quad (14-2)$$

$$Q = \dot{m} h_{fg} \quad (15-2)$$

$\dot{m}$  دبی سیال،  $C_p$  ظرفیت گرمای ویژه،  $\Delta T$  اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال و  $h_{fg}$  آنتالپی سیال در حالت دوفازی است.

انتقال حرارت بین سیال و سطح جامد می تواند به صورت زیر بیان شود:

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (16-2)$$

در رابطه بالا  $A$  مساحت سطح جسم جامد و  $\Delta T_{lm}$  اختلاف دمای لگاریتمی می باشد که به صورت زیر تعریف می شود:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (17-2)$$

$\Delta T_1$  و  $\Delta T_2$  اختلاف دماهای سیالات در دو سر ورودی و خروجی مبدل حرارتی می باشند.

## ۲-۳-۱-۲ حالت تک فازی

برای محاسبات انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای روابط انتقال حرارت بین گذرگاه‌های تخت جریان بسط داده می‌شوند. روش کاملاً توسعه یافته برای تخمین انتقال حرارت و افت فشار مبدل حرارتی صفحه‌ای، برای محدوده وسیعی از صفحات تجاری موجود با الگوی شورون به کار می‌رود که در این جا این روش بیان شده است [۳۶]. لازم به ذکر است که در صورت طراحی بهینه مطلوب، باید افت فشار هر دو جریان (سیال گرم و سرد) برای طراحی دقیق مورد استفاده قرار گیرد.

### محاسبات انتقال گرما در حالت تک فازی

عدد رینولدز بر مبنای سرعت جرمی در کانال  $G_{ch}$  و قطر هیدرولیکی کانال، به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Re_{ch} = \frac{G_{ch} D_e}{\mu} \quad (18-2)$$

سرعت جرمی در کانال از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$G_{ch} = \frac{\dot{m}}{N_{cp} * A_f} \quad (19-2)$$

که در رابطه فوق  $N_{cp}$  تعداد کانال به ازای هر گذر می‌باشد که از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (20-2)$$

$N_p$ ، تعداد پاس‌ها (گذرها) می‌باشد.

### محاسبه Nu

علی‌رغم تحقیقات گسترده بر روی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای، روابط کلی و معینی برای انتقال گرما و ضریب اصطکاک در دسترس نیست، اما روش معمول برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای توسط مارتین [۳۷] ارائه شده است، که به صورت زیر می‌باشد:

$$Nu = 0.205 Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{1/6} (f_{pc} Re^2 \sin 2\beta)^{0.374} \quad (21-2)$$

$\mu_w$  و  $\mu_b$  به ترتیب بیانگر ویسکوزیته سیال در دمای دیواره و ویسکوزیته سیال است (که در محاسبات نسبت این دو، برابر ۱ در نظر گرفته شده است).

$f_{pc}$  ضریب اصطکاک فانیگ<sup>۱</sup> است که به صورت زیر بدست می آید:

$$\frac{1}{\sqrt{f_{ps}}} = \frac{\cos \beta}{\left( 0.045 \tan \beta + 0.09 \sin \beta + \frac{f_0}{\cos \beta} \right)^{0.5}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{3.8 f_1}} \quad (22-2)$$

ضرایب  $f_0$  و  $f_1$  به ترتیب ضرایب فانیگ در زاویه  $\beta = 0$  و  $\beta = 1$  می باشند که از روابط زیر حاصل شوند:

$$f_0 = \begin{cases} \frac{16}{Re} & Re < 2000 \\ (1.56 \ln Re - 3)^{-2} & Re \geq 2000 \end{cases} \quad (23-2)$$

$$f_1 = \begin{cases} \frac{149.25}{Re} + 0.9625 & Re < 2000 \\ \frac{9.75}{Re^{0.289}} & Re \geq 2000 \end{cases} \quad (24-2)$$

حال با محاسبه عدد ناسلت، ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه زیر بدست می آید [۳۸]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_w} \rightarrow U = \left( \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_w} \right)^{-1} \quad (25-2)$$

که در این جا  $k_w$  ضریب هدایت گرمایی صفحه است و به جنس صفحه بستگی دارد،  $h_h$  و  $h_c$  به ترتیب ضریب انتقال حرارت همرفت سیال گرم و سرد می باشد، که می توان به صورت زیر آن ها را بدست آورد:

<sup>1</sup> Fanning friction factor

$$Nu = \frac{hD_e}{k_f} \rightarrow h = \frac{Nu k_f}{D_e} \quad (26-2)$$

### معادلات مربوط به افت فشار در حالت تک فازی

افت فشار در مبدل‌های حرارتی شامل افت فشار اصطکاکی کانال  $\Delta p_{ch}$  و افت فشار ناشی از پورت‌های ورودی و خروجی  $\Delta p_p$  می‌باشد که در ادامه بیان شده آمده است [۳۵].

### افت فشار اصطکاکی در کانال

افت فشار اصطکاکی  $\Delta p_{ch}$  با استفاده از ضریب اصطکاک  $f$ ، توسط معادله زیر تعریف می‌شود:

$$\Delta p_{ch} = 4f \left( \frac{L_{eff} * N_p * G_{ch}^2}{2D_e * \rho} \right) * \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.17} \quad (27-2)$$

که در این معادله  $L_{eff}$ ، طول موثر مسیر جریان سیال بین پورت‌های ورودی و خروجی است که می‌-

توان آن را برابر  $L_v$  ( $L_{eff} = L_v$ ) در نظر گرفت [۳۵].

ضریب اصطکاک  $f$ ، در معادله (۲۷-۲) از رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$f = \frac{k_p}{Re_{ch}^m} \quad (28-2)$$

مقادیر  $k_p$  و  $m$  از جدول ۱-۲ برای مقادیر مختلف زوایای شورون، به صورت توابعی از عدد رینولدز

ارائه شده‌اند [۳۹].

جدول ۱-۲: ثابت ها برای محاسبه افت فشار و انتقال حرارت تک فازی در مبدل های حرارتی صفحه ای واشردار [۳۵]

افت فشار			انتقال گرما			
$m$	$k_p$	عدد رینولدز	$n$	$C_h$	عدد رینولدز	زاویه شورون ( $\beta$ ) درجه
۱	۵۰	$< 10$	۰/۳۴۹	۰/۷۱۸	$\leq 10$	$\leq 30$
۰/۵۸۹	۱۹/۴۰	۱۰-۱۰۰	۰/۶۶۳	۰/۳۴۸	$\geq 10$	
۰/۱۸۳	۲/۹۹	$> 100$				
۱	۴۷	$< 10$	۰/۳۴۹	۰/۷۱۸	$< 10$	۴۵
۰/۶۲۵	۱۸/۲۹	۱۵-۳۰۰	۰/۵۹۸	۰/۴۰۰	-۱۰۰	
۰/۲۰۶	۱/۴۴۱	$> 300$	۰/۶۶۳	۰/۳۰۰	$> 100$	۱۰
۱	۲۴	$< 40$	۰/۳۲۶	۰/۵۶۲	$< 20$	۶۰
۰/۴۵۷	۳/۲۴	۴۰-۴۰۰	۰/۵۲۹	۰/۳۰۶	-۴۰۰	
۰/۲۱۵	۰/۷۶۰	$> 400$	۰/۷۰۳	۰/۱۰۸	$> 400$	۲۰

### افت فشار پورت های ورودی و خروجی

مجموع افت فشار در پورت های ورودی جریان به کانال و پورت های خروجی جریان،  $\Delta p_p$  می توان به صورت تقریبی، معادل با  $1/4$  هد سرعتی جریان باشد [۳۵]، یعنی:

$$\Delta p_p = 1.4N_p \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (29-2)$$

که در این معادله:

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi D_p^2} \quad (30-2)$$

است و  $\dot{m}$ ، کل نرخ جرمی جریان در دهانه و  $D_p$ ، قطر پورت می باشد.

در نتیجه می توان گفت که افت فشار کلی در حالت تک فازی، مجموع افت فشار اصطکاکی کانال -

ها و پورت ها است که برابر است با:

$$\Delta p_{of} = \Delta p_p + \Delta p_{ch} \quad (31-2)$$

### ۲-۲-۳-۲ حالت دو فازی

#### معادلات انتقال حرارت در حالت دوفازی

محاسبات فوق همان طور که ابتدا اشاره شد، برای حالتی است که جریان داخل مبدل حرارتی در حالت تک فاز (مایع یا بخار) باشد، اما اکنون باید به بررسی معادلات انتقال حرارت در حالت دو فازی بپردازیم.

پژوهش هایی در مورد فرآیند تبخیر در مبدل های حرارتی صفحه ای و بیشتر برای سیالات آلی

(مبردها) صورت گرفته است، که در این مطالعات برخی روابط برای پیش بینی ضریب انتقال حرارت

تبخیر بیان شده است هر چند که منجر به نتایج کیفی شده است.

برخلاف انتقال حرارت در حالت تک فاز، انتقال حرارت در حالت دو فازی به پارامترهای مختلف ترمودینامیکی از جمله کیفیت بخار و شار حرارتی سطح بستگی دارد [۸]، که می توان از رابطه زیر آن را بدست آورد [۴۰].

$$Nu = C_1 (Re_{eq}^{C_2}) (Bo_{eq}^{0.3}) (Pr^{0.4}) \quad (۳۲-۲)$$

در رابطه بالا، ثابت های  $C_1$  و  $C_2$  از رابطه زیر بدست می آیند [۸]:

$$C_1 = 2.81 \left(\frac{b}{De}\right)^{-0.041} \beta^{-2.83} \quad (۳۳-۲)$$

$$C_2 = 0.746 \left(\frac{b}{De}\right)^{-0.082} \beta^{0.61} \quad (۳۴-۲)$$

در روابط قبل  $b$  گام صفحه و  $\beta$  زاویه شورون هستند.

مقادیر  $Re_{eq}$  که عدد رینولدز معادل و  $Bo_{eq}$  عدد بویلینگ معادل است، به صورت زیر تعریف می شوند [۸ و ۳۹]:

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} De}{\mu_1} \quad (۳۵-۲)$$

$$Bo_{eq} = \frac{\dot{q}}{G_{eq} \gamma} \quad (۳۶-۲)$$

که در روابط فوق  $\gamma$ ، گرمای نهان سیال،  $\dot{q}$ ، شار حرارتی لازم برای سیال است و  $G_{eq}$  همان نرخ سرعت جرمی جریان است که در این حالت از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$G_{eq} = G \left[ (1-x) + x \left( \frac{\rho_1}{\rho_g} \right) \right] \quad (۳۷-۲)$$

### معادلات مربوط به افت فشار در حالت دو فازی

در تحقیقات و پژوهش هایی که در حالت تبخیر در مبدل های حرارتی صفحه ای (اوپراتور) انجام شده است اغلب به بحث در زمینه انتقال حرارت پرداخته اند و کمتر مسائل مربوط به افت فشار در این

حالت را بررسی کرده‌اند. کار اصلی این موضوع توسط استرنر<sup>۱</sup> [۴۱] و لین<sup>۲</sup> [۳۸] انجام شده است. مطالعات آن‌ها نشان داد که افت فشار اصطکاکی در حالت تبخیر با افزایش کیفیت بخار و سرعت جرم افزایش می‌یابد، اما با افزایش فشار سیستم کاهش می‌یابد [۴۰].

برای پیش بینی افت فشار در حالت تبخیر، مدل لوکهارت مارتینلی<sup>۳</sup> با احتمال بیشتری پذیرفته می‌شود، و این معادلات در افت فشار معتبر می‌باشد [۴۰].

### افت فشار ناشی از شتاب سیال

تغییر فشار استاتیکی بر اساس تغییر شتاب سیال از رابطه زیر محاسبه شده است:

$$\frac{dp_a}{dz} = -G^2 \frac{d}{dz} \left( \frac{x^2}{\vartheta \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\vartheta)\rho_l} \right) \quad (38-2)$$

$G$ ، همان نرخ سرعت جرمی جریان است که از رابطه (۳۰-۲) بدست می‌آید.

می‌توان در حالت یکپارچه، افت فشار ناشی از شتاب را بین دو نقطه ۱ و ۲ در امتداد کانال از رابطه

زیر حساب کرد (در این تحقیق رابطه (۳۹-۲) استفاده شده است) [۸ و ۴۰]:

$$\Delta p_a = k_a G^2 \left[ \frac{x_2^2}{\vartheta_2 \rho_{g,2}} + \frac{(1-x_2)^2}{(1-\vartheta_2)\rho_{l,2}} - \frac{(1-x_1)^2}{(1-\vartheta_1)\rho_{l,1}} \right] \quad (40-2)$$

$x_1$  و  $x_2$  به ترتیب کیفیت بخار در حالت اول (ورودی) و کیفیت بخار در حالت دوم (خروجی) می‌باشد.

به‌طور تجربی مقدار ثابت  $k_a$ ، برابر ۲ است، که به‌منظور در نظر گرفتن پروفیل سرعت درون جریان

می‌باشد، و می‌توان مقدار  $\vartheta$  را از روابط لوکهارت و مارتینلی بدست آورد [۴۰]:

$$\vartheta = 1 - \frac{1}{\phi} \quad (41-2)$$

$$\phi = 1 + \frac{20}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (42-2)$$

<sup>1</sup> Sterner

<sup>2</sup> Lin

<sup>3</sup> Lockhart –Martinelli model



$X$ ، پارامتر مارتینلی است که با استفاده از معادله زیر بدست می آید [۴۰]:

$$X^2 = \frac{(dp_f/dz)_l}{(dp_f/dz)_g} \quad (۴۳-۲)$$

که این رابطه اغلب در معادلات افت فشار استفاده می شود. که گرادیان فشار در حالت تک فاز به صورت زیر تعریف می شود [۸ و ۴۰]:

$$(dp_f/dz)_l = f \frac{G^2}{2D_e \rho_l} (1-x)^2 \quad (۴۴-۲)$$

$\rho_l$  چگالی سیال در فاز مایع،  $d_e$  قطر هیدرولیکی و  $x$  کیفیت بخار سیال می باشد.

ضریب اصطکاک  $f$  را می توان از معادله بلازیوس<sup>۱</sup> بدست آورد [۴۰]:

$$f = 0.079 \left[ \frac{G(1-x)D_e}{\mu_l} \right]^{-0.25} \quad (۴۵-۲)$$

اگر اطلاعات در مورد حالت تک فاز یا روابط هندسی برای حالت خاص در دسترس باشد، ممکن

است که رابطه ضریب اصطکاک بدست آید. به عنوان مثال در سال ۱۹۷۵ ویتینگ<sup>۲</sup> رابطه ی زیر را

پیشنهاد داد [۴۲]:

$$f = 1.136 \left( \frac{l}{D_e} \right)^{0.781} \left( \frac{t}{D_e} \right)^{0.534} Re^{-0.198} \quad (۴۶-۲)$$

که در این تحقیق از رابطه (۴۷-۲) استفاده می شود.

### افت فشار ناشی از اصطکاک:

هان<sup>۳</sup> و همکاران [۴۳] رابطه ای برای محاسبه افت فشار اصطکاکی در حالت تبخیر بدست آوردند، که

به صورت زیر تعریف می شود:

<sup>۱</sup> Blasius Equation

<sup>۲</sup> Wieting

<sup>۳</sup> Han

$$\Delta p_{fr} = 4 \left[ \frac{f_{fr} L_p}{D_e} \frac{G_{eq}^2}{2\rho_l} \right] \quad (48-2)$$

که ضریب اصطکاک افت فشار به صورت زیر تعریف می شود:

$$f_{fr} = C_3 Re_{eq}^{C_4} \quad (49-2)$$

مقادیر  $C_3$  و  $C_4$  با استفاده از روابط زیر بدست می آید:

$$C_3 = 64710 \left( \frac{p}{D_e} \right)^{-5.27} \beta^{-3.03} \quad (50-2)$$

$$C_4 = 64710 \left( \frac{p}{D_e} \right)^{-0.62} \beta^{-0.47} \quad (51-2)$$

در روابط بالا  $p$  و  $\beta$  به ترتیب گام صفحه و زاویه شورون هستند.

افت فشار کلی در حالت دو فازی از مجموع افت فشار ناشی از شتاب سیال و افت فشار اصطکاکی

بدست می آید:

$$\Delta p_{tp} = \Delta p_{fr} + \Delta p_a \quad (52-2)$$

در نهایت افت فشار کل مبدل حرارتی (اوپراتور) به عنوان تابع هدف از رابطه زیر بدست می آید:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{of} + \Delta p_{tp} \quad (53-2)$$

و ضریب انتقال حرارت کلی (تابع هدف) از رابطه (۵۴-۲) حاصل می شود، که در این رابطه بدست

آوردن ضریب انتقال حرارت جابه جایی سیال سرد ( $h_c$ ) با توجه به جریان داخل کانال (قسمت سیال

سرد) محاسبه این ضریب کمی دشوار است و در ادامه ( فصل ۳) روش بدست آوردن این پارامتر بیان

می شود.

## فصل ۳ روش حل

در این تحقیق بررسی پارامترهای طراحی یک مبدل حرارتی صفحه‌ای، برای بهینه سازی مبدل مورد نظر در سیکل رانکین آلی مورد مطالعه قرار گرفته است. در این فصل به بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک (GA) در متلب می‌پردازیم.

در این فصل ابتدا شرایط عملکردی مبدل حرارتی صفحه‌ای در سیکل را بررسی می‌کنیم سپس به مطالعه بهینه سازی مبدل حرارتی خواهیم پرداخت.

### ۳-۱- انتخاب سیال کاری (عامل):

همان‌طور که در فصول قبل تحقیق اشاره شد، بازده حرارتی سیکل به سیال کاری نیز وابسته است، به طوری که انتخاب صحیح سیال کاری برای شرایط مشخص سیکل ORC موجب افزایش بازده حرارتی خواهد شد.

در بررسی سیال مطلوب برای سیکل رانکین آلی، تنها انتخاب سیال عاملی که دارای مشخصات ترموفیزیکی مناسب باشد کافی نیست، بلکه به‌عنوان مثال، سیال باید هدایت حرارتی بالایی داشته باشد تا انتقال حرارت توسط آن در مبدل‌های حرارتی به‌خوبی صورت پذیرد. علاوه بر این موارد، مقوله‌های دیگری در انتخاب سیال دخیل هستند که عبارتند از: کارایی بالا در سیکل، فشار و دمای بحرانی پایین، هدایت حرارتی بالا، وزن مولکولی بالا، غیر خورنده بودن، غیر قابل اشتعال، غیر سمی بودن در صورت نشت سیال، ویسکوزیته پایین و ...

یکی از مشخصه‌های دیگری که باید در انتخاب سیال کاری مورد توجه قرار گیرد، شیب منحنی بخار اشباع در نمودار دما - آنترپی است (همان‌طور که به صورت مختصر در قسمت پیشینه تحقیق بحث شد). بر این اساس سیالات را می‌توان به سه دسته خشک، تر (مرطوب) و آیزنتروپیک تقسیم کرد. سیالات خشک دارای شیب مثبت، سیالات تر دارای شیب منفی و در نهایت سیالات آیزنتروپیک دارای شیب بی‌نهایت در منحنی بخار اشباع می‌باشند.

سیالات خشک و آیزنتروپیک به دلیل شیب منحنی مثبت و تقریباً عمودی که دارند معمولاً در خروجی توربین حالت اشباع یا مافوق گرم نزدیک به اشباع دارند و با توجه به بازده و عملکردشان در سیکل گزینه‌های مطلوبی به عنوان سیال کاری می‌باشند [۱۱].

در این تحقیق، با توجه به نکاتی که گفته شد و همچنین با کمک تحقیقات پیشین که در این زمینه صورت گرفته است سیال آلی برای سیکل رانکین آلی و مبدل حرارتی انتخاب می‌شود. سیالاتی که بیشتر در تحقیقات استفاده شده است و در محدوده دمایی این تحقیق دارای بازده بالایی می‌باشند، شامل "R245fa, R113, R123" هستند که سیال R113 یک سیال خشک است و دو سیال دیگر هر دو سیال آیزنتروپیک می‌باشند.

با توجه به نکاتی که در مورد انتخاب سیال کاری بیان شد به بررسی سه سیال پرداخته می‌شود و نهایتاً سیال مورد نظر را انتخاب می‌شود.

ابتدا مسئله زیست محیطی و ایمنی سیالات بررسی می‌شود.

جدول ۳-۱: طبقه بندی ایمنی ASHRAE گروه ۳۴

سمیت بالا	سمیت پایین	سمیت / اشتعال پذیری
B3	A3	اشتعال پذیری بالا
B2	A2	اشتعال پذیری پایین
B1	A1	غیر اشتعال پذیر

جدول ۲-۳: اطلاعات ایمنی و زیست محیطی سیالات عامل

سیال	سمیت TOX(ppm)	ظرفیت تخریب اوزون ODP	عمر سیال در اتمسفرا(سال) ALT(yr)	طبقه بندی ایمنی ASHRAE
R113	-	۰/۸	۸۵	A1
R123	-	۰/۰۲	۱/۳	A1
R245fa	-	۰	۷/۶	B1

همان‌طور که در جدول ۱-۳ و جدول ۲-۳ پیداست از نظر ایمنی هر سه سیال غیر قابل اشتعال هستند ولی از نظر سمیت دو سیال R123 و R113 سمیت پایین و سیال R245fa سمیت بالایی دارد. بنابراین دو سیال R123 و R113 بررسی می‌شوند، که با توجه به جدول ۲-۳ ODP، R123 نسبت به سیال R113 کمتر است و اثرات مخرب کمتری روی لایه اوزون دارد، بنابراین سیال R123 را به عنوان سیال کاری در سیکل بکار برده می‌شود [۴۳].

### ۲-۳- شرایط عملکردی مبدل حرارتی صفحه ای در سیکل ORC

در این پژوهش همان‌طور که بحث شد، باید شرایطی لحاظ شود که سیال درون مبدل حرارتی در حالت دو فازی قرار گیرد، (هر چند که در حالت واقعی هم این اتفاق می‌افتد) ولی در تحقیقات اغلب به منظور محاسبات ترمودینامیکی راحت‌تر شرایطی لحاظ می‌شود که سیال درون مبدل حرارتی حالت تک فازی داشته باشد.

در این تحقیق فرض شده است که دمای سیال کاری (R123) ورودی به مبدل حرارتی  $30^{\circ}\text{C}$  و دمای خروجی از مبدل  $80^{\circ}\text{C}$  باشد در عین حال اینکه سیال گرم (بخار آب) با دمای  $150^{\circ}\text{C}$  وارد مبدل حرارتی می‌شود و همچنین فشار ورودی برای سیال سرد (R123) در مبدل ۲ bar و فشار ورودی برای سیال گرم (بخار آب) ۱ bar در نظر گرفته شده است، با این شرایط سیال R123 که درون

سیکل جریان دارد در داخل مبدل در دمای تقریبی  $46^{\circ}\text{C}$  به صورت دوفازی در خواهد آمد و در نهایت در دمای تقریبی  $47^{\circ}\text{C}$  به صورت بخار در خواهد آمد. بنابراین باید محاسبات، در این قسمت برای بهینه سازی به سه بخش تقسیم شود.

لازم به ذکر است که تمام خواص دو سیال، با کمک نرم افزار Aspen EDR بدست آمده است. این نرم افزار در هر دما و فشاری خواص سیال را ارائه می دهد که در این تحقیق خواص دو سیال به صورت میانگین در نظر گرفته شده است.

### ۳-۳- الگوریتم ژنتیک

#### ۳-۳-۱ مقدمه

الگوریتم ژنتیک برای حل مشکل بهینه سازی استفاده می شود، که ابتدا توسط جان هلند معرفی شده است [۴۴]. الگوریتم ژنتیک بر اساس نظریه انتخاب طبیعی در پیشرفت های بیولوژیکی ژنتیکی توسط پارلز داروین گسترش یافته است، که از روش های بهینه سازی سنتی متفاوت است، زیرا شامل جستجوی یک جمعیت از راه حل هاست نه از یک نقطه واحد، که مانع از همگرایی راه حل های زیر بهینه در روند جستجوی مطلوب می شود و همچنین می تواند مشکل بهینه سازی پیچیده مانند مشکل غیر خطی یا گسسته را حل کند [۴۵].

الگوریتم های ژنتیکی براساس تئوری تکاملی داروین می باشند و جواب مساله ای که از طریق الگوریتم ژنتیک حل می شود مرتباً بهبود می یابد. الگوریتم ژنتیک با یک مجموعه از جواب ها که از طریق کرموزوم ها نشان داده می شوند شروع می شود. این مجموعه جواب ها جمعیت اولیه نام دارند. در این الگوریتم جواب های حاصل از یک جمعیت برای تولید جمعیت بعدی استفاده می شوند. در این فرآیند امید است که جمعیت جدید نسبت به جمعیت قبلی بهتر باشد. انتخاب بعضی از جواب ها از میان کل جواب ها ( والدین ) به منظور ایجاد جواب های جدید یا همان فرزندان بر اساس میزان مطلوبیت آن ها می باشد. طبیعی است که جواب های مناسب تر شانس بیشتری برای تولید مجدد داشته

باشند. این فرآیند تا برقراری شرطی که از پیش تعیین شده است (مانند تعداد جمعیت‌ها یا میزان بهبود جواب) ادامه می‌یابد. شمای کلی الگوریتم ژنتیک بصورت زیر می‌باشد:

- ۱- تولید جمعیت تصادفی به تعداد  $n$  کروموزوم
- ۲- بررسی تابع مطلوبیت هر کروموزوم در جمعیت
- ۳- ایجاد یک جمعیت جدید بر اساس تکرار قدم های زیر
- ۴- انتخاب دو کروموزوم والد از یک جمعیت بر اساس میزان مطلوبیت آنها
- ۵- انجام عملیات ترکیب بر روی والدین به منظور ایجاد فرزندان
- ۶- انجام عمل جهش و سپس تغییر فرزندان
- ۷- جایگزینی فرزندان جدید در جمعیت جدید
- ۸- استفاده از جمعیت جدید برای اجراهای بعدی الگوریتم
- ۹- توقف اجرای الگوریتم در صورت مشاهده شرایط توقف و برگرداندن بهترین جواب در جمعیت فعلی
- ۱۰- رفتن به قدم ۲

همان‌طور که مشاهده می‌شود، اصول پایه‌ای الگوریتم ژنتیک بسیار عمومی است. بنابراین برای مسائل مختلف فاکتورهای مختلفی وجود دارد که باید مورد بررسی قرار گیرد. اولین سؤال این است که ایجاد یک کروموزوم چگونه است؟ دو عملگر بسیار مهم و پایه‌ای الگوریتم ژنتیک عملگرهای ترکیب و جهش می‌باشند. سؤال بعدی این است که برای ترکیب والدین به منظور ایجاد فرزندان جدید چگونه والدین را انتخاب کنیم. این کار می‌تواند به طرق مختلف صورت گیرد، اما ایده اصلی در تمامی آنها این است که والدین بهتر انتخاب شوند، به امید آن که والدین بهتر باعث ایجاد فرزندان بهتری شوند. مسأله ای که ممکن است در این‌جا مورد سؤال باشد این است که اگر جمعیت جدید تنها از طریق فرزندان جدید ایجاد شود، این فرآیند منجر به حذف بهترین کروموزوم‌های نسل قبل می‌گردد. برای جلوگیری از این پیشامد، می‌توان بهترین جواب نسل قبل را بدون هیچ تغییری به نسل جدید منتقل نمود [۴۶].



### ۳-۳-۲ ویژگی های الگوریتم ژنتیک

- الگوریتم های ژنتیک در مسائلی که فضای جستجوی بزرگی داشته باشند می تواند بکار گرفته شود.
- همچنین در مسایلی با فضای فرضیه پیچیده که تأثیر اجزا آن در فرضیه کلی ناشناخته باشند می توان از ژنتیک برای جستجو استفاده نمود.
- الگوریتم های ژنتیک را می توان به راحتی به صورت موازی اجرا نمود.
- امکان به تله افتادن این الگوریتم در مینیمم محلی کمتر از سایر روشهاست.
- از لحاظ محاسباتی پرهزینه هستند.

### ۳-۳-۳ تابع برازندگی (fitness function)

هر یک از اعضای جمعیت یا کروموزوم به عنوان یک جواب برای مسئله می باشند. اما به کمک تابع برازندگی میزان مطلوبیت هر یک از جواب ها ارزیابی می شوند. در واقع تابع برازندگی، مسیر حرکت را مشخص می کند و جستجو را هدفمند و آگاهانه می سازد. بسته به فضای مسئله تابع ارزیابی نیز تعریف می گردد. بعضی مسائل دارای بهینه های محلی زیادی هستند، به عبارتی خاریشتی می باشند و بعضی دیگر سطوح صافی را می پیمایند. مناسب بودن یا نبودن جواب، با معیاری که از تابع هدف بدست می آید، سنجیده می شود.

### ۳-۳-۴ عملگر ترکیب

مهمترین عملگر در الگوریتم ژنتیک، عملگر ترکیب است. ترکیب، فرآیندی است که در آن نسل قدیمی کروموزوم ها با یکدیگر ترکیب می شوند تا نسل جدیدی از کروموزوم ها ایجاد شود. جفت هایی که در قسمت انتخاب، به عنوان والد در نظر گرفته شدند، در این قسمت ژن هایشان را با هم مبادله می کنند و اعضای جدید بوجود می آورند. عملیات ترکیب با این هدف انجام می شود که کروموزوم های جدید در بردارنده قسمت های مناسب و خوب کروموزوم های قبلی خواهند بود و شاید این کروموزوم های جدید

عملکرد بهتری داشته باشند. متداول ترین روش های ترکیب، ترکیب تک نقطه ای، ترکیب دو نقطه ای و  $n$  نقطه ای می باشد.

### ۳-۳-۵ عمل گر جهش

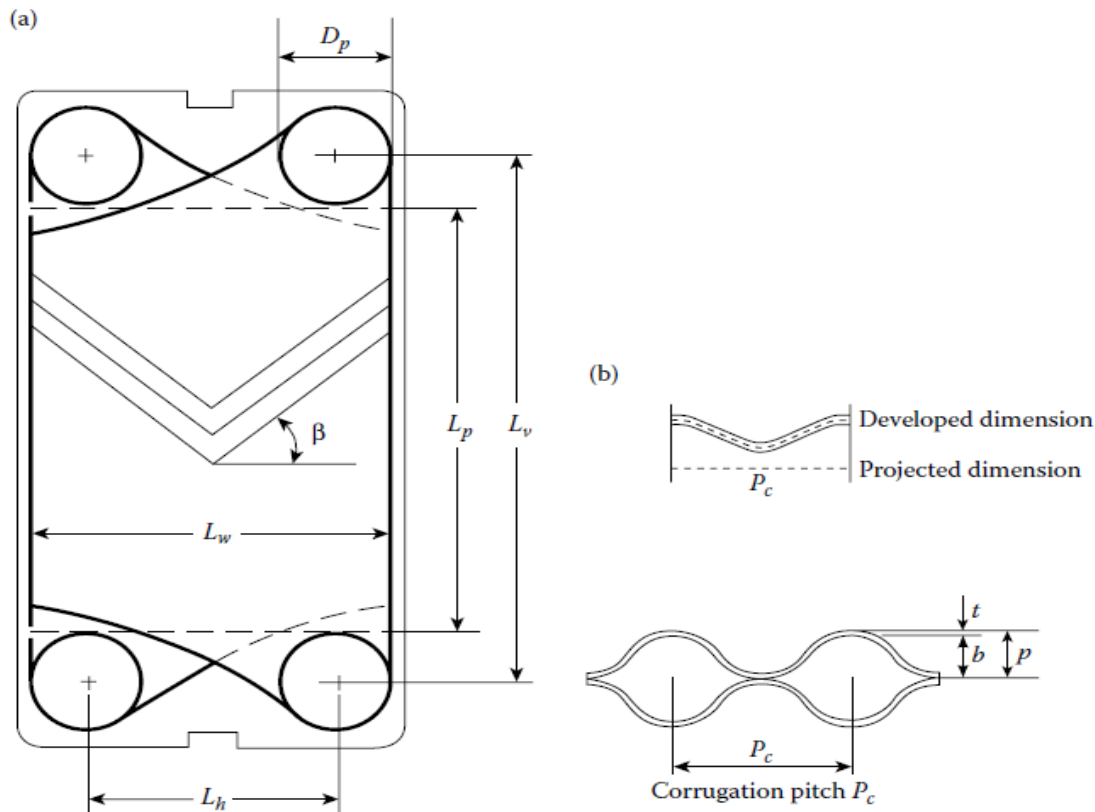
استفاده از الگوریتم ژنتیک برای حل مسائل بهینه سازی بسیار موثر خواهد بود. اما باید توجه کرد که سرعت همگرایی زیاد الگوریتم مطلوب نمی باشد و ممکن است الگوریتم را به ناحیه ای نامطلوب از فضای حل مسئله همگرا کند. اگر این فضای حل در محدوده یک مینیمم سراسری باشد مشکلی به وجود نمی آید. اما اگر تابع تحت بهینه سازی، در این ناحیه دارای چندین مینیمم محلی باشد آن گاه الگوریتم قادر به یافتن بهترین جواب مسئله نخواهد بود و به جای رسیدن به یک مینیمم سراسری به یک مینیمم محلی خاتمه می یابد. برای جلوگیری از مشکل همگرایی سریع، باید الگوریتم را با تغییرات تصادفی یا جهش مجبور ساخت تا نواحی دیگری از فضای مسئله را جستجو کند. معمولاً جهش بعد از ترکیب انجام می شود.

### ۳-۳-۶ عمل گر انتخاب

این عملگر از بین کروموزوم های موجود در یک جمعیت، تعدادی کروموزوم را برای تولید مثل انتخاب می کند. کروموزوم های برانده تر شانس بیشتری دارند تا برای تولید مثل انتخاب شوند. ایده اصلی در روش های انتخاب این است که افراد بهتر بر افراد بدتر ترجیح داده شوند، که بهتر و بدتر بودن افراد توسط تابع برازندگی تعریف می شود. روش های انتخاب متعددی برای استفاده در الگوریتم های ژنتیکی پیشنهاد شده اند، روش های انتخاب چرخه رولت، انتخاب نخبگان، انتخاب تورنمنت از معروف ترین روش های انتخاب می باشند. یکی از ویژگی های خوب روش های انتخاب این است که این روش ها مستقل از نمایش افراد جمعیت هستند و در آنها تنها مقادیر برازندگی افراد در نظر گرفته می شود.

## ۳-۴- روش حل:

با توجه به توضیح الگوریتم ژنتیک، ما باید برای بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای متغیرهایی را به عنوان کورومزوم در نظر بگیریم تا با استفاده از تابع برازندگی (هدف) حالت بهینه انتخاب شود. در این تحقیق ما از بهینه سازی چند هدفه استفاده می کنیم، که توابع هدف ما طبق روابط (۳-۱) و (۳-۲) دو تابع ضریب انتقال حرارت کلی ( $U$ ) و افت فشار ( $\Delta p_{tot}$ ) است که می بایست ضریب انتقال حرارت کلی حداکثر و افت فشار در مبدل حرارتی حداقل گردد.



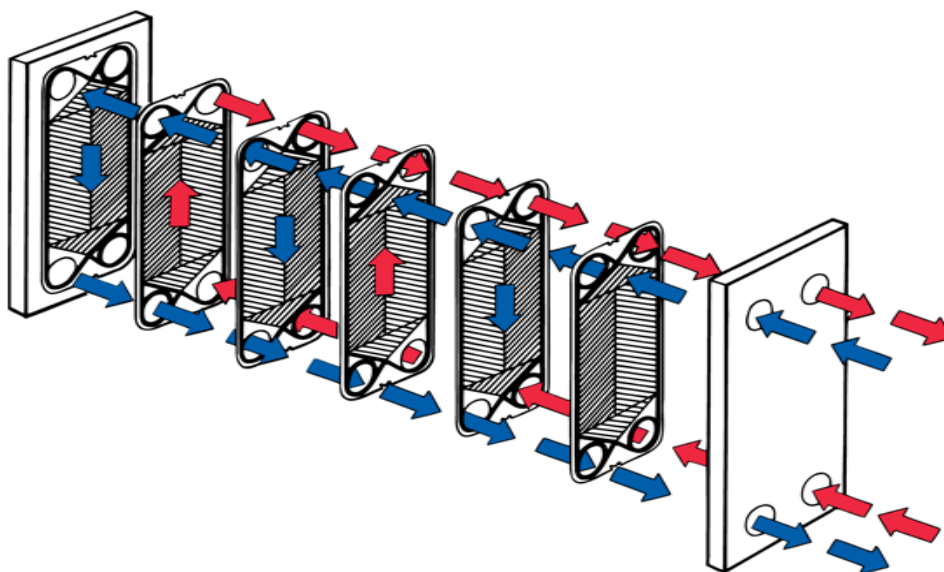
شکل ۳-۱: ابعاد اصلی یک صفحه با الگوی شورون

در این جا کورومزومها (متغیرهای مستقل) پارامترهای هندسی مبدل حرارتی (اوپراتور) هستند که با توجه به شکل ۳-۱ شامل قطر پورتها ( $D_p$ )، تعداد کل صفحات ( $N_t$ )، فاصله عمودی پورت ها از یکدیگر ( $L_v$ )، فاصله افقی پورت ها از یکدیگر در صفحه ( $L_h$ ) و ضخامت صفحه ( $t$ ) می باشد.

جدول ۳-۳: پارامترهای بهینه سازی و محدودیت های مربوطه

پارامترهای هندسی مبدل	محدوده تغییرات
ضخامت هر صفحه، (بر حسب متر)	$0.0001 - 0.0003$
قطر پورت‌ها، $D_p$ (بر حسب متر)	$0.03 - 0.15$
فاصله عمودی پورت‌ها، $L_v$ (بر حسب متر)	$1/3 - 1/1$
فاصله افقی پورت‌ها، $L_h$ (بر حسب متر)	$0.15 - 0.50$
تعداد صفحات، $N_t$	$10 - 60$

با توجه به جدول ۳-۳، پنج پارامتر هندسی به عنوان پارامتر بهینه سازی تعیین شده اند که هر کدام دارای محدودیت خاصی (بازه مشخصی) برای بهینه سازی است که طراحی مبدل حرارتی باید در این بازه صورت گیرد.



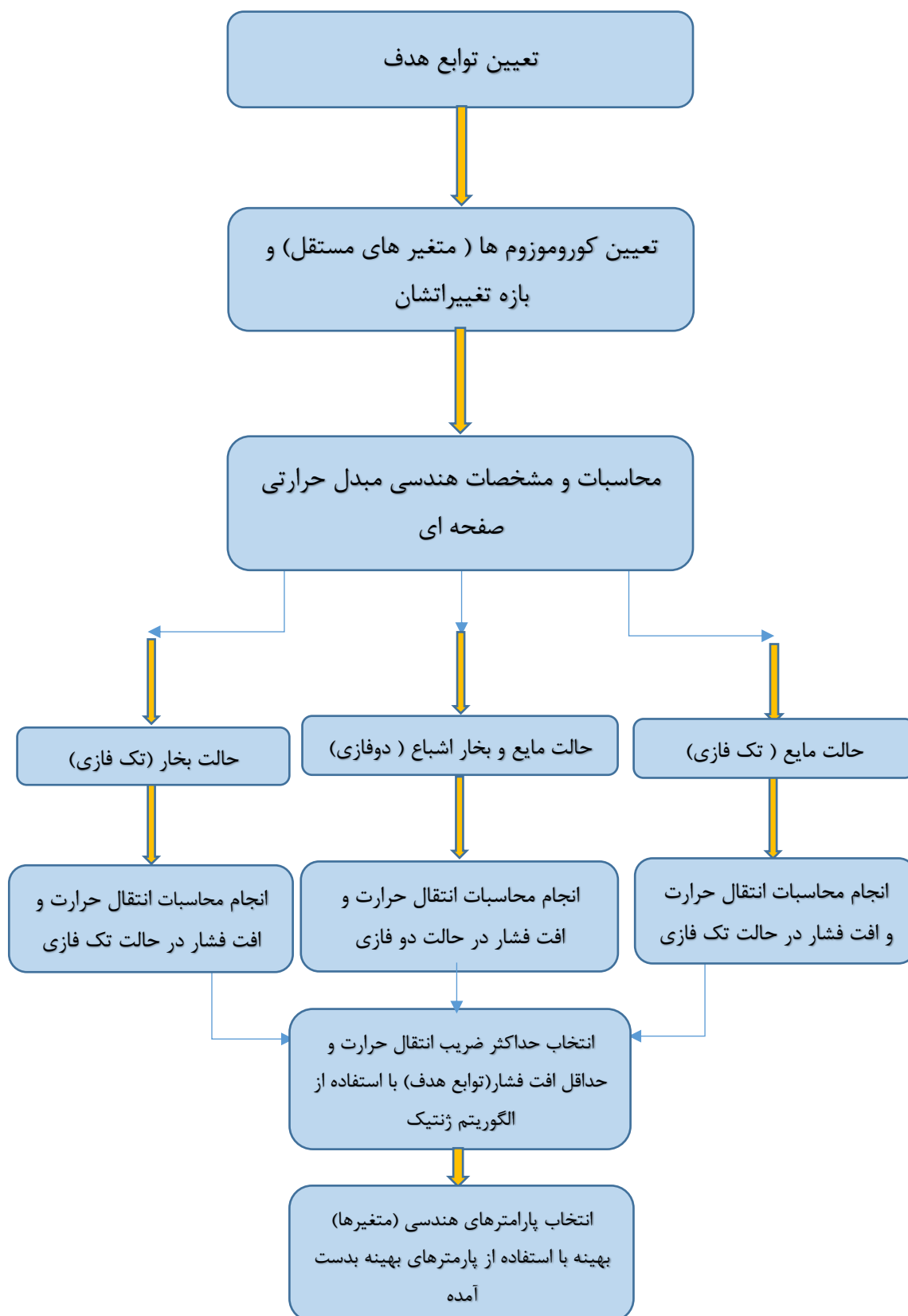
شکل ۳-۲: نحوه جریان سیالات گرم و سرد در اواپراتور (مبدل حرارتی صفحه ای)

همان طور که قبلا اشاره شد، در استفاده از الگوریتم ژنتیک با استفاده از نرم افزار متلب محاسبات را برای بهینه سازی، جریان داخل صفحات مبدل حرارتی به سه بخش تقسیم می‌شوند. با توجه به جریان سیالات درون صفحات مبدل حرارتی مطابق شکل ۲-۳ در هر صفحه از مبدل حرارتی در ناحیه سیال سرد، سیال در ابتدای ورود به صفحه به صورت مایع می‌باشد سپس به صورت دوفازی و در نهایت به حالت بخار از سطح صفحه خارج می‌شود، بنابراین ابتدا محاسبات در قسمتی که سیال کاری در حالت مایع و به صورت تک فازی است که این حالت در دمای  $30^{\circ}\text{C}$  تا  $46^{\circ}\text{C}$  اتفاق می‌افتد و از روابط انتقال حرارت و افت فشار در حالت تک فازی (فصل ۲) استفاده می‌شود. سپس با افزایش دما سیال درون مبدل حرارتی (اوپراتور) به حالت مایع اشباع در می‌آید و در حالت دو فازی قرار می‌گیرد، تا زمانی که به طور کامل سیال بخار شود، در این حالت سیال تفاوت دمایی چندانی ندارد و دمای آن از  $46^{\circ}\text{C}$  به حدود  $47^{\circ}\text{C}$  می‌رسد و می‌توان از روابط مربوط به انتقال حرارت در حالت دو فازی در فصل دوم بیان شد، استفاده نمود. همچنین سیال گرم (منبع حرارتی) چون به صورت بخار و حالت تک فازی است تنها از روابط تک فازی استفاده می‌کنیم.

با توجه به اینکه در کانالی از اوپراتور که سیال کاری (سرد) جریان دارد، سیال در طول صفحه تغییر حالت می‌دهد، بنابراین محاسبات انتقال حرارت و به خصوص محاسبه ضریب انتقال جابه‌جایی ( $h_c$ ) در آن کاری دشوار است. در این جا از روشی برای میانگین‌گیری ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سیال سرد اوپراتور استفاده شده است. با توجه به اینکه در طول صفحه سیال کاری تغییر حالت می‌دهد لذا برای بدست آوردن اینکه سیال در چه طولی از صفحه تغییر فاز می‌دهد و چه طولی برای انتقال حرارت لازم است، می‌توان ابتدا توزیع ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سیال سرد ( $h_c$ ) را روی صفحات بدست آورد و سپس از توزیع  $h_c$  در طول صفحات طبق رابطه (۲-۳) انتگرال گیری کرد تا  $h_c$  متوسط برای ناحیه سیال سرد بدست آید.

$$\overline{h_c} = \frac{1}{A} \int h_c dA \quad (2-3)$$

برای این کار در ابتدا می‌توان با استفاده از روابط حالت تک فازی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سیال سرد را در فاز مایع محاسبه کرد و در نهایت طول ناحیه مایع را بدست آورد و در ادامه با استفاده از روابط (۲-۱۴) و (۳-۳) و با جایگذاری رابطه (۲-۳) درون رابطه (۲-۱۶) می‌توان به صورت مشابه طول نواحی دوفازی و بخار اشباع را محاسبه نمود و در نهایت ضریب انتقال حرارت کلی را بدست آورد.



شکل ۳-۳: شماتیک محاسبات و الگوریتم ژنتیک جهت بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای





## فصل ۴ بحث و بررسی نتایج:

## ۴-۱- مقدمه

در این بخش بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای با استفاده از الگوریتم ارائه شده در فصل قبل بررسی می‌شود. نتایج به دست آمده از الگوریتم ژنتیک شامل پارامترهای هندسی و توابع هدف می‌باشد که در این فصل به تحلیل و بررسی این نتایج پرداخته می‌شود.

در این فصل ابتدا محدوده عملکردی مبدل حرارتی در سیکل رانکین ارائه، سپس اعتبار سنجی بهینه‌سازی مبدل حرارتی بررسی می‌شود و در انتها به تأثیر هر یک از پارامترهای هندسی، که به عنوان متغیرهای مستقل معرفی شده‌اند، پرداخته می‌شود.

## ۴-۲- محدوده و شرایط عملکردی مبدل حرارتی

در تحقیق حاضر طراحی بهینه مبدل حرارتی با استفاده از الگوریتم ژنتیک مورد مطالعه قرار می‌گیرد. همان‌طور که در فصل قبل در مورد الگوریتم ژنتیک اشاره شد پارامترهای هندسی مستقل را به عنوان کروموزوم در نظر گرفته می‌شوند و با استفاده از دو تابع هدف ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار کل بهینه می‌شوند. حال باید دقت داشت که تمامی متغیرهای مستقل (پارامترهای هندسی) باید در بازه‌ای معقول تغییر کنند تا طراحی مبدل حرارتی برای سیکل رانکین آلی به طور مناسب صورت گیرد [۳۳].

علاوه بر پارامترهای هندسی شرایط عملکردی مبدل حرارتی نظیر دما، فشار و دبی سیال‌ها باید

در محدوده‌ای مشخص و متناسب با سیکل ORC باشند [۲۳].

جدول ۴-۱: شرایط عملکردی ثابت برای اواپراتور در سیکل رانکین آلی در تحقیق حاضر

پارامترها	سیال سرد (R123)	سیال گرم (بخار آب)
دبی (kg/s)	۰/۰۹	۰/۳
دمای ورودی (°C)	۳۰	۱۵۰
دمای خروجی (°C)	۸۰	۱۲۲
فشار (bar)	۲	۱

در جدول ۴-۱ شرایط عملکردی مبدل حرارتی صفحه‌ای برای بهینه سازی و با توجه به سیکل رانکین آلی انتخاب شده است. حال اگر این شرایط عملکردی، به عنوان ورودی نرم افزار Aspen EDR در نظر گرفته شود، خواص سیال در هر دو حالت مایع و بخار ارائه می‌شود، که این خواص به صورت میانگین در بازه دمایی در نظر گرفته شده است و در جدول ۴-۲ آمده است.

جدول ۴-۲: خواص سیال کاری و سیال گرم در شرایط عملکردی مبدل حرارتی

خواص سیال	فاز سیال	فاز مایع سیال کاری	فاز بخار سیال کاری	بخار آب
ظرفیت گرمای ویژه ( $J/KgK$ )	۱۱۲۲	۷۰۳/۲	۱۹۹۹/۴۳	
ویسکوزیته ( $Ns/m^2$ )	۰/۰۰۰۴	۰/۰۰۰۰۱۱	۰/۰۰۰۰۱۴	
چگالی ( $kg/m^3$ )	۱۴۳۹/۸۶	۱۰/۹۵	۰/۵۳	
ضریب هدایت حرارتی ( $W/mK$ )	۰/۰۸۳۴	۰/۰۱	۰/۰۲۷۴	

## ۴-۳- اعتبار سنجی بهینه سازی مسأله

برای اعتبار سنجی تحقیق انجام شده به بررسی و مقایسه نتایج حاصل از تحقیق نجفی و همکاران [۳۳]، نمونه مثال کتاب کاکاش [۳۵] و همچنین مقایسه نتایج حاصل از نرم افزار طراحی مبدل حرارتی Aspen EDR پرداخته می‌شود.

## ۴-۳-۱ اعتبارسنجی با تحقیق نجفی و همکاران [۳۳]

در این قسمت مطالعه نجفی و همکاران که به بررسی بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداخته‌اند را مورد بررسی و مقایسه قرار می‌دهیم. در این تحقیق از آب به عنوان سیال کاری و همچنین سیال گرم استفاده شده است.

جدول ۴-۳: شرایط عملکردی در تحقیق نجفی و همکاران [۳۳]

سیال سرد (آب)	سیال گرم (آب)	پارامترها
۱۴۰	۱۴۰	دبی (kg/s)
۶۵	۲۲	دمای ورودی (°C)
۴۵	۴۲	دمای خروجی (°C)
۱	۲	فشار (bar)
۴۱۳۸	۴۱۷۸	ظرفیت گرمای ویژه ( $J/KgK$ )
۰/۰۰۰۵۰۹	۰/۰۰۰۷۶۶	ویسکوزیته ( $Ns/m^2$ )
۰/۶۴۵	۰/۶۱۷	ضریب هدایت حرارتی ( $W/mK$ )

۹۸۵	۹۹۵	چگالی ( $kg/m^3$ )
-----	-----	--------------------

جدول ۴-۴: پارامترهای هندسی ثابت در تحقیق نجفی و همکاران [۳۳]

ضریب گسترده ( $\phi$ )	تعداد صفحات	ضریب هدایت حرارتی صفحات ( $W/mK$ )	تعداد پاس‌ها	زاویه شورون (درجه)	پارامترهای هندسی مبدل
۱/۲۵	۱۰۵	۱۷/۵	۱	۴۵	مقدار ثابت (پایه)

در جدول ۳-۴ و جدول ۴-۴ مشخصات تحقیق نجفی و همکاران برای بررسی اعتبار سنجی ارائه شده است. در این جا ضریب انتقال حرارت از رابطه (۲-۴) و افت فشار کل از رابطه (۳۱-۲) بدست می‌آید. نتایج حاصل از بهینه سازی در کار نجفی، با استفاده از فرمول‌ها و روابط بیان شده مورد ارزیابی قرار می‌گیرد، که در این تحقیق از رابطه (۱-۴) استفاده شده است.

$$Nu = C_h (Re^n) (Pr^{1/3}) \quad (2-4)$$

در رابطه بالا مقادیر  $C_h$  و  $n$  از جدول ۱-۲ بر اساس عدد رینولدز و زاویه شورون بدست می‌آیند.

جدول ۴-۵: پارامترهای هندسی (متغیرهای مستقل) برای اعتبار سنجی

t (m)	$D_p$ (m)	$L_c$ (m)	$L_v$ (m)	$L_h$ (m)	$\phi$	پارامترهای هندسی
۰/۰۰۰۳۲	۰/۲۶	۰/۳۵	۱/۱۸	۰/۴۸	۱/۱۹	-

پارامترهای هندسی حاصل از مطالعه نجفی و همکاران که در در رابطه بالا مقادیر  $C_h$  و  $n$  از

جدول ۱-۲ بر اساس عدد رینولدز و زاویه شورون بدست می‌آیند.

جدول ۴-۵ آمده است را با استفاده از معادلات و روابطی که بیان شد در این تحقیق بررسی می-شود و نتایج حاصل از جدول فوق مورد ارزیابی قرار می گیرد.

جدول ۴-۶: اعتبار سنجی با تحقیق نجفی و همکاران [۳۳]

تحقیق پیشین	تحقیق حاضر	توابع هدف
۱۰۶۰۰	۱۰۵۷۸	$U (w/ m^2 k)$
۳۸۳۰۰۰	۳۸۲۴۷۰	$\Delta p_t (pa)$

همان‌طور که در جدول بالا مشاهده می‌شود ضریب انتقال حرارت کلی (U) در این تحقیق و همچنین افت فشار کل بدست آمده تطابق بسیار خوبی با مطالعه پیشین دارد و نشان دهنده این است که شیوه استفاده شده برای طراحی مبدل حرارتی در این تحقیق مناسب می‌باشد.

#### ۴-۳-۲ اعتبار سنجی با نمونه مسأله ارائه شده در کتاب کاکاش [۳۵]

در مرحله دوم به بررسی نمونه مسئله حل شده در کتاب کاکاش می‌پردازیم تا از صحت روابط و نتایج اطمینان حاصل شود.

جدول ۴-۷: پارامترهای هندسی نمونه مسئله ارائه شده در کتاب کاکاش

پارامتر هندسی	t (m)	$D_p (m)$	$L_v (m)$	$L_h (m)$	$N_t$	$\phi$	$k_w$ ( $W/mK$ )
مقادیر	۰/۰۰۰۶	۰/۲	۱/۵۵	۰/۴۳	۱۰۵	۱/۲۵	۱۷/۵

در این قسمت به بررسی نمونه مسئله با شرایط عملکردی طبق جدول ۴-۳ و پارامترهای هندسی جدول ۴-۷ که در کتاب کاکاش آمده است می‌پردازیم. در این جا افت فشار و ضریب انتقال حرارت طبق معادلات کتاب کاکاش بررسی شده است، که معادله انتقال حرارت در این کتاب طبق رابطه

(۲-۴) می‌باشد، افت فشار همان روابط (۲۷-۲) و (۲۹-۲) است و برای اعتبار سنجی از شیوه حل تحقیق حاضر استفاده می‌کنیم.

جدول ۴-۸: اعتبار سنجی با نمونه مثال کتاب کاکاش [۳۵]

توابع هدف	تحقیق حاضر	مثال کتاب
$U (w/m^2 k)$	۹۹۲۵/۳	۹۹۳۱/۵
$\Delta p_t (pa)$	۵۹۲۱۱۰	۵۹۱۹۹۹

همان‌طور که از جدول ۴-۸ پیداست هر دو تابع هدف با دقت مناسبی بدست آمده‌اند که بیانگر صحت روابط استفاده شده با شیوه حل تحقیق حاضر می‌باشد.

#### ۳-۳-۴ اعتبار سنجی با نرم افزار Aspen EDR

در نهایت برای اطمینان بیشتر از اعتبار روش استفاده شده و نتایج حاصل، به بررسی و مقایسه نتایج تحقیق حاضر با نرم افزار Aspen EDR می‌پردازیم.

جدول ۴-۹: پارامترهای هندسی ورودی در نرم افزار

$k_w$ ( $W/mK$ )	t (m)	$D_p$ (m)	$L_v$ (m)	$L_h$ (m)	$N_t$	پارامترهای هندسی مبدل
۱۷/۵	۰/۰۰۰۰۶	۰/۰۷۳	۰/۵۵	۰/۱۵	۳۱	مقدار ثابت

برای این کار شرایط عملکردی مطابق جدول ۴-۱ برای پارامترهای ورودی نرم افزار در نظر گرفته می‌شود، (تمام خواص سیال با توجه به شرایط عملکردی در نرم افزار ارائه می‌شود) حال با دادن پارامترهای هندسی ثابت طبق جدول ۴-۹ به نرم افزار توابع هدف را با تحقیق حاضر مورد بررسی قرار داده می‌شود.

جدول ۴-۱۰: اعتبار سنجی با نرم افزار Aspen

خطا %	نرم افزار	تحقیق حاضر	توابع هدف
۳	۲۰۴/۵	۱۹۷/۴	$U (w/m^2 k)$
۸	۵۱۰۷۸	۴۶۵۴۲	$\Delta p_t (pa)$

با توجه به جدول ۴-۱۰ مشاهده می‌شود که ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار کل بدست آمده در این تحقیق دارای تطابق مناسبی می‌باشند، بنابراین با توجه به اعتبار سنجی‌های انجام شده می‌توان دریافت که، روابط تحقیق حاضر و روش بکار رفته برای حل مسئله دارای دقت قابل قبولی می‌باشند.

#### ۴-۴- آنالیز حساسیت

در این بخش به بررسی تاثیر هر یک از پارامترهای هندسی مبدل حرارتی صفحه‌ای پرداخته می‌شود، تا تأثیر آن‌ها بر توابع هدف مشخص شوند. همان‌طور که در فصل قبل اشاره شد متغیرهای مستقل ما شامل ۵ پارامتر هندسی، فاصله عمودی پورت‌ها در هر صفحه از مبدل حرارتی ( $L_p$ )، فاصله افقی پورت‌ها در هر صفحه از مبدل حرارتی ( $L_h$ )، قطر پورت‌ها ( $D_p$ )، ضخامت هر صفحه از مبدل حرارتی ( $t$ ) و تعداد کل صفحات مبدل حرارتی ( $N_t$ ) است، که تأثیر تک تک پارامترها در بازه‌ای مشخص و معقول از لحاظ هندسی، بر روی دو تابع هدف یعنی، ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار کل در مبدل حرارتی بررسی می‌شود.



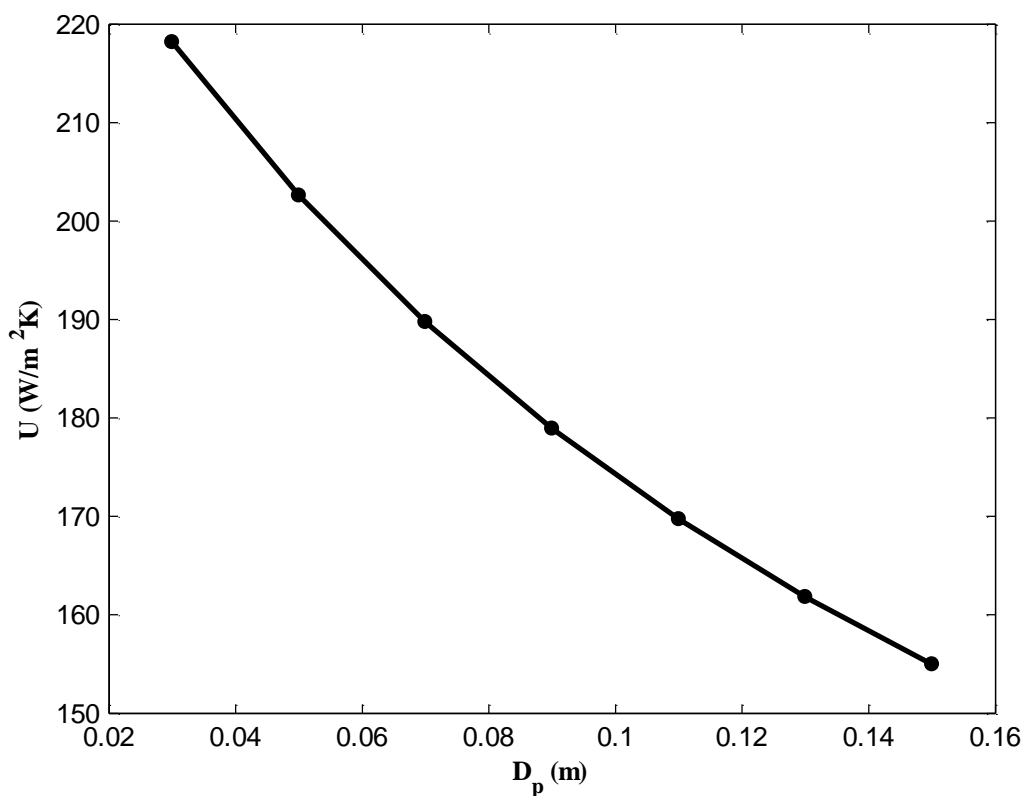
جدول ۴-۱۱: پارامترهای بهینه سازی، مقادیر ثابت و محدودیت های مربوطه آنها

محدوده تغییرات	مقدار ثابت (پایه)	پارامترهای هندسی مبدل
۰/۰۰۰۳ - ۰/۰۰۱	۰/۰۰۰۶	ضخامت هر صفحه، $t$ (بر حسب متر)
۰/۰۳ - ۰/۱۵	۰/۰۷۳	قطر پورت‌ها، $D_p$ (بر حسب متر)
۰/۴ - ۱/۱	۰/۶۲۰	فاصله عمودی پورت‌ها، $L_v$ (بر حسب متر)
۰/۱۵ - ۰/۵۰	۰/۱۵	فاصله افقی پورت‌ها، $L_h$ (بر حسب متر)
۱۰-۶۰	۳۱	تعداد صفحات، $N_f$

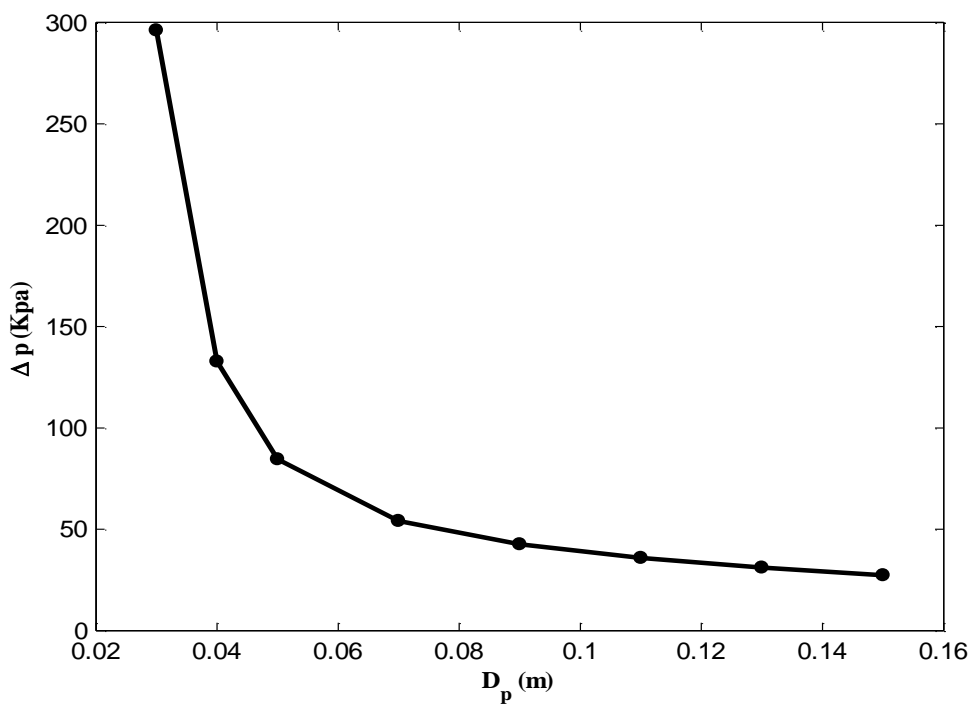
با توجه جدول ۴-۱۱ محدوده مناسب برای هر پارامتر در نظر گرفته شده است، با تغییر هر پارامتر به تنهایی و ثابت نگه داشتن سایر پارامترها به بررسی تاثیر هر یک بر توابع هدف پرداخته می‌شود. باید توجه داشت که برای بررسی آنالیز حساسیت مقادیر ثابتی برای هر پارامتر هندسی طبق جدول ۴-۱۱ و شرایط عملکردی جدول ۴-۱ و جدول ۴-۲ در نظر گرفته می‌شود.

#### ۴-۴-۱ قطر پورت‌ها ( $D_p$ )

در اینجا با تغییرات قطر پورت‌های هر صفحه از مبدل حرارتی و ثابت نگه داشتن سایر پارامترهای بهینه سازی و هندسی مبدل، تأثیر آن بر روی دو تابع هدف یعنی ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار کل را بررسی می‌کنیم.



شکل ۴-۱: تاثیر قطر پورت‌ها بر ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل حرارتی (اوپراتور)

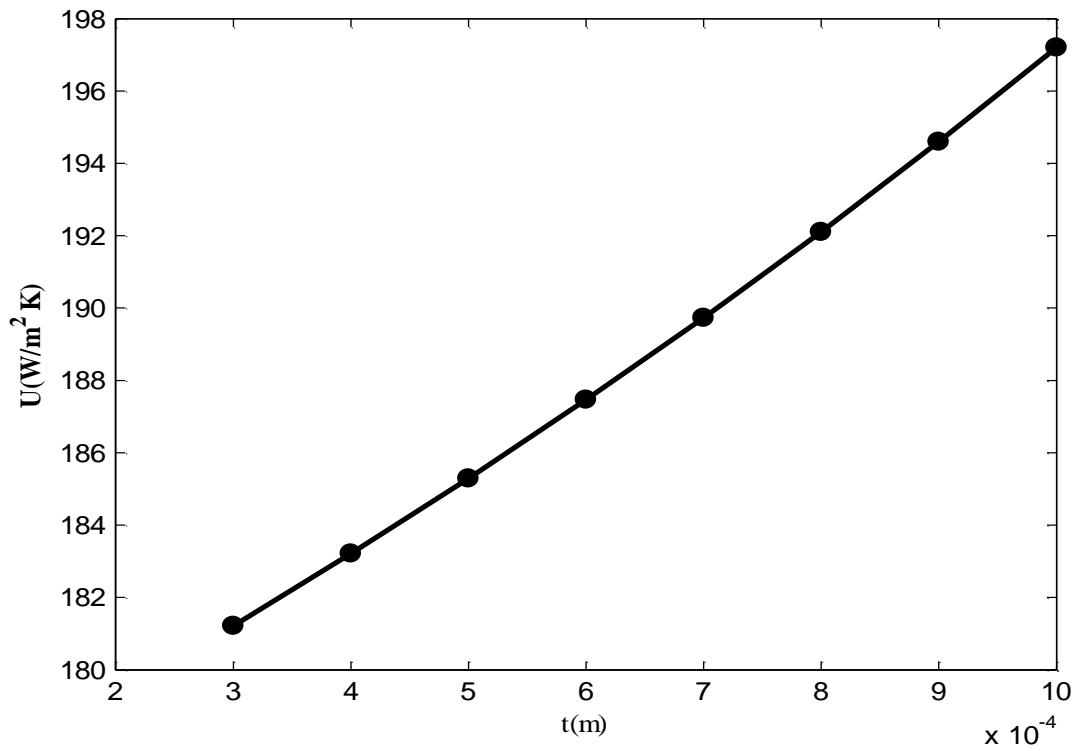


شکل ۴-۲: تاثیر قطر پورت‌ها بر افت فشار کل در مبدل حرارتی (اوپراتور)

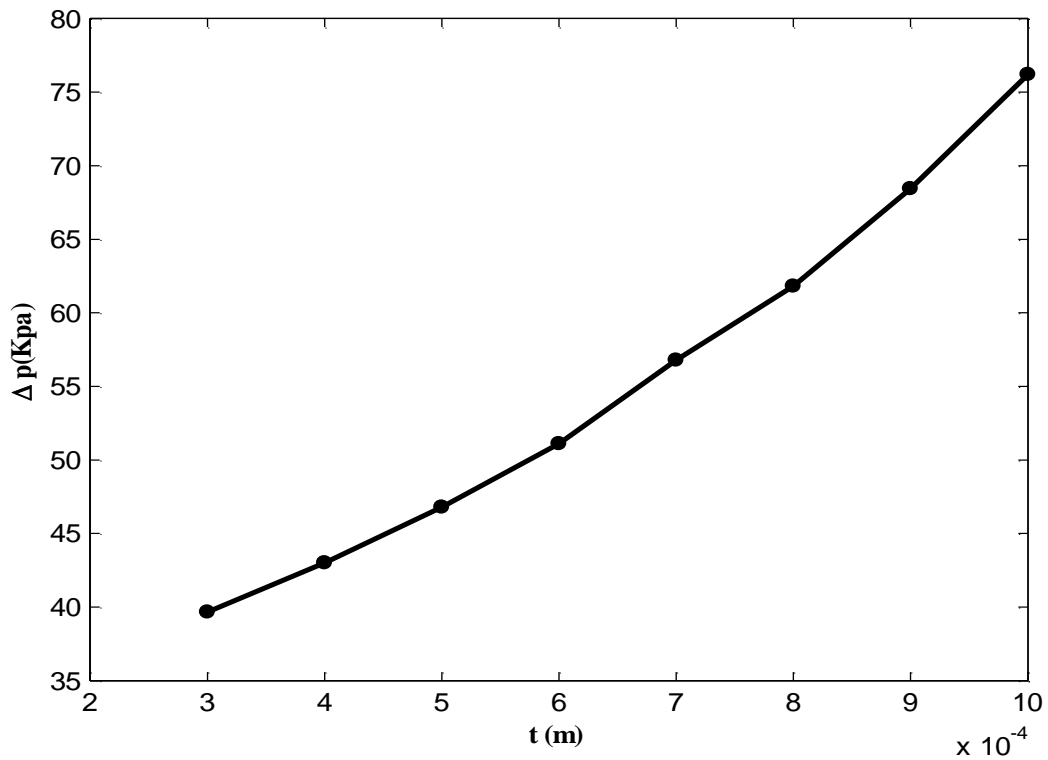
همان‌طور که در شکل ۴-۱ پیداست، با افزایش قطر پورت‌ها در هر صفحه از مبدل حرارتی ضریب انتقال حرارت کلی کاهش می‌یابد، چرا که طبق معادله انرژی سرعت سیال کاهش یافته و در نهایت از ضریب انتقال حرارت کاسته می‌شود، هر چند که این کاهش و تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی زیاد نمی‌باشد، و به صورت یکنواخت کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش قطر پورت‌ها، با توجه به شکل ۴-۲ افت فشار نیز کاهش می‌یابد. با توجه به اینکه هر چه قطر پورت‌ها بیشتر شود مساحت جریان داخل پورت‌ها افزایش می‌یابد بنابراین، از سرعت سیال کاسته شده و در نهایت چون سرعت با افت فشار (طبق رابطه داری) رابطه‌ای به صورت مربع (مستقیم) دارد کاهش قابل توجه افت فشار در این‌جا قابل پیش بینی به نظر می‌رسد. در شکل ۴-۲ هنگامی که قطر پورت‌ها کوچک است (در محدوده ۳ الی ۴ سانتی‌متری) با توجه به فشار ثابت مبدل حرارتی (۲bar) افت فشار بسیار بالاست، که از طراحی بهینه مبدل حرارتی در این محدوده از قطر پورت‌ها باید صرف نظر شود، ولی با افزایش قطر پورت‌ها رفته رفته افت فشار کمتر می‌شود که برای طراحی این محدوده مناسب‌تر می‌باشد.

#### ۴-۴-۲ ضخامت صفحات (t)

یکی از پارامترهای دیگری که بر روی توابع هدف تاثیر گذار است ضخامت صفحات مبدل حرارتی است. محدوده تغییرات ضخامت مبدل می‌تواند از  $\frac{0}{3}$  میلی‌متر تا ۲ میلی‌متر بسته به کاربرد و ابعاد مبدل باشد که در این‌جا با توجه به ابعاد سیکل به بررسی تأثیر ضخامت مبدل حرارتی در محدوده  $\frac{0}{3}$  تا ۱ میلی‌متر می‌پردازیم.



شکل ۳-۴: تأثیر ضخامت صفحات بر ضریب انتقال حرارت کل در مبدل حرارتی (اوپراتور)



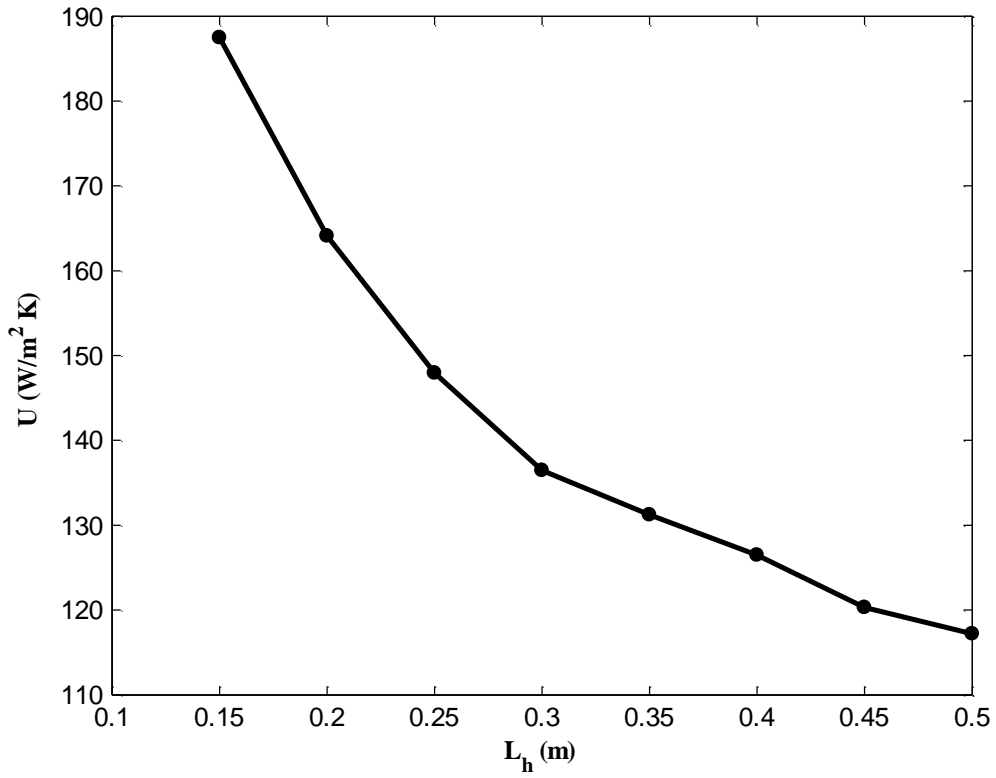
شکل ۴-۴: تأثیر ضخامت صفحات بر افت فشار کل در مبدل حرارتی (اوپراتور)

با توجه به شکل ۳-۴ و شکل ۴-۴ با افزایش ضخامت صفحات، هر دو تابع هدف افت فشار کل و ضریب انتقال حرارت کلی افزایش می‌یابد. همان‌طور که در شکل ۳-۴ ملاحظه می‌شود با افزایش ضخامت صفحات، ضریب انتقال حرارت به صورت یکنواخت و در بازه نه‌چندان زیادی افزایش می‌یابد. با افزایش ضخامت صفحات متوسط فاصله کانال‌های جریان کم می‌شود و بنابراین از سطح انتقال حرارت کاسته شده و در نهایت منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت کلی خواهد شد که این امر در رابطه (۲-۲۶) به وضوح دیده می‌شود چرا که با کم شدن فاصله متوسط کانال (b) طبق رابطه (۲-۱۳) قطر هیدرودینامیکی کانال کم می‌شود و در نهایت افزایش ضریب انتقال حرارت را در بر خواهد داشت.

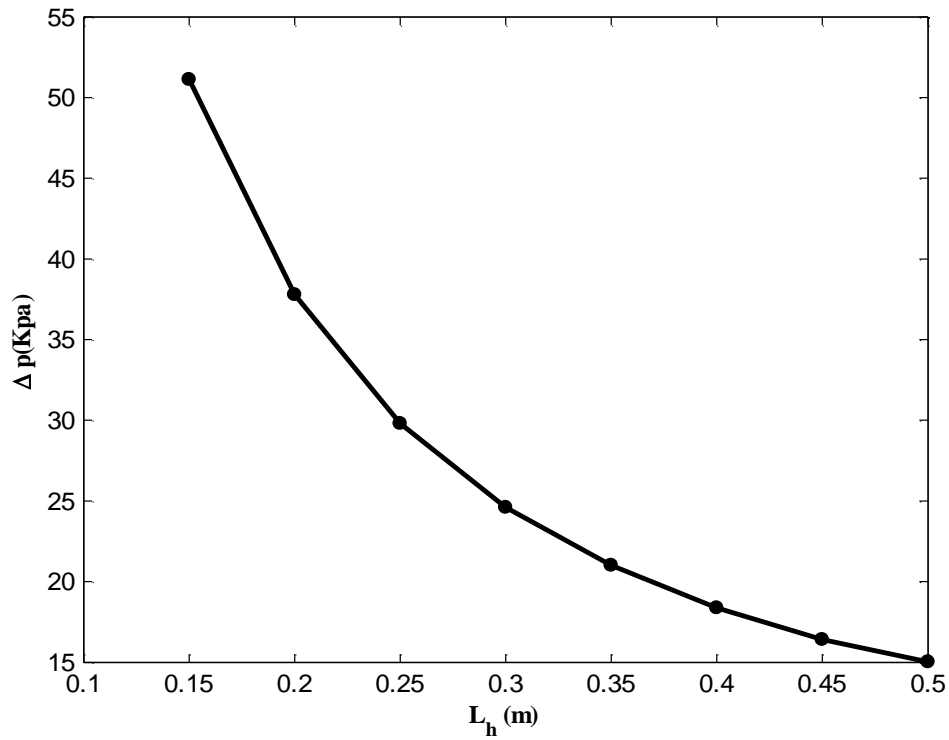
در شکل ۴-۴ با افزایش ضخامت صفحات، افت فشار کل با سرعت بیشتری افزایش پیدا کرده است، چرا که با زیاد شدن ضخامت، و کم شدن مساحت کانال جریان سرعت سیال افزایش یافته و در نهایت منجر به افزایش افت فشار در مبدل خواهد شد، بنابراین ضخامت صفحات برای طراحی بهینه از مقدار  $0/8$  میلی‌متر نباید تا حد امکان بزرگتر شود.

#### ۳-۴-۴ فاصله افقی پورت‌ها ( $L_h$ )

در این جا به بررسی و مطالعه فاصله افقی پورت‌ها نسبت به یکدیگر می‌پردازیم. باید توجه داشت که با تغییر فاصله عمودی و افقی پورت‌ها مساحت هر صفحه تغییر می‌کند و می‌تواند روی انتقال حرارت و افت فشار تأثیر به‌سزایی داشته باشد.



شکل ۴-۵: تأثیر فاصله افقی پورت‌ها بر ضریب انتقال حرارت کل در مبدل حرارتی (اوپراتور)

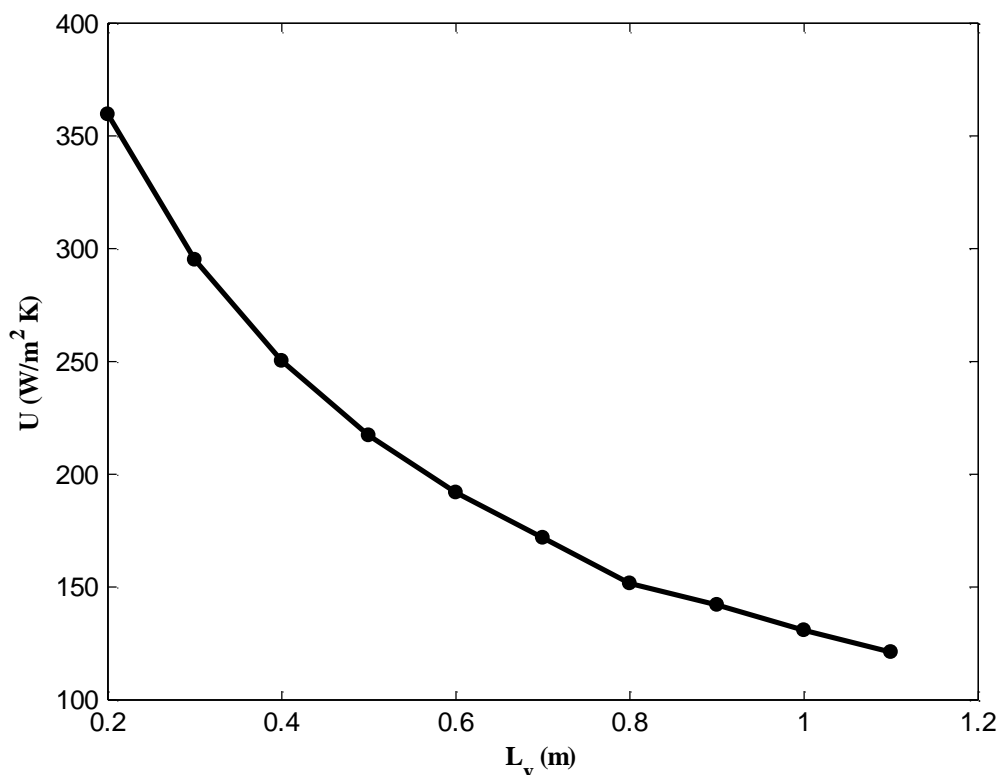


شکل ۴-۶: تأثیر فاصله افقی پورت‌ها بر افت فشار کل در مبدل حرارتی (اوپراتور)

همان طور که بیان شد، افزایش فاصله افقی پورت‌ها باعث افزایش مساحت هر صفحه می‌شود، در نتیجه متوسط فاصله کانال جریان افزایش می‌یابد که منجر به کاهش ضریب انتقال حرارت کلی و کاهش افت فشار کل خواهد شد. همان طور که در شکل ۴-۵ و شکل ۴-۶ مشاهده می‌شود با افزایش فاصله افقی پورت‌ها هر دو تابع هدف همان‌طور که بیان شد کاهش می‌یابند.

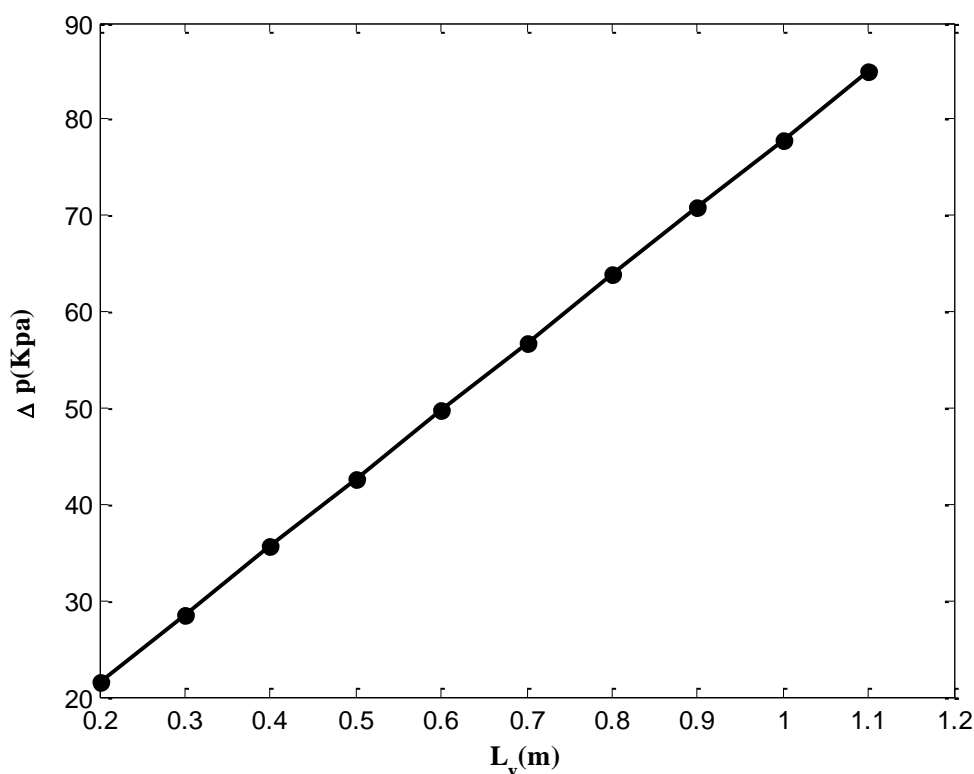
#### ۴-۴-۴ فاصله عمودی پورت‌ها ( $L_v$ )

در قسمت قبل اشاره شد که فاصله پورت‌ها می‌تواند در سطح انتقال حرارت تغییر ایجاد کند، از طرفی دیگر چون جریان در جهت طولی (عمودی) است بررسی این پارامتر دارای اهمیت ویژه‌ای است.



شکل ۴-۷: تأثیر فاصله عمودی پورت‌ها بر ضریب انتقال حرارت کلی در مبدل حرارتی (اوپراتور)

با توجه به شکل ۴-۷ با افزایش فاصله عمودی پورت‌ها ضریب انتقال حرارت کاهش می‌یابد که همانند قسمت قبل دلیل این مسئله افزایش سطح انتقال حرارت و در نهایت کاهش ضریب انتقال حرارت است.



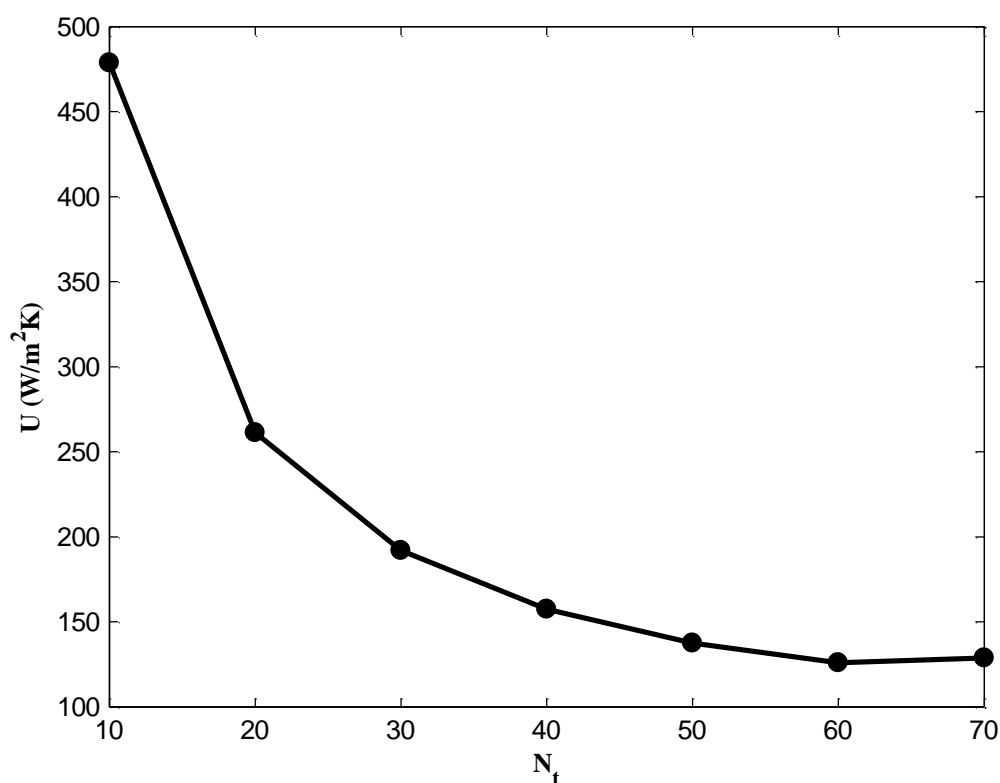
شکل ۴-۸: تأثیر فاصله عمودی پورت‌ها بر افت فشار کل در مبدل حرارتی (اوپراتور)

اما در شکل ۴-۸ برخلاف فاصله افقی پورت‌ها، با افزایش فاصله عمودی پورت‌ها افت فشار افزایش می‌یابد، دلیل این امر مسیر جریان سیالات است که در جهت عمودی است و مسیر جریان با افزایش فاصله عمودی پورت‌ها بیشتر شده و بنابراین افت فشار (به‌خصوص افت فشار اصطکاکی) در مبدل حرارتی افزایش می‌یابد.

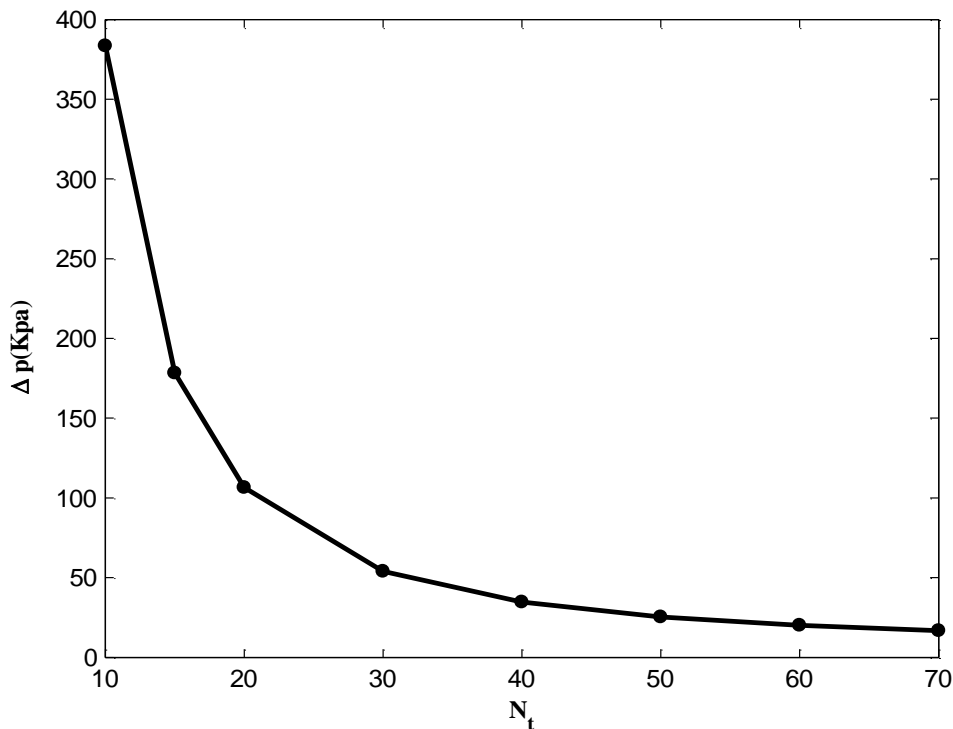


۴-۴-۵ تعداد صفحات ( $N_t$ )

تعداد صفحات به عنوان یکی از متغیرهای بهینه سازی، تأثیر به‌سزایی بر بهینه سازی مبدل حرارتی دارد، چرا که تمام پارامترهای طراحی دیگر مربوط به یک صفحه می‌باشند و به‌عبارتی بهتر جزئی از یک صفحه مبدل حرارتی هستند، لذا از آن‌جا که بازه تغییرات تعداد صفحات هم زیاد است، واضح است که تعداد صفحات بیشترین تأثیر را بر روی توابع هدف می‌گذارد.



شکل ۴-۹: تأثیر تعداد صفحات بر ضریب انتقال حرارت کل در مبدل حرارتی (اواپراتور)



شکل ۴-۱۰: تأثیر تعداد صفحات بر افت فشار کل در مبدل حرارتی (اوپراتور)

همان‌طور که در شکل ۴-۹ و شکل ۴-۱۰ مشاهده می‌شود، با افزایش تعداد صفحات ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار کل هر دو کاهش می‌یابد. با افزایش تعداد صفحات اوپراتور، تعداد کانال‌های جریان افزایش می‌یابد و لذا از سرعت سیال درون کانال‌ها کاسته شده و در نهایت افت فشار و ضریب انتقال حرارت کلی کم می‌شود.

با ثابت بودن متغیرهای طراحی هندسی دیگر، در تعداد صفحات کم (کمتر از ۲۰ صفحه) ضریب انتقال حرارت کلی زیاد است و حتی تقریباً به  $500 \frac{W}{m^2k}$  می‌رسد که برای طراحی مبدل حرارتی مفید است، ولی در همین بازه صفحات (از ۱۰ تا ۲۰ صفحه) افت فشار کل با توجه به شکل ۴-۱۰ در حدود ۳۰۰ کیلو پاسکال است، که افت فشار بالایی برای مبدل حرارتی می‌باشد و لذا برای طراحی بهینه مبدل حرارتی مناسب نیست. لذا باید دقت داشت که تعداد صفحات کم باعث بالا رفتن افت فشار زیاد و تعداد صفحات زیاد منجر به کاهش ضریب انتقال حرارت کلی خواهد شد که هر دو اثر منفی بر طراحی بهینه مبدل حرارتی می‌گذارند.

در این جا ما برای طراحی بهینه مبدل حرارتی از آن جا که بازه تغییرات افت فشار بسیار بزرگتر از ضریب انتقال حرارت کلی می باشد، افت فشار کمتر را نسبت به ضریب انتقال حرارت کلی بالاتر ترجیح می دهیم و با استفاده از الگوریتم ژنتیک پارامترهای هندسی را انتخاب می کنیم که افت فشار کمتری داشته باشد، هر چند که ضریب انتقال حرارت بالاتر را مد نظرمان قرار می دهیم.

#### ۴-۵- انتخاب شرایط بهینه و محدودیت ها

در این تحقیق برای در نظر گرفتن حالت بهینه محدودیت ها و شرایطی را در نظر گرفته ایم. چون فشار ورودی سیال کاری ۲bar می باشد بنابراین افت فشار کل مبدل حرارتی نباید از ۸۰ کیلوپاسکال بیشتر شود، یعنی ما در انتخاب شرایط بهینه افت فشارهایی که بیشتر از ۸۰ کیلوپاسکال هستند را لحاظ نمی کنیم و در افت فشارهای کمتر از این مقدار حالتی را انتخاب می کنیم که ضریب انتقال حرارت کلی بیشتری داشته باشد.

#### ۴-۶- بررسی تأثیر پارامترهای بیرونی بر بهینه سازی مبدل حرارتی

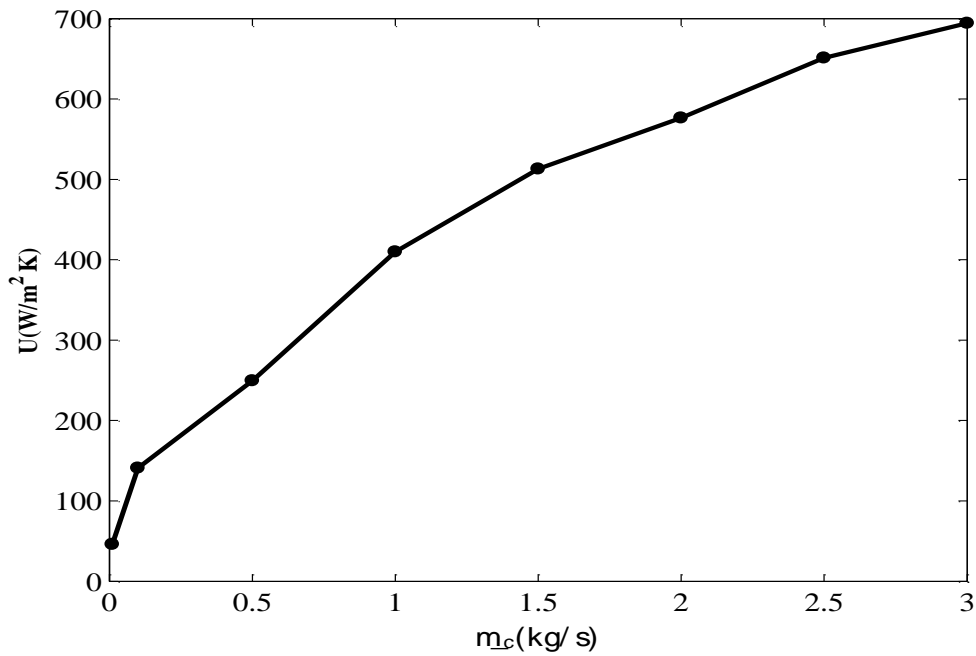
در این قسمت به بررسی تأثیر پارامترهای بیرونی مبدل حرارتی صفحه ای و تأثیر آن بر طراحی بهینه مبدل حرارتی می پردازیم. عوامل زیادی می توانند بر طراحی بهینه مبدل حرارتی تأثیر بگذارند، از جمله دبی سیال سرد و گرم، دمای ورودی و خروجی سیال کاری، دمای ورودی منبع حرارتی و همچنین فشار هر دو سیال گرم و سرد که در این قسمت به بررسی تأثیر هر کدام از پارامترها بر روی تابع هدف و همچنین بهینه سازی مبدل حرارتی با شرایط عملکردی جدول ۴-۱، خواص سیال جدول ۴-۲ و همچنین پارامترهای هندسی جدول ۳-۳ می پردازیم.

#### ۴-۶-۱- تأثیر دبی جرمی سیال سرد R123 ( $\dot{m}_c$ )

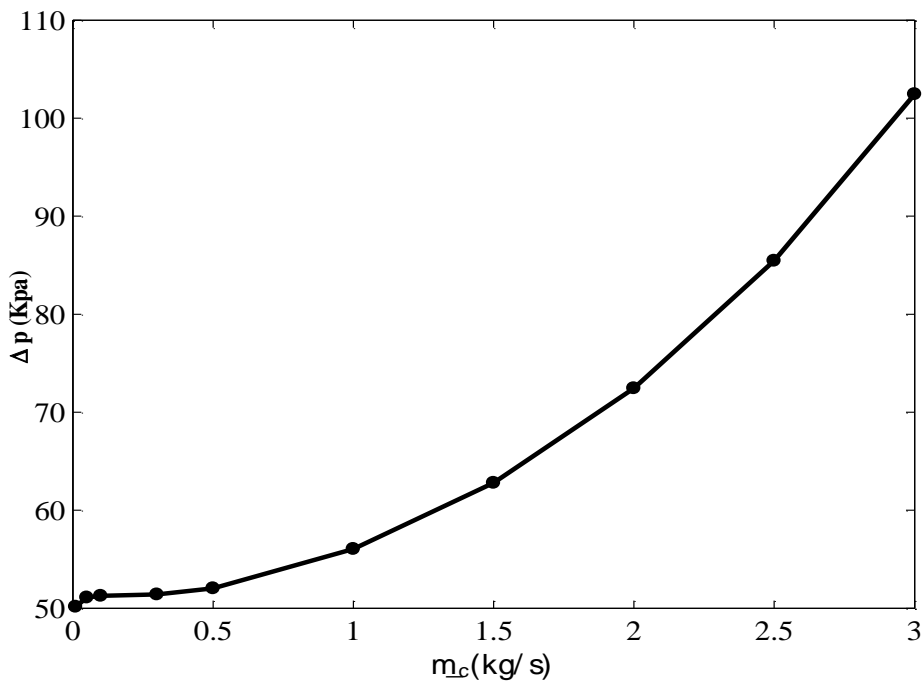
از آنجا که سیال سرد در اواپراتور همان سیال کاری درون سیکل است، لذا دبی جرمی آن می تواند تأثیر به سزایی در مطالعه ما داشته باشد. در این قسمت آنالیز حساسیت دبی سیال کاری بر توابع

هدف تحت شرایط عملکردی بیان شده در قسمت قبل (آنالیز حساسیت) و پارامترهای هندسی ثابت

جدول ۳-۳ مورد بررسی قرار می‌گیرد.



شکل ۴-۱۱: تأثیر دبی سیال سرد (کاری) بر ضریب انتقال حرارت کلی در اواپراتور



شکل ۴-۱۲: تأثیر دبی سیال سرد (کاری) بر افت فشار کل در اواپراتور

با توجه به شکل ۴-۱۱ با افزایش دبی سیال کاری، با در نظر گرفتن شرایط هندسی ثابت، در مبدل حرارتی، ضریب انتقال حرارت کلی افزایش می‌یابد همچنین با توجه به شکل ۴-۱۲ با افزایش دبی سیال کاری، افت فشار کل زیاد می‌شود که برای طراحی بهینه مبدل مناسب نیست. بنابراین باید توجه داشت که بالا بردن بیش از حد دبی سیال منجر به ایجاد افت فشار بالا می‌گردد هر چند که ضریب انتقال حرارت کلی زیاد می‌شود، ولی از آن جا که تغییرات دبی سیال کاری تأثیر بیشتری بر تغییرات افت فشار دارد، نباید بیش از حد زیاد گردد.

#### ۴-۶-۱-۱ بررسی تأثیر دبی سیال سرد (کاری)

با توجه به بررسی اثر دبی سیال کاری بر دو تابع هدف که در قسمت قبل بیان شد، در این جا به بررسی تأثیر آن بر بهینه سازی و ساختار هندسی مبدل حرارتی (با شرایط عملکردی و پارامترهای بیان شده در قسمت قبل) با استفاده از الگوریتم ژنتیک می‌پردازیم. با تغییر دبی سیال کاری و ثابت نگه داشتن سایر پارامترها و شرایط بیرونی، با استفاده از الگوریتم ژنتیک حالت‌های بهینه زیر برای هر دبی و در فشارهای مختلف بدست می‌آید.

همان‌طور که اشاره شد در این قسمت به بررسی حالت‌های بهینه با توجه به افت فشارهای زیر ۸۰ کیلو پاسکال می‌پردازیم. الگوریتم ژنتیک در هر دبی حدود ۱۰ حالت بهینه را ارائه می‌دهد، در بین این حالت‌ها، با بازه بندی افت فشارها (طبق شکل ۴-۱۵) در هر حالت، گزینه‌ای را انتخاب می‌کنیم که ضریب انتقال حرارت کلی بیشتری دارد.

جدول ۴-۱۲: بررسی تأثیر دبی سیال سرد (R123) بر بهینه سازی مبدل حرارتی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

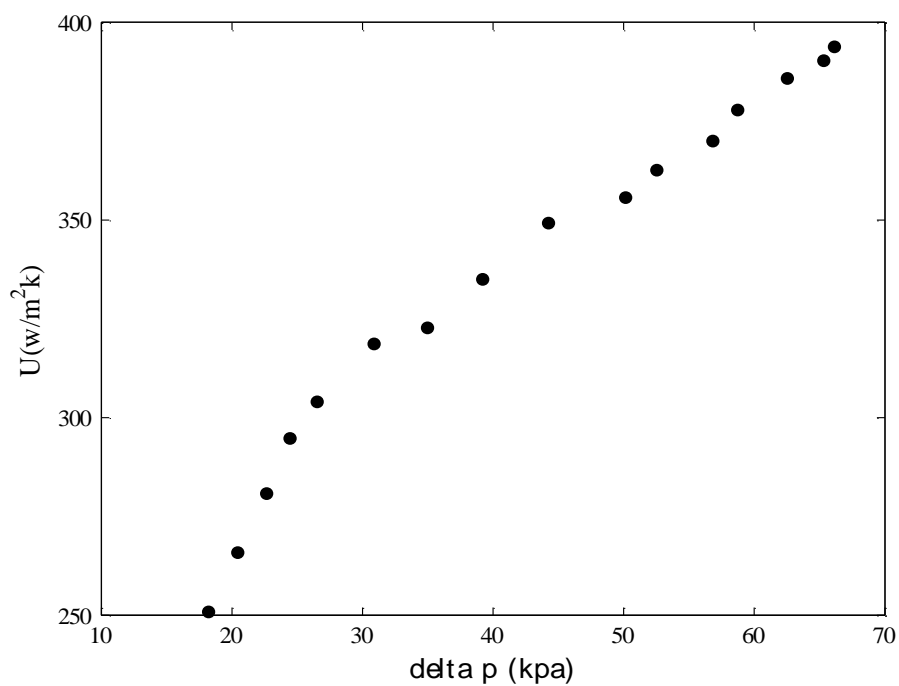
$L_v(m)$	$L_h(m)$	$t(m)$	$D_p(m)$	$N_t$	$\Delta p$ (kpa)	$U$ (w/m <sup>2</sup> k)	$\dot{m}_c(\frac{kg}{s})$
۰/۴۸۹	۰/۱۶	۰/۰۰۰۸۷۴	۰/۰۷۴۶	۱۷	۷۴/۶۳۷	۲۵/۴۴۶	۰/۰۱
۰/۱۸۶	۰/۱۶	۰/۰۰۰۷۷	۰/۰۹۴	۱۹	۵۵/۸۴	۴۸/۵۴۲	
۰/۵۶۱	۰/۲۷۵	۰/۰۰۰۶۷	۰/۰۷۳	۲۶	۳۴/۰۳۲	۳۷/۶۳۷	
۰/۶۹۵	۰/۳۶۹	۰/۰۰۰۷۶۷	۰/۰۷۳۴	۳۴	۲۷/۲۷۴	۲۰/۳	
۰/۶۵۵۷	۰/۱۶۷	۰/۰۰۰۸۰۱	۰/۰۷۰۷	۲۱	۶۶/۱۹۲	۳۹۴/۶۲	۰/۱
۰/۵۳۳	۰/۲۳۶	۰/۰۰۰۸۴۹	۰/۰۶۸۴	۲۳	۵۶/۸۶۴	۳۶۵/۷۹	
۰/۶۷۱	۰/۲۴۶	۰/۰۰۰۸۴۶	۰/۰۶۴۱	۳۱	۳۷/۰۲۴	۳۰۸/۵۸	
۰/۷۱۴	۰/۳۲۹	۰/۰۰۰۸۹۹	۰/۰۸۶	۳۸	۲۲/۷۱۶	۲۹۰/۶۲	
۰/۷۱۰	۰/۲۱۵	۰/۰۰۰۹۱۶	۰/۰۷۲۲	۲۲	۸۰/۰۵۳	۵۶۱/۲	۰/۵
۰/۶۷۱	۰/۲۵	۰/۰۰۰۸۷	۰/۰۸۲۷	۲۷	۴۴/۲۵۹	۵۲۳/۲۴	
۰/۶۹۳	۰/۲۶۷	۰/۰۰۰۸۸۵	۰/۰۸۲۴	۳۸	۳۴/۲۴۸	۴۷۸/۵۲۵	
۰/۷۷۲	۰/۲۹۷	۰/۰۰۰۵۴۸	۰/۰۹۲۶	۴۱	۲۰/۹۱۶	۳۴۱/۳۷	

$L_v(m)$	$L_h(m)$	$t(m)$	$D_p(m)$	$N_t$	$\Delta p$ (kpa)	$U$ (w/m <sup>2</sup> k)	$\dot{m}_c(\frac{kg}{s})$
۰/۵۸۳	۰/۳۳۹	۰/۰۰۰۷۱۱	۰/۱۳۵۱	۲۵	۶۹/۱۹۲	۵۱۲/۶۲۷	۱
۰/۵۹۳	۰/۲۹	۰/۰۰۰۷۷	۰/۰۹۵۲	۳۳	۴۷/۳۳	۴۹۵/۰۱	
۰/۶۶۲۶	۰/۲۸۶	۰/۰۰۰۵۵۷	۰/۱۰۳۹	۳۹	۳۷/۹۷۷	۴۰۸/۴۷۳	
۰/۷۶۷	۰/۲۸۷	۰/۰۰۰۶۱۴	۰/۰۹۱۵	۴۵	۲۷/۶۵۱	۳۴۸/۳۲۴	
۰/۷۸۷	۰/۲۴۵	۰/۰۰۰۳۲۴	۰/۰۸۲۶	۲۷	۶۷/۲۷۳	۴۶۶/۹۴	۱/۵
۰/۷۰	۰/۲۵۳	۰/۰۰۰۳۲۴	۰/۰۹	۳۷	۴۲/۲۲۳	۴۴۲/۹۴	
۰/۷۸۱	۰/۲۳۶	۰/۰۰۰۶۵۱	۰/۱۱	۴۱	۳۹/۰۱۳	۴۲۰/۲۴	
۰/۶۸۴	۰/۳۷۹	۰/۰۰۰۹۴۸	۰/۱۲۳	۴۹	۲۴/۰۱۲	۳۰۴/۴۵	
۰/۶۱	۰/۱۶۶	۰/۰۰۰۳۰	۰/۰۸۸۸	۳۳	۷۲/۳۲	۵۱۲/۸۶	۲
۰/۸۶	۰/۲۲۳	۰/۰۰۰۳۰	۰/۱	۳۸	۵۱/۰۱۵	۴۸۳/۵۱	
۰/۹۲	۰/۲۱۸	۰/۰۰۰۳۰	۰/۱۱۸	۴۴	۳۱/۸۳۱	۴۳۰/۱۶	
۱	۰/۲۵۸	۰/۰۰۰۳۰۱	۰/۱۳۸۱	۵۳	۱۷/۲۶۳	۳۵۲/۱۶	

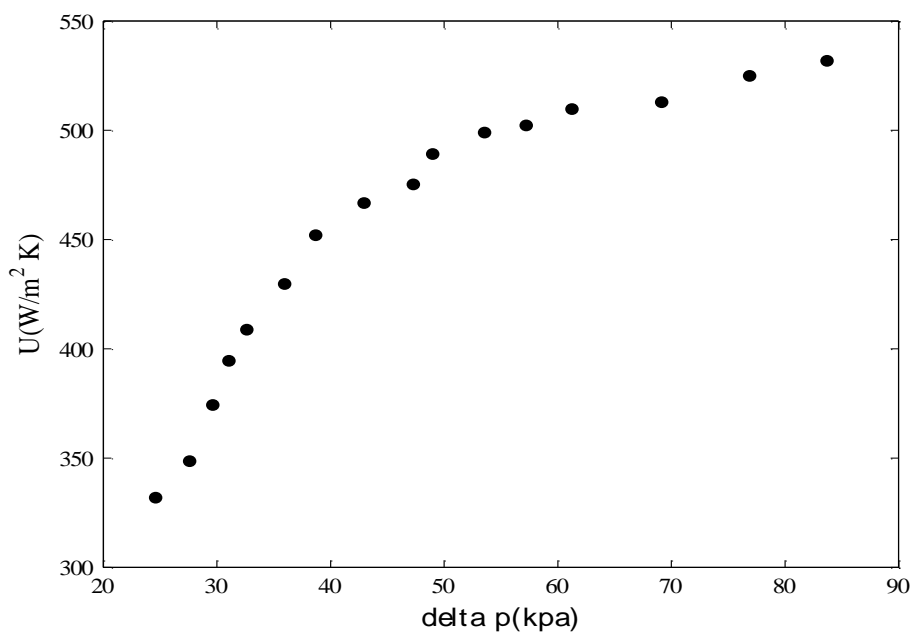
$L_v(m)$	$L_h(m)$	$t(m)$	$D_p(m)$	$N_t$	$\Delta p$ (kpa)	$U$ (w/m <sup>2</sup> k)	$\dot{m}_c(\frac{kg}{s})$
۰/۸۹	۰/۱۹۴	۰/۰۰۰۳۴۹	۰/۰۹۸۳	۳۵	۷۹/۳۳	۴۶۷/۲۶	۲/۵
۰/۹۰۱	۰/۲۱۹	۰/۰۰۰۴۲۶	۰/۱۲۷	۴۰	۴۳/۰۶۹	۴۲۱/۲۶	
۰/۷۶۷	۰/۲۵۲	۰/۰۰۰۳۹۲	۰/۱۲۰۱	۴۷	۳۶/۸۰۱	۳۲۴/۱۶	
۰/۶۱۳	۰/۴۱۰	۰/۰۰۰۳۱۲	۰/۱۳۴	۵۵	۲۵/۳۸	۲۲۳/۷۲	
۰/۷۰۴	۰/۳۶۴	۰/۰۰۰۳۱۵	۰/۰۹۹۷	۳۷	۷۶/۶۲۹	۴۵۴/۴۵	۳
۰/۷۴۵	۰/۳۶۱	۰/۰۰۰۳۲۸	۰/۱۴۱	۴۷	۵۶/۳۶۷	۳۶۱/۷۲	
۰/۸۲۳	۰/۲۶۷	۰/۰۰۰۳۶۹	۰/۱۳۶	۵۵	۳۱/۴۱۶	۲۶۳/۵۴	
۰/۹۱۳	۰/۲۷۴	۰/۰۰۰۳۵۷	۰/۱۴۲۳	۵۸	۱۹/۷۹۷	۱۹۱/۹۳	

در جدول ۴-۱۲ چهار حالت بهینه برای دبی‌های مختلف از سیال سرد (سیال کاری) با استفاده از الگوریتم ژنتیک بدست آمده و انتخاب شده است، که در ادامه نمودارهای پارتوی برخی از دبی‌های بیان شده در این جدول آمده است.



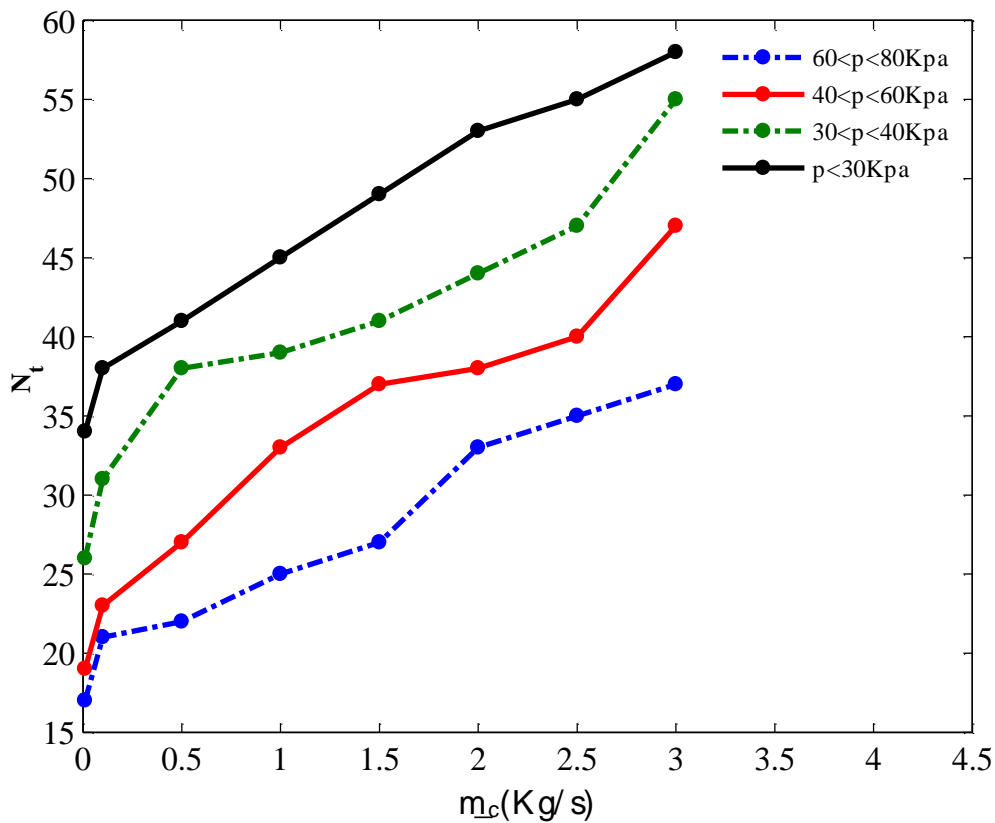


شکل ۴-۱۳: نمودار پارتو برای دبی سیال سرد ۰/۱ کیلوگرم بر ثانیه



شکل ۴-۱۴: نمودار پارتو برای دبی سیال سرد ۱ کیلوگرم بر ثانیه

همان‌طور که قبلاً اشاره شد با افزایش دبی سیال کاری ضریب انتقال حرارت و افت فشار کلی افزایش می‌یابد، لذا باید راه‌حلی برای کاهش افت فشار و بهینه‌سازی مبدل ارائه شود. همان‌طور که قبلاً اشاره شد بیشترین تأثیر در بین پارامترهای طراحی، مربوط به تعداد صفحات می‌باشد، بنابراین انتخاب مناسب تعداد صفحات می‌تواند تأثیر به‌سزایی در بهینه‌سازی مبدل حرارتی داشته باشد با توجه به داده‌های جدول ۴-۱۲ مشاهده می‌شود که با افزایش دبی سیال، تعداد صفحات برای حالت‌های بهینه افزایش می‌یابد، و در نهایت با افزایش تعداد صفحات افت فشار کل مبدل حرارتی کاهش می‌یابد تا حالت بهینه برای مبدل بدست آید.

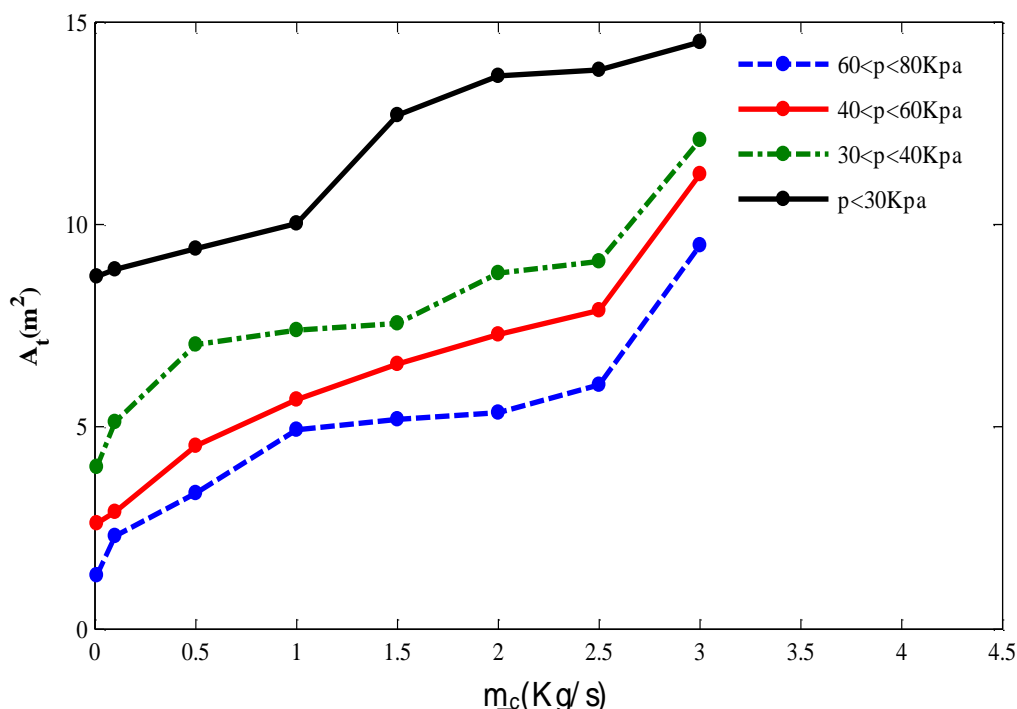


شکل ۴-۱۵: تأثیر دبی سیال کاری (R123) بر تعداد صفحات در بهینه‌سازی مبدل حرارتی با استفاده از الگوریتم

#### ژنتیک

در هر دبی از سیال کاری ۴ حالت بهینه به ترتیب افت فشار زیاد به افت فشار کمتر آورده شده است. با توجه به شکل ۴-۱۵ که از داده‌های جدول ۴-۱۲ بدست آمده مشاهده می‌شود، در هر بازه از افت فشارهای بیان شده با افزایش دبی سیال تعداد صفحات مبدل حرارتی، برای جلوگیری از

افت فشار بیشتر، افزایش می‌یابد و همچنین چنانچه بازه افت فشارها زیاد باشد تعداد صفحات کمتری لازم است که در این حالت‌ها ضریب انتقال حرارت بالاتر می‌باشد، لذا اگر برای بهینه سازی افت فشار کمتر مدنظر باشد بایستی تعداد صفحات بیشتر انتخاب شود.



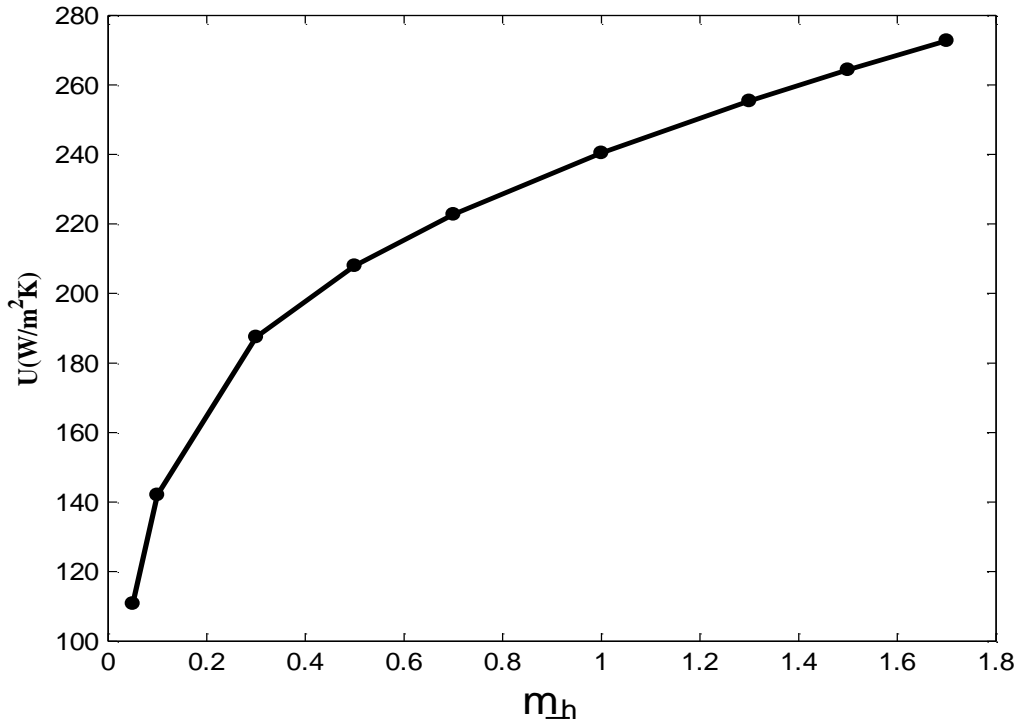
شکل ۴-۱۶: تأثیر دبی سیال کاری (R123) بر مساحت کل مبدل حرارتی در بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

نتیجه دیگری که می‌توان از داده‌های جدول ۴-۱۲ بدست آورد، بررسی تأثیر دبی سیال بر روی مساحت کل مبدل حرارتی است. با توجه به شکل ۴-۱۶ ملاحظه می‌شود که با افزایش دبی سیال کاری بر مساحت مبدل حرارتی (حاصل ضرب تعداد صفحات در مساحت یک صفحه) افزوده می‌شود، همچنین چنانچه برای بهینه سازی افت فشار پایین تر مدنظر باشد، مساحت کل مبدل حرارتی افزایش خواهد یافت.

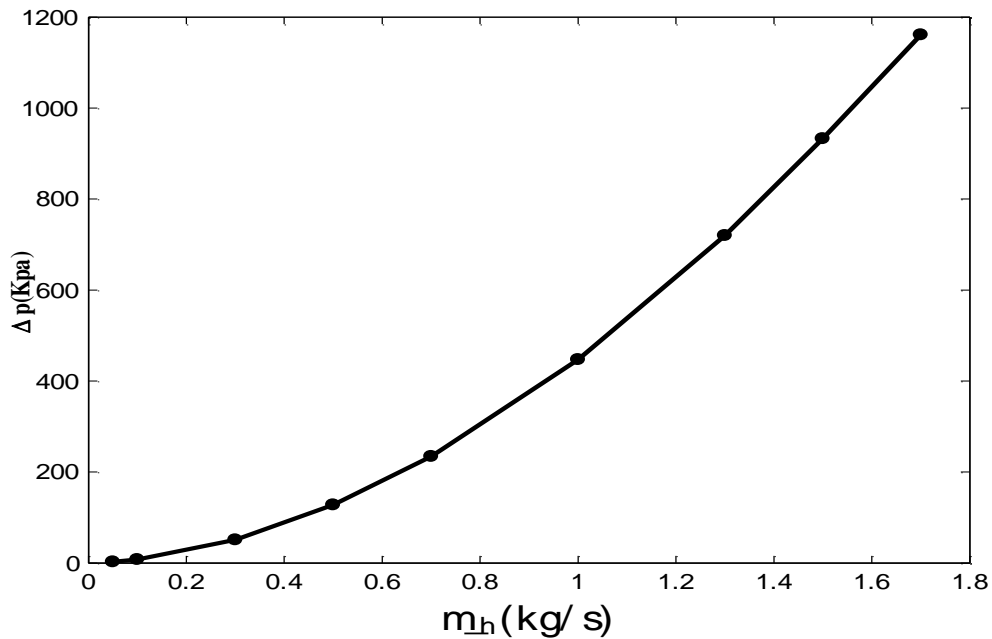
#### ۴-۶-۲ تأثیر دبی جرمی سیال گرم (بخار آب)

در این قسمت تأثیر دبی سیال گرم (منبع حرارتی) بر توابع هدف را مورد بررسی قرار می‌دهیم. باید توجه داشت که پارامترهای هندسی (متغیرهای مستقل) را طبق جدول ۳-۳ و شرایط عملکردی

جدول ۴-۱ و جدول ۴-۲ در نظر می‌گیریم و تنها با تغییرات دبی سیال گرم ( $\dot{m}_h$ ) تأثیر آن را بر ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار کلی بررسی می‌کنیم.



شکل ۴-۱۷: تأثیر دبی سیال گرم (بخار آب) بر ضریب انتقال حرارت کلی در اواپراتور



شکل ۴-۱۸: تأثیر دبی سیال گرم (بخار آب) بر افت فشار کل در اواپراتور

با توجه به شکل ۴-۱۷ با افزایش دبی سیال گرم ضریب انتقال حرارت کلی افزایش می‌یابد، و تغییرات آن همانند دبی سیال سرد می‌باشد.

در شکل ۴-۱۸ با افزایش دبی سیال گرم افت فشار به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با توجه به روابط و دمای بالای سیال گرم، افزایش افت فشار به نسبت دبی سیال سرد بیشتر است، بنابراین باید توجه داشت که دبی جرمی سیال گرم نباید از حدی فراتر رود چرا که در دبی‌های بالا (۲ kg/s به بالا) افزایش افت فشار به نسبت افزایش ضریب انتقال حرارت بسیار بالاتر است و این مسئله برای طراحی مبدل حرارتی مناسب و مفید نمی‌باشد. بنابراین در طراحی اواپراتور نباید دبی سیال گرم از حدی بالاتر رود.

۴-۶-۲-۱ بررسی تأثیر دبی سیال گرم (منبع حرارتی) بر بهینه سازی مبدل حرارتی  
با توجه به مطالب بیان شده در قسمت قبل و تأثیر دبی سیال گرم بر روی توابع هدف می‌توان به این نتیجه رسید که بیشتر افت فشار مبدل حرارتی مربوط به سیال گرم است، به همین خاطر تأثیر پارامترهای سیال گرم بر بهینه سازی مبدل حرارتی دارای اهمیت می‌باشد. در این قسمت با توجه به شرایط عملکردی و پارامترهای هندسی قبل حالت‌های بهینه را در هر دبی از سیال گرم بیان می‌کنیم.

جدول ۴-۱۳: بررسی تأثیر دبی سیال گرم بر بهینه سازی مبدل حرارتی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

$L_v(m)$	$L_h(m)$	$t(m)$	$D_p(m)$	$N_t$	$\Delta p$ (kpa)	$U$ (w/m <sup>2</sup> k)	$\dot{m}_h(\frac{kg}{s})$
۰/۵۳۱	۰/۱۹۰	۰/۰۰۰۷۴۷	۰/۰۴۲۱	۱۸	۷/۲۴۹	۱۲۱/۶۴۵	
۰/۶۱۲	۰/۱۵۷	۰/۰۰۰۸۳۶	۰/۰۳۸۴	۲۵	۲/۷۴۵	۸۲/۰۴۲	۰/۰۵
۰/۵۱۳	۰/۱۸۳	۰/۰۰۰۶۷۰	۰/۰۵۴۱	۳۷	۱/۸۵۷	۶۱/۸۵۱	

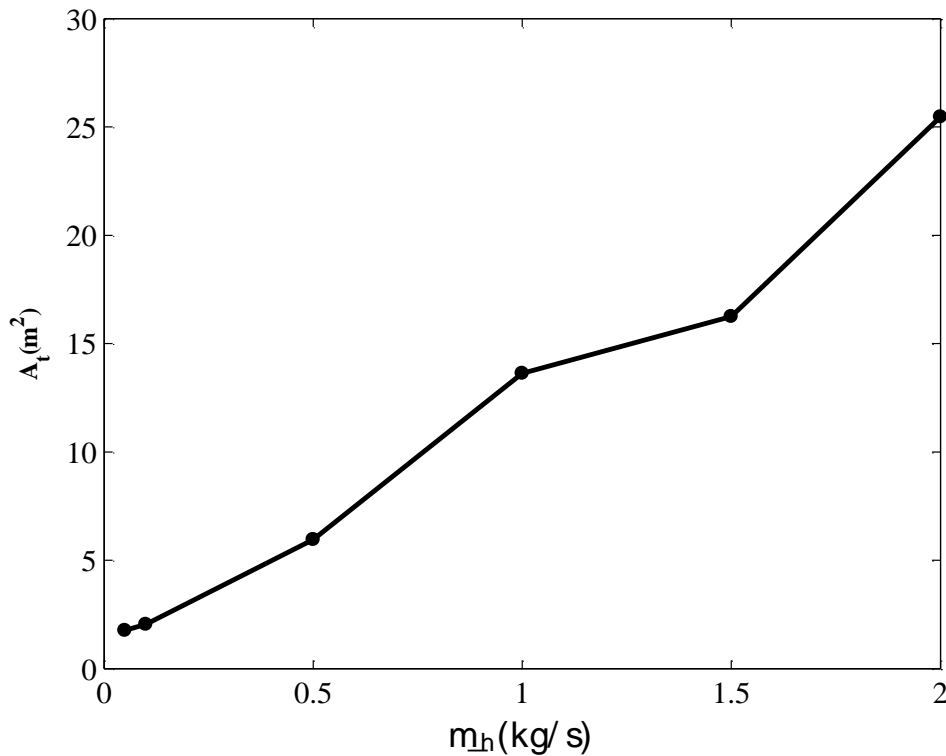
$L_v(m)$	$L_h(m)$	$t(m)$	$D_p(m)$	$N_t$	$\Delta p$ (kpa)	$U$ (w/m <sup>2</sup> k)	$\dot{m}_h(\frac{kg}{s})$
۰/۶۵	۰/۱۵	۰/۰۰۰۹۹۷	۰/۰۴۶۷	۲۱	۶۴/۳۶۱	۴۲۸/۳۲	
۰/۶۷۹	۰/۱۵۰۸	۰/۰۰۰۹۸	۰/۰۳۷۵	۲۷	۳۱/۸۹۲	۳۶۵/۲۱	۰/۱
۰/۶۷۲	۰/۱۵۴	۰/۰۰۰۹۲	۰/۰۶۲۵	۳۸	۷/۰۴۴	۲۴۱/۹۹	
۰/۵۶۲	۰/۳۴۲	۰/۰۰۰۶۷۵	۰/۱۱۸	۳۱	۶۹/۳۶	۳۶۷/۶۹	
۰/۶۱۳	۰/۲۴۷	۰/۰۰۰۷۴۳	۰/۰۹۶۸	۴۱	۳۷/۹۱۲	۳۱۴/۵۴۸	۰/۵
۰/۸۱۱	۰/۱۸۹	۰/۰۰۰۸۴۹	۰/۱۳۷	۵۳	۱۷/۲۷۴	۲۷۶/۳۵۷	
۰/۸۶۱	۰/۳۶۸	۰/۰۰۰۳۹۲	۰/۱۱۴	۴۳	۷۳/۰۲۵	۲۹۳/۶۷	۱
۰/۸۰۳	۰/۴۱۱	۰/۰۰۰۴۱۱	۰/۱۳۴	۵۶	۵۷/۷۴۳	۱۷۴/۷۶۳	
۰/۹۱۱	۰/۳۶۴	۰/۰۰۰۴۳۲	۰/۱۴۶	۴۹	۷۷/۴۲	۱۸۷/۸۴	۱/۵
۰/۸۹۹	۰/۴۳۶	۰/۰۰۰۳۱۱	۰/۱۵	۵۸	۵۹/۸۴۱	۱۲۴/۳۶۱	
۰/۸۷۰	۰/۴۹۶	۰/۰۰۰۳۲	۰/۱۵	۵۹	۷۷/۶۷۱	۳۱۴/۹۱	۲

در جدول ۴-۱۳ حالت‌های بهینه برای دبی‌های مختلف از سیال گرم (بخار آب) با استفاده از الگوریتم ژنتیک بدست آمده و انتخاب شده است. با توجه به جدول ۴-۱۳ مشاهده می‌شود که با افزایش دبی سیال گرم همان‌طور که اشاره شد هر دو تابع هدف افزایش می‌یابند که این افزایش در افت فشار کل بیشتر است. به همین دلیل همانند دبی سیال سرد، با افزایش دبی سیال گرم تعداد

صفحات افزایش یافته، که این افزایش تعداد صفحات نسبت به حالت قبل بیشتر است چرا که به همان نسبت افزایش افت فشار بیشتر می‌باشد. لذا با افزایش دبی سیال گرم تعداد صفحات افزایش و افت فشار کاهش می‌یابد تا حالت بهینه برای مبدل حرارتی بدست آید. از طرفی با بررسی پارامترهای هندسی دیگر ملاحظه می‌شود که با بالا رفتن دبی سیال گرم طول صفحات (فاصله عمودی پورت‌ها) هم افزایش می‌یابد که هر دو در راستای افزایش افت فشار می‌باشند، بنابراین برای کاهش افت فشار (همان‌طور که در جدول ۴-۱۳ مشاهده می‌شود)، با افزایش دبی سیال گرم علاوه بر افزایش تعداد صفحات، فاصله افقی پورت‌ها (عرض صفحات) و همچنین قطر پورت‌ها به بیشترین حد خود (به ترتیب ۰/۵ و ۰/۱۵ متر) می‌رسد و ضخامت صفحات کمتر شده تا از افت فشار زیاد کاسته شود.

از طرفی ملاحظه می‌شود که هر چه دبی سیال بیشتر شود، دسته جواب‌های بهینه نیز محدود تر خواهد شد، چرا که در دبی سیال گرم بالاتر برای جلوگیری از افت فشار زیاد تعداد صفحات به بیشترین حد خود (تقریباً ۶۰ صفحه) می‌رسد.

همان‌طور که مشاهده می‌شود، در دبی  $2 \text{ kg/s}$  افت فشار در حالت بهینه نزدیک به ۸۰ کیلو پاسکال می‌رسد که نشان می‌دهد استفاده از دبی بزرگتر برای سیال گرم برای طراحی مبدل حرارتی مناسب نمی‌باشد. بنابراین باید دقت داشت که تغییر در دبی سیال گرم تأثیر به‌سزایی در بهینه‌سازی مبدل حرارتی دارد و نباید دبی سیال از حدی فراتر رود.



شکل ۴-۱۹: تأثیر دبی سیال کاری (بخار آب) بر مساحت کل مبدل حرارتی در بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

شکل ۴-۱۹ تأثیر دبی سیال گرم اوپراتور بر مساحت کل مبدل حرارتی (سطح انتقال حرارت) را

برای حالت اول (بیشترین افت فشار در هر دبی) هر دبی سیال گرم از

جدول ۴-۱۳ را نشان می‌دهد. در این شکل مشاهده می‌شود که با افزایش دبی سیال گرم

مساحت کل مبدل حرارتی برای جلوگیری از افت فشار زیاد افزایش می‌یابد که منجر به کم شدن

ضریب انتقال حرارت کلی خواهد شد.

#### ۴-۶-۳ تأثیر فشار سیال کاری

یکی از پارامترهای بیرونی دیگر که می‌تواند تأثیر مهمی بر فرایند بهینه سازی داشته باشد، فشار

سیال کاری در داخل مبدل حرارتی است. در بهینه سازی مبدل حرارتی باید دقت داشت که فشار

سیال کاری باید طوری انتخاب شود که سیال در حالت تک فاز قرار نگیرد، چرا که اگر در یک بازه

دمایی ثابت فشار کمتر از حد ممکن باشد، سیال به صورت بخار وارد مبدل حرارتی می‌شود و اگر

فشار از مقداری فراتر رود سیال کاری به صورت مایع وارد مبدل حرارتی شده و به همان صورت هم از



مبدل خارج می‌شود که می‌تواند اثرات زیان باری برای توربین موجود در سیکل داشته باشد، که یکی از این اثرات خوردگی توربین است.

در بهینه سازی مبدل حرارتی با استفاده از الگوریتم ژنتیک، افت فشار بهینه متناسب با فشار سیال کاری درون مبدل حرارتی انتخاب می‌شود. به طور مثال چنانچه فشار سیال درون مبدل حرارتی ۲۰۰ کیلو پاسکال (۲bar) انتخاب گردد، افت فشار ۱۰۰ کیلو پاسکال به بالا برای سیستم و مبدل حرارتی منظور نخواهد شد و باید این افت فشار حدوداً کمتر از ۸۰ کیلو پاسکال باشد تا شرایط بهینه بدست آید، و به همین تناسب برای فشارهای بالاتر این نکته لحاظ می‌شود.

باید توجه داشت، نقطه‌ای که در آن دما، سیال کاری تغییر فاز می‌دهد و به صورت دو فازی در می‌آید ( $T_{tp}$ ) با تغییر فشار سیال کاری تغییر می‌کند و به همین دلیل است که تغییر بیش از حد فشار منجر به تک فازی شدن سیال کاری خواهد شد.

جدول ۴-۱۴: نقطه دمایی تغییر فاز (اشباع) در هر فشار از سیال کاری، با ثابت بودن سایر پارامترهای عملکردی

فشار (bar)	۱	۲	۳	۴	۵	۶
دمای اشباع (°C)	۲۷/۴	۴۶/۷	۵۹/۷۳	۶۹/۵۵	۷۷/۵۹	۸۴/۴۳

با توجه به جدول ۴-۱۴، با ثابت در نظر گرفتن پارامترهای عملکردی (طبق جدول ۴-۱) و تنها تغییر فشار سیال کاری دمای اشباع سیال تغییر خواهد کرد. همان‌طور که در جدول ۴-۱۴ مشاهده می‌شود در فشار ۱ bar دمای اشباع پایین‌تر از دمای ورودی سیال کاری به داخل مبدل حرارتی می‌باشد که منجر به تک فازی شدن (به صورت بخار) جریان داخل مبدل حرارتی خواهد شد. اما در فشار های ۲ bar تا ۵ bar دمای اشباع سیال سرد در بازه ۳۰°C تا ۸۰°C است، یعنی تغییر فاز در این حالتها داخل مبدل اتفاق می‌افتد در این مطالعه این حالت مد نظر ما می‌باشد. در فشار بالاتر ۵bar (حدوداً ۵/۵bar) دمای اشباع بالاتر از دمایی است که سیال از مبدل حرارتی خارج می‌شود، یعنی با

انتخاب این محدوده فشاری برای مبدل سیال به صورت مایع در خواهد آمد و به همین صورت از مبدل حرارتی خارج خواهد شد، که در این صورت می‌تواند مشکلاتی را برای سیکل به وجود آورد.

#### ۴-۶-۳-۱ بررسی تأثیر فشار سیال کاری بر بهینه سازی مبدل حرارتی (اوپراتور)

در این قسمت در فشارهای مختلف با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بررسی تأثیر هر فشار بر بهینه سازی پارامترهای هندسی و توابع هدف مبدل حرارتی می‌پردازیم. در این حالت شرایط عملکردی جدول ۴-۱ و جدول ۴-۲ و همچنین مقادیر ثابت پارامترهای هندسی جدول ۴-۱۱ برای بهینه سازی در نظر گرفته شده است.

جدول ۴-۱۵: بررسی تأثیر فشار سیال کاری بر بهینه سازی مبدل حرارتی (اوپراتور)

$L_v(m)$	$L_h(m)$	$t(m)$	$D_p(m)$	$N_t$	$\Delta p$ (kpa)	$U$ ( $w/m^2k$ )	(Bar) $p$
۰/۶۱۲۱	۰/۱۸۱۶	۰/۰۰۰۶۶۸	۰/۰۷۲۰	۳۱	۳۸/۹۶۱	۲۸۷/۲۲	۲
۰/۶۴۱۲	۰/۱۹۴۳	۰/۰۰۰۷۱۳	۰/۰۸۷	۳۷	۳۱/۳۶۹	۲۱۵/۶۴	
۰/۵۹۲۱	۰/۱۷۴۱	۰/۰۰۰۷۵۲	۰/۰۷۶۵	۲۷	۵۷/۵۴۲	۴۶۰/۳۷	۳
۰/۷۱۲	۰/۲۰۱	۰/۰۰۰۸۳۱	۰/۰۹۶۴	۳۹	۳۶/۷۴۵	۳۲۴/۶۶	
۰/۵۲۲۱	۰/۲۰۲	۰/۰۰۰۹۲۹	۰/۰۸۶۳	۲۵	۵۸/۷۵۹	۵۸۷/۵۴	۴
۰/۸۴۳	۰/۲۷۱	۰/۰۰۰۹۱	۰/۱۱۰	۴۰	۲۷/۴۷۶	۴۱۶/۴۷۷	

همان‌طور که در جدول ۴-۱۵ مشاهده می‌شود در فشار ۲bar سیال درون مبدل حرارتی تغییر فاز می‌دهد و بنابراین جریان دوفازی درون مبدل رخ داده است، به همین دلیل افت فشار و ضریب انتقال

حرارت کلی سیال به نسبت حالت قبل افزایش می‌یابد، و در بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک حالتی با تعداد صفحات کمتر نسبت حالت قبل در نظر گرفته می‌شود، چرا که در این حالت افت فشار به نسبت فشار مبدل حرارتی زیاد نمی‌باشد. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش فشار ضخامت صفحات افزایش می‌یابد تا در مقابل فشار ورودی بالا مقاوم تر باشد.

در فشارهای ۳bar و ۴bar به همین ترتیب سیال درون مبدل حرارتی تغییر فاز می‌دهد و جریان دوفازی خواهیم داشت. با بالا رفتن فشار در مبدل حرارتی در ناحیه دوفازی تفاوت چندانی در توابع هدف دیده نمی‌شود هر چند که به نظر می‌رسد در طراحی هندسی تعداد صفحات کاهش یافته است که می‌تواند دلیل آن انتخاب افت فشار بیشتر به نسبت فشار بالاتر سیال کاری باشد.

در فشار ۱bar به دلیل این که کل سیال داخل مبدل به صورت بخار (تک فازی است) از بهینه سازی این حالت صرف نظر می‌شود. در فشارهای ۶bar (حتی ۵bar) همان‌طور که قبلاً اشاره شد جریان درون مبدل به صورت تک فازی و در حالت مایع است که برای بهینه سازی این فشارها پیشنهاد نمی‌شود چرا که به اجزاء سیکل، از جمله توربین آسیب وارد شود.

در کل می‌توان گفت که در فشارهایی که سیال کاری درون مبدل به صورت دوفازی در می‌آید حالت‌های بهینه و پارامترهای هندسی مبدل حرارتی تفاوت چندانی با یکدیگر ندارند.

دیگر پارامترهای عملکردی از جمله دماهای ورودی سیال گرم و سرد نیز تغییر محسوسی در بهینه سازی مبدل حرارتی ندارند، چرا که بازه دمایی سیال کاری در سیکل رانکین همیشه پایین و کمتر از  $100^{\circ}\text{C}$  می‌باشد و از طرفی چون منبع حرارتی گرمای اتلافی است، دمای منبع حرارتی بیشتر از  $220^{\circ}\text{C}$  نمی‌تواند باشد چرا که سیالات آلی در این محدوده دمایی کارکرد چندانی ندارند، لذا در این بازه دمایی خواص سیالات تفاوت زیادی ندارد که باعث ارائه نتایج متفاوتی شود.



## فصل ۵ نتیجه گیری و پیشنهادات:

## ۵-۱- مقدمه

در تحقیق حاضر به بررسی مبدل حرارتی صفحه‌ای در سیکل رانکین آلی در نقش اوپراتور به منظور طراحی بهینه آن پرداخته شده است. جهت بهینه‌سازی این مبدل حرارتی از الگوریتم ژنتیک در مطالعه حاضر استفاده شده است و شرایط عملکردی سیکل به گونه‌ای در نظر گرفته شده است که جریان داخل مبدل حرارتی به صورت دوفازی باشد. در این بخش به جمع‌بندی کلی نتایج بدست آمده و ارائه پیشنهاداتی جهت ادامه تحقیق پرداخته می‌شود.

## ۵-۲- نتیجه گیری:

در این تحقیق برای بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای در سیکل رانکین آلی پارامترهای هندسی به عنوان متغیرهای مستقل در الگوریتم ژنتیک در نظر گرفته می‌شود، تا با استفاده از دو تابع هدف ضریب انتقال حرارت کلی ( $U$ ) و افت فشار کل ( $\Delta p$ ) حالت بهینه طراحی مبدل حرارتی با استفاده از الگوریتم ژنتیک انتخاب شود. در ابتدا پس از بررسی و انتخاب شرایط عملکردی مبدل حرارتی در سیکل، معادلات و فرضیات مورد اعتبار سنجی قرار گرفت و تطابق قابل قبولی میان نتایج حاصل با نتایج کار پیشین، دیده شد.

سپس تأثیر پارامترهای هندسی شامل فاصله عمودی پورت‌ها در هر صفحه از مبدل حرارتی ( $L_v$ )، فاصله افقی پورت‌ها در هر صفحه از مبدل حرارتی ( $L_h$ )، قطر پورت‌ها ( $D_p$ )، ضخامت هر صفحه از مبدل حرارتی ( $t$ ) و تعداد کل صفحات مبدل حرارتی ( $N_t$ ) در بازه‌ای مشخص و معقول از لحاظ هندسی، بر روی دو تابع هدف بررسی شد. همچنین در ادامه بهینه‌سازی مبدل حرارتی تحت شرایط عملکردی متفاوتی نظیر فشار سیال کاری و دبی جرمی سیالات درون مبدل مورد ارزیابی قرار گرفت و نتایج زیر حاصل شد.

- با افزایش قطر پورت‌ها هر دو تابع هدف ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار کل

کاهش می‌یابد، که این تغییرات در افت فشار مشهودتر است چرا که با افزایش قطر

پورت‌ها میزان جریان بیشتر شده، سرعت سیال کاهش می‌یابد و از افت فشار کاسته می‌شود.

- با افزایش ضخامت هر صفحه درون مبدل حرارتی صفحه‌ای طبیعتاً فاصله دو صفحه (کانال جریان) کم می‌شود و در نهایت از مساحت جریان درون کانال‌ها کاسته خواهد شد، بنابراین ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار کل افزایش می‌یابد، که با توجه به نتایج ارائه شده در فصل قبل نباید ضخامت صفحات از حدی (۰/۹ میلی‌متر) بالاتر رود.
- افزایش فاصله افقی پورت‌ها از یکدیگر منجر به افزایش مساحت صفحات و در نهایت افزایش مساحت متوسط کانال جریان خواهد شد، بنابراین هر دو تابع هدف ضریب انتقال حرارت کل و افت فشار کاهش می‌یابد.
- افزایش فاصله عمودی پورت‌ها از یکدیگر منجر به افزایش مساحت صفحات و در نهایت افزایش مساحت جریان خواهد شد و ضریب انتقال حرارت کل کاهش می‌یابد، اما بر خلاف فاصله افقی پورت‌ها با افزایش فاصله عمودی صفحات افت فشار مبدل حرارتی زیاد می‌شود که نتیجه افزایش طول مسیر جریان و بیشتر شدن افت فشار اصطکاکی در کانال جریان می‌باشد.
- با افزایش تعداد صفحات مبدل حرارتی، هر دو تابع هدف ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار کل کاهش می‌یابند، (تعداد کانال‌های جریان افزایش یافته، از سرعت سیال کاسته می‌شود و سطح انتقال حرارت بیشتر می‌شود و در نهایت هر دو تابع هدف کاهش می‌یابند) بنابراین باید در طراحی بهینه به این نکته توجه داشت که تعداد صفحات کم منجر به افت فشار زیادی خواهد شد. همچنین لازم به ذکر است که در بین پارامترهای طراحی و متغیرهایی که ما در نظر گرفته‌ایم، تعداد صفحات می‌تواند باعث تغییرات بیشتری در بهینه‌سازی شود.

- در یک طراحی ثابت از مبدل حرارتی با افزایش دبی جرمی سیال کاری (R123) اوپراتور، هر دو تابع هدف بر اثر افزایش سرعت سیال ورودی به مبدل، افزایش می‌یابند، که این تاثیر روی افت فشار بیشتر است. همچنین با بررسی تأثیر دبی جرمی سیال کاری بر روی بهینه سازی این نتیجه بدست آمد که هر چه دبی سیال کاری (سرد) بیشتر شود برای جلوگیری از افت فشار بیش از حد در مبدل حرارتی، تعداد صفحات و همچنین مساحت کل مبدل حرارتی افزایش می‌یابد.
- با ثابت در نظر گرفتن پارامترهای هندسی و افزایش دبی سیال گرم (منبع حرارتی) توابع هدف افزایش می‌یابند که این افزایش به خصوص در افت فشار به نسبت دبی سیال سرد بیشتر می‌باشد، و بیان کننده این است که بخش بزرگی از افت فشار در قسمت سیال گرم درون مبدل حرارتی اتفاق می‌افتد. همچنین با بررسی تأثیر دبی سیال گرم بر بهینه سازی مبدل حرارتی، مشاهده شد که با افزایش دبی سیال گرم تعداد صفحات مبدل به نسبت حالت قبل (تأثیر دبی سیال سرد) افزایش بیشتری دارد چرا که به همان نسبت افت فشار در دبی‌های بالاتر از سیال گرم، افزایش چشم‌گیرتری خواهد داشت و مساحت کل مبدل حرارتی هم افزایش می‌یابد.
- در بررسی تأثیر فشار سیال کاری (سرد) اوپراتور بر روی بهینه سازی مبدل حرارتی مشاهده شد که با افزایش فشار سیال کاری دمای اشباع نیز افزایش می‌یابد، اما در بهینه سازی تغییرات چندانی قابل ملاحظه نبود و تنها با افزایش فشار تعداد صفحات کمتر شد و افت فشار افزایش یافت که این افت فشار در قیاس با افت فشار سیال کاری سنجیده شده است تا تابع هدف دیگر یعنی ضریب انتقال حرارت بیشتری در مبدل داشته باشیم. هر چند که با افزایش تعداد صفحات حالت بهینه دیگری در فشارهای بالاتر بدست آمد که افت فشار در مبدل حرارتی کمتر باشد.



### ۵-۳- پیشنهادات

برای ادامه و تکمیل مطالعه حاضر موارد زیر پیشنهاد می‌شود:

- بهینه سازی مبدل حرارتی به عنوان کندانسور در سیکل رانکین آلی و مقایسه نتایج حاصل با تحقیق حاضر
- بررسی طراحی بهینه مبدل حرارتی (اوپراتور) در سیکل رانکین آلی با منبع حرارتی دیگر نظیر دود اگزوز خروجی و ...
- طراحی بهینه مبدل حرارتی در سیکل رانکین آلی با سیالات آلی مختلف و تاثیر سیالات مختلف بر بهینه سازی آن
- طراحی بهینه اوپراتور سیکل رانکین آلی با مبدل حرارتی پوسته و لوله و مقایسه نتایج آن با تحقیق حاضر



## منابع

- [1] <http://www.iribnews.ir/fa/news>
- [2] Katsanos, C. O., D. T. Hountalas, and E. G. Pariotis. "Thermodynamic analysis of a Rankine cycle applied on a diesel truck engine using steam and organic medium." *Energy Conversion and Management* 60 (2012): 68-76.
- [3] Victor, Rachel Anne, Jin -Kuk Kim, and Robin Smith. "Composition optimisation of working fluids for organic Rankine cycles and Kalina cycles." *Energy* 55 (2013): 114-126.
- [4] Tchanche, B. F., et al. "Exergy analysis of micro-organic Rankine power cycles for a small scale solar driven reverse osmosis desalination system." *Applied Energy* 87.4 (2010):1295-1306.
- [5] Dai, Yiping, Jiangfeng Wang, and Lin Gao. "Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery." *Energy Conversion and Management* 50.3 (2009): 576-582.
- [6] Aghahosseini, S., and I. Dincer. "Comparative performance analysis of low temperature Organic Rankine Cycle (ORC) using pure and zeotropic working fluids." *Applied Thermal Engineering* 54.1 (2013): 35-42.
- [7] Xu, Junjun, et al. "Multi-criteria design optimization and screening of heat exchangers for a subcritical ORC." *Energy Procedia* 75 (2015): 1639-1645.
- [8] Ayub, Zahid H. "Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators." *Heat transfer engineering* 24.5 (2003): 3- 16.
- [9] Walraven, Daniël, Ben Laenen, and William D'haeseleer, (2014). "Comparison of shell-and- tube with plate heat exchangers for the use in low-temperature organic Rankine cycles." *Energy Conversion and Management* 87, 227-237.
- [10] <https://buildingplus.ir/services>
- [11] Mago P, Chamra L.M, Srinivasan K, Somayaji C, (2008) " An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids", *Applied Thermal Engineering* 28, 998–1007
- [12] Hettiarachchi M, Golubovic M, Worek W, (2007)," Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources", *Energy* 32, 1698 – 1706
- [13] Mikielewicz D & Mikielewicz J, (2010) " A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP", *Applied Thermal Engineering* 30, 2357-2362
- [14] Papadopoulos, Athanasios I., Mirko Stijepovic, and Patrick Linke. (2010). "On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles." *Applied thermal engineering* 30.6, 760-769.
- [15] Hung T.C, Wang S.K, Kuo C.H, Pei B.S, Tsai K.F, (2010), " A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources", *Energy* 35, 1403–1411
- [16] Desai, N. B., & Bandyopadhyay, S, (2009). "Process integration of organic Rankine cycle". *Energy*, 34(10), 1674-1686.

- [17] Ibarra, Mercedes, et al, (2014). "Performance of a 5kW e Organic Rankine Cycle at part-load operation." *Applied Energy* 120, 147-158.
- [18] Roy J.P, Misra A, (2012)," Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery" *Energy* 39, 227-235
- [۱۹] سید ابراهیم طاهری، کورورش جواهر ده و محمد نقاش زادگان. مهر ماه ۱۳۹۰. "بررسی پارامترهای مؤثر بر سیکل رنکین آلی (ORC) با سیالات خشک و تر به کمک منابع گرمایی دما پایین". سومین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک.
- [20] Wang Z.Q, Zhou N.J, Guo J, Wang X.Y, (2012), " Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat" *Energy* 40, 107-115
- [21] Zhu, Y., Hu, Z., Zhou, Y., Jiang, L., & Yu, L. (2015). Discussion of the internal heat exchanger's effect on the Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 75, 334-343.
- [22] Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Ma, S., & Dai, Y. (2013). Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source. *Energy*, 49, 356-365.
- [23] Meyer, D., Wong, C., Engel, F., & Krumdieck, S. (2013, November). Design and build of a 1 kilowatt organic Rankine cycle power generator. In *35th New Zealand Geothermal Workshop* (pp. 17-20).
- [24] Yan, Yi-Yie, Tsing-Fa Lin, and Bing-Chwen Yang. 1997. "Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger." *ASME 1997 Turbo Asia Conference*. American Society of Mechanical Engineers.
- [25] Rohmah, N., Pikra, G., Purwanto, A. J., & Pramana, R. I. (2015). The effect of plate spacing in plate heat exchanger design as a condenser in organic Rankine cycle for low temperature heat source. *Energy Procedia*, 68, 87-96.
- [26] Wildi-Tremblay, Philippe, and Louis Gosselin. (2007). "Minimizing shell-and-tube heat exchanger cost with genetic algorithms and considering maintenance." *International journal of energy research* 31.9 867-885.
- [27] Karellas, S., Schuster, A., & Leontaritis, A. D. (2012). Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design. *Applied Thermal Engineering*, 33, 70-76.
- [28] Vlasogiannis, P., Karagiannis, G., Argyropoulos, P., & Bontozoglou, V. (2002). Air-water two-phase flow and heat transfer in a plate heat exchanger. *International Journal of Multiphase Flow*, 28(5), 757-772.
- [29] Wang, L., & Sunden, B. (2003). Optimal design of plate heat exchangers with and without pressure drop specifications. *Applied Thermal Engineering*, 23(3), 295-311.
- [30] Najafi, H., Najafi, B., & Hoseinpoori, P. (2011). Energy and cost optimization of a plate and fin heat exchanger using genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 31(10), 1839-1847.
- [31] Gut, J. A., & Pinto, J. M. (2004). Optimal configuration design for plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(22), 4833-4848.
- [32] Mishra M, Das PK, Sarangi S (2009) Second law based optimisation of crossflow plate-fin heat exchanger design using genetic algorithm. *Appl Therm Eng* 29:2983–2989.

- [33] Najafi, H., & Najafi, B. (2010). Multi-objective optimization of a plate and frame heat exchanger via genetic algorithm. *Heat and Mass Transfer*, 46(6), 639-647.
- [34] Energy Information Administration. International energy outlook, USA; 2009.
- [35] Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. CRC press.
- [36] Collier, J. G., & Thome, J. R. (1994). *Convective boiling and condensation*. Clarendon Press.
- [37] Martin H. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. *Chem Eng Process* 1996;35(4):301–10.
- [38] Yan, Y. Y., & Lin, T. F. (1999). Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger. *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, 121, 118-127.
- [39] Wilkinson, W. L. (1974). Flow Distribution In Plate Heat-Exchangers. *Chemical Engineer-London*, (285), 289-292.
- [40] Sundén, B., & Manglik, R. M. (2007). *Plate heat exchangers: design, applications and performance* (Vol. 11). Wit Press.
- [41] Sterner, D., & Sunden, B. (2006). Performance of plate heat exchangers for evaporation of ammonia. *Heat Transfer Engineering*, 27(5), 45-55.
- [42] Kandlikar, S. G. (1999). *Handbook of phase change: boiling and condensation*. CRC Press.
- [43] Han D-H, Lee K-J, Kim Y-H. Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations. *Appl Therm Eng* 2003;23(10):1209–25.
- [44] Maizza, V., & Maizza, A. (2001). Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. *Applied thermal engineering*, 21(3), 381-390.
- [44] Holland JH. *Adaptation in nature and artificial systems: an introductory analysis with applications to biology, control and artificial intelligence*. Massachusetts: MIT Press; 1992.
- [45] Gen M, Cheng R. *Genetic algorithms and engineering optimization*. New York: John Wiley & Sons, Inc; 2000.
- [46] Azami, H., Mohammadi, K., & Hassanpour, H. (2011). An improved signal segmentation method using genetic algorithm. *Journal of Computer Applications*, 29(8), 5-9.

## Abstract

The rapid rise in world energy sources has led to a shortage of energy supplies and environmental pollution. Renewable energy sources can be a substitute for conventional energy sources, these sources include solar energy, geothermal or heat loss from industrial processes. The Organic Rankine Cycle (ORC) is recognized as an acceptable technology for converting thermal energy to electrical energy at low thermal sources, which is used in this cycle from organic fluids as working fluid. Since the heat exchangers within the organic Rankine cycle an important role in the cycle. As well as a significant proportion of the heat dissipation and the cost of the heat exchangers cycle so optimizing the heat exchanger in this cycle is important.

In this research, a plate heat exchanger as an evaporator in the organic Rankine cycle and R123 fluid has been selected as a working fluid. Water vapor with an inlet temperature of 150 ° C is considered as a hot fluid.

Here, we aimed to optimize the multi-objective plate heat exchanger using genetic algorithm to obtain the optimal design of geometric parameters, which resulted in the lowest pressure drop and maximum overall heat transfer coefficient is determined. Obviously, the two objective functions are opposite to each other, therefore, in this optimization method, the Pareto solution is used, which can be linked simultaneously between objective functions and geometric parameters of the heat exchanger according to the constraints, provide.

In this research, the sensitivity analysis of each of the geometric parameters (independent variables) has been investigated and the effect of each parameter on the objective functions has been investigated, which one of the important results of this study is that by increasing the number of plates, the pressure drop and the overall heat transfer coefficient decrease. Also the effects of heat exchanger performance parameters on optimum design of heat exchanger is studied. Including the parameters studied in this study is the mass flow rate of hot and cold fluids which with increases mass flow rate, total pressure loss and overall heat transfer coefficient increases, which the effect of this increase is far greater in the pressure drop and finally, in optimization using the genetic algorithm, the pressure drop can be reduced by increasing the number of plates.

**Keywords:** Organic Rankine Cycle, plate Heat Exchanger, Genetic Algorithm, Two-phase flow, pressure drop, total heat transfer coefficient



**Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering**  
**M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering**

**Primary design of the heat exchanger in organic Rankine cycle (ORC)  
for improve the electricity production from waste heat**

**Written by: Reza Mahmoodi Targhi**

**Supervisors**

**Dr. Mahmood Norouzi**

**Dr. Seyed Majid Hashemiyan**

**September 2017**