

الحمد لله الذي
خلقنا من
الحمم



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی-گرایش تکنولوژی انرژی

مدل سازی و بررسی تجربی عملکرد تک لوله‌ی گرمایی برای کاربردهای دما بالا

نگارنده:

بشیر زارع

اساتید راهنما:

دکتر محمد ضامن

دکتر مصطفی کاهانی

بهمن ۱۴۰۰



باسمه تعالی

فرمهای ارزشیابی پایان نامه کارشناسی ارشد
مربوط به ورودی‌های ۹۴ به بعد

مدیریت تحصیلات تکمیلی

شماره: ۳/۲۴۰۱/۱۵۹

تاریخ: ۱۴۰۱/۲/۱۲

ویرایش:

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

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای بشیر زارع با شماره دانشجویی ۹۷۰۸۴۳۴ رشته مهندسی سیستم‌های انرژی گرایش تکنولوژی انرژی تحت عنوان مدلسازی و بررسی تجربی عملکرد تکت لوله گرمایی برای کاربردهای دما بالا که در تاریخ ۱۴۰۰/۱۲/۰۹ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار شد به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

الف) درجه عالی: نمره ۱۹-۲۰ ☐ ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸-۱۸/۹۹ ☒ ج) درجه خوب: نمره ۱۶-۱۷/۹۹ ☐ د) درجه متوسط: نمره ۱۴-۱۵/۹۹ ☐ ه) کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد ☐ نوع تحقیق: ☒ نظری ☒ عملی			
عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر محمد ضامن	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم	دکتر مصطفی کاهانی	استادیار	
۳- استاد مشاور			
۴- استاد داور اول	دکتر اکبر ملکی	استادیار	
۵- استاد داور دوم	دکتر محمد حسین احمدی	دانشیار	
۶- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر احمد نظری	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر مهدی گردویی

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:



۱۴۰۱/۲/۱۰

تقدیم به پدر و مادرم:

خدای را بسی شاکرم که از روی کرم، پدر و مادری فداکار نسیم ساخته تا در سایه
درخت پر بار وجودشان بیایم و از ریشه آنها شاخ و برگ گیریم و از سایه
وجودشان در راه کسب علم و دانش تلاش نمایم. والدینی که بودنشان تاج
افتخاری است بر سرم و نامشان دلیلی است بر بودنم، چرا که این دو وجود، پس
از پروردگار، مایه هستی ام بوده اند دستم را گرفتند و راه رفتن را در این وادی
زندگی پر از فراز و نشیب آموختند. آموزگارانی که برایم زندگی، بودن و انسان
بودن را معنا کردند.



مَشْکَرِ قَلْبِی و لسانی خود را از اساتید عالی دکتَر محمد ضامن و دکتَر مصطفی کاظمی که
زحمَتِ راه‌نمایی این پایان‌نامه را عهده‌دار گردیدند و در تمامی مراحل انجام رساله
از راه‌نمایی‌های مَدبرانه ایشان استفاده نمودم ابراز می‌دارم و توفیقات روز افزون

ایشان را توأم با صحت و سعادت خواستارم...

همچنین از داوران کرامی که زحمت داورمی و این پایان نامه را دارند س

کمال سپاس را دارم.

خالصانه از تمامی اساتید و معلمان و مدرسانی که در مقاطع مختلف تحصیلی به من علم

آموخته و مرا از سرچشمه دانایی سیراب کرده اند تشکر می‌کنم.

تعمدنامه

اینجانب بشیر زارع دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم‌های انرژی گرایش تکنولوژی انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه مدل‌سازی و بررسی تجربی عملکرد تک لوله‌ی گرمایی برای کاربردهای دما بالا تحت راهنمایی دکتر محمد ضامن و دکتر مصطفی کاهانی 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: ۱۴۰۰/۱۲/۹

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.

چکیده

تحقیقات و مطالعات نسبتاً کمی در زمینه‌ی بازیابی حرارت با لوله گرمایی دما بالا به خصوص در مورد جایگزینی تبادله‌گرهای حرارتی لوله گرمایی به‌جای ژانگستروم در نیروگاه‌های بخاری صورت گرفته است. دمای دود عبوری از ژانگستروم نیروگاه بخار ۳۲۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. با ارزیابی فنی و دقیق پارامترهای مهم در طراحی لوله گرمایی را می‌توان تعیین نمود، و از آنها در بازیافت انرژی در صنعت و همچنین جایگزینی ژانگستروم در نیروگاه‌های بخار استفاده نمود. بدین منظور، لوله گرمایی از جنس استیل ۳۰۴ و سیال عامل مناسب که یک روغن ویژه مخصوص دما بالا می‌باشد استفاده شده است. در این مطالعه یک مجموعه از پارامترهایی نظیر دمای دود عبوری از تبخیرکننده در پنج سطح ۲۷۵، ۳۰۰، ۳۲۵، ۳۵۰ و ۳۷۵ درجه سانتی‌گراد، نسبت ابعاد در سه سطح ۱۱، ۱۸، ۲۵ و نسبت پرشدن لوله گرمایی در چهار سطح ۳۰، ۵۰، ۷۰، ۹۰ درصد به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین علاوه بر بررسی محدودیت عملیاتی لوله گرمایی، یک مدل حرارتی برای شبیه سازی رفتار لوله گرمایی در این پژوهش ارائه گردیده است.

با افزایش نسبت پرشدن در لوله گرمایی، عملکرد حرارتی سیستم در تمامی نسبت‌های ابعادی مورد بررسی کاهش می‌یابد. بهترین عملکرد لوله گرمایی در آزمایش‌ها در نسبت پرشدن ۳۰٪، نسبت ابعادی ۱۸ و در دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد بدست آمده است. در این شرایط بهینه، نرخ انتقال حرارت برابر ۲۶۲/۱۳ وات و مقاومت حرارتی ترموسیفون ۰/۴۱ سانتی‌گراد به وات می‌باشد. مدل حرارتی پیشنهادی به خوبی و با خطای ۲۱ درصد، رفتار حرارتی سیستم را شبیه سازی می‌کند.

کلمات کلیدی: ترموسیفون دما بالا، بازیابی حرارت، نسبت پرشدن، نسبت ابعادی، عملکرد حرارتی

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

فهرست مطالب

ث	فهرست جداول
ج	فهرست اشکال
خ	فهرست علائم
۱	فصل ۱: لوله‌های گرمایی دما متوسط و بالا
۲	۱-۱ مقدمه
۲	۱-۲ معرفی لوله گرمایی
۶	۱-۲-۱ انتخاب سیال عامل
۷	۱-۲-۲ انتخاب محفظه‌ی کاری
۸	۱-۲-۳ انواع لوله گرمایی
۱۵	۱-۲-۴ کاربردهای صنعتی ترموسیفون
۱۹	فصل ۲ مروری بر تحقیقات پیشین
۲۰	۲-۱ مقدمه
۲۰	۲-۲ مروری بر تحقیقات گذشته
۳۲	۲-۳ اهداف و نوآوری پژوهش
۳۳	فصل ۳ مدل‌سازی و بررسی محدودیت‌های عملیاتی سیستم لوله گرمایی
۳۴	۳-۱ مقدمه
۳۴	۳-۲ مدل‌سازی ریاضی لوله گرمایی

۳۷..... ۳-۲-۱ مدل‌های مقاومت‌های حرارتی

۴۲..... ۳-۲-۲ محدودیت‌های عملیاتی ترموسیفون

۴۷ فصل ۴ ساخت دستگاه آزمایشگاهی و روش انجام آزمایش‌ها

۴۸..... ۴-۱ مقدمه

۴۸..... ۴-۲ ساخت لوله گرمایی

۵۰..... ۴-۳ ساخت چگالنده

۵۵..... ۴-۴ ساخت استراکچر

۵۶..... ۴-۵ انتخاب سیال عامل

۵۷..... ۴-۶ سیستم گردش آب

۶۰..... ۴-۷ مشعل احتراق

۶۱..... ۴-۸ خلأ ترموسیفون

۶۲..... ۴-۹ ستاپ آزمایشگاهی

۶۴..... ۴-۱۰ راه اندازی ترموسیفون

۶۵..... ۱۱-۴ روش انجام آزمایش

۶۷..... ۴-۱۲ تجهیزات اندازه‌گیری

۶۷..... ۴-۱۲-۱ لوله تغذیه

۶۸..... ۴-۱۲-۲ ترموکوپل

۶۹..... ۴-۱۲-۳ دوربین حرارتی

۷۰..... ۴-۱۳ آنالیز خطا

۷۲..... ۴-۱۴ نمونه آزمایش

۷۳..... ۴-۱۵ محاسبه محدودیت‌های عملیاتی سیستم

۷۸..... ۵-۱ مقدمه

۷۸..... ۵-۲ نتایج تجربی

۷۸..... ۵-۲-۱ $AR=11$ در

۸۲..... ۵-۲-۲ $AR=18$ در

۸۵..... ۵-۲-۳ $AR=25$ در

۸۸..... ۵-۲-۴ مقایسه نتایج آزمایشگاهی

۹۰..... ۵-۳ نتایج مدل سازی

۹۳..... فصل ۶ نتیجه گیری و پیشنهادات

۹۴..... ۶-۱ جمع بندی و نتیجه گیری

۹۵..... ۶-۲ پیشنهادات

۹۶..... پیوست

۹۷..... مراجع

فهرست جداول

جدول ۱-۱: سازگاری سیال عامل و محفظه‌ی کاری [۴].....	۷
جدول ۱-۳: مقادیر مقاومت‌ها در ترموسیفون [۳].....	۳۶
جدول ۱-۴: خواص روغن استفاده شده در مدل‌سازی.....	۵۷
جدول ۲-۴: آزمایش‌های صورت گرفته بر روی ترموسیفون.....	۷۳
جدول ۳-۴: محاسبه حدهای عملیاتی برای هر آزمایش.....	۷۳
جدول ۴-۴: محدوده تغییرات محدودیت‌های عملیاتی سیستم.....	۷۶

فهرست اشکال

شکل ۱-۱: شماتیک لوله گرمایی [۲].....	۴
شکل ۲-۱: شماتیک لوله گرمایی در زوایه دلخواه [۲].....	۵
شکل ۳-۱: شماتیک طراحی لوله گرمایی [۳].....	۶
شکل ۴-۱: شماتیک لوله گرمایی ترموسیفون [۶].....	۹
شکل ۵-۱: شماتیک لوله گرمایی فیتیلهدار [۶].....	۱۰
شکل ۶-۱: شماتیک لوله گرمایی محفظه بخار [۶].....	۱۱
شکل ۷-۱: شماتیک لوله گرمایی دوار [۶].....	۱۲
شکل ۸-۱: شماتیک لوله گرمایی گازدار [۶].....	۱۳
شکل ۹-۱: شماتیک لوله گرمایی حلقوی [۶].....	۱۴
شکل ۱۰-۱: شماتیک تبادله گر حرارتی [۳].....	۱۵
شکل ۱۱-۱: شماتیک اجاق پخت نان را با کمک فن آوری لوله گرمایی ترموسیفون [۳].....	۱۶
شکل ۱۲-۱: شماتیک بخاری های ترموسیفونی در مخازن [۳].....	۱۷
شکل ۱۳-۱: شماتیک خنک کننده ی دما بالا [۳].....	۱۸
شکل ۱-۲: شماتیک قرارگیری لوله ترموسیفون در نیروگاه هسته ای [۱۰].....	۲۲
شکل ۲-۲: شماتیک ترموسیفون و دیگر اجزای سیستم [۱۱].....	۲۳
شکل ۳-۲: مقایسه داده های تجربی و مدل برای ترموسیفون A برای ۴۸۵ وات [۱۱].....	۲۳
شکل ۴-۲: مقایسه داده های تجربی و مدل برای ترموسیفون B برای ۴۸۵ وات [۱۱].....	۲۴
شکل ۵-۲: شماتیک ترموسیفون و نحوه ی جانمایی ترموکوپل ها [۱۲].....	۲۵
شکل ۶-۲: مقایسه بین رابطه تئوری ارائه شده و نتایج تجربی [۱۳].....	۲۶
شکل ۷-۲: شماتیک محدودیت های لوله گرمایی [۲۰].....	۲۸
شکل ۸-۲: شماتیک لوله گرمایی دما بالا و جانمایی ترموکوپل ها [۲۱].....	۲۹
شکل ۹-۲: مقایسه ضریب انتقال حرارت در نسبت پرشدن مختلف [۲۲].....	۳۰
شکل ۱۰-۲: نمودار مقایسه محدودیت های تجربی و تئوری [۲۵].....	۳۱
شکل ۱-۳: شماتیک مدار حرارتی ترموسیفون [۳].....	۳۵
شکل ۱-۴: انتهای بسته شده لوله استیل.....	۴۹
شکل ۲-۴: اتصال رابط یک سر رزوه دار به ترموسیفون.....	۴۹
شکل ۳-۴: شیر به کار رفته در ترموسیفون.....	۵۰
شکل ۴-۴: سه راهی به کار رفته در ترموسیفون.....	۵۰
شکل ۵-۴: فشارسنج به کار رفته در ترموسیفون.....	۵۰

- شکل ۴-۶: لوله‌ی فولادی به کار رفته به عنوان چگالنده ترموسیفون ۵۱
- شکل ۴-۷: نمایی از کندانسور جوش داده شده به ترموسیفون ۵۲
- شکل ۴-۸: ترموسیفون ساخته شده ۵۴
- شکل ۴-۹: جانمایی مشعل و پایه‌گذاری برای لوله افقی ۵۵
- شکل ۴-۱۰: لوله ۳ اینچی استفاده شده در استراکچر ۵۶
- شکل ۴-۱۱: پمپ استفاده شده در آزمایش‌ها ۵۸
- شکل ۴-۱۲: مخزن آب ۵۰ لیتری استفاده شده در آزمایش‌ها ۵۹
- شکل ۴-۱۳: شیر به کار رفته جهت تنظیم دبی آب ۶۰
- شکل ۴-۱۴: مشعل به کار برده شده در آزمایش‌ها ۶۱
- شکل ۴-۱۵: پمپ خلا به کار برده شده در آزمایش‌ها ۶۲
- شکل ۴-۱۶ الف: شماتیک، ب: تصویر ستاپ آزمایشگاهی ساخته شده ۶۴
- شکل ۴-۱۷: شماتیک ترموسیفون و موقعیت قرارگیری نقاط ثبت دما ۶۶
- شکل ۴-۱۸: دماهای ثبت شده با دوربین حرارتی از بخش‌های مختلف ترموسیفون ۶۷
- شکل ۴-۱۹: بورت استفاده شده در آزمایش‌ها ۶۷
- شکل ۴-۲۰: دماسنج استفاده شده در آزمایش‌ها ۶۸
- شکل ۴-۲۱: سنسور و کنترل‌کننده دمای به کار رفته در آزمایش‌ها ۶۹
- شکل ۴-۲۲: دوربین حرارتی استفاده شده در آزمایش‌ها ۷۰
- شکل ۵-۱: نمودار دما در طول ترموسیفون برای دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد ۸۰
- شکل ۵-۲: نمودار انتقال حرارت به آب در دماهای مختلف و نسبت پرشدن‌های متفاوت ۸۱
- شکل ۵-۳: نمودار مقاومت ترموسیفون در نسبت‌های پرشدن متفاوت و دماهای مختلف ۸۲
- شکل ۵-۴: نمودار دما در طول ترموسیفون برای دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد ۸۳
- شکل ۵-۵: نمودار انتقال حرارت به آب در دماهای مختلف و نسبت پرشدن‌های متفاوت ۸۴
- شکل ۵-۶: نمودار مقاومت ترموسیفون در نسبت‌های پرشدن متفاوت و دماهای مختلف ۸۴
- شکل ۵-۷: نمودار دما در طول ترموسیفون برای دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد ۸۶
- شکل ۵-۸: نمودار انتقال حرارت به آب در دماهای مختلف و نسبت پرشدن‌های متفاوت ۸۷
- شکل ۵-۹: نمودار مقاومت ترموسیفون در نسبت‌های پرشدن متفاوت و دماهای مختلف ۸۸
- شکل ۵-۱۰: نمودار مقایسه‌ای انتقال حرارت به آب در حالت‌های مختلف در دمای عملیاتی ۸۹
- شکل ۵-۱۱: نمودار مقایسه‌ای انتقال حرارت به آب در حالت‌های مختلف در دمای عملیاتی ۸۹
- شکل ۵-۱۲: نمودار مقایسه بین مقادیر تجربی و تئوری ۹۱
- شکل ۵-۱۳: نمودار مقایسه بین مقادیر تجربی و تئوری ۹۲

فهرست علائم

واحد	نماد	پارامتر
m	A	مساحت
-	AR	نسبت ابعاد
-	Bo	عدد باند
$kJ/kg.K$	C_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت
$kJ/kg.K$	C_v	ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت
-	C_w	پارامتر بی بعد
m	d_i	قطر داخلی
m	d_o	قطر خارجی
-	FR	نسبت پرشدن
m/s^2	g	ثابت گرانشی
$w/m^2.k$	h	ضریب انتقال گرمای جابجایی
$w/m.k$	K	ضریب رسانایی گرما
-	Ku	عدد کوتاتلادزه
m	L	طول
g/mol	M_w	جرم مولکولی
Kg/s	$\dot{m}$	دبی جرمی
k	T	دما
pa	P	فشار
-	Pr	عدد پرانتل
W	q	مقدار حرارت منتقل شده
J/K^1mol^1	R_o	ثابت جهانی گازها
k/w	R	مقاومت حرارتی
-	Re	عدد رینولدز
m	r	شعاع
m^3	V	حجم
degree	β	زاویه لوله نسبت به افق
$N.s/m^2$	μ	ویسکوزیته
N/m	σ	کشش سطحی

m^3/kg	v	حجم مخصوص
Kg/m^3	ρ	چگالی
-	γ	نسبت ظرفیت گرمایی
زیرنویس		مفهوم
a		آدیاباتیک
ac		طول مقطع آدیاباتیک با قطر چگالنده
ae		طول مقطع آدیاباتیک با قطر تبخیرکننده
atm		اتمسفر
boi		حد جوشش
c		چگالنده
$crit$		بحرانی
dry		خشک شدن
e		تبخیرکننده
ef		مؤثر
ent		حد طغیان
l		حالت مایع
lv		تغییر حالت مایع به گاز و بالعکس
max		ماکزیمم
rad		شعاعی
son		حد صوتی
v		حالت بخار
vc		بخش چگالنده
ve		بخش تبخیرکننده
vis		ویسکوزیته
w		دیواره

فصل ۱ : لوله های گرمایی دما متوسط و بالا

۱-۱ مقدمه

یکی از راه‌های کاهش آلودگی زیست محیطی مصرف کمتر سوخت‌های فسیلی می‌باشد. از لوله‌های گرمایی که یک تبادله‌گر حرارتی تمام اتوماتیک برای انتقال حرارت با کمترین افت انرژی می‌باشد، به عنوان یک راه حل موثر در انتقال حرارت به ویژه در کاربردهای حرارتی دما بالا که نمی‌توان از تبادله‌گرهای سنتی جهت رفع مشکل حرارتی استفاده نمود، استفاده می‌گردد که به نوعی باعث صرفه جویی در مصرف انرژی و سوخت فسیلی می‌شود.

۱-۲ معرفی لوله گرمایی

ایده اولیه لوله گرمایی در سال ۱۹۴۴ توسط گوگلر^۱ و در ۱۹۶۲ توسط ترفن^۲ مورد توجه قرار گرفت. گوگلر یک دستگاه انتقال حرارت بسیار سبک را ثبت نمود که در اصل یک ارائه اولیه از لوله گرمایی می‌باشد. لوله گرمایی توسط ترفن در سال ۱۹۶۲ در قالب درخواست ثبت اختراع پیشنهاد گردید و تا سال ۱۹۶۴ زمانی که جورج گروو^۳ و همکارانش در آزمایشگاه ملی لوس آلاموس^۴ به طور مستقل مفهوم مشابهی را برای برنامه‌های فضایی و کاربردی ابداع کردند، مورد توجه و انتشار عمومی قرار نگرفت. در نهایت این گروو بوده است که رضایت بخش‌ترین و ساده‌ترین دستگاه انتقال حرارت را (لوله گرمایی) نامید و برنامه‌های کاربردی آن را توسعه داده است [۱].

لوله‌های گرمایی دستگاه‌های انتقال حرارت دوفازی هستند که در آن فرآیندهای مایع به بخار و بالعکس بین بخش‌های تبخیرکننده^۵ و چگالنده^۶ با هدایت حرارتی مؤثر بالا در گردش هستند. با توجه به ظرفیت بالای انتقال حرارت در لوله‌های گرمایی در جابجایی شارهای حرارتی زیاد، تبادله‌گرهای حرارتی

¹ Gaugler

² Trefethen

³ George Grove

⁴ Los Alamos National Laboratory

⁵ Evaporator

⁶ Condenser

با لوله‌های گرمایی از نظر ابعادی کوچک‌تر از تبادله‌های حرارتی سنتی معرفی می‌گردند. با انتقال حرارت به سیال عامل^۱ در یک لوله گرمایی، می‌توان گرما را در بخش تبخیرکننده جذب کرد و به بخش چگالنده انتقال داد. تکنولوژی لوله‌های گرمایی کاربردهای فزاینده‌ای در افزایش عملکرد تبادله‌های حرارتی از جمله میکروالکترونیک‌ها یافته است. که می‌توان به صرفه‌جویی در انرژی، سیستم‌های گرمایش، تهویه مطبوع (اتاق‌های عمل، مراکز جراحی، هتل‌ها، اتاق‌های تمیز و غیره)، سیستم‌های تنظیم دما برای بدن انسان و سایر بخش‌های صنعتی از جمله فضاپیماها و انواع فناوری‌های راکتور هسته‌ای به عنوان یک دستگاه خنک‌کننده کاملاً ذاتی اشاره نمود [۲].

گرمای اضافه شده به بخش تبخیرکننده از طریق هدایت حرارتی به سیال عامل منتقل می‌شود و باعث تبخیر سیال عامل در سطح ساختار مویرگی^۲ (فیتیل) می‌گردد. با تبخیر شدن سیال عامل، فشار بخار موضعی در بخش تبخیرکننده افزایش می‌یابد و بخار به سمت چگالنده منتقل می‌شود که در نتیجه گرمای نهان تبخیر^۳ را منتقل می‌کند. از آنجا که انرژی از قسمت چگالنده به محیط منتقل می‌شود، بخار با آزاد کردن گرمای نهان در بخش چگالنده تبدیل به مایع شده و به بخش تبخیرکننده بر می‌گردد. مزیت لوله‌های گرمایی نسبت به سایر روش‌های متداول برای انتقال گرما، مانند یک چاه حرارتی^۴ است. یک لوله گرمایی می‌تواند رسانایی حرارتی بسیار بالایی در عملکرد حالت پایدار داشته باشد. از این رو، یک لوله گرمایی می‌تواند مقدار زیادی گرما را در طول نسبتاً طولانی با اختلاف دما نسبتاً کوچک منتقل کند. لوله گرمایی با سیالات مایع فلزی می‌تواند رسانایی حرارتی هزار برابر بهتر از بهترین رساناهای فلزی جامد همچون نقره یا مس داشته باشد. در یک لوله گرمایی، انرژی با استفاده از تغییر فاز ماده به جای گرادیان درجه حرارت زیاد و بدون نیروی خارجی منتقل می‌شود. همچنین، مقدار انرژی منتقل شده از طریق یک سطح مقطع کوچک در لوله‌های گرمایی، بسیار بیشتر از ضریب رسانایی یا جابجایی است.

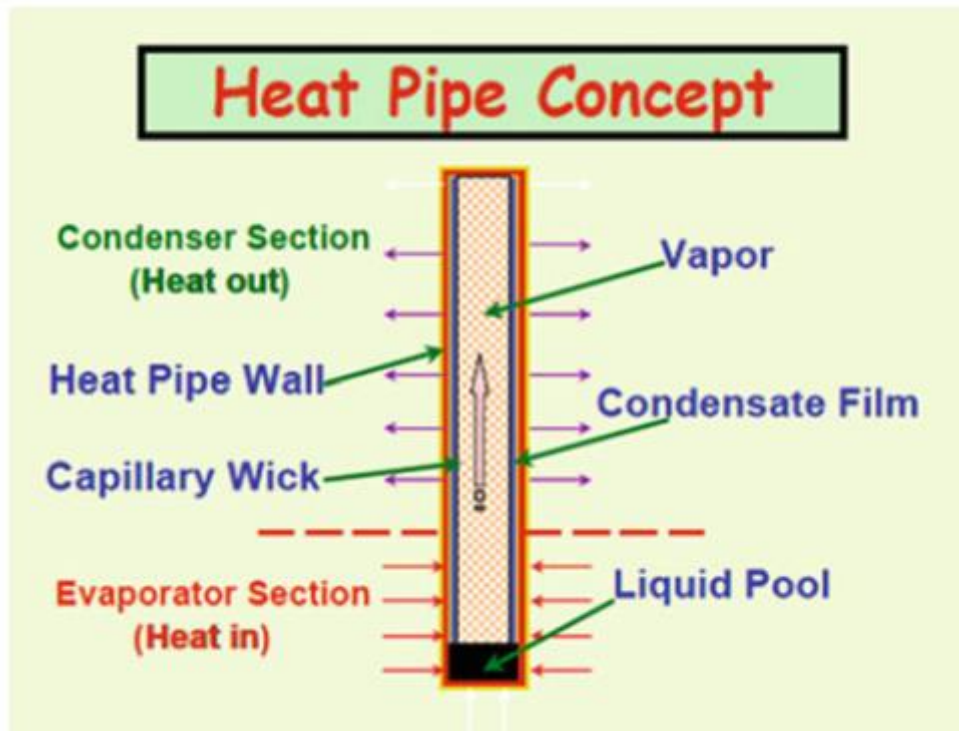
¹ Working fluid

² Wick

³ Latent heat

⁴ Heat sink

لوله‌های گرمایی ممکن است در طیف وسیعی از درجه حرارت‌ها با انتخاب سیال عامل مناسب کار کنند، در شکل ۱-۱ نمای کلی از یک لوله گرمایی نشان داده شده است [۲].



شکل ۱-۱: شماتیک لوله گرمایی [۲]

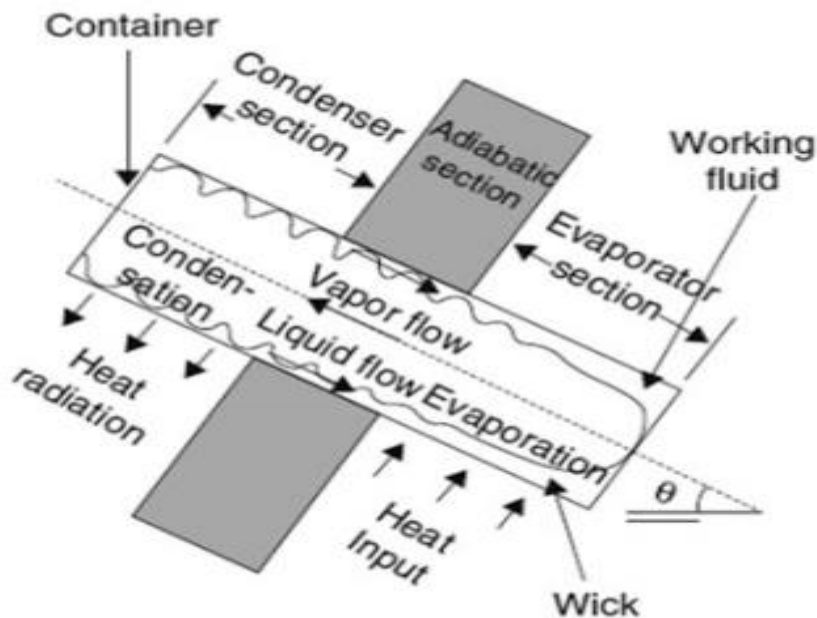
دمای کار یک لوله گرمایی با توجه به نوع سیال عامل مورد استفاده و جنس لوله به کار رفته، طراحی و تعیین می‌شود. آن‌ها غالباً "ابرسانا" گرما نامیده می‌شوند، زیرا دارای ظرفیت و سرعت انتقال حرارت خارق‌العاده و تقریباً بدون اتلاف گرما هستند. لوله گرمایی شامل یک لوله توخالی مهر و موم شده با سه ناحیه، تبخیرکننده، چگالنده و آدیاباتیک است [۱].

در لوله‌های گرمایی در سطح داخلی لوله از ساختاری مویرگی به نام فیتیل استفاده شده است که فیتیل نیروی موینگی را برای برگشت میعان‌ات به بخش تبخیرکننده فراهم می‌کند. کیفیت و نوع فیتیل معمولاً عملکرد لوله گرمایی را تعیین می‌کند چرا که قلب سیستم می‌باشد. بسته به کاربردی که لوله گرمایی برای آن در نظر گرفته می‌شود، انواع مختلف فیتیل وجود دارد. طیف سیالات عامل لوله‌های گرمایی از سرمازا تا فلزات مایع گسترش می‌یابد، لوله‌های گرمایی می‌توانند هم به صورت عمودی، افقی و

هم در زوایای دلخواه نصب و با توجه به عملکرد آن کار کنند.

در شکل ۲-۱ نمونه‌ای از لوله گرمایی را نشان داده است که می‌تواند در زوایای دلخواه به کار خود

ادامه دهد [۱].



شکل ۲-۱: شماتیک لوله گرمایی در زوایه دلخواه [۲]

ترموسیفون‌ها یک نوع از لوله‌های گرمایی تلقی می‌گردند که فاقد فتیله می‌باشند و لذا برگشت مایع از بخش چگالنده به بخش تبخیرکننده توسط نیروی جاذبه صورت می‌گیرد. قبل از ساخت لوله گرمایی در آزمایشگاه، باید مدل‌سازی و طراحی صورت گیرد. که اغلب از طریق یک مطالعه تجربی مورد بررسی قرار می‌گیرد که در شکل ۳-۱ شماتیک طراحی این روش نشان داده شده است [۳].



شکل ۱-۳: شماتیک طراحی لوله گرمایی [۳]

۱-۲-۱ انتخاب سیال عامل

یکی از مهم‌ترین پارامترهای طراحی ترموسیفون انتخاب سیال عامل آن می‌باشد. نکاتی که در ادامه به آن‌ها پرداخته شده است از مهم‌ترین پارامترهای انتخاب سیال عامل محسوب می‌شوند [۳].

- محدوده کارکرد سیال عامل
- سازگاری شیمیایی بین سیال عامل در حال گردش و جداره لوله
- ثبات
- فشار بخار
- گرمای نهان تبخیر
- مسمومیت^۱
- رسانایی گرمایی^۲
- کشش سطحی^۳
- ویسکوزیته^۴

^۱ Toxicity

^۲ Thermal conductivity

^۳ Surface tension

^۴ Viscosity

• مرطوب بودن و غیره

۲-۱-۲ انتخاب محفظه‌ی کاری

انتخاب جنس لوله (محفظه) پارامتر بسیار مهمی در طراحی ترموسیفون‌ها به شمار می‌رود. جنس محفظه باید به گونه‌ای باشد که با سیال عامل و محیطی که در آن قرار دارد سازگاری کامل را داشته باشد. تا نیازهای مقاومت حرارتی ترموسیفون را برآورده سازد. سیال عامل در حال گردش و جنس محفظه نباید از نظر شیمیایی با هم وارد واکنش شیمیایی گردند. تا از تولید گازهای گاه‌ها سمی و غیرقابل چگال جلوگیری به عمل آید. جدول ۱-۱ بر اساس اطلاعات ارائه شده توسط ری و همکاران^۱ [۴] و فغری^۲ [۵]، فهرستی از سازگاری بین مواد پوشش معمولی و مایعات کار را نشان می‌دهد.

جدول ۱-۱: سازگاری سیال عامل و محفظه‌ی کاری [۴]

سیال عامل	سازگاری	ناسازگاری
آمونیاک	آلومینیوم، استیل، نیکل، فولاد ضدزنگ	مس
استون	مس، سیلیس، آلومینیوم، فولاد ضدزنگ	
متانول	مس، فولاد ضدزنگ، فولاد کربن ^۳ ، سیلیس	آلومینیوم
جیوه	فولاد ضدزنگ	نیکل، اینکونل ^۴ ، تیتانیوم، نیوبیم ^۵
آب	مس، مونل ^۶ ، سیلیس، نیکل، فولاد ضدزنگ، فولاد کربن	فولاد ضدزنگ، فولاد کربن، آلومینیوم، سیلیس، اینکونل، نیکل
دوترم آ ^۷	سیلیس، فولاد ضدزنگ	
نفتالین	فولاد کربن، فولاد ضدزنگ	

¹ Reay et al.

² Faghri et al.

³ Carbon Steel

⁴ Inconel

⁵ Niobium

⁶ Monel

⁷ Dowtherm A

تیتانیوم	فولاد ضدزنگ، اینکونل	پتاسیم
تیتانیوم	فولاد ضدزنگ، اینکونل	سدیم
رنیوم ^۱	تنگستن، تانتالیوم ^۲	نقره

۳-۲-۱ انواع لوله گرمایی

لوله‌های گرمایی می‌توانند با سطوح مختلف مقطعی به اندازه ۳۰ میکرومتر عرض، ۸۰ میکرومتر عمق و ۱۹/۷۵ میلی‌متر طول (لوله‌های میکروگرمایی) یا به طول ۱۰۰ متر طراحی و ساخته شوند [۶].

۱-۲-۳-۱ لوله گرمایی ترموسیفون^۳

یک ترموسیفون بسته دوفازی، یک لوله گرمایی بدون فتیل به کمک گرانش است که قسمت چگالنده در بالای تبخیرکننده قرار دارد به‌طوری که میعان‌ات بر اثر نیروی گرانش برگشت داده می‌شوند، که در شکل ۴-۱ نشان داده شده است [۶].

۱-۲-۳-۱ لوله گرمایی فیتیل‌دار^۴

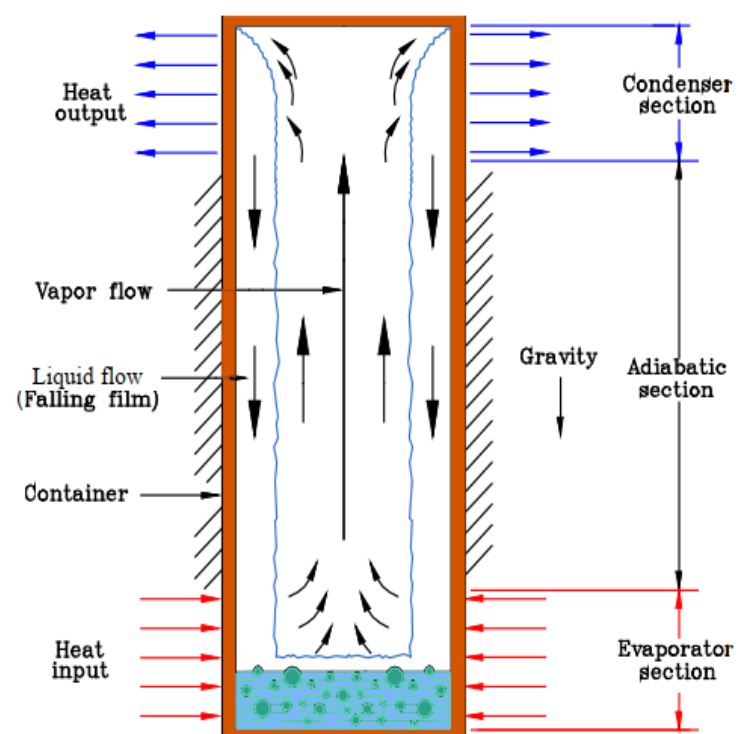
لوله گرمایی فیتیل‌دار (لوله‌های گرمایی معمولی) که در آن‌ها فتیل‌های در شعاع داخلی دیواره لوله قرار می‌گیرد که هدف از فتیل تهیه یک پمپ موینگی برای بازگشت میعان‌ات به بخش تبخیرکننده است، که در شکل ۵-۱ نشان داده شده است [۶].

¹ Rhenium

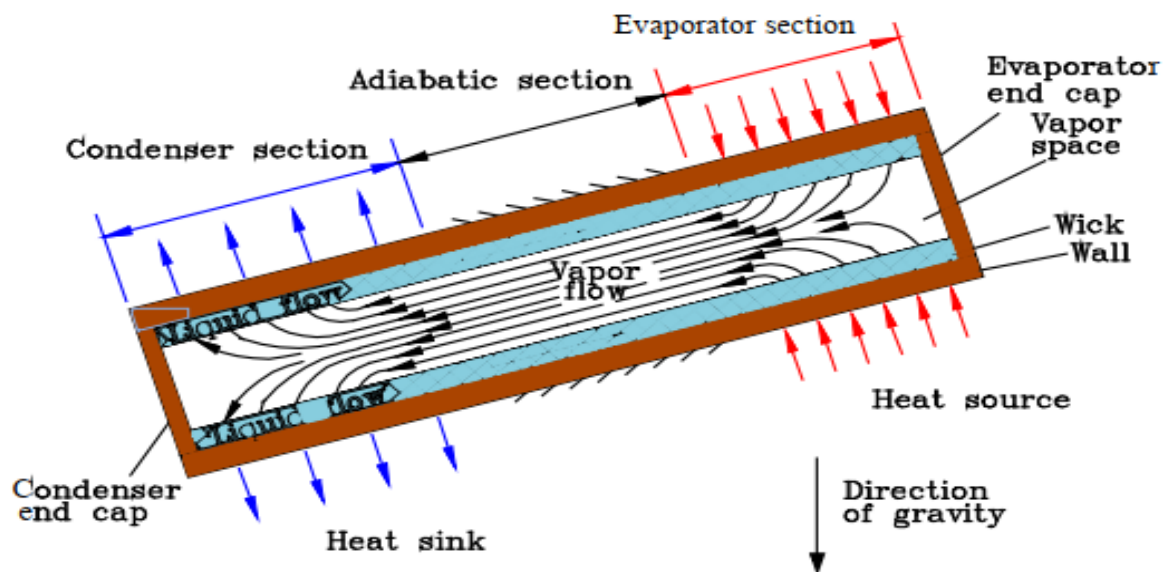
² Tantalum

³ Two-Phase Closed Thermosyphon

⁴ Capillary-Driven



شکل ۱-۴: شماتیک لوله گرمایی ترموسیفون [۶]

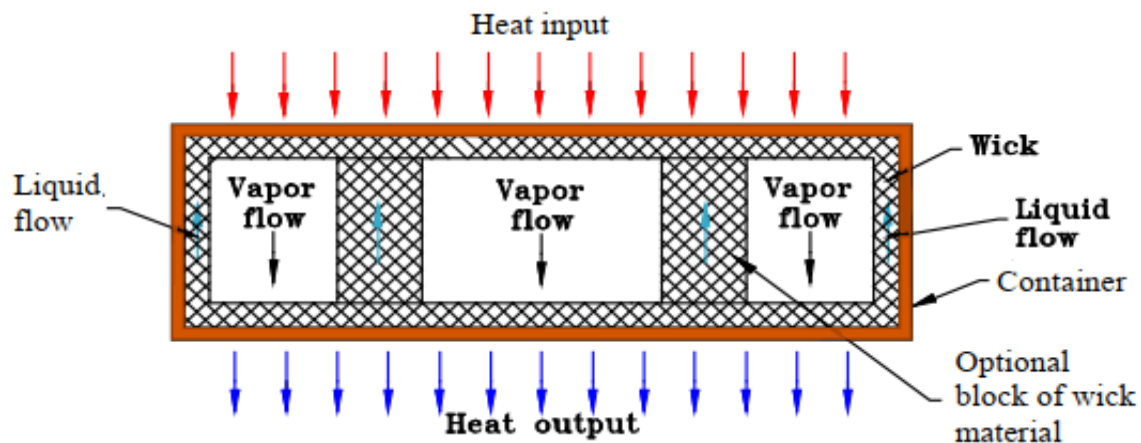


شکل ۱-۵: شماتیک لوله گرمایی فیتیله‌دار [۶]

۱-۲-۳-۲ لوله گرمایی محفظه بخار^۱

در این لوله‌های گرمایی بلوک‌های فتیله‌ای اضافی بین تبخیرکننده و چگالنده قرار دارد که به بازگشت میعان‌ات کمک می‌کنند، به ویژه هنگامی که چگالنده در جاذبه، زیر تبخیرکننده قرار بگیرد. اگر چگالنده بالای تبخیرکننده باشد، نیازی به فتیله در قسمت چگالنده نیست (شکل ۱-۶)، زیرا میعان‌ات روی صفحه فوقانی دوباره به سمت تبخیرکننده چکه می‌کند. با این حال، یک فتیله روی قسمت تبخیرکننده لازم است تا مایع را به‌طور یکنواخت در تمام سطح پخش کند تا از خشک شدن جلوگیری شود. این نوع لوله‌های گرمایی در سیستم‌های خنک‌کننده الکترونیکی، مانند رایانه‌های رومیزی استفاده می‌شوند [۶].

^۱ Vapor Chamber

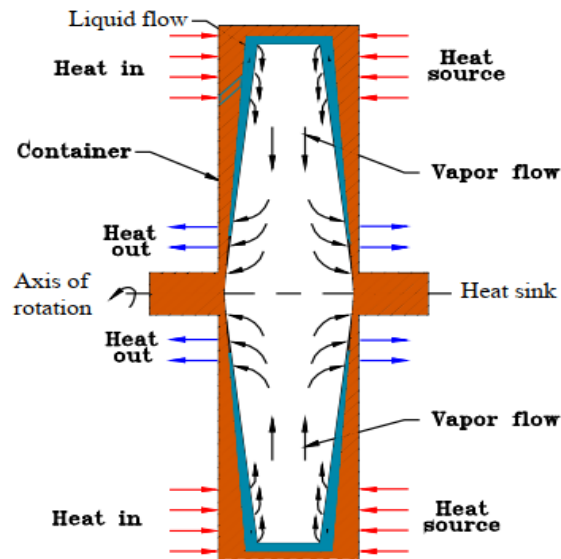


شکل ۱-۶: شماتیک لوله گرمایی محفظه بخار [۶]

۱-۲-۳-۳ لوله گرمایی دوار^۱

لوله‌های گرمایی دوار استوانه‌ای همانند لوله‌های گرمایی استوانه‌ای معمولی عمل می‌کنند با این تفاوت که معمولاً از مخروط‌های داخلی برای کمک به برگشت میعان‌ات به تبخیرکننده با نیروی گریز از مرکز استفاده می‌شود. در شکل ۱-۷ نمونه‌ای از این لوله گرمایی آورده شده است [۶].

^۱ Rotating Heat Pipe

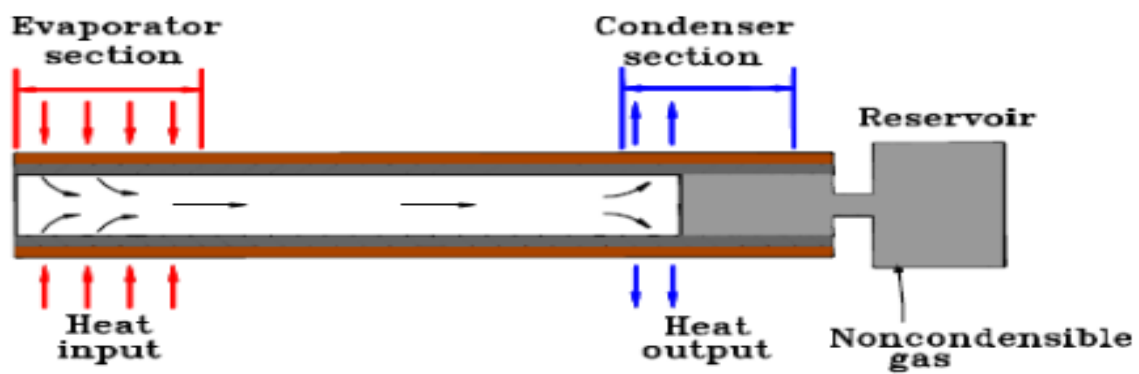


شکل ۷-۱: شماتیک لوله گرمایی دوار [۶]

۱-۲-۳-۴ لوله گرمایی گاز دار^۱

لوله گرمایی گازدار، که در شکل ۸-۱ نشان داده شده است، همان لوله گرمایی فیتیله دار یا ترموسیفون دوفازی است، با این تفاوت که یک گاز غیر قابل حل به فضای بخار وارد می شود. در حین کار، این گاز در بخار سیال عامل حل نمی شود و به سبب فشار بخار سیال عامل این گاز متراکم شده، که با عقب رانده شدن این گاز، سطح تبادل انتقال حرارت در بخش چگالنده افزایش می یابد [۶].

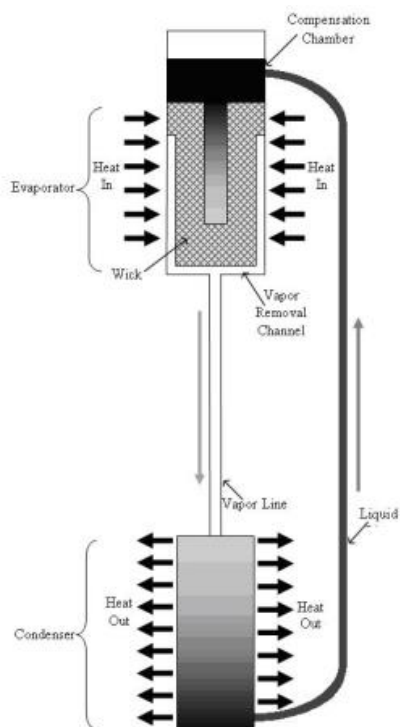
¹ Gas-Loaded Heat Pipe



شکل ۱-۸: شماتیک لوله گرمایی گازدار [۶]

۵-۳-۱ لوله گرمایی حلقوی^۱

^۱ Loop Heat Pipe



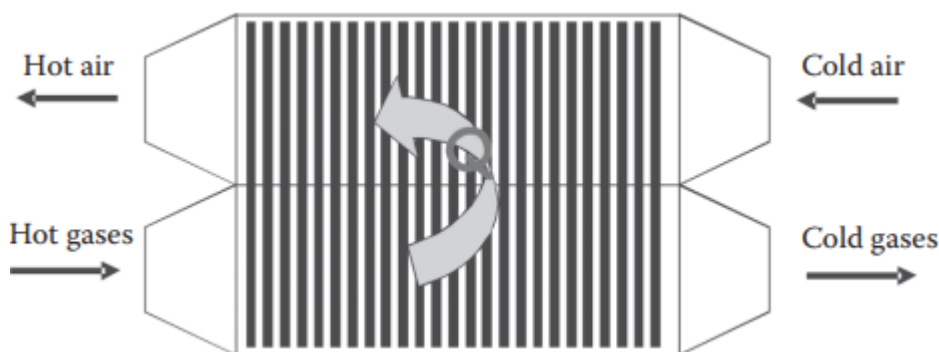
شکل ۹-۱: شماتیک لوله گرمایی حلقوی [۶]

لوله گرمایی حلقوی در ساده‌ترین شکل خود در شکل ۹-۱ شامل تبخیرکننده، محفظه جبران، چگالنده و خطوط مایع و بخار است. فتیل‌ها فقط در بخش تبخیرکننده و محفظه جبران وجود دارند. نیروی موینگی بالا در تبخیرکننده به دلیل فتیل‌های با منافذ ریز مانند نیکل متخلخل، تیتانیوم و پودر مس با شعاع منافذ مؤثر $15-0/7$ میکرون ایجاد می‌شود. محفظه جبران یک جزء مهم در لوله گرمایی حلقوی به شمار می‌رود و اغلب بخشی جدایی‌ناپذیر از تبخیرکننده است که هدف از محفظه جبران، قرار دادن مایع اضافی در طول عملیات عادی است [۶].

۴-۲-۱ کاربردهای صنعتی ترموسیفون

۴-۲-۱-۱ تبادلهای حرارتی^۱

لوله‌های گرمایی ترموسیفونی برای تجهیزات صنعتی به عنوان تبادلهای حرارتی استفاده می‌گردند. در بسیاری از کشورها، استفاده از تبادلهای حرارتی ترموسیفونی کاملاً جدید است، اما کشورهای دیگر مانند چین برای چندین دهه از این فناوری استفاده کرده‌اند. انعطاف‌پذیری هندسی، نگهداری کم، هزینه کم و فشردگی تبادلهای حرارتی ترموسیفونی را در مقایسه با فن‌آوری‌های سنتی تبادلهای لوله و پوسته متمایز می‌کند. شماتیک یک تبادلهای حرارتی ترموسیفونی معمولی در شکل ۱-۱۰ نشان داده شده است [3].



شکل ۱-۱۰: شماتیک تبادلهای حرارتی [۳]

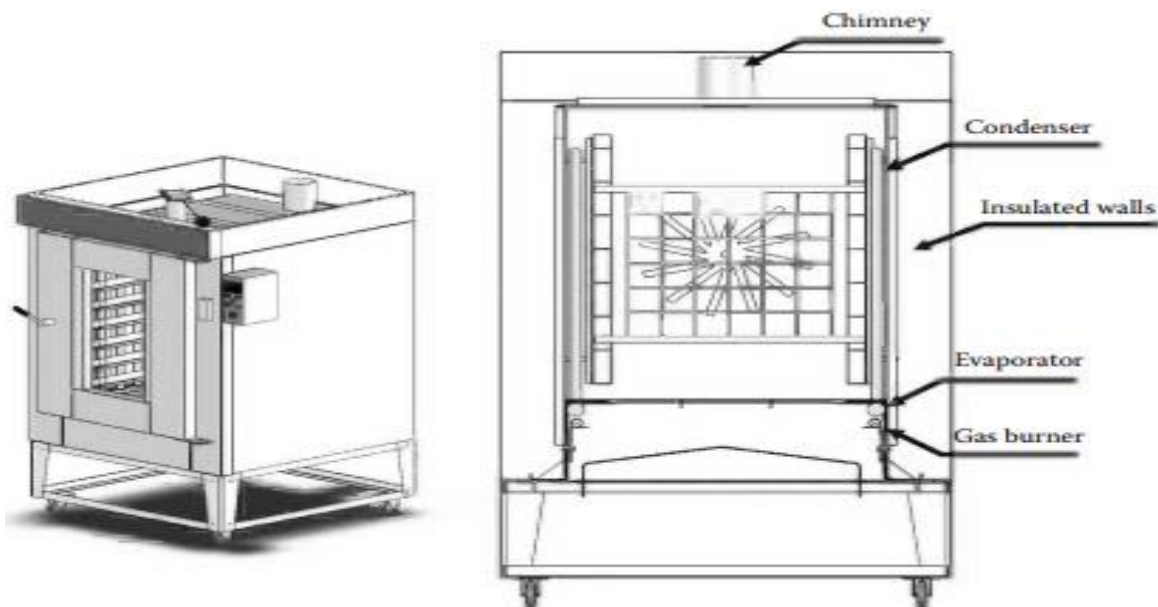
۴-۲-۲ کوره‌ها^۲

اصولاً کوره یک چشمه گرم می‌باشد که عایق‌بندی شده است، در کوره‌های معمولی گرما از طریق برق، گاز (طبیعی و غیره)، سوزاندن چوب و غیره به اجاق منتقل می‌شود، معمولاً دو ویژگی برای کوره‌های صنعتی بسیار مهم است: ارائه توزیع یکنواخت دما و هزینه‌های عملیاتی پایین. فناوری ترموسیفون برای استفاده در بسیاری از کوره‌های صنعتی مناسب است زیرا آن‌ها دمای یکنواختی در بخش‌های چگالنده و

¹ Heat Exchangers

² Ovens

تبخیرکننده دارند و اجازه می‌دهند تا گرما به تمامی مناطق با صرفه جویی در انرژی انتقال داده بشود. شکل ۱۱-۱ شماتیک از اجاق پخت نان را با کمک فن‌آوری ترموسیفون نشان می‌دهد که محل تبخیرکننده، چگالنده و مشعل گازی نشان داده شده است [۳].



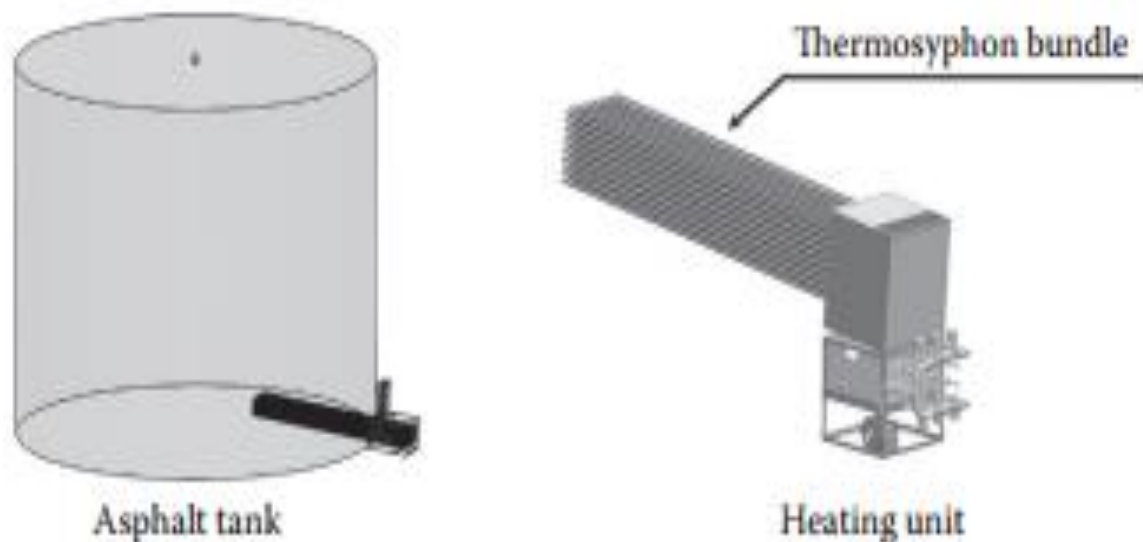
شکل ۱۱-۱: شماتیک اجاق پخت نان را با کمک فن‌آوری لوله گرمایی ترموسیفون [۳]

۳-۴-۱ بخارهای مخزن روغن^۱

در صنایع پتروشیمی، روغن‌ها باید در مخازن ذخیره شوند. در دمای محیط، برخی از این مواد جامد می‌شوند و بنابراین برای استفاده نیاز به گرمایش مداوم دارند. نمونه‌ی مورد بررسی قرار گرفته، آسفالت در پالایشگاه‌ها است. روش معمول گرم کردن آسفالت در مخازن استفاده از بخار است که در داخل لوله‌های مارپیچی که در منطقه پایین مخازن قرار دارند، گردش می‌کند. مشکل اصلی این فناوری این است که آسفالت ذخیره شده در سطوح بالا گرم نمی‌شود. برای نگه‌داشتن آسفالت در دمای بالا از انرژی غیر ضروری استفاده می‌شود. علاوه بر این، دمای بالا باعث بدتر شدن خصوصیات فیزیکی محصول می‌شود. بخاری‌های ترموسیفونی برای گرم کردن آسفالت درون مخازن ذخیره سازی استفاده شده‌اند که

¹ Oil Tank Heaters

در شکل ۱۲-۱ نشان داده شده است [۳].



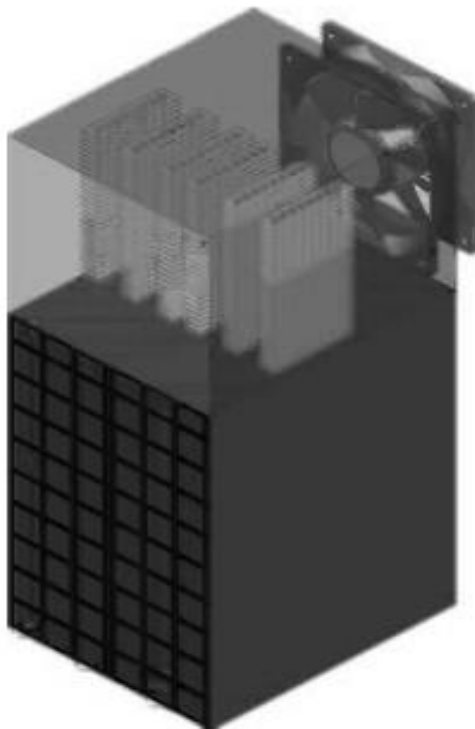
شکل ۱۲-۱: شماتیک بخاری‌های ترموسیفونی در مخازن [۳]

۴-۲-۱-۴ خنک کننده‌ی توان بالا^۱

در اکثر کاربردها از قبیل دستگاه‌های الکتریکی، ترانسفورماتورها، ابرایانه‌ها و پردازنده‌های قوی نیاز مبرم و مستمر به این داریم که گرمای تولیدی را از دستگاه‌های ذکرشده در حجم کم به محیط انتقال دهیم که برای کنترل دمای کارکردی آن‌ها و تضمین عملکرد بهینه و مناسب دستگاه‌ها، گرمای تولید شده در زمان کم به محیط منتقل گردد. از سیستم‌های متداول و ساده‌ی اتلاف گرما یا انتقال حرارت می‌توان گردش آب‌خنک در صفحات تبریدی اشاره نمود، که به سیستم‌های الکترونیکی وصل می‌باشند. این راهکار ممکن است مورد اطمینان نباشد چرا که اگر آب در نزدیکی دستگاه‌های برقی یا الکترونیکی که گردش می‌کند دچار هر گونه نشتی آب شود می‌تواند به تجهیزات آسیب برساند. راه حل دیگر جهت دفع حرارت ایجاد شده دمیدن هوای خنک شده بر روی دستگاه‌های الکترونیکی می‌باشد. که در این حالت ممکن است واحد برودتی بزرگ بوده، که گاهی امکان دارد لرزش هم داشته باشند و معمولاً مقرون به

¹ High Heat Power Cooling

صرفه نیستند. تبادلگرهای حرارتی ترموسیفونی روش کار آمدی برای حذف مقدار زیادی گرمای تولیدی از درون جعبه‌های الکترونیکی محسوب می‌شوند. شکل ۱-۱۳ شماتیک دستگاه پیشنهادی را نشان می‌دهد که باعث حذف مقدار قابل توجهی گرما می‌باشد [۳].



شکل ۱-۱۳: شماتیک خنک کننده‌ی دما بالا [۳]

فصل ۲ مروری بر تحقیقات پیشین

۱-۲ مقدمه

لوله گرمایی یک وسیله‌ی انتقال حرارت موثر است که بین دو منبع گرم و سرد می‌تواند بدون نیاز به نیرو محرک خارجی کار کند. در فصل گذشته به پارامترهای مهم و موثر برای طراحی و ساخت آن اشاره شد در این فصل به مرور منابع گذشته و تحقیقاتی که بر روی لوله گرمایی فیتیله‌دار، ترموسیفون‌ها و پارامترهای مهم در عملکرد حرارتی آنها پرداخته می‌شود.

۲-۲ مروری بر تحقیقات گذشته

در سال ۲۰۰۰ یک لوله گرمایی دما بالا با ساختار فیتیله ای و با هزینه کم ساخته شد و بررسی‌های تجربی بر روی آن صورت پذیرفت، طی نتایج به دست آمده از لوله گرمایی مینیاتوری دما بالا با سیال کاری سدیم، قابلیت انتقال حرارت بسیار زیاد و رسانایی حرارتی مؤثر ۶۰-۱۰۰ برابر بیشتر از هدایت حرارتی مس بوده و معادله (۳۳) و (۳۴) در این پژوهش به خوبی توزیع دما را در طول لوله گرمایی می‌تواند پیش‌بینی کرده و یک رابطه مفید و موثر برای طراحی لوله گرمایی گزارش گردید [۷]. بی‌ی‌انگ این لی^۱ و همکاران [۸] در یک پژوهش آزمایشگاهی یک لوله حرارتی دما بالا با سیال کاری سدیم مورد آزمایش قرار دادند. سیال عامل ۲۰ درصد از حجم کل لوله گرمایی را اشغال نموده و از لوله‌ای به جنس استیل ۳۱۶، طول ۱۰۰۲ میلی‌متر و قطر خارجی ۲۵/۴ میلی‌متر در پژوهش آنها استفاده گردیده است. آنها بیان نمودند که ضریب انتقال حرارت جوشش با افزایش نرخ ورودی گرما، افزایش می‌یابد.

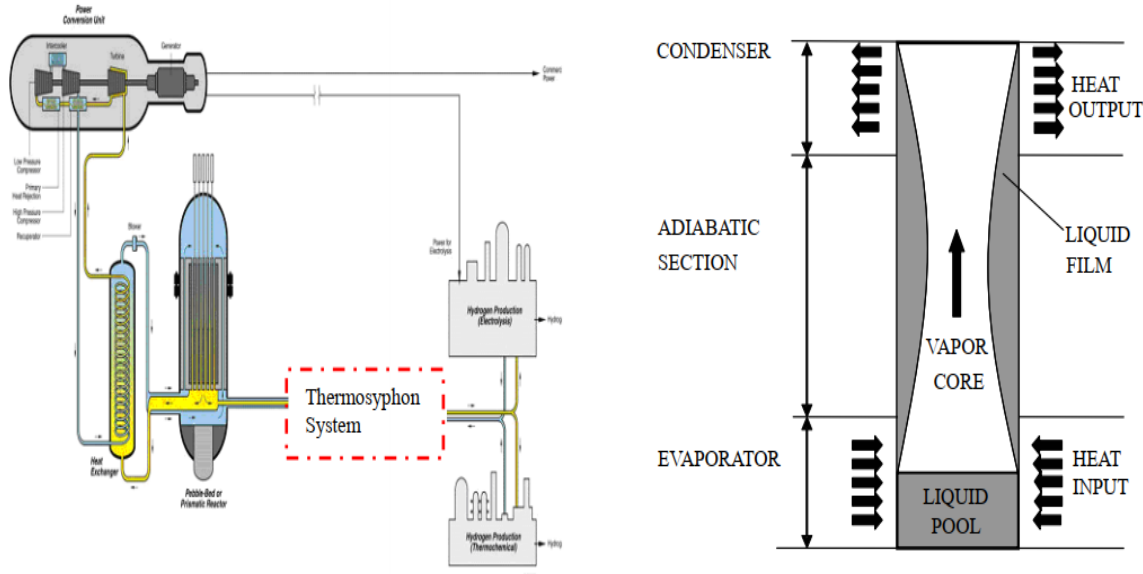
شرکت ترماکر^۲، چندین آزمایش بر روی طول عمر لوله‌های گرمایی سدیم جهت حصول از قابلیت اطمینان طولانی مدت آنها انجام داده است. یک لوله گرمایی فولادی ضدزنگ ۳۱۶ با ساختار فیتیله‌ای متخلخل از جنس نیکل با موفقیت در دمای ۶۵۰ تا ۷۰۰ درجه سانتی‌گراد به مدت بیش از ۱۱۵۰۰۰ ساعت بدون علائم خرابی در مدار عملیاتی قرار گرفته بود با موفقیت طی کرد. دومین لوله گرمایی

¹ Byoung In Lee

² Thermacore

فولادی ضدزنگ ۳۱۶ که دارای یک شکل خاص با فتيله از جنس پودر نیکل بود، بیش از ۸۳۰۰۰ ساعت در دمای ۶۰۰ تا ۶۵۰ درجه سانتی‌گراد با موفقیت و بدون خرابی آزمایش‌ها را گذارند. نتایج این آزمایش‌ها پتانسیل لوله‌های گرمایی دما بالا را برای به کارگیری به عنوان اجزای قابل اطمینان در سامانه‌های تبدیل انرژی برای کاربردهای تولید توان، که نیازمند طول عمر عملیاتی بالا و قابلیت اطمینان بالا می‌باشند را نشان می‌دهد [۹].

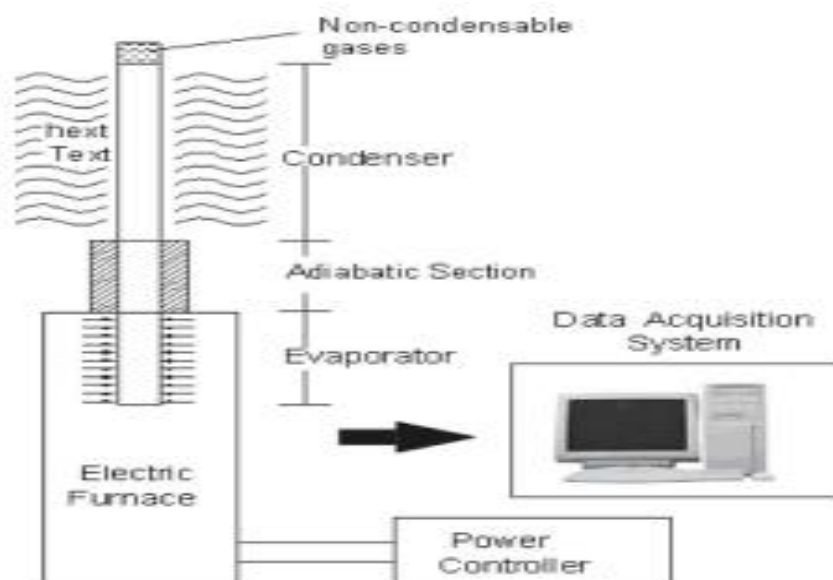
در سال ۲۰۰۸ [۱۰] تحلیلی بر روی عملکرد انتقال حرارت ترموسیفون دوفازی با سیال عامل فلزات قلیایی صورت پذیرفته است. که سرعت انتقال حرارت در فاز بخار درون ترموسیفون بسیار بیشتر از سرعت انتقال حرارت مایع تک فاز در یک حلقه همرفتی اجباری است. از این رو عملکرد ترموسیفون را می‌توان تنها با محدودیت‌های صوتی و طغیان محدود کرد که با تجزیه و تحلیل عملکرد مناسب ترموسیفون می‌توان این محدودیت‌ها را رفع نمود. در شکل ۱-۲ نحوه‌ی قرارگیری سیستم لوله گرمایی ترموسیفونی در یک نیروگاه هسته‌ای که نمونه‌ای از کاربرد تبادلهای حرارتی ترموسیفونی دما بالا می‌باشد، نشان داده شد.



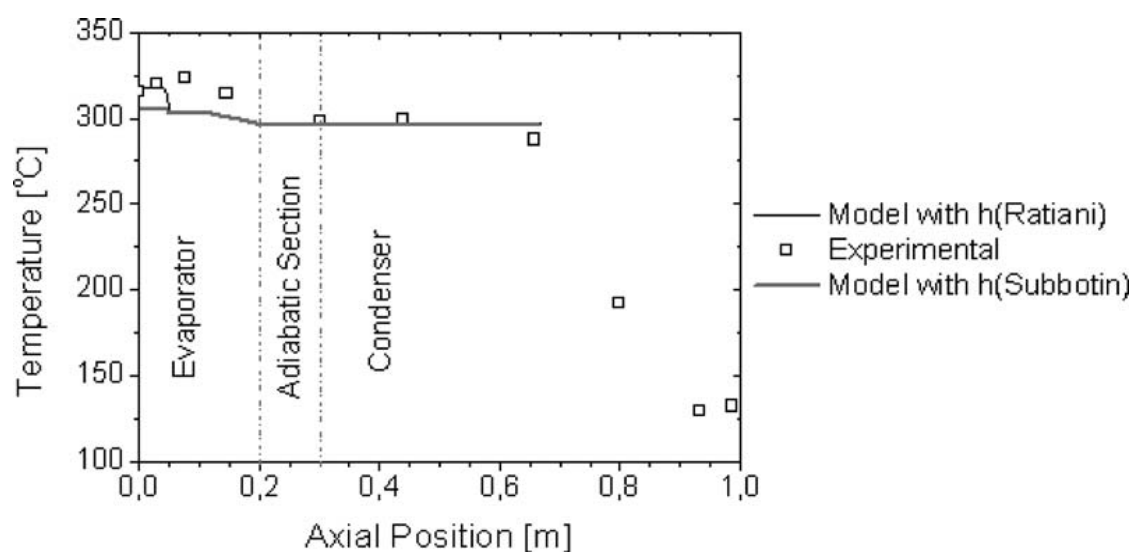
شکل ۲-۱: شماتیک قرارگیری لوله ترموسیفون در نیروگاه هسته‌ای [۱۰]

در پژوهشی که آندره فلیپه و همکاران^۱ [۱۱] از روش‌های عددی برای حل معادلات و تعیین توزیع دما در دیواره لوله گرمایی استفاده کردند که در پژوهش آنها از جیوه به عنوان سیال عامل به کار برده شد. در شکل ۲-۲ شماتیک ترموسیفون مورد استفاده آنها نشان داده شده است. نتایج دو ترموسیفون با پیکربندی‌های هندسی متفاوت در پژوهش آنها مورد بررسی قرار گرفته است. یکی از ترموسیفون‌ها ساخته شده که از یک لوله پره دار در منطقه چگالنده استفاده نموده است، نسبت به ترموسیفون دوم یک لوله صاف بدون پره می‌باشد، سطوح دمای پایین‌تری را نشان می‌دهد. شکل ۲-۳ و شکل ۲-۴ مقایسه بین داده‌های تجربی و نظری در پژوهش آنها می‌باشد و به‌طور کلی می‌توان بیان نمود که مدل پیشنهادی آنها یک روش مفید برای طراحی ترموسیفون‌های فلزی مایع می‌باشد.

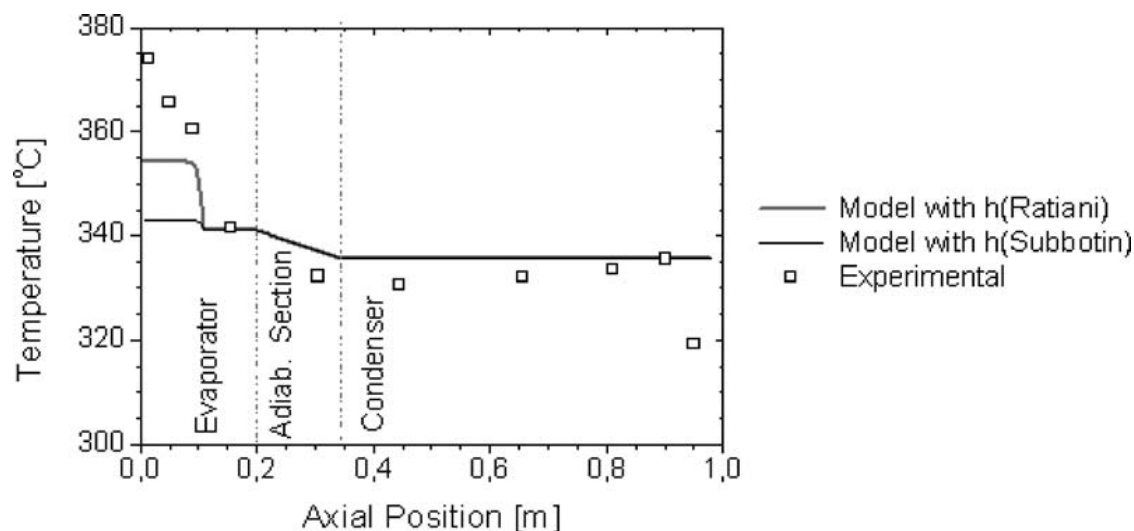
¹ André Felipe



شکل ۲-۳: شماتیک ترموسیفون و دیگر اجزای سیستم [۱۱]



شکل ۲-۲: مقایسه داده‌های تجربی و مدل برای ترموسیفون A برای ۴۸۵ وات [۱۱]

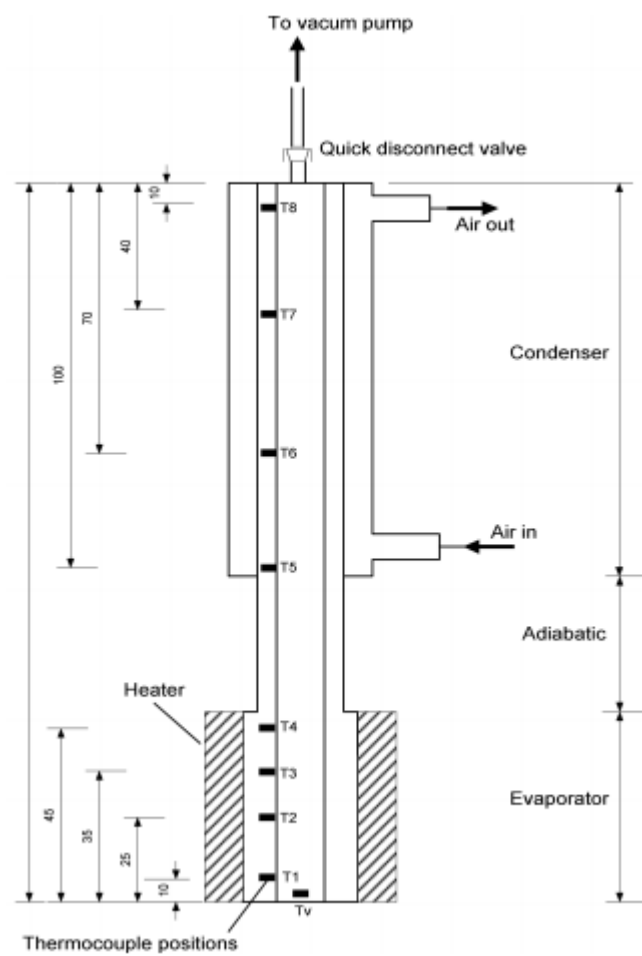


شکل ۲-۴: مقایسه داده‌های تجربی و مدل برای ترموسیفون B برای ۴۸۵ وات [۱۱]

پژوهشی بر روی لوله‌های گرمایی با دمای متوسط، بدون فیتیل و قطر کوچک صورت پذیرفته است که دمای عملیاتی ترموسیفون‌ها بین ۲۰۰ تا ۴۵۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد [۱۲]. مشخصات لوله‌ی به کار رفته در آزمایش دارای قطر داخلی ۶ میلی‌متر و طول ۲۰۹ میلی‌متر است. سیال به کار رفته در ترموسیفون ترمی نوئل^۱ و دو ترم آ^۲ بودند که از فولاد زنگ نزن ۳۱۶ به عنوان محفظه‌ی کاری استفاده شد. در شکل ۲-۵ شماتیک ترموسیفون به کار برده شده نمایش داده شده است. مقاومت‌های حرارتی کمتر از ۰/۴ K/W در دمای کاری تا ۴۲۰ درجه سانتی‌گراد با هدایت حرارتی مؤثر ۲۰ kW/m-K در این پژوهش گزارش شده است.

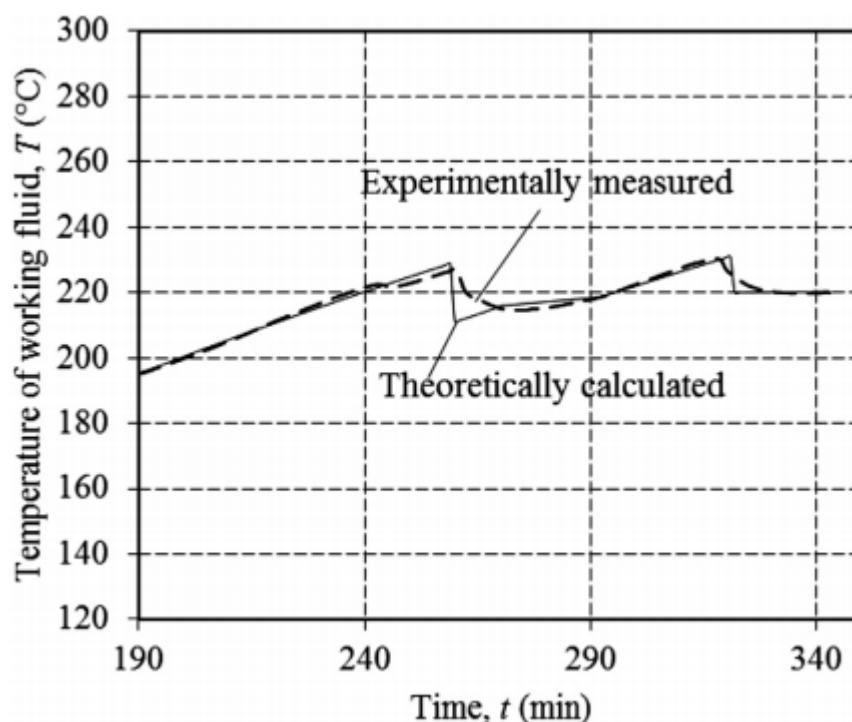
^۱ Therminol VP

^۲ Dowtherm A



شکل ۲-۵: شماتیک ترموسیفون و نحوه‌ی جانمایی ترموکوپل‌ها [۱۲]

راینو و همکاران [۱۳] به بررسی تئوری و آزمایشگاهی یک تبادله‌گر گرمایی لوله گرمایی دما بالا برای یک راکتور اتمی پرداخته‌اند. سیال عامل به کار رفته در پژوهش آنها دوترم آمی باشد که در دمای کاری حدود ۲۲۰ درجه سانتی‌گراد آزمایش گردید. بنا بر نتایج گزارش شده آنها مدل انتقال حرارت نظری قادر به پیش‌بینی نتایج تجربی تعیین شده با دقت معقولی است که در شکل ۲-۶ نمایش داده شده است.



شکل ۲-۶: مقایسه بین رابطه تئوری ارائه شده و نتایج تجربی [۱۳]

در مطالعات آزمایشگاهی، لوله گرمایی حلقوی سدیمی برای انتقال حرارت از یک گیرنده‌ی خورشیدی دما بالا مورد بررسی قرار گرفته است [۱۴] میزان بهینه نسبت پرشدن لوله گرمایی ۳۲٪ بر مبنای حجم تبخیرکننده گزارش شده است. در سال ۲۰۱۴ به بررسی مدل حرارتی عددی یک تبادله‌گر حرارتی دما بالا لوله گرمایی تحت تابش پرداخته شده است. نتایج مدل‌سازی و تجربی با حداکثر خطای ۵٪ برای حالت کاری معمولی لوله گرمایی و ۱۱٪ خطا هنگامی که کمینه دمایی از دمای معمولی مجاز لوله گرمایی سدیمی کمتر بوده است، گزارش شده است [۱۴]. لوله گرمایی دمای بالا با شکل ویژه که با لوله گرمایی صفحه تخت و لوله گرمایی استوانه‌ای کوپل شده (به ترتیب به‌عنوان گرماگیر و انتقال‌دهنده گرما) که جز اصلی در یک راکتور ترموشیمیایی خورشیدی می‌باشد نیز توسط دیگر محققین پیشنهاد داده شد [۱۵]. مطابق نتیجه‌ی به دست آمده مقاومت سیستم در لوله گرمایی با شکل خاص برای دما بالا، با افزایش دمای کاری در حدود ۰/۱۹ °C /W ۰/۱۲ کاهش می‌یابد که همانند مقدار آن در یک لوله گرمایی معمولی می‌باشد.

در سال ۲۰۱۶ به مطالعه یک گیرنده‌ی لوله گرمایی دوفازی صفحه تخت دما بالا در یک نیروگاه خورشیدی که می‌تواند به توزیع شار حرارتی یکنواخت دست یابد و نقاط گرم را حذف کند، توسط محققین پرداخته شده است. نتایج حاصله نشان می‌دهد که شار گرمایی ورودی و زاویه شیب تأثیر قابل توجه بر توانایی گیرنده‌ی لوله گرمایی صفحه تخت دما بالا دارند. همچنین می‌تواند به صورت مؤثری از تغییرات ناگهانی دمایی جلوگیری کند [۱۶]. تینگ تینگ ما^۱ و همکاران [۱۷] در مقاله‌ای به بررسی عملکرد و راه‌اندازی بدون حرکت یک لوله گرمایی با شکل ویژه مناسب برای راکتور ترموشیمیایی خورشیدی پرداخته‌اند. و نتیجه گرفته‌اند که نسل دوم لوله گرمایی با شکل ویژه نسبت به نسل اول یک کاهش بزرگ در زمان راه‌اندازی داشته است که حدوداً ۴۱ دقیقه در شار حرارتی $82/5 \text{ kW/m}^2$ می‌باشد.

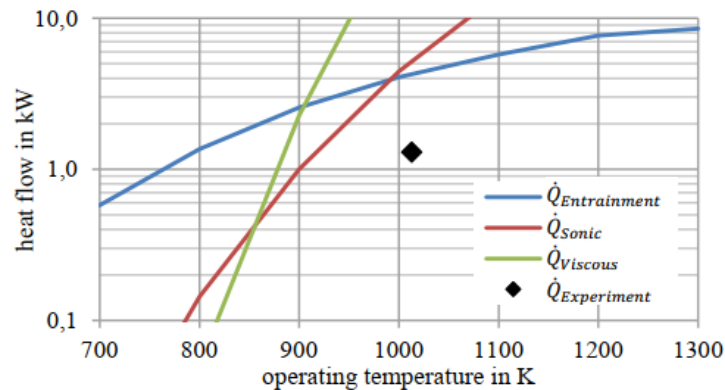
آزمایشگاه‌های ملی سندیا^۲ و آزمایشگاه لوله‌های گرمایی دانشگاه ملی اوکراین روش‌های متعددی را برای بهبود استحکام فیتله لوله گرمایی با درجه حرارت بالا برای کاربرد آن‌ها در سیستم‌های متمرکز کننده انرژی خورشیدی با موتور استرلینگ توسعه دادند. دو مدل از لوله‌های گرمایی با دمای بالا برای آزمایش‌های طول عمر و عملکرد ساخته شد: اولین نمونه با فیتله بر اساس الیاف ۱۲ میکرومتر و دومی با فیتله هیبریدی بر پایه الیاف ۳۰ و الیاف ۶/۵ میکرومتری ساخته شده است که لوله گرمایی مربوطه بدون نظارت در دمای بخار ۷۷۵ درجه سانتی‌گراد برای نزدیک به ۱۳۶۰۰ ساعت بدون افت قابل مشاهده عملکرد یا تغییر در ویژگی‌های خود در مدار عملیاتی قرار گرفته است [۱۸].

در سال ۲۰۱۷ با شبیه‌سازی عددی به بررسی عملکرد یک لوله گرمایی سدیمی دما بالا برای حذف حرارت تولیدی در راکتورهای هسته‌ای پرداخته شده است. حداکثر تفاوت ۱/۲۵٪ در نتایج عددی با نتایج نمونه‌ی آزمایشگاهی در این پژوهش مورد اشاره قرارگرفت [۱۹]. نینا هک و همکاران [۲۰] در پژوهشی به بررسی لوله گرمایی سرامیکی برای استفاده‌ی دما بالا پرداخته‌اند. و بدین منظور لوله گرمایی به ابعاد

¹ Tingting Ma

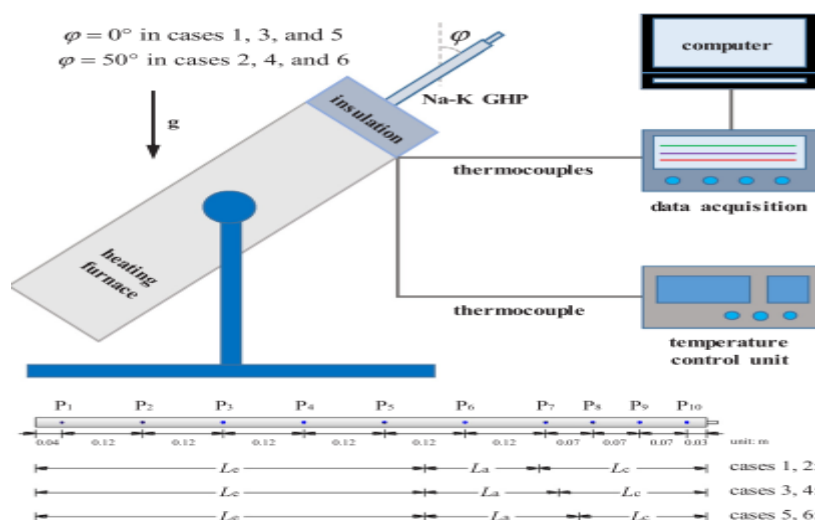
² Sandia

۱۰۷۰ میلی‌متر، شعاع خارجی ۲۲ میلی‌متر که می‌تواند به ۱۰۰۰ وات طی شرایط آزمایشگاهی دست پیدا کند را مورد مطالعه قرار دادند. محدودیت‌های انتقال حرارت در آزمایش‌ها با لوله گرمایی را در شکل ۷-۲ نشان داده شد و بهترین توان به دست آمده در استفاده از ۱۰۰ گرم روی به عنوان سیال عامل و در حالتی که ۱۱٪ از ارتفاع کلی لوله گرمایی در شرایط مایع قرار دارد حاصل گردید.



شکل ۷-۲: شماتیک محدودیت‌های لوله گرمایی [۲۰]

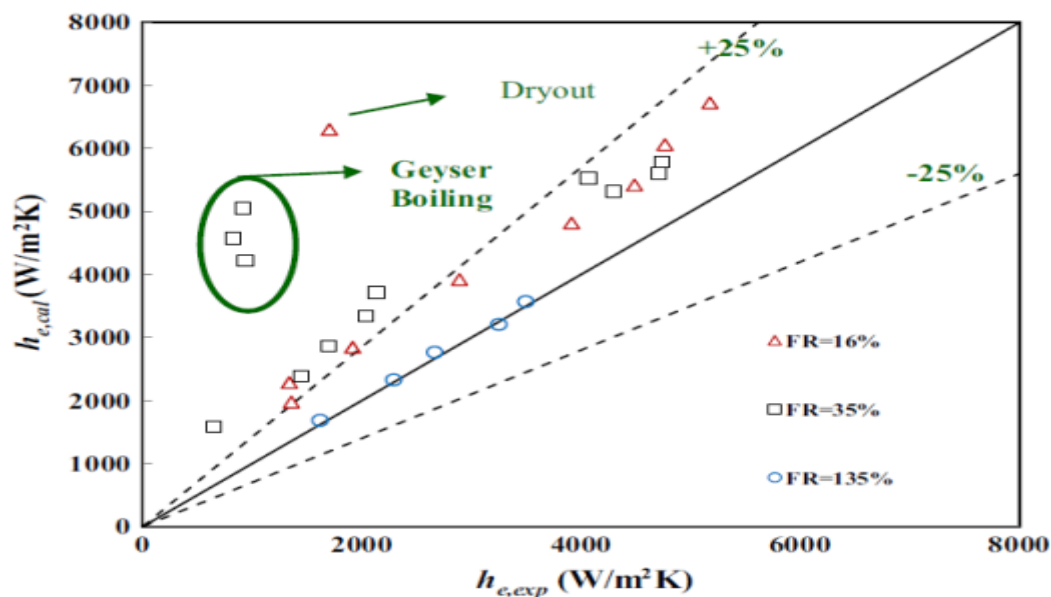
در سال ۲۰۱۸ [۲۱] طی یک مقاله‌ای از آلیاژ پتاسیم سدیم به عنوان سیال عامل در لوله گرمایی دما بالا استفاده شده است. در شکل ۸-۲ شماتیک و نحوه‌ی قرارگیری ۱۰ ترموکوپل بر روی دیواره خارجی آورده شده است.



شکل ۲-۸: شماتیک لوله گرمایی دما بالا و جانمایی ترموکوپل‌ها [۲۱]

راجیندران رویچاندران^۱ و همکاران [۲۲] در مقاله‌ای به تأثیرگذاری پارامترهای مؤثر به عنوان مثال هندسه، نسبت پرشدن، سیال عامل، زاویه شیب و همچنین محدودیت‌های عملیاتی که در یک ترموسیفون اتفاق می‌افتد پرداخته‌اند که در شکل ۲-۹ گزارش شده است. طبق نتایج گزارش شده توسط آنها نسبت پرشدن تأثیر کمتری به نسبت تغییر زاویه در عملکرد حرارتی ترموسیفون دارد.

¹ Rajeandaran Revichandran

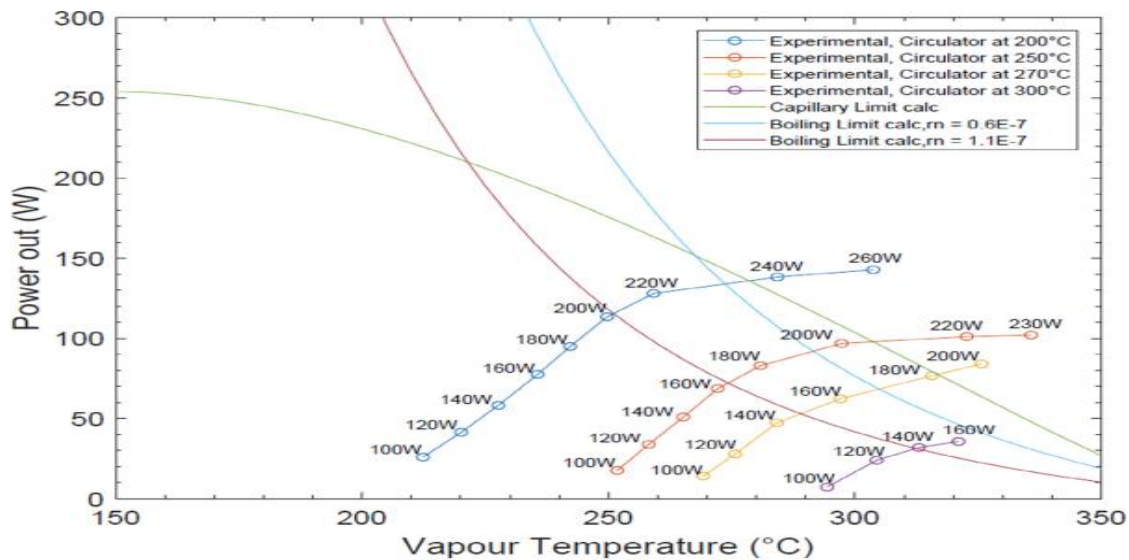


شکل ۲-۹: مقایسه ضریب انتقال حرارت در نسبت پشدن مختلف [۲۲]

در سال ۲۰۱۹ رضانی زاده و همکاران [۲۳] در طی پژوهشی، بررسی تجربی و عددی بر روی یک تبادله حرارتی ترموسیفونی که از نانو سیال به عنوان سیال عامل استفاده می‌کند انجام دادند. بر طبق نتایج به دست آمده در پژوهش آنها: استفاده از ترموسیفون به جای لوله‌های مسی هم اندازه باعث بهبود ۱۰۰٪ در توان انتقال حرارت شده است. در پژوهشی دیگر، ویژگی‌های انتقال حرارت یک لوله گرمایی حلقه‌ای متحدالمرکز تحت شرایط ضد گرانش مورد بررسی قرار گرفته است. بر مبنای نتایج گرفته شده در آن پژوهش، لوله گرمایی حلقه‌ای متحدالمرکز توانایی دستیابی به شرایط کاری ضد گرانش پایدار، تحت شار حرارتی بالا و سرد شدن انتقال حرارت طبیعی را دارا می‌باشد. برای زوایا و شیب‌های متفاوت زمان راه‌اندازی این لوله گرمایی در حدود ۴۵۰ ثانیه و میزان مقاومت حرارتی آن از $0.5 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ کوچک‌تر گزارش شده است [۲۴].

طی یک پژوهش آزمایشگاهی دیگر، طول عمر یک لوله گرمایی ترموسیفونی با سیال عامل شامل سوسپانسیون پودر نیکل و آب مورد بررسی قرار گرفته است که تا ۳۰,۰۰۰ ساعت سازگاری خوبی را در دمای ۲۵۰ درجه سانتی‌گراد نشان داده است. عملکرد این لوله‌های گرمایی آبی در محدوده دمای

عملیاتی آن‌ها بررسی شده است کرده و مقادیر عددی حد جوشش لوله گرمایی مقایسه شده است (۲) -
 (۱۰) [۲۵].



شکل ۲-۱۰: نمودار مقایسه محدودیت‌های تجربی و تئوری [۲۵]

بررسی تأثیر زاویه شیب و توان ورودی بر عملکرد حرارتی لوله گرمایی فیتیله ای دما بالا با سیال عامل پتاسیم و با شار حرارتی ثابت در پژوهشی صورت پذیرفته است [۲۶]. با توجه به داده‌های تجربی و تجزیه و تحلیل نظری نشان داده شده است که عملکرد راه‌اندازی یک لوله گرمایی فیتیله ای با دما بالا تحت شار یکنواختی و عمدتاً ثابت تحت تأثیر محدودیت انتقال حرارت موینگی و ویسکوزیته قرار دارد. چنگ لانگ وانگ و همکاران^۱ [۲۷] در یک مطالعه تجربی به بررسی ویژگی‌های حرارتی-هیدرولیکی و همچنین محدودیت انتقال حرارت تحت شرایط حالت پایدار و بررسی پارامترهای تأثیرگذار نظیر قدرت گرمایش و زاویه شیب لوله پرداخته‌اند. با افزایش قدرت گرمایش، ظرفیت انتقال حرارت افزایش می‌یابد. افزایش زاویه شیب باعث افزایش انتقال حرارت برای لوله گرمایی پر شده با نسبت‌های کم می‌شود درحالی‌که تأثیر قابل توجهی روی لوله گرمایی که نسبت بالایی از آن پر شده است، ندارد.

¹ Chenglong Wang

۳-۲ اهداف و نوآوری پژوهش

لوله‌های گرمایی را می‌توان یکی از دستاوردهای مهم و قابل توجه مهندسی انتقال حرارت در این قرن تلقی نمود که توانایی منحصر به فرد خود در انتقال حرارت در فواصل بزرگ بدون تلفات را نشان داده‌اند. از مزیت‌های تبادلهای حرارتی لوله گرمایی نسبت به دیگر بازیاب‌های حرارتی می‌توان به خصوصیات زیر اشاره نمود: هدایت حرارتی خیلی بالا با اختلاف دمای کم، فقدان هر نوع پمپ یا منبع قدرت خارجی جهت انتقال حرارت و.... اشاره نمود. تحقیقات و مطالعات نسبتاً کمی در زمینه‌ی بازیاب حرارت با لوله گرمایی دما بالا به خصوص در مورد جایگزینی تبادلهای حرارتی لوله گرمایی به جای ژانگستروم در نیروگاه‌های بخاری صورت گرفته است. دمای دود عبوری از ژانگستروم نیروگاه بخار ۳۲۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. با استفاده از ارزیابی درست و فنی در زمینه تعیین پارامترهای مهم در طراحی لوله گرمایی می‌توان از آنها در بازیافت انرژی در صنعت و همچنین جایگزینی ژانگستروم در نیروگاه‌های بخار استفاده نمود و از اتلاف انرژی به محیط جلوگیری نموده و راندمان سیستم‌های حرارتی را بهبود داد، که همین امر ضرورت انجام تحقیق بیشتر در زمینه لوله‌های گرمایی دمای متوسط و بالا را نشان می‌دهد. در این پژوهش هدف ارزیابی عملکرد یک لوله گرمایی در شرایط دمایی مشابه دودکش بویلرهای نیروگاه بخاری است. از این رو یک دستگاه آزمایشگاهی ساخته شده است و عملکرد حرارتی لوله گرمایی در شرایط مختلف مورد ارزیابی قرار گرفته است. در ادامه نیز مدل‌سازی بر مبنی روابط جرم و انرژی برای این لوله گرمایی انجام شده و اعتبار سنجی آن با استفاده از داده‌های تجربی صورت گرفته است.

فصل ۳ مدل سازی و بررسی محدودیت های عملیاتی سیستم لوله کربایی

۳-۱ مقدمه

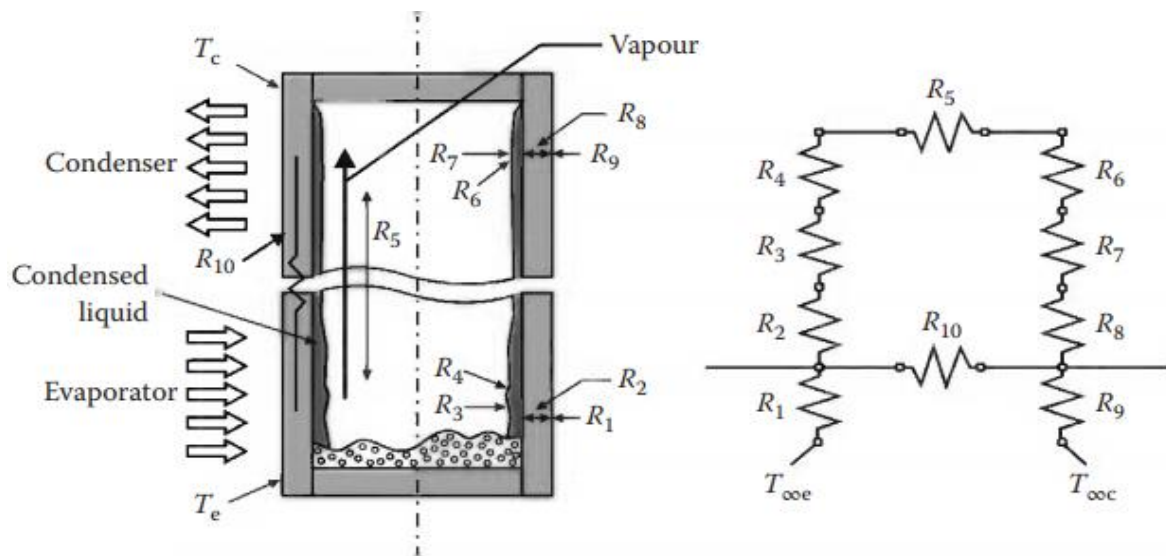
طراحی یک لوله گرمایی باید به گونه‌ای صورت پذیرد که تمامی شرایط حرارتی و هندسی که ترموسیفون در آن استفاده می‌شود را ارضا نماید. به عنوان مثال توان حرارتی بالا، شرایط کاری مناسب، اختلاف دمای قابل قبول، که با وزن و حجم احتمالی دستگاه سازگار باشد، از جمله اصولی است که در بخش طراحی تبادله‌گرهای لوله گرمایی باید مورد توجه قرار گیرد. البته توجه به این نکته ضروری می‌باشد که استاندارد بودن طراحی یک سیستم از منظر شرایط سیالاتی و حرارتی زمانی تایید می‌گردد که جنبه‌های اقتصادی در آن لحاظ شده باشد.

۳-۲ مدل سازی ریاضی لوله گرمایی

ظرفیت انتقال حرارت در ترموسیفون‌ها بایستی به‌طور قابل قبولی پیش بینی و محاسبه گردد تا برای طراحی تجهیزات توسط این فناوری به مشکل برخورد نشود. مابین مدارهای حرارتی و الکتریکی تشابه وجود دارد که همین امر سبب می‌شود تا برای طراحی سیستم‌های یک بعدی و حالت پایدار حرارتی از معادلات پایه مقاومت الکتریکی استفاده کرد. این روش مدل سازی بسیار کاربردی و دقیق می‌باشد. بنابراین می‌توان از آن برای تعیین ظرفیت انتقال حرارت و توزیع دما در ترموسیفون‌ها استفاده نمود. مقاومت گرمایی کلی R به عنوان نسبت اختلاف دمای بین بخش‌های تبخیرکننده و چگالنده (به ترتیب T_e و T_c) ΔT به توان منتقل شده q تعریف می‌گردد [۳]:

$$R = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{q} = \frac{\Delta T}{q} \quad (3-1)$$

برای لوله گرمایی (ترموسیفون) در شرایط پایدار، گرما از مسیری که با ۱۰ مقاومت حرارتی نشان داده شده عبور پیدا می‌کند، که در شکل ۳-۱ به صورت شماتیک نشان داده شده است.



شکل ۳-۱: شماتیک مدار حرارتی ترموسیفون [۳]

گرمای حاصل از منبع حرارتی ابتدا باید از طریق مقاومت حرارتی خارجی تبخیرکننده جریان پیدا می‌کند که عملاً وابسته به مکانیسم انتقال حرارت بین منبع گرما و دیواره خارجی ترموسیفون (یعنی رسانایی، همرفت یا تابش) می‌باشد. مقاومت حرارتی ذکرشده را با R_1 نشان می‌دهیم [۳].

وقتی که گرما به بخش تبخیرکننده می‌رسد، از طریق جداره لوله در دو جهت اصلی انتقال حرارت صورت می‌پذیرد. در حالت اول شعاعی R_2 و حالت دیگر آن محوری R_{10} می‌باشد. سیال عامل درون ترموسیفون در شرایط اشباع به کار خود ادامه می‌دهد. هنگامی که گرما به سیال عامل درون لوله گرمایی (ترموسیفون) منتقل می‌شود، مایع موجود تبدیل به بخار شده که مقاومت حرارتی R_3 مربوط به تبخیر است. با توجه به تغییرات چگالی در اثر افزایش دما، بخار از بخش تبخیرکننده به بخش چگالنده لوله گرمایی (ترموسیفون) منتقل می‌شود. بیشتر انتقال گرما توسط بخار حاصله صورت می‌پذیرد که این مسیر انتقال گرما را با مقاومت حرارتی R_5 نشان داده شده است. این مقاومت در بخش آدیاباتیک لوله گرمایی وجود دارد. در بخش چگالنده لوله گرمایی، گرما از بخار گرفته شده و سیال عامل چگالیده شده روی جداره‌های لوله گرمایی جاری می‌شود. مقاومت حرارتی مرتبط با این فرآیند با R_7 نمایش داده می‌شود. قطرات مایع تولید شده توسط نیروی جاذبه دوباره به بخش تبخیرکننده برمی‌گردند. مشابه با

بخش تبخیرکننده، در بخش چگالنده ترموسیفون هم، گرمای خارج شده از طریق جداره لوله به محیط منتقل می‌شود که مقاومت مربوط به آن را مقاومت هدایتی R_8 می‌توان نشان داد. همان‌طور که در شکل ۱-۳، مشاهده می‌شود، بین مقاومت‌های چگالش R_7 ، مقاومت تبخیر R_3 و مقاومت بخار R_5 ، دو مقاومت دیگر وجود دارند. مقاومت‌هایی با نماد R_4 و R_6 که این مقاومت‌ها مربوط به فصل مشترک بین مایع و بخار در بخش‌های تبخیرکننده و چگالنده می‌باشد. اما این منطقه کاملاً فعال بوده و مولکول‌های مایع و بخار به دلیل فرآیندهای تبخیر و چگالش دائم مکان خود را تغییر می‌دهند [۲۸]. این رفتار دینامیکی باعث می‌شود که افت فشاری حاصل گردد که همین امر به خودی‌خود یک مقاومت حرارتی تلقی می‌گردد. البته این مقاومت‌ها معمولاً بسیار کوچک محسوب می‌شوند و برای لوله گرمایی (ترموسیفون) مرسوم از آنها صرف‌نظر می‌گردد [۲۹].

با توجه به شکل ۱-۳، مقاومت معادل سیستم را توسط رابطه ۲-۳ می‌توان محاسبه نمود [۳].

$$R = R_1[(R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8)^{-1} + R_{10}^{-1}]^{-1} + R_9 \quad (3-2)$$

در جدول ۱-۳ مقدار درجه بزرگی مقاومت‌های حرارتی برای یک سیستم لوله گرمایی مرسوم که در دمای معمول کار می‌کند نشان داده شده است. برای یک لوله گرمایی (ترموسیفون) از نوع لوله مستقیم اغلب اثر از مقاومت حرارتی R_{10} که به نسبت دیگر مقاومت‌های حرارتی از عدد بالایی برخوردار است [۳۰] صرف نظر می‌گردد. به این معنا که فرض می‌شود جریانی از این مقاومت عبور پیدا نمی‌کند و جریان حرارت اصلی به صورت خطی بین مقاومت‌های R_1 تا R_9 انتقال می‌یابد [۳].

جدول ۱-۳: مقادیر مقاومت‌ها در ترموسیفون [۳]

Thermal Resistance	(°C/W)
R_2, R_8	10^{-1}
R_6, R_4	10^{-5}
R_7, R_3	10^1
R_5	10^{-8}
R_{10}	10^5

برای حذف مقاومت حرارتی R_{10} از مدار حرارتی به صورت معیار از رابطه زیر می‌توان بهره برد [۳۱]:

$$\frac{R_{10}}{R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8} > 20 \quad (3-3)$$

مقاومت حرارتی R_5 نیز بسیار کوچک است و از طرفی به صورت سری در مدار با مقاومت‌های دیگر قرار دارد، لذا می‌توان از این مقاومت حرارتی در مدار حرارتی صرف‌نظر نمود. علاوه بر این، مقاومت‌های ناشی از افت فشار ناشی از فصل مشترک مایع-بخار نیز بسیار کم بوده و می‌توان از آن‌ها چشم‌پوشی کرد. بنابراین، می‌توان مدار حرارتی کلی را ترکیبی از مقاومت‌های سری هستند را ساده نمود. R_1 مقاومت خارجی بخش تبخیرکننده، R_2 هدایت در جداره لوله گرمایی (ترموسیفون)، R_3 مقاومت حرارتی تبخیر، R_7 مقاومت حرارتی چگالش، R_8 هدایت در جداره لوله گرمایی (ترموسیفون) و R_9 مقاومت خارجی بخش چگالنده که منجر به رابطه ۳-۴ زیر می‌گردند [۳]:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_7 + R_8 + R_9 \quad (3-4)$$

در اکثر مواقع، مقاومت‌های بزرگ‌تر مدار حرارتی را مقاومت‌های خارجی R_1 و R_9 تشکیل می‌دهند و در بعضی از حالات می‌توانند به‌عنوان تنها مقاومت مدار حرارتی مورد بررسی قرار گیرند.

۳-۲-۱ مدل‌های مقاومت‌های حرارتی

۳-۲-۱-۱ مقاومت رسانشی

مقاومت‌های حرارتی هدایت R_2 و R_8 از عبارات شناخته شده به شمار می‌روند [۳۲، ۳۳] که برای صفحات تخت، به‌صورت رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شوند:

$$R_2 = R_8 = \frac{L}{KA} \quad (3-5)$$

که در آن L ضخامت صفحه و A سطح مقطع انتقال حرارت که می‌تواند بسته به هندسه تبخیرکننده و چگالنده به اشکال مختلفی بیان شود که برای سیستم استوانه‌ای به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۳]:

$$R_2 = R_8 = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi LK} \quad (3-6)$$

که در این رابطه L شاخصه طول می‌باشد. L_e طول بخش تبخیرکننده لوله گرمایی، L_c طول بخش چگالنده لوله گرمایی و d_o و d_i به ترتیب قطر خارجی و داخلی لوله گرمایی می‌باشند. R_{10} مقاومت حرارتی محوری لوله گرمایی می‌باشد و از رابطه ۳-۷ به دست می‌آید [۳]:

$$R_{10} = \frac{L_{ef}}{A_w K_w} \quad (3-7)$$

K_w هدایت حرارتی جداره لوله گرمایی، A_w سطح مقطع جداره لوله گرمایی، و L_{ef} طول مؤثر لوله گرمایی می‌باشد که توسط رابطه ۳-۸ محاسبه می‌گردد [۳].

$$L_{ef} = L_a + \frac{1}{2}(L_e + L_c) \quad (3-8)$$

در رابطه‌ی فوق L_a طول بخش آدیاباتیک است.

۳-۲-۱-۲ مقاومت بخار و مایع-بخار

مقاومت‌های حرارتی در فصل مشترک مایع بخار برای بخش تبخیرکننده و چگالنده، را می‌توان توسط رابطه ۳-۹ محاسبه نمود [۳۴]:

$$R_4 = R_6 = \frac{R_o T^2 (2\pi R_o T)^{1/2}}{h_{lv}^2 P_v A} \quad (3-9)$$

که در این رابطه R_o ثابت جهانی گازها، A سطح تبادل حرارت بین چشمه حرارتی و لوله گرمایی (A_e) برای بخش تبخیرکننده A_c برای بخش چگالنده می‌باشند. مقاومت حرارتی بخار از اختلاف فشار بخار بین بخش تبخیرکننده و بخش چگالنده محاسبه می‌شود. برای تعادل بین فاز مایع و بخار از معادله کلایزیوس-کلاپیرون [۳۵] استفاده می‌شود:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{lv}}{T_s(v_v - v_l)} \quad (3-10)$$

که در آن v_l و v_v به ترتیب معرف حجم ویژه بخار و مایع بوده T_s نمایانگر دمای اشباع می‌باشد، که با

درجه حرارت بخار T_v یکسان در نظر گرفته می‌شود. معمولاً، $v_l \ll v_v$ منجر به رابطه روبرو می‌شود

$h_{lv}/T_s v_v$ که با قانون گاز ایده‌آل به صورت زیر ساده می‌گردد:

$$\frac{dP_v}{dT} = \frac{h_{lv}P}{R_o T_v^2} \quad (3-11)$$

که در آن dP_v/dT تبدیل به $\Delta P_v/\Delta T$ می‌گردد و می‌توان برای به دست آوردن مقاومت حرارتی بخار مورد استفاده قرار گیرد [۳]:

$$R_5 = \frac{\Delta T_v}{q} = \frac{R_o T_v^2}{h_{lv} P_v} \frac{\Delta P_v}{q} \quad (3-12)$$

که با استفاده از مدل گاز ایده‌آل، نهایتاً می‌توان عبارت زیر را استخراج نمود [۳۶]:

$$R_5 = \frac{T_v(P_{ve}-P_{vc})}{h_{lv} \rho_v q} \quad (3-13)$$

که در آن P_{ve} و P_{vc} به ترتیب فشارهای بخار بخش تبخیرکننده و بخش چگالنده بوده و اختلاف فشار موجود بین بخش‌های تبخیرکننده و چگالنده را از رابطه $\Delta P_v = P_{ve} - P_{vc}$ محاسبه نمود. درنتیجه برای به دست آوردن مقدار مقاومت حرارتی R_5 ، از پارامتر ΔP_v می‌توان بهره برد، که اختلاف فشار بخار درون یک لوله گرمایی (ترموسیفون) را می‌توان از چندین مدل موجود در منابع بیان کرد. یک مدل ساده [۳۴] بخار را به عنوان سیال غیرقابل انعطاف‌پذیر فرض می‌نماید و رابطه‌ی ۳-۱۴ برای جریان بخار کاملاً توسعه یافته در ترموسیفون به دست آمده که برای تعیین افت فشار در طول لوله ترموسیفون می‌توان استفاده کرد [۳]:

$$\Delta P_v = - \left(1 - \frac{4}{\pi} \right) \frac{\dot{m}^2}{8 \rho_v r_v^4} - \frac{8 \mu_v \dot{m}}{\rho \pi r_v^4} L_a \quad (3-14)$$

که در رابطه‌ی بالا r_v شعاع عبور بخار می‌باشد. البته افت فشار بخار بسیار ناچیز و کم است و لذا از مقاومت حرارتی بخار صرف‌نظر می‌شود [۳].

۳-۲-۱-۳ مقاومت چگالنده

R_7 مقاومت حرارتی مربوط به سیال عامل چگالیده شده در بخش چگالنده لوله گرمایی ترموسیفونی می‌باشد. با انتقال گرما در بخش چگالنده لوله گرمایی ترموسیفون، میعان‌ات ایجاد شده و یک لایه بر روی سطح جداره داخلی لوله شکل می‌گیرد. با پایین آمدن فیلم مایع، ضخامت فیلم در امتداد لوله افزایش می‌یابد تا جایی که سیال عامل چگالش یافته به سمت استخر مایع در بخش تبخیرکننده سرازیر می‌شود. فیلم مایع در تماس با جداره لوله گرمایی، گرم شده و دوباره تبخیر می‌شود. هرچه فیلم مایعی که به سمت استخر مایع سرازیر است نازک‌تر باشد، تبخیر نیز بهتر و مؤثر واقع می‌شود. اگر ضریب انتقال حرارت را در بخش چگالنده را h_c نام‌گذاری شود، می‌توان برای تعیین مقاومت حرارتی R_7 از رابطه‌ی ۳-۱۵ استفاده کرد [۳]:

$$R_7 = \frac{1}{h_c 2\pi r_l L_c} \quad (3-15)$$

اگر قطر لوله‌ی به‌کار رفته در آزمایش بزرگ باشد، می‌توان عدد ناسلت بخش چگالنده که مربوط به سطوح صاف می‌باشد را از رابطه‌ی ۳-۱۶ محاسبه نمود [۳]:

$$Nu \equiv \frac{h_c d_i}{k_l} = 25 Re_l^{0.25} Pr_l^{0.4} \quad (3-16)$$

که در آن d_i قطر داخلی لوله، k_l رسانایی گرمایی سیال عامل، Pr_l عدد پرانتل سیال عامل، h_c ضریب انتقال حرارت در بخش چگالنده، و Re_l عدد رینولدز^۱ جریان مایع می‌باشد و عدد رینولدز از رابطه ۳-۱۷ محاسبه می‌شود [۳]:

$$Re_l = \frac{4q}{\pi d_i h_{lv} \mu_l} \quad (3-17)$$

بر اساس تجزیه و تحلیل عدد ناسلت برای چگالش معادله ۳-۱۸ برای مقاومت حرارتی چگالش استخراج می‌گردد [۳]:

^۱ Reynolds

$$R_7 = \frac{0.345q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_c \Psi^{4/3}} \quad (3-18)$$

Ψ برابر است با [۳]:

$$\Psi = \left(\frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (3-19)$$

۴-۱-۲-۳ مقاومت تبخیرکننده

همان‌گونه که قبلاً ذکر شد دو ناحیه مختلف را می‌توان در بخش تبخیرکننده لوله گرمایی پیدا کرد که تحت دو رژیم انتقال حرارت مختلف باشند. اولین مورد جوشیدن در حجم استخر سیال عامل که مقاومت مربوط به آن با نماد R_{3p} نشان داده شده است و دومین مورد تبخیر فیلم سیال عامل که مقاومت مربوط به آن با نماد R_{3f} نشان داده می‌شود. FR را به عنوان نسبت پرشدن به صورت نسبت حجم سیال عامل V_l به حجم بخش تبخیرکننده V_e ، ($FR = V_l/V_e$) می‌توان معرفی نمود. با استفاده از این پارامتر می‌توان مقاومت در بخش تبخیرکننده لوله گرمایی را به‌عنوان ترکیبی از مقاومت‌های جوشش و فیلم سیال عامل به‌صورت رابطه‌ی (۳-۲۰) زیر محاسبه نمود [۳]:

$$R_3 = (R_{3p} * FR + R_{3f} * (1 - FR)) \quad (3-20)$$

رابطه (۳-۲۱) به دلیل اینکه سیال عامل استفاده شده در این پژوهش روغن حرارتی دما بالا می‌باشد و رابطه‌ای برای آن ارائه نشده با استفاده از داده‌های تجربی بدست آمده در آزمایشات، مدل به صورت رابطه (۳-۲۱) اصلاح گردید.

$$R_3 = 0.759 * FR^{4.06} * AR^{1.69} * (R_{3p} * FR + R_{3f} * (1 - FR)) \quad (3-21)$$

مقاومت مربوط به جوشش را می‌توان از رابطه ۳-۲۲ به دست آورد [۳]:

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0.2} \phi q^{0.4} (\pi d_i L_e)^{0.6}} \quad (3-22)$$

ϕ در رابطه فوق عبارت است از:

$$\phi = \frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} C_{pi}^{0.7}}{\rho_v^{0.25} h_{lv}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right) \quad (3-23)$$

P_{atm} فشار جوی در محل مورد آزمایش بوده و روند تبخیر فیلم سیال عامل در جداره لوله گرمایی عمودی مشابه چگالش است و از همان تئوری ناسلت می‌توان برای تعیین تبادله حرارتی مرتبط با تبخیر فیلم مایع استفاده کرد:

$$R_{3f} = \frac{0.345 q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_e \Psi^{4/3}} \quad (3-24)$$

۳-۲-۲ محدودیت‌های عملیاتی ترموسیفون

صرف نظر از نوع کاربردی که برای لوله گرمایی مدنظر می‌باشد، محدودیت‌های عملیاتی خاصی وجود دارد که برای عملکرد صحیح لوله گرمایی باید به آنها توجه داشت. این محدودیت‌ها به‌طور خلاصه به شرح زیر شرح داده شده است [۳۷]:

۳-۲-۲-۱ محدودیت صوتی^۱

بحث در رابطه با این محدودیت شبیه جریان سیال در یک شیپوره همگرا-واگرا خواهد بود. در فشارهای بخار کم، سرعت بخار در خروجی تبخیرکننده ممکن است به سرعت صوت برسد، و تبخیرکننده قادر به کاهش بیشتر فشار چگالنده نخواهد بود. یعنی به اصطلاح عامیانه جریان بخار خفه می‌شود، که سرعت جریان بخار را محدود می‌سازد. معادله زیر برای محدودیت صوتی در سال ۱۹۷۳ ارائه گردیده است [۳۸]:

$$q_{son} = 0.474 h_{lv} A_v (\rho_v P_v)^{1/2} \quad (3-25)$$

در پژوهشی دیگر ری و همکاران^۲ معادله‌ی زیر را برای محاسبه محدودیت صوتی در لوله گرمایی ارائه داده‌اند [۳۷]:

^۱ Sonic limit

^۲ David Reay

q_{son}

$$= \rho_v L \sqrt{\frac{\gamma R_o T_v}{2M_w(\gamma + 1)}}$$

۳-۲-۲-۲ محدودیت گرانیروی^۱

در لوله‌های بلند و در دماهای پایین، فشار بخار کم است و اختلاف فشار بخار بین تبخیرکننده و چگالنده نمی‌تواند به نیروی ویسکوز بخار سیال عامل لوله گرمایی غلبه کند بنابراین در این وضعیت، گردش سیال عامل تحت تاثیر قرار می‌گیرد و انتقال حرارت از طریق لوله گرمایی محدود می‌شود. معادله زیر برای حد ویسکوزیته در سال ۱۹۷۳ توسط بووس^۲ ارائه گردیده است [۳۸]:

$$q_{vis} = d_v^2 h_{lv} A_v \frac{\rho_v P_v}{64 \mu_v l_{ef}} \quad (۳-۲۷)$$

P_v فشار بخار داخل لوله گرمایی، ρ_v چگالی بخار موجود در درون لوله، μ_v ویسکوزیته بخار سیال عامل، A_v مساحت سطح مقطع عبوری بخار، h_{lv} گرمای نهان تبخیر سیال عامل، l_{ef} طول مؤثر لوله گرمایی و d_v به‌عنوان قطر هسته بخار معرفی می‌گردد.

۳-۲-۲-۳ محدودیت طغیانی^۳

جریان بخار، یک نیروی برشی به مایع موجود در فتيله لوله گرمایی وارد می‌کند که جهت آن برخلاف جهت جریان بخار می‌باشد. اگر نیروی برشی بخار از نیروی کششی مایع بیشتر باشد، جریان بخار باعث می‌شود تا حجم کمی از سیال به بخش تبخیر کننده سرازیر شود و بخشی از سیال عامل در ناحیه کندانسور باقی بماند از طرفی با افزایش نیروی جریان بخار حباب زایی در سطح فیتيله لوله گرمایی اتفاق

¹ Viscous limit

² Busse

³ Entrainment limit

می‌افتد که همین امر باعث کاهش انتقال حرارت می‌شود اگر نیروی موینگی قادر نباشد بر نیروی جریان بخار غلبه کند سطح فیتیله در بخش تبخیرکننده خشک می‌شود [۳۹].

یکی از رابطه‌های پرکاربرد برای پیش‌بینی حد طغیانی توسط روزلر و همکاران [۳۰] ارائه شده است:

$$q_{ent} = f_1 f_2 f_3 h_{lv} \rho_v^{1/2} [g(\rho_l - \rho_v) \sigma]^{1/4} \quad (3-28)$$

σ کشش سطحی بوده و f_1 پارامتری است که خود تابعی از عدد باند^۱ Bo می‌باشد [۳۰]. که به صورت

زیر تعریف می‌شود:

$$Bo = d_i \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (3-29)$$

و پارامتر f_2 خود تابعی از پارامتر بدون بعد مانند Kp است که نحوه‌ی محاسبه این عدد به صورت رابطه زیر می‌باشد [۳]:

$$Kp = \frac{P_v}{[g(\rho_l - \rho_v) \sigma]^{1/2}} \quad (3-30)$$

در رابطه فوق برای $Kp \leq 4 \times 10^4$ ، $f_2 = Kp^{-0.17}$ و برای $Kp > 4 \times 10^4$ ، $f_2 = 0.165$. پارامتر f_3

بیانگر موقعیت ترموسیفون است که مقادیر آن برای موقعیت عمودی، $f_3 = 1$ در نظر گرفته می‌شود. در

پژوهشی دیگر فقری و همکاران [۵] رابطه‌ای نیمه تجربی را برای حد طغیانی لوله گرمایی ارائه دادند:

$$q_{ent} = A \frac{C_w^2 h_{lv} \sqrt{g d_i (\rho_l - \rho_v) \rho_v}}{[1 + (\rho_v / \rho_l)^{1/4}]^2} \quad (3-31)$$

که در آن C_w یک ثابت بدون بعد می‌باشد که از طریق آزمایش‌های تجربی تعیین و تخمین زده می‌شود و

تابعی از خواص ترموفیزیکی سیال عامل خواهد بود. در بیشتر موارد C_w بین ۰/۷ تا ۱ فرض می‌شود.

رابطه‌ی دیگری توسط تین و چونگ [۴۰] ارائه شد تا تأثیر قطر بر روی حد طغیانی را مورد بررسی قرار

دهند [۳]:

$$q_{ent} = C^2 \left[\frac{1}{4} (\pi d_i^2) \right] h_{lv} (\rho_l^{-1/4} - \rho_v^{-1/4})^{-2} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (3-32)$$

^۱ Bond

که C برابر با [۳]:

$$C = 3.2^{1/2} \tan h \left(\frac{1}{2} Bo^{1/4} \right) \quad (3-33)$$

۳-۲-۲-۴ محدودیت جوش^۱

در دمای بالا، جوش هسته‌ای ممکن است رخ دهد، که حباب‌های بخار را در لایه مایع تولید می‌کند. حباب‌ها ممکن است منافذ فتیله را مسدود کرده و جریان بخار را کاهش دهند. علاوه بر این، وجود حباب‌ها باعث کاهش هدایت گرما از طریق لایه مایع می‌شود و انتقال گرما را از جداره لوله گرمایی به مایع که فقط توسط رسانایی انجام می‌شود کاهش می‌دهد [۴۱].

حد جوشش بر اساس فرمول ۳-۳۴ که توسط گوربیس و ساوچنکوف پیشنهاد شده است محاسبه می‌گردد.

$$q_{boi} = Ku \{ h_{lv} \rho_v^5 [\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \} \quad (3-34)$$

$$Ku = 0.0093 (AR)^{-1.1} (FR)^{-0.74} \left(\frac{D_i}{L_c} \right)^{-0.88} (1 + 0.03 Bo)^2 \quad 2 < Bo < 60 \quad (3-35)$$

برای محدودیت جوشش، می‌توان از رابطه پیشنهاد شده توسط خنده کار و همکاران [۴۲] استفاده نمود که تخمین قابل قبولی را ارائه می‌دهد:

$$Ku_{boi} = \frac{(Q_{max}/A_{rad})}{h_{lv} \rho_v^{0.5} [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{0.25}} \quad (3-36)$$

¹ Boiling limit

$$Ku_{boi} = 0.16 [1 - \exp\{(-d/L_e)(\rho_l/\rho_v)^{0.13}\}] \quad (3-37)$$

برای تخمین حداکثر سرعت انتقال حرارت برای حد جوشش رابطه ۳-۳۸ در سال ۱۹۹۴ پیشنهاد شده است [۴۳]:

$$q_{boi} = 0.12 h_{lv} A_v [\rho_v^2 (\rho_l - \rho_v) g \sigma]^{0.25} \quad (3-38)$$

۵-۲-۳ محدودیت خشک شدن^۱

محدودیت خشک شدن در حالتی روی می‌دهد که نسبت پرشدن سیال عامل کم باشد. بخارات چگالیده شده در امتداد دیوار تشکیل شده و به سمت بخش تبخیرکننده سرازیر می‌شوند. میعان‌ات با شار ورودی به بخش تبخیرکننده شروع به تبخیر و جوشیدن می‌کنند و نزدیک شدن به بخش تبخیرکننده، از ضخامت لایه میعان‌ات کاسته می‌شود که در نهایت منجر به خشک شدن جداره لوله و بخش تبخیرکننده می‌گردد. بنابراین دمای دیواره از پایین قسمت تبخیرکننده شروع به بالا رفتن می‌کند. جهت جلوگیری از این محدودیت نسبت پرشدن حجمی مایع به نسبت حجمی بخش تبخیرکننده را بالای ۳۰٪ در نظر می‌گیرند [۳۹] رابطه ۳-۳۹ برای محاسبه حد خشک شده ارائه شده است:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{Q_{dry}}{h_{lv}} \right) \left(\frac{g \sigma (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right)^{-0.25} \\ &= A_{cross} \left(\frac{g \rho_l^2 (D_c/D_e)}{3 \mu_l L_e \sqrt[4]{g \sigma \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)}} \right) \\ & \quad * \left(\frac{V_t / \pi D_c}{(4 L_c/5 + L_{ac}) + (D_e/D_c)^{2/3} * (L_{ae} + 3 L_e/4)} \right)^3 \\ & \quad * \left(\frac{(V_e/V_t)(V_l/V_e) - (\rho_v/\rho_l)}{1 - (\rho_v/\rho_l)} \right)^3 \end{aligned} \quad (3-39)$$

¹ Dry-out limit

فصل ۴ ساخت دستگاه آزمایشگاهی و روش انجام

آزمایش ۱

۴-۱ مقدمه

با توجه به نوع استفاده و کاربرد لوله گرمایی روش‌های متفاوتی برای ساخت این نوع از لوله گرمایی (ترموسیفون) را می‌توان ارائه داد. برای طراحی و ساخت ترموسیفون باید نکاتی همچون از جمله کارایی موثر حرارتی، ساختار ساده، سمی نبودن بخارات سیال عامل و داشتن صرفه اقتصادی را مد نظر قرار داد.

۴-۲ ساخت لوله گرمایی

در قسمت‌های قبل به روابط طراحی و سایر پارامترهای دخیل و همچنین محدودیت‌های عملیاتی لوله گرمایی مورد بررسی قرار گرفته‌اند. روش‌های مختلفی برای ساخت لوله گرمایی پیشنهاد می‌شود که بسته به جنس سیال عامل و جنس لوله‌ی به کاربرده شده می‌تواند متفاوت باشد. در ابتدای امر باید جنس لوله و سیال عامل مشخص گردند که در این پژوهش لوله‌ی به کاربرده شده از جنس استیل^۱ ۳۰۴ با که قطر داخلی لوله ۲۸ میلی‌متر، قطر خارجی آن ۳۲ میلی‌متر و طول لوله ۱۱۰۰ میلی‌متر انتخاب گردید. دلیل انتخاب جنس لوله، سازگاری کامل با سیال عامل مدنظر می‌باشد. ابتدا لوله‌ی استیل به وسیله‌ی جوش آرگون از یک سمت مسدود شده که برای بستن انتهای لوله از یک ورق استیل به ضخامت ۲ میلی‌متر استفاده شده است (۴-۱) و از سمت دیگر رابط یک‌سر رزوه به قطر ۳/۴ اینچ به لوله جوش داده می‌شود که بتوان با استفاده از اتصالات پیچی مانند، تجهیزاتی از قبیل فشار سنج و شیرتویی را به لوله اضافه کرد. در شکل ۴-۲ جوش رابط یک‌سر رزوه به لوله نشان داده شده است.

¹ Stainless steel304



شکل ۴-۲: اتصال رابط یکسر رزوه‌دار به ترموسیفون



شکل ۴-۱: انتهای بسته شده لوله استیل

بعد از رابط یکسر رزوه، از سهراهی برای اتصال فشارسنج و اندازه‌گیری فشار داخل لوله استفاده شده است. برای تخلیه و شارژ سیال عامل به داخل لوله از شیر استفاده شده است. در شکل ۴-۳ و شکل ۴-۴ شیر به کار رفته، سهراهی رزوه داخل و در شکل ۴-۵ فشارسنج روغنی نشان داده شده است.



شکل ۴-۴: سه‌راهی به کار رفته در ترموسیفون



شکل ۴-۳: شیر به کار رفته در ترموسیفون



شکل ۴-۵: فشارسنج به کار رفته در ترموسیفون

۴-۳ ساخت چگالنده

قسمت چگالنده لوله گرمایی (ترموسیفون) از نوع جریان پیوسته آبی می‌باشد. به این صورت که یک لوله فولادی به قطر داخلی ۵۲ میلی‌متر و به ضخامت ۲ میلی‌متر و به طول ۳۰۰ میلی‌متر بریده شده که در شکل ۴-۶ نشان داده شده است. آب از قسمت پایین وارد غلاف فولادی شده سپس بعد از گردش حول ترموسیفون از قسمت بالایی آن خارج می‌شود.



شکل ۴-۶: لوله‌ی فولادی به کار رفته به عنوان چگالنده ترموسیفون

دو ورق آهنی به ضخامت ۱ میلی‌متر به بالا و پایین غلاف فولادی و دو عدد رابط یکسر رزوه به غلاف فولادی جوش داد شد. برای ثبت دمای سطح چگالنده ترموسیفون، به فاصله‌ی ۱۰ سانتی‌متر، ۲۰ سانتی‌متر از غلاف به قطر ۲ سانتی‌متر برای اتصال دو رابط فولادی به بخش چگالنده ترموسیفون سوراخ و جوش داده شد. در شکل ۴-۷ لوله گرمایی و چگالنده در نشان داده شده است.



شکل ۴-۷: نمایی از کندانسور جوش داده شده به ترموسیفون

در نهایت جهت جلوگیری از اتلاف حرارت در قسمت چگالنده و آدیاباتیک از فوم پلی اتیلن به ضخامت ۱ سانتی‌متر و پشم شیشه به ضخامت ۲/۵ سانتی‌متر به دور آنها پیچیده شده است. ظاهراً با افزایش ضخامت عایق، باید کاهش انتقال حرارت داشته باشیم، ولی اینطور نیست. افزایش ضخامت عایق ۲ اثر مخالف دارد [۴۴]:

- افزایش ضخامت باعث افزایش مقاومت هدایتی شده و انتقال حرارت کمتر می‌شود
- افزایش ضخامت باعث افزایش سطح خارجی عایق شده و طبق رابطه‌ی $Q = hA(T_w - T_\infty)$ ، انتقال حرارت بیشتر می‌شود.

h : ضریب انتقال حرارت از طریق جابجایی بین جداره و سیال عامل

A : سطح انتقال حرارت

T_w : دمای جداره

T_∞ : دمای محیط

شکل ۴-۸ نمایی کلی از ترموسیفون نشان داده شده است.



شکل ۴-۸: ترموسیفون ساخته شده

۴-۴ ساخت استراکچر^۱

جهت انجام آزمایش‌ها بر روی ترموسیفون، باید استراکچری مناسب ساخته شود که لوله گرمایی بر روی آن سوار گردد با استفاده از چند نبشی ۲ سانتی‌متری ابتدا پایه‌ای جهت جایگذاری مشعل طراحی گردید، سپس دو پایه دیگر جهت نگه‌داشتن لوله افقی که دهانه مشعل وارد آن می‌شود به استراکچر جوش داده شده است. در شکل ۴-۹ نمایی از جانمایی مشعل در استراکچر نشان داده شده است.



شکل ۴-۹: جانمایی مشعل و پایه‌گذاری برای لوله افقی

جهت انجام آزمایش‌ها بر روی لوله گرمایی و شبیه‌سازی آن با دود خروجی از بویلر نیروگاه بخار و همچنین تأثیر نداشتن تشعشعات، ابتدا از یک ردیوسر^۲ ۵ اینچی به ۳ اینچی و همچنین یک زانویی ۹۰ جوش داده شده به لوله‌ی ۳ اینچی در استراکچر استفاده گردید. ترموسیفون وارد لوله‌ی ۳ اینچی شده سپس گاز دود خروجی از مشعل با دادن حرارت خود به آن موجب انتقال حرارت شده و در نهایت گاز دود از انتهای لوله ۳ اینچی خارج می‌شود شکل (۴-۱۰).

^۱ structure

^۲ Reducer



شکل ۴-۱۰: لوله ۳ اینچی استفاده شده در استراکچر

۴-۵ انتخاب سیال عامل

یکی از مهم‌ترین مراحل در طراحی سیستم های تبادله گر ترموسیفونی، انتخاب سیال عامل مناسب می‌باشد. با توجه به محدوده‌ی دمای کاری که ۲۷۰-۳۸۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد [۴۵]. از روغن حرارتی دما بالا ساخت شرکت همگام صنعت صدر سپاهان مستقر در اصفهان استفاده شده است. نظر به اینکه در روابط مربوط به ترموسیفون‌ها رنج وسیعی از خواص ترموفیزیکی سیال عامل بایستی در دسترس باشد و امکان اندازه‌گیری برخی از خواص از جمله ویسکوزیته‌ی بخار در دمای کاری ۲۷۰-۳۸۰ درجه سانتی‌گراد مقدور نمی‌باشد، لذا از سیال $C_{16}H_{34}$ به منظور پیش بینی خواص مربوط به روغن حرارتی دما بالای مورد استفاده در آزمایشات استفاده شده است. مقدار هدایت حرارتی روغن و ظرفیت گرمایی ویژه آن توسط دستگاه KD2 در آزمایشگاه پرتاووس مشهد اندازه‌گیری شده است و مقادیر بدست آمده تا حد قابل قبولی به خواص مربوط به روغن $C_{16}H_{34}$ نزدیک می‌باشد. با استفاده از نرم‌افزار

اسپن پلاس^۱ تمامی خواص مربوط به روغن C₁₆H₃₄ تهیه و در قالب جدول ۴-۱ برای تعیین پارامترهای طراحی و ساخت ترموسیفون آورده شد.

جدول ۴-۱: خواص روغن استفاده شده در مدل سازی

-	Unit							
T	K	590.15	591.15	592.15	593.15	594.15	595.15	596.15
P	kPa	10	10	10	10	10	10	10
CP_v	$\frac{kJ}{kg-K}$	2.7972	2.8002	2.80327	2.80627	2.80926	2.81225	2.81524
CP_l	$\frac{kJ}{kg-K}$	3.2702	3.2751	3.2801	3.2851	3.2902	3.2953	3.3005
γ_v	-	1.0136	1.0136	1.0136	1.0136	1.0136	1.0135	1.0135
γ_l	-	1	1	1	1	1	1	1
CV_v	$\frac{kJ}{kg-K}$	2.7595	2.7625	2.7655	2.7685	2.7715	2.7745	2.7775
CV_l	$\frac{kJ}{kg-K}$	3.2702	3.2751	3.2801	3.2851	3.2902	3.2953	3.3005
h_{lv}	kJ/kg	208.67	208.06	207.44	206.82	206.19	205.56	204.93
K_v	$\frac{W}{m-K}$	0.0285	0.0286	0.0287	0.0288	0.0289	0.0290	0.0291
K_l	$\frac{W}{m-K}$	0.0781	0.0779	0.0777	0.0774	0.0772	0.0770	0.0768
μ_v	$\frac{N-s}{m^2}$	7.0 E-06	7.0 E-06	7.0 E-06	7.0 E-06	7.0 E-06	7.0 E-06	7.0 E-06
μ_l	$\frac{N-s}{m^2}$	0.00018	0.0001	0.00018	0.00018	0.00017	0.00017	0.00017
ρ_v	$\frac{kg}{m^3}$	0.46410	0.4633	0.46250	0.46170	0.46091	0.46012	0.45934
ρ_l	$\frac{kg}{m^3}$	541.895	540.85	539.817	538.773	537.725	536.673	535.617
σ_l	N/m	0.00528	0.00523	0.00517	0.00511	0.00506	0.00500	0.00495

۴-۶ سیستم گردش آب

برای تأمین آب در حال گردش در غلاف چگالنده از پمپ سیرکولار^۲ خطی سری Star_RS شرکت ویلو^۳، با امکان اتصال لوله به صورت رزوه ای استفاده شده است. این پمپ مجهز به کلید انتخاب دور موتور

¹ Aspen plus

² Circular

³ Wilo

جهت تنظیم توان در محدوده هد^۱ و دبی مورد نیاز می‌باشد. در شکل ۱۱-۴ پمپ استفاده شده در آزمایش‌ها نشان داده شده است.



شکل ۱۱-۴: پمپ استفاده شده در آزمایش‌ها

با توجه به تعداد آزمایش‌ها و زمان هر آزمایش برای صرفه‌جویی در مصرف آب در حال گردش در غلاف چگالنده آبی، از دو مخزن ۵۰ لیتری استفاده شد که در شکل ۱۲-۴ نشان داده شده است و همچنین جهت تنظیم دبی مورد نیاز در چگالنده آبی از یک شیر پلاستیکی استفاده شده است که در شکل ۱۳-۴ نشان داده شده است.

¹ Head



شکل ۴-۱۲: مخزن آب ۵۰ لیتری استفاده شده در آزمایش‌ها



شکل ۴-۱۳: شیر به کار رفته جهت تنظیم دبی آب

۴-۷ مشعل احتراق

جهت تأمین دمای مورد نیاز انجام آزمایش‌ها از یک مشعل گازسوز خانگی و کم‌ظرفیت ایران رادیاتور سری F مدل ۵۵ استفاده شده است. این مشعل با دامنۀ حرارتی ۱۷۲۰۰ الی ۴۳۰۰۰ کیلوکالری بوده و از دیگر مشخصات فنی آن می‌توان به عملکرد یک مرحله‌ای، ورودی گاز ۱/۲ اینچ به همراه شیر برقی، رله کنترل فلو سوئیچ هوا و پرشر سوئیچ گاز اشاره نمود. که در شکل ۴-۱۴ مشعل احتراقی استفاده شده در این پژوهش نشان داده شده است.



شکل ۴-۱۴: مشعل به کار برده شده در آزمایش‌ها

۴-۸ خلأ ترموسیفون

در این پژوهش، برای خلأ کردن ترموسیفون از پمپ VALUE 115N به ابعاد $22 \times 12/5 \times 29$ سانتی‌متر به وزن ۶۶۰۰ گرم با ظرفیت ۵۱ لیتر بر دقیقه استفاده گردید. ابتدا لوله گرمایی را تمیز و خشک نموده، سپس با اتصال رابط که دارای فشارسنج و شیر می‌باشد به لوله گرمایی و پمپ خلأ متصل گردید، و با توجه به فشار موردنیاز جهت انجام آزمایش‌ها، خلأ لوله گرمایی صورت می‌گیرد، با بستن شیر تعبیه شده در انتهای لوله گرمایی فشار داخل لوله گرمایی ثابت می‌شود. در شکل ۴-۱۵ پمپ خلأ به کار رفته در آزمایش‌ها نشان داده شده است.



شکل ۴-۱۵: پمپ خلا به کار برده شده در آزمایش‌ها

۴-۹ ستاپ^۱ آزمایشگاهی

برای تست بر روی ترموسیفون ستاپ آزمایشگاهی طراحی و ساخته شد. همانطور که در شکل (۴-۱۶ الف) شماتیک ستاپ آزمایشگاهی و جانمایی تجهیزات به کار رفته در این ستاپ نشان داده شده است. تجهیزات به کار رفته در ستاپ به ترتیب شماره معرفی می‌شوند.

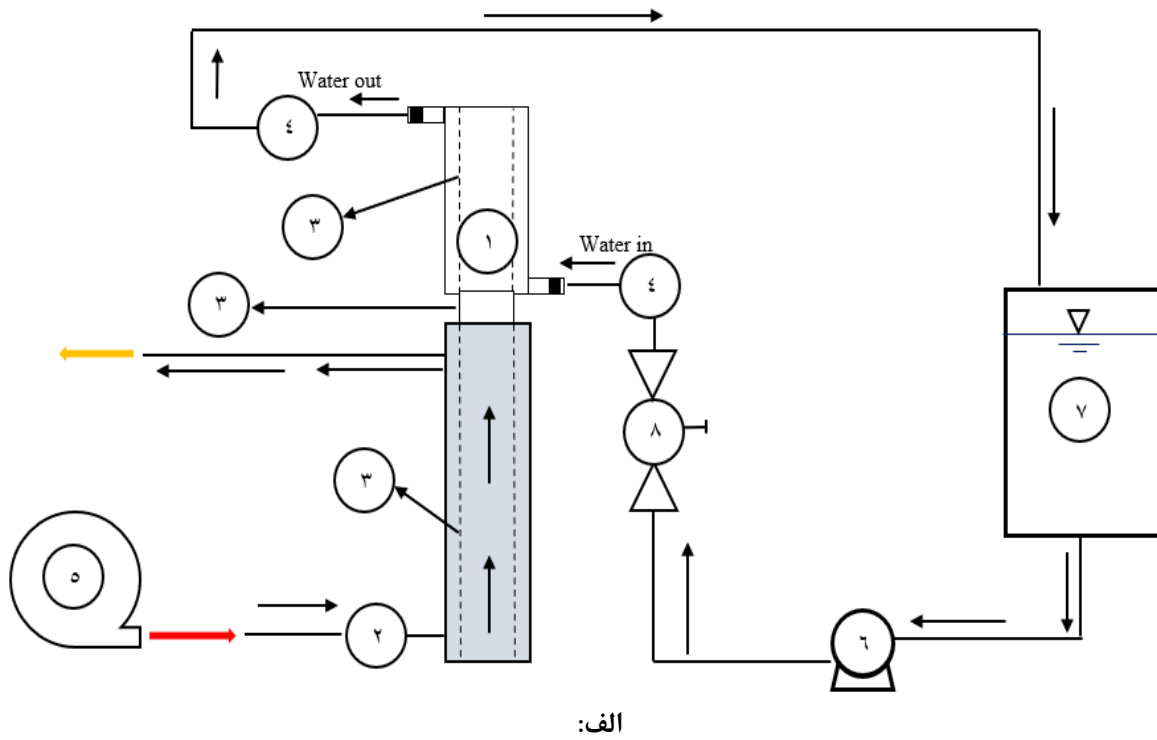
- ۱- ترموسیفون ساخته شده برای انجام تست در دمای عملیاتی
- ۲- سنسور دمای تعبیه شده در استراکچر برای ثبت دمای دود ورودی
- ۳- مانیتورینگ دمای بخش‌های مختلف ترموسیفون با استفاده از دوربین حرارتی
- ۴- استفاده از ترموکوپل TA۲۸۸ برای ثبت دمای آب ورودی و خروجی از بخش چگالنده آبی
- ۵- مشعل گازی برای تامین شار حرارتی مورد نیاز آزمایش‌ها
- ۶- پمپ آبی جهت گردش آب در بخش چگالنده آبی ترموسیفون

¹ Setup

۷- مخزن آبی تعبیه شده در آزمایش‌ها

۸- شیر تنظیم دبی آب در بخش کندانسور آبی

شکل (۴-۱۶) تصویر ستاپ آزمایشگاهی ساخته شده برای انجام تست بر روی ترموسیفون نشان داده شده است.





ب:

شکل ۴-۱۶ الف: شماتیک، ب: تصویر ستاپ آزمایشگاهی ساخته شده

۱: ترموسیفون ۲: سسنور دما ۳: مانیتورینگ دما با دوربین حرارتی ۴: ترموکوپل TA۲۸۸ ۵: مشعل گازی ۶: پمپ آب ۷: مخزن آب ۸: شیر تنظیم دبی آب

۴-۱۰ راه اندازی ترموسیفون

برای راه اندازی ترموسیفون ابتدا باید جداره های لوله عاری از هرگونه ناخالصی بوده، چراکه وجود ناخالصی باعث ایجاد مشکل در حرکت مایع روی جداره داخلی لوله می گردد و عملاً باعث کاهش راندمان می شود. بدین منظور ابتدا لوله ای استیل را با آب مقطر شستشو داده سپس با تخلیه و شارژ چندین باره ی لوله و ریختن الکل جهت چربی زدایی، ناخالصی های روغنی موجود در جداره، لوله را به طور کامل شستشو داده می شود و مهبای خشک کردن در مرحله ی بعد می گردد. در این مرحله پس از انجام شستشوی کامل لوله ی گرمایی با آب و الکل، توسط حرارت حدود ۳۰ دقیقه لوله ی گرمایی را خشک کرده و از خشک

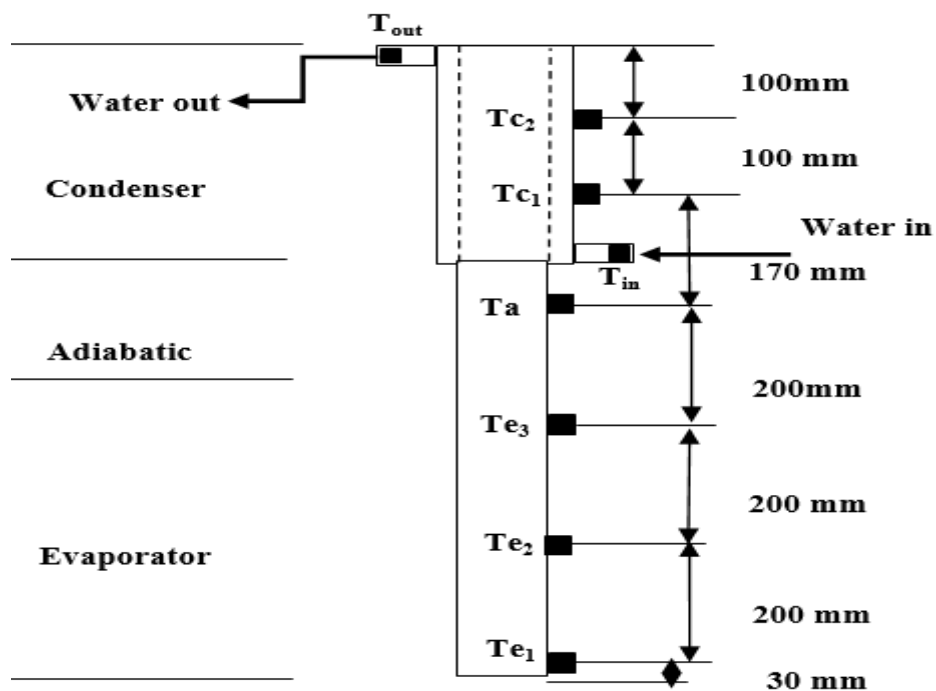
بودن کامل لوله‌ی گرمایی اطمینان حاصل می‌شود. برای شارژ لوله گرمایی ابتدا لوله گرمایی خلا می‌گردد، سپس با در نظر گرفتن حجم سیال مناسب برای آزمایش مقداری از سیال به قسمت فوقانی شیر ترموسیفون اضافه می‌گردد تا با باز کردن شیر ترموسیفون هوا وارد لوله نگردد. بین لوله تغذیه (بورت) و شیر ترموسیفون به رابط شفاف پر شده از سیال عامل استفاده می‌شود از عدم نفوذ حباب هوا به داخل لوله اطمینان حاصل گردد. با محاسبه حجم سیال عامل برای ترموسیفون، سیال عامل را داخل بورت مدرج ریخته و با باز کردن شیر ترموسیفون، سیال عامل به سمت داخل لوله کشیده می‌شود.

۱۱-۴ روش انجام آزمایش

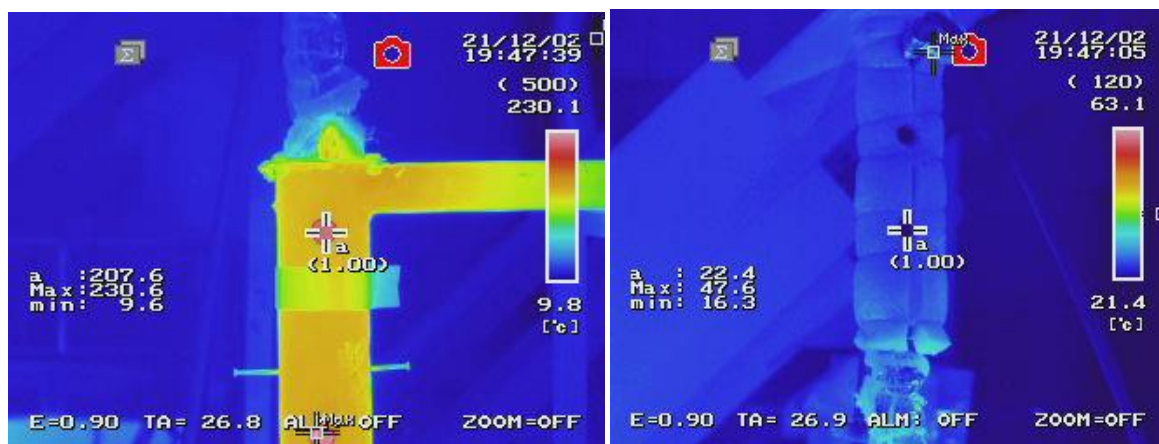
برای تأمین دمای مورد نیاز بخش تبخیرکننده ترموسیفون، باید دمای گاز دود عبوری از روی لوله در این بخش تا رسیدن به حالت پایدار، زمانی را سپری کند. این زمان برای رسیدن به دمای ۲۷۰ درجه تقریباً ۳ دقیقه و برای رسیدن به دمای ۳۸۰ درجه ۵ دقیقه ثبت گردید، جهت ثبت دمای سطح جداره لوله گرمایی در بخش آدیاباتیک کمی از عایق پیچیده شده در این بخش را شکافته تا دوربین حرارتی قادر به ثبت تصویر و در نهایت اندازه‌گیری دمای آن نقطه باشد. در شکل ۴-۱۷ موقعیت سوراخ‌های ایجاد شده بر روی سیستم جهت مونیتور دمای نقاط مختلف ترموسیفون نشان داده شده است. دماهای مربوط به آب ورودی و خروجی از غلاف کندانسور با ترموکوپل اندازه‌گیری می‌گردد، اما دمای بخش چگالنده، آدیاباتیک و همچنین دمای تبخیرکننده سطح لوله ترموسیفون با استفاده از دوربین حرارتی ثبت می‌گردد. هر ۵ دقیقه ثبت دما صورت می‌پذیرد و این فرایند تا ۴۵ دقیقه ادامه می‌یابد تا سیستم به حالت پایدار خود برسد و تغییر قابل ملاحظه‌ای در دماهای خوانده شده از هر بخش رویت نگردد. در شکل ۴-۱۸ نمونه‌هایی از عکس‌های گرفته شده از بخش چگالنده و تبخیرکننده ترموسیفون نشان داده شده است.

برای راه اندازی سیستم، ابتدا یکی از مخازن ذخیره آب پر شده، سپس به کمک پمپ خطی آب در بخش چگالنده آبی به جریان می‌افتد. در سر راه یک شیر جهت تنظیم دبی مورد نظر در آزمایش تعبیه شده

است که آب ورودی از قسمت پایین چگالنده آبی (غلاف فولادی) جریان یافته و از قسمت بالایی چگالنده آبی (غلاف فولادی) خارج می‌گردد. به محض خروج از غلاف با دماسنج دمای آن ثبت می‌گردد.



شکل ۴-۱۷: شماتیک ترموسیفون و موقعیت قرارگیری نقاط ثبت دما



شکل ۴-۱۸: دماهای ثبت شده با دوربین حرارتی از بخش‌های مختلف ترموسیفون

۴-۱۲ تجهیزات اندازه‌گیری

۴-۱۲-۱ لوله تغذیه

برای تخلیه و شارژ ترموسیفون از لوله‌ای تحت عنوان لوله‌ی تغذیه یا بورت استفاده می‌شود که در این پژوهش این لوله‌ی تغذیه یک بورت ۵۰ میلی‌لیتری از جنس شیشه پیرکس^۱ و مدرج شده می‌باشد که در شکل ۴-۱۹ نمایش داده شده است.



شکل ۴-۱۹: بورت استفاده شده در آزمایش‌ها

^۱ Pyrex

۲-۱۲-۴ ترموکوپل

دمای آب ورودی به چگالنده آبی را با استفاده از دماسنج مدل TA۲۸۸ اندازه‌گیری می‌گردد که دماسنج دارای یک پراب ضدزنگ بوده و مناسب برای اندازه‌گیری دمای مایعات می‌باشد. این دماسنج قابلیت نمایش دما به درجه فارنهایت و سانتی‌گراد را داراست و سر آن نیز توانایی چرخش ۱۸۰ درجه را دارد. دامنه اندازه‌گیری دمایی این دماسنج بین ۵۰- تا ۳۰۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد که دقت اندازه‌گیری این دماسنج ۰/۱ درجه درج شده است. که در شکل ۴-۲۰ نشان داده شده است.



شکل ۴-۲۰: دماسنج استفاده شده در آزمایش‌ها

برای ثبت دمای گاز دود عبوری از بخش تبخیر کننده ترموسیفون، از کنترل‌کننده دما مدل SHD96A استفاده شده است که دارای دو نمایشگر دیجیتال برای نمایش هم‌زمان دمای تنظیمی و دمای جاری است. سنسور ورودی از نوع K یا J بوده که محدوده دمای عملکردی آن بین ۰-۶۰۰ درجه سانتی‌گراد بوده و همچنین دقت اندازه‌گیری این سنسور ۱ درجه سانتی‌گراد است. در شکل ۴-۲۱ کنترل‌کننده دما و سنسور مربوطه نشان داده شده است.



شکل ۴-۲۱: سنسور و کنترل کننده دمای به کار رفته در آزمایش‌ها

۳-۱۲-۴ دوربین حرارتی

دوربین‌های حرارتی معمولاً دماهای سردتر را با رنگ‌هایی مثل آبی، بنفش یا سبز نشان می‌دهند و دمای‌های گرم‌تر را با رنگ‌هایی همچون قرمز، نارنجی یا زرد نمایش می‌دهند. همه اشیاء به نوعی از خود اشعه‌های مادون قرمز منتشر می‌کنند و دوربین‌های حرارتی با دریافت مقادیر متفاوتی از نور مادون قرمز، قادرند دمای منطبق را یافته و تشخیص دهند. این نور با چشمان غیرمسلح قابل مشاهده نیست، ولی اگر از شدت بالایی برخوردار باشد، می‌توان آن را احساس کرد. درون دوربین‌های حرارتی تعدادی دستگاه اندازه‌گیری کوچک به نام میکروبلومتر وجود دارد (به ازای هر پیکسل یک عدد). این میکروبلومترها از داخل دوربین دما را ثبت کرده و به هر پیکسل یکرنگ مناسب اختصاص می‌دهند. به همین خاطر است که اکثر دوربین‌های حرارتی نسبت به تلویزیون‌ها و صفحه‌نمایش‌های مدرن دارای رزولوشن بسیار اندکی هستند. در حقیقت، بهترین رزولوشن دوربین‌های حرارتی فعلی چیزی در حدود 480×640 است.



شکل ۴-۲۲: دوربین حرارتی استفاده شده در آزمایش‌ها

محدوده‌ی دمایی دوربین حرارتی مدل NEC-AVIO-R300SR-HD استفاده شده در این پژوهش تا ۲۰۰۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد و دقت اندازه‌گیری آن ۱ درجه سانتی‌گراد است. در این پژوهش برای ثبت دمای سطوح تبخیرکننده، آدیاباتیک و چگالنده ترموسیفون از آن استفاده گردیده است شکل (۴-۲۲).

۴-۱۳ آنالیز خطا

بررسی‌هایی جهت تعیین میزان خطا در انتقال حرارت ترموسیفون بوسیله اندازه‌گیری‌های تجربی انجام گرفته است. این بررسی‌ها تاثیر خطاهای اندازه‌گیری را در نتیجه کلی نشان می‌دهد. معادله مورد استفاده جهت تخمین خطا رابطه (۴-۱) می‌باشد.

$$U_{Qi} = \frac{X_i}{Q} \frac{\partial Q}{\partial X_i} U_{Xi} \quad (۴-۱)$$

که در این رابطه X_i : پارامتر قابل اندازه‌گیری

Q : کمیت محاسبه شده از روی پارامترهای قابل اندازه‌گیری

U_{Xi} : خطای اندازه‌گیری (نسبت دقت سیستم اندازه‌گیری به کوچکترین مقدار کمیت اندازه‌گیری شده در آزمایش‌ها)

U_{Qi} : حداکثر خطای ممکن در محاسبه یک کمیت

تأثیر تمام خطاها در محاسبه کمیت نهایی به صورت معادله (۴-۲) بیان می‌شود.

$$Max U_Q = \pm \left[\left(\frac{X_1}{Q} \frac{\partial Q}{\partial X_1} U_1 \right)^2 + \left(\frac{X_2}{Q} \frac{\partial Q}{\partial X_2} U_2 \right)^2 + \dots \right]^{0.5} \quad (4-2)$$

که U_Q نشان دهنده خطای حاصل در تخمین کمیت می‌باشد [۴۶].

نحوه محاسبه خطای حاصله در محاسبه انتقال حرارت ترموسیفون در آزمایشات به صورت نمونه آورده شده است.

خطای تقریبی اندازه‌گیری دبی جرمی سیال با استفاده از رابطه (۴-۳) محاسبه می‌گردد.

$$U_{\dot{m}} = \pm \frac{50}{1000} = \pm 0.05 \quad (4-3)$$

خطای تقریبی اندازه‌گیری دما آب غلاف چگالنده را می‌توان با استفاده از رابطه (۴-۴) محاسبه کرد.

$$U_{Tin} = \pm \frac{0.1}{19.1} = \pm 5.23 \times 10^{-3} \quad (4-4)$$

نرخ گرمای منتقل شده توسط بخش چگالنده به آب داخل غلاف از رابطه (۴-۵) محاسبه می‌شود.

$$Q_{out} = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (4-5)$$

چون C_p را وابسته به دما در نظر می‌گیریم، خطای آن را صفر لحاظ کرده و حداکثر میزان خطا را محاسبه می‌کنیم.

$$Max U_Q = \pm \left[\left(\frac{\dot{m}}{Q} \frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} U_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{T}{Q} \frac{\partial Q}{\partial T} U_T \right)^2 \right]^{0.5} \quad (4-6)$$

$$Max U_Q = \pm \left[\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})} \frac{C_p(T_{out} - T_{in})}{1} U_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{T}{\dot{m}C_p T} \frac{\dot{m}C_p}{1} U_T \right)^2 \right]^{0.5} \quad (4-7)$$

$$Max U_Q = \pm [(U_{\dot{m}})^2 + (U_T)^2]^{0.5} \quad (4-8)$$

با جایگذاری مقادیر خطا در رابطه فوق میزان خطا در محاسبه Q برابر $0.2/5\%$ حاصل گردید. به طور مشابه می توان خطای اندازه گیری مقاومت حرارتی را نیز حساب کرد:

$$R = \frac{\Delta T}{\dot{m}C_p \Delta T} \quad (4-9)$$

$$Max U_R = \pm \left[\left(\frac{\dot{m}}{R} \frac{\partial R}{\partial \dot{m}} U_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T} U_T \right)^2 + \left(\frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T} U_T \right)^2 \right]^{0.5} \quad (4-10)$$

$$Max U_R = \pm [(-U_{\dot{m}})^2 + (-U_T)^2 + (U_T)^2]^{0.5} \quad (4-11)$$

با جایگذاری مقادیر خطا در رابطه (4-11) میزان خطا برای مقاومت ترموسیفون $0.5/5\%$ حاصل گردید.

۴-۱۴ نمونه آزمایش

برای انجام آزمایش ها بر روی ترموسیفون و تعیین بهینه ترین حالت ممکن برای آن، آزمایش ها در سه دسته نسبت ابعاد (طول بخش تبخیرکننده به قطر داخلی لوله)، چهار نسبت مختلف پرشدن و پنج دمای مختلف دود صورت می پذیرد. به عبارت دیگر هر آزمایش با نسبت ابعاد و حالت پرشدن سیال خود در ۵ دمای متفاوت بر روی ترموسیفون به مدت ۴۵ دقیقه جهت رسیدن دمای ترموسیفون به حالت پایدار ادامه پیدا می کند. ولی عملاً در هر آزمایش دمای ترموسیفون از دقیقه ۳۰ به بعد به حالت پایدار خود

می‌رسد. در جدول ۴-۲ نمونه ای از انجام آزمایشات برای نسبت ابعادی ۱۸، نسبت پرشدن ۳۰٪ در محدوده دمایی ۲۷۵-۳۷۵ درجه سانتی‌گراد گزارش شده است.

جدول ۴-۲: آزمایش‌های صورت گرفته بر روی ترموسیفون

		FR=30%				
		دمای دود (□)				
AR=18	دمای سطوح (□)	275	300	325	350	375
	Te ₁	128.13	131.33	145.41	161.51	177.66
	Te ₂	123.36	122.55	137.14	155.17	172.63
	Te ₃	102.63	112.42	123.93	137.17	143.24
	Ta	52.57	73.58	82.58	76.06	60.73
	Tc ₁	25.51	26.35	28.28	29.05	31.48
	Tc ₂	24.66	25.57	26.94	27.42	29.38

۴-۱۵ محاسبه محدودیت‌های عملیاتی سیستم

با توجه به پارامترهای موثر در طراحی و ساخت ترموسیفون همچنین روابط مربوط به مدلسازی و نحوه محاسبه محدودیت‌ها و همچنین با مشخص شدن نسبت ابعاد، نسبت پرشدن، جنس سیال عامل، لوله به کار رفته و محدوده‌ی دمای عملیاتی سیستم در آزمایش‌ها، برای کلیه آزمایش‌ها محدودیت‌های عملیاتی سیستم محاسبه گردیده است. جدول (۴-۳) حدهای مختلف برای هر آزمایش محاسبه شده است.

جدول ۴-۳: محاسبه حدهای عملیاتی برای هر آزمایش

شماره آزمایش	نسبت پرشدن (-)	نسبت ابعاد (-)	محدودیت گرانروی (kw)	محدودیت صوتی (kw)	محدودیت جوشش (kw)	محدودیت طغیان (kw)	کنترل کننده سیستم (kw)
1	0.3	11	5703.07	0.27718	0.76595	1.0592	0.27718
2	0.3	11	5683.1	0.27684	0.76495	1.05765	0.27684

شماره آزمایش	نسبت پرشدن (-)	نسبت ابعاد (-)	محدودیت گرانروی (kw)	محدودیت صوتی (kw)	محدودیت جوشش (kw)	محدودیت طغیان (kw)	کنترل کننده سیستم (kw)
3	0.3	11	5391.78	0.27168	0.75001	1.03447	0.27168
4	0.3	11	5326.6	0.2705	0.74659	1.02912	0.2705
5	0.3	11	5195.83	0.2681	0.73963	1.01819	0.2681
6	0.5	11	5253.13	0.26916	0.50891	1.02301	0.26916
7	0.5	11	4960.25	0.26365	0.49799	0.99782	0.26365
8	0.5	11	4653.74	0.25763	0.48602	0.96986	0.25763
9	0.5	11	4422.73	0.25289	0.47661	0.94757	0.25289
10	0.5	11	3986.2	0.24339	0.45774	0.90209	0.24339
11	0.7	11	4827.35	0.26108	0.38424	0.98591	0.26108
12	0.7	11	4597.29	0.25649	0.37713	0.96452	0.25649
13	0.7	11	4383.35	0.25207	0.37028	0.94365	0.25207
14	0.7	11	4210.46	0.24837	0.36455	0.92604	0.24837
15	0.7	11	4046.54	0.24475	0.35895	0.90866	0.24475
16	0.9	11	5060.89	0.26557	0.32481	1.00664	0.26557
17	0.9	11	4864.14	0.2618	0.31995	0.98924	0.2618
18	0.9	11	4755.24	0.25966	0.3172	0.97931	0.25966
19	0.9	11	4472.38	0.25393	0.30983	0.95245	0.25393
20	0.9	11	4202.02	0.24818	0.30245	0.92516	0.24818
21	0.3	18	6718.12	0.2804	0.73802	1.07352	0.2804
22	0.3	18	6585.95	0.27843	0.73257	1.06474	0.27843
23	0.3	18	6204.86	0.27257	0.71641	1.03846	0.27257
24	0.3	18	5822.43	0.26641	0.69944	1.0105	0.26641
25	0.3	18	5491.91	0.26085	0.68409	0.98486	0.26085
26	0.5	18	5730.22	0.26489	0.47638	1.00349	0.26489
27	0.5	18	5515.05	0.26125	0.46951	0.9867	0.26125
28	0.5	18	5110.76	0.25412	0.45602	0.95335	0.25412
29	0.5	18	4748.01	0.24734	0.44321	0.92113	0.24734
30	0.5	18	4564.47	0.24376	0.43644	0.90388	0.24376
31	0.7	18	5572.21	0.26223	0.36746	0.99122	0.26223
32	0.7	18	5317.76	0.25782	0.36097	0.97074	0.25782
33	0.7	18	5082.82	0.25361	0.35476	0.95095	0.25361
34	0.7	18	4806.43	0.24846	0.34717	0.92648	0.24846
35	0.7	18	4549.39	0.24346	0.3398	0.90243	0.24346
36	0.9	18	5668.27	0.26385	0.30709	0.99872	0.26385
37	0.9	18	5373.77	0.2588	0.30091	0.97533	0.2588
38	0.9	18	5099.19	0.25391	0.29492	0.95236	0.25391

شماره آزمایش	نسبت پرشدن (-)	نسبت ابعاد (-)	محدودیت گرانروی (kw)	محدودیت صوتی (kw)	محدودیت جوشش (kw)	محدودیت طغیان (kw)	کنترل کننده سیستم (kw)
39	0.9	18	4864.76	0.24957	0.2896	0.93176	0.24957
40	0.9	18	4642.52	0.2453	0.28438	0.9113	0.2453
41	0.3	25	6028.94	0.25541	0.64746	0.95945	0.25541
42	0.3	25	5698.6	0.2502	0.63354	0.93478	0.2502
43	0.3	25	5391.63	0.24514	0.62004	0.91055	0.24514
44	0.3	25	5176.47	0.24146	0.61021	0.89274	0.24146
45	0.3	25	4972.16	0.23786	0.60059	0.87512	0.23786
46	0.5	25	6337.92	0.2601	0.45222	0.98135	0.2601
47	0.5	25	5937.7	0.254	0.44106	0.95277	0.254
48	0.5	25	5569.9	0.24811	0.43028	0.92479	0.24811
49	0.5	25	5323.12	0.24398	0.42274	0.90496	0.24398
50	0.5	25	5091.68	0.23998	0.41542	0.88551	0.23998
51	0.7	25	6134.32	0.25703	0.34817	0.96704	0.25703
52	0.7	25	5807.22	0.25194	0.34091	0.94305	0.25194
53	0.7	25	5502.68	0.247	0.33386	0.91947	0.247
54	0.7	25	5201.51	0.2419	0.32659	0.89485	0.2419
55	0.7	25	4921.39	0.23694	0.31953	0.87062	0.23694
56	0.9	25	6165.73	0.25751	0.28965	0.96928	0.25751
57	0.9	25	5870.48	0.25294	0.28424	0.94779	0.25294
58	0.9	25	5593.48	0.24849	0.27898	0.92664	0.24849
59	0.9	25	5353.25	0.2445	0.27424	0.90743	0.2445
60	0.9	25	5115.1	0.24039	0.26938	0.88752	0.24039

با توجه به محاسبات محدودیت برای هر یک از آزمایش‌ها، انجام آزمایش‌ها به گونه ای مدیریت شد که سیستم ترموسیفونی با هیچ یک از محدودیت‌های محاسبه شده روبرو نگردد. و در هر یک از آزمایش‌ها کنترل کننده ی سیستم، محدودیتی معرفی می‌شود که از دیگر محدودیت‌ها مقدار کمتری داشته باشد. محدودیت صوتی کمترین توان را در بین محدودیت‌ها دارد و به عنوان کنترل کننده ی سیستم معرفی

می‌گردد. در جدول ۴-۴ محدوده‌ی تغییرات هر یک از محدودیت‌ها گزارش شده است.

جدول ۴-۴: محدوده تغییرات محدودیت‌های عملیاتی سیستم

رنج تغییرات محدودیت‌های محاسبه شده در آزمایش‌ها							
کمترین مقدار محدودیت صوتی (kw)	بیشترین مقدار محدودیت صوتی (kw)	کمترین مقدار محدودیت طغیانی (kw)	بیشترین مقدار محدودیت طغیانی (kw)	کمترین مقدار محدودیت گرانیروی (kw)	بیشترین مقدار محدودیت گرانیروی (kw)	کمترین مقدار محدودیت جوشش (kw)	بیشترین مقدار محدودیت جوشش (kw)
0.23694	0.2804	0.87062	1.07352	3986.2	6718.12	0.26938	0.76595

فصل ۵. بررسی نتایج

۵-۱ مقدمه

همان‌طور که در فصل‌های قبل اشاره شد در عملکرد ترموسیفون عوامل مختلفی مانند سیال عامل و خواص ترموفیزیکی آن، جنس لوله‌ی به کار رفته در آزمایش، میزان پرشدن، نسبت ابعاد و دماهای مختلف تأثیرگذار هستند. تحلیل عملکرد ترموسیفون در نسبت ابعاد مختلف، نسبت پرشدن و همچنین در دماهای متفاوت به تعداد ۶۰ آزمایش صورت گرفته است که بعد از بررسی‌های تجربی و مدلسازی صورت گرفته نتایجی که در این فصل به آنها اشاره می‌شود، بدست آمده است.

۵-۲ نتایج تجربی

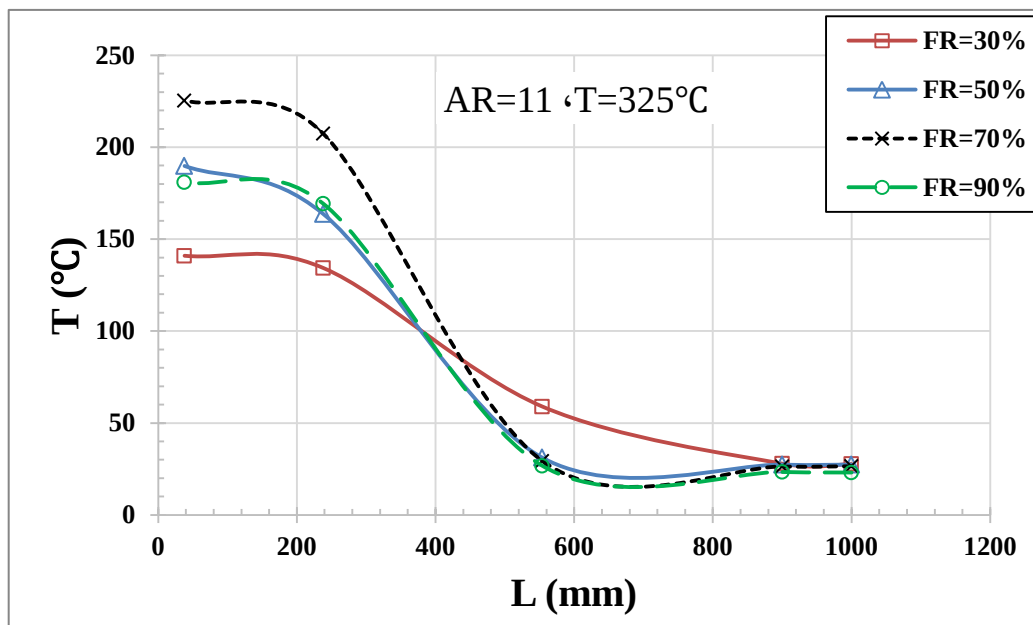
با توجه به اینکه مونیتور کردن دماهای قسمت‌های مختلف ترموسیفون با دوربین صورت گرفته است و دوربین حرارتی مورد استفاده دمای یک نقطه را مشخص می‌کند، با استفاده از نرم‌افزار InfReC Standard ۹۵۰۰ Analyzer NS برای تمامی سطوح دمای میانگین در محاسبات مربوطه مدنظر قرار گرفته است.

۵-۲-۱ نتایج در $AR=11$

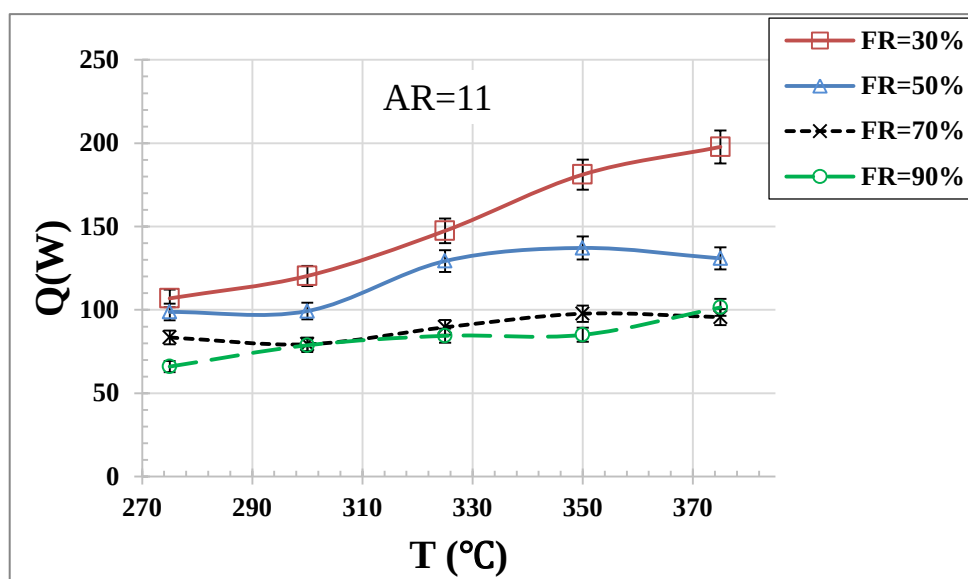
در حین انجام آزمایش‌ها دمای جداره ترموسیفون در مقادیر مختلف دمای دود ورودی در دو نقطه از بخش تبخیرکننده، یک نقطه از بخش آدیاباتیک و دو نقطه از بخش چگالنده اندازه‌گیری شده است. در شکل ۵-۱ تغییرات دما در طول ترموسیفون در دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد با نسبت ابعاد ۱۱ در چهار سطح پرشدن از سیال عامل نشان داده شده است. با توجه به آبی بودن چگالنده در ترموسیفون، دما در بخش چگالنده ترموسیفون برای چهار سطح پرشدن به عدد تقریباً مشترکی که برابر ۲۶ درجه سانتی‌گراد می‌باشد همگرا شده‌اند. در نسبت پرشدن ۳۰٪ کمترین دمای جداره ترموسیفون نسبت به

دیگر سطح‌ها ایجاد شده است، که دلیل آن را می‌توان زیاد بودن ضریب انتقال حرارت داخلی در بخش چگالنده ترموسیفون بیان نمود. انتقال حرارت بیشتر به سیال جاری در غلاف بخش چگالنده، باعث کاهش فشار بخار درون ترموسیفون شده و با کاهش فشار بخار درون ترموسیفون دمای روغن استفاده شده درون ترموسیفون کم می‌گردد که همین امر باعث افت دمای جداره‌ی ترموسیفون می‌گردد. در نسبت پرشدن ۹۰٪ که دما سطح جداره نزدیک به نسبت پرشدن ۵۰٪ است، احتمالاً ناشی از خطا در اندازه‌گیری دما می‌باشد. در شکل ۵-۲ نمودار انتقال حرارت به آب در نسبت‌های پرشدن مختلف نشان داده شده است. مطابق با آنچه که در این شکل نشان داده شده است، در تمامی سطوح از دمای دود، نسبت پرشدن ۳۰٪ بیشترین انتقال حرارت به آب را نسبت به دیگر سطح‌های پرشدن نشان می‌دهد. با توجه به افزایش دما و میزان کم سیال عامل در نسبت پرشدن ۳۰٪، بخار داغ درون ترموسیفون نسبت به دیگر سطح‌ها بیشتر ایجاد می‌گردد و با افزایش بخار سیال عامل درون ترموسیفون، مقدار انتقال حرارت به آب بیشتر شده است. در یک نگاه کلی به شکل مزبور این نتیجه استنباط می‌گردد که با افزایش دما، میزان انتقال حرارت به آب بیشتر شده و با افزایش میزان نسبت پرشدن از میزان انتقال حرارت به آب کاسته می‌شود. به‌طور مثال در نسبت پرشدن ۹۰٪ با افزایش دمای دود از ۲۷۵ تا ۳۸۰ درجه سانتیگراد، میزان انتقال حرارت به سیال جاری در بخش چگالنده از ۶۶ به ۱۰۱/۴۷ وات تغییر می‌کند که نشان از بهبود ۵۳/۷۴ درصدی در انتقال حرارت از ترموسیفون می‌باشد. میزان انتقال حرارت به آب در نسبت پرشدن ۷۰٪ و ۹۰٪ تقریباً یکسان است. لذا می‌توان گفت که دمای جداره ترموسیفون جهت انتقال حرارت بیشتر در نسبت پرشدن بیشتر، افزایش نیافته و بخار کمی از سیال عامل در چرخه تبخیر و چگالش شرکت کرده است. در شکل ۵-۳ مقاومت حرارتی ترموسیفون در نسبت‌های پرشدن مختلف نشان داده شده است. مطابق با آنچه که در این شکل نشان داده شده است، مقدار مقاومت ترموسیفون با افزایش نسبت پرشدن رو به افزایش است. به عنوان مثال برای نسبت پرشدن ۳۰٪ با افزایش دما دود از ۲۷۵ تا ۳۸۰ درجه سانتی‌گراد مقدار مقاومت ترموسیفون از ۰/۹۵ به ۰/۵۹ سانتی‌گراد به وات تغییر کرده و ۳۷/۸۹٪ کاهش مقاومت ترموسیفون را به همراه داشته است. این در حالی است که

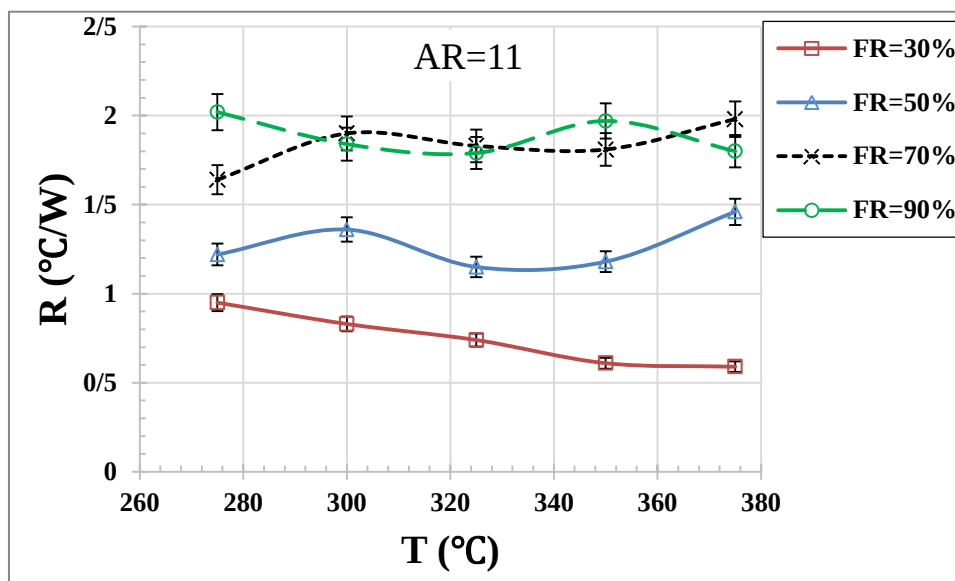
تغییرات ترموسیفون در نسبت پرشدن ۹۰٪ ملموس نیست.



شکل ۵-۱: نمودار دما در طول ترموسیفون برای دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی گراد



شکل ۵-۲: نمودار انتقال حرارت به آب در دماهای مختلف و نسبت پرشدن‌های متفاوت

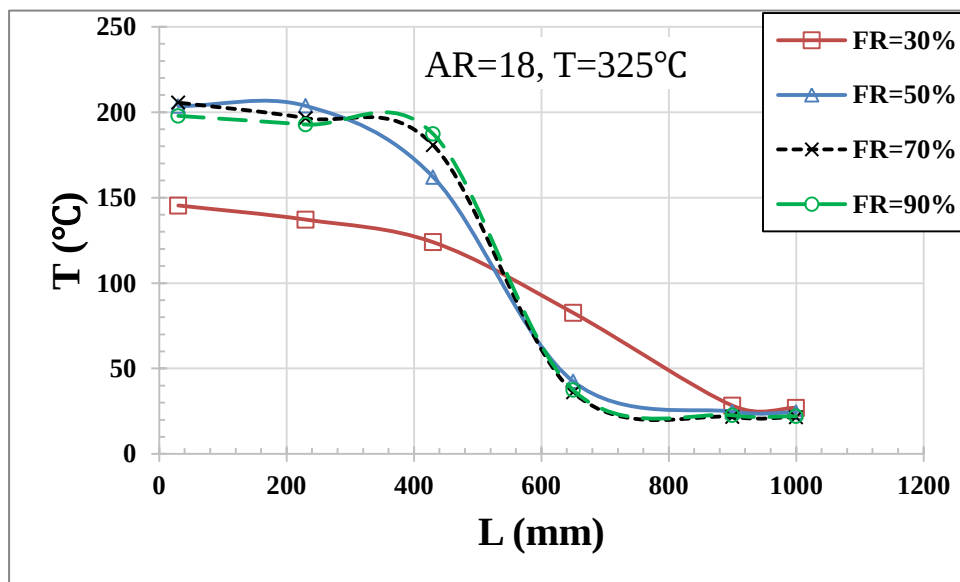


شکل ۵-۳: نمودار مقاومت ترموسیفون در نسبت‌های پرشدن متفاوت و دماهای مختلف

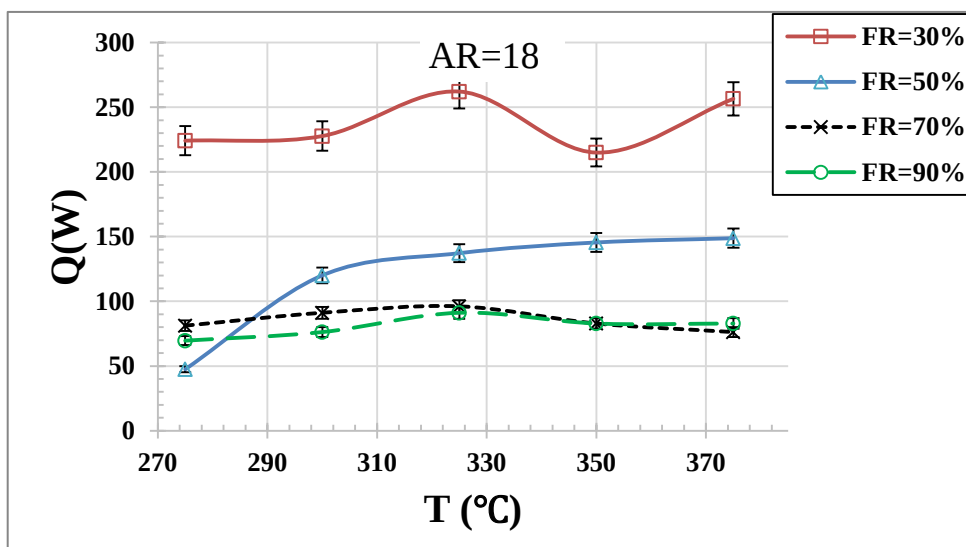
۵-۲-۲ نتایج در AR=18

شکل ۵-۴ تغییرات دما در طول ترموسیفون در دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد با نسبت ابعاد ۱۸ در چهار سطح پرشدن از سیال عامل نشان داده شده است. دما در بخش تبخیر کننده برای سه سطح پرشدن ۵۰٪، ۷۰٪ و ۹۰٪ بیشتر از سطح پرشدن ۳۰٪ می‌باشد. حجم روغن به کار برده شده در سه سطح ۵۰٪، ۷۰٪ و ۹۰٪ بیشتر از حجم روغن در سطح ۳۰٪ است. در شکل یاد شده چون شار گرمایی توانایی افزایش دمای روغن و تبدیل آن به بخار داغ روغن را ندارد، افزایش فشار بخار در بخش تبخیر کننده صورت نمی‌گیرد و در چرخه چگالش و تبخیر ترموسیفون شرکت نمی‌کند به همین دلیل جداره لوله ترموسیفون در سه سطح ذکر شده بالا تر از سطح ۳۰٪ روغن می‌باشد. در شکل ۵-۵ نمودار انتقال حرارت به آب در نسبت پرشدن‌های مختلف نشان داده شده است. مطابق با آنچه که در این شکل نشان داده شده است، برای نسبت ابعاد ۱۸ و نسبت پرشدن ۵۰٪ با افزایش دما دود از ۲۷۵ تا ۳۸۰ درجه سانتی‌گراد میزان انتقال حرارت به آب در بخش چگالنده ترموسیفون از ۴۷/۵ تا ۱۴۸/۷۹ وات افزایش می‌یابد که با توجه به شکل مزبور و روند نمودار در این سطح پرشدن از روغن، احتمال خطای اندازه‌گیری

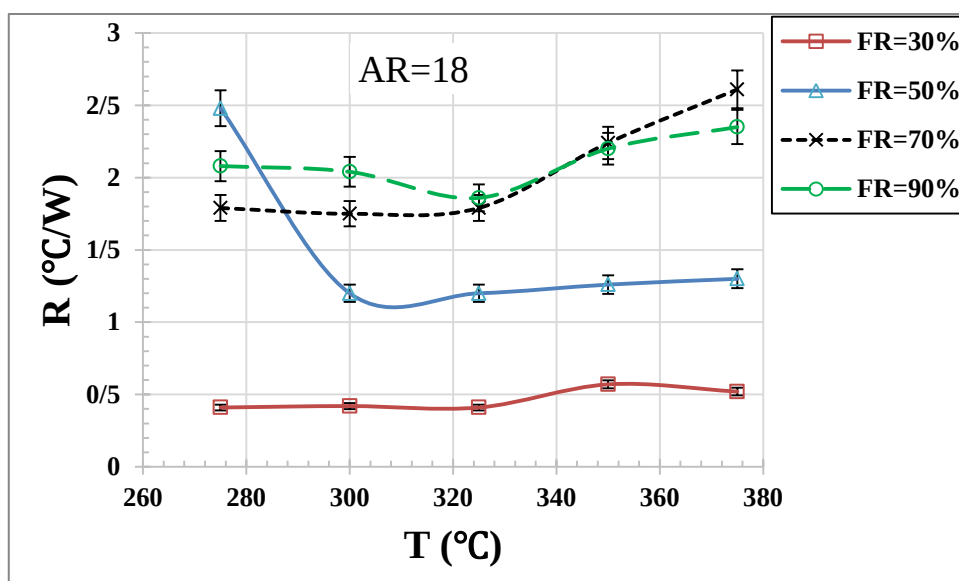
در دمای ۲۷۵ درجه سانتی‌گراد وجود دارد. با توجه به نمودار برای نسبت پرشدن ۷۰٪ و ۹۰٪ که تقریباً مقدار انتقال حرارت به آب برابر بوده و شیب ملایمی دارد دلیل این امر میتواند این باشد حجم مقدار سیال عامل در لوله به نسبت حجم سیال عامل در دو نسبت پرشدن ۳۰٪ و ۵۰٪ بیشتر بوده و لزوم مشارکت در انتقال حرارت بیشتر به آب این است که باید در معرض شار گرمایی بیشتری قرار گیرند تا این حجم از سیال عامل تبخیر شده و فشار بخار درون ترموسیفون افزایش یابد. در شکل ۵-۶ نمودار مقاومت ترموسیفون در نسبت پرشدن‌های مختلف نشان داده شده است. مطابق با آنچه که در این شکل نشان داده شده است، مقاومت ترموسیفون در نسبت پرشدن ۷۰٪ با افزایش دمای دود مقاومت حرارتی ترموسیفون از ۱/۷۹ تا ۲/۶۱ سانتی‌گراد به وات تغییر کرده و ۴۵/۸۱٪ افزایش مقاومت حرارتی ترموسیفون را در بر دارد. و در نسبت پرشدن ۳۰٪ با افزایش دمای دود از ۲۷۵ تا ۳۸۰ درجه سانتی‌گراد تغییر ملموسی در مقاومت حرارتی ترموسیفون نداشته است.



شکل ۵-۴: نمودار دما در طول ترموسیفون برای دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد



شکل ۵-۵: نمودار انتقال حرارت به آب در دماهای مختلف و نسبت پرشدن‌های متفاوت



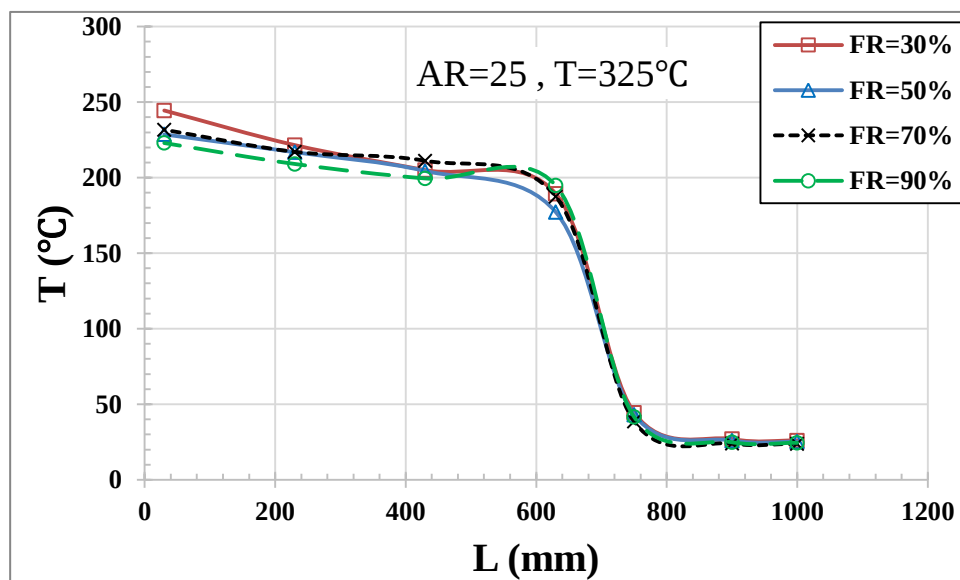
شکل ۵-۶: نمودار مقاومت ترموسیفون در نسبت‌های پرشدن متفاوت و دماهای مختلف

۳-۲-۵ نتایج در $AR=25$

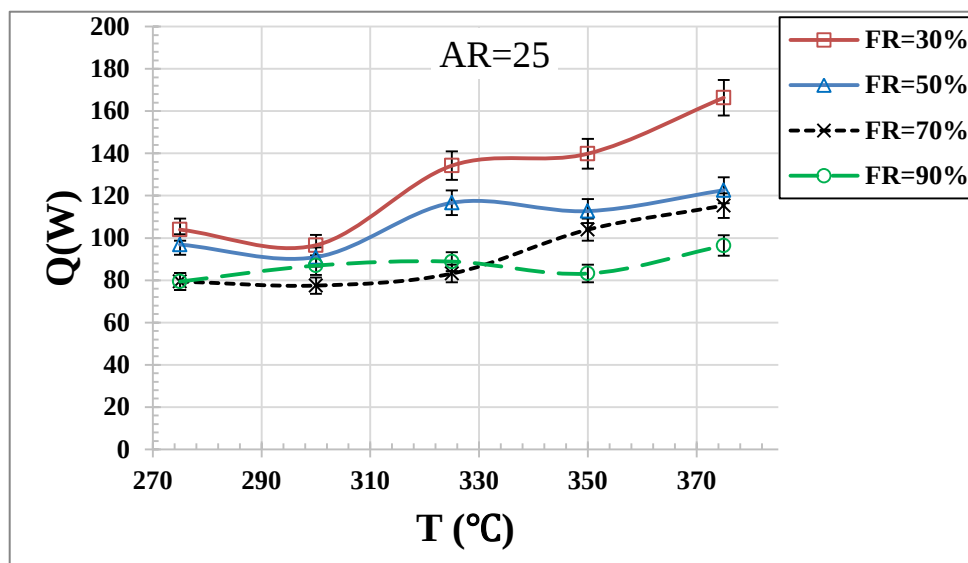
در شکل ۵-۷ تغییرات دما در طول ترموسیفون در دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد با نسبت ابعاد ۲۵ در چهار سطح پرشدن از سیال عامل نشان داده شده است. دما در بخش آدیاباتیک ترموسیفون برای هر چهار سطح پرشدن به عدد تقریبی ۴۳ درجه سانتی‌گراد همگرا شده‌اند و با توجه به مانیتورینگ چهار نقطه از بخش تبخیر کننده ترموسیفون، دما در بخش تبخیر کننده ترموسیفون برای چهار سطح در نسبت ابعادی ۲۵ تغییری چندانی در دمای جداره ترموسیفون اعمال نشده است برای مثال برای سطح پرشدن ۷۰٪ در دمای عملیاتی در شکل مزبور، دمای ترموسیفون به ترتیب از چپ به راست ۲۳۰/۲۶، ۲۱۸/۱۰، ۲۱۳/۱۸، ۱۸۸/۰۵، ۳۸/۲۷، ۲۴/۲۰ و ۲۳/۷۶ درجه سانتی‌گراد می‌باشند. در شکل ۵-۸ نمودار انتقال حرارت به آب در نسبت پرشدن‌های مختلف نشان داده شده است. مطابق با آنچه که در این شکل نشان داده شده است، برای نسبت پرشدن ۳۰٪ با افزایش دمای دود از ۲۷۵ تا ۳۸۰ درجه سانتی‌گراد مقدار انتقال حرارت به آب ۶۲/۳۸ وات افزایش داشته و برای نسبت پرشدن ۹۰٪ مقدار انتقال حرارت به آب برابر ۱۷/۰۱ وات می‌باشد. با افزایش شارژ گرمایی مقدار انتقال حرارت به آب در نسبت پرشدن‌های مختلف روند صعودی داشته و با کاهش میزان نسبت پرشدن، انتقال حرارت به آب بیشتر و بهتر صورت می‌گیرد که در نسبت پرشدن ۳۰٪ بالاترین نرخ انتقال حرارت به آب صورت می‌پذیرد. با توجه به نمودار و روند صعودی انتقال حرارت به آب، در نسبت‌های پرشدن ۷۰٪ و ۹۰٪ نسبت به دو حالت دیگر کمتر انتقال حرارت را دارا می‌باشد که دلیل این امر می‌تواند حباب‌زایی در بخش اواپراتور باشد چرا که اگر حباب در بخش اواپراتور ایجاد شده بزرگ باشد، خود حباب مانع انتقال حرارت به سیال عامل می‌گردد. از طرفی اگر حباب ایجاد شده در سطح داخلی لوله کوچک باشد به نسبت حباب بزرگتر راحت‌تر از جداره لوله جدا شده و انتقال حرارت را با محدودیت مواجه نمی‌کند. در شکل ۵-۹ نمودار مقاومت ترموسیفون در نسبت پرشدن‌های مختلف نشان داده شده است. مطابق با آنچه که در این شکل نشان داده شده است، مقاومت ترموسیفون در نسبت پرشدن ۵۰٪ در اثر افزایش دما از ۲۷۵ تا ۳۸۰ درجه سانتی‌گراد، ۰/۱۶ سانتی‌گراد به وات افزایش یافته است. و برای نسبت پرشدن ۳۰٪ در اثر افزایش دما در محدوده‌ی دمایی

۱۶/۴۴٪ مقاومت حرارتی ترموسیفون کاهش می‌یابد. با کاهش نسبت پرشدن در محدوده دمایی برای

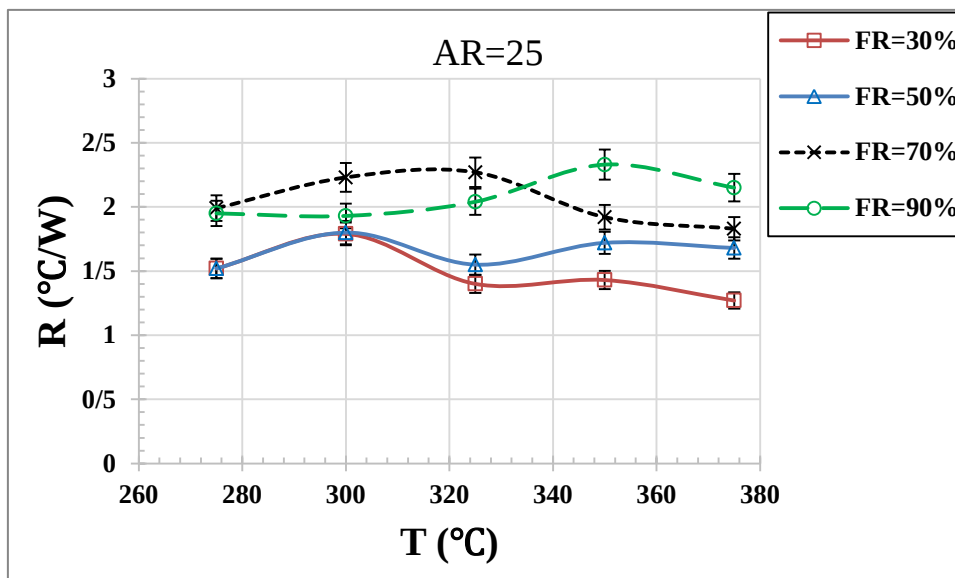
انتقال حرارت بیشتر و بهتر باید مقاومت حرارتی ترموسیفون کاهش یابد.



شکل ۵-۷: نمودار دما در طول ترموسیفون برای دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد



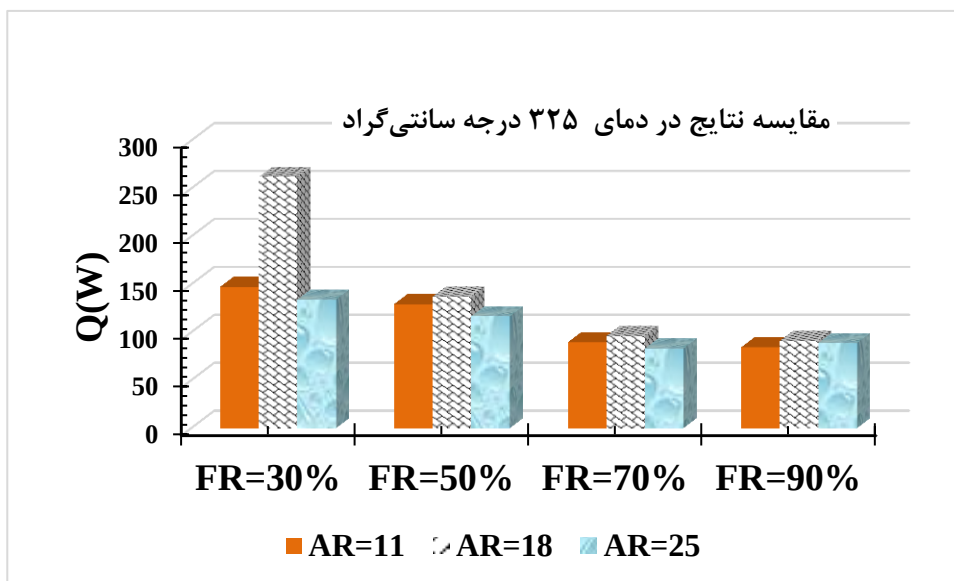
شکل ۵-۸: نمودار انتقال حرارت به آب در دماهای مختلف و نسبت پاشیدن‌های متفاوت



شکل ۵-۹: نمودار مقاومت ترموسیفون در نسبت‌های پرشدن متفاوت و دماهای مختلف

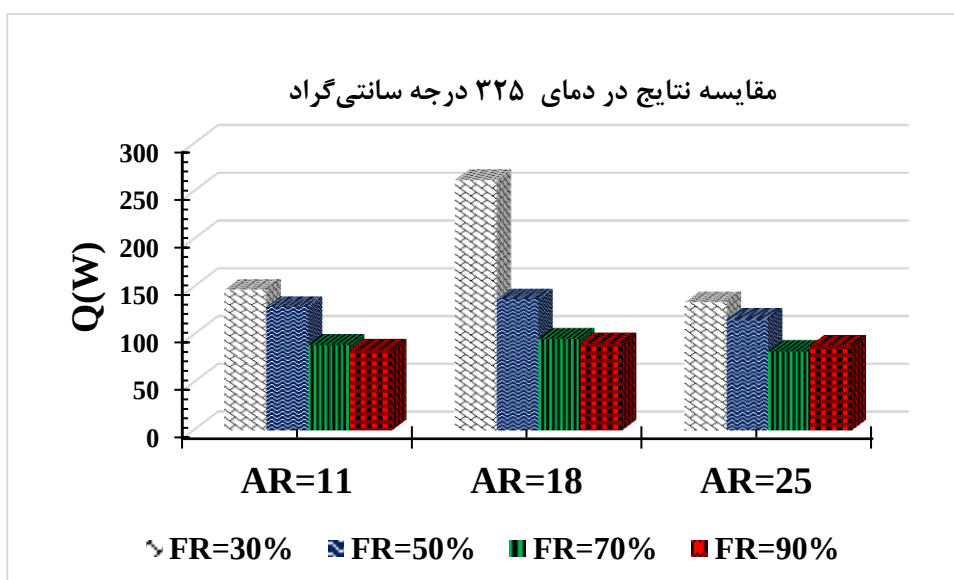
۴-۲-۵ مقایسه نتایج آزمایشگاهی

در شکل ۵-۱۰ و ۵-۱۱ نمودار مقایسه‌ای بین نسبت ابعاد مختلف و همچنین نسبت پرشدن مختلف در دمای ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد نشان داده شده است. در آزمایش‌ها صورت گرفته بر روی لوله گرمایی ترموسیفون و مقایسه بین آنها برای جایگزینی تبادله حرارتی به جای چرخ ژانگستروم در نیروگاه‌های بخار، بهینه‌ترین حالت برای جایگزینی تبادله حرارتی لوله گرمایی ترموسیفون در دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد، نسبت ابعاد ۱۸ و نسبت پرشدن ۳۰٪ حاصل شده است. با توجه به شکل ۵-۱۰ که مشاهده می‌شود در نسبت پرشدن ۳۰٪، در دمای عملیاتی ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد بالاترین مقدار انتقال حرارت را بین سایر نسبت‌ها نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۵-۱۱ بالاترین مقدار انتقال حرارت مربوط به نسبت ابعادی ۱۸ می‌باشد را در آزمایش‌ها نشان می‌دهد. برای مثال در شکل ۵-۱۰ و نسبت پرشدن ۳۰٪ در نسبت ابعادی ۱۱، ۱۸ و ۲۵ در دمای ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد به ترتیب میزان انتقال حرارت ۱۴۷/۴۲، ۲۶۲/۱۳ و ۱۳۴/۲۰ وات را در آزمایش‌ها نشان داده است. بیشترین میزان انتقال حرارت با توجه به شکل در بین نسبت‌های ابعادی متعلق به نسبت ابعاد ۱۸ و در بین نسبت پرشدن‌ها بیشترین میزان



شکل ۵-۱۰: نمودار مقایسه‌ای انتقال حرارت به آب در حالت‌های مختلف در دمای عملیاتی

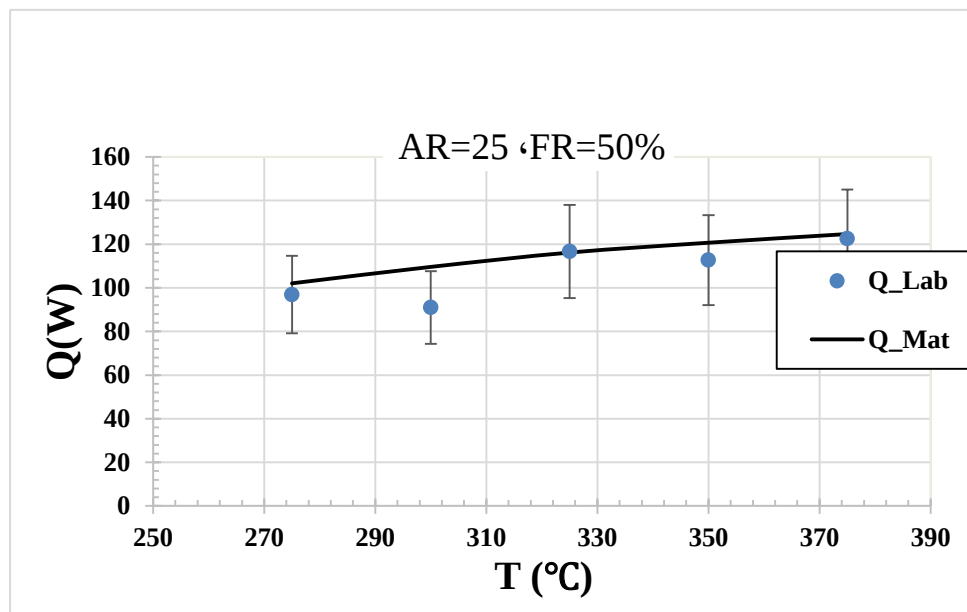
انتقال حرارت مربوط به میزان پرشدن ۳۰٪ با توان ۲۶۲/۱۳ وات حاصل گردید.



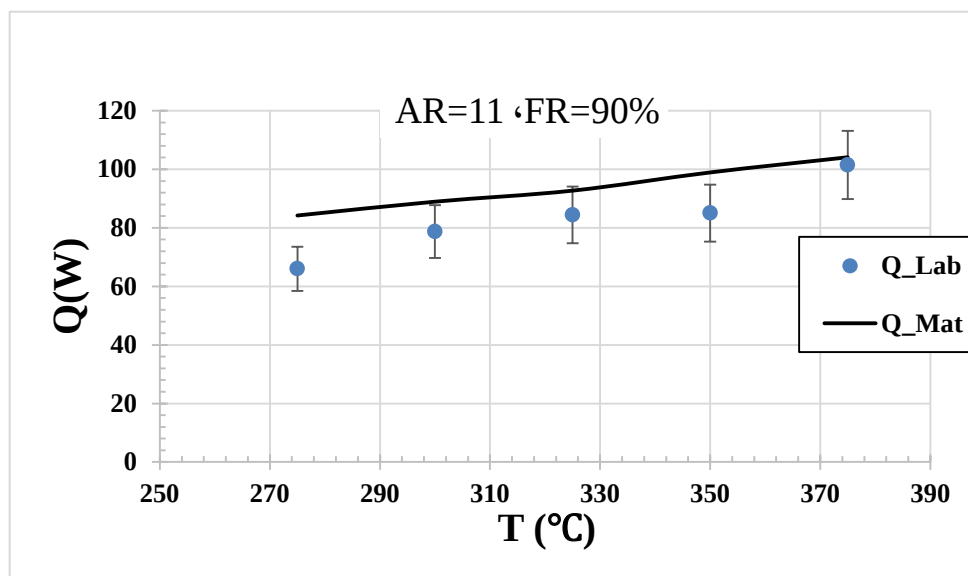
شکل ۵-۱۱: نمودار مقایسه‌ای انتقال حرارت به آب در حالت‌های مختلف در دمای عملیاتی

۳-۵ نتایج مدل سازی

در فصل ۳، مدل پیشنهادی برای سیستم مورد بررسی به تفصیل مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. در این بخش اعتبار سنجی مدل پیشنهادی با نتایج تجربی ارائه می گردد. در شکل ۵-۱۲ و ۵-۱۳ نمودار مقایسه بین داده های تجربی و نتایج مدل سازی برای به ترتیب نسبت ابعاد ۲۵ با نسبت پرشدن ۵۰ درصد و نسبت ابعاد ۱۱ با نسبت پرشدن ۹۰ درصد صورت گرفت. در نسبت پرشدن ۹۰٪ ترموسیفون کمترین میانگین خطا به مقدار ۱۱/۴۵٪ در تمامی نسبت های ابعادی و دماهای مختلف همچنین بیشترین میانگین خطا در نسبت پرشدن ۳۰٪ به مقدار ۴۲/۰۸٪ در تمامی نسبت های ابعادی و دماهای مختلف صورت گرفت که میانگین کل خطای آزمایش های و مدل سازی صورت گرفته بر روی ترموسیفون ۲۱/۰۰٪ محاسبه گردید.



شکل ۵-۱۲: نمودار مقایسه بین مقادیر تجربی و تئوری



شکل ۵-۱۳: نمودار مقایسه بین مقادیر تجربی و تئوری

فصل ۷ نتیجه گیری و پیشنهادات

۱-۶ جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در نیروگاه‌ها، پیش گرم‌کن یا ژانگسترم قسمتی از چرخه‌ی نیروگاهی حرارتی است که برای استفاده از انرژی گرمایی گازهای خروجی با دمای حدود ۳۲۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد با توجه به شرایط کاری این وسیله معایبی همچون خوردگی و نشتی بسیار زیاد آن باعث می‌شود تا به فکر جایگزینی آن با تبادلگرهای حرارتی لوله گرمایی با کارایی بالا بود. در این پژوهش به منظور بررسی پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد تک لوله گرمایی دما متوسط و بالا، برای سه نسبت ابعادی ۱۱، ۱۸ و ۲۵ با چهار سطح پرشدن ۳۰٪، ۵۰٪، ۷۰٪ و ۹۰٪ در پنج دمای دود ۲۷۵، ۳۰۰، ۳۲۵، ۳۵۰ و ۳۷۵ درجه سانتی‌گراد با جنس لوله استیل ۳۰۴ و سیال عامل روغن حرارتی دما بالا انجام پذیرفت. در نسبت ابعادی ۱۱ و نسبت پرشدن لوله گرمایی در چهار سطح ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درصد، در دمای ۲۷۵ درجه سانتی‌گراد دود عبوری از بخش تبخیر کننده حرارت انتقال داده شده به ترتیب ۱۰۶/۹۱، ۹۸/۷۷، ۸۳/۴۵ و ۶۶ وات حاصل گردید. همچنین برای نسبت ابعادی ۱۸ در چهار سطح پرشدن ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درصد، در دمای ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد دود عبوری از بخش تبخیر کننده به ترتیب ۲۶۲/۱۳، ۱۳۷/۲۴، ۹۶/۱۳ و ۹۱/۱۶ وات، حرارت منتقل شده است. و در نسبت ابعادی ۲۵ در چهار سطح پرشدن ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درصد در دمای ۳۷۵ درجه سانتی‌گراد، دود عبوری از بخش تبخیر کننده به ترتیب مقادیر ۱۶۶/۳۳، ۱۲۲/۵۹، ۱۱۵/۲۹ و ۹۶/۳۹ وات انتقال حرارت داشته است. خلاصه نتایج به شرح زیر می‌باشد:

- ۱- نسبت ابعاد بهینه ۱۸
- ۲- نسبت پرشدن بهینه ۳۰٪
- ۳- بالاترین عملکرد ترموسیفون در دمای ۳۲۵ درجه سانتی‌گراد در نسبت ابعادی ۱۸ با نسبت پرشدن ۳۰٪
- ۴- بیشتر میزان انتقال حرارت ۲۶۲/۱۳ وات در نسبت ابعادی ۱۸ با نسبت پرشدن ۳۰٪
- ۵- کمترین مقدار مقاومت حرارتی ترموسیفون ۰/۴۱ درجه سانتی‌گراد به وات در نسبت ابعادی ۱۸ با نسبت پرشدن ۳۰٪

۶-۲ پیشنهادات

۱- طراحی و ساخت تبادلگر ترموسیفونی جهت جایگزینی به جای چرخ ژانگستروم به منظور بررسی

تاثیر فاصله لوله ها از هم، ابعاد لوله ها و هندسه

۲- ارزیابی لوله گرمایی ترموسیفون با سیال های عامل دیگر مانند دو ترم یا ترمینول

۳- بررسی مقادیر بالاتر شار گرمایی به ترموسیفون با سیال عامل های مناسب برای کاربردهای با

دمای بالاتر

پوست



- [١] B. Zohuri, *Heat Pipe Applications in Fission Driven Nuclear Power Plants*. Springer, 2019.
- [٢] B. Zohuri, *Heat pipe design and technology: Modern applications for practical thermal management*. Springer, 2016.
- [٣] L. L. Vasiliev and S. Kakaç, *Heat pipes and solid sorption transformations: Fundamentals and practical applications*. CRC Press, 2013.
- [٤] R. McGlen, P. Kew, and D. Reay, "Heat pipes: theory, design and applications," ed: Butterworth-Heinemann, 2006.
- [٥] A. Faghri, *Heat pipe science and technology*. Global Digital Press, 1995.
- [٦] A. Faghri, "Heat pipes: review, opportunities and challenges," *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, vol. 5, no. 1, 2014.
- [٧] J. Ling and Y. Cao, "Closed-form analytical solutions for radially rotating miniature high-temperature heat pipes including non-condensable gas effects," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 43, no. 19, pp. 3661-3671, 2000.
- [٨] B. I. Lee and S. H. Lee, "Manufacturing and temperature measurements of a sodium heat pipe," *KSME international journal*, vol. 15, no. 11, pp. 1533-1540, 2001.
- [٩] J. H. Rosenfeld, D. M. Ernst, J. E. Lindemuth, J. L. Sanzi, S. M. Geng, and J. Zuo, "An Overview of Long Duration Sodium Heat Pipe Tests," in *AIP Conference Proceedings*, 2004, vol. 699, no. 1: American Institute of Physics, pp. 140-147 .
- [١٠] P. Sabharwall, M. Patterson, and F. Gunnerson, "Theoretical design of thermosyphon for process heat transfer from NGNP to hydrogen plant," in *High Temperature Reactor Technology*, 2008, vol. 48548, pp. 733-738 .
- [١١] A. F. Vieira da Cunha and M. B. Mantelli, "Analytical and experimental analysis of a high temperature mercury thermosyphon," 2009.
- [١٢] H. Jouhara and A. J. Robinson, "An experimental study of small-diameter wickless heat pipes operating in the temperature range 200 C to 450 C," *Heat Transfer Engineering*, vol. 30, no. 13, pp. 1041-1048, 2009.
- [١٣] R. Laubscher and R. T. Dobson, "Theoretical and experimental modelling of a heat pipe heat exchanger for high temperature nuclear reactor technology," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, no. 2, pp. 259-267, 2013.
- [١٤] J. Boo, S. Kim, and Y. Kang, "An experimental study on a sodium loop-type heat pipe for thermal transport from a high-temperature solar receiver," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 608-617, 2015.
- [١٥] X. Wang, T. Ma, Y. Zhu, H. Chen, and J. Zeng, "Experimental investigation on startup and thermal performance of a high temperature special-shaped heat pipe coupling the flat plate heat pipe and cylindrical heat pipes," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 77, pp. 1-9, 2016.

- [١٦] L. Yang, R. Zhou, X. Jin, X. Ling, and H. Peng, "Experimental investigate on thermal properties of a novel high temperature flat heat pipe receiver in solar power tower plant," *Applied Thermal Engineering*, vol. 109, pp. 610-618, 2016.
- [١٧] T. Ma, Y. Zhu, H. Chen, X. Wang, J. Zeng, and B. Lu, "Frozen start-up performance of a high temperature special shaped heat pipe suitable for solar thermochemical reactors," *Applied Thermal Engineering*, vol. 109, pp. 591-599, 2016.
- [١٨] S. Khairnasov, C. E. Andraka, V. Baturkin, V. Zaripov, and O. Nishchyk, "Development of advanced high porosity wicks for the high temperature heat pipes of concentrating solar power," *Applied Thermal Engineering*, vol. 126, pp. 1170-1176, 2017.
- [١٩] K. Panda, I. Dulera, and A. Basak, "Numerical simulation of high temperature sodium heat pipe for passive heat removal in nuclear reactors," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 323, pp. 376-385, 2017.
- [٢٠] N. Hack, S. Unz, and M. Beckmann, "Ceramic heat pipes for high temperature application," *Energy Procedia*, vol. 120, pp. 140-148, 2017.
- [٢١] P. Mojaver, S. Khalilarya, and A. Chitsaz, "Performance assessment of a combined heat and power system: A novel integrated biomass gasification, solid oxide fuel cell and high-temperature sodium heat pipe system part I: Thermodynamic analysis," *Energy Conversion and Management*, vol. 171, pp. 287-297, 2018.
- [٢٢] R. Revichandran, A. Mohiuddin, and M. F. Uddin, "Factors Affecting Thermosyphon Performance-A Review of Studies," *Int J Recent Technol Eng (IJRTE)*, vol. 7, pp. 2277-3878, 2019.
- [٢٣] M. Ramezanizadeh, M. Alhuyi Nazari, M. H. Ahmadi, and K.-w. Chau, "Experimental and numerical analysis of a nanofluidic thermosyphon heat exchanger," *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol. 13, no. 1, pp. 40-47, 2019.
- [٢٤] J. Zhao, D.-Z. Yuan, D.-W. Tang, and Y.-Y. Jiang, "Heat transfer characteristics of a concentric annular high temperature heat pipe under anti-gravity conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 148, pp. 817-824, 2019.
- [٢٥] T. C. Werner, Y. Yan, D. Mullen, and E. Halimic, "Experimental analysis of a high temperature water heat pipe for thermal storage applications," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 19, p. 100564, 2020.
- [٢٦] C. Wang, L. Zhang, X. Liu, S. Tang, S. Qiu, and G. Su, "Experimental study on startup performance of high temperature potassium heat pipe at different inclination angles and input powers for nuclear reactor application," *Annals of nuclear energy*, vol. ١٣٦, p. 107051, 2020.
- [٢٧] C. Wang *et al.*, "Experimental study on heat transfer limit of high temperature potassium heat pipe for advanced reactors," *Annals of Nuclear Energy*, vol. 151, p. 107935, 2021.
- [٢٨] K. V. d. Paiva, "Desenvolvimento de novas tecnologias para minitubos de calor: análise teórica e experimental," 2011.

- [۲۹] M. B. Mantelli, "Thermosyphon technology for industrial applications," *Heat pipes and solid sorption transformations: fundamentals and practical applications*, pp. 411-464, 2013.
- [۳۰] M. Groll and S. Rösler, "Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons," *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, vol. 17, no. 2, pp. 91-151, 1992.
- [۳۱] D. F. Isoppo, T. P. Borges, and M. B. Mantelli, "Development of a detailed thermal model for designing heat pipe heat exchangers," *Proceedings of the ECOS*, 2009.
- [۳۲] T. L. Bergman, F. P. Incropera, D. P. DeWitt, and A. S. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
- [۳۳] K. M. Guedri, "ME804314-2".
- [۳۴] R. Kempers, D. Ewing, and C. Ching, "Effect of number of mesh layers and fluid loading on the performance of screen mesh wicked heat pipes," *Applied thermal engineering*, vol. 26, no. 5-6, pp. 589-595, 2006.
- [۳۵] D. E. Carlucci, *Ballistics: theory and design of guns and ammunition*. CRC Press, 2007.
- [۳۶] G. P. Peterson, "An introduction to heat pipes. Modeling, testing, and applications," *Wiley Series in Thermal Management of Microelectronic and Electronic Systems*, 1994.
- [۳۷] D. Reay, R. McGlen, and P. Kew, *Heat pipes: theory, design and applications*. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [۳۸] C. Busse, "Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 16, no. 1, pp. 1-69, 1973.
- [۳۹] H. Mirshahi and M. RAHIMI, "Experimental study on the effect of heat loads, fill ratio and extra volume on performance of a partial-vacuumed thermosyphon," 2009.
- [۴۰] C. Tien and K. Chung, "Entrainment limits in heat pipes, 3rd Int," in *Heat Pipe Conferences, Palo Alto, California*, 1978, pp. 36-39.
- [۴۱] P.-J. Hogendoorn, "Design and test of a heat pipe for geothermal applications," 2019.
- [۴۲] S. Khandekar, Y. M. Joshi, and B. Mehta, "Thermal performance of closed two-phase thermosyphon using nanofluids," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, no. 6, pp. 659-667, 2008.
- [۴۳] P. H. D. dos Santos, K. A. T. Vicente, L. dos Santos Reis, L. dos Santos Marquardt, and T. A. Alves, "Modeling and experimental tests of a copper thermosyphon," *Acta Scientiarum. Technology*, vol. 39, no. 1, pp. 59-68, 2017.
- [۴۴] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Introduction to heat transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
- [۴۵] مصطفی کاهانی، محمد ضامن، محمود فرخی، "ارزیابی گرمایی استفاده از تبادله‌گرهای گرمایی ترموسیفونی به جای ژانگستروم در بویلر نیروگاه بخار مشهد"
- [۴۶] H. D. Young and S. ta tis tic al Treatment, *of Experimental Data*. McGraw-Hill Book Company, New York, 1962.

Abstract

A few limited researches have been done on heat recovery with application of high temperature heat pipes, especially on the replacement of heat pipe heat exchangers with Ljungstrom in steam power plants. The temperature of the smoke passing through the Ljungstrom in the steam power plant is around 320 °C. By accurate and technical evaluation, the important parameters in the design of heat pipes can be determined and used them in energy recovery process in industry and also the replacement of Ljungstrom in steam power plants.

For this purpose, 304 stainless steel heat pipe and suitable working fluid, which is a special oil for high temperature, have been used. In this study, a set of parameters such as flue gas temperature passing through the evaporator at five levels of 275, 300, 325, 350 and 375 °C, the aspect ratio at three levels 11, 18, 25 and the filling ratio of the heat pipe at four levels 30, 50, 70, 90% have been experimentally reviewed. The operating limitations of heat pipe are investigated and a thermal model for simulation of heat pipe is presented in this study.

By increasing the filling ratio of the heat pipe, the thermal performance of the system in all aspect ratios is reduced. The best performance of the heat pipe in the experiments is obtained at the filling ratio of 30%, the aspect ratio of 18 and in the operating temperature of 325 °C. At this optimum conditions, heat transfer rate is 262.13 Watts and heat resistance of thermosyphon is 0.41 °C/Watt. The proposed thermal model simulates the thermal behavior of a system well with around 21% error.

Keywords: High temperature thermosyphon, Heat recovery, Filling ratio, Aspect ratio, Thermal performace



Shahrood University of Technology

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

Modeling and experimental analysis of a single heat pipe for high temperature applications

By: Bashir zare

Supervisors:
Dr. Mohammad zamen
Dr. Mostafa kahani

January 2021