



تأثیر تعداد مش و لایه‌ها بر حداکثر ظرفیت انتقال حرارت لوله‌های حرارتی مجهز به فتیله مش توری صفحه‌ای پر شده با آب، متانول یا آمونیاک

علی سیستانی^۱، سیدعبدالرضا گنجعلیخانی^{۲*} و امین نامجو^۳

۱- دانشجوی دکتری، گروه مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، واحد کرمان، دانشگاه آزاد اسلامی، کرمان، ایران. alisistaninia@gmail.com

*۲- استاد، گروه مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر، کرمان، ایران. Ganj110@uk.ac.ir

۳- استاد، گروه مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، واحد کرمان، دانشگاه آزاد اسلامی، کرمان، ایران. Namjoo@iau.ac.ir

دریافت: ۱۴۰۴/۱۲/۱۷، بازنگری: ۱۴۰۵/۲/۲، پذیرش: ۱۴۰۵/۲/۲۸

چکیده

لوله‌های حرارتی به‌عنوان پرکاربردترین ابزارهای مبادله‌گر حرارتی شناخته می‌شوند که قادرند با بیش‌ترین سرعت ممکن، گرما را از سیستم‌های مختلف دفع کنند. این مقاله روشی مبتنی بر شبیه‌سازی مستقیم را برای بررسی انتقال حرارت در طول لوله‌های حرارتی ارائه می‌دهد. اعتبارسنجی انجام شده نشان می‌دهد که این تحلیل از قابلیت اطمینان بالایی برخوردار است. در این پژوهش نظری، به بررسی انتقال حرارت در لوله‌های حرارتی مجهز به فتیله توری مش صفحه‌ای پرداخته شده است. مطالعه حاضر تأثیر تعداد مش و لایه‌های فتیله را بر عملکرد انتقال حرارت با استفاده از سه سیال عامل (آب، آمونیاک و متانول) در محدوده‌های دمایی مختلف بررسی کرده است. نتایج نشان می‌دهد که تعداد مش و لایه‌های فتیله تأثیر قابل توجهی بر عملکرد لوله‌های حرارتی دارد و انتخاب بهینه این پارامترها منجر به دستیابی به فضای بخار مناسب، کاهش تلفات جریان مایع و افزایش ظرفیت انتقال حرارت می‌شود. همچنین، مقایسه عملکرد سیالات عامل نشان داد که ساختار فتیله نه تنها بر ظرفیت انتقال حرارت تأثیرگذار است، بلکه در مقایسه عملکرد لوله‌های حرارتی هنگام استفاده از سیالات عامل مختلف نیز نقش تعیین‌کننده‌ای ایفا می‌کند. این یافته‌ها بر ضرورت توجه هم‌زمان به پارامترهای ساختاری فتیله و دمای بهره‌برداری جهت انتخاب سیال عامل مناسب تأکید دارد.

کلمات کلیدی: لوله حرارتی، انتقال حرارت، فتیله توری مش صفحه‌ای، سیال عامل و شبیه‌سازی

*عهده دار مکاتبات: Ganj110@uk.ac.ir

نحوه استناد به این مقاله علی سیستانی^۱، سیدعبدالرضا گنجعلیخانی^{۲*}، امین نامجو. تأثیر تعداد مش و لایه‌ها بر حداکثر ظرفیت انتقال حرارت لوله‌های حرارتی مجهز به فتیله مش توری صفحه‌ای پر شده با آب، متانول یا آمونیاک. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۵؛ ۱۳ (۱): ۷۱-۹۰.

۱- مقدمه

روش‌های مختلفی برای استخراج گرما از وسایل، ابزار الکترونیکی یا ماشین آلات با استفاده از دستگاه‌های خنک‌کننده مختلف وجود دارد. لوله حرارتی یکی از موثرترین و سریع‌ترین راه‌های حذف گرما از هر وسیله‌ای در بسیاری از کاربردها است [۲ و ۱]. عملکرد هر لوله حرارتی به عوامل مختلفی مانند هندسه لوله حرارتی، جنس لوله حرارتی، سیال عامل و نسبت پر شدن آن، نوع ساختار فتیله و جهت یا شیب لوله حرارتی بستگی دارد. بررسی متون برای اکثر پیکربندی‌ها (مانند اجرای خشک، اجرا مرطوب و بدون ساختار فتیله) نشان داد که در شیب ۶۰ درجه، لوله حرارتی عملکرد بهتری را نشان می‌دهد [۳]. جنس لوله حرارتی و فتیله و همچنین نوع سیال عامل براساس سازگاری و کاربرد آن انتخاب می‌شوند [۴].

مصطفی علی ارسوز به تأثیر سه ماده پرکننده لوله‌های حرارتی (نفت، متانول، اتانول، آب مقطر) بر میزان کارایی این لوله‌ها با هدف صرفه‌جویی مصرف انرژی و اثرات آگزروژی در کالکتورهای خورشیدی در شرایط آب و هوایی شهر یوسک ترکیه پرداخته است. در این تحقیق تجربی محقق بهترین بازدهی را مربوط به متانول و کم‌ترین را برای نفت گزارش کرده است. در یک شرایط یکسان بیش‌ترین هزینه اقتصادی مربوط به آب مقطر بوده که این عامل آب مقطر را از فهرست گزینه مناسب جهت ساخت لوله‌های حرارتی حذف خواهد کرد [۵]. برای انتخاب سیال عامل، سیال‌های عامل با نقطه جوش پایین مانند استون ترجیح داده می‌شوند زیرا آن‌ها زودتر از آب در یک دما یا حرارت ورودی مشخص شروع به تبخیر می‌کنند [۷ و ۶]. با بررسی تأثیر نسبت پرشدن‌های متفاوت مشخص گردید که انتخاب بهینه این نسبت در اوپراتور به افزایش انتقال حرارت کمک می‌کند. استفاده از استون با نسبت پرشدن ۱۰۰٪ در اوپراتور نتایج عملکرد بهتری را از خود نشان داد [۸ و ۹].

مش‌های صفحه‌ای سیمی فلزی به‌طور گسترده در تبرید، صنایع غذایی، جمع‌آوری انرژی خورشیدی، اتلاف گرما، احتراق و سایر کاربردها استفاده شده است [۱۰-۱۱]. لژی‌سکی و همکاران [۱۲] مطالعه‌ای در مورد مدل‌سازی و اندازه‌گیری انتقال گرما و جرم در لوله‌های حرارتی با استفاده از نرم افزار فلوئنت انجام دادند. کمپرس و همکاران [۱۳] اثرات تعداد لایه‌های توری و میزان پرشدگی سیال عامل را در لوله‌های حرارتی با فتیله مش توری صفحه‌ای بررسی کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که لوله‌های با مقدار سیال عامل بسیار کم‌تر، مقاومت حرارتی مؤثر کم‌تری از خود نشان دادند، اما حداکثر نرخ انتقال حرارت به‌طور قابل توجهی کاهش یافت. یک مطالعه تجربی بر روی لوله حرارتی تخت فوق نازک با هسته توری سیمی تک‌لایه از طریق یک مدل آزمایشی بصری انجام شده است. نتایج نشان می‌دهند که هنگامی که محیط کار جوشان در حفره محدود فوق نازک وارد ناحیه جوشش هسته‌ای می‌شود، مقاومت حرارتی در بخش تبخیر کاهش می‌یابد و مقاومت حرارتی در بخش میعان به‌طور جزئی افزایش می‌یابد. این یافته‌ها می‌توانند به درک بهتر عملکرد لوله‌های حرارتی تخت فوق نازک و بهینه‌سازی طراحی آن‌ها برای کاربردهای مختلف کمک کنند [۱۴]. وونگ و لین [۱۵] عملکرد تبخیرکننده لوله‌های حرارتی مجهز به فتیله توری سیمی، شارژشده با آب را تحت شرایط زاویه ترشوندگی سطحی مختلف اندازه‌گیری کردند. زاویه تماس سطحی (θ_0) به‌عنوان معیاری برای کمی‌سازی ترشوندگی سطح، با استفاده از قطره آب ساکن بر روی یک سطح مس صاف اندازه‌گیری شد. نتایج این مطالعه نشان داد که مقاومت تبخیرکننده (Re) برای فتیله توری سیمی عمده‌تاً توسط مقاومت هدایتی مرتبط با بخش غوطه‌ور فتیله تعیین می‌شود.

یک فتیله توری مسی متخلخل شده نوآورانه، که از طریق فرآیندهای بافندگی، رسوبدهی شیمیایی و زینترینگ ساخته شده، برای بهبود عملکرد لوله‌های حرارتی فوق نازک توسعه داده شد. نیروی موینگی ساختارهای فتیله رسوبدهی شده به صورت تجربی و با مقایسه با فتیله‌های توری معمولی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آزمایش‌ها نشان می‌دهد که نیروی موینگی ساختارهای فتیله جدید در مقایسه با فتیله‌های معمولی بیش‌تر است و همچنین سرعت صعود و ارتفاع موینگی با افزایش زمان رسوبدهی از ۵ تا ۲۰ دقیقه، افزایش می‌یابد [۱۶]. توسط سالمون و همکاران یک مدل عددی دوبعدی و گذرا توسعه داده شده است تا هسته بخار، دمای دیواره، فشار بخار، سرعت مایع و سرعت مایع را در لوله حرارتی با فتیله‌ی مش توری صفحه‌ای پیش بینی کند. معادلات جرم، مومنتوم و انرژی برای مناطق مایع و بخار به صورت عددی حل شده‌اند. تأثیر نانو سیال مس-آب بر عملکرد انتقال حرارت لوله حرارتی با استفاده از مدل توسعه‌یافته مطالعه شده و با عملکرد لوله حرارتی حاوی آب دی یونیزه مقایسه شده است. جالب توجه

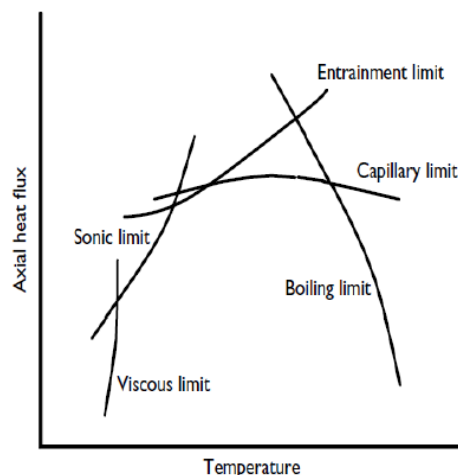
است که سرعت مایع و بخار در لوله حرارتی پر شده با نانو سیال مس-آب، در مقایسه با لوله حرارتی حاوی آب دی‌یونیزه، در شرایط عملیاتی یکسان، ۲۰ درصد بیش‌تر است [۱۷]. بررسی نظری ویژگی‌های حرارتی لوله‌های حرارتی تخت-میکرو (FMHPS) با چندین منبع و چاه حرارتی می‌پردازد. راه حل‌های تحلیلی برای توزیع فشار و دما در FMHPS براساس افت فشار مایع اصلاح شده، به دست آمده‌اند. از این راه حل‌ها برای شناسایی پارامترهای کلیدی مهندسی مربوط به فتیل‌ه توری با طول میکرومتری استفاده شده است که بر نرخ انتقال حرارت حداکثری FMHPS با چندین منبع و چاه حرارتی تأثیر می‌گذارند. اثرات این پارامترهای کلیدی مهندسی بر نرخ انتقال حرارت حداکثری FMHPS بررسی شده است [۱۸]. هو و همکاران [۱۹] با در نظر گرفتن تنها هدایت حرارتی لایه‌های توری سیمی اشباع شده از سیال، هدایت حرارتی مؤثر توری‌های سیمی را در وضعیت راکد مورد مطالعه قرار دادند. به منظور بهبود عملکرد حرارتی لوله‌های حرارتی، استفاده از ترکیب‌های مختلف لوله‌های حرارتی و نانو سیال به‌طور گسترده مشاهده شده است. هدف پوترا و همکاران از پژوهش انجام شده، تعیین غلظت‌ها و انواع نانو سیال است که می‌توانند عملکرد حرارتی لوله‌های حرارتی با فتیل‌ه مش توری صفحه‌ای را به بهترین شکل بهبود بخشند و همچنین بررسی اثر پوشش‌های ایجادشده بر ساختار این فتیل‌ه پس از استفاده از نانو سیال به‌عنوان سیال عامل. لوله حرارتی با فتیل‌ه توری که بهترین عملکرد را داشت، لوله‌ای بود که از نانو سیال آب Al_2O_3 با غلظت ۵٪ حجمی استفاده کرده بود. عملکرد حرارتی بالاتر، نانو سیال را به‌عنوان سیال عامل جذاب در لوله‌های حرارتی با فتیل‌ه مش توری صفحه‌ای معرفی می‌کند [۲۰].

هشت ساختار توری مارپیچ بافته شده مختلف (SWM) توسط ژو و همکاران [۲۱] طراحی شدند تا تأثیر روش بافت SWM بر عملکرد انتقال حرارت در لوله‌های حرارتی بسیار نازک (UTHPS) بررسی شود. عملکرد حرارتی UTHPS با ساختارهای مختلف فتیل‌ه‌ای به صورت تجربی بررسی شد. نتایج نشان داد که تعداد و توزیع سیم‌های مسی با قطرهای مختلف در هر رشته از HSWM، اندازه منافذ و حجم کل منافذ داخل فتیل‌ه را تعیین می‌کند. چیدمان متناوب سیم‌های مسی با قطرهای مختلف در HSWM به تشکیل منافذ چند اندازه‌ای بیش‌تر در فتیل‌ه کمک می‌کند و در نتیجه عملکرد هیدرولیکی جامع آن را بهبود می‌بخشد. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از فتیل‌ه‌های HSWM مناسب می‌تواند عملکرد انتقال حرارت در UTHPS را به‌طور قابل توجهی بهبود بخشد. توسط کومارسان و همکاران یک مطالعه تجربی به‌منظور مقایسه بهبود عملکرد حرارتی لوله‌های حرارتی با فتیل‌ه‌های سینترشده و توری شده با تغییر سیال کاری، زاویه شیب و ورودی حرارتی انجام شده است. مشخصات هندسی مشابهی برای هر دو نوع لوله حرارتی انتخاب و ثابت نگه داشته شد. این مطالعه بر تغییرات توزیع دمای سطحی، مقاومت حرارتی و رسانایی حرارتی مؤثر لوله‌های حرارتی متمرکز است. نتایج نشان از تأثیر منحصربه‌فرد فتیل‌ه سینترشده در لوله‌های حرارتی دارد و نه تنها مقاومت حرارتی را کاهش می‌دهد، بلکه ظرفیت انتقال حرارت را تا ۲۰ وات در مقایسه با فتیل‌ه توری شده افزایش می‌دهد [۲۲]. مکانیسم‌های انتقال حرارت در بخش‌های کندانسور و اواپراتور یک لوله حرارتی مس-آب با فتیل‌ه‌ای متشکل از ۳ لایه توری مش بافته، به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفت. مقاومت‌های حرارتی جداگانه کندانسور و اواپراتور با استفاده از ترموکوپل‌های نصب شده بر روی دیواره خارجی و درون هسته لوله حرارتی اندازه‌گیری شد. مشخص شد که انتقال حرارت در بخش کندانسور تنها از طریق هدایت حرارتی صورت می‌گیرد. با این حال، در بخش اواپراتور، انتقال حرارت می‌تواند به‌صورت هدایت یا جوشش اتفاق بیفتد. یک مدل ترکیبی انتقال حرارت برای لوله حرارتی پیشنهاد شده است که هر دو مکانیسم هدایت و جوشش را در اواپراتور در نظر می‌گیرد [۲۳]. از مطالعات فوق مشخص است که هنوز دامنه زیادی برای ارتقای عملکرد لوله‌های حرارتی مش صفحه‌ای از طریق بررسی اثرات تغییرات پارامترهای ساختاری بر قابلیت انتقال حرارت وجود دارد. اگرچه ساختارهای متنوعی از فتیل‌ه‌ها وجود دارد، در این پژوهش فتیل‌ه مش صفحه‌ای به‌عنوان نمونه مطالعاتی انتخاب شده است. این انتخاب به دلیل سهولت طراحی و ساخت لوله گرمایی با استفاده از مش صفحه‌ای در قیاس با پودر متخلخل و ساختارهای شیاردار صورت گرفته است. مطالعات نشان می‌دهد که ابعاد مش به اندازه جنس فتیل‌ه بر عملکرد لوله گرمایی تأثیر دارد. همچنین، تعداد لایه‌های فتیل‌ه با تأثیر بر مقاومت حرارتی و ضریب انتقال حرارت، از پارامترهای کلیدی در طراحی لوله‌های گرمایی محسوب می‌شود. این پژوهش با هدف پر کردن شکاف موجود در ادبیات علمی، به بررسی تأثیر پارامترهای ساختاری شامل تعداد مش و لایه‌های فتیل‌ه بر حداکثر ظرفیت انتقال حرارت لوله‌های گرمایی افقی در

محدوده‌های دمایی مختلف می‌پردازد. در این مطالعه، از سه سیال عامل متفاوت برای ارزیابی جامع عملکرد لوله‌های گرمایی استفاده شده است. جنبه کلیدی در دستیابی به این هدف این است که اطمینان حاصل شود که در بهینه سازی، نقش دو عامل مهم، ساختار فتیله و دمای عملیاتی در عملکرد لوله گرما به طور هم‌زمان در نظر گرفته شود. همچنین با توجه به این که انتخاب سیال عامل به رنج دمایی بهره‌برداری بستگی دارد و معمولاً جهت یک رنج دمایی سیالات مختلفی پیشنهاد شده است، در این پژوهش درک تأثیر ساختار فتیله در تعیین مناسب‌ترین سیال عامل مورد توجه قرار می‌گیرد. با استفاده از یک مدل تحلیلی یک‌بعدی برای لوله‌های حرارتی و به‌کارگیری یک کد کامپیوتری که با استفاده از برنامه متلب تهیه گردیده، تأثیر پارامترهای مختلف بر ظرفیت انتقال حرارت لوله‌های حرارتی مورد بررسی قرار می‌گیرد و از این ابزارهای عددی برای بهینه سازی اندازه ساختار فتیله و مشخص کردن خصوصیات لوله‌های حرارتی استفاده می‌شود.

۲- مدل ریاضی

ظرفیت انتقال حرارت لوله‌های حرارتی مطابق شکل (۱) تحت تأثیر محدودیت‌های متعددی قرار می‌گیرد و در دماهای کاری متفاوت، محدوده‌های مختلف غالب می‌شوند. همان‌طور که از شکل مشخص است در دماهای کارکرد پایین، محدودیت ویسکوزیته و صوتی حاکم است، با افزایش دما محدودیت به‌دنبال کشیدن وارد صحنه می‌شود و با ادامه افزایش دما، محدودیت مویینگی و جوش اهمیت پیدا می‌کنند.



شکل ۱- محدودیت‌های انتقال حرارت در لوله حرارتی [۲۴].

نقاط گذرا بین شرایط محدود کننده بستگی به‌نوع سیال و ساختار فتیله مورد استفاده دارد [۲۵]. پس خواص ترموفیزیکی سیال عامل فاکتورهای اصلی عملکرد لوله حرارتی هستند. شعاع مویینگی مؤثر، تخلخل و خاصیت نفوذپذیری برای ساختار فتیله مهم هستند. اگر از لوله در یک موقعیت افقی بهره‌برداری گردد گرانش هیچ تأثیری در عملکرد ندارد. در این مطالعه، یک مدل تحلیلی یک‌بعدی برای لوله‌های حرارتی ارائه شده و یک کد کامپیوتری با استفاده از برنامه متلب تهیه گردیده است تا تأثیر پارامترهای مختلف بر ظرفیت انتقال حرارت لوله‌های حرارتی مورد بررسی قرار گیرد. این کد از یک روال اصلی که شامل زیر روال برای همه شرایط محدود کننده است، تشکیل شده است. هنگامی که روال اصلی به‌منظور محاسبه محدودیت‌های انتقال حرارت در برنامه فراخوان می‌شود، شروع به اجرا کردن زیر روال‌ها می‌کند. خصوصیات سیال مورد استفاده مانند خواص ترموفیزیکی، خصوصیات ساختار فتیله توسط روال فرعی محاسبه می‌شود. بنابراین تخلخل فتیله، نفوذپذیری و... در داخل برنامه محاسبه می‌شود و ورودی برای به‌دست آوردن محدودیت‌های بهره‌برداری شکل می‌گیرد. به‌منظور انجام تمام این محاسبات برنامه به اطلاعاتی به‌عنوان ورودی نیاز دارد. تمام این محاسبات با استفاده از فرمول‌ها و روابط ارائه شده مربوط به محدودیت‌های لوله‌های حرارتی و خصوصیات ساختار فتیله انجام می‌شود. همبستگی‌های لازم در زیرروال و بین روال فرعی و اصلی اتفاق می‌افتد.

حداکثر میزان انتقال حرارت براساس محدودیت حاکم و تأثیرگذار بر ظرفیت انتقال حرارت لوله حرارتی به عنوان خروجی برنامه حاصل می شود. علاوه بر این، نتایج کلیه محدودیت ها شامل داده های موینگی، جوشش، ویسکوزیته، صوتی و حد به دنبال کشیدن نگهداری می شود. در ادامه به محدودیت های لوله های حرارتی، خصوصیات ساختار فتیل و مدل های تحلیلی جهت محاسبه آن ها پرداخته می شود. معادلات و روابط مورد استفاده از پژوهش های زوهوری [۲۶] و کوتز [۲۷] اقتباس شده اند.

۲-۱ حد موینگی

جریان بخار و آب داخل لوله حرارتی به ترتیب بوسیله اختلاف فشار ناشی از تبخیر و به وسیله فشار مکش مویرگی شکل می گیرد. جریان بخار و آب در طول فرایند خود مقداری فشار از دست می دهند. برای این که لوله حرارتی عملکرد درستی داشته باشد، فشار مکش موینگی خالص بین ناحیه اواپراتور و کندانسور بایستی بزرگتر از این فشار از دست رفته باشد. در غیر این صورت جریان ناکافی مایع به ناحیه اواپراتور باعث خشکی کامل در اواپراتور خواهد شد. با استفاده از فرضیات زیر حد موینگی بوسیله فرمول زیر بدست می آید:

• الف) برای فاز بخار تأثیرات اینرسی مورد توجه قرار نمی گیرند.

• ب) تلفات انتقال فاز بخار نادیده گرفته شده اند.

• ج) جریان بخار یک بعدی و در جهت محوری فرض شده است.

• د) با فرض خیس شوندگی کامل [۲۸]، $\theta = 0^\circ$.

$$Q_c = \frac{\frac{2\sigma}{r_{ce}} - \rho_l \cdot g(d_v \cdot \cos \psi + L_{eff} \cdot \sin \psi)}{\left(\frac{C \cdot f_v \cdot Re_v \cdot \mu_v}{2 \cdot r_{hv}^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} + \frac{\mu_l}{K \cdot A_w \cdot \lambda \cdot \rho_l} \right) \cdot L_{eff}} \quad (1)$$

با بررسی معادله فوق بدیهی است که خواص سیال عامل و ساختار فتیل عوامل اصلی مؤثر در حد موینگی یک لوله حرارتی هستند. در انتخاب نوع سیال عامل و ساختار فتیل به منظور داشتن ظرفیت مطلوب انتقال حرارت برای حد مویرگی باید توجه شود. محدودیت موینگی بر روی تمامی بخش های یک لوله حرارتی تأثیرگذار است.

۲-۲ محدودیت ویسکوزیته

هنگامی که نیروهای ویسکوز بر جریان بخار غالب شوند، فشار بخار در انتهای چگالنده ممکن است به صفر کاهش یابد. در این شرایط، توانایی انتقال حرارت لوله حرارتی ممکن است محدود شود. این محدودیت که به عنوان حد فشار بخار نیز شناخته می شود، معمولاً در لوله های حرارتی که در دماهای پایین تر از محدوده عملیاتی معمول خود کار می کنند، رخ می دهد.

$$Q_v = \frac{A_w \cdot r_v^2 \cdot \lambda \cdot \rho_v \cdot P_v}{16 \cdot \mu_v \cdot L_{eff}} \quad (2)$$

محدودیت ویسکوزیته بر روی تمامی بخش های یک لوله حرارتی تأثیرگذار است. زیرا بستگی به اختلاف فشار بخار بین بخش های اواپراتور و کندانسور دارد.

۲-۳ محدودیت به دنبال کشیدن

هنگامی که سرعت بخار درون لوله حرارتی به اندازه کافی زیاد باشد، نیروی برشی موجود در فصل مشترک مایع-بخار ممکن است باعث جدا شدن مایع از سطح فتیل و انتقال آن به جریان بخار شود. این پدیده بازگشت مایع چگالیده شده به بخش تبخیر را کاهش داده و توانایی انتقال حرارت لوله حرارتی را محدود می کند.

$$Q_e = A_v \cdot \lambda \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \rho_v}{2 \cdot r_{hv}} \right)^{1/2} \quad (3)$$

وقتی معادله حد اینتریمنت مورد بررسی قرار گیرد، واضح است که با افزایش کشش سطحی سیال، محدودیت افزایش می‌یابد. محدودیت به‌دنبال کشیدن بر روی تمامی بخش آدیاباتیک یک لوله حرارتی تأثیرگذار است، جایی که جریان مایع و بخار هم‌زمان اتفاق می‌افتد.

۲-۴ حد صوتی

حد صوتی وقتی اتفاق می‌افتد که سرعت جریان بخار به سرعت جریان صوت در خروجی اواپراتور نزدیک می‌شود. با افزایش سرعت بخار در خروجی اواپراتور، جریان به شرایط جریان خفه شده می‌رسد و جریان جرمی بخار با جریان جرمی بحرانی در شرایط جریان خفه محدود می‌شود. بنابراین ظرفیت انتقال حرارت محدود می‌شود و مقادیر حرارتی بالاتر نمی‌تواند منتقل شود. فرمول ریاضی حد سونیک یافت شده به شرح زیر می‌باشد:

$$Q_s = A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda \cdot \left(\frac{\gamma_v \cdot R_g \cdot T_v}{2(\gamma_v + 1)} \right)^{1/2} \quad (۴)$$

فرضیات به‌کار رفته برای اعتبار معادله فوق به شرح زیر می‌باشند:

- جریان یک بعدی فرض شده است.
 - از تأثیرات اصطکاک صرف نظر می‌شود.
 - فرض بر این است که اثرات اینرسی غالب است.
 - جریان بخار به عنوان جریان گاز ایده‌آل فرض می‌شود.
- با استفاده از مفروضات اشاره شده، معادله فوق از معادلات بقاء انرژی و مومنتم منتج شده است.

۲-۵ حد جوشش

این محدودیت در اثر تشکیل حباب در ساختار فتیله در بخش اواپراتور ایجاد می‌شود که تا حدی بازگشت مایع را مسدود کرده و می‌تواند منجر به خشک شدن فتیله در اواپراتور شود. اگر شار حرارتی شعاعی یا دمای دیواره لوله به‌طور غیرمجاز افزایش یابد، جوشش سیال عامل و تشکیل حباب درون فتیله به‌وجود می‌آید و به محدودیت جوشش منجر می‌شود. عبارت مربوط به حداکثر ظرفیت انتقال حرارت برای محدوده جوشش به‌شرح زیر است:

$$Q_b = \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot L_e \cdot K_{eff} \cdot T_v}{\lambda \cdot \rho_v \cdot \ln(r_i/r_v)} \right) \left(\frac{2\sigma}{r_n} - \Delta P_{c,m} \right) \quad (۵)$$

با بررسی معادله فوق می‌توان دریافت که بیش‌ترین وابستگی مربوط به خصوصیات سیال است. یکی از این پنج محدودیت بسته به خصوصیات سیال، دمای کارکرد و خصوصیات ساختار فتیله ظرفیت انتقال حرارت لوله حرارتی را تعیین می‌کند و حاکم می‌باشد. کم‌ترین مقدار در بین تمام محدودیت‌ها حداکثر ظرفیت انتقال حرارت لوله حرارتی است. خصوصیات ساختار فتیله مش توری صفحه‌ای که در داخل برنامه محاسبه می‌شود عبارتند از:

- تخلخل:

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi \cdot S \cdot N \cdot d_w}{4} \quad (۶)$$

- نفوذپذیری:

$$K = \frac{d_w^2 \cdot \epsilon^3}{122(1 - \epsilon)^2} \quad (۷)$$

- قابلیت انتقال گرما:

برای محاسبه حد انتقال حرارت جوشش به هدایت حرارتی مؤثر (k_{eff}) مایع اشباع نیاز داریم.

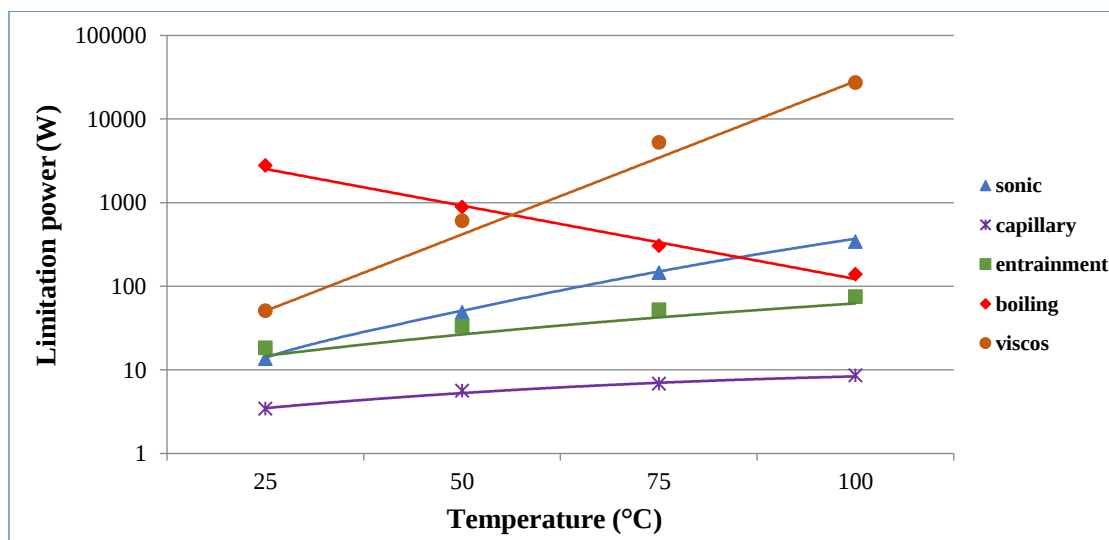
$$k_{eff} = k_l \cdot \frac{[(k_l + k_w) - ((1 - \varepsilon) \cdot (k_l - k_w))]}{[(k_l + k_w) + ((1 - \varepsilon) \cdot (k_l - k_w))]} \quad (8)$$

• شعاع موینگی موثر:

$$r_{ce} = \frac{1}{2N} \quad (9)$$

۳- اعتبار سنجی شبیه سازی لوله حرارتی

برای اعتبارسنجی مدل تحلیلی ارایه شده و کد متلب تهیه شده، از داده‌های سایر پژوهشگران استفاده و نتایج آن‌ها با محاسبات جدید سنجیده شد. کتاب پترسون (۱۹۹۴) جزئیات مفیدی در مورد لوله‌های حرارتی با توری سیمی ارائه می‌دهد که از آن‌ها برای محاسبه حداکثر ظرفیت انتقال حرارت استفاده شد [۲۹]. شکل (۲) پیش‌بینی‌های مدل را با داده‌های استخراج شده از مرجع [۲۹] برای یک لوله حرارتی آب-مس با ۳/۲ میلی‌متر، طول کلی ۲۵/۴ میلی‌متر، طول بخش تبخیرکننده ۱۱/۸۱ میلی‌متر، طول بخش کندانسور ۹/۳۹ میلی‌متر، ضخامت لوله ۰/۹ میلی‌متر، فتیله توری صفحه‌ای (۳۲۵ مش و ۱ لایه) و قرارگیری افقی مقایسه می‌کند.



شکل ۲- مقایسه نتایج حاصل از کد مطلب با نتایج ارایه شده توسط پترسون.

چنانچه مشاهده می‌گردد اختلاف جزئی بین دستاوردهای کار انجام شده و مدل پیشگویی ارایه‌شده وجود دارد. مشاهدات حاکی از آن است که نتایج گرایش خوبی در هر پنج محدودیت به یکدیگر دارند، اگرچه محدودیت‌هایی وجود دارد که تفاوت‌هایی در کمیت آن‌ها وجود دارد. علاوه بر این، مقادیر محدودیت موینگی نزدیک به هم می‌باشند. این مهم است زیرا محدودیت مویرگی به‌طور کلی معمولاً به‌عنوان حداکثر ظرفیت انتقال حرارت بیان می‌گردد، به جز در دماهای بالا که در شکل زیر نیز همین موضوع قابل مشاهده می‌باشد. لازم به‌ذکر است که محدودیت جوشش در دماهای بالا معمولاً محدودیت غالب است که باز هم اختلاف در این محدودیت نیز جزئی می‌باشد. حدس زده می‌شود که اختلاف جزئی در مواردی هم که وجود دارد ممکن است از خصوصیات وابسته به دمای مایعات در حال کار باشد. نتیجتاً از پنج محدودیت لوله حرارتی که اندازه‌ها توسط محقق داده شده و مورد مقایسه قرار گرفتند مطابقت خوبی بین داده‌ها وجود دارد که به‌طور کلی مدل ارایه شده قابل اعتماد نشان داده می‌شود.

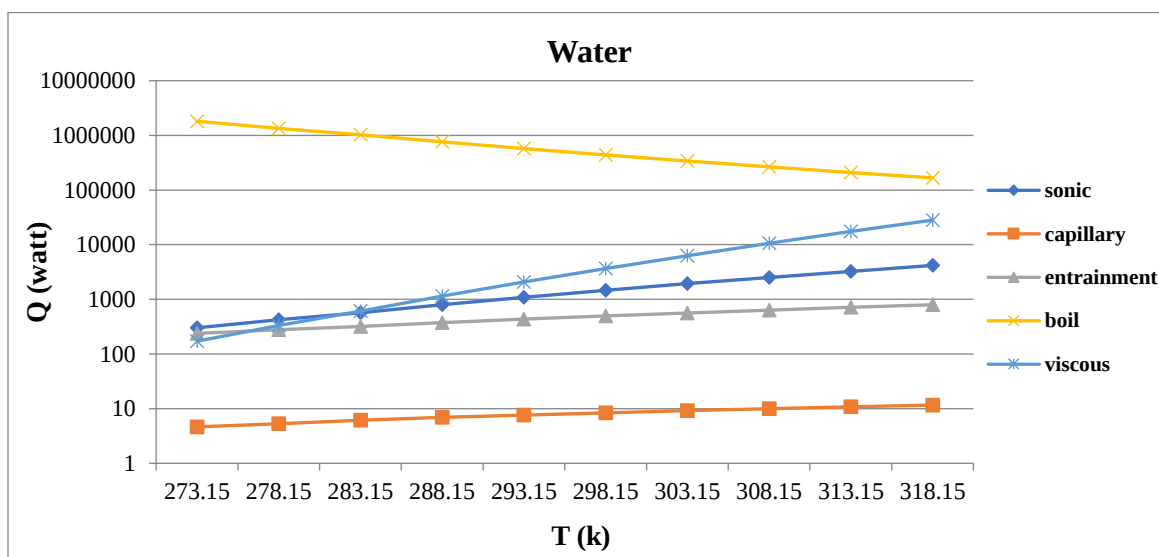
۴- نتایج و بحث

ابعاد فیزیکی و دمای بهره‌برداری لوله حرارتی استوانه‌های در نظر گرفته شده برای تحلیل عددی حاضر در جدول (۱) نشان داده شده است.

جدول ۱- مشخصات لوله حرارتی به کار برده شده و محدوده دمایی بهره‌برداری

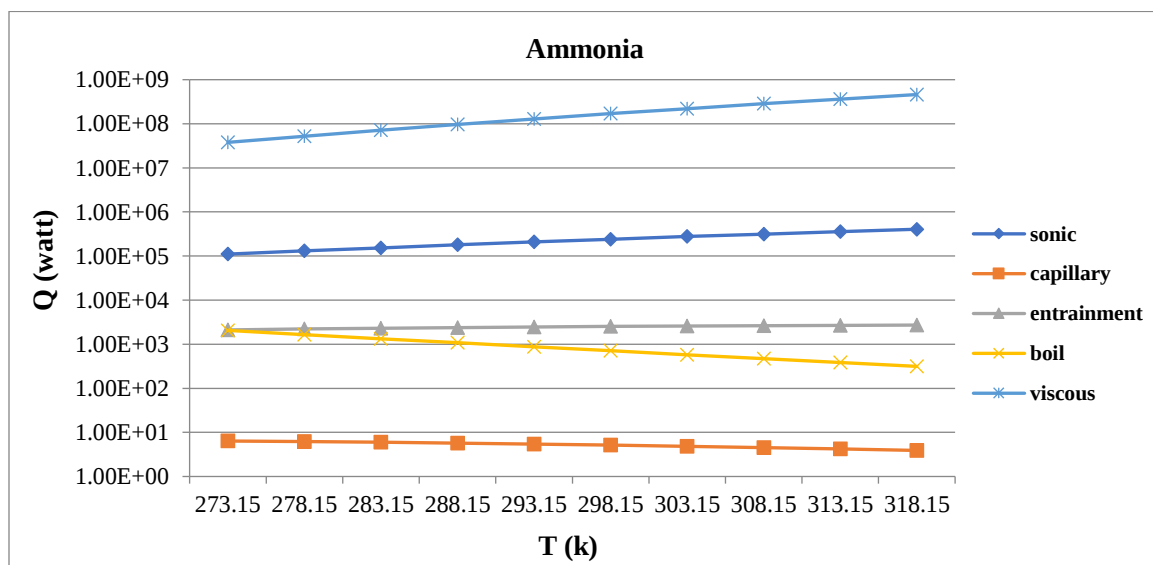
پارامتر	مقدار
قطر لوله	۰/۰۱۶ متر
طول لوله	۳/۶۲۶ متر
طول اواپراتور	۱/۷۸۸ متر
طول کندانسور	۱/۷۸۸ متر
طول آدیاباتیک	۰/۰۵ متر
ضخامت دیواره	۰/۰۰۰۸۹ متر
دمای بهره‌برداری	۰-۴۵ درجه سانتیگراد

سه سیال عامل آب، آمونیاک و متانول با توجه به رنج دمایی بهره‌برداری انتخاب شدند. جنس لوله حرارتی متناسب با سیالات عامل مس یا نیکل یا آلومینیوم یا فولاد زنگ نزن می‌باشد [۳۰]. با توجه به مطالعات و بررسی‌های انجام شده سه جنس مس، آلومینیوم و فولاد زنگ نزن کاربرد بسیار بیش‌تری داشته‌اند و در این تحقیق مورد استفاده قرار می‌گیرند. متأسفانه از فولاد زنگ‌نزن نمی‌توان به‌عنوان جنس پوسته لوله حرارتی با سیال عامل آب در مواردی که در آن عمر طولانی انتظار است به‌دلیل مشکلات تولید گاز استفاده کرد، اما برای بسیاری از مایعات دیگر کاملاً قابل قبول است. از طرف دیگر آلومینیوم به‌عنوان جنس لوله حرارتی در بازار کم‌تر رایج است اما به‌دلیل مزایای بارز وزن، در کاربردهای هوافضا بسیار مورد توجه قرار گرفته است. با توجه به آن‌چه بیان شد در تجزیه و تحلیل این تحقیق از دو جنس مس و استیل از ماده‌های مختلف لوله حرارتی معرفی شده به‌صورت لوله‌های آب-مس، آمونیاک - استیل و متانول - استیل استفاده می‌شود. لوله‌های حرارتی مورد استفاده در آنالیزها به جز سیال عامل و جنس لوله دارای خصوصیات مشابه هستند. با استفاده از این دامنه دمایی و خصوصیات مشخص شده لوله حرارتی، تجزیه و تحلیل برای سه سیال عامل انجام می‌شود. فرض بر این است که طول مقاطع تبخیر کننده و کندانسور، سطوح کافی در بخش‌های تبخیر کننده و کندانسور برای انتقال حرارت فراهم می‌کند. نتایج اولین تجزیه و تحلیل برای آب را می‌توان در شکل (۳) مشاهده کرد.



شکل ۳- نتیجه محاسبات با استفاده از ۱۰۰ مش بر اینچ وایر صفحه‌ای در ساختار فنیله سه لایه جهت آب.

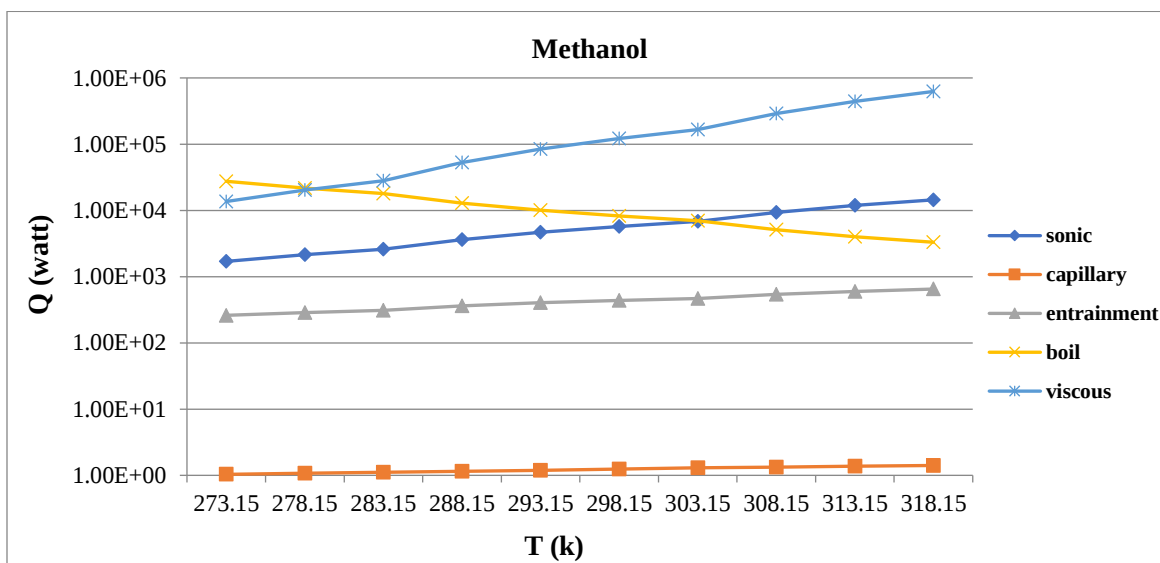
لوله حرارتی مورد استفاده، آب-مس با مش‌های صفحه‌ای سیمی از جنس مس به‌عنوان ساختار فتيله می‌باشد. لوله حرارتی دارای سه قسمت شامل اواپراتور، آدیباتیک و کندانسور است. طول آدیباتیک ۰/۰۵ و دو قسمت دیگر ۱/۷۸۸ متر است. قطر لوله ۰/۰۱۶ متر با ضخامت دیوار ۰/۰۰۸۹ متر است. ساختار فتيله از سه لایه مش صفحه‌ای ۱۰۰ مش/اینچ تشکیل شده است. با این پیکربندی مشاهده می‌شود که مقدار انتقال حرارت برای حد موینگی از مقادیر انتقال حرارت محدودیت‌های دیگر کمتر است و محدودیت موینگی تعیین کننده ظرفیت انتقال حرارت لوله حرارتی می‌شود. با افزایش دما ظرفیت انتقال حرارت برای تمامی محدودیت‌ها به جز حد جوشش افزایش می‌یابد. نتایج، رفتار کلی محدودیت‌های لوله حرارتی را نشان می‌دهد. حد ویسکوز برای دماهای پایین مهم است. در دماهای پایین فشار بخار کمتر و کمتر می‌شود. این امر باعث می‌شود اختلاف فشار بخار بین اواپراتور و نواحی کندانسور لوله حرارتی کمتر شود. در نتیجه نیروهای ویسکوزیته در نواحی بخار بزرگتر از اختلاف فشار بخار می‌شوند و اختلاف فشار نمی‌تواند برای تولید جریان بخار از طریق لوله حرارتی کافی باشد. بنابراین انتظار می‌رود که حد ویسکوز در دماهای پایین موثر باشد. برای حد اینتریمنت، با افزایش دما ویسکوزیته مایع کاهش می‌یابد. در نتیجه نیروهای ویسکوزیته بین مایع و بخار در تبادل مایع - بخار کاهش می‌یابد و باعث افزایش حد اینتریمنت لوله حرارتی می‌شود. در صورت بررسی فرمول حد اینتریمنت گرچه گرمای نهان تبخیر و کشش سطحی آب با افزایش دما کاهش می‌یابد، افزایش دانسیته بخار منجر به افزایش ظرفیت انتقال حرارت برای محدودیت اینتریمنت می‌شود. حد صوتی به دما، دانسیته بخار و فشار بخار بستگی دارد. بنابراین با افزایش دما، چگالی بخار و فشار بخار افزایش می‌یابد. در نتیجه جریان از شرایط جریانی مسدود شده فاصله بیش‌تری می‌گیرد. همان‌طور که از نمودار مشخص است با افزایش دما ظرفیت انتقال حرارت حد جوشش کاهش می‌یابد. این انتظار نیز می‌رود زیرا با توجه به فروپاشی تئوری حباب، فشار بخار و کشش سطحی سیال عامل فاکتورهایی هستند که اختلاف فشار در سطح تبادل مایع - بخار را تشکیل می‌دهند و این اختلاف فشار و دما از عوامل اصلی تشکیل حباب هستند. با افزایش دما فشار بخار افزایش یافته و کشش سطحی کاهش می‌یابد و در نتیجه اختلاف فشار کاهش می‌یابد. بنابراین با افزایش دما کاهش در حد جوشش رخ می‌دهد. نتایج تجزیه و تحلیل آمونیاک در شکل (۴) نشان داده شده است.



شکل ۴- نتیجه محاسبات با استفاده از ۱۰۰ مش بر اینچ وایر صفحه‌ای در ساختار فتيله سه لایه جهت آمونیاک.

رفتارهای مربوط به محدودیت‌های آمونیاک تقریباً مشابه لوله حرارتی آب است. با افزایش دما تمام محدوده‌ها به جز حد موینگی و جوشش روند افزایشی را نشان می‌دهد. مشابه آب برای آمونیاک حد حاکم موینگی است، حتی برای دماهای پایین‌تر و این به

دلیل فشارهای بالای بخار آمونیاک است. اگرچه مقادیر حد جوشش در دماهای بالاتر رو به کاهش است، اما حد مویینگی حاکم بر ظرفیت لوله است. تجزیه و تحلیل نهایی برای متانول انجام می‌شود. نتایج تجزیه و تحلیل متانول در شکل (۵) نشان داده شده است.



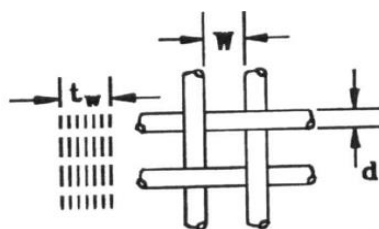
شکل ۵- نتیجه محاسبات با استفاده از ۱۰۰ مش بر اینچ وایر صفحه‌ای در ساختار فتیله سه لایه جهت متانول.

همان‌طور که در شکل (۵) دیده می‌شود، رفتار متانول مانند مایعات دیگر است. با افزایش دما، حد ویسکوزیته، صوتی، مویینگی و اینتریمنت افزایش می‌یابد. افزایش دما باعث کاهش حد جوشش می‌شود. حد مویینگی محدودیت غالب برای رنج دمایی مورد محاسبه می‌باشد. در ادامه عملکرد سه لوله حرارتی درباره مینیمم و ماکزیمم دمای بهره‌برداری با سیال عامل‌های مختلف مقایسه شده و در جدول (۲) جدول بندی شده است.

جدول ۲- مقایسه عملکرد سه سیال عامل

سه لایه با تعداد ۱۰۰ مش بر اینچ				خصوصیات فتیله
محدودیت غالب	متانول	آمونیاک	آب	سیال عامل
مویینگی	۱/۴۰۹۲	۶/۳۷۴۷	۱۱/۶۳۹۴	ماکزیمم ظرفیت انتقال حرارت (W)
	۳۱۸/۱۵ & ۴۷/۵	۲۷۳/۱۵ & ۴۲۹/۴۴	۳۱۸/۱۵ & ۹/۵۹	دما (k) و فشار بخار اشباع (kpa)
مویینگی	۱/۰۳۵۲	۳/۹۰۱	۴/۶۵۰۸	مینیمم ظرفیت انتقال حرارت (W)
	۲۷۳/۱۵ & ۷	۳۱۸/۱۵ & ۱۷۸۱/۸۷	۲۷۳/۱۵ & ۰/۶۱۱	دما (k) و فشار بخار اشباع (kpa)
مویینگی	۱/۱۰۸۴	۵/۹۸۲۴	۵/۹۷۹۱	ماکزیمم ظرفیت انتقال حرارت (W) در دمای ۲۸۲/۴ کلوین

اگر عملکرد سه سیال عامل مختلف نشان داده شده در جدول فوق بررسی شود مشاهده می‌شود که آب عملکرد بهتری را برای دامنه دمایی ۲۸۲/۴ تا ۳۱۸/۱۵ درجه کلون یعنی دماهای بالاتر دارد. هر چند در دماهای پایین‌تر آمونیاک عملکرد بهتری را نشان می‌دهد. لوله متانول در مقایسه با دو لوله دیگر عملکرد پایین‌تری دارد. یکی از پارامترهای مهمی که تأثیر شایانی بر عملکرد لوله حرارتی دارد تعداد مش‌های استفاده شده در ساختار فتيله است. ساختار فتيله اختلاف فشار مویینگی را ایجاد می‌کند که نیروی محرکه جریان مایع- بخار بین بخش‌های اواپراتور و کندانسور است. تعداد لایه‌ها پارامتر دیگری است که بر عملکرد یک لوله حرارتی تأثیر می‌گذارد. برای دیدن اثر تعداد لایه تجزیه و تحلیل‌ها انجام و نتایج ارائه می‌شود. بنابراین در ادامه برای هر سه سیال عامل ابتدا اثر تعداد مش و سپس تعداد لایه‌ها بر روی ظرفیت لوله حرارتی بررسی می‌شود. ترکیبات مختلف پارامترها می‌تواند بر راندمان لوله حرارتی تأثیرگذار باشد. اما به‌منظور دیدن تأثیرات فردی این فاکتورها، دیگر پارامترهای انتخاب شده ثابت نگه داشته می‌شوند. ساختار فتيله مش صفحه‌ای سیمی در شکل (۶) نشان داده شده است.



شکل ۶- ساختار فتيله مش صفحه‌ای سیمی

با کاهش تعداد مش‌ها، فاصله سیم‌ها (w) و قطر سیم (d) افزایش می‌یابد. در نتیجه با افزایش فاصله تلفات اصطکاکی در فاز مایع و فشار پمپاژ مویینگی کاهش می‌یابد. با توجه به مطالب فوق و دانش موجود در فتيله‌های مش پیچیده شده، d_{sw} و N مقادیر گسسته‌ای هستند که به یکدیگر مربوط می‌شوند. اطلاعات جدول (۳) توسط یک تولید کننده لوله حرارتی ارائه شده است:

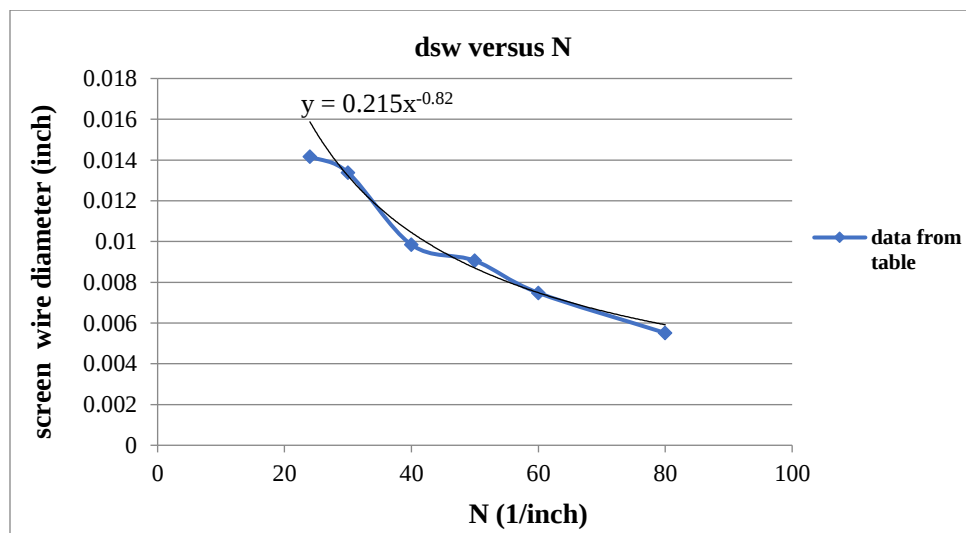
جدول ۳- مقادیر گسسته برای تعداد مش در اینچ و قطر سیم مش برای فتيله مش پیچیده شده

N (1/inch)	d_{sw} (m)
۲۴	۰/۰۰۰۳۶
۳۰	۰/۰۰۰۳۴
۴۰	۰/۰۰۰۲۵
۵۰	۰/۰۰۰۲۳
۶۰	۰/۰۰۰۱۹
۸۰	۰/۰۰۰۱۴

برای سادگی کار و کاهش تعداد متغیرها، استفاده از متغیرهای به هم پیوسته N و d_{sw} گزینه مناسب است، سپس ارتباطی بین متغیرهای N و d_{sw} با استفاده از داده‌های جدول (۳) با فیت کردن منحنی^۱ مطابق شکل (۷) ایجاد شد.

$$d_{sw} = 0.215N^{-0.82} \quad (۱۰)$$

^۱ curve-fitting

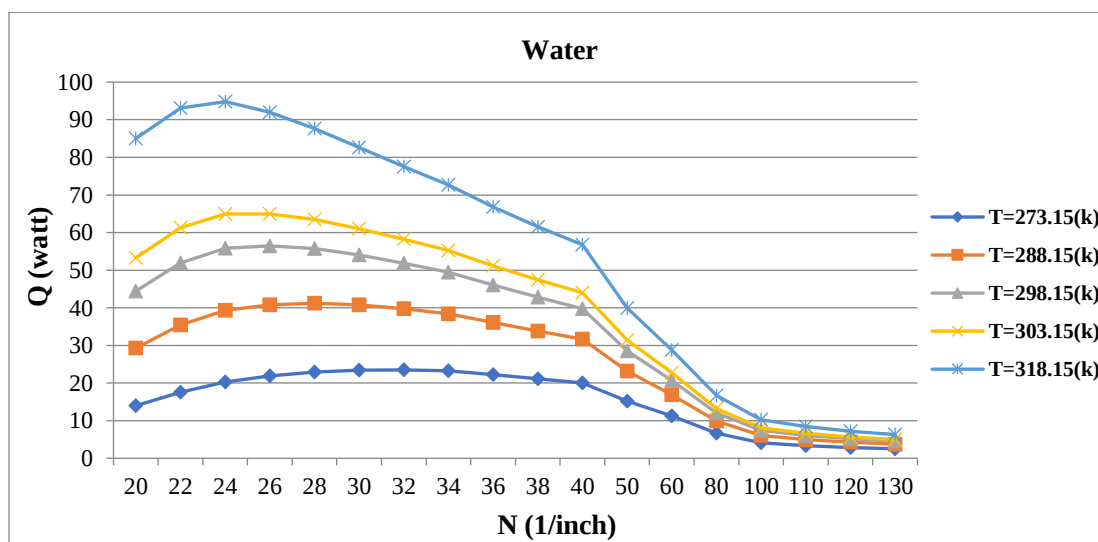


شکل ۷- قطر سیم توری در مقابل تعداد مش بر متر برای فتیله مش پیچیده شده.

با آن چه انجام شد هدف این بود تا تعداد پارامترهای اصلی را در میان موارد ذکر شده تأثیرگذار کاهش دهیم. در مطالعه پارامتریک تأثیر پارامترهای زیر را بر حداکثر میزان انتقال حرارت در لوله‌های حرارتی آب - مس، آمونیاک - استیل و متانول - استیل مشاهده کردیم. برای انجام کار از کد متلب نوشته شده استفاده شد. شکل (۸) تا شکل (۱۳) این رفتارها را نشان می‌دهد.

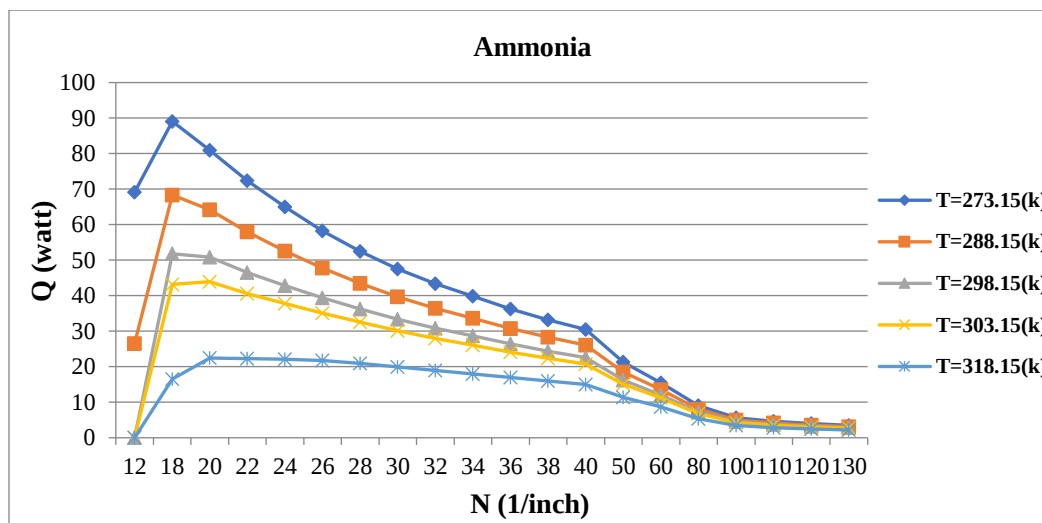
۴-۱ تجزیه و تحلیل اثر تعداد مش

در تحلیل اولیه از یک صفحه ۱۰۰ مش بر اینچ تشکیل شده از سه لایه استفاده شد، برای دیدن تأثیر تعداد مش بر میزان انتقال حرارت ثابت نگه داشتن سایر پارامترها ضروری می‌باشد. با ارتباط N به d_{sw} جهت بررسی اثر تعداد مش، اولین نتایج برای آب در رنج دمایی بهره‌برداری در شکل (۸) نشان داده شده است.



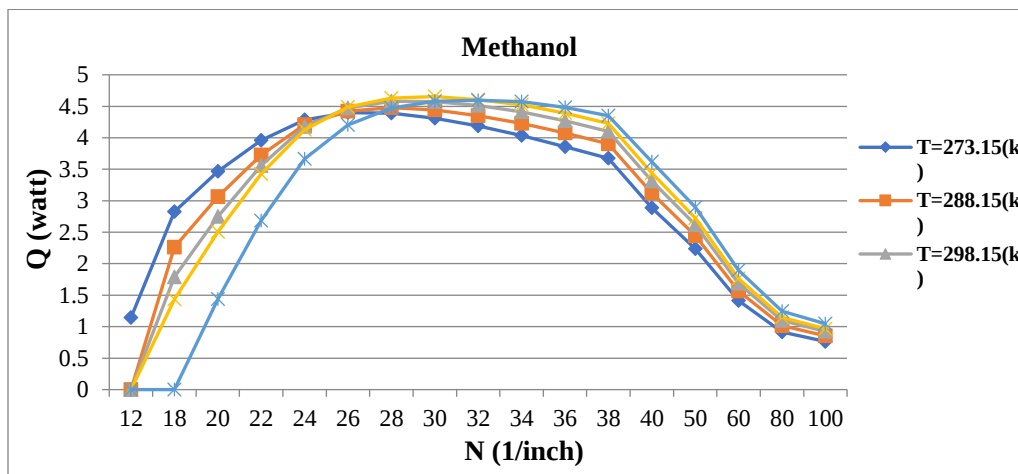
شکل ۸- حداکثر میزان انتقال حرارت در یک لوله حرارتی در مقابل تعداد مش در هر اینچ (N).

اگر شکل فوق مورد بررسی قرار گیرد، مشاهده می‌شود که مقادیر انتقال حرارت در لوله حرارتی آب-مس با کاهش تعداد مش نسبت به ساختار صفحه‌ای مسی ۱۰۰ مش بر اینچ اولیه، افزایش ولی در ادامه مجدداً روند کاهشی می‌گیرد. با افزایش تعداد مش نتیجه نشان دهنده کاهش مقدار انتقال می‌باشد. مناسب ترین تعداد مش $N=24$ جهت آب می‌باشد و محدودیت غالب حد موینگی است. به‌طور مشابه مطالعه پارامتری جهت آمونیاک به شرح ذیل ارائه شده است.



شکل ۹- حداکثر میزان انتقال حرارت در یک لوله حرارتی در مقابل تعداد مش در هر اینچ (N).

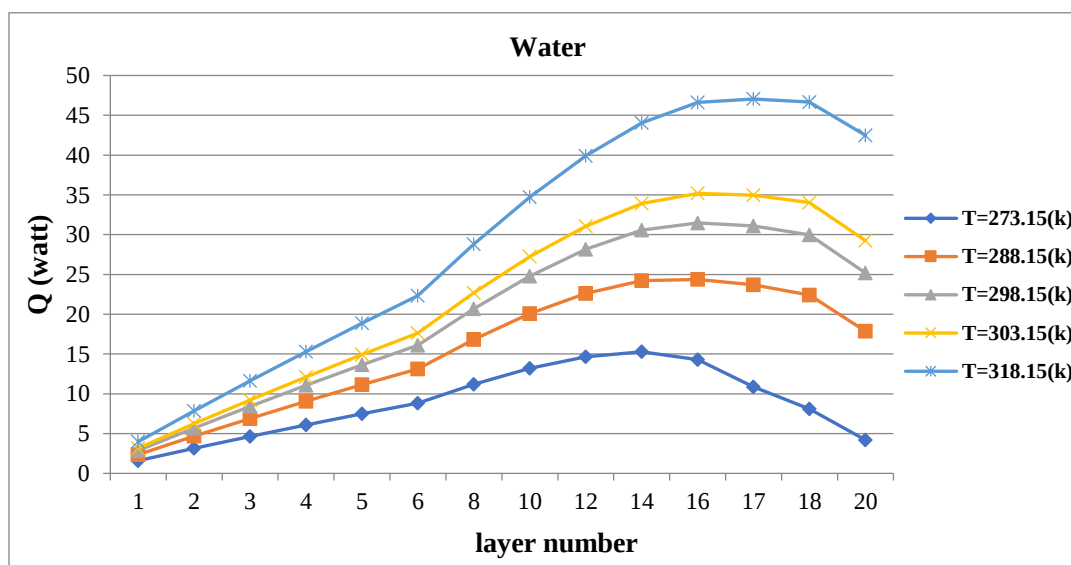
با بررسی شکل (۹) مشخص است که مقادیر حداکثر انتقال حرارت در لوله آمونیاک- استیل با افزایش تعداد مش نسبت به ساختار صفحه‌ای استیل ۱۰۰ مش بر اینچ اولیه، کاهش می‌یابد. اما با کاهش تعداد مش مشاهده می‌گردد مقدار انتقال حرارت افزایش ولی در ادامه مجدداً روند کاهشی می‌گیرد تعداد مش مناسب در این بررسی $N=19$ جهت آمونیاک می‌باشد و محدودیت غالب حد موینگی است. به‌صورت مشابه در شکل (۱۰) نیز مقادیر حداکثر انتقال حرارت با افزایش تعداد مش نسبت به ساختار اولیه کاهش، اما با کاهش تعداد مش مشاهده می‌گردد مقدار انتقال حرارت افزایش می‌یابد ولی در ادامه مجدداً روند کاهشی می‌گیرد. جهت متانول $N=32$ بهترین حالت می‌باشد و محدودیت غالب حد موینگی است.



شکل ۱۰- حداکثر میزان انتقال حرارت در یک لوله حرارتی در مقابل تعداد مش در هر اینچ (N).

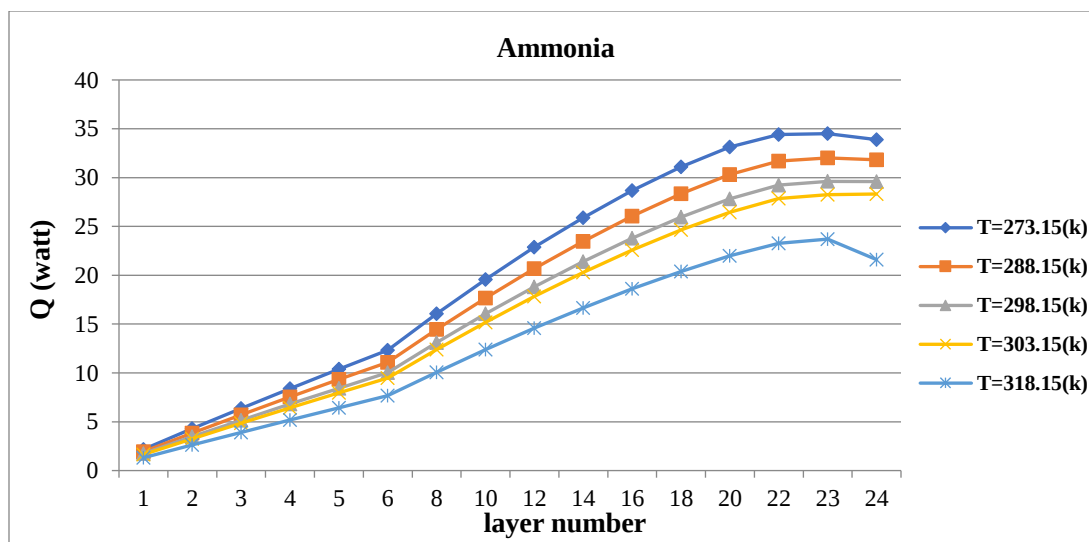
۴-۲ تجزیه و تحلیل اثر تعداد لایه‌ها

در پیکربندی اولیه از یک لوله حرارتی که ساختار فتیله ای متشکل از سه لایه دارد استفاده شد. تغییر تعداد لایه‌ها به مقادیر بیش‌تر یا کم‌تر که به ترتیب منجر به افزایش و یا کاهش ضخامت فتیله می‌شود انجام شد. تغییر در ضخامت فتیله ممکن است تأثیرات متفاوتی بر ظرفیت انتقال حرارت یک لوله حرارتی داشته باشد. تجزیه و تحلیل انجام شد تا ببینیم اگر تعداد لایه‌های مش‌های ساختار فتیله کاهش یا افزایش یابد چه اتفاقی رخ خواهد داد. برای این منظور با ثابت نگه داشتن تمام پارامترهای دیگر، تعداد لایه‌ها در بازه عدد یک تا هشت که متناسب با ابعاد و اندازه های لوله حرارتی انتخابی است تغییر یافت و با استفاده از کد متلب نوشته شده محاسبات ابتدا برای سیال عامل آب، سپس آمونیاک و متانول انجام و نتیجه ها تحلیل گردید.



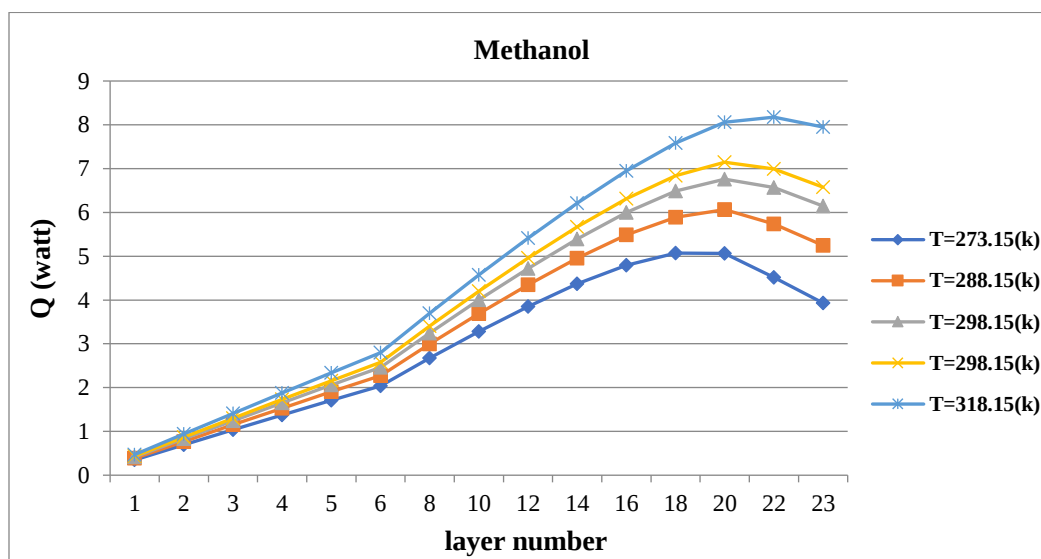
شکل ۱۱- حداکثر میزان انتقال حرارت در یک لوله حرارتی در مقابل تعداد لایه‌ها.

از شکل (۱۱) که مربوط به لوله حرارتی آب-مس می‌باشد، مشخص است که وقتی ساختار فتیله از سه لایه به دو و یک لایه کاهش می‌یابد میزان انتقال حرارت کاهش می‌یابد. کاهش تعداد لایه‌ها به معنای کاهش ضخامت فتیله و افزایش فضای بخار است. در صورت افزایش فضای بخار، بخار بیش‌تری می‌تواند از اوپراتور به کندانسور جریان یابد با این حال، این افزایش جریان باعث افزایش تلفات جریان مایع درون ساختار فتیله می‌شود و می‌تواند باعث کاهش ظرفیت انتقال حرارت کل لوله حرارتی شود. این باعث کاهش مقادیر حد مویینگی می‌شود. از طرف دیگر با افزایش تعداد لایه‌ها حداکثر میزان انتقال حرارت افزایش می‌یابد که نشان دهنده بهینه شدن تعداد لایه‌ها در طراحی صورت گرفته است و در ادامه مجدداً کاهش انتقال حرارت اتفاق می‌افتد. بیش‌ترین میزان انتقال حرارت مربوط به ۱۶ لایه است. در تمامی این مراحل حد غالب محدودیت مویینگی است بجز در دمای ۲۷۳/۱۵ درجه که با افزایش تعداد لایه‌ها از ۱۵ حد غالب حد ویسکوزیته می‌باشد.



شکل ۱۲- حداکثر میزان انتقال حرارت در یک لوله حرارتی در مقابل تعداد لایه‌ها.

به صورت مشابه با بررسی لوله حرارتی آمونیاک-استیل مشاهده می شود وقتی که تعداد لایه ساختار فتیل از سه لایه به دو و یک لایه کاهش یابد میزان انتقال حرارت کاهش می یابد. از طرف دیگر با افزایش تعداد لایه‌ها حداکثر میزان انتقال حرارت شروع به افزایش می کند. مقدار بهینه آن تعداد ۲۳ لایه است و همان طور که انتظار می رود، افزایش تعداد لایه‌ها باعث افزایش حد موینگی می شود. استثنا در دمای ۳۱۸/۱۵ درجه و از تعداد لایه‌های ۲۲ به بالاست که حد جوشش محدوده غالب می باشد.



شکل ۱۳- حداکثر میزان انتقال حرارت در یک لوله حرارتی در مقابل تعداد لایه‌ها.

مطابق شکل (۱۳) مشاهده می شود که برای سیال عامل متانول نتیجه مشابه آمونیاک می باشد. مقدار بهینه انتقال حرارت در تعداد ۲۲ لایه است. حد غالب حد موینگی است. تأثیر دو پارامتر تعداد مش و تعداد لایه در تجزیه و تحلیل بررسی شده است. افزایش یا کاهش این پارامترها از نظر محدودیت تأثیرات متفاوتی بر ظرفیت انتقال حرارت لوله حرارتی دارند. در تجزیه و تحلیل انجام شده جهت هر سه سیال عامل دیده می شود که حد موینگی تعیین کننده حداکثر ظرفیت انتقال حرارت می باشد. استثناء جهت آب در

دماهای پایین و زمانی که تعداد لایه‌ها بیش‌تر از ۱۵ می‌شود و هم‌چنین آمونیاک در دماهای بالا وقتی تعداد لایه‌ها از ۲۲ لایه افزایش می‌یابد، به‌ترتیب حد ویسکوزیته و حد جوشش غالب می‌شوند. با توجه به آن‌چه انجام شد تأثیر تعداد مش و تعداد لایه‌ها بر عملکرد لوله‌ها مشخص می‌گردد و در نتیجه می‌توان با انتخاب بهینه آن‌ها به‌میزان حداکثر انتقال حرارت برای سه سیال آب، آمونیاک و متانول دست یافت. بر اساس کم‌ترین و بیش‌ترین دمای بهره‌برداری و هم‌چنین دمای $30.3/8$ درجه کلوین نسبت به تعیین میزان بهینه تعداد لایه و تعداد مش لوله حرارتی برای هر سیال عامل اقدام شد. میزان حداکثر انتقال حرارت و محدودیت غالب متناظر با این تعداد لایه و مش در دماهای انتخاب شده به‌شرح جدول (۴) می‌باشد:

جدول ۴- حداکثر عملکرد سیالات عامل

سیال عامل	دمای بهره‌برداری انتخابی (K)	فشار بخار اشباع (KPa)	تعداد لایه	تعداد مش بر اینچ	ماکزیمم انتقال حرارت (W)	محدودیت غالب
آب	۳۱۸/۱۵	۹/۵۹۳	۳	۲۴	۹۴/۸۱۴۷	مویینگی
	۳۰۳/۸	۴/۴۲۵۶۶	۳	۲۴	۶۶/۱۶۱۴	مویینگی
	۲۷۳/۱۵	۰/۶۱۱۳	۳	۳۲	۲۳/۴۹۳۸	مویینگی
آمونیاک	۳۱۸/۱۵	۱۷۸۱/۸۷	۴	۲۲	۴۲/۱۸۴۵	جوشش
	۳۰۳/۸	۱۱۸۹/۵۳۹	۴	۲۰	۶۶/۱۹۳۵	جوشش
	۲۷۳/۱۵	۴۲۹/۴۴	۵	۲۲	۱۱۳/۲۱۹۸	مویینگی
متانول	۳۱۸/۱۵	۴۷/۵	۷	۳۴	۱۵/۳۲۷۶	مویینگی
	۳۰۳/۸	۲۵	۷	۳۴	۱۲/۶۷	مویینگی
	۲۷۳/۱۵	۴	۶	۳۶	۸/۱۳۵۳	مویینگی

از اطلاعات جدول فوق و مقایسه آن با جدول (۲) به وضوح مشخص می‌گردد که ساختار فتیله و خصوصیات سیال عامل بر میزان انتقال حرارت بسیار تأثیرگذار است. نکته قابل توجه متفاوت بودن بهینه تعداد لایه و مش در دماهای متفاوت است که نشان دهنده اهمیت تعیین دمای بهره‌برداری در زمان طراحی لوله حرارتی می‌باشد. بر اساس اطلاعات جدول (۲) میزان انتقال حرارت دو سیال عامل آب و آمونیاک در دمای $282/4$ کلوین یکسان بود ولی در این‌جا در دمای $30.3/8$ درجه که نشان از نقش ساختار فتیله در زمانی که مقایسه عملکرد یک لوله حرارتی پر شده با دو یا چند سیال عامل متفاوت مطرح می‌باشد، دارد.

۵- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

تأثیر ضخامت فتیله و تعداد مش، همراه با بررسی عملکرد سه سیال عامل منتخب، بر ظرفیت انتقال حرارت در لوله‌های حرارتی فتیله‌ای نوع توری مش صفحه‌ای، از طریق تحلیل نظری و شبیه‌سازی عددی با استفاده از نرم افزار متلب مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به قابلیت استفاده از هر سه سیال عامل (آب، آمونیاک و متانول) در محدوده دمایی $273/15$ تا $318/15$ کلوین، هم‌زمان با بررسی تأثیر پارامترهای ساختاری فتیله مقایسه عملکردی این سیالات نیز انجام می‌شود. در هر سه سیال عامل، تغییر تعداد لایه‌های فتیله تأثیر مستقیمی بر میزان انتقال حرارت دارد. کاهش تعداد لایه‌ها منجر به کاهش ضخامت فتیله و افزایش فضای بخار می‌شود. افزایش فضای بخار امکان جریان بیش‌تر بخار از اواپراتور به کندانسور را فراهم می‌کند، اما این افزایش جریان بخار باعث افزایش تلفات جریان مایع درون ساختار فتیله شده و می‌تواند ظرفیت انتقال حرارت کل لوله حرارتی را کاهش دهد. از سوی دیگر، با افزایش تعداد لایه‌ها، حداکثر میزان انتقال حرارت افزایش می‌یابد و تأثیر مثبت بر عملکرد لوله حرارتی دارد. با این حال، پس از رسیدن به یک نقطه بهینه، افزایش بیش‌تر تعداد لایه‌ها باعث کاهش مجدد انتقال حرارت می‌شود که نشان‌دهنده وجود یک مقدار بهینه برای

تعداد لایه‌ها می‌باشد افزایش یا کاهش تعداد مش نیز به صورت مشابه باعث تغییر مقادیر انتقال حرارت می‌شود. یک مقدار بهینه در منحنی‌ها وجود دارد که نشان دهنده بیش‌ترین مقدار انتقال حرارت است. در این مطالعه، تأثیر پارامترهای ساختاری شامل تعداد مش و لایه‌های فتيله بر حداکثر ظرفیت انتقال حرارت لوله‌های حرارتی در دماهای عملیاتی مختلف، با استفاده از سه سیال عامل متفاوت مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج به شرح زیر می‌باشد:

- تعیین حداکثر ظرفیت انتقال حرارت به‌طور مستقیم تحت تأثیر بهینه‌سازی تعداد لایه‌ها و مش فتيله است.
- تعداد بهینه لایه‌ها و مش فتيله به دمای عملیاتی وابسته است، که این موضوع اهمیت تعیین دقیق دمای بهره‌برداری را در فرآیند طراحی لوله‌های حرارتی برجسته می‌سازد.
- برخلاف بررسی‌های اولیه که نشان می‌داد آب در محدوده وسیع‌تری از دماها عملکرد بهتری نسبت به آمونیاک دارد، نتایج نهایی این مطالعه پس از بررسی تأثیر ساختار فتيله حاکی از آن است که آمونیاک در محدوده دمایی گسترده‌تری عملکرد بهینه از خود نشان می‌دهد، در حالی که آب تنها در دماهای بالا عملکرد مطلوب دارد. این تفاوت در عملکرد سیالات عامل، نقش ساختار فتيله را در تعیین کارایی لوله‌های حرارتی به‌وضوح آشکار می‌سازد.
- متانول در مقایسه با دو سیال دیگر، عملکرد ضعیف‌تری را در تمامی دماها ارائه می‌دهد. محدودیت مویینگی به‌عنوان عامل تعیین‌کننده ظرفیت انتقال حرارت لوله‌حرارتی برای هر سه سیال عامل عمل می‌کند.

فهرست علامت‌ها

علامت یونانی		علامت انگلیسی	
ρ	چگالی، kg/m^3	A	مساحت سطح مقطع، m^2
ψ	زاویه شیب، رادیال	C	ضریب همبستگی
σ	کشش سطحی سیال، N/m	d	قطر، m
μ	ویسکوزیته، Ns/m^2	d_w	قطر وایر فتيله، m
λ	گرمای نهان بخار، J/kg	f_v	ضریب همبستگی اصطکاک
θ	زاویه تر شوندگی، درجه	g	جاذبه، m/s^2
ϵ	تخلخل فتيله	K	نفوذ پذیری فتيله، m^2
γ_v	نرخ گرمای ویژه	k	ضریب هدایت گرمایی، W/m K
اندیس‌ها		L	طول لوله حرارتی، m
eff	موثر	N	تعداد مش فتيله، $1/\text{in}$ یا $1/\text{m}$
v	بخار	P	فشار، Pa
l	مایع	Q	نرخ انتقال حرارت، W
i	داخلی	r	شعاع، m
hw	هیدرولیک فتيله	R_g	ثابت گازها، J/kg K
hv	هیدرولیک فضای بخار	Re	عدد رینولدز
ce	مویینگی موثر فتيله	S	فاکتور چین ساختار فتيله
n	مکان تشکیل هسته بحرانی	t	ضخامت دیواره لوله حرارتی، m
e	اوپراتور	T	دما، K
w	فتيله	W	عرض شیار، m
		$\Delta P_{c,m}$	حداکثر اختلاف فشار داخلی

مراجع

- [1] A. Faghri, Heat pipes: Review, opportunities and challenges, *Frontiers in Heat Pipe*, 5(2014), 1-48. <http://dx.doi.org/10.5098/fhp.5.1>.
- [2] H. Jouhara, A. Chauhan, T. Nannou, S. Almahmoud, B., Delpech and L.C. Wrobel. Heat pipe-based systems - Advances and applications, *Energy*, 128(2017), 729-754. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.028>.
- [3] J. Raghuram, K.V.N.K. Phani kumar, G.V. Khiran, K. Snehith and S.B. Prakash, Thermal performance of a selected heat pipe at different tilt angles, *Proc. IOP Conf. Series: Materials Sci. and Engg.*, 225(2017) <https://doi.org/10.1088/1757-899X/225/1/012043>.
- [4] S.S. Harikrishnan and V. Kotebavi., Performance study of solar heat pipe with different working fluids and fill ratios, *Proc. IOP Conf. Series: Materials Sci. & Engg.* 149(2016)(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/149/1/012224>.
- [5] M. A. Ersoz, "Effects of different working fluid use on the energy and exergy performance for evacuated tube solar collector with thermosyphon heat pipe, *Renewable Energy* 96(2016), pp. 244-256, DOI: 10.1016/j.renene.2016.04.058.
- [6] S.E. Vannan, P.M. Shravan and A.S. Kumar, Experimental investigation of conventional heat pipe using different working fluids, *Int. J. Engg. Trends and Tech.* 38(2016) 7, 352-354. <https://doi.org/10.14445/22315381/IJETT-V38P264>.
- [7] A.K. Mozumder, A.F. Akon, M.S.H. Chowdhury and S.C. Banik, Performance of heat pipe for different working fluid and fill ratio, *J. Mech. Engg.* 41(2010) 2, 96-102. 10.3329/jme.v41i2.7473.
- [8] T. Tharayil, L.G. Asirvatham, V. Ravindran, S. Wongwises, Effect of filling ratio on the performance of a novel miniature loop heat pipe having different diameter transport lines, *Applied Thermal Engg.* 106(2016), 588-600. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.125>.
- [9] J.H. Boo and H.G. Kim, Experimental study on the performance characteristics of a cylindrical heat pipe having a screen wick subject to multiple heat sources, *Applied Thermal Engg.* 126(2017), 1209-1215. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.097>.
- [10] U. Bin-Nun, D. Mantidakos, Low cost and high-performance screen laminate regenerator matrix, *Cryogenics* 44 (2004) 439–444. doi: 10.1016/j.cryogenics.2004.03.015
- [11] A. Bejan, S.L. Kim, A.I.M. Morega, S.W. Lee, Cooling of stacks of plates shielded by porous screens, *Int. J. Heat Fluid Flow* 16 (1995) 16–24. [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(94\)00011-Z](https://doi.org/10.1016/0142-727X(94)00011-Z).
- [12] J. Legierski, B. Wiecek, G.D. Mey, Measurements and simulations of transient characteristics of heat pipes, *Microelectr. Reliab.* 46 (2006) 109–115. 10.1016/j.microrel.2005.06.003.
- [13] R. Kempers, D. Ewing, C.Y. Ching, Effect of number of mesh layers and fluid loading on the performance of screen mesh wicked heat pipes, *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 589–595. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.07.004.
- [14] Shuaifei Zu, Xiaonan Liao, Zhe Huang, Deqiang Li, Qifei Jian, Visualization study on boiling heat transfer of ultra-thin flat heat pipe with single layer wire mesh wick, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 173 (2021) 121239. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121239.
- [15] S.-C. Wong, Y.-C. Lin, Effect of copper surface wettability on the evaporation performance of heat pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (2011) <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.04.033>
- [16] Yong Tang, Heng Tang, Jie Li, Shiwei Zhang, Baoshan Zhuang, Yalong Sun, Experimental investigation of capillary force in a novel sintered copper mesh wick for ultra-thin heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, 115 (2017) 1020–1030. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.056.
- [17] A. Brusly Solomon, K. Ramachandran, L. Godson Asirvatham, B.C. Pillai ,Numerical analysis of a screen mesh wick heat pipe with Cu/water nanofluid, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 75 (2014) 523–533. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.007>.
- [18] Bimal Subedi a, Sung Hyoun Kim a, Seok Pil Jang a,b, M.A. Kedzierski , Effect of mesh wick geometry on the maximum heat transfer rate of flat-micro heat pipes with multi-heat sources and sinks,

- International Journal of Heat and Mass Transfer 131 (2019) 537–545. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.086>.
- [19] C.T. Hsu, K.W. Wong, P. Cheng, Effective stagnant thermal conductivity of wire screen, Journal of Thermophysics and Heat Transfer 10 (1996) 542–545. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.03.031.
- [20] Nandy Putra, Wayan Nata Septiadi, Haolia Rahman, Ridho Irwansyah, Thermal performance of screen mesh wick heat pipes with nanofluids, Experimental Thermal and Fluid Science 40 (2012) 10–17. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.01.007>.
- [21] Wenjie Zhoua, Yong Lia, Zhaoshu Chena, Liqiang Denga, Bo Lib, Experimental study on the heat transfer performance of ultra-thin flattened heat pipe with hybrid spiral woven mesh wick structure, Applied Thermal Engineering 170 (2020) 115009. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115009.
- [22] G. Kumaresan, S. Venkatachalapathy, Lazarus Godson Asirvatham, Somchai Wongwises” Comparative study on heat transfer characteristics of sintered and mesh wick heat pipes using CuO nanofluids” International Communications in Heat and Mass Transfer 57 (2014) 208–215. doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.(2014).08.001.
- [23] R. Kempers a, A.J. Robinson b, D. Ewing a,1, C.Y. Ching, Characterization of evaporator and condenser thermal resistances of a screen mesh wicked heat pipe, International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (2008) 6039–6046. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.04.001.
- [24] Kew, P. A.; Reay, D. A. Heat pipes: theory, design and applications. 5.ed. Oxford, UK: Elsevier’s, (2006). eBook ISBN: 9780080464770.
- [25] Faghri, A. Heat Pipe Science and Technology. Taylor and Francis, Washington. (1995).
- [26] B. Zohuri, Heat pipe design and technology: a practical approach, Galaxy Advanced Engineering, Hillsborough, CA, USA (2011).
- [27] M. Kutz, Mechanical engineers’ handbook, John wiley & Sons, 4nd edition, Vol 4 Energy and Power, (1998).
- [28] X.C. Tong, Advanced materials for thermal management of electronic packaging, Springer Series in Advanced Microelectronics (2011), ISBN: 978-1-4419-7758-8.
- Tong, X.C. Advanced Materials for Thermal Management of Electronic Packaging. (2011). 10.1007/978-1-4419-7759-5.
- [29] G.P. Peterson, An introduction to heat pipes: modeling, testing and applications, John Wiley and Sons Inc., 1994. ISBN: 978-0-471-30512-5.
- [30] J.P. Holman, Heat transfer, 5th Ed, McGraw-Hill Inc. (1981).

The Effect of Mesh Number and Wick Layers on the Maximum Heat Transfer Capacity of Screen Mesh Wick Heat Pipes Charged with Water, Methanol or Ammonia

Ali Sistaninia¹, Seyyed Abdolreza Gandjalikhan Nassab^{2,*}, Amin Namjoo³

¹ Mechanical Engineering Faculty, Kerman branch, Islamic Azad University, Kerman, Iran

² Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

³ Department of Mechanical Engineering, Kerman branch, Islamic Azad University, Kerman, Iran

Received: Winter 2026 Accepted: Spring 2026

Abstract

Heat pipes are recognized as the most widely used heat exchange devices, capable of dissipating heat from various systems at the fastest possible rate. This paper presents a method based on direct simulation to examine heat transfer along heat pipes. Validation performed shows that this analysis is highly reliable. In this theoretical study, heat transfer is investigated in heat pipes equipped with mesh-screen wick. The present study examines the impact of the number of meshes and wick layers on heat transfer performance using three working fluids (water, ammonia and methanol) over various temperature ranges. The results indicate that the number of meshes and wick layers significantly affect the performance of heat pipes, and optimizing these parameters leads to achieving suitable vapor space, reducing liquid flow losses, and enhancing heat transfer capacity. Additionally, the comparison of working fluids showed that the wick structure not only affects heat transfer capacity but also plays a crucial role in comparing the performance of heat pipes when using different working fluids. These findings emphasize the simultaneous consideration of wick structural parameters and operating temperature to select the appropriate working fluid.

Keywords: Heat pipe, heat transfer, mesh-screen wick, working fluid, simulation

*Corresponding authors: Ganj110@uk.ac.ir

Cite this article as: Ali Sistaninia, Seyyed Abdolreza Gandjalikhan Nassab, Amin Namjoo. The Effect of Mesh Number and Wick Layers on the Maximum Heat Transfer Capacity of Screen Mesh Wick Heat Pipes Charged with Water, Methanol or Ammonia. **Journal of Energy Conversion**, 2026, 13(1), 71-90.