

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی

مطالعه عددی تأثیر رژیم جریان دوفازی بر عملکرد لوله های حرارتی

نوسانی حلقه بسته

نگارنده: کورش بخشی

استاد راهنما

دکتر علی عباس نژاد

مهر ۱۳۹۹

صورت جلسه دفاع

شماره: ۲۰/۲۹۹/۱۳۳

تاریخ: ۹۹/۱/۲۹



دانشگاه گیلان
مدیریت تحصیلات تکمیلی

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 کورش بخشی با شماره دانشجویی ۹۶۰۳۶۹۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان مطالعه عددی تأثیر رژیم جریان دوفازی بر عملکرد لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته که در تاریخ ۱۳۹۹/۰۷/۱۳ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

☒ الف) درجه عالی: نمره ۱۹-۲۰ ☐ ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸/۹۹-۱۸ ☐ ج) درجه خوب: نمره ۱۶-۱۷/۹۹ ☐ د) درجه متوسط: نمره ۱۴-۱۵/۹۹ ☐ هـ) کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد	☐ عملی ☒ نظری
نوع تحقیق:	

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	علی عباس‌نژاد	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم			
۳- استاد مشاور			
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	رامین ذاکری	استادیار	
۵- استاد ممتحن اول	محمد محسن شاه‌مردان	دانشیار	
۶- استاد ممتحن دوم	احمد نظری	استادیار	



نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: محمد کوردویی

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تقدیم اثر

تقدیم به:

مقدس ترین و اثرگذارترین نعمت دلم، مادر مهربانم که زندگیم را دیون مهر و عطوفت آن می دانم و پدرم که مهربانی مشق، بردبار و حامی من است.

تقدیم به خانواده ی عزیزم.

شکر و قدردانی

باتقدیر و شکر شایسته از استاد فریخته و فرزانه جناب آقای دکتر علی عباس نژاد، که با نکته های دلاویز و گفته های بلند، صحیفه های سخن را علم پرور نمودن و هم راهبنا و راه کشای محازده در اتمام و اکمال این پایان نامه بودند.

همچنین از تمامی اساتید محترم دانشکده های مکانیک و الکترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود که توفیق شاگردی شان را داشتم، سپاس گزارم و از خدای متعال سلامت و توفیق برای ایشان مسألت دارم.

کورش بخشی

مهر ۱۳۹۹

تهدنامه

این جانب کورش بخشی دانشجوی دوره‌ی کارشناسی ارشد رشته‌ی مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده‌ی مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده‌ی پایان‌نامه‌ی مطالعه عددی تأثیر رژیم جریان دوفازی بر عملکرد لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته تحت راهنمایی علی عباس‌نژاد متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط این جانب 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 بانام « 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 بوده‌اند 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 حوزه‌ی اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم‌افزارها و تجهیزات ساخته شده) 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

توسعه تجهیزات الکترونیکی پربازده، نیازمند وسایل انتقال حرارت با ظرفیت بالا می‌باشد. لوله‌های حرارتی به علت دربرداشتن انتقال حرارت دو فاز گزینه مناسبی برای این منظور هستند. پیشینه پژوهش‌های مورد بررسی در این زمینه نشان می‌دهد مطالعات تجربی و تحلیلی بسیاری در رابطه با لوله‌های حرارتی باز و بسته و لوله‌های نوسانی انجام داده شده است. نتایج گزارش شده توسط محققین مختلف نشان دهنده اختلافات نسبی بین مشاهدات تجربی و تئوری است، لذا در مطالعه حاضر با استفاده از روش عددی و شبیه‌سازی (نرم‌افزار کامسول) به مطالعه عددی رفتار حرارتی و رژیم جریان یک لوله حرارتی نوسانی تک حلقه برای حالت جریان دوفازی نسبت به سایر مدل‌های ارائه شده پرداخته شده است. نتایج حاصل از این مطالعه به صورت زیر می‌باشد:

- انواع مختلف الگوی جریان در مکانیسم لوله حرارتی نوسانی مشاهده شد.
- با کاهش زاویه استقرار به دلیل کاهش اثر گرانش، زمان حالت راه‌اندازی کاهش می‌یابد. همچنین تغییر دمای ملایم و ناگهانی در حالت راه‌اندازی مشاهده شد.
- حالت خشک شونده‌گی در تحقیق در هیچ یک از زوایای استقرار مشاهده نشد.
- با کاهش زاویه استقرار از حالت ۹۰ درجه (عمودی) به حالت ۳۰ درجه (شیب‌دار) مقاومت حرارتی افزایش می‌یابد.
- لوله حرارتی نوسانی در هر چهار حالت از زاویه استقرار عملکرد داشت و در آن حرکت چرخشی نیز دیده شد که جهت چرخش گاه‌وبیگاه دچار تغییر می‌شد.

- عملکرد لوله حرارتی در حالت ۹۰ نسبت به حالت‌های دیگر از گرانش، بهتر بود و انتقال حرارت در اواپراتور و کندانسور در حالت عمودی بهینه بود.
- با تغییر از حالت ۹۰ درجه به ۳۰ درجه اثر نیروی گرانش کمتر و کمتر به حرکت مایع کمک می‌کند و از شدت حرکت مایع کاسته می‌شود.
- برای حرکت دائمی سیال به حداقل زمانی نیاز است که در کمتر از آن زمان هیچ‌گونه حرکتی داخل لوله حرارتی نوسانی دیده نمی‌شود.

کلمات کلیدی: لوله حرارتی نوسانی (PHP)، لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته (CLPHP)، رژیم جریان دوفازی، نسبت پرشدگی (FR)، مقاومت حرارتی

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

۱-

۲-

۳-

فهرست مطالب

فهرست جداول.....	ث
فهرست اشکال.....	ج
فهرست علائم.....	خ
فصل ۱: مقدمه.....	۱
۱-۱ مقدمه.....	۲
۲-۱ انواع روش‌های مدیریت حرارتی.....	۲
۳-۱ لوله‌های حرارتی.....	۳
۴-۱ لوله‌های حرارتی نوسانی.....	۵
۵-۱ سیال عامل.....	۷
۶-۱ کاربرد لوله‌های حرارتی.....	۸
۶-۱-۱ تهویه مطبوع.....	۹
۶-۱-۲ سیستم‌های خنک‌سازی کامپیوتر.....	۹
۶-۱-۳ انرژی خورشیدی.....	۱۱
۷-۱ محدودیت‌ها.....	۱۱
۸-۱ پارامترهای عملکردی در لوله‌های حرارتی.....	۱۲
۸-۱-۱ قطر داخلی لوله.....	۱۲
۸-۱-۲ نسبت پرشدگی.....	۱۳
۸-۱-۳ شار حرارتی.....	۱۴
۸-۱-۴ تعداد دور.....	۱۵
۸-۱-۵ زاویه نسبت به افق.....	۱۵
۹-۱ اهمیت پژوهش.....	۱۶

فصل ۲: پیشینه پژوهش	۱۷
۱-۲ پیشینه پژوهش	۱۸
۲-۲ نتیجه‌گیری	۲۶
فصل ۳: معادلات حاکم	۲۹
۱-۳ پیشگفتار	۳۰
۲-۳ معادلات ناویر-استوکس حاکم بر جریان	۳۰
۳-۳ مدل‌سازی حرارت مبادله شده	۳۶
۴-۳ مدل‌سازی سیکل سیال در لوله‌های حرارتی نوسانی بسته	۳۸
۵-۳ بررسی اثر تغییر دما بر خواص فیزیکی	۳۹
فصل ۴: استخراج نتایج	۴۳
۱-۴ مقدمه	۴۴
۲-۴ مدل‌سازی هندسی	۴۴
۳-۴ شرایط مرزی	۴۶
۴-۴ شرایط اولیه	۴۶
۵-۴ انتخاب نسبت پرشدگی	۴۷
۶-۴ اعتبارسنجی و بررسی استقلال از شبیه‌سازی عددی	۴۸
۷-۴ نوسان دما	۵۱
۸-۴ ترموهیدرولیک داخلی	۵۳
۹-۴ رفتار حباب در لوله حرارتی نوسانی	۵۹
۱۰-۴ الگوی جریان	۶۰
۱۱-۴ تأثیر زاویه استقرار بر حالت راه‌اندازی	۶۷
۱۲-۴ اثر زاویه استقرار بر مقاومت حرارتی	۶۸
۱۳-۴ اثر زاویه استقرار بر حرارت خروجی از کندانسور	۷۰

فصل ۵: جمع‌بندی و پیشنهادات	۷۳
۱-۵ مقدمه	۷۴
۲-۵ نتایج اصلی به‌دست‌آمده از مطالعه اخیر	۷۴
۳-۵ پیشنهادات	۷۶
مراجع	۷۷

فهرست جداول

جدول ۴-۱: بررسی استقلال از شبکه مقاومت حرارتی برای حالت‌های زاویه ۴۵ و ۶۰ درجه برحسب تعداد شبکه‌های

مختلف..... ۴۹

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱: اجزای یک لوله حرارتی [۸]..... ۴
- شکل ۲-۱: نحوه عملکرد یک لوله حرارتی [۸]..... ۵
- شکل ۳-۱: انواع لوله‌های حرارتی نوسانی [۱۰] الف) لوله نوسانی حلقه بسته عمودی ب) لوله نوسانی حلقه باز عمودی ج) لوله نوسانی حلقه بسته افقی د) لوله نوسانی حلقه باز افقی..... ۶
- شکل ۴-۱: نمونه‌ای از کاربرد عملی لوله‌های حرارتی در خنک‌سازی سیستم‌های کامپیوتری [۸]..... ۱۰
- شکل ۱-۳: عکس‌العمل نیروها در یک سیستم اسلاگ-پلاگ [۴۳]..... ۳۱
- شکل ۱-۴: لوله حرارتی نوسانی تک حلقه در زوایای استقرار مختلف الف) زاویه صفر درجه ب) زاویه ۴۵ درجه ج) زاویه ۹۰ درجه..... ۴۴
- شکل ۲-۴: شماتیک مدل آزمایشگاهی مرجع [۸۲] و ابعاد مورد استفاده در هندسه مطالعه حاضر..... ۴۵
- شکل ۳-۴: نحوه شبکه‌بندی هندسه مورد بررسی در پژوهش حاضر..... ۴۵
- شکل ۴-۴: تغییرات مقاومت حرارتی با نسبت پرشدگی در زوایای استقرار مختلف الف) ۹۰ درجه، ب) ۷۰ درجه، ج) ۵۰ درجه، د) ۳۰ درجه، ه) ۱۰ درجه [۸۲]..... ۴۷
- شکل ۵-۴: مقایسه مقادیر مقاومت حرارتی با نتایج آزمایشگاهی پژوهش [۸۲]..... ۵۰
- شکل ۶-۴: مقایسه رژیم جریان بامطالعه آزمایشگاهی..... ۵۱
- شکل ۷-۴: نوسان دما در ناحیه اواپراتور..... ۵۲
- شکل ۸-۴: نوسانات دما در نواحی مختلف لوله حرارتی نوسانی..... ۵۴
- شکل ۹-۴: الگوی جریان در ناحیه آدیاباتیک الف) بازوی راست آدیاباتیک ب) بازوی چپ آدیاباتیک..... ۵۵
- شکل ۱۰-۴: دمای دیواره آدیاباتیک در حالت‌های مختلف استقرار الف) ۹۰ درجه ب) ۶۰ درجه ج) ۴۵ درجه د) ۳۰ درجه..... ۵۷
- شکل ۱۱-۴: توزیع کسر حجمی بخار در ناحیه اواپراتور..... ۵۹
- شکل ۱۲-۴: الگوی جریان در ثانیه ۷۰..... ۶۰
- شکل ۱۳-۴: پدیده جوشش هسته‌ای در لوله حرارتی نوسانی..... ۶۱

- شکل ۴-۱۴: کوچک‌تر شدن حباب در طی فرآیند چگالش و در لوله حرارتی..... ۶۲
- شکل ۴-۱۵: ادغام حباب‌های ریز و درشت..... ۶۲
- شکل ۴-۱۶: شکسته شدن و ادغام حباب..... ۶۳
- شکل ۴-۱۷: تقسیم شدن حباب‌های بزرگ در کندانسور..... ۶۳
- شکل ۴-۱۸: ادغام و تقسیم حباب بزرگ..... ۶۴
- شکل ۴-۱۹: حرکت هم‌جهت مایع و بخار..... ۶۴
- شکل ۴-۲۰: عبور فیلم مایع از اطراف حباب..... ۶۵
- شکل ۴-۲۱: انبساط و حرکت هم‌جهت دو حباب..... ۶۵
- شکل ۴-۲۲: حرکت در خلاف جهت حباب‌ها..... ۶۶
- شکل ۴-۲۳: موقعیت بخار در زمان‌های مختلف..... ۶۶
- شکل ۴-۲۴: اثر زاویه استقرار بر زمان حالت راه‌اندازی..... ۶۸
- شکل ۴-۲۵: تغییرات مقاومت حرارتی با زاویه استقرار..... ۶۹
- شکل ۴-۲۶: تغییرات حرارت خروجی با گذر زمان..... ۷۰

فهرست علائم

لوله حرارتی نوسانی	PHP
لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته	CLPHP
دمای میانگین قسمت اوپراتور	T_e
دمای میانگین قسمت کندانسور	T_c
مقاومت حرارتی کل	R
ضریب انتقال حرارت جابجایی	h
ویسکوزیته دینامیکی	ν
ضریب نشر حرارت	α
گرمای ویژه	c_p
هدایت حرارتی کل	K
شتاب جاذبه	g
تنش برشی	τ
تابع دلتای دیراک	δ_t
عدد پранتل	Pr

عدد ناسلت	Nu
عدد رینولدز	Re
دمای دیواره لوله	T_w
حرارت ورودی به اواپراتور	Q_{ev}
جرم	$m(\text{kg})$
فشار	$p(\text{Pa})$
افت فشار ناشی از وجود زانویی	ΔP_b
فشار در لحظه جوشش انفجاری	P_{sp}
لزجت دینامیکی سیال	$\mu(\text{Pa. s})$
چگالی سیال	$\rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$
کشش سطحی	$\gamma(\text{Pa. m})$

فصل ۱ : مقدمه

۱-۱ مقدمه

توسعه و تکامل تجهیزات الکترونیکی، همواره نیازمند وسایل انتقال حرارت با ظرفیت بالا می‌باشد. یکی از گزینه‌های مناسب برای این کار، لوله‌های حرارتی^۱ می‌باشند که دارای انتقال حرارت دو فاز هستند. نسل جدید لوله حرارتی، لوله حرارتی نوسانی^۲ می‌باشد که در دهه ۹۰ میلادی توسط آکاچی [۱-۳] اختراع گردیدند. لوله حرارتی نوسانی به علت استفاده‌ی هم‌زمان انتقال حرارت محسوس و انتقال حرارت نهان نسبت به لوله‌های حرارتی معمولی کارآمدتر هستند. از سوی دیگر طراحی ساده و قیمت پایین از دیگر مزایای لوله حرارتی نوسانی نسبت به سایر وسایل انتقال حرارت می‌باشد.

۱-۲ انواع روش‌های مدیریت حرارتی

در طی ۵۰ سال گذشته، روش‌های مدیریت گرمایی تجهیزات الکترونیکی، تکامل زیادی یافته است [۴-۶] که به‌طور خلاصه عبارت‌اند از:

۱. جابجایی آزاد
۲. جابجایی اجباری
۳. جوشش هسته‌ای
۴. برخورد جت سیال
۵. مبدل حرارتی ترموالکتریکی
۶. جوشش جریانی
۷. لوله‌های حرارتی

^۱ Heat pipes (HP)

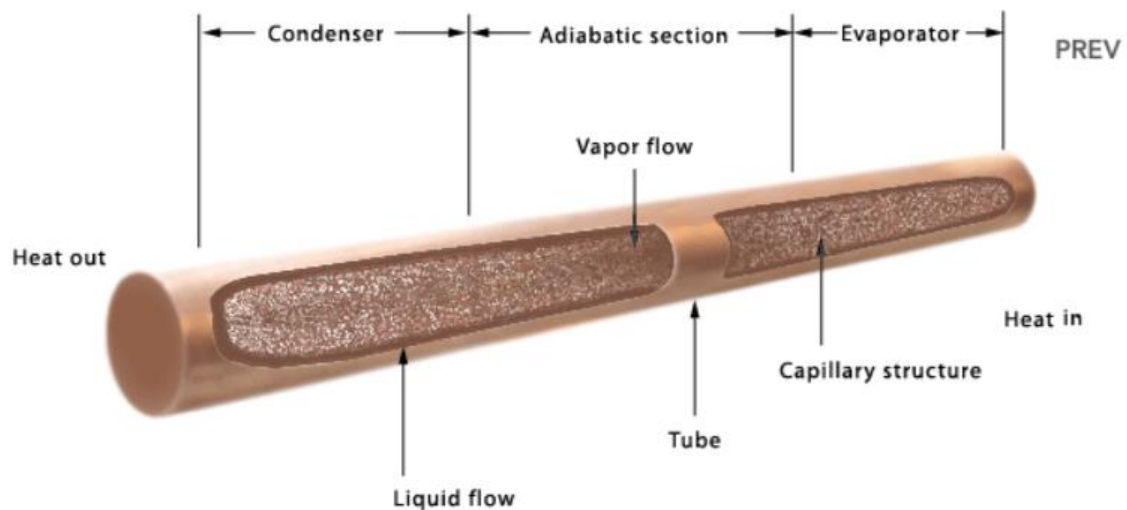
^۲ Pulsating heat pipe (PHP)

۱-۳ لوله‌های حرارتی

لوله حرارتی وسیله‌ای برای انتقال حرارت است که بر مبنای اصول هدایت حرارتی و تغییرات فازی سیالات طراحی شده است و انتقال حرارت بین دو منطقه سرد و گرم را به بهترین شکل با بیشترین بازدهی ممکن می‌سازد. لوله حرارتی وسیله‌ای است که می‌تواند مقادیر بزرگی از گرما را با اختلاف دمای اندک به سرعت میان منبع گرم و منبع سرد انتقال دهد. این قابلیت در این نوع لوله‌ها به گونه‌ای است که در طول لوله، دما افت نخواهد داشت. این امر موجب افزایش کاربرد آن‌ها در صنعت خنک‌سازی گشته است. انتقال جریان در لوله‌های حرارتی و نتیجتاً انتقال حرارت در آن‌ها نیاز به هیچ گونه ابزاری جهت انجام کار نمی‌باشد. بازدهی بالای آن‌ها در انتقال حرارت برجسته است، به طوری که یک لوله حرارتی با جداره مسی از لوله توپر مسی با همان ابعاد بسیار پربازده‌تر است.

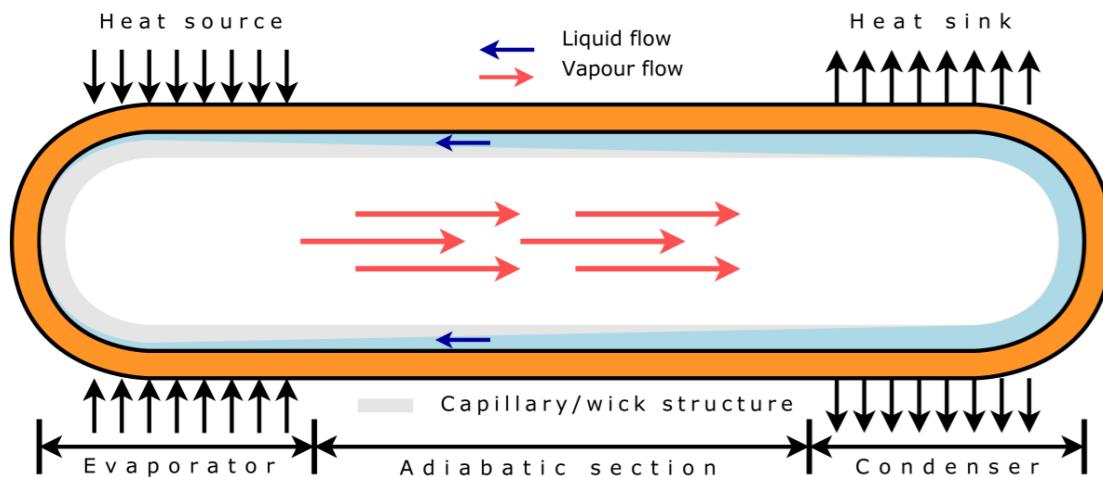
لوله‌های حرارتی در اشکال و ابعاد گوناگون ساخته می‌شوند و از ابزارهای دیگر انتقال حرارت، سبک‌تر هستند و محدودیت‌های کمتری دارند. لوله حرارتی و ترموسیفون^۱ از بعضی جهات شبیه یکدیگر هستند [۷]. همان گونه که در شکل ۱-۱ مشاهده می‌شود، لوله‌های حرارتی عموماً از یک مخزن آلومینیومی یا مسی تشکیل شده است که سطح داخلی آن دارای یک ماده فتیله‌ای است که خاصیت موینگی دارد. تفاوت یک لوله حرارتی با ترموسیفون در این است که به کمک موینه‌های متخلخل که ماده فتیله‌ای را تشکیل می‌دهند، توانایی انتقال حرارت را در جهت خلاف گرانش به وسیله سیکل تبخیر میعان دارد. درواقع فتیله یک نیروی محرکه موین را برای بازگشت کندانسه به اواپراتور فراهم می‌کند. کیفیت و نوع فتیله معمولاً تعیین کننده کارایی لوله‌های حرارتی ساده است به همین جهت فتیله را قلب لوله‌های حرارتی نیز می‌نامند.

^۱ Thermosyphon



شکل ۱-۱: اجزای یک لوله حرارتی [۸].

عملکرد لوله حرارتی ساده که در شکل ۱-۲ قابل مشاهده است به این صورت است که حرارت در منطقه تبخیرکننده به لوله حرارتی ساده وارد شده و بدین وسیله سیال عامل داخل آن می جوشد و سیال عامل که در حالت مایع اشباع قرار دارد در اثر دریافت گرمای نهان تبخیر به بخار اشباع تبدیل می شود. بخار اشباع حاصل در اثر اختلاف فشار به انتهای دیگر لوله حرارتی ساده یا ناحیه چگالنده منتقل می شود. این منطقه در ناحیه خنک تری قرار داشته و از این رو بخار اشباع، گرمای نهان تبخیر خود را از دست داده و چگالیده می شود سپس مایع اشباع حاصل، از طریق یک ساختار فتيله ای توسط نیروی موینگی به قسمت تبخیرکننده بازگردانده می شود و سیکل مجدداً تکرار می شود تا گرما به طور پیوسته از ناحیه گرم به ناحیه سرد منتقل شود. از آنجایی که فرایندهای جوشش و چگالش همراه با ضرایب انتقال حرارت بسیار بالایی بوده و عملکرد یک لوله حرارتی ساده بر اساس جوشش و چگالش متوالی سیال عامل است، می توان انتظار داشت که لوله حرارتی ساده وسیله مناسبی در زمینه انتقال حرارت باشد [۹].



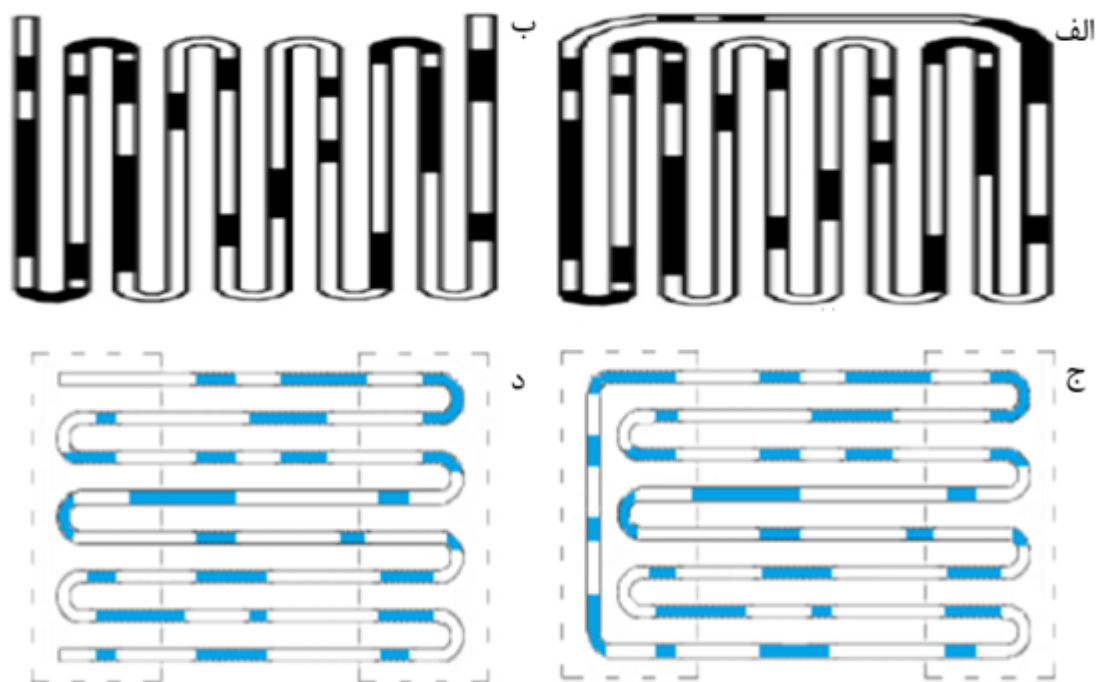
شکل ۱-۲: نحوه عملکرد یک لوله حرارتی [۸].

برای کاربردهایی با توان حرارتی بالا، طراحی ساختار خاص این فتيله، محدودیت‌هایی را ایجاد می‌کند. همچنین استفاده از ساختارهای فتيله‌ای سبب افزایش هزینه و پیچیدگی لوله حرارتی ساده می‌شود و به دلیل وابستگی بسیار شدید ساختار لوله حرارتی ساده نسبت به گرانش و عدم عملکرد مناسب در حالت افقی، نوع جدیدی از لوله‌های حرارتی ساده به نام لوله حرارتی نوسانی که هیچ‌گونه ساختار فتيله‌ای مانند در آن وجود نداشت، معرفی گردید.

۴-۱ لوله‌های حرارتی نوسانی

یک دستگاه انتقال حرارت با بازدهی و نرخ انتقال حرارت بالا می‌باشد و در مقایسه با لوله‌های حرارتی معمولی، هیچ ساختار فتيله‌ای برای بازگشت سیال کاری چگالیده شده به ناحیه اواپراتور وجود ندارد. برخلاف انواع دیگر مبدل‌های حرارتی، این نوع جدید از لوله‌های حرارتی هیچ نیروی خارجی نیاز ندارد. لوله‌های حرارتی نوسانی از یک لوله بلند مویرگی خمیده ساخته شده است. این لوله‌ها تا حدی از سیال عامل پر شده‌اند و بنابراین قطر کوچک لوله و همچنین اثر کشش سطحی، باعث شده که سیال عامل به فرم اسلاگ و پلاگ به‌منظور حرکت تصادفی در لوله توزیع شود. افزایش فشار در اواپراتور با توجه به

درجه حرارت بالا و پدیده جوشش، اما کاهش فشار و درجه حرارت در کندانسور با توجه به چگالش است. در عوض، این افزایش فشار می‌خواهد پلاگ‌های بخار و اسلاگ‌های مایع^۱ همسایه را به سمت کندانسور که در یک فشار پایین‌تر است هول دهد. با این حال، با توجه به گرمایش پیوسته از حباب بخار توسط جوشش، حالت پایدار تعادل فشار بخار برای یک لوله حرارتی نوسانی عامل وجود نخواهد داشت. بنابراین، اختلاف فشار ناپایدار ثابت داخل سیستم باعث نوسان سیال عامل بین اواپراتور و کندانسور می‌شود. در لوله‌های حرارتی نوسانی، گرما از اواپراتور به کندانسور از طریق انتقال حرارت محسوس و نهان انتقال می‌یابد که این عمل ناشی از نوسان سیال عامل و تغییر فاز است. پدیده نوسانی در لوله‌های حرارتی نوسانی را می‌تواند با حل معادلات جرم، مومنتوم و انرژی برای هر پلاگ بخار و مایع به دست آورد. انواع لوله‌های حرارتی نوسانی در شکل ۱-۳ قابل مشاهده می‌باشد [۱۰].



شکل ۱-۳: انواع لوله‌های حرارتی نوسانی [۱۰] الف) لوله نوسانی حلقه بسته^۲ عمودی ب) لوله نوسانی حلقه باز^۳ عمودی ج) لوله نوسانی حلقه بسته افقی د) لوله نوسانی حلقه باز افقی

^۱ Vapor plug and liquid slug

^۲ Closed loop pulsating heat pipe (CLPHP)

^۳ Open loop pulsating heat pipe (OLPHP)

۱-۵ سیال عامل

درون لوله حرارتی سیال عامل قرار دارد که قسمت اصلی دریافت، انتقال و دفع حرارتی یعنی عملیات تبخیر و تقطیر بر روی آن صورت می‌پذیرد و درواقع به‌عنوان واسطه اصلی انتقال گرما، نقش ویژه‌ای در انتقال حرارت بر عهده دارد. اولین نکته در شناسایی یک سیال عامل مناسب، گستره دمای کاری بخار در لوله حرارتی است. ممکن است در یک بازه دمایی تقریبی چند سیال عامل وجود داشته باشد [۱۱]. سیال عامل می‌تواند نیتروژن یا هلیوم برای دماهای پایین و لیتیم، پتاسیم، سدیم و به‌طور کلی فلزات مایع برای دماهای بالا باشد. برای دماهای میانی سیال‌های عامل مختلفی مثل آب یا متانول می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. سیال عامل مورد استفاده در مطالعه حاضر نیز آب می‌باشد. برای انتخاب یک سیال عامل قابل قبول باید مشخصه‌های متفاوتی مورد توجه قرار بگیرد که تعدادی از این مشخصه‌ها به‌صورت خلاصه در زیر آورده شده است [۱۲]:

۱. سازگاری با لوله موئین و جنس دیواره

۲. پایداری گرمایی مناسب

۳. قابلیت مرطوب کردن دیواره و مسیر عبور جریان

۴. فشار بخار متناسب با گستره دمای کاری

۵. گرمای نهان تبخیر بالا

۶. هدایت گرمایی بالا

۷. گرانش پائین در حالت بخار و مایع

۸. کشش سطحی بالا

۹. نقطه انجماد پائین

۱۰. قیمت مناسب و در دسترس بودن

در طراحی لوله حرارتی، بالا بودن کشش سطحی بسیار مورد توجه است چون سبب می‌شود که لوله حرارتی برخلاف میدان جاذبه عمل کند و یک نیروی محرکه موئینگی رو به بالا ایجاد شود. همچنین گرمای نهان تبخیر بالا به این علت مورد توجه قرار می‌گیرد که مقدار زیادی گرما را با مقدار کمی جریان سیال انتقال داده و از این رو موجب افت فشار کمی در لوله حرارتی می‌شود. پارامتری که به کمک آن سیال عامل با توجه به ویژگی‌های بالا انتخاب می‌شود را عدد مریت^۱ گویند و به صورت زیر می‌باشد:

$$N_l = \frac{\rho_l \sigma \lambda}{\mu_l} \quad (1-1)$$

در رابطه فوق ρ چگالی سیال، σ کشش سطحی، λ گرمای نهان و μ ویسکوزیته سیال می‌باشند.

۱-۶ کاربرد لوله‌های حرارتی

لوله‌های حرارتی و به خصوص لوله‌های حرارتی نوسانی کاربرد فراوانی در خنک‌سازی سیستم‌های الکترونیکی و تهویه مطبوع دارند. افزایش قدرت رایانه‌ها و در نتیجه افزایش انرژی آن‌ها، منجر به تولید بیشتر گرما و سبب کاربرد روزافزون لوله‌های حرارتی گشته است. در لپ‌تاب‌ها برای کاهش دمای باتری و افزایش عمر آن از لوله‌های حرارتی جهت انتقال حرارت پردازنده‌ها و کارت‌های گرافیک به سمت چاه‌های گرمایی استفاده می‌شود. از لوله‌های حرارتی همچنین به‌طور گسترده در آب‌گرم‌کن‌های خورشیدی به همراه ردیف‌های جاذب نور خورشید مورد استفاده قرار می‌گیرند. آن‌ها در سیستم‌های تهویه هوا، آب‌سردکن‌ها، مبدل‌های گرمایی، ترانزیستورها، خازن‌ها، آب‌شیرین‌کن‌های خورشیدی و غیره نیز کاربرد دارند. از دیگر کاربردهای لوله‌های حرارتی می‌توان به جلوگیری از ذوب یخ در لایه‌های منجمد زمین در مناطق مسکونی و خطوط انتقال گرمای گاز، در یخچال‌ها، پمپ‌های گرمایی و مخازن

^۱ Merit number

ذخیره‌سازی گاز و انرژی، فرایندهای تبخیر هیدروکربن‌های مایع و اجزای الکترونیکی، باقابلیت کنترل شار گرمایی در لوله‌های حرارتی اشاره کرد. استفاده از لوله‌های حرارتی در ماشین‌های جذبی منجر به افزایش ضریب عملکرد آن‌ها به واسطه بازیافت گرما شده است. در سال‌های اخیر، به دلیل سبکی، اندازه کوچک، مقاومت گرمایی پایین و انعطاف‌پذیری بسیار لوله‌های حرارتی، استفاده از آن‌ها در ابعاد میکرو توسعه یافته است. در صفحه بعد برخی از کاربردهای لوله حرارتی نوسانی به اختصار توضیح داده می‌شود.

۱-۶-۱ تهویه مطبوع

رطوبت‌زدایی یکی از بخش‌هایی است که در آن به صورت مؤثری از لوله‌های حرارتی استفاده می‌شود. بهینه‌سازی مصرف انرژی در سیستم‌های تهویه مطبوع به دلیل استفاده گسترده از آن‌ها علاوه بر مزایای زیست‌محیطی، در طولانی مدت می‌تواند تداوم استفاده نسل‌های آینده از منابع انرژی را تضمین دهد. استفاده از لوله‌های حرارتی برای دفع حرارت اجزاء الکترونیکی با نوآوری‌ها و پیشرفت‌های زیادی همراه است و این روش برای دفع حرارت از انواع کابینت‌های شامل اجزاء الکترونیکی به کار می‌رود. به علاوه استفاده از لوله‌های حرارتی برای دفع حرارت ترانس‌های تک فاز با عایق جامد و مواد کامپوزیت نیز گزارش شده است. استفاده از این وسیله در مصارف تهویه مطبوع نیز رایج است [۱۳].

۱-۶-۲ سیستم‌های خنک‌سازی کامپیوتر

خنک‌سازی قطعات کامپیوتری، یکی از معضلات همیشگی کاربران بوده و به همین جهت همیشه در تلاش بوده تا به نحوی بتوانند سیستم خود را خنک نگه‌داشته تا راندمان و کارایی آن را در طولانی مدت حفظ نمایند. قطعات کامپیوتر در حین فعالیتشان گرمای زیادی تولید می‌کنند مخصوصاً پردازنده، هارد و کارت گرافیک. این گرما باید متعادل شود که قطعات در گرمای مطمئن بماند و هردوی روش‌های تولید و نگهداری طوری تنظیم شده‌اند که این گرما متعادل شود. این عمل انجام شده برای اینکه گرما

از خود قطعه به سطح خارجی آن منتقل شود. فن‌ها با زیاد کردن سرعتشان هوای گرم داخل محوطه کامپیوتر را با هوای خنک بیرون از محوطه عوض می‌کنند و همچنین تولید گرما را تا حد زیادی متوقف می‌کنند. قطعاتی که زیاد داغ شوند عمر کوتاه‌تر و مشکلات اساسی‌تری خواهند داشت، مشکلاتی مانند هنگ کردن سیستم و از دست رفتن اطلاعات. بعد از سال‌های متوالی گردوغبار موجود در پردازنده لپ‌تاپ باعث گرم شدن محیط آن می‌شود [۱۴]. بیرون کشیدن گردوغبار و وارد کردن هوای بیرون که البته این کار هم کارایی فن کامپیوتر را پایین می‌آورد باعث بیرون رفتن هوای غلیظ داخل کامپیوتر می‌شود و هوای گرم را در محیط‌های به خصوصی نگهداری می‌کند و به‌صورت رقیق شده توسط فن از کامپیوتر بیرون می‌آید. سیستم‌های کامپیوتری جدید و کامپیوترهای قابل حمل از لوله‌های حرارتی کوچک برای دفع حرارت استفاده می‌کنند.

وقتی که مایع در قسمت گرم لوله تبخیر می‌شود، حرارت را با خود به قسمت سرد لوله منتقل می‌کند و در آنجا مایع چگالش می‌یابد و دوباره به قسمت گرم بازمی‌گردد (تحت نیروی موینگی). به این ترتیب لوله‌های حرارتی رسانایی حرارتی بسیار بالاتری نسبت به مواد جامد دارند. نمونه‌ای از کاربردهای این لوله‌های حرارتی در شکل ۴-۱ قابل مشاهده است [۱۵].



شکل ۴-۱: نمونه‌ای از کاربرد عملی لوله‌های حرارتی در خنک‌سازی سیستم‌های کامپیوتری [۸].

۱-۶-۳ انرژی خورشیدی

لوله‌های حرارتی به صورت گسترده‌ای در گرم کردن آب به وسیله انرژی خورشیدی به کار برده می‌شوند. در این کاربری، عمدتاً آب مقطر به عنوان سیال کاری مورد استفاده قرار می‌گیرد. سیال کاری درون یک لوله بسته مسی قرار می‌گیرد و این لوله خود درون یک لوله شیشه‌ای که در آن خلأ حاکم است به سوی خورشید قرار داده می‌شود. از مزایای این سیستم افزایش ۴۰ درصدی بازده نسبت به آب گرم‌کن‌های خورشیدی سنتی است. جمع‌کننده‌های خورشیدی که خلأ درون آن‌ها حاکم باشد نیازی به مواد ضدیخ ندارند، زیرا به خاطر خلأ تا حد خوبی نسبت به محیط عایق هستند. برخی از این آب گرم‌کن‌های خورشیدی تا دماهای پایین در برابر یخ‌زدگی مقاوم هستند و حتی در قطب جنوب نیز برای گرم کردن آب استفاده می‌شوند. لوله‌های حرارتی حلقه بسته نیز بعضاً برای این کاربری به کار برده می‌شوند [۱۵].

۱-۷ محدودیت‌ها

لوله‌های حرارتی باید همواره برای شرایط خنک کاری خاصی تنظیم شوند. مواد به کار رفته در لوله حرارتی چه در مواد دیواره و چه در سیال کاری در تعیین دمای کارکرد بهینه لوله حرارتی مؤثرند. وقتی لوله حرارتی بیشتر از دمای خاصی حرارت داده شود تمام سیال درون آن بخار می‌شود و میعان سیال در قسمت سرد لوله دیگر اتفاق نمی‌افتد. در چنین حالتی رسانایی حرارتی لوله حرارتی تا اندازه رسانایی جدار فلزی آن کاهش می‌یابد. برای مثال اگر جدار لوله حرارتی مسی باشد در حالتی که بیش از حد گرم شود، رسانایی آن به حدود یک‌هشتم مقدار قبلی کاهش می‌یابد. افزون بر این، در صورتی که دمای لوله حرارتی از حد مشخصی کمتر شود، تغییر فاز سیال کاری روی نمی‌دهد و در نتیجه بازهم رسانایی گرمایی لوله حرارتی به رسانایی جدار فلزی تقلیل می‌یابد. اگر لوله‌های حرارتی از آب به عنوان سیال کاری استفاده کنند، باید دقت کرد که رسیدن آب به دمای انجماد و انبساط آن در دماهای نزدیک صفر درجه سانتی‌گراد موجب تورم دیواره فلزی و ترکیدن آن می‌شود [۱۶].

۸-۱ پارامترهای عملکردی در لوله‌های حرارتی

به علت پیچیدگی عملکرد لوله‌های حرارتی نوسانی پارامترهای بسیاری بر رفتار آن‌ها تأثیرگذار هستند که مهم‌ترین آن‌ها در این قسمت مورد بررسی قرار می‌گیرند. این پارامترها شامل قطر داخلی لوله حرارتی، نسبت پرشدگی، شار حرارتی، تعداد دور و زاویه شیب لوله حرارتی نسبت به افق هستند.

۱-۸-۱ قطر داخلی لوله

همان‌طور ذکر شد، حرارت در لوله حرارتی نوسانی با حرکت بخش سیال (انتقال حرارت محسوس) و تغییر فاز (جوشش، تبخیر و تقطیر) از تبخیرکننده به چگالنده منتقل می‌شود. برای فراهم کردن عملکرد مطلوب در لوله حرارتی نوسانی باید شرایطی در طراحی آن لحاظ گردد که از آن‌ها می‌توان به هندسه لوله حرارتی، شار حرارتی و خصوصیات ترموفیزیکی سیال عامل اشاره نمود. پارامتر هندسی بسیار تأثیرگذار بر عملکرد لوله حرارتی نوسانی قطر داخلی آن می‌باشد که اساس کار لوله حرارتی نوسانی را تشکیل می‌دهد. در مبدل‌هایی که در آن‌ها عمل خنک کردن با پره صورت نمی‌گیرد، به‌وسیله حرکت نوسانی^۱ مولکول‌ها و هدایت، انتقال حرارت صورت می‌گیرد. در لوله‌های حرارتی معمولی در اثر اختلاف فشاری که بین تبخیرکننده و چگالنده وجود دارد، فاز بخار به سمت چگالنده حرکت می‌کند و با استفاده از فتيله و نیروی موینگی ناشی از آن، قسمت مایع به سمت تبخیرکننده باز می‌گردد. در ترموسیفون سیال عامل در اثر نیروی جاذبه به سمت تبخیرکننده بازمی‌گردد. در انتقال حرارت جابجایی آزاد تک فاز، نیروی شناوری سبب پمپ کردن سیال می‌گردد، درحالی‌که در انتقال حرارت جابجایی اجباری، وجود نیروی خارجی برای حرکت سیال لازم است. در لوله حرارتی نوسانی هیچ نیروی خارجی برای حرکت سیال نیاز نمی‌باشد و عمل پمپ کردن سیال به‌وسیله تولید حباب در تبخیرکننده و تقطیر

^۱ Oscillating motion

آن در چگالنده صورت می‌گیرد. طراحی لوله حرارتی نوسانی باید به گونه‌ای باشد تا عمل پمپ کردن سیال خودبه‌خود صورت گیرد [۱۷-۱۹].

۱-۸-۲ نسبت پرشدگی^۱

به نسبت حجم سیال داخل لوله حرارتی نوسانی به حجم کل آن، نسبت پرشدگی گفته می‌شود که یکی از عوامل تأثیرگذار بر عملکرد لوله حرارتی نوسانی می‌باشد. دو حالت حدی برحسب نسبت پرشدگی برای لوله حرارتی نوسانی می‌توان در نظر گرفت [۲۰، ۲۱]:

۱. هنگامی که نسبت پرشدگی صفر درصد باشد (لوله حرارتی نوسانی خالی باشد).
 ۲. شرایطی که نسبت پرشدگی صد درصد باشد (لوله حرارتی نوسانی کاملاً پر باشد).
- سه حالت غیر حدی نیز برای نسبت پرشدگی لوله حرارتی نوسانی قابل تصور خواهد بود:
۱. نسبت پرشدگی نزدیک به صفر درصد: در این شرایط مقدار سیال عامل بسیار کم است و نمی‌تواند به‌صورت قطره حباب در داخل لوله حرارتی نوسانی توزیع گردد. در این حالت تبخیرکننده به‌راحتی خشک می‌شود و درنتیجه لوله حرارتی به‌صورت مطمئن و پایدار کار نمی‌کند.
 ۲. نسبت پرشدگی نزدیک به ۱۰۰ درصد: در این حالت مقدار بخار داخل لوله حرارتی نوسانی به‌اندازه‌ای نخواهد بود که بتواند حرکات نوسانی سیال عامل را به وجود آورد. در این شرایط، نیروی شناوری باعث چرخش سیال عامل می‌گردد و وجود مقدار کم بخار باعث گرفتگی لوله و ممانعت از چرخش سیال می‌گردد. درنتیجه عملکرد لوله حرارتی نوسانی نسبت به حالتی که نسبت پرشدگی آن صد درصد باشد، کاهش می‌یابد.
 ۳. نسبت پرشدگی بین ۲۰ درصد تا ۸۰ درصد: در این محدوده از نسبت پرشدگی، لوله حرارتی

^۱ Filling ratio (FR)

دارای عملکرد نوسانی و چرخشی می‌باشد. در نسبت پرشدگی‌های پایین، فضای زیادی داخل لوله حرارتی خالی می‌باشد که باعث افزایش تعداد حباب‌های بخار خواهد شد و درجه آزادی سیستم برای نوسانات بیشتر می‌شود، اما در مقابل، کم بودن نسبت پرشدگی سبب کاهش انتقال حرارت محسوس و افزایش احتمال خشک شدن تبخیرکننده می‌گردد. با افزایش نسبت پرشدگی از درجات آزادی سیستم برای انجام نوسانات کاسته می‌شود اما در مقابل مقدار انتقال حرارت محسوس افزایش خواهد یافت. بنابراین برای نسبت پرشدگی مقدار بهینه‌ای وجود دارد که به‌صورت تجربی قابل تعیین است.

۱-۸-۳ شار حرارتی

مهم‌ترین اثر شار حرارتی، تأثیر آن بر نوع رژیم جریان داخل لوله حرارتی نوسانی می‌باشد. تحقیقاتی که تاکنون صورت گرفته است نشان می‌دهد که نوع رژیم جریان نشان دهنده عملکرد دستگاه می‌باشد. عامل به حرکت درآوردن سیال در لوله‌های حرارتی نوسانی شار حرارتی اعمالی به قسمت تبخیرکننده می‌باشد. در مواقعی که شار حرارتی بسیار کم باشد، به علت آنکه نیرو برای غلبه بر افت فشارها کافی نمی‌باشد، حرکت نوسانی در لوله حرارتی اتفاق نمی‌افتد. بنابراین برای شروع حرکت نوسانی به حداقل شار حرارتی نیاز است. در شرایطی که شار حرارتی از کمترین مقدار مورد نیاز برای شروع نوسانات بیشتر شود، نوسانات شروع می‌شود. اما در این شرایط نیز باز به دلیل پایین بودن شار حرارتی فقط یک سری نوسانات رفت و برگشتی داخل لوله حرارتی نوسانی اتفاق می‌افتد و گردش کامل جریان سیال در داخل آن اتفاق نمی‌افتد. در این شرایط عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی چندان مطلوب نمی‌باشد. با افزایش بیشتر شار حرارتی، حرکات نوسانی نسبتاً پایدار شروع می‌شوند. در این حالت عملکرد لوله حرارتی نوسانی از حالت شروع به کار به حالت پایدار تغییر می‌کند. با افزایش بیشتر شار حرارتی دامنه نوسانات گسترده‌تر می‌شود تا آنجا که سیال در داخل لوله حرارتی نوسانی به راحتی گردش می‌کند.

سیال علاوه بر نوسانات موضعی حرکت روبه جلو نیز دارد که سبب چرخش سیال در لوله حرارتی می گردد [۲۳، ۲۲].

۱-۸-۴ تعداد دور

در لوله حرارتی نوسانی اگر تعداد دور، پایین باشد با ثابت بودن شار حرارتی ورودی، سهم شار حرارتی هر دور، بالا خواهد بود. در این شرایط به علت بالا بودن شار حرارتی هر دور، احتمال خشک شدن تبخیرکننده وجود دارد. با افزایش تعداد دور، دمای تبخیرکننده و در نتیجه مقاومت حرارتی کاهش خواهد یافت. دلیل این پدیده کاهش سهم حرارتی برای هر دور می باشد. علاوه بر این با افزایش تعداد دور، عدم تعادل فشار در لوله های بین تبخیرکننده و چگالنده افزایش و در نتیجه حرکت سیال بهبود می یابد: اما نکته ای که باید در نظر گرفته شود آن است که اگر تعداد دور به قدری زیاد شود که سهم شار حرارتی برای هر دور از کمترین مقدار مورد نیاز برای ایجاد نوسانات کمتر شود، آنگاه افزایش تعداد دور اثر عکس خواهد داشت و در این حالت افزایش تعداد دور موجب افزایش مقاومت حرارتی می گردد: بنابراین تعداد دورهای یک لوله حرارتی نوسانی نیز یک مقدار بهینه ای دارد [۲۴].

۱-۸-۵ زاویه نسبت به افق

یکی از مزایای اصلی لوله حرارتی نوسانی نسبت به لوله های حرارتی معمولی، وابستگی کمتر عملکرد آن به زاویه شیب می باشد. وقتی سیال در تبخیرکننده، حرارت دریافت می کند، دما و فشار آن افزایش می یابد و به بخار تبدیل می شود. این افزایش فشار سبب پمپ کردن سیال های موجود در آن دور به سمت چگالنده می گردد: بنابراین سیالاتی که قبلاً در آن قسمت از چگالنده بودند، باید به سمت تبخیرکننده از لوله کناری بازگردند. در نتیجه معمولاً با تغییر زاویه شیب، لوله حرارتی نوسانی می تواند

عملکرد مطلوب خود را حفظ کند و تغییر کمی در مقاومت حرارتی آن رخ می‌دهد. یکی از نکاتی که در طراحی لوله حرارتی نوسانی باید در نظر گرفته شود، وابستگی کمتر عملکرد آن به زاویه است [۲۵].

۹-۱ اهمیت پژوهش

امروزه استفاده از لوله‌های حرارتی و به‌طور خاص لوله‌های حرارتی نوسانی بیش‌ازپیش توسعه یافته است، لیکن توسعه آن‌ها نیازمند مطالعات بیشتر تجربی و عددی می‌باشد. لوله‌های حرارتی نوسانی باوجود ساخت راحت، زمانی که فیزیک تمامی ساختار عملکردی آن مدنظر باشد، بیشتر پیچیدگی‌های آن قابل توجه می‌شود.

در زمینه عملکرد لوله‌های حرارتی نوسانی کارهای تحقیقاتی محدودی صورت گرفته است. تحقیقات آزمایشگاهی که درباره نوع جریان دوفازی حاکم در لوله‌های حرارتی نوسانی صورت گرفته است، برای نوع جریان گزارش نتایج مختلفی را نشان می‌دهد و درک ساختار آن را مشکل‌تر می‌کند. این گزارش‌ها موجب پیچیدگی‌های بیشتر عملکرد لوله‌های حرارتی شده است. وجود این گونه نتایج متناقض ضرورت هر چه بیشتر انجام کارهای عددی را آشکار می‌سازد، چراکه توسط این گونه پژوهش‌ها گام‌های بلندی در رابطه با درک عملکرد لوله‌های نوسانی برداشته می‌شود، علاوه بر اینکه تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد لوله‌های حرارتی نوسانی نیز مطالعه می‌گردد.

هدف این پایان‌نامه مدل‌سازی عددی لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته و بررسی پارامترهای مهم تأثیرگذار بر رژیم جریان دوفازی می‌باشد.

فصل ۲ : ماشین پروسس

۱-۲ پیشینه پژوهش

در یک لوله حرارتی نوسانی معمولی، جابه‌جایی اجباری نقش مهمی را در انتقال حرارت از اوپراتور به کندانسور بازی می‌کند. به عبارت دیگر بیشتر حرارت انتقال یافته از اوپراتور به کندانسور از طریق گرمای محسوس می‌باشد. نسبت به لوله حرارتی معمولی که کشش سطحی و گرمای نهان نقش مهمی دارند، در یک لوله حرارتی نوسانی هدایت گرمایی، ویسکوزیته و ظرفیت گرمایی سیال عامل نقش مهم‌تری دارند. سیال‌های بسیاری نظیر آب [۲۶]، استون [۲۷]، R134a [۲۸] و نانوسیال‌ها [۲۹، ۳۰، ۳۲] مورد بررسی قرار گرفته‌اند. در میان این سیال‌ها، نانوسیال‌ها به شکل قابل توجهی بر قابلیت انتقال حرارت در لوله حرارتی نوسانی تأثیر می‌گذارند.

با اضافه نمودن مقدار کمی نانوذرات به سیال پایه، سیال عامل بانام نانوسیال به‌دست می‌آید. پیشرفت‌های فناوری ساخت در طول دهه گذشته توانایی تولید و تجزیه و تحلیل مواد در مقیاس نانو را به وجود آورده و استفاده از ویژگی‌های عالی آن‌ها در دستگاه‌های مدرن را به واقعیت تبدیل نموده است. چوی [۳۱] گزارش داد که با افزودن مقدار کمی از نانوذرات به سرما سازهای معمول، می‌توان هدایت گرمایی مؤثر آن‌ها را افزایش داد. اخیراً معیار بین‌المللی خواص نانوسیال^۱ به‌منظور اندازه‌گیری هدایت گرمایی نمونه‌های یکسان نانوسیال با شرکت بیشتر از ۳۰ نهاد بین‌المللی تشکیل شده است. آن‌ها دریافتند که با افزایش غلظت و نسبت ابعادی نانوذرات هدایت گرمایی سیال بیشتر تقویت می‌شود. آن‌ها همچنین پیشنهاد دادند که تئوری محیط مؤثر دارای تطابق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی می‌باشد و در میان نانوسیال‌هایی که آن‌ها آزمایش نموده‌اند هیچ‌گونه تقویت غیرعادی هدایت گرمایی دیده نشده است. نانوذرات نمی‌توانند به‌صورت غیرعادی هدایت گرمایی را افزایش دهند. با این حال زمانی که نانوذرات به سیال پایه اضافه می‌شوند، می‌توانند انتقال حرارت جابه‌جایی را افزایش دهند [۳۲-۳۴].

^۱ International nanofluid property benchmark exercise (INPBE)

ما و همکاران [۳۵, ۱۸] نشان داده‌اند زمانی که از نانوسیال در لوله حرارتی نوسانی استفاده می‌شود، قابلیت انتقال حرارت به شکل قابل توجهی افزایش می‌یابد. زمانی که نانوذرات به سیال پایه درون لوله حرارتی نوسانی افزوده می‌شوند، لوله حرارتی نوسانی به شکل مؤثری از (۱) حرکات نوسانی درون لوله حرارتی نوسانی به‌منظور معلق نگه داشتن نانوذرات (۲) ظرفیت گرمایی بالاتر نانوسیال (۳) هدایت گرمایی بالاتر (۴) اثر نانوسیال بر میدان جریان (۵) اثر نانوسیال بر شرایط خیس شدن سطح استفاده می‌کند. حرکات نوسانی به‌طور کامل از ویژگی‌های نانوسیال برای تقویت ظرفیت انتقال حرارت در لوله حرارتی نوسانی استفاده می‌کنند.

وانگ و موجهمدار [۳۶] مکانیسم‌های انتقال حرارت در نانوسیال‌ها را به دو گروه تقسیم نموده‌اند: اولین مکانیسم هدایت استاتیکی معمولی و حرکت براونی می‌باشد. هدایت استاتیکی معمولی، انتقال حرارت را در خود نانوذرات و سیال پایه تشریح می‌نماید، درحالی‌که حرکت براونی انتقال حرارت را در اختلاط ذرات و سیال پایه تشریح می‌نماید. در این مکانیسم، اندازه ذرات، کسر حجمی ذرات به سیال پایه، هدایت حرارتی ذرات و سیال پایه و دمای عملکردی آن دو فاکتورهای مهمی هستند که عملکرد انتقال حرارتی را تشریح می‌نمایند. مکانیسم دوم یک تئوری می‌باشد که در آن نانوذره به‌عنوان یک هسته دارای یک لایه نانو در نظر گرفته می‌شود و این لایه تشکیل یک پوسته به دور هسته را می‌دهد. سپس این ماده ترکیبی در سیال پایه غوطه‌ور می‌شود. با این حال مکانیسم هدایت بین نانوذرات و سیال پایه تاکنون شناخته نشده است.

کبلینسکی و همکاران [۳۷] و فیلیپوت و همکاران [۳۸] مکانیسم‌های افزایش هدایت حرارتی را با جزییات بیشتری شرح دادند. آن‌ها چهار مکانیسم محتمل را پیشنهاد دادند: (۱) حرکت نانوذرات، (۲) لایه مایع در فصل مشترک مایع ذره، (۳) طبیعت و ذات انتقال حرارت در نانوذرات و (۴) اثر کلوخه شدن نانوذرات. آن‌ها هدایت حرارتی را تنها در نانوسیال‌های ساکن در نظر گرفتند. در تئوری مربوط به حرکت نانوذرات، نانوذرات با یکدیگر برخورد می‌نمایند و انرژی از یک ذره به ذره دیگر منتقل می‌شود و به‌موجب

آن هدایت حرارتی تقویت می‌شود. همچنین این پیشنهاد نیز مطرح شده است که هدایت حرارتی ممکن است تنها به وسیله حرکت براونی نانوذرات بدون برخورد آن‌ها به یکدیگر، تقویت شده باشد.

تئوری لایه‌های مایع در فصل مشترک مایع ذره بر اساس این اصل شناخته شده می‌باشد که مایعات در فصل مشترک جامد مایع تمایل به داشتن شکل ساختاری جامد می‌باشند. یک جامد کریستالی که در آن ساختار اتمی از نظم خوبی برخوردار می‌باشد، دارای هدایت حرارتی بسیار بالاتری نسبت به توده مایع با ساختار اتمی بی‌نظم می‌باشد. بنابراین توقع می‌رود که لایه مایع در فصل مشترک مایع جامد که شکل هندسی جامد به خود گرفته است، دارای هدایت حرارتی بالاتری نسبت به توده مایع باشد. دلیل این امر ساختار اتمی منظم‌تر لایه مایع در نزدیکی فصل مشترک مایع جامد نسبت به توده مایع می‌باشد. در این تئوری فرض می‌شود که هدایت حرارتی لایه مایع همان هدایت حرارتی لایه مایع در فصل مشترک مایع جامد می‌باشد. از این اصل می‌توان برداشت نمود که لایه مایع در پیرامون ذره جامد، حجم مؤثر ترکیب را افزایش می‌دهد و به موجب آن هدایت حرارتی تقویت می‌شود [۳۹].

اثر خوشه‌ای بودن نانوذرات یکی دیگر از دلایل ذکر شده برای تقویت هدایت حرارتی می‌باشد. در خوشه‌ها حرارت بسیار سریع انتقال می‌یابد و منجر به انتقال حرارت بالا می‌شود. حجم مؤثر خوشه‌ها از حجم فیزیکی ذرات بزرگ‌تر می‌باشد. این بدان معناست که در خوشه‌ها مسیری با مقاومت حرارتی بسیار کم تشکیل می‌شود که دارای قابلیت انتقال مقادیر بزرگ حرارت در زمان ثابت با هدایت حرارتی بالا می‌باشد. به دلیل اینکه حجم مؤثر بزرگ‌تر خوشه‌ها موجب هدایت حرارتی بالاتر می‌شود، یک خوشه تقریباً پر می‌تواند دارای هدایت حرارتی بالاتری باشد. حتی در خوشه‌ای که میان ذرات آن هیچ تماس فیزیکی برقرار نیست، هدایت حرارتی می‌تواند به شکل قابل توجهی افزایش یابد. این پدیده دلیل دیگری برای توجیه هدایت حرارتی تقویت شده در نانوسیالات می‌باشد. باین حال در حالت کلی خوشه‌ها ممکن است دارای تأثیر منفی بر انتقال حرارت باشند زیرا ذرات کوچکی که تشکیل خوشه می‌دهند می‌توانند نشست کنند و موجب ایجاد مشکلاتی در بیرون از سیال پایه شوند [۴۰].

زمانی که از نانوسیال به عنوان سیال عامل در لوله حرارتی نوسانی استفاده شود، به لوله حرارتی نوسانی لوله حرارتی نوسانی نانوسیال گفته می شود. در فرآیند تولید، موفقیت به آماده سازی با دقت نانوسیال شامل پر کردن و مهر و موم و درزگیری لوله حرارتی نوسانی بستگی دارد. روش های پر کردن و درزگیری و روش های آزمایش کردن در هر مطالعه می توانند متفاوت باشند. در این بخش از روش ها و متدهای استفاده شده توسط ما و همکاران [۱۸] به منظور ارائه چگونگی آماده سازی و تست گیری با لوله حرارتی نوسانی نانوسیال استفاده می شود. در لوله حرارتی نوسانی نانوسیال مشابه لوله حرارتی معمولی، در ابتدا باید قطر داخلی لوله را تعیین نمود. همان طور که قبلاً نیز توضیح داده شد قطر داخلی لوله را می توان به صورت تقریبی از رابطه محاسبه کرد:

$$r_{h,max} < 0.92 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (1-2)$$

در رابطه فوق σ کشش سطحی، ρ_l چگالی فاز مایع، ρ_v چگالی فاز بخار و g شتاب جاذبه می باشد. در پژوهش انجام شده توسط ما و همکاران [۱۸]، از نانوذرات الماس به همراه آب با آنالیز کروماتوگرافی مایع با کارایی بالا^۱ (به آبی گفته می شود که عاری از هرگونه مواد آلی و معدنی بوده و هیچ گونه جذب اشعه فرابنفش^۲ نداشته باشد) استفاده شد.

در یک لوله حرارتی معمولی دارای ساختار موئین (فتیله) زمانی که جوانه زنی رخ می دهد و حباب ها در فتیله تشکیل می شوند، حد جوشش نیز رخ می دهد و از وقوع آن باید جلوگیری نمود. در یک لوله حرارتی نوسانی فرآیند انتقال حرارت اساساً ناشی از حرکات نوسانی است که بر اثر تحریک گرمایی پدید آمده اند. تعدادی از محققان آزمایش های مجسم سازی را با استفاده از لوله حرارتی نوسانی شیشه ای انجام داده اند تا نشان دهند که جوانه زنی در قسمت اواپراتور صورت می گیرد و به حرکات نوسانی درون لوله حرارتی نوسانی کمک می کند [۴۱، ۴۲].

^۱ High performance liquid chromatography (HPLC)

^۲ Ultra violet (UV)

دو عاملی که بر انتقال حرارت جوششی روی یک سطح اثر می‌گذارند عبارت‌اند از جوشش حباب‌ها و تراکم سایت‌های جوانه‌زنی. شروع موفقیت‌آمیز جوانه‌زنی حباب‌ها روی یک سطح بستگی به اندازه منافذ و حفره‌ها و سوپرهیت روی آن سطح دارد.

حلیمی و همکاران [۴۳] به بررسی تجربی رژیم جریان دوفازی و تأثیر آن بر عملکرد لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته از جنس پیرکس و با قطر داخلی ۴ و قطر خارجی ۶ میلی‌متر پرداخته‌اند. در این مطالعه سیال عامل آب دیونیزه، نانوسیال مس و استون در نسبت‌های پرشدگی مختلف و برای حالت‌های قرارگیری افقی و عمودی در نظر گرفته شده است. اثرات اعمال تغییر در نوع سیال عامل مورد استفاده و ویژگی‌های ترمودینامیکی مربوط به سیال عامل، نسبت پرشدگی، تعداد دور، جاذبه و افزودن نانوذرات مختلف به سیال عامل مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که استفاده از نانوذرات مس و وجود نیروی جاذبه در حالت قرارگیری عمودی سبب افزایش انتقال حرارت و کاهش دمای اواپراتور و در نتیجه کاهش مقاومت حرارتی شده است.

یانگ و همکاران [۴۴] عملکرد حرارتی لوله‌های حرارتی نوسانی با قطرهای داخلی ۲ میلی‌متر و ۱ میلی‌متر را باهم مقایسه کردند و مشخص شد که مقاومت حرارتی اولی، حدود ۱۰ درصد کمتر از دیگری است. در مقاله‌ای دیگر یانگ و همکاران [۴۵] به این نتیجه رسیدند که لوله‌های حرارتی نوسانی با قطر بزرگ‌تر مقاومت حرارتی کمتری دارد و این موضوع را به اتلاف کمتر در لوله‌های حرارتی نوسانی با قطر بزرگ‌تر نسبت دادند. چارونساون و همکاران [۴۶] دریافتند که برای هر درجه دمایی برای اواپراتور، با افزایش قطر داخلی، مقاومت حرارتی لوله‌های حرارتی نوسانی به‌وضوح کاهش می‌یابد و دلیل این موضوع افزایش مقاومت اصطکاکی با کاهش قطر داخلی است.

کوان و همکاران [۴۷] پیشنهاد دادند که افزایش تعداد دور اختلالات فشار داخل لوله‌های حرارتی نوسانی را بهبود می‌بخشد و عملکرد انتقال حرارتی بهتر خواهد شد. یانگ و همکاران [۴۸] روی یک لوله حرارتی نوسانی با ۴۰ کانال موازی کار کردند و دریافتند که لوله حرارتی نوسانی در تمام زوایای

قرارگیری نسبت به افق، عملکرد موفقیت آمیزی دارد. کایا [۴۹] و خند کار [۵۰] به تعداد دور بحرانی به عنوان یک نکته کلیدی اشاره کردند که اگر تعداد دور لوله حرارتی نوسانی از تعداد بحرانی بیشتر باشد عملکردش مستقل از زاویه قرارگیری نسبت به افق خواهد شد. آکاجی و همکاران [۵۱] وجود تعداد دور بحرانی را تأیید و پیشنهاد ۸۰ دور را برای تحقیقات خود نشان دادند. مطابق تحقیق چارونساون و همکاران [۵۲] تعداد دور بحرانی لوله حرارتی نوسانی متأثر از خواص سیال عامل و قطر داخلی بود. شفیعی و همکاران [۵۳] در مقاله‌ای دیگر نشان دادند که تعداد دور بحرانی وابسته به دمای قسمت تبخیر کننده است.

ویلسون و همکاران [۵۴] نشان دادند که سیالی که آب‌دوست (زاویه تماس کوچک‌تر از ۹۰ درجه) می‌باشد دارای انتقال حرارت بهتری نسبت به سیال آب‌گریز (زاویه تماس بزرگ‌تر از ۹۰ درجه) می‌باشد. تحقیق دیگری نشان داد که افزایش قطر عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی را به دلیل کاهش اصطکاک، افزایش می‌دهد. ژانگ و فقری [۵۵] بیان کردند که اگر حرارت نهان سیال عاملی کمتر باشد زمان راه‌اندازی لوله حرارتی نوسانی کمتر خواهد شد. شیائو و کاو [۵۶] نشان دادند که وقتی شار حرارتی ورودی کم است عمده انتقال حرارت توسط گرمای مخصوص انجام می‌شود. گرول و خندکار [۵۷] نشان دادند که سیال عامل با ویسکوزیته دینامیکی کمتر نیاز به شار حرارتی ورودی جهت تداوم حرکت نوسان سیال عامل دارند. کیو و همکاران [۵۸] آزمایشات متعددی را بر میکرو لوله حرارتی نوسانی انجام دادند که جنس لوله، سیلیکون بود. آن‌ها دریافتند که وقتی سیال عامل از نوع R113 و FC-72 است، لوله حرارتی نوسانی در حالت راه‌اندازی قرار خواهد گرفت ولی اگر جنس سیال عامل آب و اتانول باشد لوله حرارتی نوسانی در هر زاویه‌ای نسبت به افق، شروع به عملکرد نخواهد داشت.

چارونساون و همکاران [۵۹] نشان دادند زمانی که زاویه قرارگیری لوله ۹۰ درجه باشد، سیال عامل آب عملکرد حرارتی بهتری نسبت به سیالات عامل اتانول و R123 در لوله حرارتی نوسانی خواهد داشت. وانگ و همکاران [۶۰] از آزمایشات خود نتیجه گرفتند که لوله حرارتی نوسانی پر شده با سیال عامل

آب نسبت به لوله حرارتی نوسانی پر شده با سیالات عامل R141 و اتانول دارای عملکرد حرارتی بهتری خواهد بود. لین و همکاران [۶۱] تأثیر بیشتر نانوسیال نقره نسبت به آب را در عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی نشان دادند. محققین همچنین نشان دادند که افزایش اثر استفاده از نانوسیال خود وابسته به عوامل دیگری است که یکی از این عوامل مهم میزان غلظت نانوسیال می‌باشد. جیا و همکاران [۶۲] آزمایشاتی را بر لوله حرارتی نوسان پر شده با نانوسیال H_2O/SiO_2 انجام دادند و دریافتند که با افزایش غلظت نانوسیال عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی دچار اشکال خواهد شد. البته سایر پارامترها تأثیرگذار بر عملکرد لوله حرارتی نوسانی می‌توانند اثر استفاده از نانوسیال را تحت‌الشعاع قرار دهند. وانگ و همکاران [۶۳] پی بردند که زمانی که زاویه قرارگیری نسبت به افق برابر با صفر باشد نانو سیالات مزیت چندانی نسبت به سیال عامل آب ندارند. کیو و همکاران [۶۴] به‌طور تجربی پی بردند هنگامی که از آب به‌عنوان سیال عامل استفاده می‌کنند عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی بهتر خواهد شد. نسبت پرشدگی یکی دیگر از پارامترهای مؤثر بر عملکرد لوله حرارتی نوسانی است. لیو و همکاران [۶۵] آزمایشاتی را برای دو سیال عامل آب و اتانول تحت شرایط یکسان انجام دادن و نسبت بهینه پرشدگی را برای آب و اتانول به ترتیب ۵۲ و ۴۱ به دست آوردند.

تحقیقات تجربی دیگری که در زمینه عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی انجام شده است بررسی زاویه قرارگیری نسبت به افق است آنچه مشخص است اگر زاویه قرارگیری نسبت به افق برای با ۹۰ درجه باشد نیروی وزن به عملکرد بهتر لوله حرارتی نوسانی کمک می‌کند. اثر زاویه قرارگیری نیز مانند سایر پارامترها، باید به‌صورت تلفیقی در نظر گرفته شود.

ژوا و همکاران [۶۶] به مطالعه عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی تحت مقادیر مختلف برای شتاب گرانش پرداخت و پی بردند که لوله حرارتی نوسانی در شتاب گرانش کمتر از حالت معمول نیز عمل می‌کند. حتی کاواجی و همکاران [۶۷] به اثر مثبت، شتاب گرانش کاهیده بر عملکرد حرارتی پی بردند. به‌طور کلی می‌توان گفت مقاومت حرارتی با افزایش شار حرارتی کاهش می‌یابد که این موضوع توسط

هوا و همکاران [۶۸] نتیجه گرفته شد. همچنین آن‌ها نشان دادند که اگر شار حرارتی کاهش یابد نتایج آزمایش‌ها وابستگی کمتری به زاویه قرارگیری لوله حرارتی نوسانی خواهد داشت.

برخی از محققین به مطالعه مشخصه‌های حرکت نوسانی سیال عامل از طریق روش مشاهده‌ای پرداختند. در تحقیق [۶۹] جو شش هسته‌ای پیوسته در اواپراتور و چگالش حباب بخار در کندانسور مشاهده شد. ویلسون و همکاران [۷۰] با فناوری رادیوگرافی نوترون به مطالعه حرکت نوسانی سیال عامل در داخل لوله حرارتی پرداختند و پی بردند که مسیر حرکت سیال عامل در زمانی که شار حرارت ورودی کم باشد به صورت تصادفی می‌باشد.

دابسون [۷۱] تلاش خود را جهت مدل‌سازی لوله‌های حرارتی نوسانی شروع کرد؛ اما پیش‌ازاین او به مطالعه عددی جریان دوفازی در ترموسیفون‌های عمودی پرداخته بود که در آن مقاله او مبنای تئوری قوی را برای جریان پیچیده دوفازی ارائه داده بود. پس‌از آن او یک مدل تئوری با در نظر گرفتن جاذبه، کشش سطحی، اصطکاک و فشار ارائه داد [۷۲].

هاسودا و همکارانش [۷۳] پدیده پخش حباب بخار در یک خم از لوله حرارتی حلقه بسته را بررسی کردند آن‌ها متوجه شدند در حالتی که میزان مایع داخل لوله حرارتی نوسانی زیاد باشد، دو تکه بخار در دو طرف یک خم و به صورت جدا از هم بافاصله یک بخش مایع از یکدیگر قرار می‌گیرند و هنگامی که یک سمت در حال رشد کردن است سمت دیگر کوچک می‌شود همچنین یک مدل عددی ساده که دارای فرضیات ساده کننده زیادی بود بررسی شد. از جمله این فرضیات، صرف نظر کردن از نیروی جاذبه و ضریب انتقال حرارت جوشش بود.

یک مدل عددی نیز توسط شفیع و همکارانش [۷۴] برای لوله‌های حرارتی نوسانی باز و بسته ارائه شد. مدل آن‌ها شامل سه ناحیه جهت حرارت دادن و دو ناحیه جهت گرفتن حرارت بود آن‌ها نتیجه گرفتند که تعداد بخش‌های بخار به تعداد ناحیه حرارتی کاهش یابد و ارتباطی به تعداد اولیه بخش بخار ندارد و فیزیک لوله حرارتی می‌تواند به صورت دو لوله U شکل مدل شود. اهالی و فقری [۷۵] مدل

عددی یک‌بعدی را توسعه دادند و در آن مقاله به بحث در مورد تأثیر تغییرات قطر کانال عبور جریان در یک لوله حرارتی نوسان حلقه بسته پرداختند که به این لوله حرارتی نوسانی ساختار فتيله‌ای اضافه شده بود. بر پایه این مدل، ماملی و همکاران [۷۶] به تحقیقات عددی در مورد لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته با در نظر گرفتن افت فشار محلی، پرداختند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که زمانی که ورودی (شار حرارتی ورودی) بالا باشد و لوله در وضعیت عمودی باشد افت فشار محلی بر مشخصه‌های انتقال حرارت مؤثر است.

یوان و همکاران [۷۷] یک مدل ارائه کردند که در آن یک معادله انرژی جدید برای قطرات مایع با روش لاگرانژ به‌منظور بررسی جریان و مشخصه‌های انتقال حرارت لوله‌های حرارتی نوسانی، ارائه‌اش شده بود. ژو و همکاران [۷۸] به آنالیز عددی مشخصه‌های هیدرودینامیکی - حرارتی لوله‌های حرارتی نوسانی صفحه تخت پرداختند که برای آنالیز از روش حجم سیال استفاده کردند.

براکبیل و همکاران [۷۹] از روش نیروی سطح پیوسته جهت حساب کردن کشش سطحی در سطح مشترک حباب بخار و قطرات مایع استفاده کردند. روش آن‌ها جهت شبیه‌سازی لوله‌های حرارتی نوسانی صفحه تخت مناسب بود. با در نظر گرفتن تعادل دو فاز در سطح مشترک مایع/بخار، داس و همکاران [۸۰] مدل فیلم چگالش تبخیر جهت ساده‌سازی جریان و انتقال حرارت در لوله حرارتی نوسانی، ارائه دادند.

۲-۲ نتیجه‌گیری

همان‌گونه که پیشینه پژوهش‌های مورد بررسی در این زمینه نشان می‌دهد مطالعات تجربی و تحلیلی بسیاری در رابطه با لوله‌های حرارتی باز و بسته و لوله‌های نوسانی انجام داده شده است که غالباً از انواع مختلفی از سیال‌های تک فاز و دو فاز به‌عنوان سیال کاری استفاده شده است. دقت در این قسمت بسیار اهمیت دارد که نتایج گزارش شده توسط محققین مختلف نشان دهنده اختلافات نسبی بین مشاهدات

تجربی و تئوری است، لذا در مطالعه حاضر سعی بر آن است که با استفاده از روش عددی و شبیه‌سازی به طراحی متفاوت یک لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته با استفاده از نرم‌افزار کامسول پرداخته شود. همچنین با انجام مقایسه نسبت به سایر مدل‌های ارائه‌شده و بررسی روابط بین پارامترهای مهم تأثیرگذار بر رژیم جریان دوفازی و عملکرد حرارتی سیستم با بررسی دقیق رژیم جریان دوفازی به‌عنوان عامل اصلی انتقال حرارت در لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته به تبیین رابطه آن با سایر پارامترهای مؤثر بر عملکرد حرارتی وسیله پرداخته و درنهایت یک طرح جامع در زمینه لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته که مزیت آن نسبت به سایر لوله‌های حرارتی ملموس است ارائه گردد. پارامترهای مهمی که در مطالعه موردنظر به‌صورت عددی لازم است مورد ارزیابی قرار گیرد شامل زاویه قرارگیری، محاسبه میزان حرارت مبادله شده در بخش‌های مختلف برحسب زمان و بررسی نحوه تشکیل قطرات و حباب‌های تشکیل شده در میدان جریان در لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته می‌باشد. واضح است که با انجام شبیه‌سازی‌های عددی مناسب می‌توان برای بررسی‌های بیشتر و طراحی‌های بهینه از صرف انرژی و زمان بسیار کمتری نسبت به انجام آزمون‌های تجربی استفاده برد.

فصل ۳ : معادلات حاکم

۳-۱ پیشگفتار

در این فصل از معادلات حاکم بر جریان سیالات چندفازی به منظور بیان رفتار جریان سیال در داخل لوله‌های حرارتی نوسانی استفاده می‌شود. در مطالعه حاضر از آب به عنوان سیال عامل استفاده شده است. این فصل شامل بخش‌های مدل‌سازی حرکت سیال درون لوله‌های حرارتی نوسانی بر مبنای جریان دارای پدیده‌های جوشش و چگالش می‌باشد. برای این منظور علاوه بر حل معادلات مربوط به حرکت سیال لازم است معادلات مربوط به انتقال حرارت نیز مورد بررسی و ارزیابی قرار بگیرد. همچنین مدل‌سازی تغییر فاز و انتقال جرم نیز به صورت کوپل با معادلات مورد بررسی قرار خواهد گرفت. برای ساده‌تر شدن مدل‌سازی مسئله از فرضیات زیر استفاده می‌شود.

- اسلاگ‌های مایع به صورت غیر قابل تراکم فرض شده‌اند
- پلاگ‌های بخار به صورت گاز ایده‌آل فرض شده‌اند
- تغییر فاز صرفاً در سطح مشترک مایع - بخار اتفاق می‌افتد
- عدم تراکم‌پذیری جریان
- ناپایا بودن جریان سیال
- در نظر گرفتن انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد
- عدم در نظر گرفتن انتقال حرارت ناشی از تشعشع

۳-۲ معادلات ناویر-استوکس حاکم بر جریان

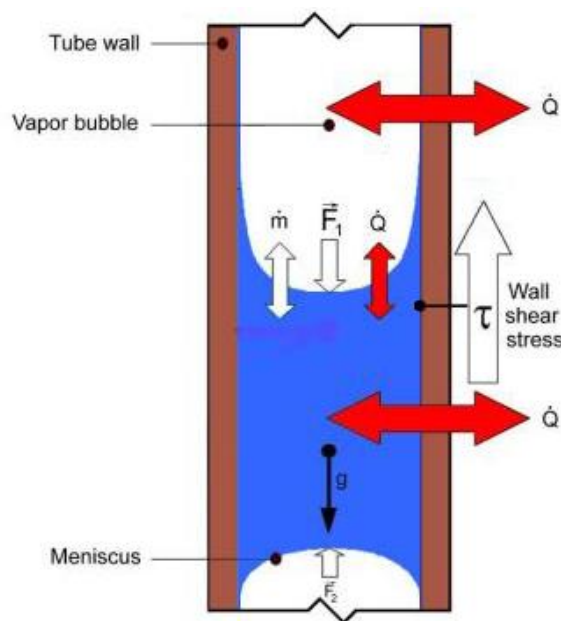
مدل‌سازی حرکت در لوله‌های حرارتی نوسانی را می‌توان با حل معادلات اساسی جرم و تکانه برای سیال عامل مورد استفاده انجام داد.

معادله پیوستگی برای فاز مایع i ام به صورت زیر خواهد بود [۷۴]:

$$\frac{dm_{li}}{dt} = \dot{m}_{in.li} - \dot{m}_{out.li} = \frac{1}{2} \left(\frac{dm_{vi}}{dt} + \frac{dm_{v(i+1)}}{dt} \right) \quad (۱-۳)$$

در معادله فوق، $\dot{m}_{in.li}$ نرخ جرم اضافه شده به ستون مایع و $\dot{m}_{out.li}$ نرخ جرم کاسته شده از ستون مایع را نشان می‌دهد. طی فرایند چگالش وقتی جرمی به ستون مایع اضافه می‌شود، همان مقدار جرم از ستون‌های بخار که در مجاورت ستون مایع قرار دارد کاسته می‌شود و همچنین طی فرایند تبخیر زمانی که جرمی از ستون مایع کاسته می‌شود، همان مقدار جرم به ستون‌های بخار در مجاورت ستون مایع اضافه می‌شود. در شکل ۱-۳ مجاورت ستون‌های مایع و بخار قابل مشاهده است. پس معادله پیوستگی برای ستون مایع i ام را می‌توان بر اساس نرخ تغییر جرم ستون‌های بخار مجاور ستون مایع بازنویسی کرد که در معادله (۱-۳) مشاهده می‌کنید.

یک سری فرآیندهای اساسی در حین کار لوله حرارتی نوسانی در مقیاسی میکروسکوپی اتفاق می‌افتد و با توجه به این که هدف اصلی تحقیق پیش رو بررسی رژیم جریان دوفازی در این وسیله می‌باشد لذا لازم است که کمی جزئی‌تر به این فرایندها پرداخته شود.



شکل ۱-۳: عکس العمل نیروها در یک سیستم اسلاگ-پلاگ [۴۳]

اگر ما یک حجم کنترل مطابق با شکل ۳-۱ در قسمتی از طول لوله‌ی حرارتی در نظر بگیریم که شامل فرآیندهای انتقال جرم و گرما و نیروهای مختلف می‌باشد، در این صورت می‌توان فرآیندهای فوق‌الذکر را به صورت زیر خلاصه کرد:

- به دلیل ابعاد موئین لوله حرارتی نوسانی، اسلاگ‌های مایع در اثر نیروی کشش سطحی به صورت هلالی شکل در می‌آیند.
- زاویه‌ی تماس، پایداری غشای نازک مایع و ضخامت آن وابسته به ارتباط مایع با دیواره‌ی جامد سطح داخلی لوله و سایر پارامترهای مربوط به عملکرد وسیله می‌باشد.
- همان‌طور که مشخص است، نیروی جاذبه یکی از عوامل اصلی در تعیین نوع حرکت می‌باشد که همین امر باعث شده جاذبه نقش مهمی در عملکرد لوله حرارتی نوسانی داشته باشد و ما در پژوهش حاضر اثر نیروی گرانش را بررسی می‌کنیم.
- نیروهای F_1 و F_2 که بر اسلاگ مایع وارد می‌شوند ناشی از فشار پلاگ‌های بخار مجاور اسلاگ مایع می‌باشند.
- نیروهای برشی τ که در فصل مشترک دیواره‌ی داخلی لوله و سیال عامل به وجود می‌آیند و نوع سیال عامل، ارتباط آن با جنس دیواره و صاف یا زبری دیواره از جمله عوامل تعیین کننده این نیروها می‌باشند.
- اسلاگ‌های مایع و پلاگ‌های بخار با توجه به موقعیتی که در قسمت اواپراتور، کندانسور و یا قسمت آدیاباتیک دارند، گرما را انتقال می‌دهند که این انتقال می‌تواند همراه با ورود و یا خروج حرارت باشد.
- در قسمت اواپراتور ستون مایع گرما را دریافت کرده و هم‌زمان مقدار جرم $\dot{m}$ را به صورت تبخیر به پلاگ‌های بخار مجاور خود انتقال می‌دهند و یا به پلاگ‌های جدید بخار تجزیه می‌گردند.

معادله مومنوم برای فاز مایع i ام به صورت زیر می باشد [۷۴]:

$$\frac{dm_{li}v_{li}}{dt} = [(p_{vi} - p_{v(i+1)}) - \Delta p_b]A - \pi d L_{li} \tau - (-1)^n m_{li} g \quad (۲-۳)$$

ترم $(P_{vi} - P_{v(i+1)})$ نشان دهنده میزان اختلاف فشار موجود بین ستون های بخار مجاور ستون مایع می باشد. میزان افت فشار ناشی از وجود زانویی ها در لوله مورد استفاده نیز به وسیله ترم ΔP_b نشان داده می شود. A نشان دهنده سطح مقطع، d قطر داخلی لوله، n تعداد لوله های موازی، m_{li} جرم ستون مایع و L_{li} طول ستون مایع را نشان می دهند. همچنین τ ، تنش برشی ناشی از لزجت سیال بین ستون مایع و دیواره انتقال دهنده سیال است که به وسیله معادله زیر قابل محاسبه خواهد بود [۷۴]:

$$\tau = \frac{1}{2} C_{li} \rho_l v_{li}^2 \quad (۳-۳)$$

در معادله بالا، C_{li} ضریب اصطکاک، ρ_l چگالی سیال، v_{li} سرعت ستون مایع داخل لوله می باشد. با توجه به این که رژیم جریان سیال در حال حرکت درون لوله می تواند بر نحوه محاسبه ضریب اصطکاک اثر گذار باشد، برای رژیم های جریان آرام و متلاطم ضریب اصطکاک به وسیله معادله زیر قابل محاسبه خواهد بود [۷۴]:

$$C_{li} = \begin{cases} \frac{16}{Re} & Re \leq 1180 \\ (0.79 \ln(Re_D) - 1.62)^{-2} & Re > 1180 \end{cases} \quad (۴-۳)$$

با توجه به اینکه استفاده از زانویی ها در لوله های حرارتی نوسانی اجتناب ناپذیر است، لازم است در معادلات حاکم تأثیر زانویی ها در نظر گرفته شود. در این صورت باید اثر زانویی ها در محاسبه ترم افت فشار لحاظ گردد که در معادله زیر قابل مشاهده است:

$$\Delta P_b = \sum_{k=1}^{N_t} \frac{k_k}{d} \rho_l v_l^2 \quad (۵-۳)$$

$$k_k = \frac{k_{Re}}{Re_l} + k_r \left(1 + \frac{k_d}{\left(\frac{d}{0.0254}\right)^{0.3}}\right) \quad (6-3)$$

با توجه به معادله فوق محاسبه اثر افت فشار ناشی از وجود زانویی در مسیر جریان تابعی از نوع زاویه زانویی است و با سه ثابت مشخص می‌شود. به عنوان مثال در یک زانویی ۱۸۰ درجه که اکثر زانویی‌های مورد استفاده در لوله‌های حرارتی نوسانی نیز ۱۸۰ درجه می‌باشند، این ثوابت به صورت $K_r = 0.1$ ، $K_d = 4$ و $K_{Re} = 1000$ می‌باشد.

معادله پیوستگی ستون بخار i ام مشابه معادله پیوستگی ستون مایع و به صورت زیر می‌باشد [۷۴]:

$$\frac{dm_{vi}}{dt} = \dot{m}_{in.vi} - \dot{m}_{out.vi} \quad (7-3)$$

با توجه به وجود پدیده تغییر فاز در جریان مورد بررسی، لازم است ترم‌های مربوط به جرم اضافه شده به ستون بخار که در اثر پدیده تبخیر بوده و جرم کاهش یافته ستون بخار در اثر پدیده چگالش محاسبه شوند و در معادلات جایگذاری شوند. این کمیت‌ها که در سمت راست معادله فوق نیز ظاهر شده‌اند با استفاده از روابط تغییر فاز محاسبه می‌شوند [۷۴]:

$$\dot{m}_{in.vi} = h_h \pi d L_{li} \frac{(T_{vi} - T_h)}{h_{fg}} \quad (8-3) \text{ الف}$$

$$\dot{m}_{out.vi} = h_c \pi d L_{li} \frac{(T_c - T_{vi})}{h_{fg}} \quad (8-3) \text{ ب}$$

T_c دمای دیواره سرد (کندانسور)، T_h دمای دیواره گرم (اوپراتور)، T_{vi} دمای ستون بخار، h_h ضریب انتقال حرارت جابجایی در ناحیه گرم، h_c ضریب انتقال حرارت جابجایی در ناحیه سرد، L_{li} طول ستون مایع، d قطر داخلی لوله و h_{fg} گرمای نهان تبخیر می‌باشند.

معادله انرژی مربوط به ستون بخار نیز مشابه با معادله فاز مایع به صورت زیر خواهد بود [۷۴]:

$$\frac{dm_{vi} u_{vi}}{dt} = \dot{m}_{in.vi} h_{in.vi} - \dot{m}_{out.vi} h_{out.vi} - p_{vi} \frac{dV_{vi}}{dt} \quad (9-3)$$

با در نظر گرفتن فرض گاز ایده‌آل برای بخار، معادله حالت گاز ایده‌آل برای هر ستون بخار برقرار است و با استفاده از تعاریف مربوط به آنتالپی و انرژی درونی در گازهای ایده‌آل رابطه انرژی مربوط به فاز بخار را می‌توان به صورت معادله زیر بازنویسی کرد [۷۴]:

$$m_{vi}C_v \frac{dT_{vi}}{dt} = (\dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi})RT_{vi} - P_{vi}A \frac{dX_{vi}}{dt} \quad (۱۰-۳)$$

$$P_{vi}V_{vi} = m_{vi}RT_{vi} \quad (۱۱-۳)$$

ترم m_{vi} جرم ستون بخار، C_v ظرفیت گرمایی ویژه بخار، R ثابت جهانی گازها، T_{vi} دمای ستون بخار، P_{vi} فشار ستون بخار و $\frac{dX_{vi}}{dt}$ نرخ تغییر اندازه ستون بخار را نشان می‌دهند.

معادله انرژی برای ستون بخار با در نظر گرفتن پدیده جوشش و چگالش نیز به شکل زیر خواهد بود:

$$m_{vi}C_v \frac{dT_{vi}}{dt} = (\dot{m}_{boiling} - \dot{m}_{condensation})RT_{vi} - P_{vi}A \frac{dX_{vi}}{dt} \quad (۱۲-۳)$$

لوله‌های حرارتی نوسانی به صورت جریان دوفازی بخار-مایع می‌باشند و برای اینکه عملکرد این نوع لوله‌های حرارتی در محدوده دوفازی باشد، مقدار فشار هر ستون مایع از معادله فوق نباید از فشار اشباع بخار در دمای آن فراتر رود. برای اطمینان از این مسئله معادله کلایرون نیز در هر مرحله از حل معادلات مورد بررسی قرار می‌گیرد و در صورتی که مقدار فشار محاسبه شده توسط معادله فوق بیشتر از فشار اشباع باشد، فشار محاسبه شده توسط رابطه کلایرون جایگزین آن خواهد شد و لوله حرارتی در محدوده اشباع عمل خواهد نمود [۷۴]:

$$P_{vi} = P_{sat} = P_0 \exp\left(\frac{h_{fg}}{R} \frac{T - T_0}{T - T_0}\right) \quad (۱۳-۳)$$

۳-۳ مدل سازی حرارت مبادله شده

کل فرایند انتقال حرارت موجود در لوله های حرارتی شامل دو بخش حرارت نهان (تبخیر و چگالش) و حرارت محسوس خواهد بود. از این رو لازم است اثر این دو مکانیزم حرارتی نیز در معادلات مربوط به انتقال حرارت افزوده شود و روش های محاسبه آنها مورد بررسی قرار گیرد زیرا بدون محاسبه میزان حرارت مبادله شده بین بخش بخار و مایع نمی توان میزان انتقال جرم را بین دو فاز به درستی محاسبه نمود. از این رو در ادامه با روش های مورد استفاده جهت محاسبه حرارت مبادله شده و میزان حرارت مؤثر در افزایش دما و انتقال جرم بین دو فاز پرداخته می شود.

انتقال حرارت نهان به واسطه تبخیر و چگالش در ستون بخار i ام به کمک رابطه زیر محاسبه می شود [۷۴]:

$$Q_{in(out).vi} = \dot{m}_{in(out).vi} h_{fg} \quad (۱۴-۳)$$

حرارت محاسبه شده در معادله (۱۴-۳) علت تغییر جرم در ستون های بخار می باشد. انتقال محسوس مؤثر در معادله انرژی، برای ستون های مایع در نظر گرفته می شود. با توجه به اینکه حرکت در لوله حرارتی ناپایا بوده و از طرف دیگر توزیع دما در راستای شعاع لوله وجود ندارد و تنها توزیع دما در راستای محوری لوله در نظر گرفته می شود و همچنین نسبت قطر لوله به طول آن بسیار ناچیز می باشد، می توان معادله در نظر گرفته شده برای انرژی را به صورت ناپایا و یک بعدی فرض نمود. این معادله برای ستون مایع i ام به صورت زیر قابل بیان می باشد [۷۴]:

$$\rho C A \frac{dT_{li}}{dt} dx = k A \frac{d^2 T_{li}}{dx^2} dx - h_{isen} \pi D (T_{li} - T_w) dx \quad (۱۵-۳)$$

ترم دوم در سمت راست معادله، نشانگر مقدار انرژی است که به واسطه پدیده جابجایی منتقل می شود. این ترم با توجه به ویژگی های جریان داخل لوله در حال تغییر خواهد بود. به عنوان مثال رژیم جریان، دبی و میزان حرارت مبادله شده می تواند در تغییر این ترم از معادله فوق مؤثر باشد. پس از انجام

ساده‌سازی‌های مناسب معادله بقاء انرژی برای ستون مایع i ام به‌صورت زیر خواهد بود [۷۴]:

$$\frac{1}{\alpha_l} \frac{dT_{li}}{dt} = \frac{d^2 T_{li}}{dx^2} - \frac{h_{isen} \pi D}{k_l A} (T_{li} - T_w) \quad (۱۶-۳)$$

با توجه به اینکه معادله فوق محدود به ستون مایع می‌شود و دو طرف ستون مایع در تماس با ستون‌های بخار مجاور می‌باشند که در شکل ۳-۱ نیز مشاهده کردیم، شرایط مرزی را می‌توان به‌صورت زیر نوشت:

$$T_{li} = T_{v(i+1)} \quad x = x_{le(i+1)} \quad (۱۷-۳)$$

$$T_{li} = T_{vi} \quad x = x_{re.i}$$

شرط اولیه موردنیاز برای حل نیز به‌صورت (دمای اولیه $T_{li}(x,0) = T_0$) در نظر گرفته خواهد شد.

حداکثر سرعت جریان در لحظه جابجایی موقعیت ستون مایع بین کندانسور و اواپراتور می‌باشد و پس‌از آن سرعت مایع به‌سرعت کاهش خواهد یافت. لذا با توجه به روابط محاسبه طول ورودی هیدرولیکی و حرارتی، به‌صورت متوسط می‌توان حرکت ستون سیال داخل لوله را در جریان آرام توسعه یافته هیدرولیکی در نظر گرفت. باین‌وجود حداکثر تماس دیواره مایع با دیواره لوله در سرعت‌های پایین اتفاق افتاده و بنابراین پدیده انتقال حرارت به‌صورت جابجایی در جریان آرام را نمی‌توان توسعه یافته فرض نمود. لذا با فرض جریان هاگن - پویسلی^۱ (توسعه یافته هیدرولیکی و در حال توسعه گرمایی) در جریان آرام می‌توان ضریب انتقال حرارت جابجایی آیزنتروپیک^۲ را به‌صورت زیر به دست آورد [۷۴]:

$$h_{isen} = \frac{k}{d} \times \begin{cases} 1.615x^{*\frac{1}{3}} - 0.70 & x^* \leq 0.005 \\ 1.615x^{*\frac{1}{3}} - 0.20 & 0.005 < x^* < 0.03 \\ 3.657 + \frac{0.0499}{x^*} & x^* > 0.03 \end{cases} \quad (۱۸-۳)$$

که در آن ضریب بی‌بعد $x^* = \frac{L_{li}/D}{Re_{DPr}}$ به‌صورت x^* تعریف می‌شود.

^۱ Hagen-Poiseuille flow

^۲ Isentropic

در حالتی که جریان در حال گذار و یا متلاطم باشد، ضریب انتقال حرارت از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد [۷۴]:

$$Nu = \frac{\left(\frac{C_{li}}{2}\right)(Re - 10^3)Pr}{1 + 12.27\left(\frac{C_{li}}{2}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad . Re > 2000 \quad (۱۹-۳)$$

انتقال حرارت ورودی و خروجی از اسلاگ مایع را می‌توان به وسیله معادلات زیر محاسبه نمود [۷۴]:

$$Q_{in.li} = \int_{x_{re.i}}^{x_{le(i+1)}} \pi D h_{isen} (T_{li.x} - T_w) dx \quad T_{li} \geq T_w \quad (۲۰-۳)$$

$$Q_{out.li} = \int_{x_{re.i}}^{x_{le(i+1)}} \pi D h_{isen} (T_w - T_{li.x}) dx \quad T_{li} \leq T_w \quad (۲۱-۳)$$

T_w دمای دیواره لوله حرارتی می‌باشد که با توجه به موقعیت ستون مایع می‌تواند T_h (دمای ناحیه گرم یا اواپراتور) و یا T_c (دمای ناحیه سرد یا کندانسور) بوده و همین‌طور $T_{li,x}$ دمای المان x ام بر روی ستون i ام می‌باشد.

مقدار کل انتقال حرارت مبادله شده (حرارت نهان و حرارت محسوس) لوله حرارتی نوسانی با استفاده از معادلات (۲۲-۳) و (۲۳-۳) قابل محاسبه می‌باشد [۷۴].

$$Q_{total.in} = \sum_{i=1}^N Q_{in.vi} + \sum_{i=1}^N Q_{in.li} \quad (۲۲-۳)$$

$$Q_{total.out} = \sum_{i=1}^N Q_{out.vi} + \sum_{i=1}^{N-1} Q_{out.li} \quad (۲۳-۳)$$

۳-۴ مدل سازی سیکل سیال در لوله‌های حرارتی نوسانی بسته

معادلات حاکم بر لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه بسته دقیقاً مشابه لوله‌های حرارتی حلقه باز می‌باشد تنها تفاوت موجود اتصال بین بخش ورودی و خروجی لوله نوسانی باز به هم دیگر در لوله‌های نوسانی

بسته می‌باشد. از آنجایی که چرخش در شارهای حرارتی بالا صورت می‌گیرد یک جوشش انفجاری منجر به حرکت مایع گردیده و مایع با سرعت شروع به حرکت می‌کند. از طرف دیگر به هنگام رخ دادن جوشش انفجاری، حبابی با فشار اولیه بالا (برای سیال آب در حدود ۸ بار) باعث اعمال تکانه‌ای به ستون مایع می‌شود. به دلیل شدت بالای شار حرارتی در نزدیکی سطح، بدون مشاهده هیچ‌گونه تغییر فازی، دمای مایع سریعاً افزایش می‌یابد.

فشار ناشی از جوشش انفجاری را می‌توان به صورت نمایی فرض نمود که در آن حباب با فشار بسیار زیاد در لحظه اول رشد نموده و سپس در مدت زمان کوتاهی به فشار اشباع در دمای محیط می‌رسد. پروفیل فشار حباب انفجاری با استفاده از رابطه‌های زیر قابل محاسبه می‌باشد.

$$P_b = P\delta(t) + P_{sat}(T_{anb}) \quad (۲۴-۳)$$

که در رابطه فوق P_b فشار اولیه حباب، P_{sp} فشار در لحظه‌ی جوشش انفجاری و $\delta(t)$ تابع دلتای دیراک می‌باشد. بنابراین با در نظر گرفتن معادله بقاء مومنتوم، تکانه وارده بر ستون مایع (ستون مایعی که در سمت چپ و یا راست آن جوشش انفجاری اتفاق می‌دهد) به صورت معادله زیر می‌باشد.

$$v_{li}(t=0) = \frac{dx_{li}}{dt}(t=0) = \frac{P}{L_{li}\rho} \quad (۲۵-۳)$$

۳-۵ بررسی اثر تغییر دما بر خواص فیزیکی

در مدل‌سازی صورت گرفته در پژوهش حاضر لازم است خواص فیزیکی سیال مورد استفاده در لوله نوسانی بسته، شامل چگالی، ضریب هدایت حرارتی، لزجت و گرمای ویژه به صورت تابعی از دما بیان گردد. در مدل‌سازی پژوهش حاضر، معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی در سیستم مختصات کارتزین و در فرم معمولی اما با خواص متغیر با دما حل می‌شوند. برای شبیه‌سازی می‌بایست خواص را با استفاده از کد برنامه‌نویسی وارد نرم‌افزار نمود. به عبارت دیگر به منظور این مدل‌سازی، تمامی معادلات حاکم بر

رفتار لوله حرارتی نوسانی حاکم بوده و تنها خواص فیزیکی سیال بایستی محاسبه شده و در معادلات جاگذاری شود. از طرف دیگر بایستی عدد ناسلت مربوط به هر رژیم جریان در داخل لوله جهت به دست آوردن ضریب انتقال حرارت جابجایی مورد محاسبه قرار گیرد. برای این منظور چگالی، لزجت، ظرفیت گرمایی ویژه و ضریب هدایت حرارتی نانوسیال از طریق روابط موجود، محاسبه می‌شود.

با توجه به اینکه ظرفیت گرمایی ویژه آب تابعی از دما می‌باشد لازم است با استفاده از یک معادله مناسب اثر تغییرات دمایی بر میزان ظرفیت گرمایی در نظر گرفته شود. در پژوهش حاضر این امر با استفاده از معادله (۳-۲۶) صورت می‌گیرد [۷۴].

$$c_{pf}(T) = 0.009569(T_{li}(x) - 273)^2 - 0.6714(T_{li}(x) - 273) + 4191 \quad (۳-۲۶)$$

که در آن $T_{li}(x)$ دمای هر المان از ستون مایع بوده و بر حسب کلوین می‌باشد.

با توجه به اینکه لزجت آب تابعی از دما می‌باشد لازم است با استفاده از یک معادله مناسب اثر تغییرات دمایی بر میزان ویسکوزیته در نظر گرفته شود. این امر با استفاده از معادله (۳-۲۷) صورت می‌گیرد [۷۴].

$$\mu_f(T) = 2.414 \times 10^{-5} \times 10^{247.8/(T(X)-140)} \quad (۳-۲۷)$$

در رابطه فوق دما بر حسب کلوین بوده و بدین وسیله می‌توان لزجت هر المان از مایع را بر حسب دما به دست آورد.

با توجه به اینکه هدایت حرارتی آب تابعی از دما می‌باشد لازم است با استفاده از یک معادله مناسب اثر تغییرات دمایی بر میزان هدایت حرارتی در نظر گرفته شود. این امر با استفاده از معادله (۳-۲۸) در پژوهش حاضر صورت می‌گیرد [۷۴].

$$K_f(T) = 0.7970(T(x)/300)^{(-0.194)} - 0.2512(T(x)/300)^{-4.714} + 0.0694(T(x)/300)^{-6.385} \quad (۳-۲۸)$$

بنابراین عدد پرانتل سیال طبق تعریف زیر و با استفاده از روابط ذکر شده تابعی از دما خواهد بود و به صورت تعریف می شود [۷۴]:

$$Pr(T) = \frac{\mu_f(T)C_{pl}(T)}{k_f(T)} \quad (۲۹-۳)$$

برای به دست آوردن عدد ناسلت در داخل لوله های دایروی در جریان آرام و جریان توربولانس، به ترتیب از معادلات (۳۰-۳) و (۳۱-۳) استفاده می شود [۷۴].

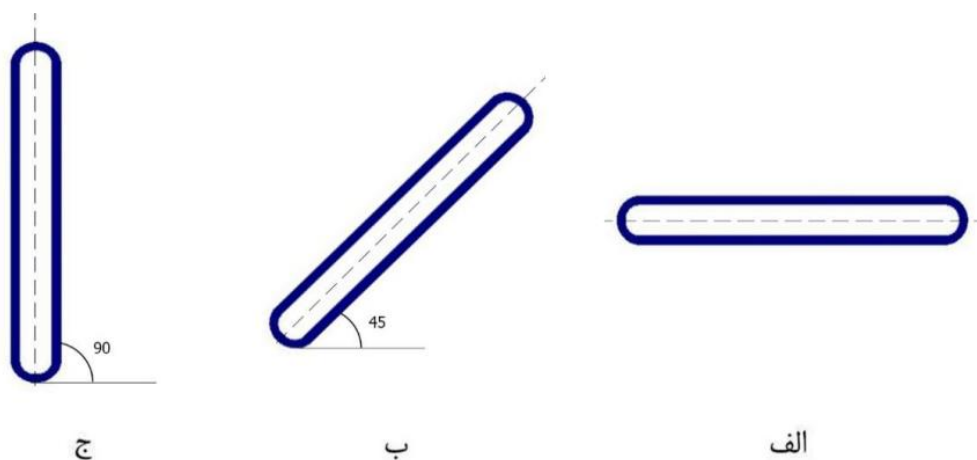
$$Nu_f(T) = 0.4328(1 + 11.285Pe^{0.218})Re_f^{0.333}Pr_f^{0.4} \quad (۳۰-۳)$$

$$Nu_f(T) = 0.0059(1 + 7.6286Pe^{0.001})Re_f^{0.9238}Pr_f^{0.4} \quad (۳۱-۳)$$

فصل ۴ : استخراج نتایج

۴-۱ مقدمه

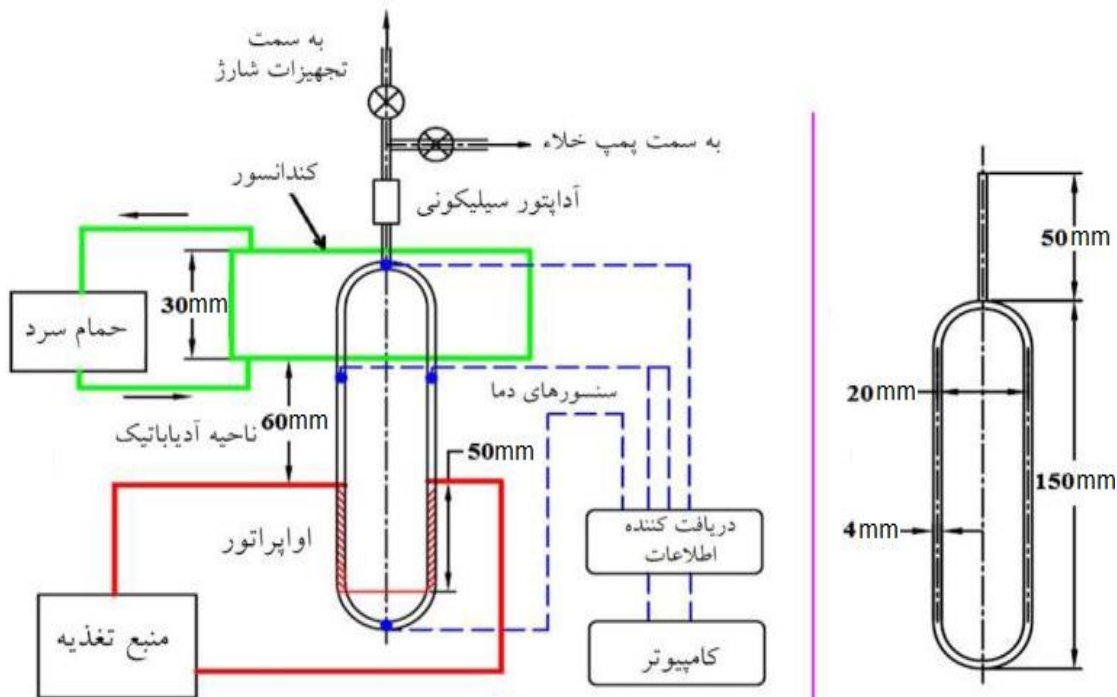
از مزایای اصلی لوله حرارتی نوسانی این است که در هر زاویه استقرار عملکرد مشخصی دارد اما برای تحقق این موضوع نیازمند به یک حداقل تعداد دور لوله و یک حداقل حرارت ورودی است تا لوله حرارتی نوسانی بتواند عملکرد حرارتی مستقل از زاویه استقرار داشته باشد [۸۱]. در مطالعه حاضر لوله حرارتی نوسانی به صورت تک حلقه و با استفاده از نرم افزار کامسول مورد بررسی قرار گرفته است. همان گونه که از بخش پیشینه پژوهش قابل درک است، عملکرد لوله حرارتی نوسانی به صورت مستقل از زاویه با تردید همراه است. از لحاظ فیزیکی با تغییر زاویه استقرار، پدیده‌ایی که تحت تأثیر قرار می‌گیرد گرانش جریان اسلاگ است؛ بدین معنی که وقتی لوله حرارتی در زاویه صفر درجه (افقی) قرار دارد اثر گرانش برابر با صفر است. در شکل ۴-۱ لوله حرارتی نوسانی در زاویه‌های استقرار ۰، ۴۵ و ۹۰ درجه دیده می‌شود.



شکل ۴-۱: لوله حرارتی نوسانی تک حلقه در زوایای استقرار مختلف (الف) زاویه صفر درجه (ب) زاویه ۴۵ درجه (ج) زاویه ۹۰ درجه

۴-۲ مدل سازی هندسی

مدل هندسی در نظر گرفته شده و جنس لوله که شیشه کوارتز می‌باشد به صورت کاملاً مشابه و منطبق بر مدل آزمایشگاهی موجود در مرجع [۸۲] می‌باشد.



شکل ۲-۴: شماتیک مدل آزمایشگاهی مرجع [۸۲] و ابعاد مورد استفاده در هندسه مطالعه حاضر

ابعاد در نظر گرفته شده در شکل ۲-۴ قابل مشاهده است. طول ناحیه اوپراتور و ناحیه آدیباتیک هریک ۶۰ میلی‌متر و طول ناحیه کندانسور برابر با ۳۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. همچنین قطر داخلی لوله نیز برابر با ۴ میلی‌متر می‌باشد.

نحوه شبکه‌بندی هندسه حاضر در شکل ۳-۴ نمایش داده شده است. شبکه‌های انتخاب شده به صورت سه و چهار ضلعی می‌باشند و شبکه‌بندی با استفاده از روش باسازمان انجام شده است.



شکل ۳-۴: نحوه شبکه‌بندی هندسه مورد بررسی در پژوهش حاضر

۴-۳ شرایط مرزی

به منظور اعمال شرایط مرزی لازم است توجه شود که هندسه مسئله از تعدادی صفحات تشکیل شده است. این صفحات، مرز هندسه نامیده می‌شوند. می‌توان هر ترکیبی از صفحات مرزی را انتخاب کرد و در یک دسته قرار داد و برای آن‌ها خواص مشابهی تعریف نمود ضمن آن‌که امکان تعریف خواص برای مرزها به صورت مجزا نیز فراهم است. شرایط مرزی در نظر گرفته در این پژوهش شرایط مرزی دیواره‌ها با استفاده از سه شرط، دما ثابت، شار ثابت و آدیاباتیک تعریف می‌شوند.

در ناحیه اواپراتور از شرط مرزی حرارت ثابت با میزان $55/8$ وات استفاده شده است، در ناحیه آدیاباتیک لوله حرارتی نیز از شرط مرزی دیواره آدیاباتیک استفاده شده است و نهایتاً در بخش کندانسور از شرط مرزی حرارتی دما ثابت استفاده شده است.

در رابطه با شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای فشار در کل میدان حل از گرادیان فشار ثابت استفاده شده است و شرط مرزی هیدرولیکی برخورد سیال با دیواره لوله نیز به صورت عدم لغزش تعریف شده است.

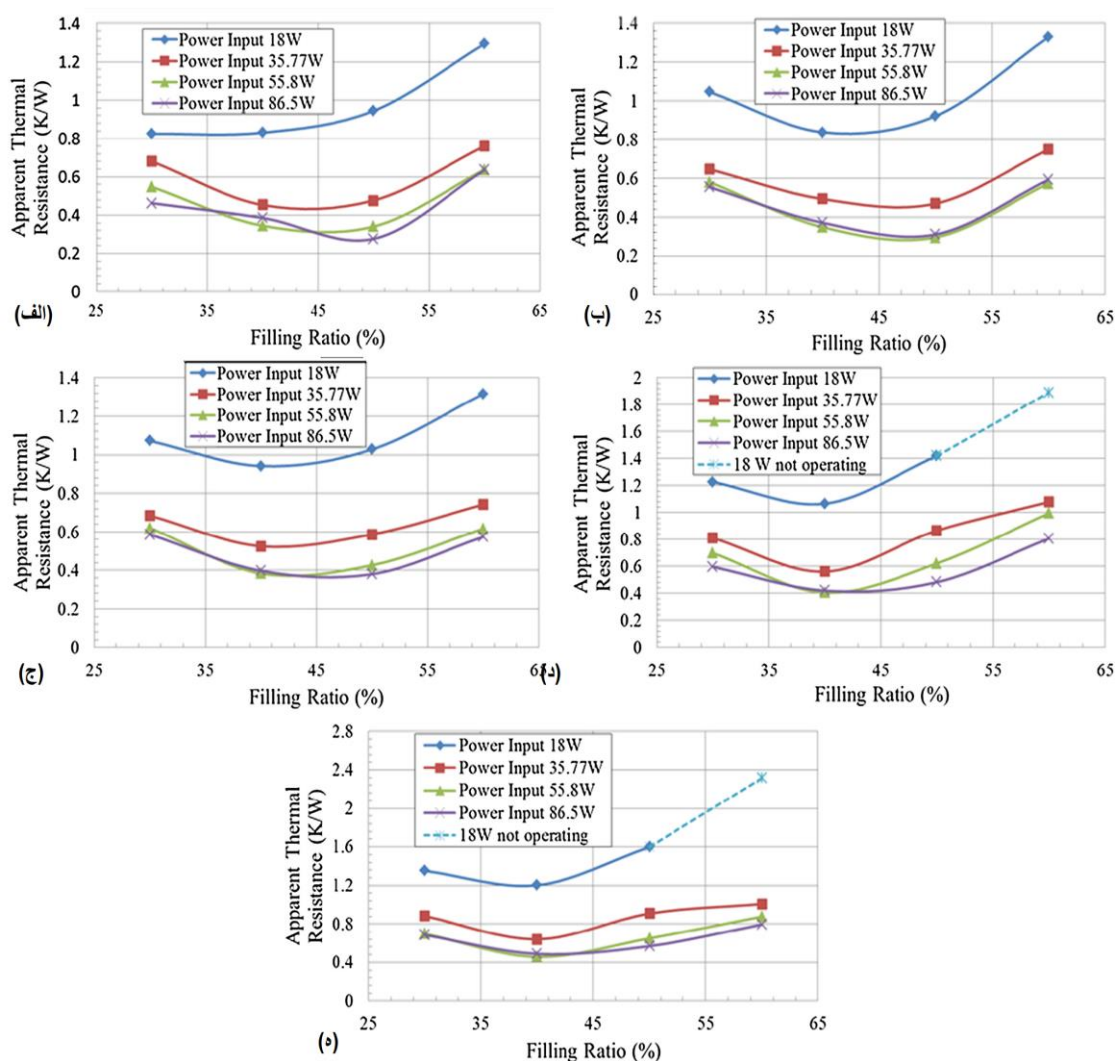
۴-۴ شرایط اولیه

مقادیر پیوسته فیزیکی در حل عددی لازم است که تبدیل به مقادیر گسسته شوند، از این رو نیازی به تعریف متغیر در کل میدان نیست و با تعریف مقادیری برای متغیر مورد بررسی، در تعدادی از نقاط مقداردهی انجام می‌گیرد. نقاط گسسته مورد استفاده در حل‌های عددی را سلول می‌نامند و به هر سلول مقادیری از متغیرهای مختلف نسبت داده می‌شود. اگر مقادیر نسبت داده شده به سلول‌ها در ابتدای حل مسئله انجام پذیرد، این عمل را مقدار دهی اولیه می‌نامند که برای حل‌های وابسته به زمان از

اهمیت بالایی برخوردار است و لازم است انجام شود. در پژوهش حاضر مقادیر اولیه در نظر گرفته شده برای فشار و دما به ترتیب ۳۵۸۰ پاسکال و ۳۰۰ کلوین می‌باشد.

۴-۵ انتخاب نسبت پرشدگی

همان‌طور که پیش‌تر نیز توضیح داده شد، لوله حرارتی نوسانی در نسبت‌های پرشدگی مختلف عملکرد متفاوتی از خود نشان می‌دهد.



شکل ۴-۴: تغییرات مقاومت حرارتی با نسبت پرشدگی در زوایای استقرار مختلف (الف) ۹۰ درجه، (ب) ۷۰ درجه، (ج) ۵۰ درجه، (د) ۳۰ درجه، (ه) ۱۰ درجه [۸۲]

در مطالعه آزمایشگاهی مرجع [۸۲] تأثیر نسبت پرشدگی برای سیال عامل آب بررسی شده است و ما از این نتایج استفاده کردیم تا بهینه‌ترین نسبت پرشدگی را انتخاب کنیم. نمودار فوق اثر نسبت پرشدگی در زوایای استقرار متفاوت با حرارت ورودی مختلف را نشان می‌دهد.

همان‌طور که در شکل ۴-۴ قابل مشاهده است در نسبت پرشدگی ۴۰ درصد کمترین مقاومت حرارتی لوله حرارتی نوسانی را در حالت‌های مختلف شاهد هستیم، در نتیجه بهترین عملکرد لوله حرارتی نوسانی در این نسبت پرشدگی می‌باشد و به همین دلیل در مطالعه عددی حاضر نیز از نسبت پرشدگی ۴۰ درصد استفاده می‌کنیم.

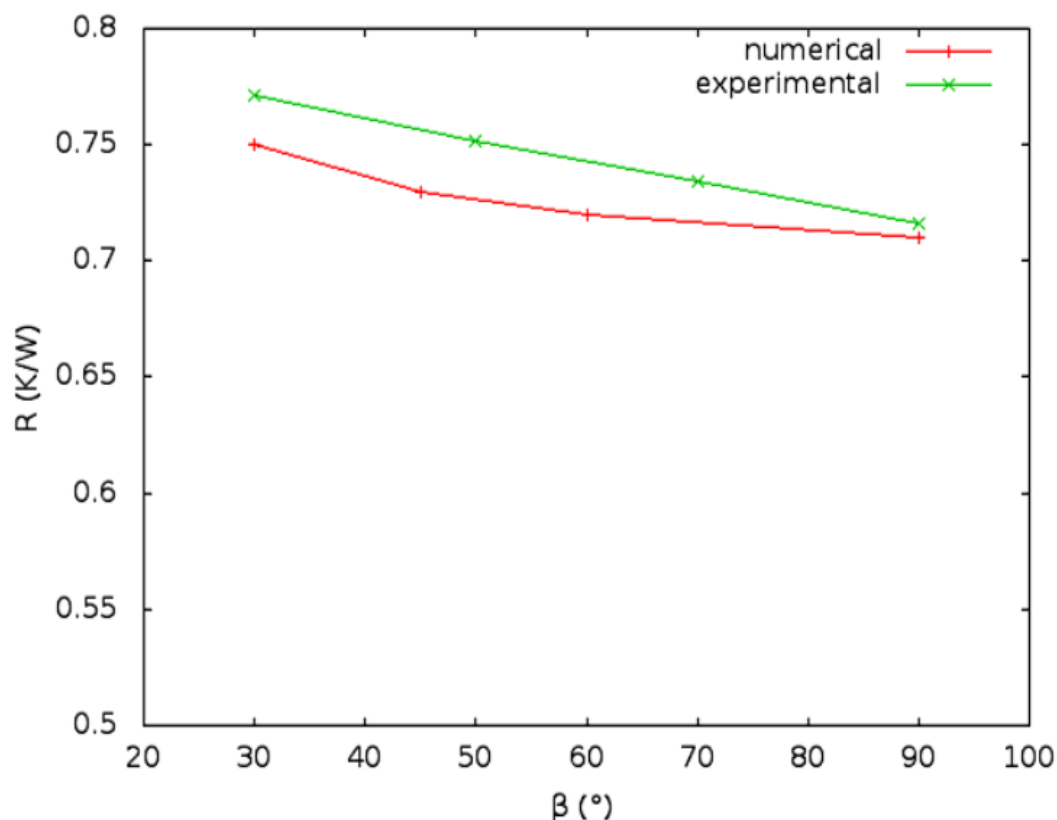
۴-۶ اعتبارسنجی و بررسی استقلال از شبیه‌سازی عددی

مطابق با روال کلیه شبیه‌سازی‌های عددی لازم است قبل از ارائه نتایج مربوط به شبیه‌سازی از عدم وابستگی اتفاقی نتایج حاصل از حل عددی به نحوه شبکه‌بندی هندسه مسئله اطمینان خاطر حصول کرد. بدین منظور نتایج مربوط به مقاومت حرارتی مجموعه در دو زاویه قرارگیری ۴۵ و ۶۰ درجه در تعداد شبکه‌بندی‌های مختلف در جدول ۴-۱ ارائه شده است. همان‌گونه که با دقت در جدول ۴-۱ قابل ملاحظه است با افزایش اندازه شبکه میزان اختلاف بین نتایج در هر دو حالت زاویه‌های ۶۰ و ۴۵ درجه با کاهش همراه بوده است، به گونه‌ای که برای مقادیر اندازه شبکه بزرگ‌تر از ۸۰۰۰۰۰ سلول اختلاف بین نتایج قابل صرف نظر کردن می‌باشد. لذا در ادامه این بررسی کلیه نتایج بر اساس تعداد شبکه ۸۰۰۰۰۰ گزارش شده‌اند.

جدول ۴-۱: بررسی استقلال از شبکه مقاومت حرارتی برای حالت‌های زاویه ۴۵ و ۶۰ درجه بر حسب تعداد شبکه‌های مختلف

تعداد شبکه زاویه قرارگیری	۲۰۰۰۰۰	۴۰۰۰۰۰	۸۰۰۰۰۰	۱۲۰۰۰۰۰
۴۵	$R=0.414 \text{ (k/W)}$	$R=0.579 \text{ (k/W)}$	$R=0.716 \text{ (k/W)}$	$R=0.728 \text{ (k/W)}$
۶۰	$R=0.503 \text{ (k/W)}$	$R=0.604 \text{ (k/W)}$	$R=0.699 \text{ (k/W)}$	$R=0.713 \text{ (k/W)}$

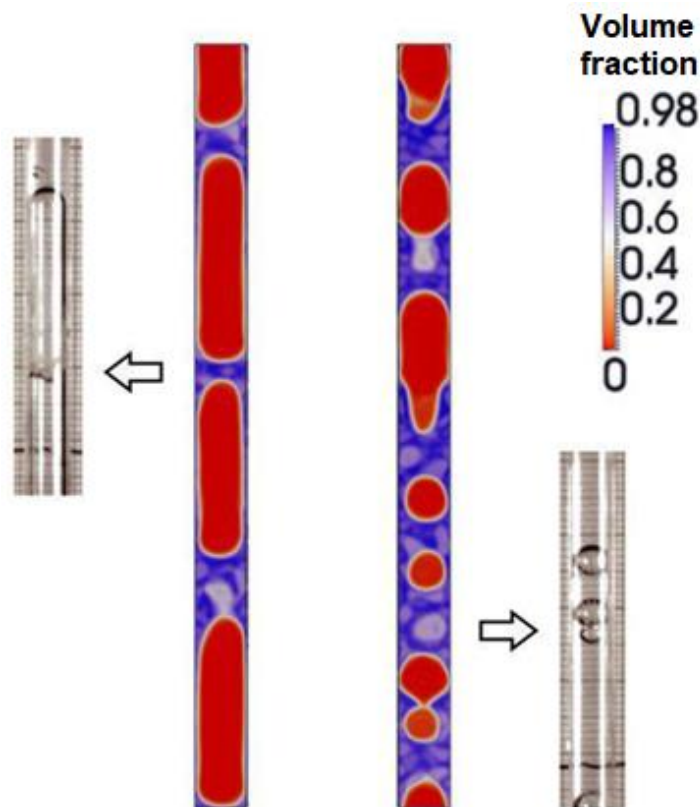
به‌منظور اعتبار سنجی قابلیت اطمینان روش عددی اخیر، نتایج شبیه‌سازی اخیر با نتایج مطالعه آزمایشگاهی لوله حرارتی نوسانی تک حلقه مرجع [۸۲] مقایسه شده است. هندسه مربوط به مطالعه عددی کاملاً منطبق بر نمونه آزمایشگاهی در نظر گرفته شده است. حرارت ورودی به اواپراتور ۵۵/۸ وات و نسبت پرشدگی برابر با ۴۰ درصد در نظر گرفته شد و مطابق مطالعه آزمایشگاهی می‌باشد. همان‌طور که در شکل ۴-۵ مشخص است بیشترین اختلاف‌ها مقاومت حرارتی بین مطالعه عددی اخیر و مطالعه آزمایشگاهی کمتر از 0.05 (K/W) است. در این نمودار R نشان‌دهنده مقاومت حرارتی و B نشان‌دهنده زاویه قرارگیری لوله حرارتی می‌باشد.



شکل ۴-۵: مقایسه مقادیر مقاومت حرارتی با نتایج آزمایشگاهی پژوهش [۸۲].

همچنین الگوی جریان حاصله از مطالعه عددی با الگوی جریان مطالعه آزمایشگاهی مقایسه شده است که در شکل ۴-۶ مشخص است. همان‌طور که می‌بینیم، مطابقت بین الگوی جریان در مطالعه عددی در قیاس با مطالعه آزمایشگاهی برقرار است، به‌طوری‌که جریان اسلاگ و نیمه حلقوی در هر دو مطالعه مشاهده می‌شود.

مطابقت بین نتایج شبیه‌سازی و آزمایش نشان می‌دهد که شبیه‌سازی عددی اخیر به‌اندازه کافی قابلیت اطمینان جهت شبیه‌سازی جریان دوفازی مایع/بخار در لوله حرارتی نوسانی را دارا می‌باشد.

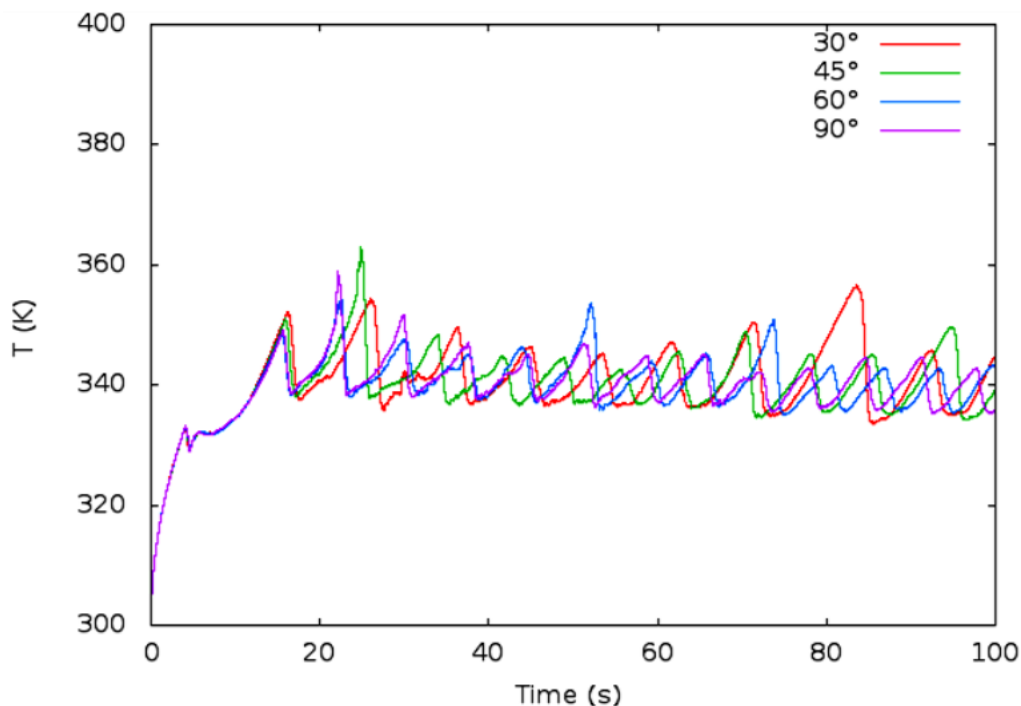


شکل ۴-۶: مقایسه رژیم جریان بامطالعه آزمایشگاهی

۷-۴ نوسان دما

حالت راه اندازی لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته یک پدیده دینامیکی پیچیده است که شامل تغییر فاز نیز می باشد. زمان راه اندازی به حداقل زمانی گفته می شود که در کمتر از آن هیچ گونه حرکتی داخل لوله حرارتی نوسانی مشاهده نمی شود. مطابق نتایج مطالعات موجود، نوسان دمای دیواره لوله انعکاسی از حالت سیال عامل لوله حرارتی نوسانی است [۸۳].

شکل ۷-۴ نشان دهنده نوسان دمای میانگین اواپراتور با تغییر زاویه استقرار است. حرارت ورودی به اواپراتور ۵۵/۸ وات و نسبت پرشدگی برابر ۴۰ درصد است.



شکل ۴-۷: نوسان دما در ناحیه اواپراتور

همان‌طور که در شکل مشخص است افزایش دمای ناگهانی و ملایم در هر چهار زاویه استقرار دیده می‌شود تا زمانی که به دمای ماکزیمم می‌رسد. پس از آن افت در دمای میانگین اواپراتور رخ می‌دهد که این مطلب نشان می‌دهد که حرارت ورودی به ناحیه اواپراتور، دما را افزایش می‌دهد تا اینکه شروع جریان مایع / بخار اتفاق بیافتد که این موضوع با تحقیقات قبلی مطابقت دارد [۸۴]. نوسانات منظم دما پس از حالت شروع به حرکت، نشان می‌دهد که حرکت چرخشی مداوم داخل لوله ادامه دارد.

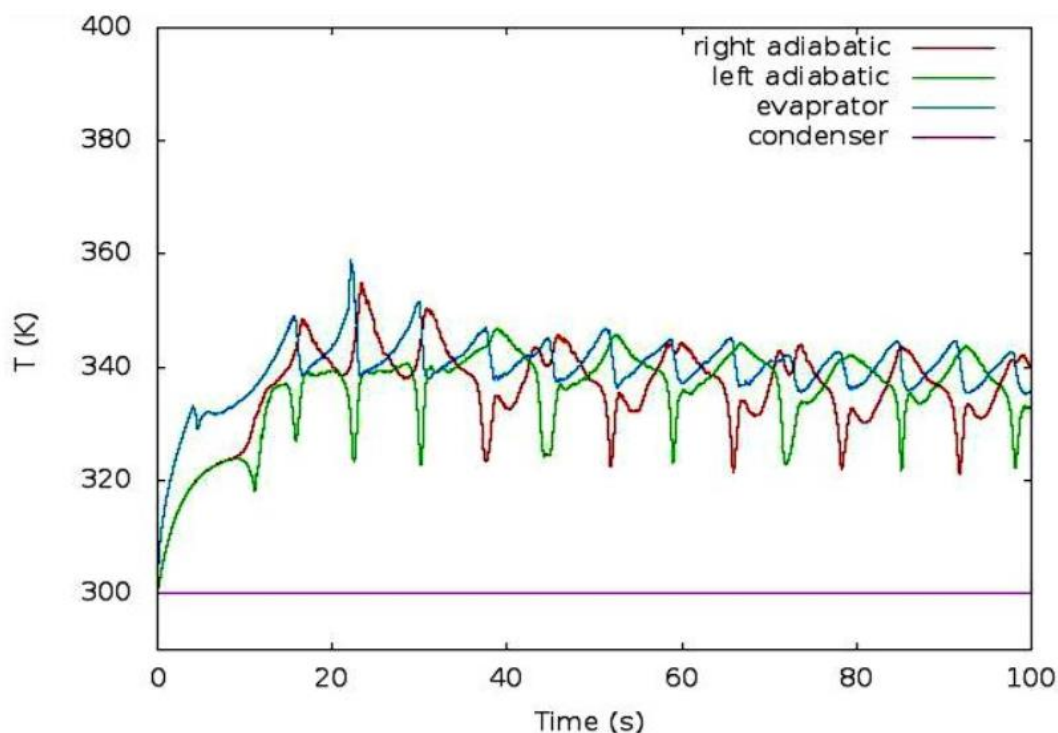
همان‌طور که در شکل ۴-۷ مشخص است هرچه زاویه استقرار بزرگ‌تر باشد لوله حرارتی نوسانی زودتر به حالت پایداری می‌رسد، به‌طوری‌که در حالت عمودی (۹۰ درجه) اندکی زودتر از سایر حالات پایدار می‌شود که با نمونه آزمایشگاهی نیز مطابقت دارد. دلیل این امر می‌تواند همگرایی اثرات جابه‌جایی طبیعی ناشی از اختلاف چگالی بین فاز بخار و مایع باشد. هرچه به حالت عمودی نزدیک‌تر می‌شویم نیروی جاذبه می‌تواند تأثیر بیشتری بر حرکت سیال داخل لوله و برقراری تعادل حرارتی داشته باشد، لذا میزان نوسانات به لحاظ فیزیکی قابل توجیه است. همچنین هر چه زاویه استقرار از حالت عمودی

به حالت افقی متمایل شود دمای متوسط دیواره اواپراتور در حالتی که سیستم پایدار می‌شود، بالاتر می‌رود و نوسانات دما در حالت عمودی ۹۰ درجه منظم‌تر است و هر چه به سمت حالت افقی می‌رویم نوسانات دما نامنظم‌تر می‌شود. همچنین متوسط دامنه نوسانات نیز در حالت عمودی کمترین مقدار و با نزدیک‌تر شدن به حالت افقی متوسط دامنه نوسان افزایش می‌یابد بنابراین تعداد نوسان در نمودار دمایی اواپراتور مربوط به حالت عمودی بیشترین مقدار را دارا می‌باشد و کمترین تعداد نوسان در نمودار دمایی مربوط به زاویه استقرار ۳۰ درجه رخ می‌دهد. پس با کاهش زاویه استقرار تعداد نوسان و چرخش کمتر شده و نشان از انتقال حرارت ضعیف‌تر در لوله حرارتی نوسانی در این حالت دارد که انتقال حرارت لوله حرارتی در هر کدام از زوایای استقرار در قسمت‌های بعد مورد بررسی قرار گرفته شده است.

۸-۴ ترموهیدرولیک داخلی

همان‌طور که قبلاً اشاره شد عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی مانند هر پدیده همرفت دیگر وابسته به الگوی جریان است. وابستگی ضمنی بین هیدرودینامیک و انتقال حرارت را می‌توان بر مبنای دو متغیر مستقل مثل زاویه استقرار و حرارت ورودی بیان کرد. در این قسمت به مطالعه جریان داخلی و نوسانات دما به‌طور هم‌زمان پرداخته شده است. برای درک بهتر از لوله حرارتی نوسانی نمودار دمای متوسط نواحی مختلف لوله حرارتی نوسانی در شکل ۸-۴ در نظر گرفته شده است.

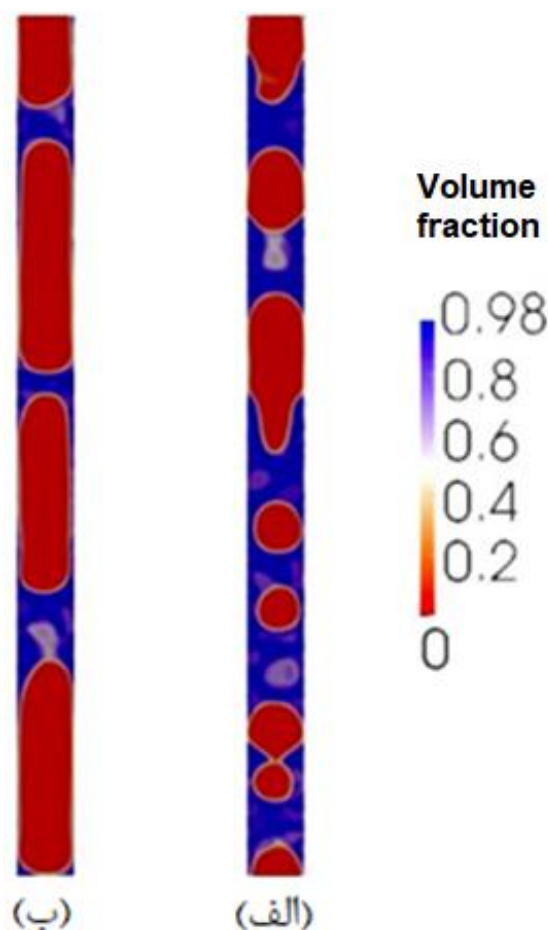
نمودار شکل ۸-۴ مربوط به لوله حرارتی نوسانی در زاویه استقرار ۹۰ درجه (عمودی)، حرارت ورودی ۵۵/۸ و نسبت پرشدگی ۴۰ درصد است. پس از طی شدن حالت گذرای راه‌اندازی که مدت زمان آن کوتاه است سیستم به حالت پایدار می‌رسد که در این شرایط اختلاف دمای چشمگیر بین ناحیه اواپراتور و کندانسور ایجاد می‌شود. باید در نظر داشت که با توجه به نوسانات فشار داخل لوله، سیستم به حالتی که در آن دمای یک نقطه از لوله با زمان ثابت بماند، نمی‌رسد.



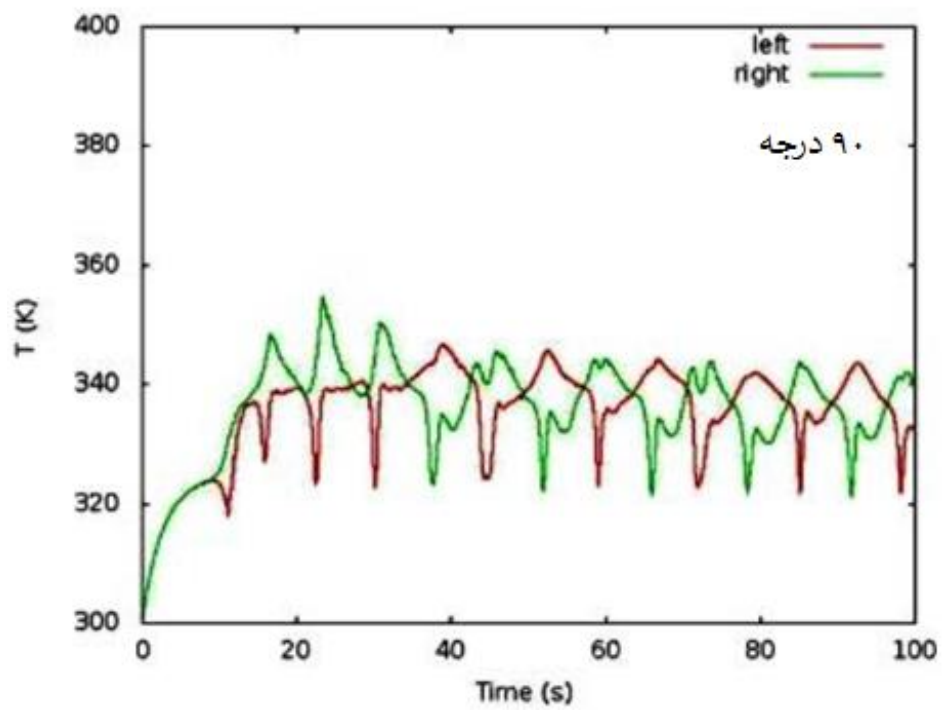
شکل ۴-۸: نوسانات دما در نواحی مختلف لوله حرارتی نوسانی

نکته‌ای که مشاهده می‌شود این است که وقتی دمای بازوی سمت راست آدیاباتیک ماکزیمم است در لحظاتی بعد دمای بازوی سمت چپ آدیاباتیک سیستم است که نشان می‌دهد سیال دائمی که از اواپراتور می‌آید بازوی سمت راست آدیاباتیک را لمس می‌کند و پس از خروج از ناحیه کندانسور سیال سرد بازوی چپ را لمس می‌کند. همچنین زمانی که دمای بازوی سمت راست آدیاباتیک مینیمم است در لحظاتی بعد دمای بازوی سمت چپ آدیاباتیک ماکزیمم است که نشان می‌دهد چرخش سیال از سمت چپ به راست بوده است. پس با توجه به نمودار چرخش سیال در این حالت هم به‌صورت ساعت‌گرد و هم به‌صورت پادساعت‌گرد اتفاق افتاده است. چراکه به‌طور مطلق و دائمی دمای بازوی سمت راست آدیاباتیک از دمای بازوی چپ آدیاباتیک بیشتر یا کمتر نیست. در نتیجه اینکه در این حالت هم چرخش داریم که به‌صورت ساعت‌گرد و پادساعت‌گرد است و هم نوسان داریم که مدت زمانی که سیستم بتواند به‌صورت نوسانی کار کند بسیار کم است. با توجه به اینکه شرط مرزی دما لحاظ شده برای ناحیه کندانسور به‌صورت دما

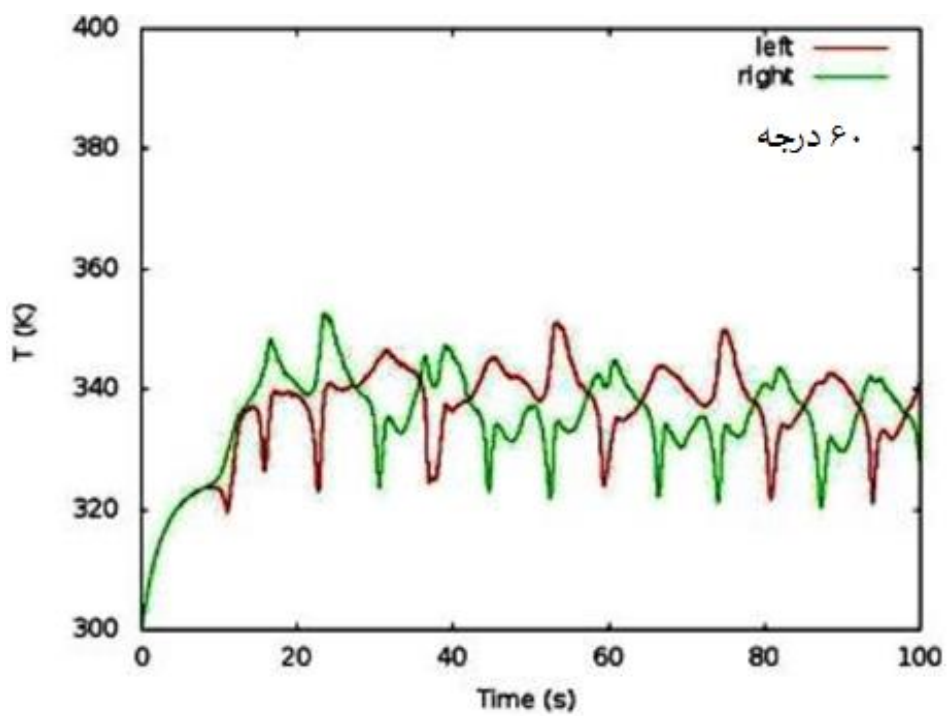
ثابت است و همچنین هندسه لوله حرارت نوسانی نیز به صورت متقارن است و حرارت نیز متقارن به ناحیه اواپراتور وارد می شود ایجاد حرکت چرخشی ساعت گرد و پادساعت گرد دور از انتظار نمی باشد. در این تحقیق نسبت پرشدگی ۴۰ درصد است پس حجم زیادی از لوله خالی است، از طرف دیگر حرارت ورودی برابر با ۵۵/۸ وات است که مطابق مطالعه آزمایشگاهی مقدار بالایی می باشد، پس باید انتقال انرژی گرمایی از ناحیه اواپراتور به کندانسور با سرعت بیشتری انجام شود که لازمه این موضوع سرعت بالای جریان است. ترکیبی از دو دلیل، بخش خالی زیاد لوله و سرعت بالایی جریان ایجاد می کند که جریان از حالت اسلاگ به سمت جریان نامنظم سوق داده شود که در شکل ۴-۹ قابل مشاهده است.



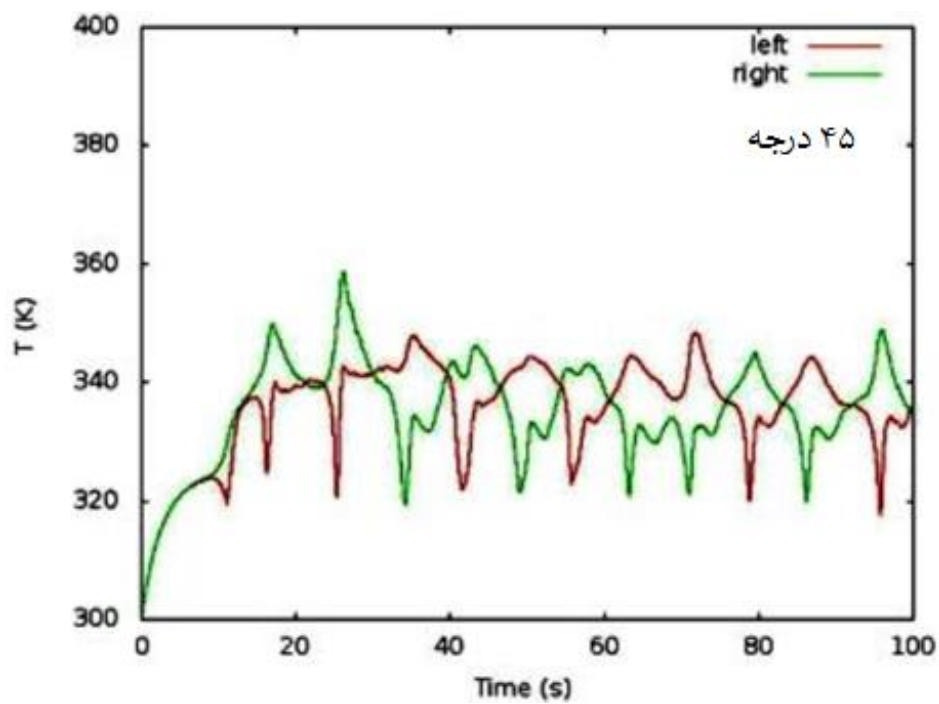
شکل ۴-۹: الگوی جریان در ناحیه آدیاباتیک الف) بازوی راست آدیاباتیک ب) بازوی چپ آدیاباتیک



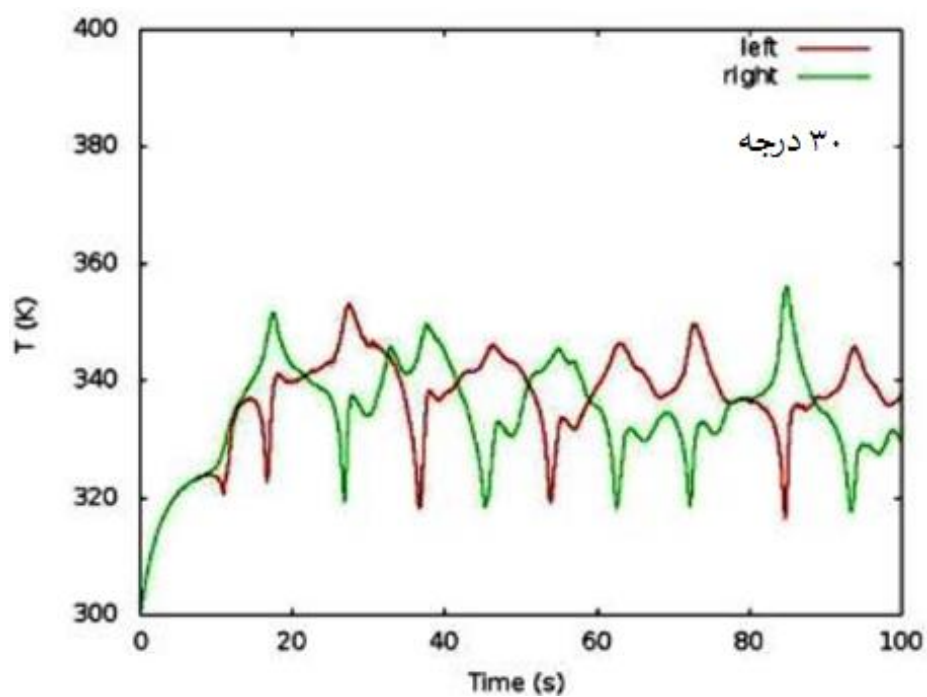
الف



ب



ج



د

شکل ۴-۱: دمای دیواره آدیاباتیک در حالت‌های مختلف استقرار الف) ۹۰ درجه ب) ۶۰ درجه ج) ۴۵ درجه د) ۳۰ درجه

در شکل ۴-۱۰، دمای ناحیه آدیاباتیک در زوایای استقرار ۳۰، ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه نشان داده شده است. مطابق توضیحات گفته شده در قسمت‌های قبل، در هر چهار حالت چرخش سیال داریم اما مسیر آن به صورت گاه‌وبیگاه تغییر می‌کند، به طوری که در بازوی آدیاباتیک گرم‌تر جریان حلقوی^۱ و در بازوی آدیاباتیک سردتر جریان اسلاگ دیده می‌شود. البته هر چه زاویه استقرار کمتر می‌شود نوسانات دمایی نامنظم‌تر می‌شوند.

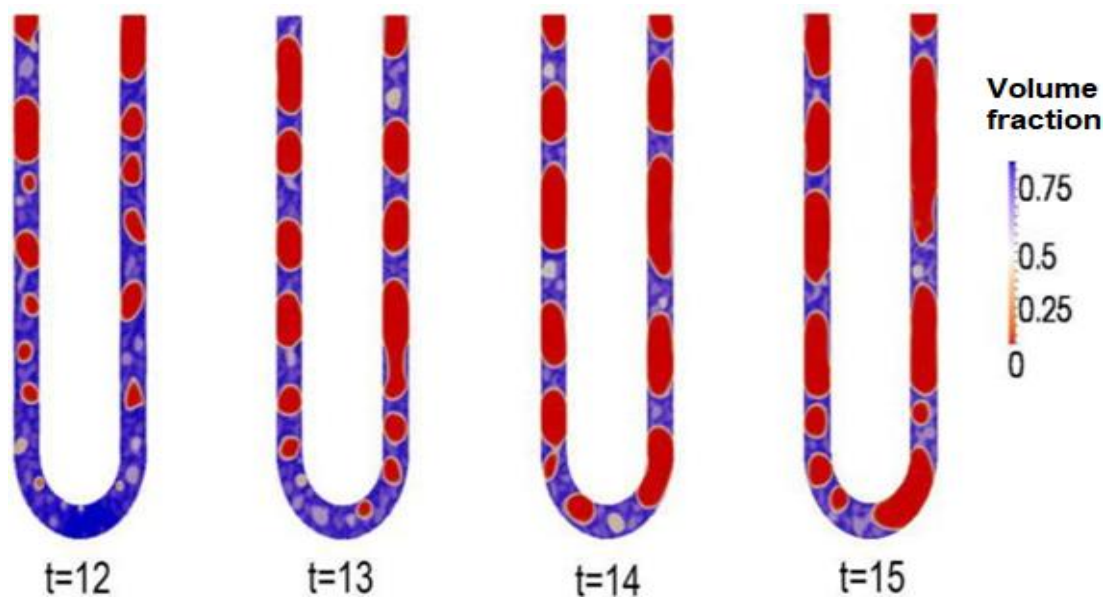
مطابق مطالعه حاضر لوله حرارتی نوسانی در زاویه استقرار کمتر از ۳۰ درجه بررسی نشده است. با شروع به حرکت سیال، در ابتدا اندکی نوسان داریم پس از آن چرخش دیده می‌شود که هر چه زاویه استقرار افزایش یابد، چرخش بیشتر خواهد بود. با چرخش بیشتر انتقال انرژی حرارتی از اواپراتور به کندانسور بیشتر خواهد بود.

اسلاگ حبابی که در حالت عمودی تشکیل می‌شود به صورت متقارن است، اما اسلاگ حباب تشکیل شده در حالت زاویه‌دار (مثل ۶۰ درجه) به صورت نامتقارن است. آنچه مشخص است سرعت حباب نامتقارن بیشتر از حباب متقارن است. پس باید متصور بود که سرعت حباب در حالت عمودی کمترین مقدار را دارد؛ اما عامل دیگر که مؤثر است نیروی محرک جهت بالا رفتی حباب است. با کاهش زاویه استقرار اثر گرانش کاهش خواهد یافت. با کاهش گرانش نیروی محرک جهت صعود حباب کاهش خواهد یافت، پس اگر فقط عامل گرانش را در نظر بگیریم بیشترین سرعت حباب در حالت عمودی رخ خواهد داد، اما چون حباب تشکیل شده در حالت عمودی متقارن است بیشترین سرعت حباب در زوایای کمتر از ۹۰ درجه رخ می‌دهد که این موضوع در مطالعه آزمایشگاهی نشان داده شده است [۸۵].

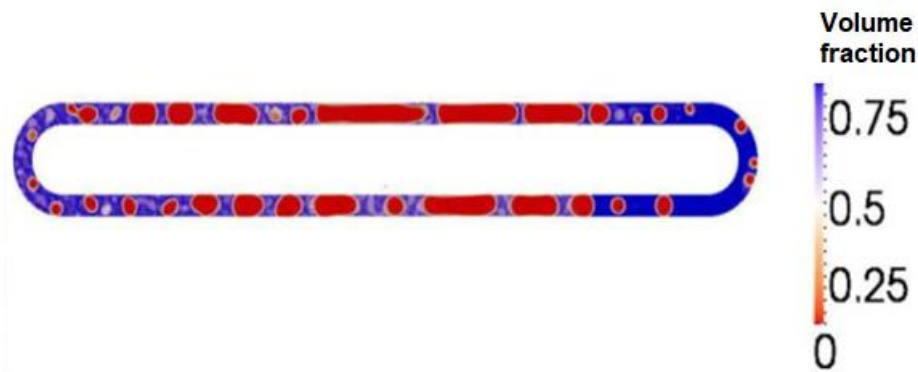
^۱ Annular

۹-۴ رفتار حباب در لوله حرارتی نوسانی

شکل ۱۱-۴ نشان دهنده کانتورهای از توزیع حباب در ناحیه اواپراتور و در حالتی که لوله حرارتی عمودی (۹۰ درجه) است، می‌باشد. زمانی که حرارت به اواپراتور وارد می‌شود و حالت مافوق گرم ایجاد شد مایع شروع به تبدیل حالت و تبخیر شدن می‌کند و حباب‌های ریز جدید تشکیل می‌شود. همچنان که حرارت به اواپراتور وارد می‌شود حباب‌ها بزرگ و بزرگ‌تر می‌شود و همچنین حباب‌های ریز و درشت نیز با یکدیگر ادغام می‌گردند تا زمانی که اسلاگ بخار تشکیل می‌شود که این موجب حرکت حباب و مایع می‌شود و به سمت کندانسور حرکت می‌کنند که این کار موجب می‌شود تا گرما از اواپراتور به کندانسور منتقل شود..



شکل ۱۱-۴: توزیع کسر حجمی بخار در ناحیه اواپراتور

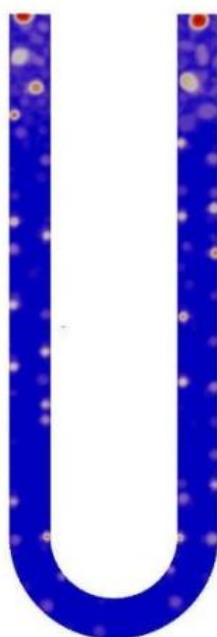


شکل ۴-۱۲: الگوی جریان در ثانیه ۷۰

شکل ۴-۱۲ نشان دهنده رفتار حباب در ثانیه ۷۰ و در زاویه استقرار ۹۰ درجه می‌باشد. جوشش هسته‌ای در ناحیه اواپراتور رخ می‌دهد در نتیجه حباب‌های ریز پراکنده تشکیل می‌شود. همچنان که حباب و مایع به سمت بالا حرکت می‌کنند، حباب بزرگ‌تر شده و اسلاگ بخار تشکیل می‌شود و پس از آن اسلاگ بخار منبسط شده و حباب با طول بزرگ‌تر تشکیل می‌شود. به دلیل کشش سطحی و نیروهای اصطکاکی، توزیع غیریکنواخت حباب و مایع را مشاهده می‌کنیم. همچنان که در شکل ۴-۱۲ قابل مشاهده است تولید و رشد حباب مانع از حرکت سیال می‌شود، مخصوصاً در نواحی که حباب حضور دارد.

۴-۱۰ الگوی جریان

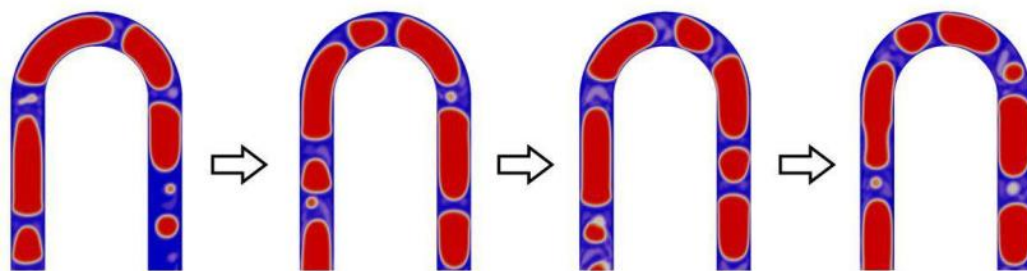
آنچه که واضح است اگر حرارت ورودی به اواپراتور کم باشد نوسان سیال رخ نخواهد داد، اما از آنجایی که حرارت ورودی در این تحقیق، به اندازه کافی بزرگ است پس حرکت نوسانی آغاز خواهد شد. نیروی محرکه برای این حرکت نوسانی اختلاف فشار بین ناحیه اواپراتور و کندانسور است که این اختلاف فشار ناشی از اختلاف دمای ناحیه اواپراتور و کندانسور است. همراه با چرخش سیال، جوشش هسته‌ای، تبخیر فیلم مایع، تشکیل حباب و رشد آن و به هم پیوستن حباب‌ها مشاهده می‌شود.



شکل ۴-۱۳: پدیده جوشش هسته‌ای در لوله حرارتی نوسانی

وقتی لوله حرارتی نوسانی در حالت عمودی است و حرارتی به اوپراتور وارد نمی‌شود مایع در قسمت پایین باقی می‌ماند و بخار در قسمت بالایی لوله حرارتی قرار می‌گیرد. زمانی که حرارت به قسمت پایینی لوله حرارتی یعنی اوپراتور افزوده می‌شود دمای دیواره اوپراتور بالا می‌رود. زمانی که دمای دیواره بیشتر از درجه سوپرهیت می‌شود جوشش هسته‌ای رخ داده و حباب رشد می‌کند. شکل ۴-۱۳ جوشش هسته‌ای را در لوله حرارتی نوسانی نشان می‌دهد.

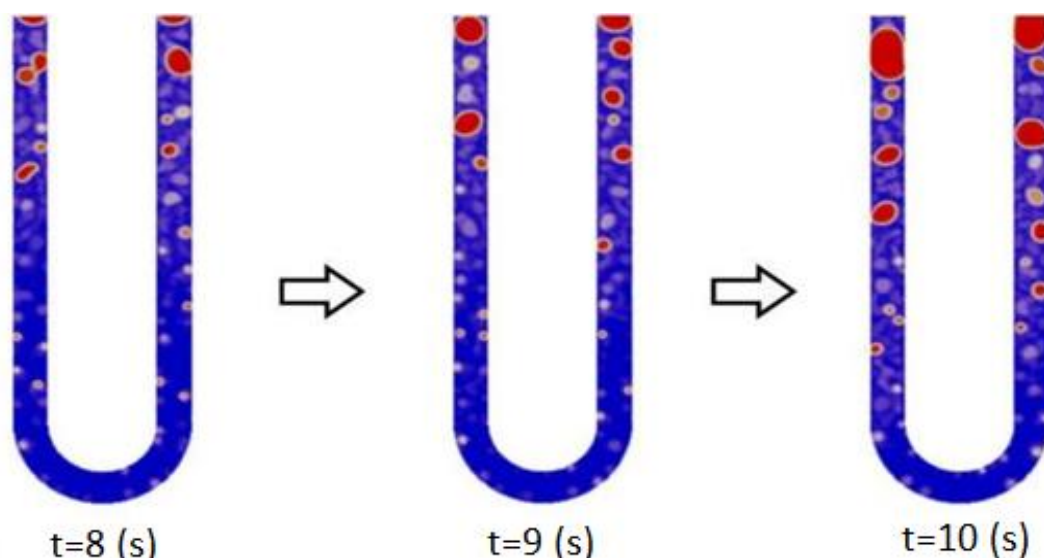
به دلیل اینکه حرارت به‌طور یکنواخت به ناحیه اوپراتور وارد می‌شود جوشش هسته‌ای را در سرتاسر قسمت اوپراتور می‌توان مشاهده کرد. برای پدیده جوشش هسته‌ای، تشکیل حباب و رشد حباب و رها شدن آن نیازمند حداقل درجه مافوق گرم و یک حداقل زمان است که اگر نباشد جوشش هسته‌ای رخ نمی‌دهد. وقتی حباب تشکیل شده در قسمت اوپراتور به سمت کندانسور حرکت کرد حباب‌ها کوچک و کوچک‌تر می‌شود که به دلیل انتقال حرارت ناشی از چگالش است که در شکل ۴-۱۴ کوچک‌تر شدن حباب‌ها در ناحیه کندانسور در زاویه استقرار ۹۰ درجه قابل مشاهده است.



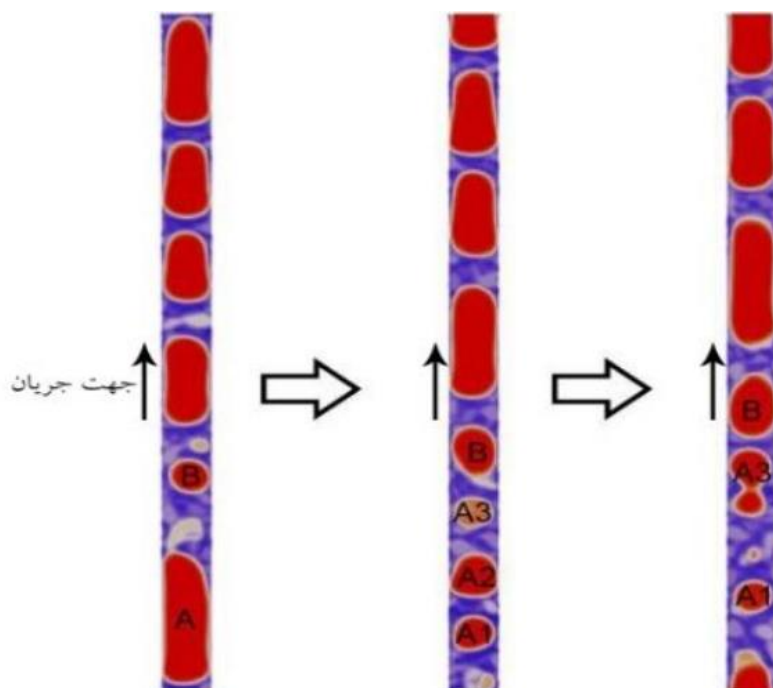
شکل ۴-۱۴: کوچک تر شدن حباب در طی فرآیند چگالش و در لوله حرارتی

در لوله حرارتی نوسانی، زمانی که حرارت به اواپراتور وارد می شود مایع به بخار تبدیل شده و حجم بخار موجود در اواپراتور اضافه می شود. همچنان که حرارت از کندانسور خارج می شود حجم بخار در کندانسور کاهش می یابد. به طور کلی انواع تشکیل حباب در لوله حرارتی نوسانی را می توان به حالت های زیر بیان نمود:

وقتی زنجیره ای از مایع و بخار به سمت اواپراتور حرکت می کنند، حباب های ریزی ناشی از جوشش هسته ای تشکیل می شود. این حباب های ریز با حباب های درشت موجود ادغام می شود که در شکل ۴-۱۵ قابل مشاهده است و لوله حرارتی نوسانی در حالت عمودی (۹۰ درجه) قرار دارد.



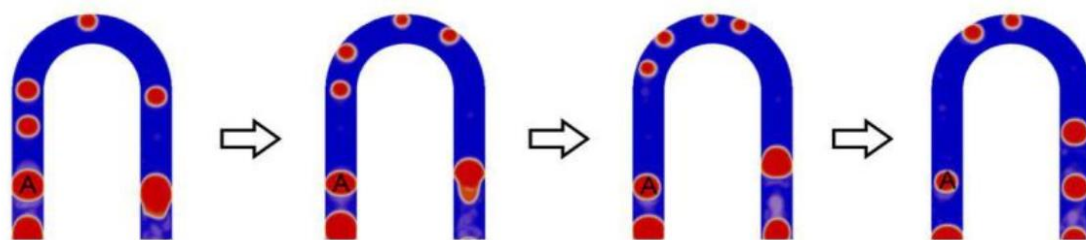
شکل ۴-۱۵: ادغام حباب های ریز و درشت



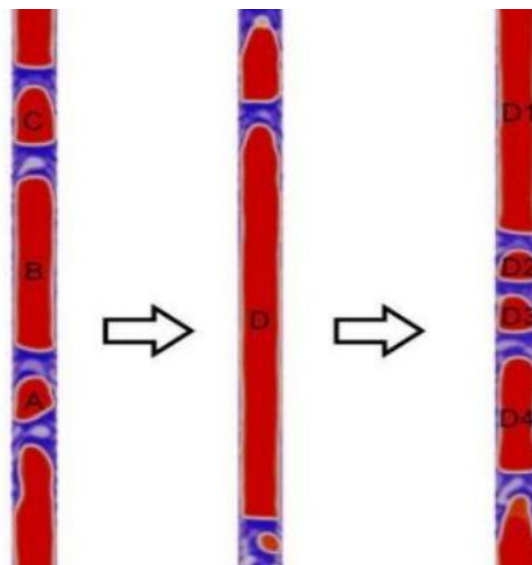
شکل ۴-۱۶: شکسته شدن و ادغام حباب

در شکل ۴-۱۶ لوله حرارتی نوسانی در زاویه استقرار ۶۰ درجه قرار دارد و مشاهده می‌شود که حباب A به سه حباب کوچک‌تر تقسیم شده و پس از مدتی حباب‌های حاصله با حباب‌های دیگر ادغام می‌شوند و حباب جدیدی را تشکیل می‌دهند.

در شکل ۴-۱۷ زمانی که لوله در زاویه استقرار ۴۵ درجه قرار دارد مشاهده می‌شود در کندانسور یک حباب بزرگ، به حباب‌های کوچک‌تر تقسیم می‌شود که گاهی مواقع قطر حباب از قطر لوله کمتر است.



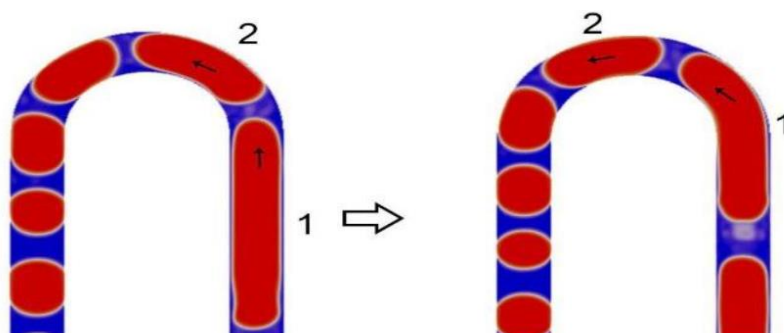
شکل ۴-۱۷: تقسیم شدن حباب‌های بزرگ در کندانسور



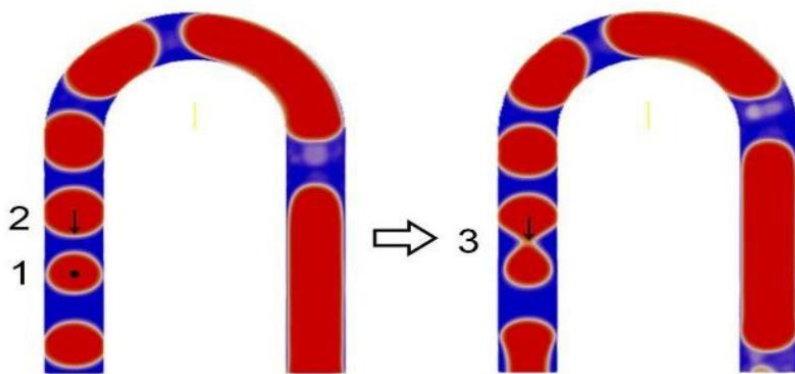
شکل ۴-۱۸: ادغام و تقسیم حباب بزرگ

همان‌طور که در شکل ۴-۱۸ مشخص است دو حباب بزرگ ادغام شده و حباب بزرگ‌تر را تشکیل می‌دهند و گاهی مواقع این حباب بزرگ‌تر تبدیل به چند حباب کوچک‌تر می‌شود. در شکل ۴-۱۸ لوله حرارتی نوسانی در زاویه ۳۰ درجه قرار دارد.

موارد ذکر شده مربوط به تشکیل، ادغام و شکست حباب در هر چهار زاویه استقرار مورد بررسی، مشاهده شد. اما رژیم جریانی که داخل لوله حرارتی نوسانی مشاهده می‌شود را به‌طور خلاصه می‌توان به شرح زیر بیان کرد: در شکل ۴-۱۹ لوله حرارتی نوسانی در حالت ۹۰ درجه قرار دارد و مشاهده می‌شود که حباب (۱) و (۲) مایع محبوس بین خود را در مسیر حرکت حباب‌ها جابه‌جا می‌کند.

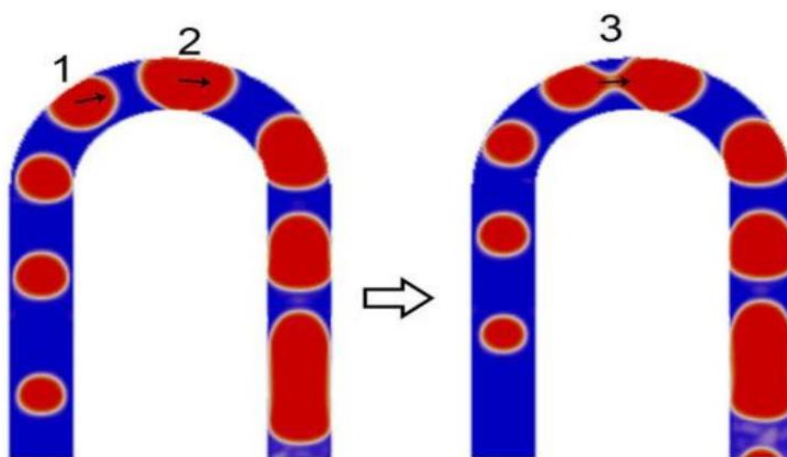


شکل ۴-۱۹: حرکت هم‌جهت مایع و بخار

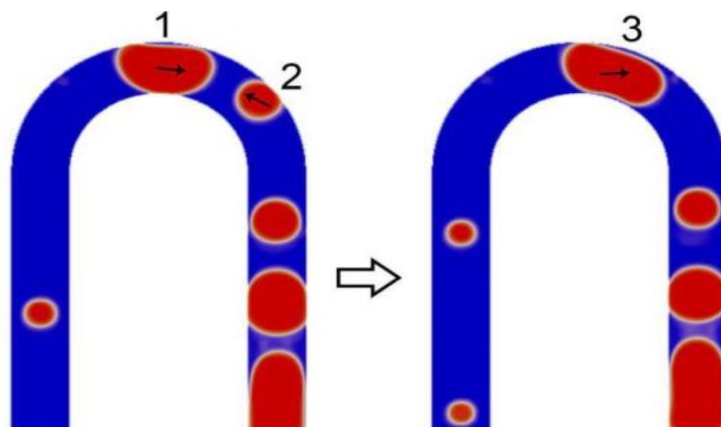


شکل ۴-۲۰: عبور فیلم مایع از اطراف حباب

در شکل ۴-۲۰ نیز لوله در حالت عمودی قرار دارد و مشاهده می‌شود که حباب (۲) منبسط شده یا حرکت می‌کند و جایگزین مایع بین حباب (۱) و (۲) می‌شود و با تلفیق این دو حباب، حباب بزرگ‌تر (۳) تشکیل می‌شود، سپس فیلم مایع از اطراف حباب (۳) عبور می‌کند. ادغام یا تلفیق حباب‌ها در همه جای جریان مشاهده می‌شود. همان‌طور که در شکل ۴-۲۱ مشخص است، حباب (۱) و (۲) هم‌جهت حرکت کرده و باهم ادغام شده و حباب (۳) را تشکیل می‌دهند. در این شکل نیز لوله حرارتی نوسانی در زاویه استقرار ۹۰ درجه قرار دارد.

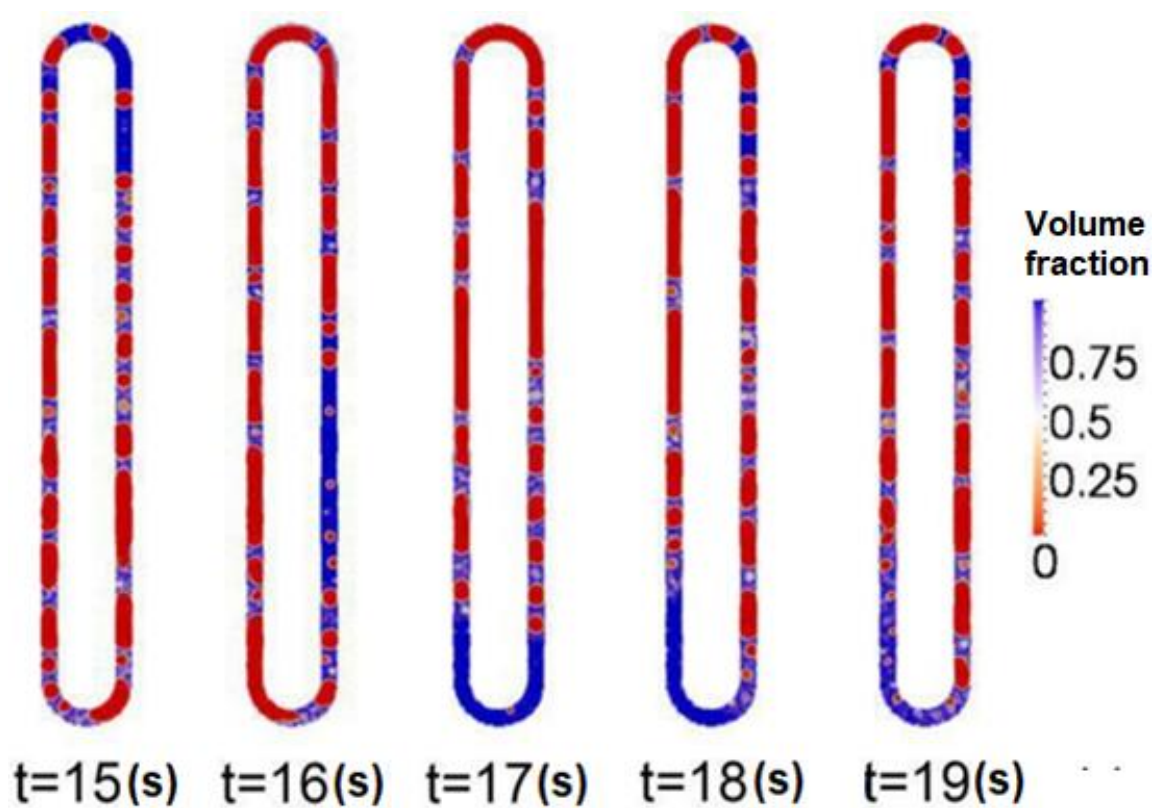


شکل ۴-۲۱: انبساط و حرکت هم‌جهت دو حباب



شکل ۴-۲۲: حرکت در خلاف جهت حباب‌ها

در شکل ۴-۲۲ نیز لوله حرارتی نوسانی در حالت عمودی (۹۰ درجه) قرار دارد. این شکل نوعی دیگر از رژیم جریان را نشان می‌دهد که در آن حباب (۱) و (۲) به علت متفاوت بودن سرعت آن‌ها، در دو جهت مخالف حرکت کرده و باهم ادغام شده و حباب (۳) را تشکیل می‌دهند.



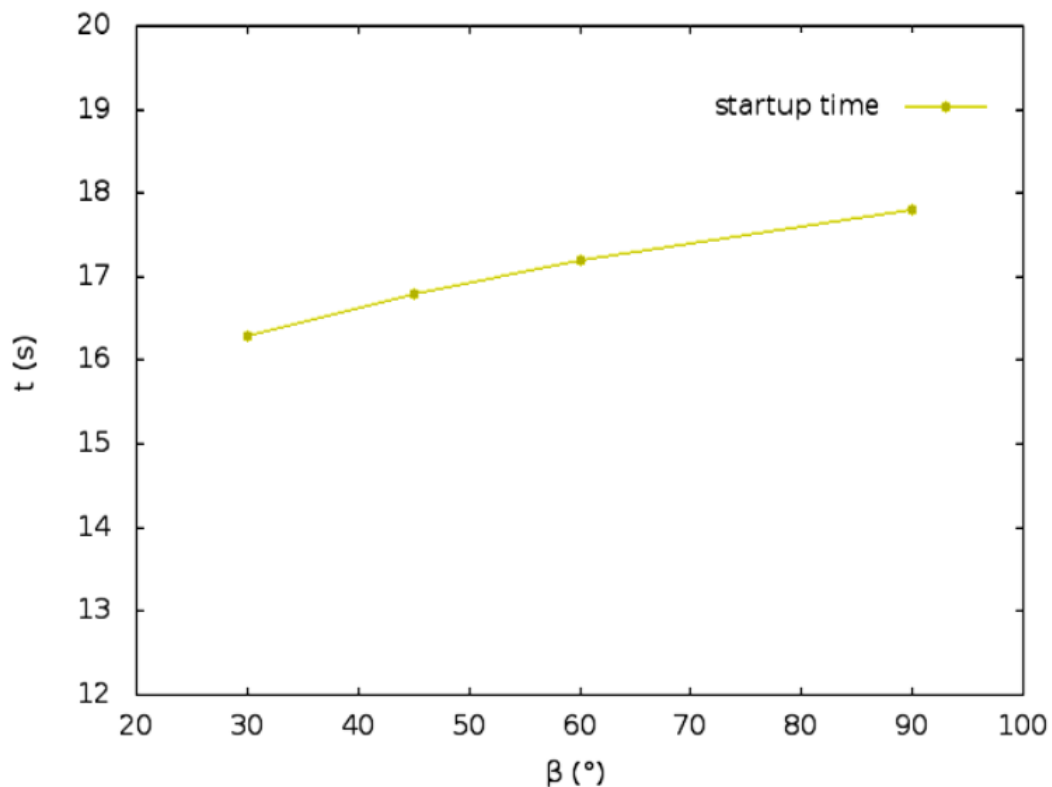
شکل ۴-۲۳: موقعیت بخار در زمان‌های مختلف

شکل ۴-۲۳ نشان دهنده کسر حجمی آب و بخار داخل کانال در زاویه استقرار ۹۰ درجه (عمودی) است. این کانتورها که در ثانیه‌های مختلف نشان داده شده، حاکی از حرکت چرخشی سیال عامل داخل لوله حرارتی نوسانی است. همچنین نشان می‌دهد زمانی که مایع و بخار از اوپراتور حرکت می‌کند گرما را از اوپراتور گرفته و حرارت را به کندانسور منتقل می‌کند.

۴-۱۱ تأثیر زاویه استقرار بر حالت راه‌اندازی

در این تحقیق تا قبل از اعمال حرارت به اوپراتور دمای کلیه نقاط لوله حرارتی برابر با ۳۰۰ کلوین می‌باشد. پس از اعمال حرارت دمای اوپراتور افزایش می‌یابد. این افزایش دما به دو صورت ناگهانی و ملایم رخ می‌دهد که در نمودار نوسانات دمایی ناحیه اوپراتور (شکل ۴-۷) مشاهده شد. پس از مدتی اختلاف دمای پایدار که به اندازه کافی بزرگ است بین ناحیه اوپراتور و کندانسور ایجاد می‌شود و دمای دیواره شروع به نوسان می‌کند که به این مرحله از عملکرد لوله حرارتی، حالت راه‌اندازی گفته می‌شود. مطابق تحقیقات انجام شده مشخصه‌های فیزیکی سیال عامل مانند فشار اشباع و دمای مافوق گرم بیشترین تأثیر را بر زمان حالت راه‌اندازی دارد [۸۶].

در تحقیق اخیر زمان حالت راه‌اندازی در چهار زاویه استقرار ۳۰، ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه در شکل ۴-۲۴ نشان داده شده است. در هر چهار حالت حرارت ورودی به ناحیه اوپراتور برابر با ۵۵/۸ وات است. چون حرارت ورودی به اندازه کافی بزرگ است، واضح است در حالت‌های نزدیک‌تر به افق، انباشت انرژی کمتر جهت حرکت و چرخش سیال لازم است. پس در حالت زاویه استقرار ۳۰ درجه کمترین زمان حالت راه‌اندازی و در حالت زاویه استقرار ۹۰ درجه بیشترین زمان حالت راه‌اندازی را خواهیم داشت. دلیل این امر احتمال بیشتر حرکت بخار داغ از ناحیه اوپراتور به سمت کندانسور با کوچک‌تر شدن زاویه استقرار (حرکت به سمت حالت ۳۰ درجه) است.



شکل ۴-۲۴: اثر زاویه استقرار بر زمان حالت راه اندازی

۴-۱۲ اثر زاویه استقرار بر مقاومت حرارتی

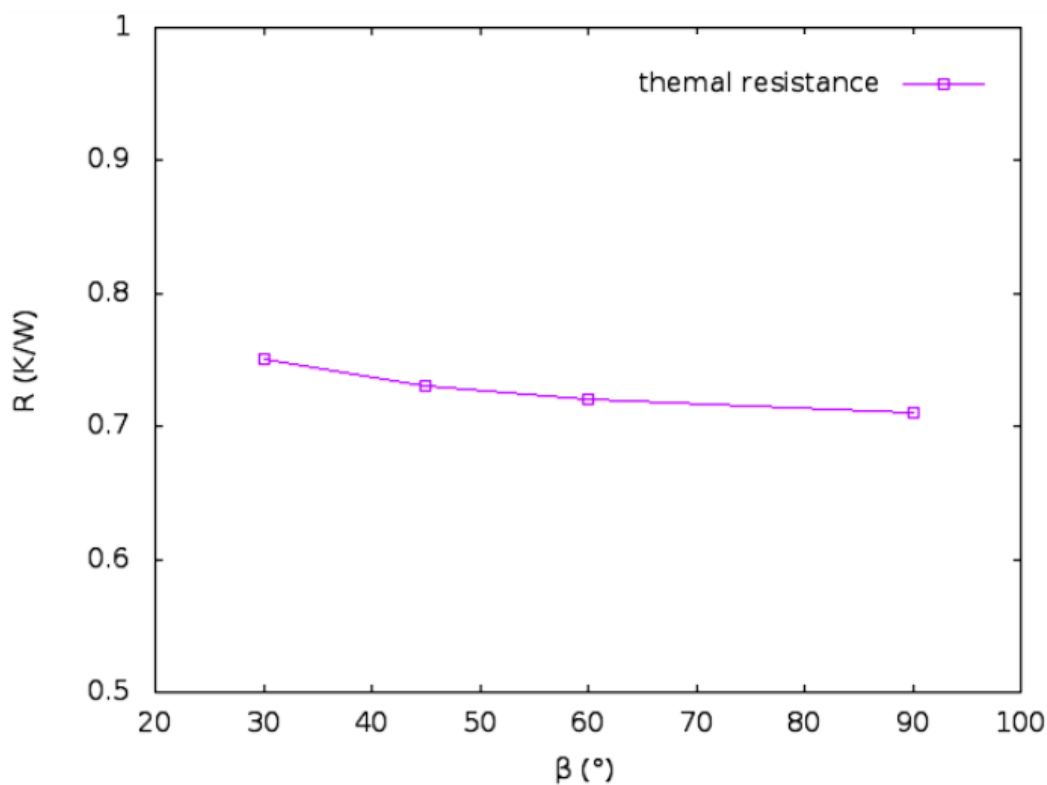
عملکرد لوله حرارتی نوسانی را می توان با مقاومت حرارتی معادل، مشخص نمود. مقاومت حرارتی معادل از رابطه زیر به دست می آید.

$$R_{eq} = \frac{\bar{T}_{w.max} - \bar{T}_{w.win}}{Q_{ev}} \quad (۴-۱)$$

که در این رابطه R_{eq} مقاومت حرارتی معادل است. $\bar{T}_{w.max}$ بیشترین دمای متوسط دیواره که همان متوسط مکانی دمای دیواره اواپراتور پس از رسیدن به حالت پایدار است. $\bar{T}_{w.win}$ دمای کندانسور است که ثابت بوده و برابر ۳۰۰ کلوین است. Q_{ev} حرارت ورودی به اواپراتور است که آن هم ثابت بوده و برابر با ۵۵/۸ وات است. در شکل ۴-۲۵ مقدار دمای متوسط دیواره اواپراتور در حالت های مختلف زاویه

استقرار مشاهده می‌شود. در حالت‌های شیب‌دار نسبت به حالت عمودی اثر گرانش کمتر می‌شود. این جمله به این معنی است که با تغییر از حالت عمودی به حالت افقی نیروی گرانش کمتر و کمتر به حرکت مایع کمک خواهد کرد و از شدت تحرک مایع کاسته شده و به‌طور کلی نوسانات دارای دامنه کمتری خواهد بود. در نتیجه انتقال حرارت ضعیف‌تر انجام خواهد شد.

مطابق شکل ۴-۲۵ با کاهش زاویه استقرار از حالت ۹۰ درجه به ۳۰ درجه، مقاومت حرارتی افزایش خواهد داشت. در هیچ کدام از حالت‌ها، بحث خشک شوندگی ناحیه اواپراتور رخ نمی‌دهد که بامطالعه آزمایشگاهی مطابقت دارد. بنا بر شکل ۴-۲۵ بهترین عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی در حالت عمودی رخ خواهد داد. به این معنی که انتقال حرارت بهتر در ناحیه اواپراتور و کندانسور رخ داده است.

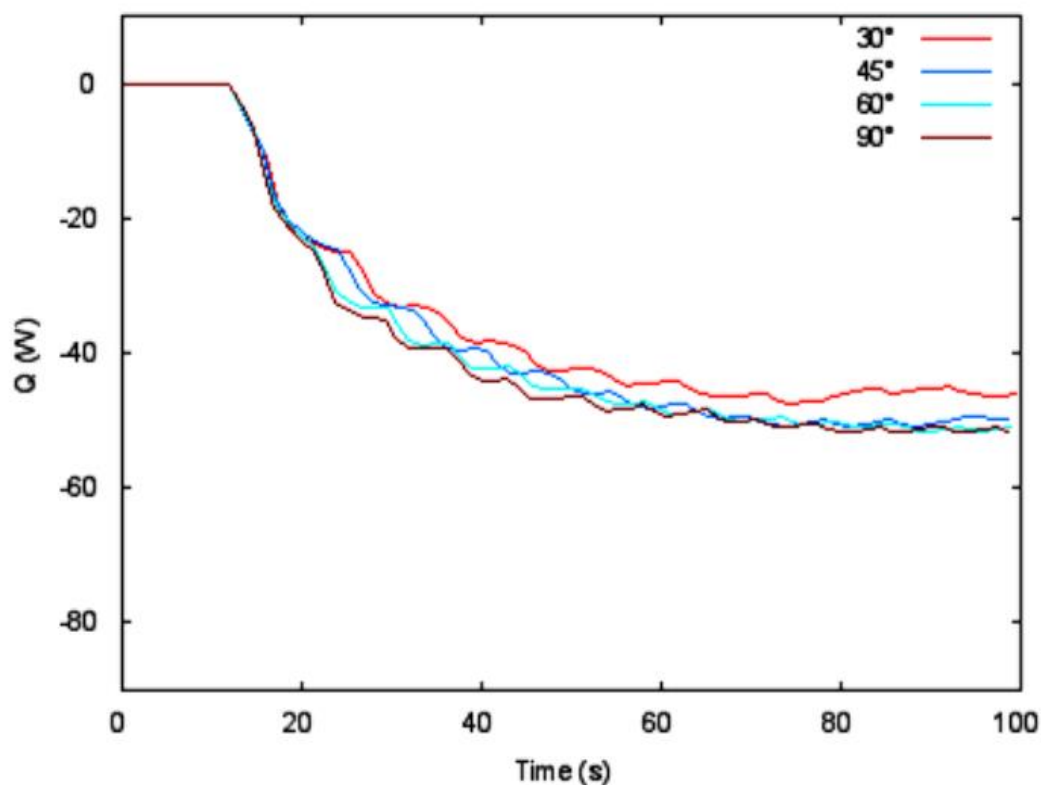


شکل ۴-۲۵: تغییرات مقاومت حرارتی با زاویه استقرار

۴-۱۳ اثر زاویه استقرار بر حرارت خروجی از کندانسور

همان‌طور که پیش‌تر اشاره شد نوسانات سیال در حالت ۹۰ درجه زودتر رخ می‌دهد و تعداد نوسانات در حالت ۹۰ درجه بیشتر است و به همین ترتیب با کمتر شدن زاویه استقرار نوسانات دیرتر رخ می‌دهد و تعداد نوسانات کمتر می‌شود. از طرف دیگر با کاهش زاویه استقرار از ۹۰ درجه به ۳۰ درجه دامنه نوسانات به‌طور کلی افزایش می‌یابد که این موارد نشان از انتقال حرارت بهتر با افزایش زاویه استقرار است.

شکل ۴-۲۶ تغییرات متوسط حرارت خروجی از کندانسور در گرانش‌های مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود میزان انتقال حرارت خروجی از کندانسور در حالت پایدار در تمام زوایای استقرار به مقدار بسیار کمی انجام می‌شود.



شکل ۴-۲۶: تغییرات حرارت خروجی با گذر زمان

پس از شروع نوسان سیال در تمامی زوایای استقرار میزان دفع حرارت از کندانسور افزایش می‌یابد. با توجه به ثابت بودن دمای دیواره کندانسور، افزایش انتقال حرارت خروجی از کندانسور نشان از انتقال حباب‌های بخار از اواپراتور به کندانسور دارد که موجب افزایش دمای سیال موجود در کندانسور می‌شود. مطابق شکل ۴-۲۶ تقریباً در تمام مدت عملکرد لوله حرارتی، حرارت خروجی از کندانسور در حالت عمودی بیشترین مقدار را دارد و با کاهش زاویه استقرار از میزان انتقال حرارت خروجی از کندانسور کاسته می‌شود همان‌طور که در شکل ۴-۲۶ دیده می‌شود لوله حرارتی پس از رسیدن به حالت پایدار در حالت عمودی به‌طور متوسط $52/5$ وات حرارت دفع می‌کند و با کاهش زاویه استقرار از میزان حرارت دفع شده از کندانسور در حالت پایدار کاسته می‌شود؛ بنابراین بیشترین راندمان حرارتی لوله حرارتی نوسانی در این تحقیق در حالت عمودی اتفاق می‌افتد.

فصل ۵ : جمع بندی و پیشهادات

۵-۱ مقدمه

در مطالعه اخیر، یک بررسی عددی از رفتار حرارتی و رژیم جریان لوله حرارتی نوسانی تک حلقه انجام شد. دمای نواحی مختلف، مقاومت حرارتی و رژیم جریان در حالت‌های مختلف گرایش بحث شد. برای این موضوع از نرم‌افزار کامسول جهت به دست آوردن داده‌های کیفی و کمی مذکور استفاده شد. این داده‌ها مربوط به جریان دوفازی در لوله حرارت نوسانی تک حلقه بود. به‌طور خاص، مطالعه اخیر اهداف زیر را به دست آورد:

- بررسی رژیم جریان در جریان دوفازی در ناحیه‌های مختلف لوله حرارتی نوسانی انجام شد. انواع الگوهای جریان و برخی تغییرات الگوی جریان که با تغییر زاویه استقرار ایجاد می‌شود، بحث شد.
- مقاومت حرارتی معادل سیستم به دست آورده شد و ارتباط آن با زوایای مختلف استقرار بحث شد.
- حرارت خروجی از کندانسور اندازه‌گیری شد و ارتباط آن با گرانش بررسی شد.
- تأثیر زاویه استقرار بر مدت زمان حالت راه‌اندازی لوله حرارت نوسانی بررسی شد.

۵-۲ نتایج اصلی به دست آمده از مطالعه اخیر

در این تحقیق بر مبنای آنالیز CFD جریان دوفازی موجود در لوله حرارتی نوسانی را با نرم‌افزار کامسول به‌خوبی شبیه‌سازی شد.

تغییرات و نوسانات دما نسبت به زمان نواحی مختلف لوله حرارتی نوسانی در این آنالیز CFD قابل مشاهده است.

- انواع مختلف الگوی جریان در مکانیسم لوله حرارتی نوسانی مشاهده شد. جریان اسلاگ، جریان حلقوی، به هم پیوستن حباب‌ها گسسته شدن و رشد حباب شبیه‌سازی شد.
- حداقل زمانی برای حرکت دائمی سیال لازم است که در کمتر از این زمان هیچ‌گونه حرکتی دیده نمی‌شود.
- با کاهش زاویه استقرار به دلیل کاهش اثر گرانش، زمان حالت راه‌اندازی کاهش می‌یابد. همچنین تغییر دمای ملایم و ناگهانی در حالت راه‌اندازی مشاهده شد.
- حالت خشک شوندگی در تحقیق در هیچ یک از زوایای استقرار مشاهده نشد.
- الگوی جریان و مقاومت حرارتی حاصل شده از مطالعه عددی اخیر با مطالعه آزمایشگاهی مقایسه شد و قابلیت اطمینان شبیه‌سازی عددی اخیر را به اثبات رساند.
- با کاهش زاویه استقرار از حالت ۹۰ درجه (عمودی) به حالت ۳۰ درجه (شیب‌دار) مقاومت حرارتی افزایش می‌یابد.
- لوله حرارتی نوسانی در هر چهار حالت از زاویه استقرار عملکرد داشت و در آن حرکت چرخشی نیز دیده شد که جهت چرخش گاه‌وبیگاه دچار تغییر می‌شد.
- عملکرد لوله حرارتی در حالت ۹۰ درجه نسبت به حالت‌های دیگر از گرانش بهتر بود و انتقال حرارت در اواپراتور و کندانسور در حالت عمودی بهینه بود.
- در حالت عمودی، دمای متوسط دیواره اواپراتور در حالتی که سیستم به حالت پایدار می‌رسد کمترین مقدار را دارد که با توجه به ثابت بودن حرارت ورودی و دمای دیواره کندانسور می‌توان مجدد نتیجه گرفت که حالت استقرار عمودی، حالت بهینه عملکرد حرارتی برای لوله حرارتی نوسانی در تحقیق اخیر است.
- با تغییر از حالت عمودی ۹۰ درجه به حالت ۳۰ درجه اثر نیروی گرانش کمتر و کمتر به حرکت مایع کمک می‌کند و از شدت حرکت مایع کاسته می‌شود که این موضوع با نمودار دمای اواپراتور و

حرارت خروجی که برحسب زمان رسم شده است مطابقت دارد، چراکه در این نمودارها در حالت عمودی بیشترین تعداد نوسان و کمترین دامنه نوسان در حالت ۹۰ درجه رخ می‌دهد و از طرف دیگر کمترین تعداد نوسان و بیشترین تعداد نوسان در حالت ۳۰ درجه رخ می‌دهد. پس بهترین عملکرد در حالت ۹۰ درجه و بدترین عملکرد در این تحقیق متعلق به حالت ۳۰ درجه می‌باشد.

۳-۵ پیشنهادات

روشن است که فناوری لوله حرارتی نوسانی با توجه به بازده متغیر و محدودیت‌های عملکردی که دارد باید به‌طور گسترده‌ای مورد مطالعه آزمایشگاهی و عددی قرار گیرد تا بتوان این مکانیسم را بهینه کرد. مطالعه عددی با توجه به هزینه بالای ابزارهای آزمایشگاهی می‌تواند جایگزین مناسبی برای مطالعه آزمایشگاهی باشد. از آنجاکه مطالعه عددی اخیر قابلیت اطمینان را ایجاد کرده است بنابراین موارد زیر جهت تحقیقات بر مبنای CFD با نرم‌افزار کامسول درباره لوله حرارتی نوسانی پیشنهاد می‌گردد.

- در نظر گرفتن عوامل تأثیرگذار دیگر مانند قطر لوله، طول لوله، سیال عامل، نسبت پرشدگی و ... و در کنار عوامل بررسی شده در تحقیق اخیر یعنی گرانش و زاویه استقرار.
- شبیه‌سازی سه‌بعدی تحقیق اخیر در صورت داشتن امکانات لازم.
- استفاده از نانوسیال که معادلات حاکم در تحقیق اخیر را دچار تغییرات خواهد کرد.
- بررسی محدودیت عملکرد لوله حرارتی نوسانی از قبیل میزان حرارت ورودی ماکزیمم و حداقل زاویه استقرار.
- از آنجایی که لوله حرارتی نوسانی تک حلقه، مبنای هندسی از لوله حرارتی نوسانی چند حلقه است. پس تحقیق اخیر و موارد مطروحه پیشنهادی در بندهای قبلی را می‌توان به‌عنوان یک موضوع تحقیقاتی در نظر گرفت.



- [1] Akachi, H., *Structure of a heat pipe*. 1990, Google Patents.
- [2] Akachi, H., *Structure of micro-heat pipe*. 1993, Google Patents.
- [3] Akachi, H., *L-type heat sink*. 1996, Google Patents.
- [4] Azar, K., *The history of power dissipation*. Electronics Cooling, 2000. 6(1): p. 42-50.
- [5] Kakaç, S., *Introduction to ASI on cooling of electronic systems*. Cooling of electronic systems, 1994. p. 1-15.
- [6] Lin, S., K. Sefiane, and J. Christy, *Prospects of confined flow boiling in thermal management of microsystems*. Applied Thermal Engineering, 2002. 22(7): p. 825-837.
- [7] Delpech, B., B. Axcell, and H. Jouhara, *Experimental investigation of a radiative heat pipe for waste heat recovery in a ceramics kiln*. Energy, 2019. 170: p. 636-651.
- [8] Zohuri, B., *Basic Principles of Heat Pipes and History*, in *Heat Pipe Applications in Fission Driven Nuclear Power Plants*. Springer, 2019. p. 161-202.
- [9] Heydarian, R., et al., *Experimental investigation of paraffin nano-encapsulated phase change material on heat transfer enhancement of pulsating heat pipe*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2019: p. 1-11.
- [10] Vassilev, M., et al., *Experimental Study of a Pulsating Heat Pipe with Combined Circular and Square Section Channels*. in *2007 IEEE Industry Applications Annual Meeting*. 2007.

- [11] Celik, M., et al., *Dynamic Modelling of the Heat Pipe Assisted Annealing Line*. Journal of Heat Transfer, 2019. **141**(9): p. 180-190.
- [12] Hong, J., et al., *A mathematical study of water migration in heat pipe from plants*. Energy Procedia, 2019. **160**: p. 202-207.
- [13] Arya, H., et al., *Heat transfer and pressure drop characteristics of MgO nanofluid in a double pipe heat exchanger*. Heat and Mass Transfer, 2019. **55**(6): p. 1769-1781.
- [14] Huang, D.-S., et al., *Design of fins with a grooved heat pipe for dissipation of heat from high-powered automotive LED headlights*. Energy conversion and management, 2019. **180**: p. 550-558.
- [15] Huang, X., et al., *Theoretical and experimental studies of impacts of heat shields on heat pipe evacuated tube solar collector*. Renewable energy, 2019. **13**(8): p. 999-1009.
- [16] Dehaj, M.S. and M.Z. Mohiabadi, *Experimental investigation of heat pipe solar collector using MgO nanofluids*. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2019. **191**: p. 91-99.
- [17] Diao, Y., et al., *Numerical investigation of the thermal performance enhancement of latent heat thermal energy storage using longitudinal rectangular fins and flat micro-heat pipe arrays*. Applied energy, 2019. **233**: p. 894-905.
- [18] Hao, T., H. Ma, and X. Ma, *Experimental Investigation of Oscillating Heat Pipe With Hybrid Fluids of Liquid Metal and Water*. Journal of Heat Transfer, 2019. **141**(7): p. 071802.
- [19] Chernysheva, M. and Y. Maydanik, *Simulation of heat and mass transfer in a cylindrical evaporator of a loop heat pipe*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019. **131**: p. 442-449.

- [20] Esfahani, J.A., S. Safaiyan, and S. Rashidi, *Heat transfer in an eight-pass oscillating loop heat pipe equipped with cooling tower*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2019. **136**(4): p. 1869-1877.
- [21] Hernandez ,R., M. Todosow, and N.R. Brown, *Micro heat pipe nuclear reactor concepts: Analysis of fuel cycle performance and environmental impacts*. Annals of Nuclear Energy, 2019. **126**: p. 419-426.
- [22] Nazari, M.A., et al., *Experimental investigation of graphene oxide nanofluid on heat transfer enhancement of pulsating heat pipe*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2018. **91**: p. 90-94.
- [23] Bahmani, M.H., et al., *Investigation of turbulent heat transfer and nanofluid flow in a double pipe heat exchanger*. Advanced Powder Technology, 2018. **29**(2): p. 273-282.
- [24] Chopra, K., et al., *Global advancement on experimental and thermal analysis of evacuated tube collector with and without heat pipe systems and possible applications*. Applied energy, 2018. **228** :p. 351-389.
- [25] Sun, X., et al., *A thermoelectric cooler coupled with a gravity-assisted heat pipe: An analysis from heat pipe perspective*. Energy Conversion and Management, 2018. **155**: p. 230-242.
- [26] Liang, J., Y. Gan, and Y. Li, *Investigation on the thermal performance of a battery thermal management system using heat pipe under different ambient temperatures*. Energy Conversion and Management, 2018. **155**: p. 1-9.
- [27] Maydanik, Y., V. Pastukhov, and M. Chernysheva, *Development and investigation of a loop heat pipe with a high heat-transfer capacity*. Applied Thermal Engineering, 2018. **130**: p. 1052-1061.
- [28] Celik, M., et al., *Experimental and numerical investigation of contact heat transfer between a rotating heat pipe and a steel strip*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018. **122**: p. 529-538.

- [29] Sheikholeslami, M., et al., *Nanofluid heat transfer augmentation and exergy loss inside a pipe equipped with innovative turbulators*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018. **126**: p. 156-163.
- [30] Rashidi, S., et al., *Combination of nanofluid and inserts for heat transfer enhancement*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2019. **135**(1): p. 437-460.
- [31] Kim, S., et al., *Experimental investigation of heat transfer coefficient with Al₂O₃ nanofluid in small diameter tubes*. Applied Thermal Engineering, 2019. **146**: p. 346-355.
- [32] Hosseini, A., A.M. Isfahani, and E. Shirani, *Experimental investigation of surface vibration effects on increasing the stability and heat transfer coefficient of MWCNTs-water nanofluid in a flexible double pipe heat exchanger*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2018. **90**: p. 275-285.
- [33] Stephen, E.N., et al., *Heat transfer performance of a compact loop heat pipe with alumina and silver nanofluid*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2019. **136**(1): p. 211-222.
- [34] Gürü, M., et al., *Influences of bentonite-deionized water nanofluid utilization at different concentrations on heat pipe performance: An experimental study*. Applied Thermal Engineering, 2019. **148**: p. 632-640.
- [35] Nazari, M.A., et al., *A review on application of nanofluid in various types of heat pipes*. Journal of Central South University, 2019. **26**(5): p. 1021-1041.
- [36] Wang, J., et al., *Effects of high-humidity hot air impingement blanching (HHAIB) pretreatment on the change of antioxidant capacity, the degradation kinetics of red pigment, ascorbic acid in dehydrated red peppers during storage*. Food chemistry, 2018. **259**: p. 65-72.
- [37] Peng, W., J.L. Moran, and P. Keblinski, *Thermal Transport Dynamics in Active Heat Transfer Fluids*. arXiv preprint arXiv:1905.11208, 2019.

- [38] Philpott, R., et al., *Prevalence, predictive factors and clinical course of persistent pain associated with teeth displaying periapical healing following nonsurgical root canal treatment: a prospective study*. International endodontic journal, 2019. **52**(4): p. 407-415.
- [39] Batchelor, K.J. and J.J. Nelson, *Heat pipe cooled burr including surgical instruments embodying same*. 2018, Google Patents.
- [40] Jouhara, H., et al., *Heat pipe based systems-Advances and applications*. Energy, 2017. **128**: p. 729-754.
- [41] Tharayil, T., et al., *Thermal performance of miniature loop heat pipe with graphene–water nanofluid*. International Journal of heat and mass transfer, 2016. **93**: p. 957-968.
- [42] Sadeghinezhad, E., et al., *Experimental investigation of the effect of graphene nanofluids on heat pipe thermal performance*. Applied Thermal Engineering, 2016. **100**: p. 775-787.
- [43] حلیمی, م., بررسی تجربی رژیم جریان دوفازی و تأثیر آن بر عملکرد لوله‌های حرارتی نوسانی. پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی شاهرود، ۱۳۹۴.
- [44] Yang, H., S. Khandekar, and M. Groll, *Operational limit of closed loop pulsating heat pipes*. Applied Thermal Engineering, 2008. **28**(1): p. 49-59.
- [45] Yang, H., S. Khandekar, and M. Groll, *Performance characteristics of pulsating heat pipes as integral thermal spreaders*. International Journal of Thermal Sciences, 2009. **48**(4): p. 815-824.
- [46] Charoensawan, P. and P. Terdtoon, *Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes*. Applied Thermal Engineering, 2008. **28**(5): p. 460-466.
- [47] Quan, L. and L. Jia. *Experimental study on heat transfer characteristic of plate pulsating heat pipe*. in *ASME 2009 Second International Conference on*

Micro/Nanoscale Heat and Mass Transfer. 2009. American Society of Mechanical Engineers.

- [48] Cai, Q., C.-l. Chen, and J.F. Asfia, *Operating characteristic investigations in pulsating heat pipe*. journal of heat transfer, 2006. **128**(12): p. 1329-1334.
- [49] Cai, Q., R.-L. Chen, and C.-L. Chen. *An Investigation of Evaporation, Boiling, and Heat Transport Performance in Pulsating Heat Pipe*. in *ASME 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. 2002. American Society of Mechanical Engineers.
- [50] Khandekar, S., N. Dollinger, and M. Groll, *Understanding operational regimes of closed loop pulsating heat pipes an experimental study*. Applied Thermal Engineering, 2003. **23**(6): p. 707-719.
- [51] Akachi, H., F. Polasek, and P. Stulc. Pulsating heat pipes. in *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium*, Melbourne, Australia. 1996.
- [52] Charoensawan, P., et al., *Closed loop pulsating heat pipes: Part A: parametric experimental investigations*. Applied Thermal Engineering, 2003. **23**(16): p. 2009-2020.
- [53] Shafii, M., A. Faghri, and Y. Zhang, *Analysis of heat transfer in unlooped and looped pulsating heat pipes*. International journal of Numerical Methods for heat & fluid flow, 2002. **12**(5): p. 585-609.
- [54] Wilson, C., et al., *Visual observation of oscillating heat pipes using neutron radiography*. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2008. **22**(3): p. 366-372.
- [55] Zhang, Y. and A. Faghri, *Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes*. Heat Transfer Engineering, 2008. **29**(1): p. 20-44.
- [56] Xiao, L. and Y. Cao, *Recent advances in pulsating heat pipes and its derivatives*. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2012. **19**(3): p. 213-231.

- [57] Groll, M. and S. Khandekar. *State of the art on pulsating heat pipes. in ASME 2004 2nd International Conference on Microchannels and Minichannels. 2004. American Society of Mechanical Engineers.*
- [58] Qu, J., H. Wu, and P. Cheng, *Start-up, heat transfer and flow characteristics of siliconbased micro pulsating heat pipes.* International journal of heat and mass transfer, 2012. **55**(21): p. 6109-6120.
- [59] Charoensawan, P., et al., *Closed loop pulsating heat pipes: Part C: parametric experimental investigations.* Applied Thermal Engineering, 2009. **25**(16): p. 2005-2020.
- [60] Wang, S. and S. Nishio. *Heat transport characteristics in closed loop oscillating heat pipes. in ASME 2005 Summer Heat Transfer Conference collocated with the ASME 2005 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS, and Electronic Systems. 2005. American Society of Mechanical Engineers.*
- [61] Lin, Y.-H., S.-W. Kang, and H.-L. Chen, *Effect of silver nano-fluid on pulsating heat pipe thermal performance.* Applied Thermal Engineering, 2008. **28**(11): p. 1312-1317.
- [62] Jia, H., L. Jia, and Z. Tan, *An experimental investigation on heat transfer performance of nanofluid pulsating heat pipe.* Journal of Thermal Science, 2013. **22**(5): p. 484-490.
- [63] Wang, S., et al., *Experimental study on pulsating heat pipe with functional thermal fluids.* International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**(21): p. 5276-5279.
- [64] Qu, J. and H. Wu, *Thermal performance comparison of oscillating heat pipes with SiO₂/water and Al₂O₃/water nanofluids.* International Journal of Thermal Sciences, 2011. **50**(10): p. 1954-1962.

- [65] Liu, X., Y. Chen, and M. Shi, *Dynamic performance analysis on start-up of closed-loop pulsating heat pipes (CLPHPs)*. International Journal of Thermal Sciences, 2013. **65**: p. 224-233.
- [66] Gu, J., M. Kawaji, and R. Futamata, *Effects of gravity on the performance of pulsating heat pipes*. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2004. **18**(3): p. 370-378.
- [67] Kawaji, M. *Studies of Vibration-Induced Multi-Phase Fluid Phenomena and Pulsating Heat Pipe Performance Under Microgravity*. in *ASME/JSME 2003 4th Joint Fluids Summer Engineering Conference*. 2003. American Society of Mechanical Engineers.
- [68] Hu, C. and L. Jia, *Experimental study on the start up performance of flat plate pulsating heat pipe*. Journal of Thermal Science, 2011. **20**(2): p. 150-154.
- [69] Thongdaeng, S., S. Rittidech, and B. Bubphachot, *Flow patterns and heat-transfer characteristics of a top heat mode closed-loop oscillating heat pipe with check valves (THMCLOHP/CV)*. Journal of Engineering Thermophysics, 2012. **21**(4): p. 235-247.
- [70] Wilson, C., et al., *Visual observation of oscillating heat pipes using neutron radiography*. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2008. **22**(3): p. 366-372.
- [71] Dobson, R.T., *Simulation of the two-phase flow in a thermosyphon using an inclined transparent tube with the lower-end closed and the upper-end open*. Revue générale de thermique, 1998. **37**(11): p. 968-972.
- [72] Dobson, R.T., *Theoretical and experimental modelling of an open oscillatory heat pipe including gravity*. International Journal of Thermal Sciences, 2004. **43**(2): p. 113-119.
- [73] Hosoda, M., S. Nishio, and R. Shirakashi, *Meandering closed-loop heat-transport tube (propagation phenomena of vapor plug)*. 1999, Univ. of Tokyo (JP).

- [74] Shafii, M.B., A. Faghri, and Y. Zhang, *Thermal modeling of unlooped and looped pulsating heat pipes*. Journal of Heat Transfer, 2001. **123**(6): p. 1159-1172.
- [75] Holley, B. and A. Faghri, *Analysis of pulsating heat pipe with capillary wick and varying channel diameter*. International journal of heat and mass transfer, 2005. **48**(13): p. 2635-2651.
- [76] Mameli, M., M. Marengo, and S. Zinna, *Numerical model of a multi-turn closed loop pulsating heat pipe: effects of the local pressure losses due to meanderings*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012. **55**(4): p. 1036-1047.
- [77] Yuan, D., W. Qu, and T. Ma, *Flow and heat transfer of liquid plug and neighboring vapor slugs in a pulsating heat pipe*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010. **53**(7): p. 1260-1268.
- [78] Xu, D., T. Chen, and Y. Xuan, *Thermo-hydrodynamics analysis of vapor–liquid two-phase flow in the flat-plate pulsating heat pipe*. International communications in heat and mass transfer, 2012. **39**(4): p. 504-508.
- [79] Brackbill, J., D.B. Kothe, and C. Zemach, *A continuum method for modeling surface tension*. Journal of computational physics, 1992. **100**(2): p. 335-354.
- [80] Das, S., et al., *Thermally induced two-phase oscillating flow inside a capillary tube*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010. **53**(19): p. 3905-3913.
- [81] H. Akachi, F. Polášek, *Thermal control of IGBT modules in traction drives by pulsating heat pipes*. International Heat Pipe Conference, 1997. **3**: p. 8–12.
- [82] Nandan Saha, P.K. Das, P.K. Sharma, *Influence of process variables on the hydrodynamics and performance of a single loop pulsating heat pipe*, Int. J. Heat Mass Transf, 2014. **74**: p. 238-250.
- [83] Liu, X., Y. Chen, and M. Shi, *Dynamic performance analysis on startup of closed-loop pulsating heat pipes (CLPHPs)*, Int. J. Therm. Sci. 2013. **65**

- [84] W.H. Lee, R.W. Lyczkowski, *The basic character of five two-phase flow model equation sets*, Int. J. Numer. Methods Fluids, 2000. **33**: p. 1075-1098.
- [85] S. Bhusan, S. Ghosh, G. Das, P.K. Das, *Rise of Taylor bubble through narrow rectangular channels*, Chem. Eng. J., 2009. **155**: p. 326–332.
- [86] Taft BS, Williams AD, Drolen BL. *Review of pulsating heat pipe working fluid selection*. J Thermophys Heat Transfer, 2012. **26**(4): p. 651–659.

Abstract

The development of high-efficiency electronic equipment requires high-capacity heat transfer devices. Heat pipes are a good option for this purpose due to their two-phase heat transfer. The background of the researches in this field shows that many experimental studies and analyzes have been done in relation to open and closed heat pipes and oscillating pipes. The results reported by different researchers show relative differences between experimental and theoretical observations. Therefore, in the present study, using numerical and simulation methods (Camsol software) to numerically study the thermal behavior and flow regime of a single-loop oscillating heat pipe for a CLPHP mode. The two-phase current is compared to the other models presented. The results of this study are as follows:

- Different types of flow pattern were observed in the oscillating heat pipe mechanism.
- The start-up time is reduced by reducing the setting angle due to the reduced gravity effect. There was also a slight and sudden change in temperature during start-up.
- The drying state was not observed in any of the installation angles in the research.
- By decreasing the setting angle from 90 ° (vertical) to 30 ° (inclined), the thermal resistance increases.
- The oscillating heat pipe operated in all four positions from the angle of establishment, and in it, a rotating movement was also seen, which changed its direction from time to time.
- The performance of the heat pipe in the 90 mode was better than in other modes of gravity, and the heat transfer in the operator and condenser in the vertical position was optimal.
- By changing from 90 ° to 30 °, the effect of gravity helps the liquid move less and less and reduces the intensity of the liquid.
- For the fluid to move continuously, a minimum of time is required when less than that time no movement is seen inside the oscillating heat pipe.

Keywords: Pulsating heat pipe (PHP), Close loop pulsating heat pipe (CLPHP), Two-phase flow regime, Filling ratio (FR), Thermal resistance



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronic Engineering

A Thesis submitted in partial Fulfillment of the Requirement for

The Degree of master of Science In

Mechanical Engineering

Numerical study of the effect of two phase flow regime on the performance of closed loop pulsating heat pipes

By: Kourosh Bakhshi

Supervisor:

Dr. Ali Abbasnejad

October 2020