



Estudio experimental de la transferencia de calor en termosifones con aleteado interno y tratamiento superficial usando nanofluidos con base agua-etilenglicol y nanopartículas de Al_2O_3 y Nanotubos de Carbono

Guamushig Córdor, Freddy Mauricio y Merchan Romero, Bryan Steven

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Mecánica

Trabajo de integración curricular, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Carrión Matamoros, Luis Miguel PhD.

24 de febrero del 2023

PROYECTO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR- GUAMUSHIG FREDDY-MERCHAN BRYAN

 9%
 Similitudes

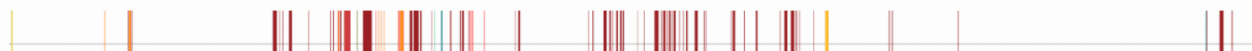
 1% Texto entre comillas
 0% similitudes entre comillas
 2% Idioma no reconocido

Nombre del documento: PROYECTO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR- GUAMUSHIG FREDDY- MERCHAN BRYAN.pdf
 ID del documento: e5b3f86c8d8189d869d1dddaeb9719e95483359d
 Tamaño del documento original: 6,22 Mo




Depositante: DAVID CESAR LOZA MATOVELLE
 Fecha de depósito: 15/2/2023
 Tipo de carga: interface
 fecha de fin de análisis: 15/2/2023

Número de palabras: 23.524
 Número de caracteres: 162.797



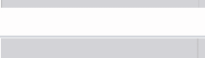



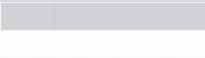







Ubicación de las similitudes en el documento:





Fuentes principales detectadas

Nº	Descripciones	Similitudes	Ubicaciones	Datos adicionales
1	 repositorio.espe.edu.ec Análisis del rendimiento térmico de un termosifón cerrado... http://repositorio.espe.edu.ec:8080/bitstream/21000/29212/5/T-ESPE-052248.pdf.txt 1 fuente similar	7%		Palabras idénticas : 7% (1793 palabras)
2	 www.studocu.com Práctica 1. Conductividad Termica - INSTITUTO POLITÉCNICO N... https://www.studocu.com/es-mx/document/instituto-politecnico-nacional/transferencia-de-calor/practi... 9 fuentes similares	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (118 palabras)
3	 baixardoc.com Principios De Transferencia De Calor 7a Kreith Alejandro Mora ... https://baixardoc.com/documents/principios-de-transferencia-de-calor-7a-kreith-alejandro-mora-5ca... 3 fuentes similares	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (110 palabras)
4	 www.fisica.uns.edu.ar http://www.fisica.uns.edu.ar/albert/archivos/21/254/2438481309_f1.pdf#:~:text=La conducción es la tr... 18 fuentes similares	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (94 palabras)
5	 Documento de otro usuario #f44228 El documento proviene de otro grupo 17 fuentes similares	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (75 palabras)

Fuentes ignoradas Estas fuentes han sido retiradas del cálculo del porcentaje de similitud por el propietario del documento.

Nº	Descripciones	Similitudes	Ubicaciones	Datos adicionales
1	 repositorio.espe.edu.ec Diseño y construcción de un equipo para medir la conduct... http://repositorio.espe.edu.ec:8080/bitstream/21000/26854/5/T-ESPE-050918.pdf.txt	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (79 palabras)
2	 repositorio.espe.edu.ec Estudio teórico experimental de la transferencia de calor e... http://repositorio.espe.edu.ec:8080/bitstream/21000/29194/5/T-ESPE-052193.pdf.txt	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (47 palabras)
3	 repositorio.espe.edu.ec Diseño de un sistema de calefacción para planchas de fibr... http://repositorio.espe.edu.ec:8080/bitstream/21000/25449/5/T-ESPE-044662.pdf.txt	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (38 palabras)
4	 doi.org Nanomateriales, Nanopartículas y Síntesis verde Revista Repertorio de M... https://doi.org/10.31260/repertmedic.v27.n2.2018.191	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (16 palabras)
5	 oa.upm.es Metodología de simulación numérica de la transferencia de calor por e... https://oa.upm.es/36511/1/RUBEN_AREVALO_RAMIREZ.pdf	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (20 palabras)
6	 localhost Metodología para el uso del R290 en sustitución del R22 en acondicionad... http://localhost:8080/xmlui/bitstream/3317/13377/3/T-UCSG-PRE-TEC-IEM-221.pdf.txt	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (24 palabras)
7	 localhost Optimización del sistema de enfriamiento de los motores diesel de los grupos de b... http://localhost:8080/xmlui/bitstream/15000/4519/3/CD-4137.pdf.txt	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (19 palabras)
8	 localhost Determinación de las pérdidas de energía del espesor óptimo y tipo de ai... http://localhost:8080/xmlui/bitstream/redeg/3432/3/1091.pdf.txt	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (22 palabras)
9	 Documento de otro usuario #c066dc El documento proviene de otro grupo	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (11 palabras)
10	 hdl.handle.net Transferencia de masa y calor en absorbedores adiabáticos con apl... http://hdl.handle.net/10016/5635	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (10 palabras)
11	 idoc.pub Transferencia De Calor Ebullicion Y Condensacion [on23yrmrej]0 https://idoc.pub/documents/transferencia-de-calor-ebullicion-y-condensacion-on23yrmrej0	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (10 palabras)

Fuentes mencionadas (sin similitudes detectadas) Estas fuentes han sido citadas en el documento sin encontrar similitudes.

-  <https://www.atriainnovation.com/mejoras-en-materiales/>
-  <https://doi.org/10.1002/hjt.21828>


 Firmado electrónicamente por:
LUIS MIGUEL CARRION MATAMOROS



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Mecánica

Certificación

Certifico que el trabajo de integración curricular: **“Estudio experimental de la transferencia de calor en termosifones con aleteado interno y tratamiento superficial usando nanofluidos con base agua-etilenglicol y nanopartículas de Al_2O_3 y Nanotubos de Carbono”** fue realizado por los señores **Guamushig Córdor Freddy Mauricio y Merchan Romero Bryan Steven**, el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizada en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Sangolquí, 24 de febrero de 2023



Firmado electrónicamente por:
LUIS MIGUEL CARRION
MATAMOROS

.....
Ing. Carrión Matamoros Luis Miguel PhD.

C.C: 1103574677



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Mecánica

Responsabilidad de Autoría

Nosotros, **Guamushig Córdor Freddy Mauricio**, con cédula de ciudadanía n° 172019232-5 y **Merchan Romero Bryan Steven**, con cédula de ciudadanía n° 110503197-3 declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de integración curricular: **“Estudio experimental de la transferencia de calor en termosifones con aleteado interno y tratamiento superficial usando nanofluidos con base agua-etilenglicol y nanopartículas de Al_2O_3 y Nanotubos de Carbono”** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 24 de febrero de 2023

Guamushig Córdor Freddy Mauricio

C.C.: 172019232-5

Merchan Romero Bryan Steven

C.C.: 110503197-3



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Mecánica

Autorización de Publicación

Nosotros, **Guamushig Córdor Freddy Mauricio**, con cédula de ciudadanía n° 172019232-5 y **Merchan Romero Bryan Steven**, con cédula de ciudadanía n° 110503197-3, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de integración curricular: **“Estudio experimental de la transferencia de calor en termosifones con aleteado interno y tratamiento superficial usando nanofluidos con base agua-etilenglicol y nanopartículas de Al_2O_3 y Nanotubos de Carbono”** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 24 de febrero de 2023

Guamushig Córdor Freddy Mauricio

C.C.: 172019232-5

Merchan Romero Bryan Steven

C.C.: 110503197-3

Dedicatoria

Para mi madre que desde pequeño inculco en mi disciplina de estudiar y luchar por alcanzar un objetivo y sobre todo por su apoyo incondicional durante toda mi vida, a mi hermano Carlos quien con sus palabras de consejo fueron una guía en momentos difíciles.

Guamushig Cóndor Freddy Mauricio

Dedico este trabajo a mi madre, Normita Romero, pues sin ella no lo habría logrado, por su esfuerzo, dedicación, confianza y por su apoyo incondicional durante toda mi vida. A mi hermana, a mi abuela y a todas las personas que han creído en mí siempre, dándome ejemplo de perseverancia, humildad y sacrificio, enseñándome a valorar las cosas y a salir de los momentos difíciles.

Merchan Romero Bryan Steven

Agradecimiento

A mi madre por creer en mí, por ayudarme para ser mejor persona. A Karola, Sandra y Zoraida por ayudarme en todo este proceso de educación superior, estoy eternamente agradecido. A mi amigo Bryan compañero de tesis por siempre estar pendiente en todo lo que involucre este proyecto, y a nuestro tutor de tesis Ing. Luis Carrión por su gran ayuda y colaboración en cada momento de consulta.

Guamushig Cóndor Freddy Mauricio

Agradezco principalmente a mi madre por el apoyo que me ha dado durante toda mi vida, a mis amigos José y Alexis por ayudarme a crecer como persona y poder alcanzar mis objetivos y finalmente agradezco a nuestro tutor de tesis Ing., Luis Carrión, por ser más que un profesor, ser un guía y un amigo, quien supo apoyarme y escucharme cuando requería de su ayuda.

Merchan Romero Bryan Steven

Índice

Certificado de antiplagio	2
Certificado del director	3
Responsabilidad de autoría	4
Autorización de publicación	5
Dedicatoria	6
Agradecimiento	7
Nomenclatura	18
Resumen	21
Abstract	22
Capítulo I Generalidades	23
Introducción	23
Antecedentes	24
Definición del problema	25
Objetivos	26
<i>Objetivo General</i>	26
<i>Objetivos específicos</i>	26
Justificación e importancia	26

Alcance-----	27
Capítulo II Marco Teórico-----	27
Fenómenos de transferencia de calor-----	27
<i>Conducción</i> -----	29
<i>Convección</i> -----	33
<i>Radiación</i> -----	39
Transferencia de calor en superficies extendidas-----	39
<i>Aletas de sección transversal uniforme</i> -----	41
<i>Diseño y Eficiencia de una aleta</i> -----	44
Balance de energía-----	45
<i>Balance energético para sistemas cerrados de masa fija</i> -----	45
<i>Balance energético para sistemas de flujo estacionario</i> -----	46
Transferencia de calor por ebullición-----	47
<i>Ebullición de estanque</i> -----	48
Transferencia de calor por condensación-----	59
<i>Condensación de película sobre una pared vertical</i> -----	61
<i>Correlaciones empíricas para superficies verticales</i> -----	63
Tubos de calor-----	64
<i>Ventajas de los tubos de calor</i> -----	65
<i>Clasificación de los tubos de calor</i> -----	65
Termosifón cerrado de doble fase-----	66
<i>Diseño del termosifón cerrado de doble fase</i> -----	66

<i>Operación del efecto termosifón</i> -----	67
<i>Rendimiento térmico de un termosifón</i> -----	69
<i>Parámetros de operación del termosifón</i> -----	69
<i>Aplicaciones del termosifón</i> -----	75
Nanopartículas y nanofluidos-----	76
<i>Óxido de aluminio Al₂O₃</i> -----	77
<i>Nanotubos de carbono NTC</i> -----	78
<i>Nanofluidos</i> -----	80
<i>Propiedades termofísicas de los nanofluidos</i> -----	81
Tratamientos Superficiales en tubos de calor-----	84
<i>Ataque Químico en superficies</i> -----	84
<i>Procesos abrasivos</i> -----	84
Capítulo III Ensamblaje y Pruebas de Equipo -----	85
Elementos del termosifón-----	85
<i>Evaporador-condensador</i> -----	86
<i>Subsistema de almacenamiento de agua</i> -----	88
<i>Sistema de vacío</i> -----	90
<i>Circuito de adquisición de datos.</i> -----	91
Ensamble del termosifón cerrado de doble fase-----	92
Preparación de los nanofluidos-----	93
Tratamientos superficiales en los tubos aleteados del condensador-----	97
<i>Proceso abrasivo por chorro de arena</i> -----	97

<i>Proceso ataque químico</i> -----	98
Calibración y puesta a punto del equipo-----	100
Pruebas de funcionamiento del equipo-----	101
Capítulo IV Experimentación y Análisis -----	102
Diseño de los parámetros de experimentación-----	102
Mediciones y recopilación de datos-----	104
Cálculos y Resultados-----	106
<i>Estudio Teórico del Termosifón</i> -----	106
<i>Estudio Experimental del Termosifón</i> -----	108
Análisis gráfico-----	110
<i>Gráficas del Perfil de Temperatura para cada Nanofluido</i> -----	110
<i>Gráficas del rendimiento vs la Transferencia de Calor</i> -----	120
<i>Gráficas de la Transferencia de Calor vs Resistencia Térmica</i> -----	128
Microscopia-----	137
<i>Procedimiento</i> -----	139
<i>Muestra de cobre sin ningún tipo de tratamiento</i> -----	141
<i>Muestra de Cobre con Tratamiento de Chorro de Arena</i> -----	144
<i>Muestra de Cobre con Tratamiento Químico</i> -----	147
Capítulo V Análisis de costos -----	149
Conclusiones -----	152
Recomendaciones -----	153

Bibliografía-----154

Apéndices-----157

Índice de tablas

Tabla 1 <i>Valores Típicos del Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección</i>	36
Tabla 2 <i>Angulo de Contacto para Varios Fluidos</i>	53
Tabla 3 <i>Elementos de la Bomba BOYU SP-1800</i>	89
Tabla 4 <i>Características de las Nanopartículas Utilizadas.</i>	93
Tabla 5 <i>Características del Etilenglicol y Agua Destilada Utilizada</i>	94
Tabla 6 <i>Propiedades del Fluido.</i>	103
Tabla 7 <i>Parámetros Geométricos</i>	103
Tabla 8 <i>Parámetros Eléctricos</i>	103
Tabla 9 <i>Distancia de las Termocuplas en el Termosifón</i>	104
Tabla 10 <i>Datos para MP- Al₂O₃ a una Concentración del 0,02%</i>	104
Tabla 11 <i>Resumen de las Resistencias Térmicas del TCDF</i>	108
Tabla 12 <i>Especificaciones NX10 – Escáner de microscopia</i>	138
Tabla 13 <i>Costos al Personal del Laboratorio</i>	149
Tabla 14 <i>Costos Remuneración Estudiantes</i>	150
Tabla 15 <i>Costos de Materiales Utilizados</i>	150
Tabla 16 <i>Costos Referenciales del uso de Servicios</i>	151
Tabla 17 <i>Presupuesto Total del Proyecto</i>	151

Índice de Figuras

Figura 1 <i>Mecanismos de Transferencia de Calor</i>	29
Figura 2 <i>Flujo de Calor por Conducción a través de una Pared</i>	30
Figura 3 <i>Variación de la Conductividad Térmica de Diversos Sólidos con la Temperatura.</i>	31
Figura 4 <i>Transferencia de Calor por Conducción Unidimensional</i>	32
Figura 5 <i>Conducción de Calor en una Superficie Radial</i>	33
Figura 6 <i>Frontera de Temperatura y Velocidad en la Transferencia de Calor por Convección</i>	34
Figura 7 <i>Procesos de Transferencia de Calor por Convección.</i>	35
Figura 8 <i>Transferencia de Calor por Convección en una Pared Plana</i>	37
Figura 9 <i>Transferencia de Calor por Convección en una Superficie Radial</i>	38
Figura 10 <i>Superficies Extendidas para Aumentar la Transferencia de Calor desde una Pared Plana</i>	40
Figura 11 <i>Análisis de una Aleta Rectangular Uniforme</i>	41
Figura 12 <i>Representación Esquemática de las Condiciones de Frontera en la Punta de la Aleta</i>	43
Figura 13 <i>Temperatura y Tasa de Transferencia de Calor para Aletas de Sección Transversal Constante</i>	43
Figura 14 <i>Esquemas de los Diferentes Tipos de Aletas</i>	44
Figura 15 <i>Sección del Evaporador del Termosifón con Masa fija</i>	45
Figura 16 <i>Esquema del Flujo de Agua en el Condensador</i>	47
Figura 17 <i>Regímenes de Ebullición de Estanque</i>	49
Figura 18 <i>Angulo de Contacto de las Burbujas con la Superficie</i>	52
Figura 19 <i>Efectos de la Rugosidad de la Superficie sobre el Ángulo de Contacto Efectivo</i>	54
Figura 20 <i>Modos de Condensación</i>	60
Figura 21 <i>Condensación de Película en una Pared Vertical</i>	61
Figura 22 <i>Esquema y Operación de un Tubo de Calor</i>	65
Figura 23 <i>Esquema del Termosifón Cerrado de Doble Fase</i>	66

Figura 24 <i>Esquema del Flujo de Vapor en un Termosifón</i>	68
Figura 25 <i>Tendencia de la Resistencia Térmica Variando el FR.</i>	71
Figura 26 <i>Incidencia de la Pvac en un Termosifón con Nanofluidos Sintetizados y Agua.</i>	73
Figura 27 <i>Rendimiento de la Transferencia de Calor del Termosifón de Agua.</i>	74
Figura 28 <i>Aplicaciones Térmicas del Termosifón</i>	76
Figura 29 <i>Métodos de Síntesis de Nanopartículas</i>	77
Figura 30 <i>Muestra de Óxido de Aluminio</i>	78
Figura 31 <i>Muestra de Nanotubos de Carbono NTCs</i>	79
Figura 32 <i>Esquema de Formación de los NTCs</i>	79
Figura 33 <i>Nanopartículas Dispersadas en un Fluido Base</i>	81
Figura 34 <i>Estructura de Nanofluidos con Nanocapas en la Interface Solido-Líquido</i>	82
Figura 35 <i>Esquema de los Elementos del Termosifón</i>	85
Figura 36 <i>Tubo de Calor con 8 Aletas en el Condensador</i>	87
Figura 37 <i>Tubos de Calor del Evaporador y Condensador</i>	88
Figura 38 <i>Tanque de Agua de Flujo Constante</i>	90
Figura 39 <i>Bomba de Vacío y Vacuómetro</i>	91
Figura 40 <i>Circuito de Adquisición de Datos con Arduino UNO</i>	92
Figura 41 <i>Ensamble de los Elementos del Termosifón</i>	93
Figura 42 <i>Preparación de Fluido Base, Agua-Etilenglicol</i>	94
Figura 43 <i>Pesaje de Al_2O_3</i>	95
Figura 44 <i>Agitación Magnética de los Componentes</i>	95
Figura 45 <i>Proceso de Sonicación</i>	96
Figura 46 <i>Concentraciones de Al_2O_3</i>	96
Figura 47 <i>Proceso de Preparación de Arena</i>	97

Figura 48 <i>Proceso Abrasivo en los Tubos de Calor</i>	97
Figura 49 <i>Limpieza Interna con Lija Número 1000 en los Tubos de Calor</i>	98
Figura 50 <i>Mezcla de Compuesto Químicos para crear un Limpiador de Superficie</i>	99
Figura 51 <i>Compuesto Limpiador en Superficies de Cobre</i>	99
Figura 52 <i>Amonio para el Proceso de Oxidación en la Superficie Interna de los Tubos de Calor</i>	100
Figura 53 <i>Esquema Térmico de las Condiciones de Frontera del Termosifón</i>	106
Figura 54 <i>Circuito Térmico del Termosifón</i>	107
Figura 55 <i>Perfil de Temperaturas para el Tubo de 8 Aletas con STS-AE y NP-AE</i>	111
Figura 56 <i>Perfil de Temperaturas para el Proceso MP-NTC</i>	112
Figura 57 <i>Perfil de Temperaturas para el Proceso NP-NTC</i>	114
Figura 58 <i>Perfil de Temperaturas para el Proceso MP- Al_2O_3</i>	116
Figura 59 <i>Perfil de Temperaturas para el Proceso NP- Al_2O_3</i>	118
Figura 60 <i>Rendimiento vs Calor de entrada para STS y NP con AE</i>	120
Figura 61 <i>Rendimiento del Proceso MP para los Nanofluidos NTC y Al_2O_3</i>	122
Figura 62 <i>Rendimiento del Proceso NP para los Nanofluidos NTC y Al_2O_3</i>	125
Figura 63 <i>Resistencia vs Calor de entrada para STS y NP con AE</i>	129
Figura 64 <i>Resistencia Térmica vs Calor de Entrada para el Proceso MP</i>	130
Figura 65 <i>Resistencia Térmica vs Calor de entrada para el Proceso NP</i>	134
Figura 66 <i>Park Systems NX10 Atomic Force Microscope</i>	137
Figura 67 <i>Hoja de Verificación de la Punta de Medición.</i>	139
Figura 68 <i>Microscopio de Fuerza Atómica Park Systems NX10</i>	140
Figura 69 <i>Programa Software Park SmartScam</i>	140
Figura 70 <i>Proceso de Escaneado de la Superficie de Cobre</i>	141
Figura 71 <i>Imagen en 2D de la Superficie de Cobre sin Ningún tipo de Tratamiento.</i>	141

Figura 72 <i>Histograma de la Superficie de Cobre sin ningún tipo de Tratamiento.....</i>	142
Figura 73 <i>Imagen Topográfica en Posición Escáner z de la Superficie de Cobre sin ningún tipo de Tratamiento.</i>	143
Figura 74 <i>Imagen en 2D de la Superficie de Cobre con Tratamiento de Chorro de Arena.....</i>	144
Figura 75 <i>Histograma de la Superficie de Cobre con Tratamiento de Chorro de Arena.</i>	145
Figura 76 <i>Imagen Topográfica en Posición Escáner z de la Superficie de Cobre con Tratamiento de Choro de Arena.....</i>	146
Figura 77 <i>Imagen en 2D de la Superficie de Cobre con Tratamiento Químico.....</i>	147
Figura 78 <i>Histograma de la Superficie de Cobre con Tratamiento Químico</i>	148
Figura 79 <i>Imagen Topográfica en Posición Escáner z de la Superficie de Cobre con Tratamiento Químico ...</i>	149

Nomenclatura

Al_2O_3	Óxido de aluminio
NTC	Nanotubos de carbono
TCDF	Termosifón cerrado de doble fase
STS	Sin tratamiento superficial
MP	Microparticulado/Microestructurado
NP	Nanoparticulado/Nanoestructurado
q''	Flujo de calor
k	Conductividad térmica
$\frac{dT}{dx}$	Diferencial de temperatura en la dirección x
q_x	Taza de calor transferido en la dirección x
A	Área transversal
A_c	Área circular
T	Temperatura
L	Espesor de la pared
h	Coefficiente de convección
T_s	Temperatura de superficie
T_∞	Temperatura del fluido
T_{sat}	Temperatura de saturación
T_f	Temperatura de película
\dot{m}	Flujo másico
ρ	Densidad
\mathcal{V}	Velocidad de un fluido
V	Voltaje

I	Corriente
A_c	Área transversal
C_p	Capacidad calorífica específica
ΔT	Variación de temperatura
R	Resistencia Térmica
P	Perímetro
θ	Temperatura en exceso
n_f	Eficiencia térmica de una aleta
g	Aceleración de la gravedad
ΔT_e	Temperatura en exceso
h_{fg}	Calor latente de vaporización
h'_{fg}	Calor latente de vaporización modificado
η	Rendimiento térmico
Nu	Número de Nusselt
μ	Viscosidad dinámica
r	Radio
L_t	Longitud del termosifón
FR	Factor de llenado
LPH	Litros por hora
V_{liq}	Volumen de líquido
V_e	Volumen del evaporador
D	Diámetro del termosifón
l_e	Longitud del evaporador
L_p	Longitud de la pared

T_{pe}	Temperatura promedio del evaporador
T_{pc}	Temperatura promedio del condensador
ϕ	Fracción volumétrica de nanopartículas
β	Razón entre las conductividades térmicas entre nanopartículas y fluido base.
q_{max}	Calor máximo.

Subíndices

l	Líquido
e	Evaporador
ad	Adiabático
c	Condensador
v	Vapor
in	Entrada
out	Salida
nf	Nanofluido
fb	Fluido base
np	Nanopartículas

Resumen

Los termosifones cerrados de doble fase (TPCT) son excelentes dispositivos de transferencia térmica ya que su integración en intercambiadores de calor ha demostrado un gran potencial de ahorro energético. Este trabajo tiene como objeto de estudio la transferencia de calor en termosifones con aleteado interno y tratamiento superficial usando nanofluidos con base agua-etilenglicol y nanopartículas de Al_2O_3 y Nanotubos de Carbono. El fluido de trabajo considerado para los experimentos es 95% agua y 5% etilenglicol con nanopartículas de Al_2O_3 y NTC. El termosifón consta de un evaporador de 200 mm, una longitud adiabática de 175 mm y una sección de condensador de 200 mm de longitud. El tubo de cobre tiene un diámetro nominal de 5/4 de pulgada, con aletas de sección rectangular que se colocan internamente a lo largo del condensador, estas son de área constante y tienen 8 mm de ancho y 3 mm de espesor. Los parámetros utilizados en este estudio son: Factor de llenado (FR) del 100%, caudal másico de agua de refrigeración de 60 LPH y presión de vacío de -16 inHg. Además, El termosifón se prueba con potencias de 100 a 300 W. Se realizaron experimentos con la superficie de cobre lisa (STS), la superficie microparticulada (MP) y la superficie nanoparticulada (NP). Los resultados muestran que el rendimiento de transferencia de calor de las diferentes superficies aumenta en el orden STS-AE (145%) <NP-AE (187%) <MP- NTC (210%) <NP-NTC (217%) <MP- Al_2O_3 (228%) <NP- Al_2O_3 (230%). En comparación con la STS-AE, el rendimiento de la NP- Al_2O_3 aumenta un 85%, y la resistencia térmica disminuye en un 82%. Además, se realizó la microscopia de la superficie y los resultados explican su excelente rendimiento en ebullición ya que la mejora de la rugosidad, el área superficial efectiva y la humectabilidad, generan más sitios de nucleación, menor diámetro de salida de las burbujas y una frecuencia de salida más rápida.

Palabras clave: Termosifón, microparticulado (MP), nanoparticulado (NP), nucleación

Abstract

Closed two-phase thermosyphons (TPCT) are excellent heat transfer devices, as their integration in heat exchangers has shown great potential for energy savings. The objective of this work is to study the heat transfer in thermosyphons with internal finning and surface treatment using water-ethylene glycol based nanofluids with Al_2O_3 nanoparticles and Carbon Nanotubes by means of experimental and numerical investigations. The working fluid considered for the experiments is 95% water and 5% ethylene glycol with Al_2O_3 and NTC nanoparticles. The thermosyphon consists of a 200 mm evaporator, an adiabatic length of 175 mm and a 200 mm long condenser section. The copper tube has a nominal diameter of 5/4 inch, with rectangular section fins that are placed internally along the condenser, these are of constant area and are 8 mm wide and 3 mm thick. The parameters used in this study are: fill factor (FR) of 100%, cooling water mass flow rate of 60 LPH and vacuum pressure of -16 inHg. In addition, the thermosyphon is tested with power ratings from 100 to 300 (W). Experiments were carried out with the smooth copper surface (STS), the microparticulated surface (MP) and the nanoparticulated surface (NP). The results show that the heat transfer performance of the different surfaces increases in the order STS-AE (145%) <NP-AE (187%) <MP-NTC (210%) <NP-NTC (217%) <MP- Al_2O_3 (228%) <NP- Al_2O_3 (230%). Compared to STS-AE, the efficiency of NP- Al_2O_3 increases by 85%, and the thermal resistance decreases by 82%. In addition, surface microscopy was performed and the results explain its excellent boiling performance as the improved roughness, effective surface area and wettability, generate more nucleation sites, smaller bubble exit diameter and faster exit frequency.

Key words: Thermosyphon, microparticulate (MP), nanoparticulate (NP), nucleation

Capítulo I

Generalidades

Introducción

En los últimos años, el desequilibrio entre la oferta y la demanda de energía se ha convertido en el foco de atención para las industrias que buscan optimizar y mejorar el Rendimiento de procesos térmicos. En este trabajo se plantea estudiar los procesos de recuperación de energía para reducir las pérdidas y aumentar la tasa de transferencia de calor, en aplicaciones industriales como centrales termosolares, centrales de calefacción y centrales nucleares. Los termosifones se encuentran entre los intercambiadores de calor más eficientes disponibles que transfieren energía del extremo caliente al extremo frío a través de la evaporación y condensación del fluido de trabajo.

Los tubos de calor son recipientes herméticamente cerrados llenos de una cantidad de fluido de trabajo que sufre un proceso de cambio de fase que permite intercambiar altos flujos de calor con pequeñas diferencias de temperatura. Su fundamento físico se basa en la diferencia de densidades ya que el vapor que se genera sube a la zona del condensador, luego se condensa y retorna a la zona del evaporador, generando un ciclo cerrado y dando un proceso de transferencia de calor en fase de conducción, convección, ebullición de piscina y condensación.

Debido a las altas exigencias impuestas al flujo de calor de refrigeración por las tecnologías actuales, una mayor transferencia de calor es muy importante en muchas aplicaciones industriales. Las técnicas de mejora de la transferencia de calor pueden emplear métodos pasivos o activos. Con la ayuda de la superficie interna expandida, se puede aumentar el área de contacto del vapor en el condensador, lo que aumenta la tasa de transferencia de calor.

Las técnicas pasivas incluyen tratamientos superficiales que no requiere condiciones externas complicadas, una alternativa es el cambio de las propiedades del medio de trabajo o la modificación de la superficie mediante procesos abrasivos o químicos por medio de la oxidación, para modificar su

microestructura como la rugosidad y el área de intercambio de calor, provocando nucleación y salidas de burbujas de vapor.

Para mejorar el rendimiento de transferencia de calor en ebullición el pulido con chorro de arena es un método simple y de bajo costo que utiliza aire comprimido como energía para rociar arena en la superficie de trabajo a alta velocidad provocando deformación plástica y picaduras a nivel de micras, mejorando también las propiedades mecánicas de la superficie de cobre.

El método químico por medio de oxidación en fase líquida genera nanoestructuras en condiciones alcalinas al oxidar la superficie de cobre. También, está demostrado que los nanofluidos, que son suspensiones estables y homogéneas que consisten en un fluido base y nanopartículas como aditivos en tres concentraciones de 0.02%, 0.5% y 1.5%, son una forma de mejorar la transferencia de calor debido a una mayor conductividad térmica en comparación con los fluidos sin nanopartículas. El uso de nanofluidos no necesita cambios en la infraestructura de un termosifón.

Antecedentes

Los termosifones tienen aplicaciones de nivel micro y macro, sin embargo, a nivel tecnológico se tiene que los componentes electrónicos son cada vez más compactos y útiles en la vida cotidiana por lo que la disipación de calor es más exigente, para esto existen varias tecnologías de enfriamiento como convección libre, película descendente, convección forzada, y tubos de calor para manejar flujos de calor elevados (Naresh & Balaji, 2018). Por ello, varias investigaciones han sido llevadas a cabo con el fin de desarrollar métodos para aumentar el rendimiento de intercambiadores de calor.

Allan, H., & Agilan, H. (2015), concluyeron mediante un análisis experimental que la tasa de transferencia de calor puede ser aumentada con el uso de aletas. Entre los materiales estudiados, el cobre fue más efectivo que el latón y aluminio, debido a su alta conductividad térmica. Además, varios estudios se han realizado para estudiar la influencia de los factores de operación, como ángulo de

inclinación del termosifón, radio de llenado, potencia de entrada, flujo de refrigerante, superficie aislada y superficie extendida sobre el rendimiento térmico del termosifón.

(Naresh & Balaji, 2018), concluyeron que la adición de aletas produjo una mejora del 13% en la condensación, lo cual redujo el radio de llenado para un rendimiento óptimo del termosifón.

Al estudiar los nanofluidos, se tienen que son una suspensión homogénea y estable comprendida por un fluido base y nanopartículas como aditivo, los cuales aumentan notoriamente el rendimiento térmico de un termosifón. También se demostró que la conductividad térmica de los nanofluidos es mayor a fluidos sin nanopartículas. (M. Chehraz, B. Kamyab, 2021).

(Noie et al., 2009) investigaron el mejoramiento de la transferencia de calor en un termosifón usando nanofluidos de Al_2O_3 , se demostró que aumentando la concentración de nanofluidos a 3% en concentración volumétrica incrementa la eficiencia a 14.7% en comparación con agua.

Chehraz, M., & Moghadas, B. (2021), investigaron el efecto de nanotubos de carbono en el desempeño de un termosifón, comprobando que la adición de un nanofluido aumenta el desempeño del sistema, además la resistencia térmica se vio reducida cuando se aumentó el porcentaje de nanotubos de carbono.

(Liu et al., 2018) ratificaron la reducción de la resistencia térmica y mejoramiento de rendimiento térmico de un termosifón, usando nanotubos de carbón en una concentración de 2%. Su investigación demostró un aumento de 150% en la transferencia de calor comparado con agua.

Definición del problema

Debido al desarrollo de la tecnología moderna, los intercambiadores de calor requeridos en la industria trabajan con potencias de MW. A este rango los fluidos de trabajo convencionales como agua o etilenglicol presentan un gran desafío. Por lo tanto, resulta necesario el estudio sobre las técnicas de mejoramiento del rendimiento térmico en intercambiadores de calor, que permitan mejorar la productividad de los equipos térmicos industriales.

El interés en desarrollar técnicas de mejoramiento de la transferencia de calor se encuentra relacionado con el costo energético pues el uso inapropiado de energía se ha convertido en un problema mundial. Dicho problema promueve el estudio del mejoramiento de la transferencia de calor, la cual puede ser aumentada modificando la rugosidad, el área superficial, y cambiando las condiciones de frontera, o por otros métodos que involucran la adición de partículas de tamaño nano, con alta conductividad térmica al fluido de trabajo.

Objetivos

Objetivo General

Estudiar experimentalmente la transferencia de calor de termosifones con aleteado interno y tratamiento superficial usando nanofluidos con base agua-etilenglicol y nanopartículas de Al_2O_3 y Nanotubos de carbono.

Objetivos específicos

- Determinar el efecto térmico que se da en el termosifón cerrado de doble fase al aplicar procesos de tratamiento superficial en las diferentes configuraciones de aleteados internos.
- Analizar los cambios en la temperatura y la transferencia de calor al aplicar nanofluidos en base agua-etilenglicol con nanopartículas de Al_2O_3 y nanotubos de carbono con tratamiento superficial interno del termosifón de prueba.
- Realizar una comparación de los gráficos de la transferencia de calor, resistencia térmica y Rendimiento del termosifón de doble fase a partir del análisis experimental del perfil de temperaturas.
- Analizar el fenómeno físico e interpretar los resultados obtenidos.

Justificación e importancia

En la industria un porcentaje considerable de energía se pierde como calor residual, por lo tanto, es necesario estudiar la mejor alternativa para aprovechar la mayor cantidad de energía, por

ende, la aplicación de un termosifón es un equipo industrial que permite recuperar el calor residual de un proceso para ser utilizado en otro.

El presente trabajo permitirá estudiar y analizar la influencia que tiene el tipo de aleteado interno con tratamiento superficial y la aplicación de nanofluidos en un termosifón cerrado de doble fase líquido-gas, permitiendo así determinar la configuración más eficiente sobre la transferencia de calor del proceso.

Alcance

El presente trabajo tiene como finalidad realizar el estudio experimental de la transferencia de calor de termosifones con aleteado interno y tratamiento superficial usando nanofluidos con base agua-etilenglicol con nanopartículas de Al_2O_3 y nanotubos de carbono, el cual se basa en las ecuaciones de transferencia de calor, mecánica de fluidos y los procesos térmicos de evaporación y condensación en un ciclo cerrado de doble fase.

A continuación, se detallan los entregables del proyecto:

- Tablas de adquisición de datos de temperatura
- Análisis y resultados de los datos obtenidos
- Graficas comparativas
- Conclusiones y recomendaciones

Capítulo II

Marco Teórico

Fenómenos de transferencia de calor

La ciencia de la transferencia de calor estudia la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados fuente y receptor. Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un medio, existe una energía térmica la cual es transferida del lado más energético al menos energético.

Los procesos de transferencia de calor se relacionan con las razones de intercambio térmico, tales como los que ocurren en equipo de transferencia de calor, tanto en ingeniería mecánica como en los procesos químicos.

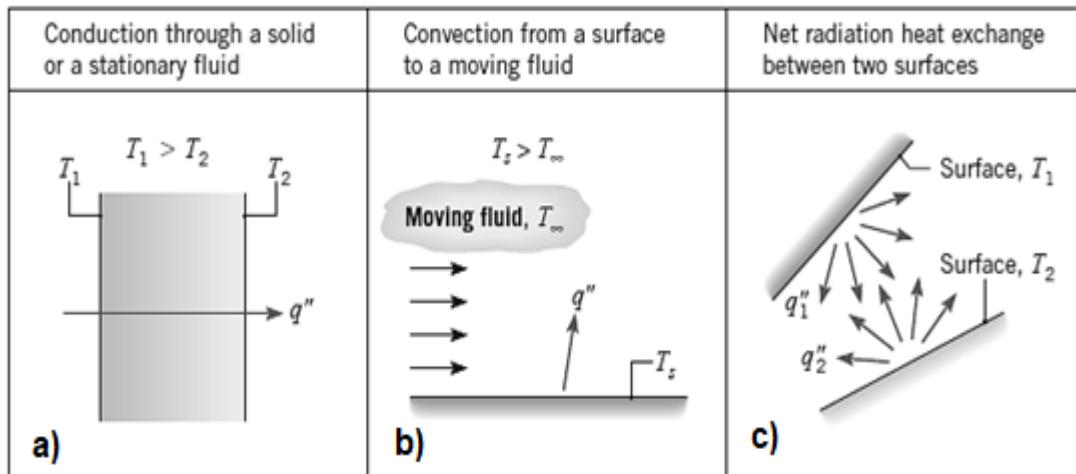
La transferencia de calor se estudia bajo varios fenómenos de acuerdo con la condición del problema ya que, según Kern, D. 1999, se tiene: (Pitts & Sissom, 1997)

“Para propósitos de ingeniería, las fases de una sustancia simple, sólida, líquida y gaseosa, están asociadas con su contenido de energía. En la fase sólida, las moléculas están muy cercanos, dando esto rigidez. En la fase líquida existe suficiente energía térmica para extender la distancia de las moléculas adyacentes, de manera que se pierde la rigidez. En la fase de gas, la presencia de energía térmica adicional resulta en una separación relativamente completa de los átomos o moléculas, También se ha establecido que, dondequiera que ocurra un cambio de fase fuera de la región crítica, se involucra una gran cantidad de energía en esa transición.”

Existen tres mecanismos de transferencia de calor, como se muestra en la Figura 1. La transferencia de calor por conducción es un intercambio de calor desde las partículas más energéticas hacia las menos energéticas en un medio sólido. Convección es la transferencia de energía entre una superficie y un fluido en movimiento que se encuentran a diferentes temperaturas. Por último, la Radiación, energía térmica emitida en forma de ondas electromagnéticas.

Figura 1

Mecanismos de Transferencia de Calor



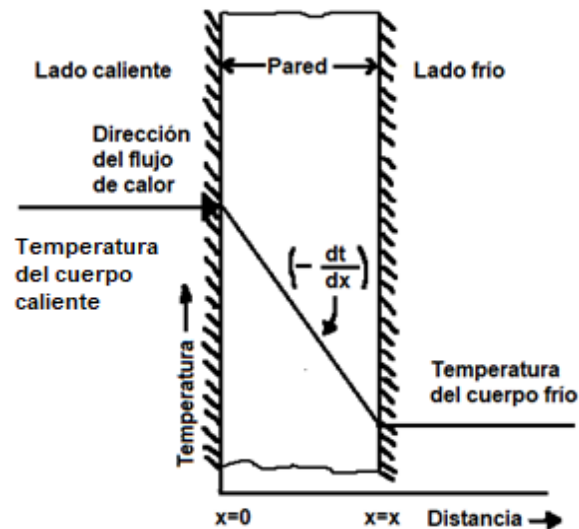
Nota. a) Conducción, b) Convección y c) Radiación. Tomado de *Fundamentals of heat and mass transfer*, por Bergman & Incropera, 2011.

Conducción

El mecanismo físico de la conducción se puede explicar considerando un medio estacionario entre dos superficies a distintas temperaturas, véase **Figura 2**. Debido a que la temperatura es una medida de la energía de las partículas, las partículas más cercanas a la pared superior, serán las más energéticas. Cuando estas moléculas colapsan, la energía se trasfiere desde las partículas más energética a la menos energética, por lo tanto, el flujo de calor sigue la dirección decreciente de temperatura (dirección x positiva).

Figura 2

Flujo de Calor por Conducción a través de una Pared



Nota. Tomado de *Procesos de transferencia de calor*, por Kern, 1999.

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas.

La tasa de transferencia de calor por conducción depende de la geometría, la diferencia de temperaturas y el espesor del medio. La cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo para la conducción de calor, se cuantifica mediante la ley de Fourier, donde la cantidad instantánea de transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperatura (dt) que impulsa el calor a través de la pared de espesor (dx). La constante de proporcionalidad (k) es peculiar a la conducción de calor por conducción y se le conoce por conductividad térmica.

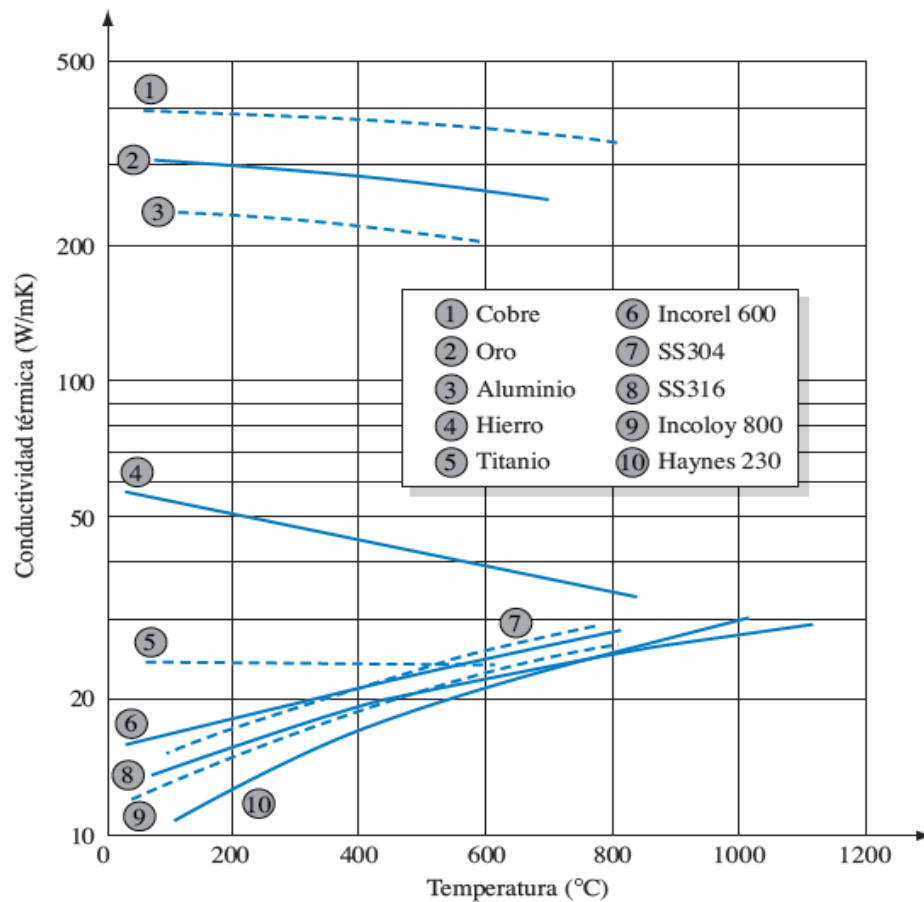
Conductividad térmica. La conductividad térmica de un material se puede definir como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área y por unidad de diferencia de temperatura. La K es una medida de la capacidad del material para conducir calor.

Algunas consideraciones de la conductividad térmica de los materiales:

- Un valor elevado para la conductividad térmica indica que el material es un buen conductor de calor
- Un valor bajo indica que es un mal conductor o que es un aislante.
- La conductividad térmica varía con el cambio de temperatura, ver **Figura 3**.
- Las conductividades térmicas de los gases varían en un factor de 10^4 con respecto a las de los metales puros como el cobre.
- La conductividad térmica de una aleación de dos metales suele ser mucho más baja que la del metal puro. Ver **Figura 3**.

Figura 3

Variación de la Conductividad Térmica de Diversos Sólidos con la Temperatura.



Nota. Tomado de *Principios de transferencia de calor*, por Kreith et al., 2012.

Conducción de calor en una pared plana. La ecuación que permite obtener el flujo de calor unidimensional en una pared plana, se expresa como:

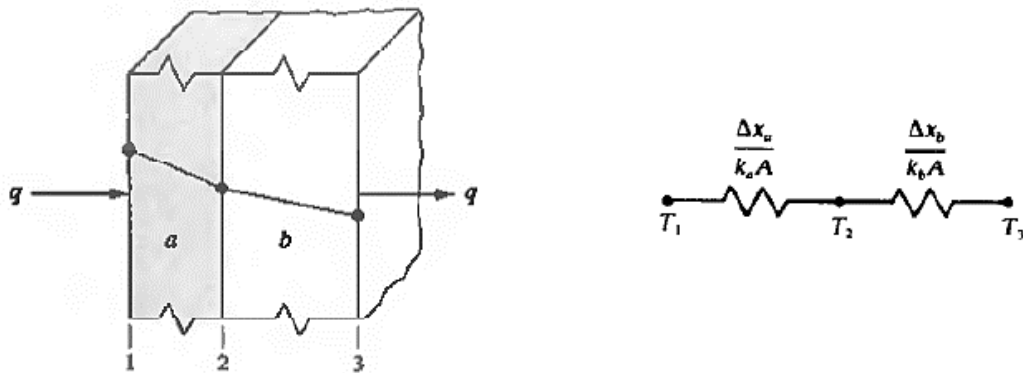
$$q'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Donde:

q'' (W/m^2), es el flujo de calor en la dirección x positiva.

Figura 4

Transferencia de Calor por Conducción Unidimensional



Nota. Tomado de *Schaum's outline of theory and problems of heat transfer*. por Pitts & Sissom, 1997.

En estado estacionario la distribución de temperatura tiene una distribución lineal, por lo tanto, la transferencia de calor en la pared compuesta de la **Figura 4**, se calcula de la forma:

$$q = - \frac{T_3 - T_1}{\frac{La}{k_a A} + \frac{Lb}{k_b A}} \quad (2)$$

Donde:

L es el espesor de la pared expresado en metros.

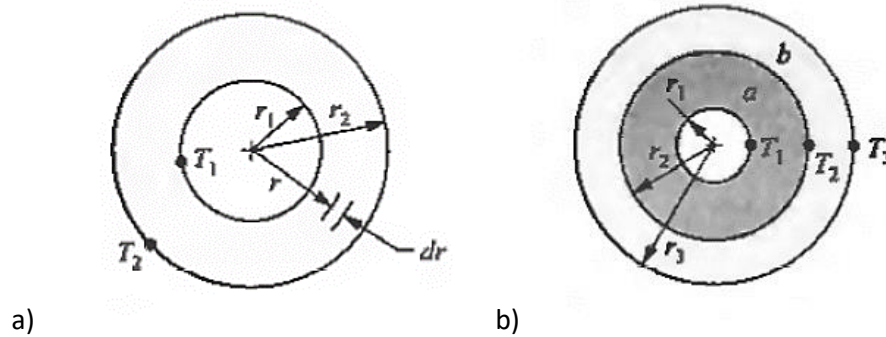
A es el área normal a la dirección de transferencia de calor.

K es la conductividad térmica del material.

Conducción de calor en una superficie radial.

Figura 5

Conducción de Calor en una Superficie Radial



Nota. a) Pared Cilíndrica de Simple Capa, b) Pared Cilíndrica de Capa Compuesta. Tomado de *Schaum's outline of theory and problems of heat transfer*, por Pitts & Sissom, 1997.

Dada una superficie homogénea y un diferencial de temperatura, con un área normal al flujo de calor radial de $A = 2\pi rL$, donde L es la longitud del cilindro, se tiene que q , en el literal a de la **Figura 5**, este dado por:

$$q = \frac{2\pi KL(T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (3)$$

Para la pared compuesta del literal b)

$$q = \frac{2\pi L(T_1 - T_3)}{\frac{1}{k_a} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{k_b} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \quad (4)$$

Convección

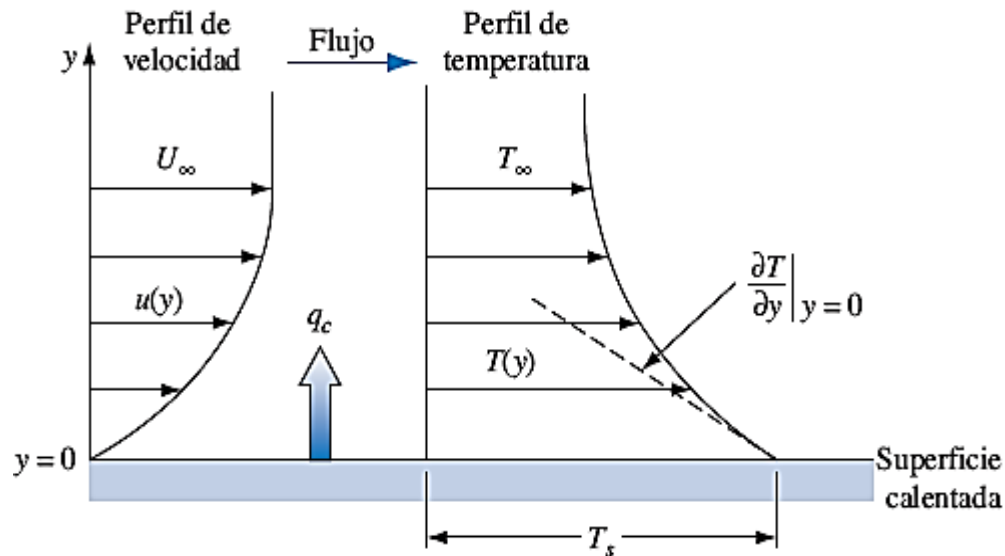
Mecanismo de transferencia de calor que se da entre una superficie sólida y un fluido en movimiento que se encuentran a distintas temperaturas. Este mecanismo está comprendido por el mecanismo de conducción y el movimiento macroscópico del fluido.

Considerando el enfriamiento de una superficie caliente por un fluido en movimiento como se muestra en la **Figura 6**. Por el movimiento del fluido se forma una región donde la velocidad del fluido

varía desde cero cuando $y=0$, hasta una velocidad finita que tenga el flujo. También, cuando hay una diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido, se forma una región en la que la temperatura varía desde T_s en la superficie hasta la temperatura del fluido del fluido.

Figura 6

Frontera de Temperatura y Velocidad en la Transferencia de Calor por Convección



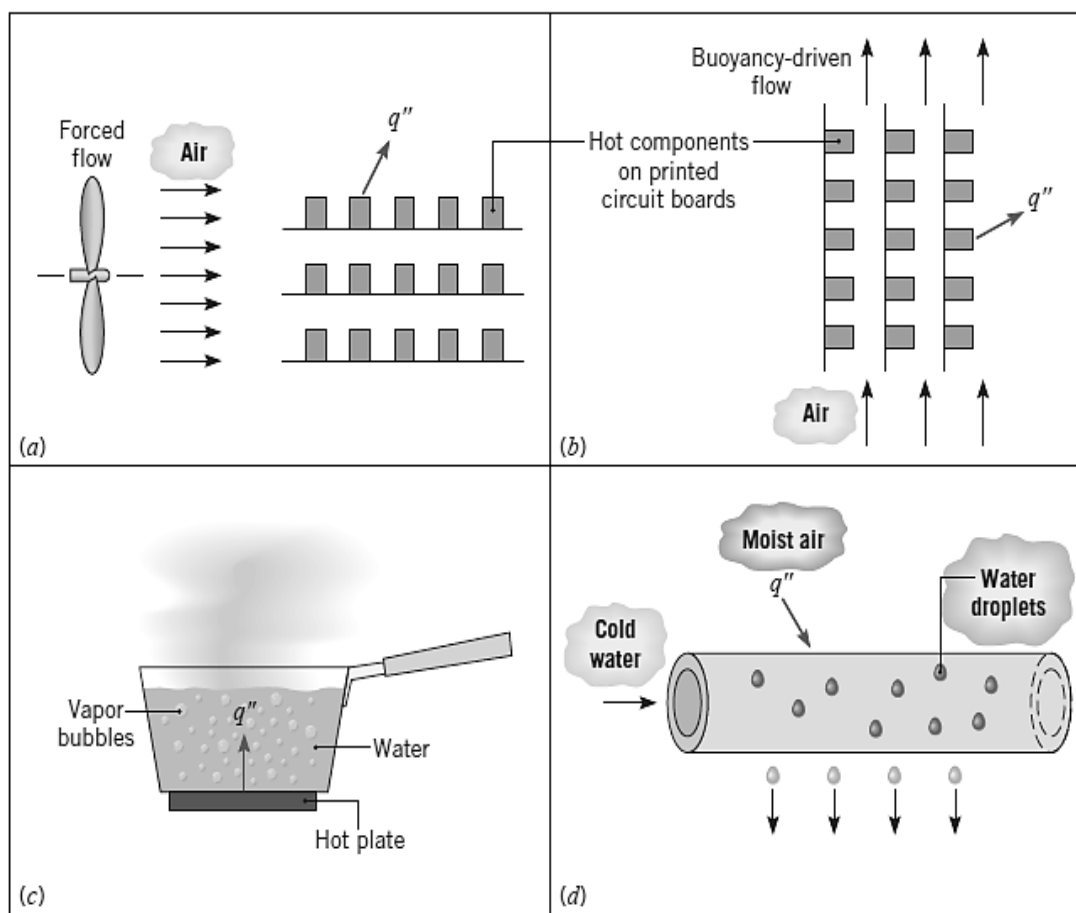
Nota. Tomado de *Principios de transferencia de calor*, por Kreith et al., 2012.

Si en la convección, el flujo del fluido se produce por medios externos se habla de convección forzada, si el flujo se produce por fuerzas de flotabilidad provocadas por la diferencia de densidades debido a la diferencia de temperaturas del fluido, se tiene convección natural (Çengel, 2011).

En algunos procesos de convección puede existir un intercambio de energía latente, generando un cambio de fase entre líquido y gas, como son los casos de ebullición y condensación sobre una superficie.

Figura 7

Procesos de Transferencia de Calor por Convección.



Nota. a) Convección Forzada, b) Convección Natural, c) Ebullición y d) Condensación. Tomado de *Fundamentals of heat and mass transfer*, por Bergman & Incropera, 2011.

El coeficiente de transferencia de calor por convección depende de la naturaleza del flujo, la geometría superficial y propiedades termodinámicas y de transporte del fluido, el coeficiente h toma un valor que de acuerdo con los datos experimentales y con el proceso se encuentra dentro de un rango de valores los cuales se presentan a continuación:

Tabla 1

Valores Típicos del Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección

Proceso	h (W/m ² K)
Convección natural	
Gases	2-25
Líquidos	50-100
Convección Forzada	
Gases	25-250
Líquidos	100-20000
Convección con cambio de fase	
Evaporación y Condensación	2500-100000

Nota. Tomado de *Fundamentals of heat and mass transfer*, por Bergman & Incropera, 2011

Se observó que la tasa de transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido, y se calcula mediante la Ley de enfriamiento de Newton, de la forma:

$$q_x'' = h (T_s - T_\infty) \quad (5)$$

Donde:

q_x'' (W/m²), T_s es la temperatura de la superficie

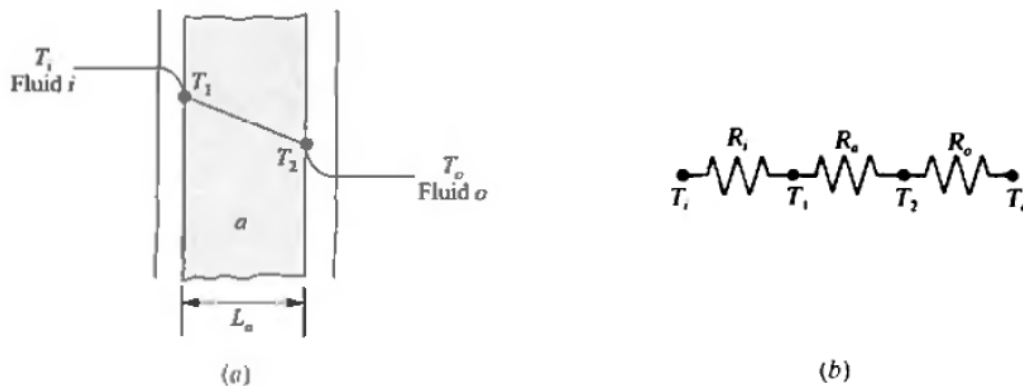
T_∞ la temperatura del fluido.

h es el coeficiente de transferencia de calor por convección (W /m² °C)

Convección de calor en una pared plana. Dada una pared uniforme expuesta a un fluido de trabajo, con un diferencial de temperatura tal como se muestra en la figura siguiente.

Figura 8

Transferencia de Calor por Convección en una Pared Plana



Nota. a) Pared Simple Expuesta a un Fluido, b) Diagrama de Resistencia Térmica. Tomado de *Schaum's outline of theory and problems of heat transfer*, por Pitts & Sissom, 1997.

De la **Figura 8** el esquema en el literal a, se puede obtener un diagrama de resistencias térmicas, mientras que, en el literal b, se obtiene el calor q por convección, resultado de un análisis de balance de energía entre la pared y el fluido, de tal manera que:

$$q'' = \frac{T_i - T_1}{\frac{1}{h_i}} = \frac{T_2 - T_o}{\frac{1}{h_o}} \quad (6)$$

Por lo tanto, la razón de transferencia de calor total del sistema planteado en la **Figura 8**, se determina con la siguiente expresión

$$q'' = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_i} + \frac{La}{ka} + \frac{1}{h_o}} = \frac{\Delta T}{\Sigma R} \quad (7)$$

Convección de calor en una superficie radial. Considerando un cilindro uniforme expuesto al flujo de un fluido por convección, como se muestra en la Figura 9, se tiene que las resistencias presentes en el mismo son:

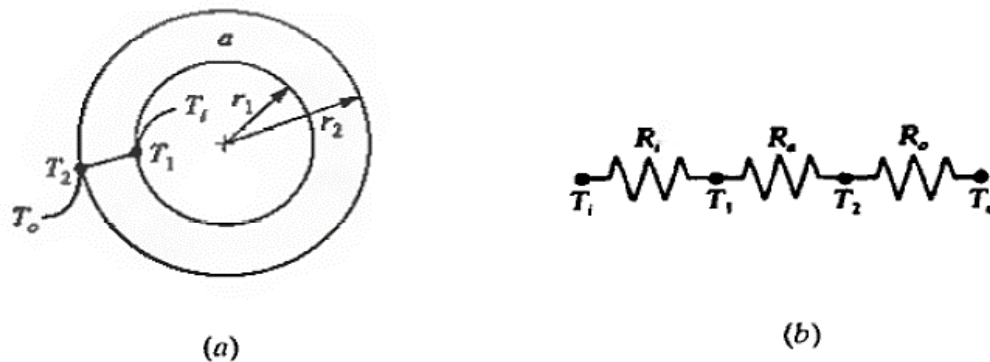
$$\text{Resistencia interna de convección} \quad R_i = \frac{1}{2\pi r_1 L h_i} \quad (8)$$

$$\text{Resistencia de conducción} \quad R_a = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi K_a L} \quad (9)$$

$$\text{Resistencia externa de convección} \quad R_o = \frac{1}{2\pi r_2 L h_o} \quad (10)$$

Figura 9

Transferencia de Calor por Convección en una Superficie Radial



Nota. a) Pared cilíndrica expuesta a un fluido, b) Diagrama de resistencia térmica. Tomado de *Schaum's outline of theory and problems of heat transfer*, por Pitts & Sissom, 1997.

El calor q total se determina, haciendo uso del coeficiente de transferencia de calor U

$$U = \frac{1}{A_i \sum R} = \frac{1}{A_o \sum R} = \frac{1}{2\pi r_o L * \left(\frac{1}{2\pi r_1 L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi K_a L} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_o} \right)} \quad (11)$$

$$q = UA\Delta T \quad (12)$$

Radiación

La radiación térmica es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura, cualquier superficie de un cuerpo negro con una temperatura mayor que el cero absoluto irradia calor a una tasa proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta y es independiente de las condiciones de los alrededores.

La radiación es un *fenómeno volumétrico* y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera y las rocas, ya que las radiaciones emitidas por las regiones interiores de estos materiales nunca pueden llegar a la superficie, y la radiación incidente sobre esos cuerpos suele absorberse en unas cuantas micras hacia adentro de dichos sólidos. (Cengel & Ghajar, 2011)

La tasa neta de transferencia de calor radiante está dada por

$$q_r = A\varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{atr}^4) \quad (13)$$

Donde:

A es el área de la superficie

ε es la emisividad del material

σ es la constante de Stefan-Boltzman igual a $5,67 \times 10^{-8} \left(\frac{W}{m^2 K^4} \right)$

T_s es la temperatura de la superficie (K)

T_{atr} es la temperatura del alrededor (K)

Transferencia de calor en superficies extendidas

La transferencia de calor por conducción tiene múltiples aplicaciones industriales como el efecto de las superficies extendidas, ya que es posible aumentar la transferencia de energía entre una superficie y un fluido adyacente aumentando la cantidad de área superficial que hace contacto con el fluido, mediante el uso de aletas o espigas de diversas secciones transversales. (Welty et al., 1999).

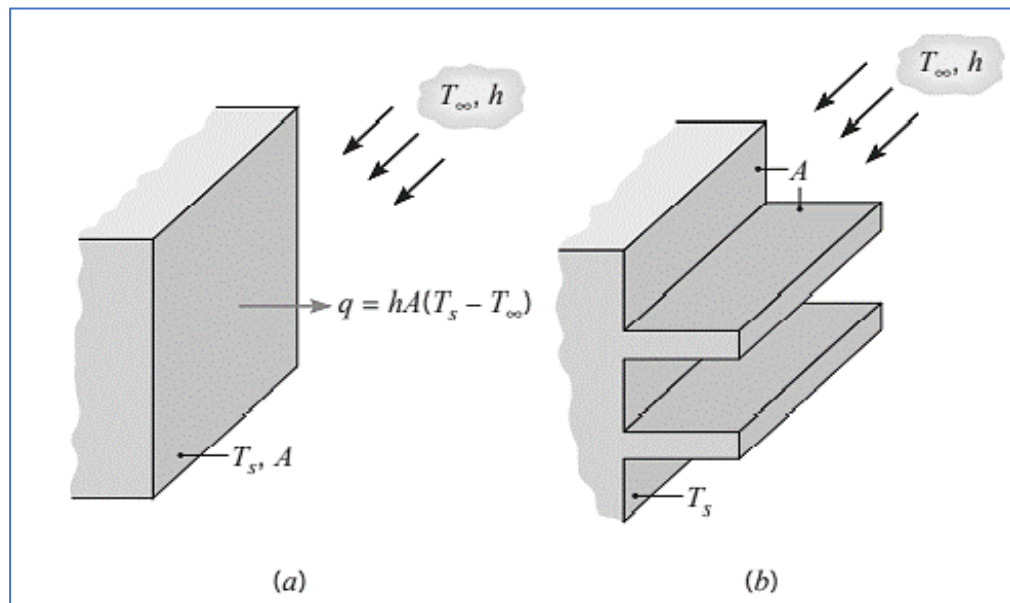
Considerando una pared plana expuesta a transferencia de calor por convección, vea

Figura 10 (a), Si se desea aumentar la tasa de transferencia de calor de la pared se lo puede hacer: incrementando el coeficiente de convección, lo cual suele ser muy costoso, debido a que se debe instalar bombas o ventiladores. Otra alternativa es aumentar la superficie que está en contacto con el fluido, añadiendo superficies extendidas, o también llamadas aletas, a la superficie en cuestión,

Figura 10 (b). Idealmente estas superficies extendidas deben tener un coeficiente de conducción alto para evitar grandes cambios entre las temperaturas de la base y de la punta de la superficie extendida.

Figura 10

Superficies Extendidas para Aumentar la Transferencia de Calor desde una Pared Plana



Nota. (a) Pared Plana. (b) Superficie Aleteada. Tomado de *Fundamentos de transferencia de calor*, por Incropera & DeWitt, 1999.

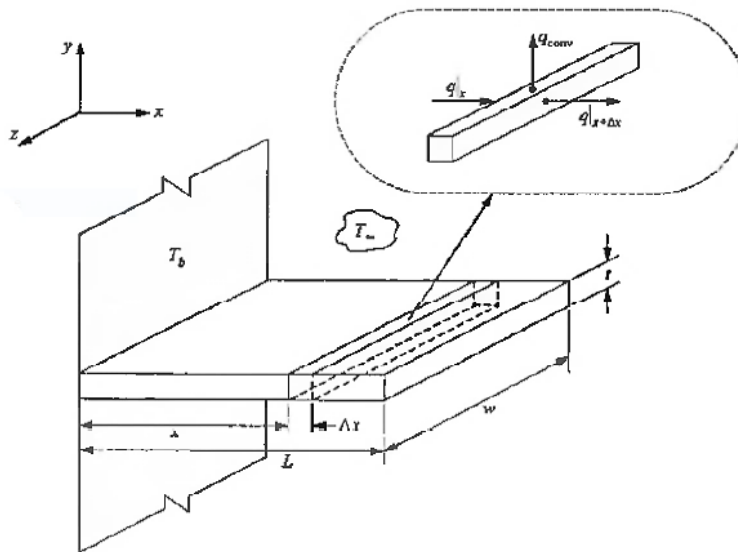
Debido a la ventaja en el aumento de la tasa de transferencia de calor que proporcionan las superficies extendidas, son ampliamente usadas en la industria. Desde radiadores de carros, arreglos para enfriar los motores de motocicletas, las tuberías de aires acondicionados, entre otros.

Aletas de sección transversal uniforme

Para el análisis unidimensional de las superficies extendidas, primeramente, se debe determinar la tasa de transferencia de calor asociada a la aleta. Para lo cual se realiza un balance de energías sobre un elemento diferencial. Considerando la superficie extendida de la **Figura 11**.

Figura 11

Análisis de una Aleta Rectangular Uniforme



Nota. Tomado de *Schaum's outline of theory and problems of heat transfer*, por Pitts & Sissom, 1997.

El análisis de conducción se reduce haciendo algunas asunciones:

- Se considera que la conducción de la aleta es en una sola dimensión (x).
- Estado estable, prevalece el estado en régimen permanente.
- Sin generación de energía.
- La conductividad térmica de la aleta es unidimensional.
- El coeficiente de convección es uniforme a lo largo de la aleta.

Aplicando la conservación de energía y con las asunciones previamente mencionadas se tiene la ecuación:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \left(\frac{1}{A_c} \frac{dA_c}{dx}\right) \frac{dT}{dx} - \left(\frac{1}{A_c} \frac{h dA_s}{k dx}\right) (T - T_\infty) = 0 \quad (14)$$

Para el caso que tengamos aletas de sección constante. La aleta tendrá una temperatura de la base $T(0) = T_b$, y estará en contacto con un fluido a una temperatura T_∞ .

Teniendo así, A_c como una constante y $A_s = Px$, donde A_s es el área superficial medida desde la base hasta x , P es el perímetro de la aleta, entonces la (14) se reduce a:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{hP}{kA_c} (T - T_\infty) = 0 \quad (15)$$

Para simplificar la ecuación (15), se cambia la variable dependiente mediante una definición de $\theta(x)$, como un exceso de temperatura descrito en la ecuación (16).

$$\theta(x) = T(x) - T_\infty \quad (16)$$

Para la solución de la ecuación (15), se deben aplicar condiciones de frontera en la punta de la aleta ($x=L$) y en la base ($x=0$), cuya solución general resultado de la ecuación diferencial es:

$$\begin{aligned} \frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta &= 0 \\ \theta(x) &= C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \end{aligned} \quad (17)$$

Donde:

$$m = \sqrt{hP/kA} \text{ y } \theta_b = T_b - T_\infty$$

Las condiciones en la punta de la aleta se pueden modelar de acuerdo a los siguientes cuatro casos siguientes:

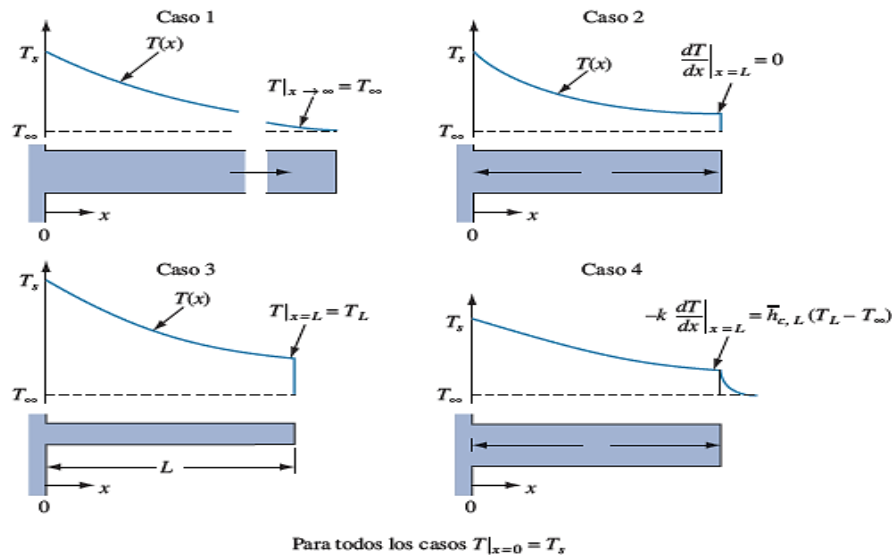
1. La aleta es muy larga y la temperatura en el extremo tiene a la temperatura del fluido.

$$\theta_L \rightarrow 0$$

2. Extremo de la aleta aislado (adiabática)
3. La temperatura al extremo de la altera es conocida
4. La punta pierde calor por convección

Figura 12

Representación Esquemática de las Condiciones de Frontera en la Punta de la Aleta



Nota. Tomado de *Principios de transferencia de calor*, por Kreith et al., 2012.

Mediante la aplicación de las condiciones de frontera en la solución general (17), se obtiene la siguiente:

Figura 13

Temperatura y Tasa de Transferencia de Calor para Aletas de Sección Transversal Constante

Caso	Condición en la punta ($x=L$)	Distribución de temperatura, θ/θ_s	Tasa de transferencia de calor de la aleta, q_{aleta}
1	Aleta infinita ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	e^{-mx}	M
2	Adiabática: $\left. \frac{d\theta}{dx} \right _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$	$M \tanh mL$
3	Temperatura fija: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_s) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$	$M \frac{\cosh mL - (\theta_L/\theta_s)}{\sinh mL}$
4	Transferencia de calor por convección: $\bar{h}_c \theta(L) = -k \left. \frac{d\theta}{dx} \right _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (\bar{h}_c/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (\bar{h}_c/mk) \sinh mL}$	$M \frac{\sinh mL + (\bar{h}_c/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (\bar{h}_c/mk) \sinh mL}$

Nota. $m = \sqrt{hP/kA}$, $\theta_s = T_s - T_\infty$ y $M = \sqrt{hP/kA} \theta_s$. Tomado de la Tabla 2.1 de *Principios de transferencia de calor*, por Kreith et al., 2012.

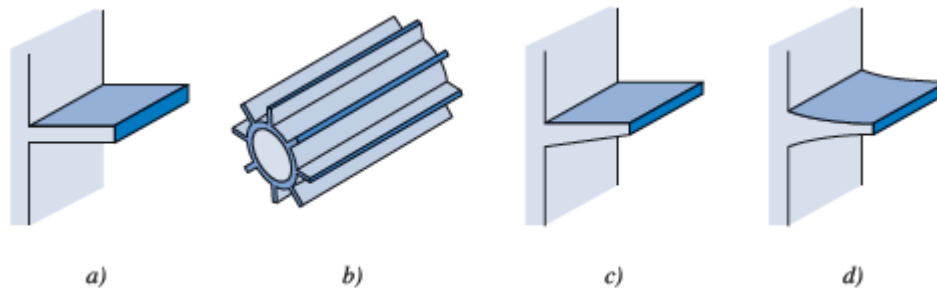
Diseño y Eficiencia de una aleta

Las aletas son de uso común para aumentar la tasa de transferencia de calor de una pared. Así pues, en muchos casos se usan para aumentar la tasa de transferencia de calor de la pared empleando aletas que se extienden en la superficie hacia el fluido, de esta manera se logra aumentar el área de contacto entre la superficie sólida y el fluido.

Las aletas tienen muchas configuraciones y formas, algunas de cuales se muestran en la **Figura 14**, el cual para el desarrollo de este trabajo se van a usar aletas similares al literal b), aletas a lo largo de un tubo cilíndrico, pero internas a dicho tubo.

Figura 14

Esquemas de los Diferentes Tipos de Aletas



Nota. a) Aleta recta de Perfil Rectangular; b) Tubo Cilíndrico con Aletas de Perfil Rectangular; c) Aleta Recta de Perfil Trapezoidal; d) Aleta Recta de Perfil Parabólico. Tomado de *Principios de transferencia de calor*, por Kreith et al., 2012.

Debido a su gran capacidad para aumentar la transferencia de calor, las aletas se evalúan mediante su eficiencia. Una aleta ideal en la cual su resistencia térmica sea cero o que su conductividad térmica tienda a infinito, tiene una eficiencia máxima, lo cual implica la obtención de la máxima tasa a la que una aleta pueda disipar calor.

En los casos reales existe un gradiente de temperatura a lo largo de la aleta debido a la resistencia a la conducción del material. Por lo tanto, la eficiencia se determina como la relación del

calor real transferido por la aleta, dividido para el calor máximo que tendría que transferir si toda la aleta estuviera a la temperatura de la base, teniendo así:

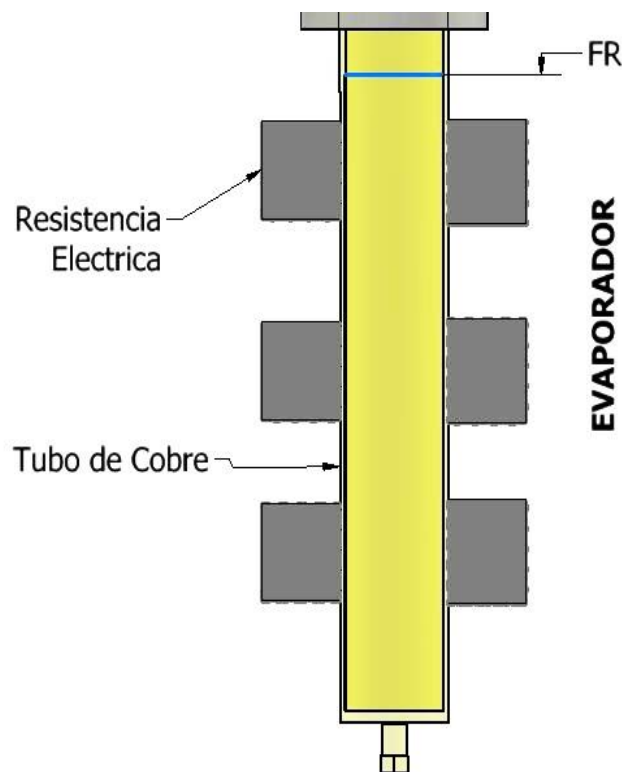
$$n_f = \frac{q_f}{q_{max}} = \frac{q_f}{hA_f\theta_s} \quad (18)$$

Balance de energía

Balance energético para sistemas cerrados de masa fija

Figura 15

Sección del Evaporador del Termosifón con Masa fija



Un sistema cerrado consta de una masa fija, ya que no comprenden cambios en la velocidad o elevación durante el proceso, tal es el caso de la ebullición de estanque para un termosifón cerrado cuya masa de trabajo es fija, tal como se muestra en la **Figura 15**.

La relación de balance de energía se reduce a:

$$E_{en} - E_{sal} = \Delta U \quad (19)$$

Cuando el sistema solo comprende transferencia de calor y ninguna interacción de trabajo, el balance de energía se reduce a:

$$Q = \dot{m} C_v \Delta T \quad (20)$$

Donde:

Q es la transferencia de calor que entra al sistema $Q_{in} = I * V$

Balance energético para sistemas de flujo estacionario

En un gran número de intercambiadores de calor existe flujo másico saliendo y entrando al sistema. Estos pueden ser analizados como volúmenes de control, en su mayoría en estado estacionario, es decir que no existen cambios de flujo a lo largo del tiempo en una ubicación específica. Para un flujo estacionario la cantidad de energía que entra al volumen de control es igual a la cantidad de energía que sale de él. (Çengel, 2011, p. 12).

La cantidad de masa que fluye a través de un ducto por unidad de tiempo se denomina flujo másico (\dot{m}). El flujo másico es proporcional al área de la sección por la cual está atravesando el flujo A_c , la densidad ρ y la velocidad V . El gasto de masa de fluido que fluye a través de un ducto se puede expresar como:

$$\dot{m} = \rho \mathcal{V} A_c \quad (21)$$

En el condensador de la **Figura 16** se tiene un sistema de entrada y salida de agua constante de flujo estacionario, donde los cambios en energía potencial y cinética son despreciables y no existe aplicación de trabajo, por lo tanto, el balance energético es de la forma:

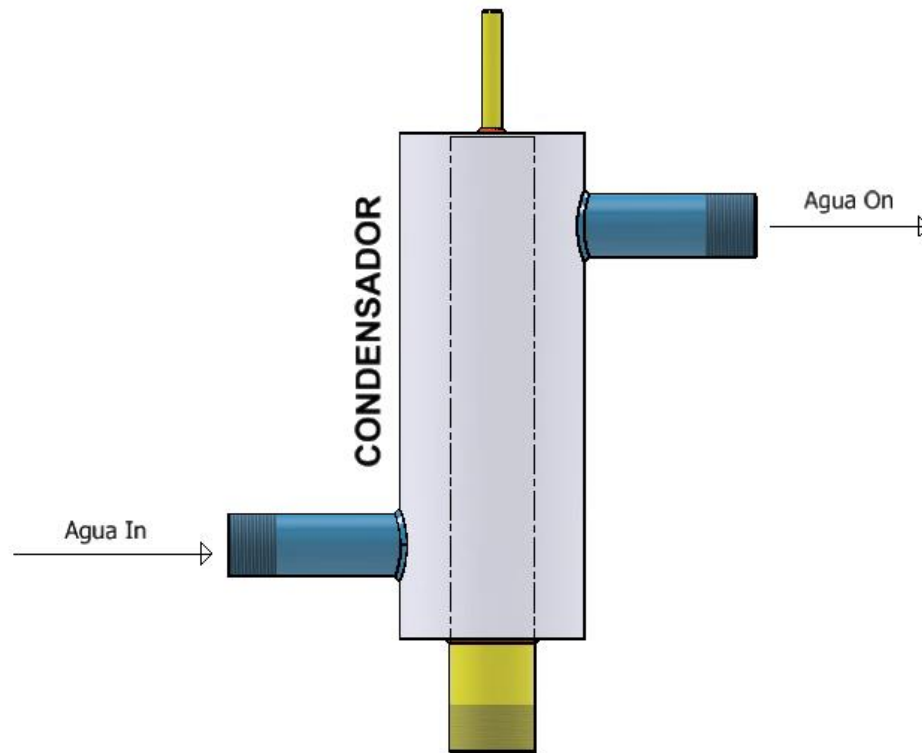
$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (22)$$

Donde:

Q es el calor que ingresa o sale del volumen de control.

Figura 16

Esquema del Flujo de Agua en el Condensador



Transferencia de calor por ebullición

La transferencia de calor hacia líquidos en ebullición es un proceso de convección que comprende un cambio en fase de líquido a vapor y se sabe que cuando se eleva la temperatura de un líquido hasta la temperatura de saturación T_{sat} a una presión específica, se presenta la ebullición.

En la transferencia de calor por ebullición, las características superficiales, la tensión superficial, el calor latente de vaporización, presión, densidad y otras propiedades del vapor desempeñan una parte importante para el análisis del proceso, por ende, no existen ecuaciones generales que describan el proceso de la ebullición, sin embargo, se ha realizado un gran avance al encontrar correlaciones experimentales de datos de acuerdo con el régimen de ebullición. (Kreith et al., 2012).

Los parámetros dimensionales para describir el proceso de ebullición se pueden obtener usando el teorema de Pi Buckingham como:

$$h = h[\Delta T, g(\rho_l - \rho_g), h_{fg}, \sigma, L, \rho, C_p, k, \mu] \quad (23)$$

Donde:

$\Delta T = T_w - T_{sat}$ es la variación de temperatura.

$g(\rho_l - \rho_g)$ diferencia de densidad liquido-vapor.

h_{fg} calor latente de vaporización.

σ tensión superficial.

L longitud característica.

ρ, C_p, k, μ , son las propiedades termofísicas del líquido o vapor.

Dado que en un proceso de transferencia de calor por ebullición el calor es transferido desde la superficie al líquido, por lo tanto, el flujo de calor de ebullición se expresa con la ley de enfriamiento de Newton como:

$$q_s'' = h(T_w - T_{sat}) = h\Delta T_e \quad (24)$$

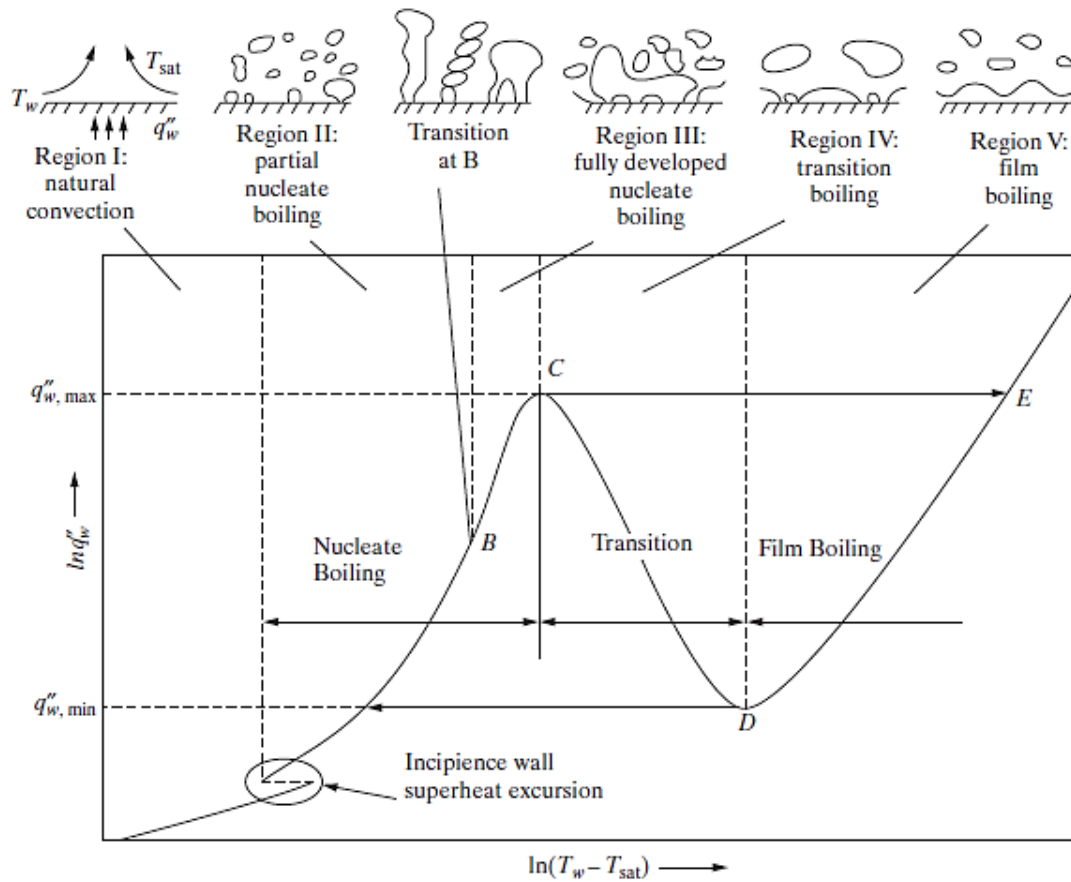
Ebullición de estanque

La ebullición de estanque se refiere a los procesos de ebullición sin un flujo forzado impuesto, donde el flujo de fluido es causado por fenómenos convectivos naturales únicamente. (Ghiaasiaan, 2007, p. 287).

Para ejemplificar este proceso se considera una superficie en calentamiento, como una placa plana o un alambre, sumergidos en un estanque de agua a temperatura de saturación sin agitación externa, este ejemplo es conocido como el experimento de Nukiyama (1934), a partir de la cual se identifica la curva de ebullición de estanque, ver **Figura 17**, que relaciona el flujo de calor q con la temperatura de recalentamiento de la pared $\Delta T = T_w - T_{sat}$.

Figura 17

Regímenes de Ebullición de Estanque



Nota. A) Punto de Ebullición de Nucleación (ONB), AB) Región de Ebullición Parcial, C) Punto de Flujo Térmico Crítico, D) Punto de Ebullición Mínima de la Película, MFB y E) Ebullición de Película Estable Superior al Flujo de Calor Máximo. Tomado de "Two-Phase Flow, Boiling and Condensation: In Conventional and Miniature Systems", por Ghiaasiaan, 2007.

De esta curva se pueden hacer muchas observaciones tales como que la ebullición comienza en el punto de ebullición de nucleación (ONB, onset of nucleation boiling point) y esta viene acompañado con una excursión de recalentamiento de la pared la cual está directamente relacionado con la humectabilidad de la superficie por el líquido, también se tiene que la convección natural y la ebullición

parcial contribuyen a la transferencia de calor, sin embargo en la región de ebullición completa, la convección natural es insignificante.

En la región de ebullición parcial (AB) los flujos de calor son pequeños y la calidad del vapor aumenta a medida que aumenta el flujo resultado de la interacción de las burbujas, para finalmente en (BC) formar columnas de vapor cerca de la superficie debido a los altos flujos de calor en esa zona, pasando por el punto de transición en B.

El flujo de calor crítico (C) marca el límite superior de ebullición nucleada en el que la interacción de las corrientes de líquido y vapor provoca una restricción del suministro de líquido a la superficie de calentamiento. A partir de este punto la fracción seca de la superficie calentada aumenta con humectación intermitente a medida que aumenta la temperatura de recalentamiento de la pared, es decir la ebullición está en transición y se caracteriza por la existencia de una capa de vapor inestable sobre la superficie de calentamiento que libera grandes manchas de vapor a intervalos más o menos regulares. (Collier & Thome, 1994, p. 150).

La región de ebullición de película estable que inicia con un flujo de calor mínimo en el punto D y continua por el punto E, consiste en una película de vapor estable que cubre toda la superficie de calentamiento y el vapor se desprende de la película periódicamente en forma de burbujas. La transferencia de calor se realiza por conducción y convección en la película y a medida que aumenta la temperatura de la superficie se analiza por radiación. (Collier & Thome, 1994, p. 150).

En la curva de ebullición se pueden observar cinco regiones referentes a los modos de ebullición de estanque, donde se tiene -Región I: convección libre, -Región II y III: ebullición nucleada, -Región IV: ebullición de transición y -Región V: ebullición en película. Aunque la curva está dada para agua a 1 atmósfera, la forma general de la curva no varía para otros fluidos.

Ebullición por convección natural. Se da cuando ΔT_e es menor o igual a aproximados 5°C , punto A en la Figura 17. El líquido puede estar a temperatura de saturación o por debajo de ella debido a esto en esta zona la transferencia de calor está determinada por convección natural unidimensional.

Por ejemplo, según Collier & Thome, (1994, p. 151) para convección natural turbulenta de un elemento desde una superficie plana horizontal, la correlación utilizada es:

$$\frac{hD}{k_l} = 0,14 \left[\left(\frac{\beta g \Delta T D^3 \rho_l^2}{\mu_l^2} \right) \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)_l \right]^{\frac{1}{3}} \quad (25)$$

Fishenden
y Saunders

Donde:

β es el coeficiente de expansión.

Ebullición nucleada. Este modo de ebullición se da entre los puntos A y C, donde $5^\circ\text{C} \leq \Delta T_e \leq 30^\circ\text{C}$. La primera formación de burbujas comienza en el punto A de la curva de ebullición, mientras se sigue hacia el punto C, este modo se divide en dos regiones.

En la región II de A-B se da la formación de burbujas aisladas en sitios de nucleación sobre la superficie, las burbujas formadas se disipan en el líquido poco tiempo después de separarse de la superficie, lo que genera la agitación del fluido aumentando así el coeficiente de convección.

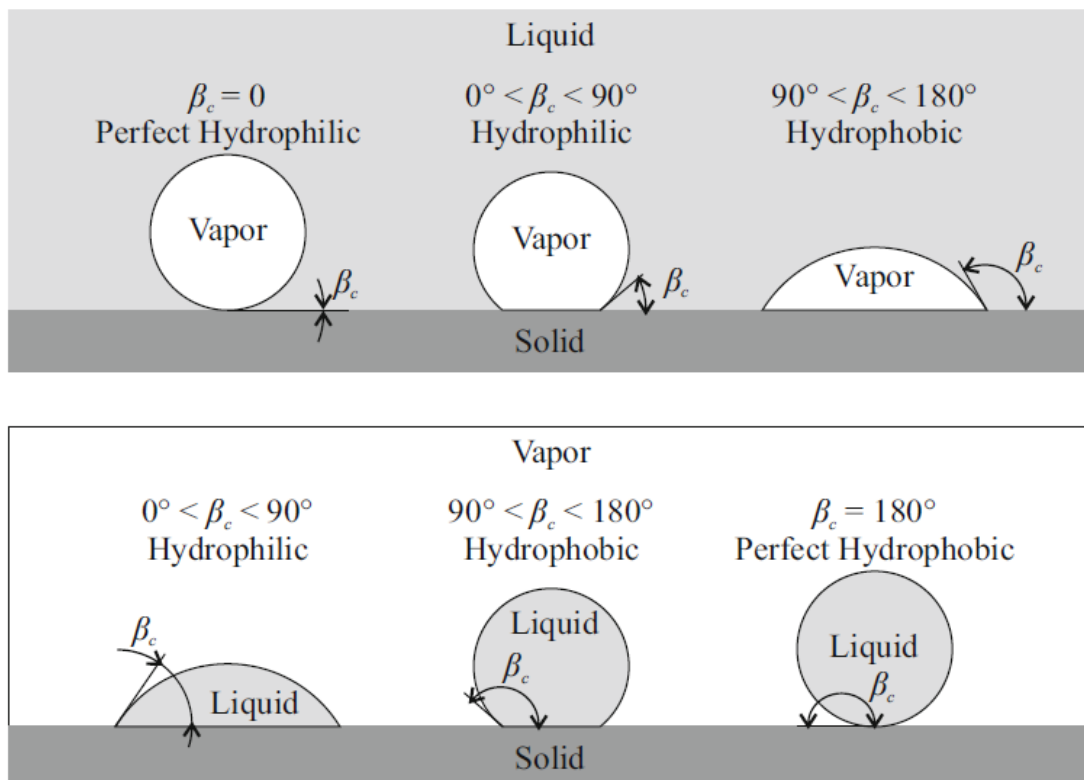
La Región III empieza cuando la temperatura en exceso se incrementa desde el punto B, empieza la formación de burbujas a una tasa mayor, causando que estas burbujas interfieran entre sí y colapsen, formando columnas de vapor que ascienden hasta la superficie.

Burbujas en contacto con la superficie. La formación de vapores requiere un recalentamiento del líquido que en una condición metaestable cambia a la fase de vapor, por lo que la energía de las moléculas del fluido aumenta debido al calentamiento del mismo; el movimiento aleatorio de las moléculas promueve la difusión de energía por desplazamiento neto de las moléculas con alta energía, y/o por transferencia de energía a otras moléculas que entran en contacto con ellas.

También se tiene que la formación de burbujas de vapor requiere el desplazamiento del líquido vecino, lo que corresponde a un trabajo adicional de desplazamiento contra la presión y al aumento de la energía cinética del fluido. Además, se necesita de la energía relacionada con las fuerzas de tensión superficial para formación de burbujas debido a la interfaz líquido-vapor (Kanizawa & Ribatski, 2021). La presencia de una superficie caliente favorece la formación de burbujas cuyo comportamiento está afectado por la humectabilidad y la rugosidad de la superficie, ver Figura 19.

Figura 18

Angulo de Contacto de las Burbujas con la Superficie



Nota. Tomado de *Flow boiling and condensation in microscale channels*, por Kanizawa & Ribatski, 2021.

Las condiciones de superficie-líquido-vapor mostradas en la **Figura 18** son dos y se clasifican por su contribución de la humectabilidad en la formación de burbujas:

- **Superficie hidrofóbica.** Tiene una baja mojabilidad y se caracteriza por tener un ángulo de contacto $\beta_c > 90^\circ$

- **Superficie hidrofílica.** Tiene una alta mojabilidad y se caracteriza por tener un ángulo de contacto $\beta_c < 90^\circ$

Los ángulos de contacto superiores a 90 son deseables en cuanto a la formación de burbujas debido a su baja humectabilidad, sin embargo, es difícil tener una superficie antiadherente completamente lisa para un servicio a largo plazo debido a la degradación de la superficie y al ensuciamiento, además este tipo de superficies dan lugar a un bajo flujo térmico crítico que limita el rango de funcionamiento del equipo ya que el recalentamiento resultante aumenta, por tal razón la rugosidad de la superficie actúa aumentando el ángulo de contacto efectivo y reduciendo el recalentamiento necesario, ver **Figura 19**.

El ángulo de contacto para varios fluidos con la superficie de acuerdo con Shakir and Thome (1986) es:

Tabla 2

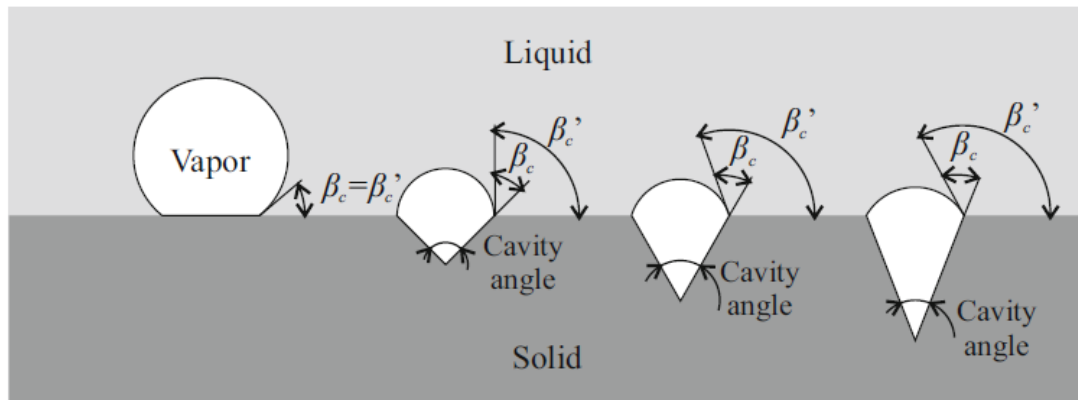
Angulo de Contacto para Varios Fluidos

Fluido	Superficie	Angulo de contacto [°]
Agua	Cobre	86
	Latón	84
Benceno	Cobre	25
	Latón	23
Etanol	Cobre	14-19
	Latón	14-18
Metanol	Cobre	25
	Latón	22
n-Propanol	Cobre	13
	Latón	8

Nota. Tomado de *Convective Boiling and Condensation*, por Collier & Thome, 1994.

Figura 19

Efectos de la Rugosidad de la Superficie sobre el Ángulo de Contacto Efectivo



Nota. Tomado de *Convective Boiling and Condensation*, por Collier & Thome, 1994. Tomado de *Flow boiling and condensation in microscale channels*, por Kanizawa & Ribatski, 2021.

Para un β_c fijo, la reducción del ángulo de la cavidad implica en el incremento del ángulo entre la superficie y la burbuja, β'_c , con lo cual se reduce el recalentamiento requerido de la superficie para la formación de la burbuja.

“Normalmente se introduce intencionadamente una rugosidad en la superficie de forma mecánica o por ataque químico para facilitar la formación de burbujas.” (Kanizawa & Ribatski, 2021, p. 167).

En el caso de una superficie no lisa, inicialmente seca y expuesta a un gas no condensable, como el aire, que se humedece con el fluido de trabajo en fase líquida la presión interna corresponde a la suma de las presiones parciales del vapor y del gas no condensable y la presión externa corresponde a la presión del líquido, así:

$$p_v + p_a - p_l = \frac{4\sigma}{d_c} \quad (26)$$

Donde:

p_v presión de vapor

p_a presión del gas no condensable (aire)

p_l presión del líquido

d_c diámetro de la cavidad

Correlaciones de la ebullición nucleada. En la región de ebullición nucleada, la temperatura superficial aumenta muy lentamente para un cambio relativamente grande en el flujo de calor superficial, de forma empírica se expresa como una relación de potencia.

$$T_w - T_{sat} = \psi * q^n \quad (27)$$

Donde ψ y n son constantes que dependen de las propiedades físicas del líquido y del vapor y de las propiedades de nucleación de la superficie. n normalmente estará en el rango de 0,25-0,5.

Analizando el mecanismo de transferencia de calor por ebullición nucleada donde el calor se transfiere desde la pared directamente al líquido, dando lugar a la agitación continua por las burbujas de vapor que se desprenden, existen correlaciones que permiten obtener el coeficiente de transferencia de calor de acuerdo al fluido de trabajo con una aproximación bastante acertada uno de otro, entre estas se encuentra la correlación de Labuntsov (Labuntsov, 1973), cuyos datos experimentales aplicados a un termosifón cerrado de doble fase con refrigerante R134a se obtuvo un coeficiente de correlación $R^2 = 0,92$ (Naresh & Balaji, 2018), dicha correlación es aplicable en otros fluidos como agua, etanol, etc.

$$\text{Labuntsov} \quad h_b = 0.075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l - \rho_g} \right)^{0.67} \right] \left(\frac{k^2}{v\sigma(T_s + 273.15)} \right)^{0.33} q^{0.67} \quad (28)$$

Para este trabajo particular se decidió aplicar la correlación para ebullición superficial de líquidos propuesto por Rohsenov (I. L. Piro et al., 2004) dado que se desarrolla con una distribución uniforme de la temperatura en toda la superficie. Adicional a esto también está la correlación de Piro (I. I. Piro, 1999), derivada de la correlación de Rohsenov, que relaciona el flujo de calor sobre la presión de saturación desde la atmosfera hasta el vacío para cuatro fluidos de trabajo en diferentes superficies.

$$\text{Rohsenov} \quad \frac{C_p \Delta T_b}{h_{fg}} = C_{sf} \left[\frac{q}{\mu h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \right]^{0.33} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^n \quad (29)$$

Donde C_{sf} es una constante, depende de la naturaleza de calentamiento superficie-fluido y n es una potencia, los valores se encuentran en el anexo 1.

Para el caso particular de trabajo cobre-agua, los valores de:

$$C_{sf} = 0.017$$

$$n = 0.76$$

Para poder hacer uso de la ley de enfriamiento de Newton, se reordena la correlación de Rohsenov para obtener el coeficiente de transferencia de calor por ebullición. (Smith, 2016).

$$\text{Smith} \quad h_b = \frac{q^{0.66}}{\frac{C_p C_{sf}}{h_{fg}} \left[\frac{1}{\mu h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \right]^{0.33} Pr^{1.7}} \quad (30)$$

$$\text{Pioro} \quad \frac{h_b D}{k} = C_{sf}^* \left[\frac{q}{h_{fg} \rho_g^{0.5} [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0.25}} \right]^{0.33} Pr^m \quad (31)$$

Donde C_{sf}^* es una constante, depende de la naturaleza de calentamiento superficie-fluido y m es una potencia, los valores se encuentran en el anexo 1.

Para el caso particular de trabajo cobre-agua, los valores de:

$$C_{sf}^* = 0.001228$$

$$m = -1.1$$

Si la superficie ha sido tratada mecánicamente o por procesos de ataque químico, en donde existe una rugosidad en la superficie, Stephan y Abdelsalam (1980), propusieron una correlación de ebullición nucleada para fluidos como agua, refrigerantes orgánicos y criogénicos, usando técnicas de regresión estocástica. (Collier & Thome, 1994).

$$\frac{hd_c}{k_l} = 0.0546 \left[\left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{qd_c}{k_l T_{sat}} \right) \right]^{0.67} \left(\frac{h_{fg} d_c^2}{\alpha_l^2} \right)^{0.248} \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l} \right)^{-4.33} \quad (32)$$

Finalmente, una investigación más empírica basada datos experimentales de transferencia de calor dentro de un termosifón bifásico cerrado cuya ecuación se basó en una correlación de mínimos cuadrados fue propuesta por Imura et al, 1979, y ratificada por Noie, (2005). (Smith, 2016).

$$\text{Imura et al} \quad h_b = 0.32 \left(\frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} C_{pl}^{0.7} g^{0.2}}{\rho_g^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \right) \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0.3} q^{0.4} \quad (33)$$

Donde:

P_v presión del vapor, y

P_{atm} presión atmosférica

Flujo crítico de calor. “El flujo de calor crítico en la ebullición en piscina se produce como resultado de una transición del patrón de flujo hidrodinámico cerca de la superficie de calentamiento” (Collier & Thome, 1994, p. 163). Zuber (1958) idealizó el patrón de flujo como un conjunto cuadrado de chorros de vapor que salen de la superficie calentada con un espaciado correspondiente a la longitud de onda de inestabilidad de Taylor λ_d , por ende, el flujo volumétrico máximo de vapor de la superficie es:

$$(\dot{V}_g)_{max} = \frac{\pi}{24} \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_g)}{\rho_g^2} \right]^{1/4} \quad (34)$$

Para el caso en el que el líquido este a temperatura de saturación y todo el vapor se produce en la superficie calentada se tiene:

$$\dot{V}_g = \frac{q}{\rho_g h_{fg}} \quad (35)$$

Luego, el flujo de calor máximo es:

$$q_{crit} = K h_{fg} \rho_g^{1/2} [\sigma g (\rho_l - \rho_g)]^{1/4} \quad (36)$$

De acuerdo con la literatura de Zuber el valor de $K = \pi/24$, valor confirmado por Kutateladze (1951), que obtuvo un valor de $K = 0.16 \pm 0.03$. Luego Lienhard y Dhir (1973)

reexaminaron la teoría de Zuber y concluyeron que el valor K se incrementa por un factor 1.14 y cuyo valor debe ser $K = 0.149$. (Collier & Thome, 1994).

Ebullición en transición. Esta región comprende desde el punto C al D, donde $30^{\circ}\text{C} \leq \Delta T_e \leq 120^{\circ}\text{C}$. Debido al rápido incremento de formación de vapor, la superficie se encuentra cubierta una gran parte por vapor que posee un coeficiente de convección menor al del líquido por ende la transferencia de calor disminuye. En esta región ocurren simultáneamente la ebullición por nucleación y la ebullición de película. (Çengel, 2011).

Ebullición en película. Este modo de ebullición está comprendido a temperaturas en exceso más allá del punto D, en esta zona la superficie está cubierta de una película de vapor estable, esto hace que las tasas de transferencia de calor sean bajas a medida que se aumenta la temperatura de la superficie, por lo tanto, aumentando la temperatura en exceso, los efectos de la radiación toman mayor importancia haciendo que la tasa de transferencia de calor aumente. (Çengel, 2011).

Debido a la falta de contacto líquido-sólido, esta región es la más fácil de analizar. El vapor se desprende de la película en forma de burbujas que se liberan regularmente en el tiempo y en el espacio.

Berenson (1961), desarrollo un modelo incorporando la inestabilidad de ondas hidrodinámicas de Taylor, obteniendo:

$$\text{Berenson} \quad h = 0,425 \left[\frac{g(\rho_l - \rho_g)\rho_g k_g^3 h'_{fg}}{\mu_g \Delta T_{sat} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{1/2}} \right]^{1/4} \quad (37)$$

Donde las propiedades de vapor se evalúan a la temperatura media de película, y las de líquido a la temperatura de saturación.

En la ecuación (37), h'_{fg} , es el calor latente de vaporización efectivo y se determina con la siguiente expresión:

$$h'_{fg} = h_{fg} \left[1 + 0,5 \left(\frac{C_{pg} \Delta T}{h_{fg}} \right) \right] \quad (38)$$

Como las temperaturas superficiales suelen ser altas en la ebullición de la película y el calor puede transferirse por radiación (Collier & Thome, 1994). Bromley (1950) propone la siguiente aproximación para combinar los efectos de la convección y la radiación:

$$\text{Bromley} \quad h = h_c + 0.75h_r \quad (39)$$

h_r , es el coeficiente de radiación

$$\text{Bromley} \quad h_r = \sigma \varepsilon \left[\frac{T_w^4 - T_l^4}{T_w - T_l} \right] \quad (40)$$

Transferencia de calor por condensación

La condensación ocurre cuando la temperatura de un vapor es disminuida por debajo de su temperatura de saturación. En la industria esto se da comúnmente cuando el vapor entra en contacto con una superficie que se encuentra a una temperatura menor T_w a la temperatura de saturación del vapor T_{sat} .

Cuando la condensación se da por el contacto con una superficie, se pueden distinguir dos tipos de condensación: condensación de película y condensación por gotas. La existencia de un tipo u otro está condicionado por la condición de la superficie.

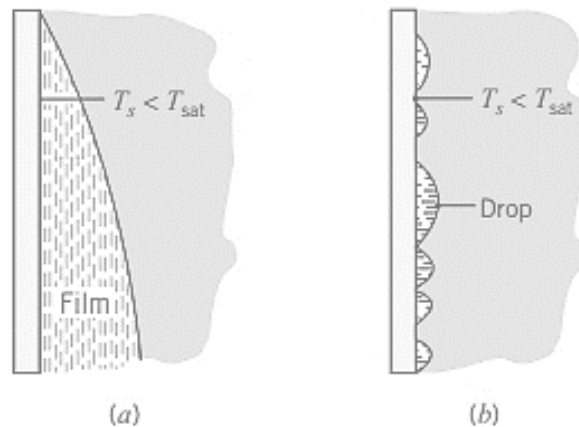
La condensación de película, que es la más común entre las dos, se da generalmente en superficies limpias y sin contaminación. Por otro lado, la condensación por gotas ocurre generalmente cuando la superficie tiene discontinuidades, como grietas, porosidad, tratamientos superficiales, etc.

En la condensación de película, el vapor se condensa sobre la superficie formando una película que cubre totalmente la superficie, la película fluye bajo la acción de la gravedad, incrementando su espesor en la dirección del flujo, a medida que más vapor se condensa.

En la condensación por gotas, el vapor se condensa cubriendo gran parte de la superficie por gotas de distintos tamaños, que van a fluir debido a la acción de la gravedad. La **Figura 20** muestra la condensación de película y por gotas de vapor sobre una superficie vertical.

Figura 20

Modos de Condensación



Nota. a) Condensación de Película b) Condensación por Gotas. Tomado de *Fundamentals of heat and mass transfer*, por Bergman & Incropera, 2011.

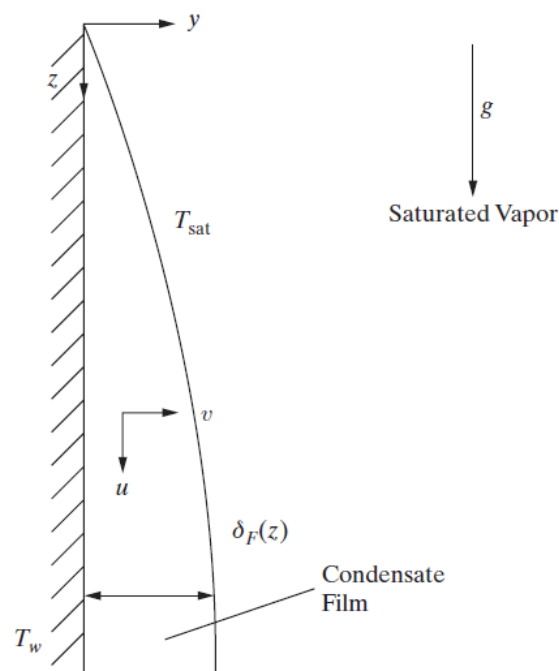
En la condensación de película, la capa de líquido que se forma sobre la superficie actúa como resistencia a la transferencia de calor. En la condensación por gotas ocurre de manera similar, pero ya que las gotas no cubren en su totalidad la superficie, la resistencia a la transferencia de calor es menor en comparación con la de condensación de película. Como consecuencia a esto las tasas de transferencia de calor en la condensación por gotas son mucho mayores a las de película, por lo cual esta condición es deseada por lo que es muy difícil de obtener y a lo largo del tiempo termina convirtiéndose en una condensación de película. Por lo tanto, para el diseño de equipos de transferencia de calor, se puede asumir conservadoramente, que el modo de condensación es de película (Gonzales & Jaramillo, 2022).

Condensación de película sobre una pared vertical

Como se puede ver en la **Figura 21**, el vapor se empieza a condensar en la parte alta de la pared plana y empieza a fluir en el sentido z positivo debido a la influencia de la gravedad. El espesor de la película incrementa en la dirección z positiva, debido a la continua condensación del vapor en la interfaz liquido-vapor.

Figura 21

Condensación de Película en una Pared Vertical



Nota. Tomado de *Two-Phase Flow, Boiling and Condensation: in Conventional and Miniature Systems*, por Ghiaasiaan, 2007.

Considerando la condensación laminar en una superficie plana vertical e isotérmica y haciendo las siguientes suposiciones:

1. Flujo de película laminar en estado estacionario.
2. Temperatura constante de la pared.
3. Vapor estancado, puro y saturado.

4. Tensión de cizallamiento nula en la superficie de película.
5. Líquido condensado con propiedades constantes.
6. Inercia del líquido despreciable.
7. Perfil de temperatura lineal en el condensado.

La conservación de momento en la dirección z para el líquido en película se rige por las ecuaciones de Navier-Stokes así:

$$\rho_l \left(u \frac{\partial u}{\partial z} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{dP}{dz} + \mu_l \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \rho_l g \quad (41)$$

Como lejos de la superficie el gradiente de velocidad es cero, se obtiene así el perfil de velocidad en la dirección y

$$u(y) = \frac{(\rho_l - \rho_g)g}{\mu_l} \left[y\delta_F - \frac{y^2}{2} \right] \quad (42)$$

Donde δ_F es el espesor de la capa limite y se obtiene con la condición de $\frac{\partial u}{\partial y} = 0 \rightarrow y = \delta_F$

El flujo masico por condensación se obtiene integrando el perfil de velocidad y multiplicando por la densidad del líquido, obteniendo así:

$$\dot{m}_c = \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)g}{3\mu_l} \delta_F^3 \quad (43)$$

Luego se tiene que δ_F se calcula con la siguiente expresión

$$\delta_F = \left[\frac{4\mu_l k_l (T_{sat} - T_w) z}{\rho_l h_{fg} (\rho_l - \rho_g) g} \right]^{1/4} \quad (44)$$

Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor se obtiene

$$h_{F,z} = \frac{k_l}{\delta_F} = \frac{q''}{T_{sat} - T_w} \quad (45)$$

En la gráfica de la capa limite en la condensación de la **Figura 21** se observa que la velocidad llega a un máximo en la interfaz liquido-vapor, y tiene un valor de cero en la pared, debido a la condición

de no deslizamiento. Mientras que, la temperatura va desde una temperatura mínima T_w en la pared, hasta T_{sat} en la interfaz liquido-vapor.

El calor latente de vaporización h_{fg} representa al calor transferido por unidad de masa durante la condensación. En un proceso real de condensación, el condensado es enfriado más allá de la temperatura de saturación, teniendo un valor entre T_w y T_{sat} , por lo ello, el calor transferido será mayor (Çengel, 2011).

Rohsenow demostró que cuando se enfría al líquido por debajo de su temperatura de saturación, este puede ser medido cambiando h_{fg} por el calor latente de vaporización modificado h'_{fg} , expresado como:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 C_{pl}(T_{sat} - T_s) \quad (46)$$

Donde:

C_{pl} es el calor específico del líquido a la temperatura promedio de la película.

Teniendo esto en cuenta, el coeficiente de transferencia de calor para condensación de película en una pared vertical es de la forma:

$$h = 0.943 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h'_{fg}k_l^3}{\mu_l(T_{sat} - T_s)L_p} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (47)$$

Todas las propiedades del fluido deben ser evaluadas a la temperatura de película $T_f = (T_{sat} + T_w)/2$. Por otra parte, el calor latente de vaporización y la densidad del líquido deben ser evaluadas a la T_{sat} .

Correlaciones empíricas para superficies verticales

“Uehara and Kinoshita (1994, 1997), desarrollaron correlaciones dependientes del flujo para los coeficientes locales de transferencia de calor por condensación que concordaban bien con los datos experimentales con agua y varios refrigerantes (Rose et al., 1999)”. (Ghiaasiaan, 2007, p. 448).

Los números adimensionales utilizados en la investigación son:

$$\text{Número de Nusselt } (Nu_z) \quad Nu_z = \frac{H_{F,z} * z}{k_l} \quad (48)$$

$$\text{Número de Grashof } (Gr_z) \quad Gr_z = \left(\frac{gz^3}{\nu_l^2} \right) \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l} \right) \quad (49)$$

$$\text{Número de Jakob } (Ja) \quad Ja = \frac{C_{pl}(T_{sat} - T_w)}{h_{fg}} \quad (50)$$

$$\text{Número de Prandtl } (Pr) \quad Pr_l = \frac{\mu_l C_{pl}}{k_l} \quad (51)$$

Régimen de película Laminar.

$$Nu_z = 0.707 \left(\frac{Gr_z Pr_l}{Ja} \right)^{1/4} \quad (52)$$

Con $30 \leq Re_F \leq 1000$

Régimen de película Turbulento.

$$Nu_z = 0.043 Ja^{0.2} Gr_z^{0.4} \quad (53)$$

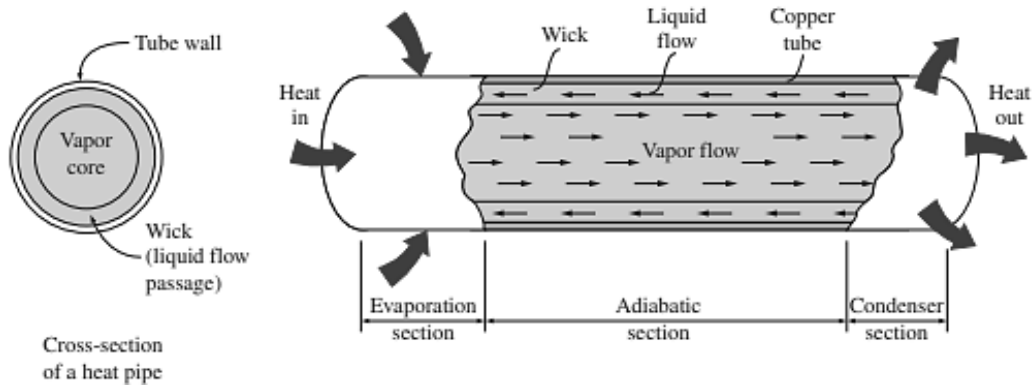
Con $Re_F \geq 1800$

Tubos de calor

Un tubo de calor es un dispositivo que permite transferir altas tasas de flujo de calor manteniendo esencialmente la temperatura constante. Un tubo de calor es un recipiente cerrado con o sin material de mecha alineado en la superficie interna que es llenado con un fluido de trabajo (Gonzales & Jaramillo, 2022). Está compuesto por dos secciones: el evaporador, donde el calor es absorbido y el fluido de trabajo se evapora cuando llega su temperatura de saturación; un condensador, donde el calor es rechazado y el fluido de trabajo se condensa, cediendo su entalpía. La **Figura 22** muestra un esquema de este proceso.

Figura 22

Esquema y Operación de un Tubo de Calor



Nota. Tomado de *Transferencia de calor y masa*, por Çengel, 2011.

Ventajas de los tubos de calor

Existen varias características que hacen a los tubos de calor más ventajosos que otros dispositivos de transferencia de calor utilizados en la industria. Algunas de estas ventajas son:

- Transferencia de calor eficiente.
- Operación a temperatura constante.
- Son livianos.
- Flexibilidad en el diseño.

Clasificación de los tubos de calor

Según la ESDU 80013 (2003) los tubos de calor se pueden clasificar por:

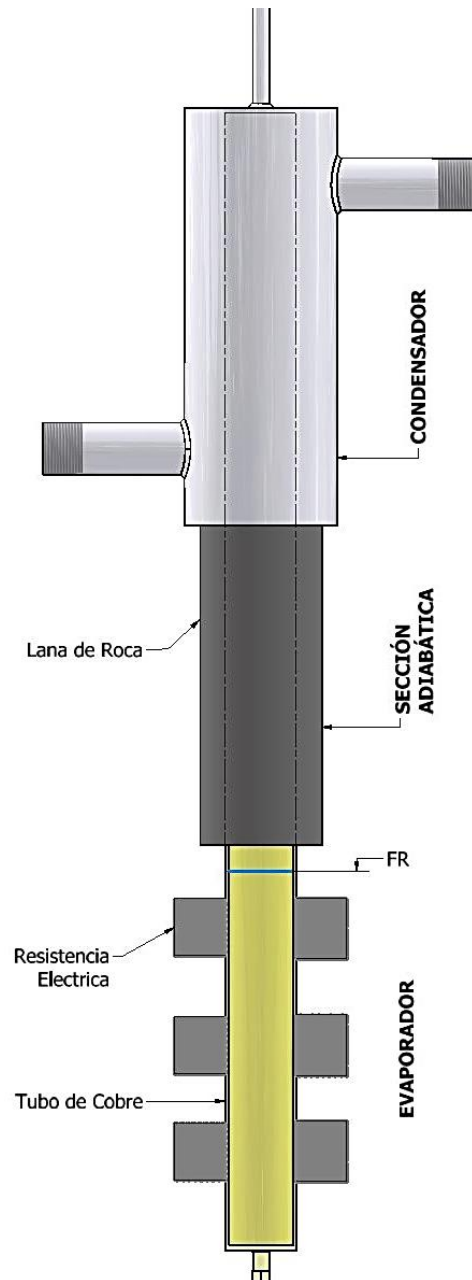
- La naturaleza del fluido circulante, como termosifón cerrado de doble fase, tubos de calor rotativos, movilizadas por capilaridad, placa plana.
- Control del calor transferido: como interruptores térmicos y diodo térmico.
- Tubos de calor movilizadas por osmosis.
- Tubos de calor electrostáticos como tubos de calor electrodinámicos.
- Otros como micro, reciprocantes, inversos, bombeados por capilaridad tubos de calor, etc.

Termosifón cerrado de doble fase

Diseño del termosifón cerrado de doble fase

Figura 23

Esquema del Termosifón Cerrado de Doble Fase



Un termosifón es un tubo de calor de circulación natural del fluido, que no tiene material de mecha en su interior. Son utilizados para transportar calor de una fuente hacia un sumidero. Consiste de

un recipiente sellado, generalmente de acero o cobre. Está constituido de tres partes: Un condensador, evaporador y zona adiabática. En un termosifón la ubicación del condensador debe estar sobre el evaporador, para que el fluido condensado pueda descender por la acción de la gravedad.

Partes de un termosifón. El termosifón es un sistema cerrado, por lo que el aire presente en el termosifón es retirado mediante una bomba de vacío, para evitar la presencia de gases no condensables. El termosifón esta normalmente dividido en estas secciones:

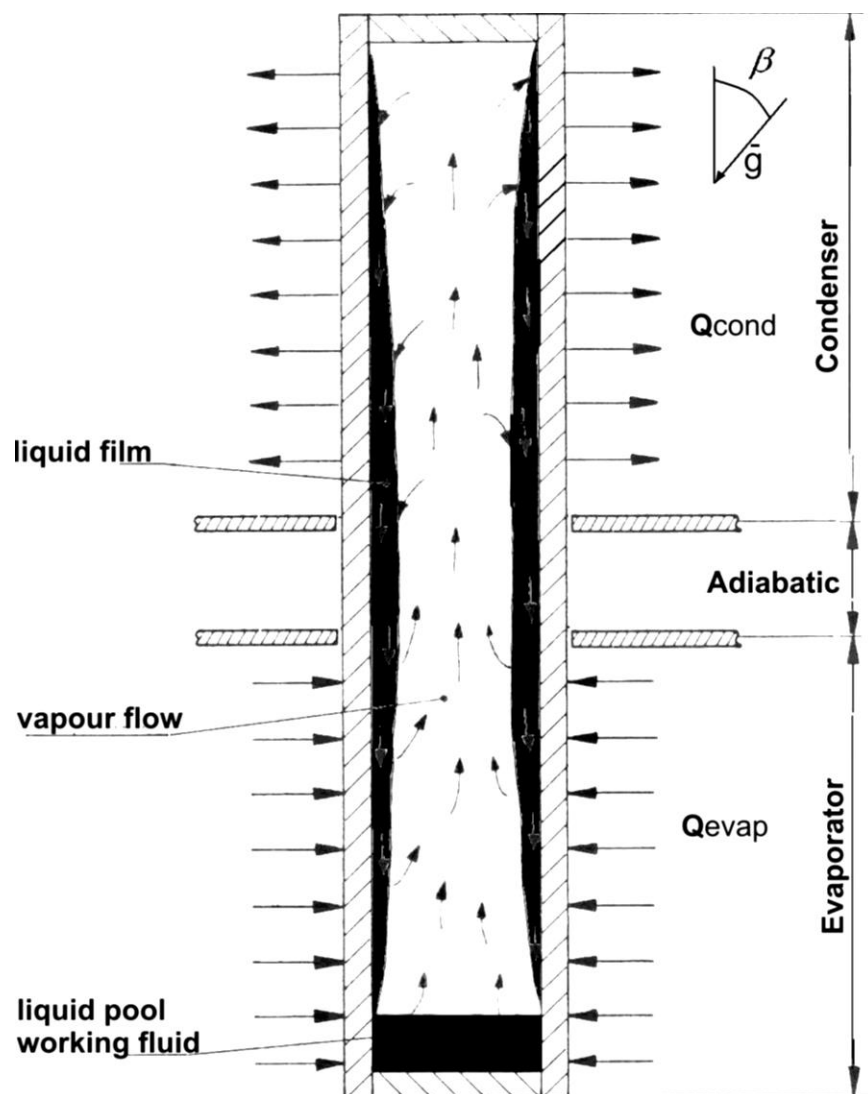
- Evaporador: Lugar donde ocurre la ebullición debido a la aplicación de calor.
- Zona adiabática (opcional): Ubicado entre el evaporador y condensador, está cubierto por un aislante, por lo que el flujo térmico es nulo.
- Condensador: Lugar donde ocurre la condensación del vapor, cuyo refrigerante es el agua.

Operación del efecto termosifón

Para explicar el efecto termosifón o tiro térmico es necesario analizar el sistema desde que el calor es suministrado a la pared del evaporador donde el fluido en su interior cambia de fase absorbiendo calor de evaporización, este vapor se dirige a la zona de condensación debido a fuerzas de flotabilidad que se dan por una diferencia de densidades. En la zona de condensación el vapor pierde calor latente condensándose en una película que se ubica en el interior del termosifón y por efectos de gravedad se dirige a la zona de evaporación, creándose así un ciclo cerrado de doble fase.

Figura 24

Esquema del Flujo de Vapor en un Termosifón



Nota. Tomado de *Predicting Heat Transfer in Long R-134a Filled Thermosyphons*, por Grooten & van der Geld, 2009.

El termosifón es un sistema que involucra varios mecanismos de transferencia de calor como lo son: conducción en las paredes, ebullición de alberca, condensación de película, flujo de vapor y convección. El flujo de vapor y el flujo del líquido van en direcciones opuestas generando esfuerzos cortantes que hacen de la modelación más compleja.

Rendimiento térmico de un termosifón

El rendimiento térmico global de un termosifón puede ser caracterizado por su resistencia térmica global, que está dada por:

$$R = \frac{T_{pe} - T_{pc}}{Q_{prom}} \quad (54)$$

Donde:

T_{pe} es la temperatura promedio del evaporador

T_{pc} la temperatura promedio del condensador y

Q_{prom} es el calor promedio del condensador y evaporador.

Otra manera de calcular el rendimiento térmico es aplicando la razón del calor transferido al agua de enfriamiento (22), para el calor suministrado al evaporador de la forma:

$$\eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (55)$$

Parámetros de operación del termosifón

En un termosifón existen importantes factores que tienen efecto en la transferencia de calor como son el fluido de trabajo, geometría, factor de llenado, inclinación, fluido refrigerante, presión de vacío, entre otros.

Fluido de trabajo. El fluido de trabajo en un termosifón va desde agua, hasta refrigerantes criogénicos y orgánicos, sin embargo, debido a su practicidad y bajo costo, el fluido de trabajo a ser usado es el agua el cual cumple las siguientes características:

- Buena estabilidad térmica.
- Compatibilidad con el material del termosifón.
- Alto calor latente: es deseable para transferir grandes cantidades de calor con bajas pérdidas de presión dentro del termosifón.
- Alta conductividad térmica: Para minimizar la resistencia al calor en el sentido radial.

- Viscosidad baja: tanto en líquido como vapor, para minimizar la resistencia del flujo de fluido.

Nuevos estudios han mostrado el potencial uso de nanofluidos como bases oxidas y acidas sintetizados con nanotubos de carbono (NTC), los cuales demuestran que la temperatura media de las secciones del evaporador y del condensador disminuyó en comparación con la del agua pura. (Zeinali Heris et al., 2016).

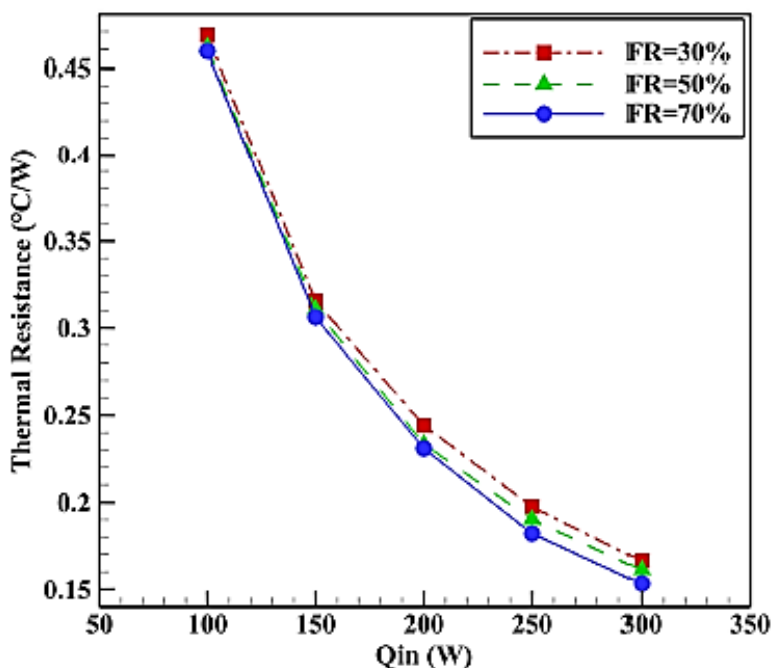
Factor de llenado. El radio de llenado o factor de llenado (FR) se define como el volumen de fluido utilizado para el volumen de la sección del evaporador, ecuación (56). El FR tiene un papel fundamental en el rendimiento, distribución de temperatura y el flujo de calor en el termosifón, por lo que se sabe que, al aumentar la FR, los valores de temperatura se distribuyen en la sección del evaporador de forma más uniforme y la transferencia de calor es mayor. (Alizadeh & Ganji, 2020).

$$FR = \frac{V_{liq}}{V_e} = \frac{4V_{liq}}{\pi D^2 l_e} \quad (56)$$

El radio de llenado debe ser escogido adecuadamente, una cantidad insuficiente de líquido puede ocasionar una mala interpretación de resultados, y una excesiva cantidad de fluido puede perjudicar el rendimiento. Se ha encontrado que para termosifones verticales el radio óptimo de llenado es alrededor del 40 y 90%.

Figura 25

Tendencia de la Resistencia Térmica Variando el FR.



Nota. Tomado de *Heat transfer characteristics of an external-fin-assisted two-phase closed thermosyphon: An experimental study*, por Alizadeh & Ganji, 2020.

De acuerdo con la Figura 25, se evidencia que a mayor radio de llenado menor es la resistencia térmica del termosifón, la altura de la piscina de agua y la película de líquido afectan a la resistencia térmica del sistema. Ya que, una vez aplicado el calor a la pared del evaporador, el agua se evapora y fluye hacia la parte del condensador. En esta parte, el vapor pierde su calor latente y vuelve al evaporador. Antes de llegar, la cantidad de líquido en el evaporador es muy baja, lo que provoca un aumento de la temperatura de la pared del evaporador. Con lo cual se tiene que, al disminuir el aporte de calor, el termosifón experimenta una alta resistencia térmica debido a los pobres procesos de evaporación y condensación. Pero a mayores aportes de calor, la película de líquido vuelve y el agua se acumula más rápidamente debido a la aceleración de los procesos de cambio de fase. En consecuencia, se obtiene una menor resistencia térmica al aumentar el aporte de calor. (Jafari et al., 2017).

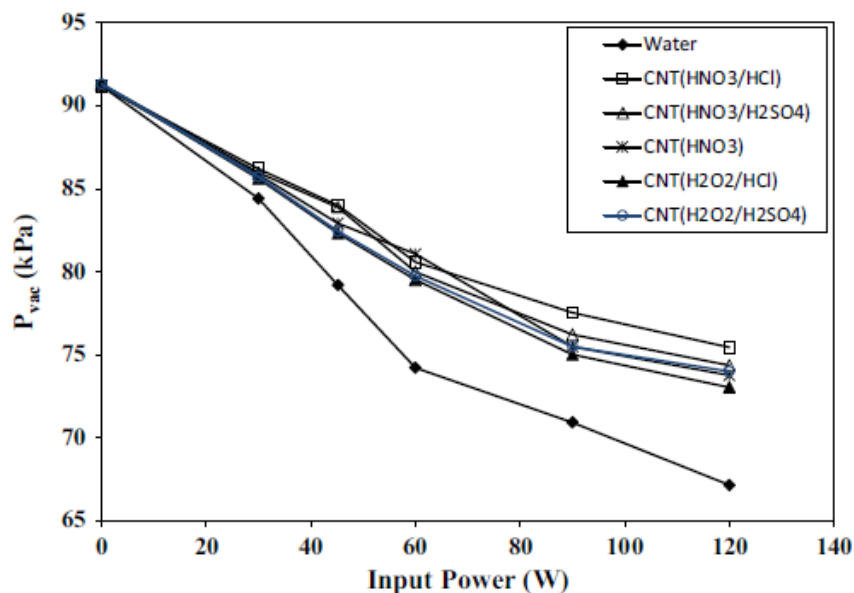
Para las condiciones del termosifón presentado en la **Figura 23**, tiene que el radio de llenado esta entre $30\% < FR < 90\%$, (Noie, 2005), o superior ya que las condiciones de trabajo son elevadas para obtener los resultados esperados.

Presión de vacío. La presión inicial afecta a la temperatura de saturación del fluido de trabajo. la disminución de la presión absoluta inicial en el termosifón reduce la temperatura del evaporador, mientras que la temperatura del condensador no cambia considerablemente, esto se debe a las reacciones químicas entre el material de la pared del tubo de calor con el fluido de trabajo, lo que provoca un debilitamiento de la transferencia de calor y un aumento de la resistencia térmica. (Alizadeh & Ganji, 2020).

En los equipos de transferencia de calor, la caída de la presión de vacío (P_{vac}) se considera un parámetro eficaz para su rendimiento y eficiencia. La gran reducción de la P_{vac} conduce a la disminución del punto de ebullición y al desorden en los sistemas térmicos (Zeinali Heris et al., 2016). La **Figura 26** indica la relación de la variación de la P_{vac} frente a las potencias de entrada para diferentes nanofluidos que contienen NTC sintetizados y agua. Para todos los nanofluidos sintetizados, la P_{vac} disminuye, sin embargo, su tasa de reducción es menor que la del agua pura, a medida que va aumentando la potencia de entrada.

Figura 26

Incidencia de la P_{vac} en un Termosifón con Nanofluidos Sintetizados y Agua.



Nota. Tomado de “Heat transfer performance of two-phase closed thermosyphon with oxidized CNT/water nanofluids”, por Zeinali Heris et al., 2016.

La P_{vac} , es la presión de trabajo o presión manométrica y permite obtener la presión absoluta con la cual se determinan las propiedades termo físicas de los fluidos.

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{vac} \quad (57)$$

Donde:

P_{abs} Es la presión absoluta

P_{atm} Es la presión atmosférica

P_{vac} Es la presión de vacío, (presión negativa).

Calor suministrado. La potencia de entrada o el calor suministrado al evaporador influye en el rendimiento del termosifón dependiendo de otros factores como el FR, tamaño y geometría.

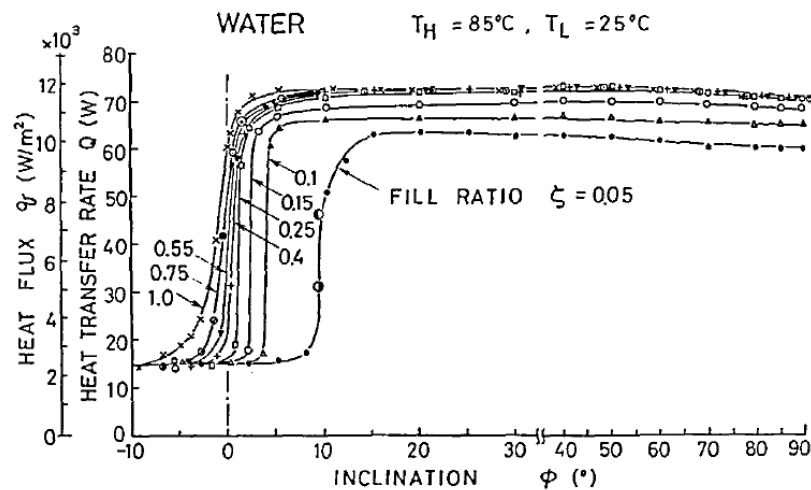
Experimentos han probado que el desempeño del termosifón aumenta cuando se aumenta el calor suministrado dentro de los factores de operación (Zeinali Heris et al., 2016). A valores bajos de calor

suministrado la cantidad de vapor generada será pequeña, provocando que existan varias áreas secas en el condensador. Cuando se aumenta el calor suministrado, existirá mayor cantidad de vapor en el condensador existiendo así una mayor taza de condensación. Pero cuando se pasa un límite de calor suministrado la película de condensado que se adhiere a la pared, aumenta de espesor generando una mayor resistencia térmica.

Angulo de inclinación.

Figura 27

Rendimiento de la Transferencia de Calor del Termosifón de Agua.



Nota. Tomado de "Heat Transfer Performance of an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon" por Negishi & Sawada, 1983.

De acuerdo con una investigación de (Negishi & Sawada, 1983) acerca del rendimiento de un termosifón cerrado con varios ángulos de inclinación, se encontró que el ángulo más eficiente para el trabajo con agua es entre 20° y 40° , con un FR entre 25-60%, dando como resultado que el ángulo de trabajo depende del FR en una relación inversa, tal como se evidencia en la **Figura 27**, se puede observar que para un mayor FR menor es el ángulo de inclinación obteniéndose así un mejor flujo de calor.

Flujo másico del agua de enfriamiento. En la sección del condensador se tiene que mientras se aumenta el flujo másico del agua de enfriamiento el calor removido del vapor incrementa, el condensado regresa al evaporador para continuar con otro ciclo. Provocando así un mejoramiento en el rendimiento térmico.

Para regular el caudal de refrigerante se utiliza un caudalímetro. Y es importante analizarlo ya que, al aumentar el caudal de refrigerante, se transfiere más calor del condensador al agua de refrigeración, lo que hace que se reduzca la pared del condensador. Y también, tiene efecto sobre el coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado del agua de refrigeración (superficie exterior del condensador), ya que el coeficiente aumenta notablemente al aumentar el caudal de refrigerante, debido al incremento de la tasa de transferencia de calor al refrigerante y a la disminución de la temperatura de la pared del condensador. (Alizadeh & Ganji, 2020).

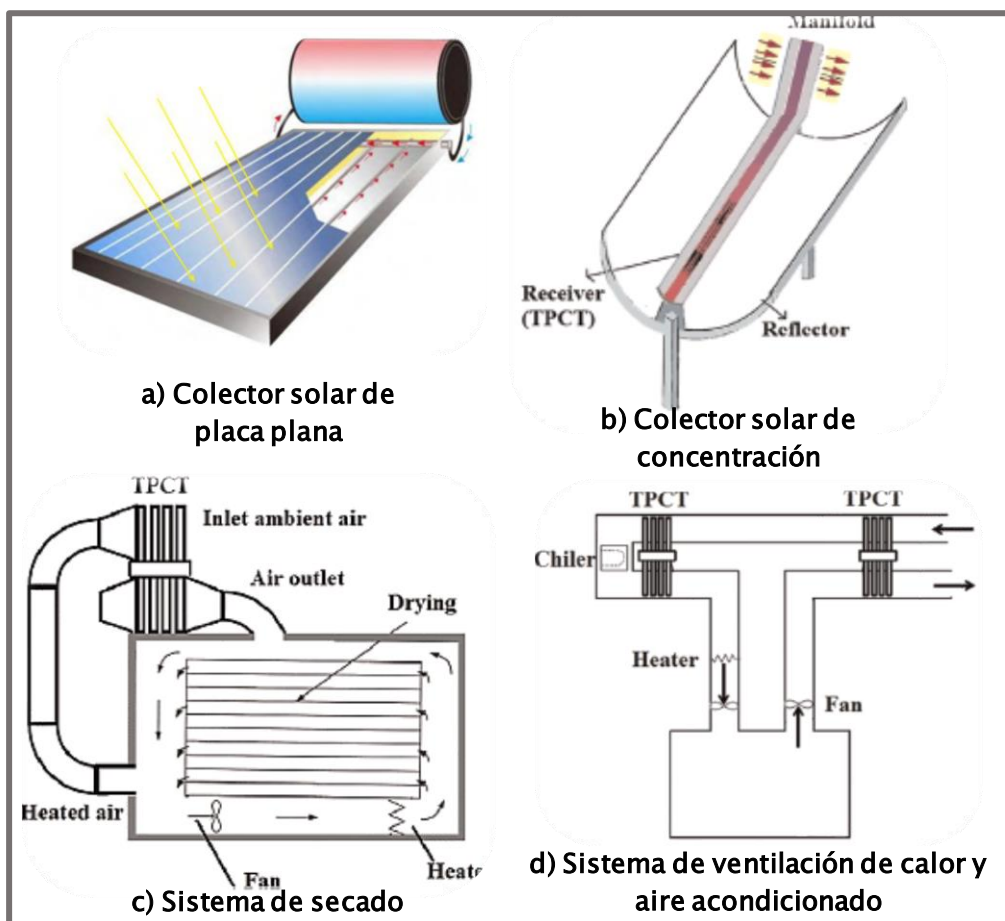
Aplicaciones del termosifón

El TPCT (Two-phase closed thermosyphon- Termosifón cerrado de doble fase) tiene varias aplicaciones de control térmico y almacenamiento de energía.

De acuerdo con el tipo de aplicación, el fluido de trabajo y la superficie del tubo calor, entre otras características del TPCT se encontraron las siguientes aplicaciones, principalmente para trabajo en superficie cobre-agua, se tiene:

Figura 28

Aplicaciones Térmicas del Termosifón



Nota. Tomado de “Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications”, por Jafari et al., 2016.

Nanopartículas y nanofluidos

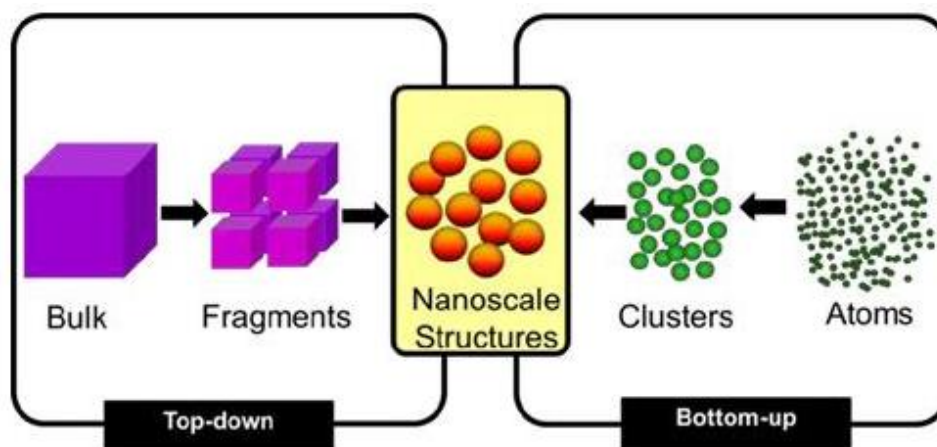
Las nanopartículas son estructuras de dimensiones por debajo de 100 nanómetros, son sintetizadas a partir de varios materiales. Su campo de aplicaciones va desde industria textil, productos de cuidado personal, industria de la construcción, medicina, industria automotriz e industria energética y productiva.

Las nanopartículas se pueden obtener mediante dos métodos:

- **Método (top-Down).** - método físico que consiste en subdivisión mecánica, dividiendo el material macroscópico hasta llegar al tamaño nanométrico. Se usan métodos como el desgaste o molienda.
- **Método bottom-up.** - método químico que consiste en el crecimiento de las partículas a partir de los átomos. Estas nanopartículas se elaboran auto ensamblándose a través de la condensación de átomos, **Figura 29**. Mediante el método químico se puede controlar de mejor manera el tamaño de las nanopartículas.

Figura 29

Métodos de Síntesis de Nanopartículas



Nota. Tomado de *Síntesis de nanopartículas*, por Gómez-Garzón, M. 2018.

Óxido de aluminio Al₂O₃

El óxido de aluminio Al₂O₃, también denominado alúmina, es una nanopartícula cerámica de forma esférica, que viene en forma de un polvo blanco. Estas nanopartículas son altamente flamantes e irritantes tanto en su forma líquida como sólida, ya que se obtienen por métodos como: pulverización, ablación por láser y pirolisis.

Figura 30

Muestra de Óxido de Aluminio



Las nanopartículas de alúmina son ampliamente usadas debido a sus características como bajo costo, buena conductividad térmica, suspensión continua y uniforme y buenas propiedades físicas.

(Raveshi et al., 2013).

Las principales propiedades físicas de la alúmina son:

- Densidad: 3,9 g/cm³
- Masa molar: 101,96 g/mol
- Punto de Fusión: 2072 °C
- Punto de ebullición: 2980 °C
- Tamaño: 30 nm

Nanotubos de carbono NTC

Las nanopartículas basadas en carbono con forma cilíndrica se conocen como nanotubos de carbono NTC, que son hojas de grafeno envueltas formando un tubo.

Figura 31

Muestra de Nanotubos de Carbono NTCs

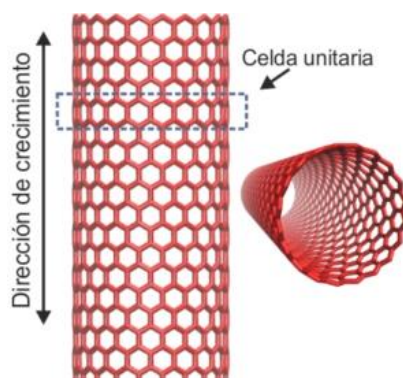


Nota. Tomado de *Nanotubos de carbono: funcionalización y aplicaciones biológicas*, por Cuel et al., 2012.

Los NTCs se son estructuras tubulares cuyo diámetro es el nanómetro ver Figura 32, Se considera un material único con excepcionales propiedades térmicas, eléctricas, ópticas, químicas y mecánicas lo cual hace que sean útiles para mejorar productos y crear nuevos como materiales autorreparables y materiales inteligentes que respondan a estímulos de temperatura, humedad, etc.

Figura 32

Esquema de Formación de los NTCs



Nota. Tomado de *Nanotubos de carbono: funcionalización y aplicaciones biológicas*, por Cuel et al., 2012.

Los NTC tienen propiedades mecánicas y térmicas que los hacen muy interesantes para su aplicación en la industria:

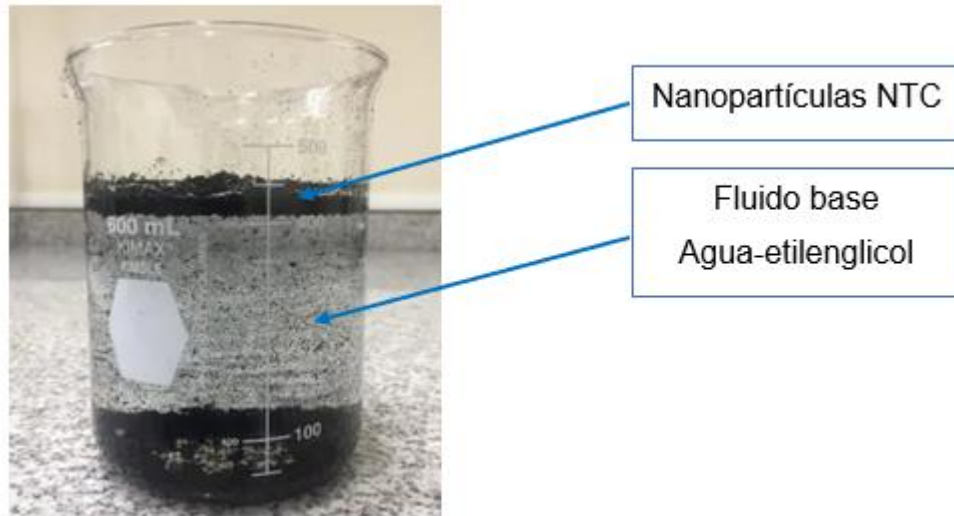
- Son ligeros, alrededor de un sexto al peso del acero.
- Más resistentes que el acero.
- Alta conductividad térmica y eléctrica.
- Son químicamente estables.
- Muy resistentes a la deformación.
- Extremadamente duros.

Estas propiedades hacen que los nanotubos de carbono sean utilizados en industria química, sector de la construcción, industria electrónica, baterías y descarga electrostática, sensores, biotecnología y energías.

Nanofluidos

El análisis de la transferencia de calor es de gran importancia en varios procesos industriales, la baja conductividad térmica que presentan los fluidos convencionales se convierte en una barrera para obtener un mejor rendimiento de los procesos térmicos, por esta razón, aparece el estudio de los nanofluidos como una mezcla de nanopartículas ultrafinas con un fluido convencional denominado fluido base, como se muestra en la Figura 33.

Debido a que las nanopartículas son buenos conductores, los nanofluidos son más eficientes térmicamente que los fluidos convencionales. Estas suspensiones estables hacen que los sistemas térmicos sean más pequeños y ligeros. Los nanofluidos demuestran mayor estabilidad a lo largo del tiempo, conductividad térmica más alta y pequeñas caídas de presión comparados con las micropartículas.

Figura 33*Nanopartículas Dispersadas en un Fluido Base*

Existen varios materiales para el fluido base entre los cuales se pueden usar: etilenglicol y agua.

Para producir nanofluidos es importante la síntesis de las nanopartículas en los líquidos para evitar la suspensión o aglomerado de nanopartículas y así obtener nanofluidos estables y altamente conductivos.

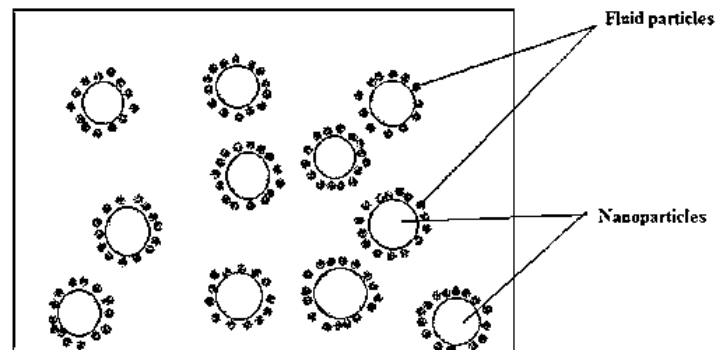
Propiedades termofísicas de los nanofluidos

La adición de nanopartículas al fluido base provoca cambios en las propiedades termo físicas como lo son la viscosidad, conductividad térmica y calor específico, propiedades que afectan el coeficiente de convección. La forma, tamaño, concentración y nivel de pureza de las nanopartículas, son factores que afectan las propiedades termo físicas de los nanofluidos (Mansha et al. ,2017).

Conductividad térmica. Investigaciones y experimentos sobre la conductividad térmica en nanofluidos dan como resultado que la adición de nanopartículas a un fluido base aumenta su conductividad térmica. Debido al efecto de la formación de una nanocapa que se forma alrededor de las partículas (**Figura 34**). Estas capas actúan como un puente térmico entre el fluido y las nanopartículas aumentando así la conductividad térmica.

Figura 34

Estructura de Nanofluidos con Nanocapas en la Interface Solido-Líquido



Nota. Tomado de *Estructura de Nanofluidos con Nanocapas*, por Mansha et al. ,2017.

La conductividad térmica de los nanofluidos depende de factores como el material, forma y tamaño de la partícula, el fluido base y la temperatura.

El modelo usado para determinar las mejoras en la conductividad térmica fue desarrollado por Maxwell, ecuación (58), la cual permite calcular la conductividad térmica efectiva (k_{nf}) de nanofluidos que contienen partículas esféricas. Esta correlación depende de la conductividad térmica de las partículas, el fluido base y la concentración de las partículas sólidas.

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + \frac{3(\beta - 1)\phi}{(\beta + 2) - (\beta - 1)\phi} \quad (58)$$

Donde:

k_{np} es la conductividad térmica de la fase sólida.

k_{fb} la conductividad térmica del fluido base.

ϕ Es la fracción de volumen y

β es la relación de las conductividades térmicas de las partículas con respecto al fluido y se

expresa como: $\beta = \frac{k_{np}}{k_{fb}}$.

Viscosidad. La viscosidad es esencial en el análisis de fluidos ya que factores como la potencia de bombeo y la caída de presión dependen de esta propiedad física, por lo tanto, para caracterizar un nanofluido es importante conocer el cambio en la viscosidad del fluido, la cual involucra varios factores como el tamaño de las partículas, tasa de corte, temperatura y la morfología.

Einstein en 1906 fue de los primeros en determinar una expresión para calcular la viscosidad del nanofluido. Esta expresión es apropiada para fracciones de volumen bajos, la cual es de la forma

$$\mu_{nf} = \mu_{fb}(1 + 2,5 \phi) \quad (59)$$

El modelo de Einstein tiene limitaciones por lo que posteriormente se encontraron modelos más completos como el de Batchelor (1977), que determinó una expresión considerando los efectos de movimiento Browniano de partículas, para una suspensión isotrópica de partículas esféricas y rígidas.

$$\mu_{nf} = \mu_{fb}(1 + 2,5\phi + 6,5\phi^2) \quad (60)$$

Calor específico. El calor específico es la cantidad de calor requerido para aumentar un grado centígrado un gramo de nanofluido. Pak y Cho en 1998, (Wang, Zhou, Peng, Du, & Yang, 2010) desarrollaron un modelo basado en la concentración en volumen de nanopartículas, expresado así:

$$Cp_{nf} = \phi (Cp)_{np} + (1 - \phi)(Cp)_{fb} \quad (61)$$

Densidad. La densidad es una propiedad termo física importante ya que afecta el factor de fricción, número de Reynolds, el número de Nusselt y las pérdidas de presión. Un modelo aceptado para determinar esta propiedad física fue propuesto por Dehaj y Mohiabadi (Dehaj y Mohiabadi, 2019), en donde se determinó la siguiente expresión:

$$\rho_{nf} = \rho_{np}\phi + \rho_{fb}(1 - \phi) \quad (62)$$

Tratamientos Superficiales en tubos de calor

Ataque Químico en superficies

El método de oxidación asistida por álcalis es un método sencillo en fase líquida, que puede producir nanoestructuras en la superficie mediante la oxidación del cobre en condiciones alcalinas. El método de preparación no necesita utilizar ninguna plantilla, tensioactivo ni equipo especial.

La superficie se limpia de impurezas con agentes químicos como el pedridol utilizado para la limpieza de joyas el cual sustituye los limpiadores tradicionales en base de ácido clorhídrico y cetona, posteriormente se realiza la oxidación del cobre con amoníaco al 10% por un periodo no inferior a 4 horas para obtener la estructura nano-compuesta que permita mejorar la transferencia de calor.

Procesos abrasivos

La micro estructuración de superficies es un proceso por el cual se modifica la rugosidad y la geometría microscópica de la superficie de un objeto para proporcionarle propiedades que antes no poseía. La micro estructuración crea patrones periódicos en la superficie que cambian por completo las propiedades del material, pudiendo conseguir con la microestructura adecuada que la superficie repela el agua, evite el desgaste, o que no se le adhieran las manchas.

Para este proceso es necesario un nuevo método sencillo, de bajo coste y conveniente para preparar estructuras micro-compuestas para mejorar el rendimiento de la transferencia de calor en ebullición. El chorro de arena utiliza aire comprimido para rociar arena sobre la superficie de la pieza a gran velocidad, lo que produce una deformación plástica en la superficie y picaduras de micras.

El chorro de arena sobre la superficie del cobre es un método de fabricación sustractivo, y las microestructuras preparadas quedarán firmemente en la superficie. Es un proceso sencillo, de bajo coste y escalable, para mejorar las propiedades mecánicas de la superficie preparada, lo que puede aumentar la adhesión entre la superficie y las nanoestructuras.

Capítulo III

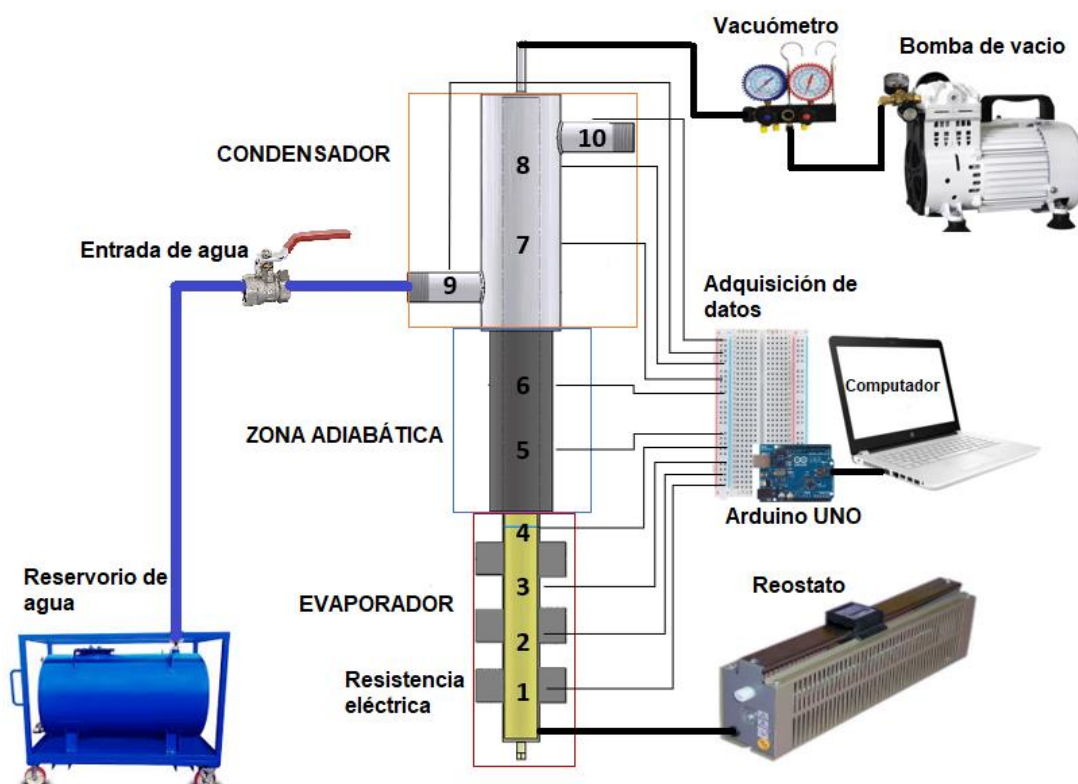
Ensamblaje y Pruebas de Equipo

Elementos del termosifón

El esquema del termosifón de la Figura 35, consta de cuatro partes importantes para el funcionamiento adecuado del sistema, por ende, a continuación, se describen cada una de estas partes y como intervienen en el proceso.

Figura 35

Esquema de los Elementos del Termosifón



Los elementos utilizados para el proceso de experimentación en un termosifón cerrado de doble fase son:

- Tubo de calor evaporador – condensador.
- Reservoirio de agua refrigerante.

- Resistencias eléctricas en serie.
- Reóstato.
- Vacuómetro.
- Bomba de vacío.
- Bomba centrífuga.
- Probeta de medición de caudal.
- Programa de adquisición de datos (PAD).

Principalmente el termosifón este compuesto por el tubo de calor junto con los equipos de medición de presión, caudal, temperatura, voltaje e intensidad. También, está el reservorio de agua refrigerante con la bomba centrífuga y la bomba de vacío, en la parte eléctrica se tienen las resistencias y el reóstato para configurar la potencia de calentamiento. Finalmente se conecta al programa de adquisición de datos que comprende el Arduino, la protoboard y el computador con el software.

Evaporador-condensador

En la Figura 23, se tiene el diseño del termosifón cerrado de doble fase utilizado en este trabajo, las dimensiones son de 575 mm de longitud, de los cuales el evaporador y condensador tienen una longitud de 200 mm y la zona adiabática es de 175 mm. El tubo de calor implementado es de 1 pulgada de diámetro nominal de cobre tipo K y contiene una rosca en la parte adiabática ya que esta permite cambiar las configuraciones de aleteado interno en la zona del condensador para lo cual se realizó cuatro muestras de 0, 4, 6 y 8 aletas.

Figura 36

Tubo de Calor con 8 Aletas en el Condensador



Nota. Tubo de calor del condensador con una configuración de 8 aletas rectangulares internas de 200 mm de longitud.

El evaporador es un tubo de calor único el cual contiene externamente 3 resistencias en serie las cuales permiten obtener una potencia de entrada máxima de hasta 500 W regulada por el reóstato.

La zona adiabática esta entre el evaporador y condensador y se encuentra aislada con una capa gruesa de lana de vidrio de 2cm de espesor a fin de evitar las pérdidas de calor.

El condensador comprende el tubo de calor con las cuatro configuraciones de aleteados interno, 4 muestras diferentes, con un tubo de PVC externo por el cual circula el flujo de agua refrigerante, para que se produzca el condensado del fluido interno.

Figura 37

Tubos de Calor del Evaporador y Condensador



El termosifón contiene 10 termocuplas tipo K, distribuidas uniformemente de la siguiente manera: 4 en el evaporador, 2 en la zona adiabática y 4 en el condensador. El condensador contiene 2 termocuplas en el tubo de cobre interno y 2 termocuplas en la entrada y salida de agua respectivamente tal como se muestra en la Figura 35.

Subsistema de almacenamiento de agua

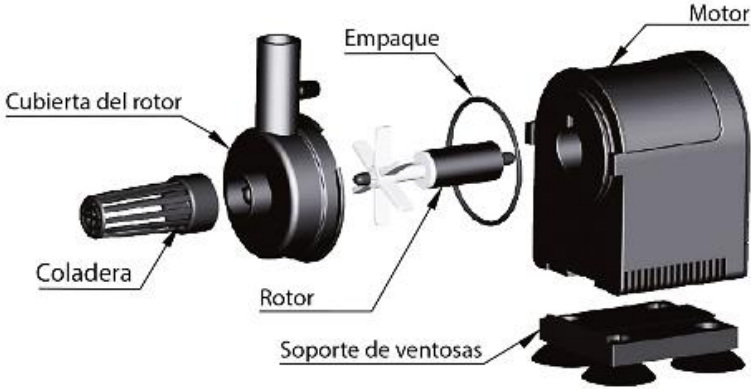
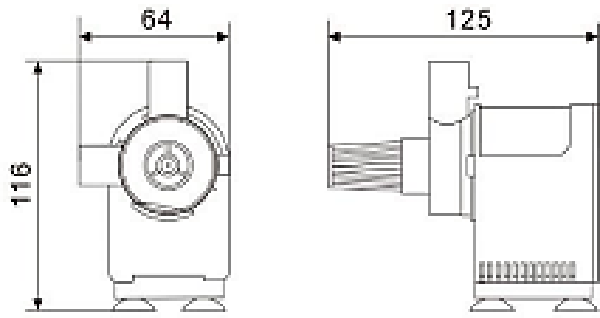
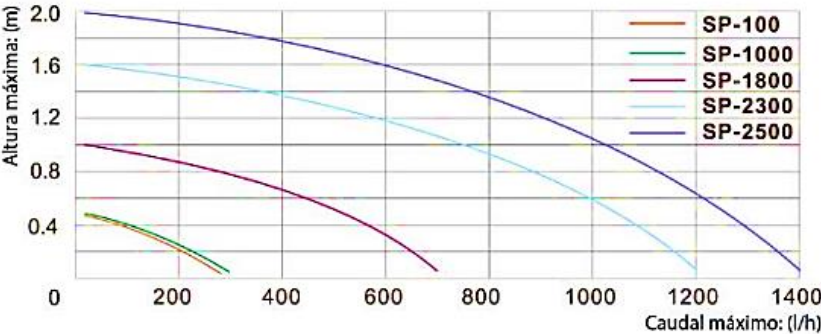
El condensador del termosifón es una aplicación de un intercambiador de calor por lo que es necesario el flujo de un refrigerante que entra al sistema, para este trabajo se colocó agua como refrigerante a razón de 100 *LPH*.

El agua es acumulada en un tanque para luego ser bombeada con una bomba centrífuga sumergible de la Tabla 3, cuyas características son: 25W de potencia, una $H_{max} = 1,3 \text{ m}$ y $Q_{max} = 1100 \text{ LPH}$. La bomba permite el flujo se mueva a través de las mangueras de conducto hacia el condensador para posteriormente retornar al tanque.

En la siguiente tabla, se presenta los elementos de la bomba y su curva característica.

Tabla 3

Elementos de la Bomba BOYU SP-1800

Especificación	Esquema
Bomba BOYU	
SP-1800	
Dimensiones	
Curva característica	

Nota. Tomado de Manual de usuario bomba BOYU SP-1800

Figura 38

Tanque de Agua de Flujo Constante



Se utilizó un tanque en forma de paralelepípedo de dimensiones $75 \times 70 \times 30 \text{ cm}^3$ de acero pulido (Figura 38) de $157,5 \text{ lt}$ de capacidad volumétrica con un 90% de agua. Esto para asegurar que el flujo sea constante y no varíe en el tiempo.

Sistema de vacío

La parte que abarca el vacío del termosifón cerrado de doble fase consiste en mantener el sistema con una presión de vacío, a fin de evitar los fluidos no condensables como el aire para que no afecten los resultados en el cambio de temperatura y presión interna.

Para esto se utilizó una bomba de vacío modelo QVP-500 de $\frac{1}{2}$ HP con la cual vacía el interior del termosifón a una presión de -16 pulgadas de mercurio medido con el vacuómetro, para finalmente mantener cerrado el sistema con una llave de gas en la parte superior del condensador.

Figura 39

Bomba de Vacío y Vacuómetro



Dado que la presión absoluta depende de la presión de vacío, para obtener dicha presión se usa la ecuación (57), descrita en el capítulo 2.

Circuito de adquisición de datos.

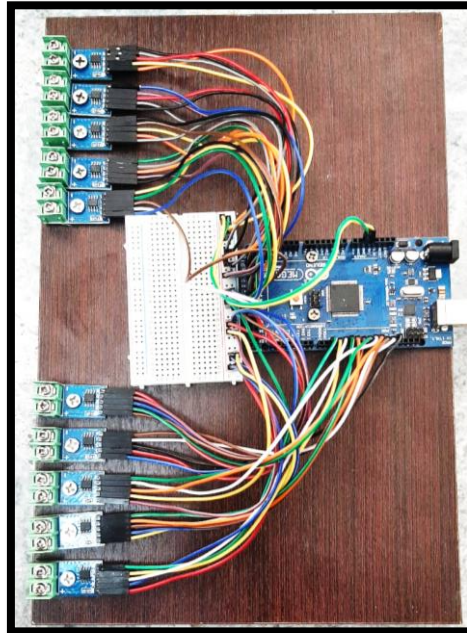
El circuito de adquisición de datos está compuesto por un circuito automatizado de protoboard-arduino UNO, el cual contiene 10 transmisores MAX6675 para termocupla tipo K, tal como se presenta en la Figura 40.

Las 10 termocuplas tipo K soldadas al tubo de cobre se colocan de forma ordenada en los transmisores de acuerdo con la codificación asignada empezando desde la parte inferior del evaporador hasta el condensador.

Finalmente se conecta el cable del Arduino a un puerto serial del computador, en donde se ejecuta el software previamente programado y se obtienen las tablas de datos de temperatura en cada uno de los puntos de análisis.

Figura 40

Circuito de Adquisición de Datos con Arduino UNO



Ensamble del termosifón cerrado de doble fase

Ensambladas todas las partes tal como se muestra en la Figura 41, se obtiene el termosifón con todos los elementos conectados con mangueras y accesorios que permitan obtener un buen acople y ajuste a fin de evitar pérdidas de los fluidos y mantener la presión de vacío, dado que las fugas e inserciones de aire cambian la configuración del vacío y por ende se modifican los parámetros de experimentación.

Figura 41

Ensamble de los Elementos del Termosifón



Preparación de los nanofluidos

Para el proceso de preparación de los nano fluidos lo primero que se debe realizar, es el fluido base, compuesto de 95% de agua destilada y 5% de etilenglicol. Al 100 % de factor de llenado en el evaporador, dando como resultado un volumen de 134 ml de fluido base para cada muestra.

Tabla 4

Características de las Nanopartículas Utilizadas.

	Unidades	Al ₂ O ₃	NTC
DENSIDAD (ρ)	Kg/m ³	3961	1400
CALOR ESPECIFICO (Cp)	J/KG*K	875	711
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (K)	W/m*K	40	6000
TAMAÑO NANO	nm	30	15-25
PUREZA	%	>99.99	>97
SUPERFICIE ESPECIFICA (SSa)	m ² /K	9	150-210

Nota. Datos obtenidos por parte del fabricante. Por Kunshan Yosoar New Materials Co. Ltd, 2021.

Tabla 5

Características del Etilenglicol y Agua Destilada Utilizada.

	Unidades	Etilenglicol	Agua destilada
DENSIDAD (ρ) a 20 °C	Kg/m³	1113.5	998
CALOR ESPECIFICO (Cp)	J/KG*K	2408.62	4184
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (K)	W/m*K	0.25	0.58
TAMAÑO NANO	nm	20-40	0.27
PUREZA	%	>99.99	>99.99

Nota. Datos obtenidos por parte del fabricante. Por Kunshan Yosoar New Materials Co. Ltd, 2021.

Se realiza los cálculos correspondientes para tener la cantidad suficiente de agua destilada, etilenglicol y Al₂O₃, se detalla el proceso para la concentración de 1.5% de nanopartículas.

Primero para una cantidad de 500 ml, se prepara 475 ml de agua destilada y mezcla con 25 ml de etilenglicol. Ver **Figura 42**.

Figura 42

Preparación de Fluido Base, Agua-Etilenglicol

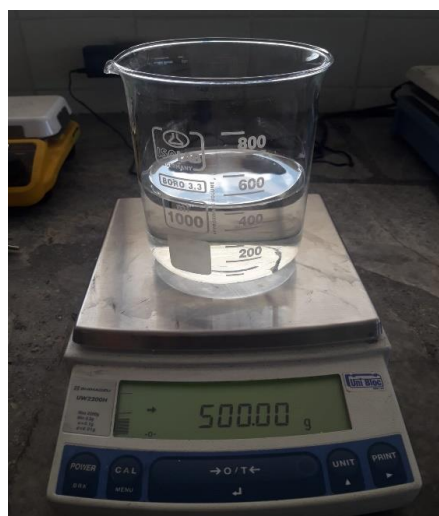


Figura 43

Pesaje de Al_2O_3

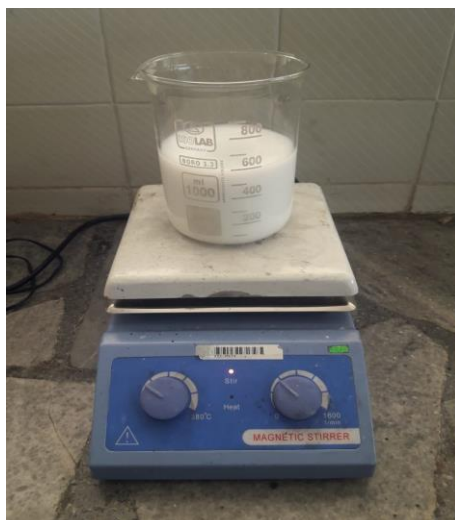


Segundo se debe conocer la cantidad de Al_2O_3 a la concentración de 1,5 %, el cálculo se realiza de la siguiente manera, se multiplica los 500 ml de la mezcla Agua - Etilenglicol por 1,5 % de concentración dando como resultado 750 ml, a este valor se lo divide para la resta del 100 % menos 1,5 % de concentración, dando como resultado la masa de soluto de 7,61 gr de Al_2O_3 . Ver **Figura 43**.

$$m_{\text{solute}} = \frac{m_{\text{solucion}} * \% \text{concentración}}{(100 - \% \text{concentración})} \quad (63)$$

Figura 44

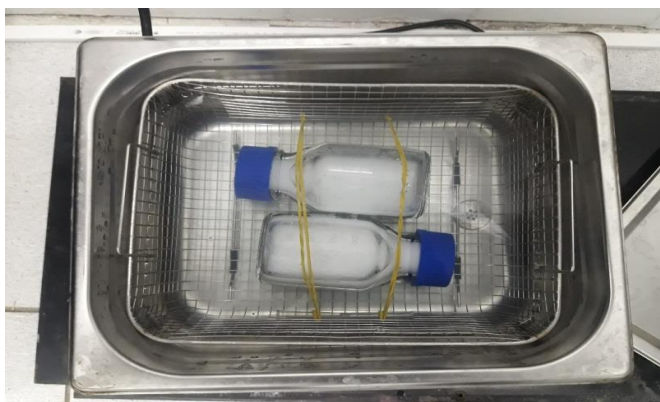
Agitación Magnética de los Componentes



Como tercer paso se combina el Al_2O_3 en el vaso de precipitación donde está el fluido base, agua y etilenglicol, a su vez se introduce una pastilla magnética en el recipiente para proceder a la agitación magnética de los compuestos involucrados, para tener una mezcla homogénea por un lapso de media hora a una temperatura de 60 grados centígrados y velocidad de rotación de 600 r.p.m.

Figura 45

Proceso de Sonicación



En el cuarto paso se realiza el proceso de sonicación por un período de tiempo de una hora a una temperatura de 40 °C, cabe recalcar que en la máquina “Digital Ultrasonic Cleaner” los recipientes con el compuesto deben estar cubiertos en su totalidad con agua para aprovechar al máximo el nivel de vibración y tener mejor resultado de sonicación.

Figura 46

Concentraciones de Al_2O_3



Finalmente, en el quinto paso se obtienen las muestras para el Al_2O_3 en sus diferentes concentraciones 0,02%, 0,5% y 1,5 %.

Tratamientos superficiales en los tubos aleteados del condensador

Proceso abrasivo por chorro de arena

Debido a la dificultad de trabajo por el tamaño de diámetro de cada tubo de cobre, se procede a realizar el siguiente proceso.

Figura 47

Proceso de Preparación de Arena



Primero, cernir arena para tener un grano fino y homogéneo, y así tener un mejor acabado superficial en el interior del evaporador y en cada configuración del condensador.

Figura 48

Proceso Abrasivo en los Tubos de Calor



Segundo, se introduce aproximadamente 60 gramos de arena en cada tubo de cobre, se procede a sellar el orificio de entrada con la punta cónica de salida del compresor a una presión de 120 psi, se hace circular la punta para distribuir la presión en todos los puntos internos de los tubos de cobre, con sus diferentes configuraciones. Este proceso se lo realiza por un tiempo de una hora.

Tercero, se limpia la superficie interna con abundante agua y detergente con ayuda de un cepillo alargado de cerdas suaves, para eliminar las partículas de polvo que están impregnadas en el material por efectos de la alta presión.

Proceso ataque químico

El ataque químico consiste en exponer a la superficie interna del material a la acción de reactivos de carácter ácido, se utiliza para el estudio amonio de concentración al 10% para exponer que los átomos de la superficie reaccionen arrancándose selectivamente, cambiando su micro estructura.

Figura 49

Limpieza Interna con Lija Número 1000 en los Tubos de Calor



Primero se prepara las superficies internas de cada tubo de cobre, mediante limpieza con agua y detergente y ayuda de un cepillo largo de cerdas suaves, a su vez se procede a lijar con lija número 1000 en toda la superficie interna, de manera uniforme.

Figura 50

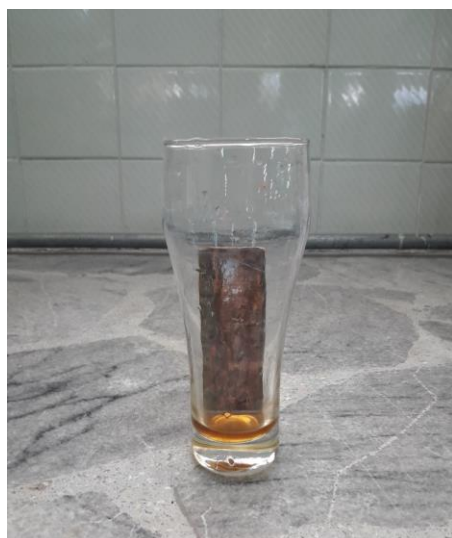
Mezcla de Compuesto Químicos para crear un Limpiador de Superficie



Segundo se elabora un compuesto limpiador a base de agua desionizada, alcohol al 96 % de pureza junto con el Pedridol (ácido aditivo con tensioactivos e inhibidores de corrosión), el cual se utiliza para la limpieza de joyería, el Pedridol es un limpiador ácido de óxido y suciedad sobre piedra y metal, el cual se utiliza en reemplazo del HCl y Cetona.

Figura 51

Compuesto Limpiador en Superficies de Cobre



Tercero, se coloca el compuesto limpiador en la superficie interna de cada tubo de cobre para su respectiva reacción en condiciones ultrasónicas, en un período de 15 minutos, se evidencia que la superficie queda libre de agentes contaminantes, y el compuesto limpiador sale con una tonalidad amarillenta y con ciertas partículas de impurezas, para este proceso se elabora unas placas de cobre para poder observar la reacción y la tonalidad de la superficie, Ver **Figura 51**, ya que se dificulta ver cómo es la reacción al interior de cada tubo de cobre.

Figura 52

Amonio para el Proceso de Oxidación en la Superficie Interna de los Tubos de Calor



Como cuarto punto, se añade el amonio de concentración al 10% el cual tiene una tonalidad transparente, para la oxidación interna en la superficie de cobre de cada tubo, a temperatura ambiente por un tiempo de 4 horas. Se procede a limpiar la superficie, notando un tono azulado sobre la superficie interna, y como resultado tener cobre simple. Se recolecta el amonio en un matraz después de las 4 horas, para notar el cambio de tonalidad azulado. Ver **Figura 52**.

Calibración y puesta a punto del equipo

Como el equipo ya fue construido anteriormente se requiere verificar el correcto funcionamiento, para lo cual se recomienda seguir los pasos que se mencionan a continuación.

Paso 1: Verificar si existen fugas de agua en la parte del condensador, en la entrada y salida del fluido, se procede a cambiar de mangueras y a utilizar en las uniones de conexión teflón industrial con permatrix (Sellador Endurecedor).

Paso 2: Utilizar pega tanque acero en la parte del condensador entre las uniones de PVC y tubo de cobre, para reforzar la unión y por ende evitar alguna fuga de agua.

Paso 3: Reforzar en la parte del condensador la conexión de termocupas con sellante industrial de alta temperatura (Ecom Silicón Sellador).

Paso 4: Verificar la conexión de soldadura correcta de cada termocupla en el equipo, siendo necesario en ciertas conexiones cambiar las termocupas.

Paso 5: Armar la parte del evaporador con el condensador, para verificar si existe alguna fuga, mediante la utilización de agua y detergente, generando una espuma la cual se coloca en las uniones, para utilizar aire comprimido y observar si en alguna de estas partes que se colocó la espuma existe burbujeo. Como medida precauteladora de refuerzo y mejor manipulación se procede a soldar acoples con un paso mayor de roscado de 15 mm a 25 mm para poder utilizar teflón industrial en mayor cantidad y evitar las pérdidas al momento de realizar el proceso vacío.

Paso 6: Actualizar el software de la tarjeta de adquisición de datos, y verificar las conexiones en la parte del Arduino, comprobando lecturas correctas de cada termocupla.

Paso 7: Por último, revisar todas las conexiones eléctricas del equipo.

Pruebas de funcionamiento del equipo

Paso 1: Comprobar suministro eléctrico de la red, voltaje y amperaje.

Paso 2: Medir el caudal tomando el tiempo de llenado del vaso volumétrico con cuello alargado para tener la mejor precisión de medida de 200 ml. El caudal de trabajo debe llegar a 100 LPH.

Paso 3: Colocar el fluido base de trabajo de agua y etilenglicol en el parte del evaporador, 134 ml de fluido y enroscar el condensador de forma adecuada para evitar fugas al momento de realizar el proceso de vacío.

Paso 4: Conectar la bomba de vacío por un periodo de 15 minutos asegurándonos que la presión de vacío llegue a menos -16 (inHg), se cierra la válvula para mantener el vacío en el termosifón y controlar la presión mediante un vacuómetro durante el tiempo de la toma de datos, aproximadamente 20 minutos.

Paso 5: Regular la potencia mediante el reóstato y con la utilización de una pinza amperimétrica se obtiene la corriente de flujo y el voltaje de línea, para posteriormente calcular la potencia requerida.

Paso 6: Abrir la interfaz de adquisición de datos en el computador y ejecutar el programa a la vez que se enciende el switch del circuito de las resistencias del evaporador, se espera el tiempo necesario para llegar a valores de estado estable en temperatura.

Paso 7: Apagar el switch del circuito, cambiar la resistencia del reóstato para obtener la potencia siguiente. Se procede a encender y ejecutar el programa nuevamente.

Paso 8: Obtener todos los datos, desarmar el equipo para su respectiva limpieza y proceder a cambiar la concentración del fluido de trabajo.

Capítulo IV

Experimentación y Análisis

Diseño de los parámetros de experimentación

Para el diseño experimental se consideran los siguientes parámetros, ya que para todos los casos de estudio de micro y nano particulado a diferentes concentraciones se tiene:

Tabla 6*Propiedades del Fluido.*

m(kg/s)	0,03
Cp agua(J/KgK)	4181
densidad (kg/m ³)	997
P(Mpa)	0,2
Tsat(°C)	50

Tabla 7*Parámetros Geométricos.*

	D(m)	0,031
Evaporador	le(m)	0,2
Condensador	lc(m)	0,2
Zona Adiabática	la(m)	0,175

Tabla 8*Parámetros Eléctricos.*

P	I	V	R
100	2,05	48,78	23,8
150	2,52	59,52	23,62
200	2,95	68,95	23,37
250	3,25	77,4	23,82
300	3,57	84,6	23,7

Tabla 9

Distancia de las Termocuplas en el Termosifón.

Distancias
Termosifón
25
75
125
175
225
275
425
525

Mediciones y recopilación de datos

En la **Tabla 10**, se detalla para el proceso microparticulado con Al_2O_3 , a una concentración del 0,02% donde se calcula el Coeficiente de transferencia de calor de la parte del evaporador y la del condensador en el termosifón, también se tiene los valores de resistencia térmica y el rendimiento en cada variación de potencia.

Tabla 10

Datos para MP- Al_2O_3 a una Concentración del 0,02%

N aletas	P	Te	Ta	Tc	Qe	Qc	Qav	he	hc	n	R
	100	34,25	30,25	25,13	100,00	62,72	81,36	1044,22	815,00	63%	0,112
	150	37,06	33,25	26,38	149,99	125,43	137,71	1854,44	1028,37	84%	0,078
0	200	47,81	43,13	27,63	203,40	250,86	227,13	2487,67	752,32	123%	0,089
	250	55,06	49,38	29,38	251,55	313,58	282,56	2550,65	725,34	125%	0,091
	300	61,19	54,75	30,50	302,02	376,29	339,16	2704,83	718,03	125%	0,090

N aletas	P	Te	Ta	Tc	Qe	Qc	Qav	he	hc	n	R
	100	54,06	47,13	40,38	100,00	94,07	97,04	718,10	738,05	94%	0,141
	150	56,13	49,25	42,38	149,99	188,15	169,07	1262,54	1262,54	125%	0,081
4	200	60,56	53,25	46,25	203,40	250,86	227,13	1594,66	1665,85	123%	0,063
	250	66,19	57,88	51,00	251,55	313,58	282,56	1745,18	2110,08	125%	0,054
	300	70,50	61,00	53,88	302,02	376,29	339,16	1832,88	2443,84	125%	0,049
	100	63,69	58,25	43,88	100,00	125,43	112,71	1064,24	402,56	125%	0,176
	150	68,19	62,75	46,00	149,99	219,50	184,75	1744,35	566,26	146%	0,120
6	200	77,81	70,25	49,25	203,40	376,29	289,85	1967,70	708,61	185%	0,099
	250	79,38	72,88	50,38	251,55	470,36	360,96	2851,01	823,62	187%	0,080
	300	82,63	74,75	51,00	302,02	564,44	433,23	2824,38	936,51	187%	0,073
	100	55,56	51,00	41,25	100,00	156,79	128,39	1444,76	676,08	157%	0,111
	150	64,75	59,50	47,00	149,99	250,86	200,43	1959,97	823,19	167%	0,089
8	200	71,13	65,50	52,50	203,40	376,29	289,85	2645,47	1144,67	185%	0,064
	250	77,31	71,00	56,13	251,55	501,72	376,64	3063,21	1299,93	199%	0,056
	300	83,13	75,63	61,13	302,02	627,15	464,59	3180,26	1644,96	208%	0,047

Nota. Unidades: P-Potencia (W), Te-Temperatura promedio del evaporador ($^{\circ}\text{C}$), Ta-Temperatura promedio de la zona adiabática ($^{\circ}\text{C}$), Tc- Temperatura promedio del condensador ($^{\circ}\text{C}$), Qe- Calor de entrada (W), Qc- Calor del condensador (W), he- Coeficiente de transferencia de calor del evaporador ($\text{W}/^{\circ}\text{C m}^2$), hc-Coeficiente de transferencia de calor del condensador ($\text{W}/^{\circ}\text{C m}^2$), n- rendimiento (%), R- resistencia Térmica ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$).

Las tablas detalladas para cada uno de los procesos micro y nano particulado están organizadas de acuerdo con su composición y el nano fluido utilizado, tal como se muestra en la Tabla 10

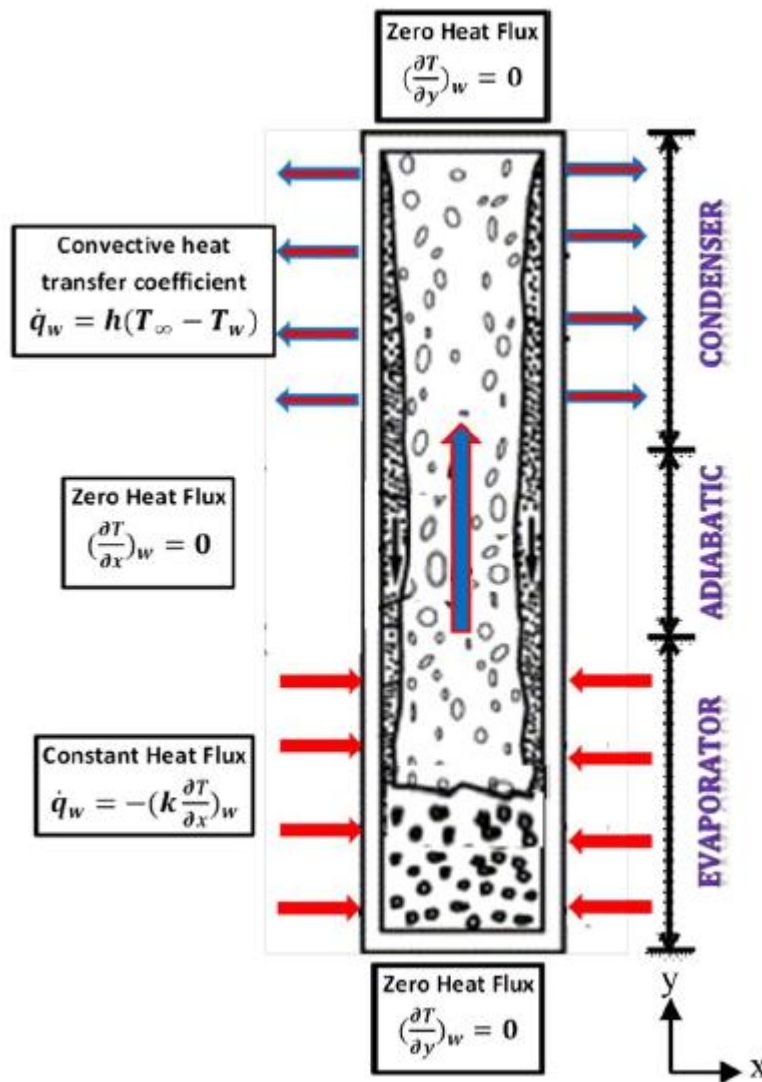
Datos para MP- Al_2O_3 a una Concentración del 0,02%.

Cálculos y Resultados

Estudio Teórico del Termosifón

Figura 53

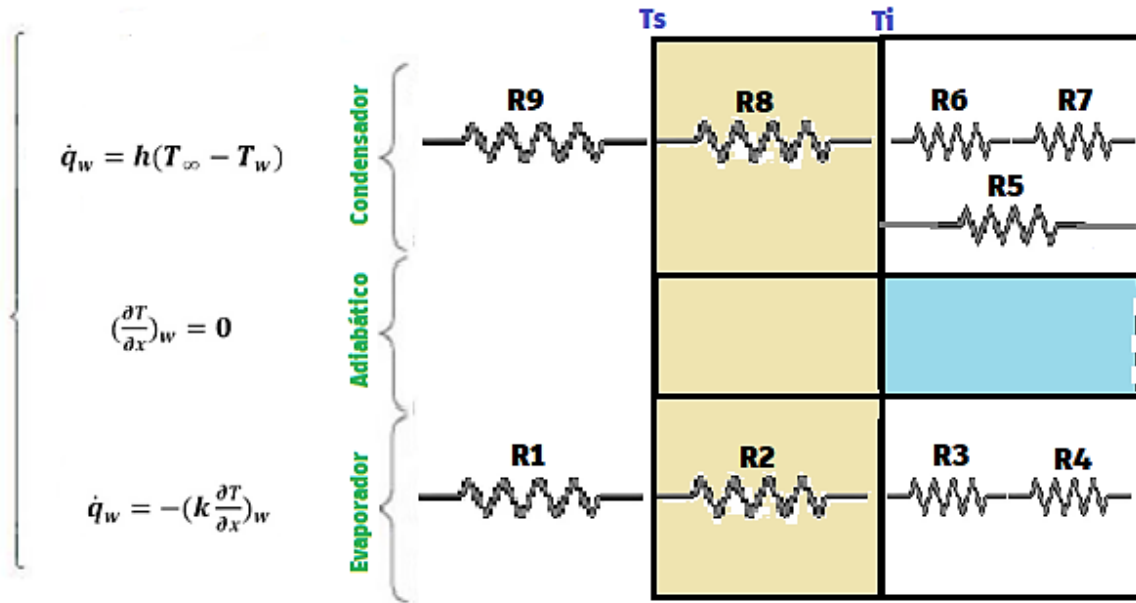
Esquema Térmico de las Condiciones de Frontera del Termosifón



Nota. Condiciones de frontera del termosifón. Tomado de *Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon*, por Fadhl et al., 2013.

Figura 54

Circuito Térmico del Termosifón



Nota. Las resistencias térmicas corresponden a la dirección radial; las resistencias en la dirección axial son despreciables por lo que no se consideran.

En el circuito térmico de la **Figura 54** se analiza tanto al condensador como al evaporador por separado, por lo tanto, la resistencia equivalente del evaporador se obtiene con la sumatoria de las resistencias R1, R2, R3 y R4 en serie.

En el condensador se suman en serie las resistencias R6, R7, R8 y R9 en el caso de cero aletas, sin embargo, cuando se usan los tubos de calor con aletas internas se debe determinar la resistencia resultante entre R5, R6 y R7 que están en paralelo, para luego sumar con las resistencias R8 y R9 en serie. Para determinar la resistencia total se debe sumar las resistencias resultantes del evaporador y del condensador, usando la siguiente expresión:

$$R_t = R_e + R_c. \quad (64)$$

Tabla 11*Resumen de las Resistencias Térmicas del TCDF*

Resistencias térmicas del termosifón		
R1	Resistencia debido al calor de entrada	$R1 = \frac{\Delta T}{Q_{in}}$ (65)
R2	Resistencia de conducción	$R2 = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k L_e}$ (66)
R3	Resistencia de convección/evaporación	$R3 = \frac{1}{\pi d_i h_e L_e}$ (67)
R4	Resistencia de evaporación	$R4 = \frac{R_g T^2 (2\pi R_g T)^{1/2}}{\pi d_i L_e h_{fg}^2 P_v}$ (68)
R5	Resistencia de las aletas internas	$R5 = \frac{1}{N n_f h_c A_f}$ (69)
R6	Resistencia de convección/condensación	$R6 = \frac{1}{\pi d_i h_c L_c}$ (70)
R7	Resistencia de condensación	$R7 = \frac{R_g T^2 (2\pi R_g T)^{1/2}}{\pi d_i L_c h_{fg}^2 P_v}$ (71)
R8	Resistencia de conducción	$R8 = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k L_c}$ (72)
R9	Resistencia debido al calor de salida	$R9 = \frac{1}{\dot{m} C_p} = \frac{\Delta T}{Q_{out}}$ (73)

Estudio Experimental del Termosifón

De acuerdo con los parámetros de experimentación detallados en las tablas **Tabla 6**, **Tabla 7**,

Tabla 8 y **Tabla 9**, se establecen todas las variables necesarias para el análisis y obtención de resultados

tal como se detalla en la **Tabla 10**, ya que al tener las temperaturas de entrada (evaporador), temperatura de vapor(zona adiabática) y temperaturas del condensador se puede determinar de forma práctica las variable planteadas para este trabajo como el calor, coeficiente de convección, resistencia térmica y el rendimiento del termosifón.

Para ejemplificar el proceso de obtención de los resultados que se muestran en la **Tabla 10**, se toma el TCDF con el tubo de calor de 8 aletas internas a una potencia de 300 (W) (calor de entrada).

Datos:

$$T_e = 83,13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_v = 75,63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_c = 61,13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para el agua de enfriamiento (Condensador)

$$\dot{m} = 0,03 \text{ kg/s}$$

$$T_{in} = 20,50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{out} = 25,50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Resultados:

Calor del evaporador

$$Q_e = I * V = 3,57 \text{ A} * 84,6 \text{ V}$$

$$Q_e = 302,02 \text{ W}$$

Calor del condensador

$$Q_c = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})$$

$$Q_c = 0,03 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 4181 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} (25,5 - 20,50)\text{K}$$

$$Q_c = 627,15 \text{ W}$$

Calor medio del termosifón

$$Q_{av} = \frac{Q_e + Q_c}{2} = \frac{302,02 + 627,15}{2} \text{ W}$$

$$Q_{av} = 464,6 \text{ W}$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección/evaporador

$$h_e = \frac{Q_{av}}{\pi d_i L_e (T_e - T_v)}$$

$$h_e = \frac{464,6 \text{ W}}{\pi * 0,031 \text{ m} * 0,2 \text{ m} (83,13 - 75,63) \text{ K}}$$

$$h_e = 3180,26 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección/condensador

$$h_c = \frac{Q_{av}}{\pi d_i L_c (T_v - T_c)}$$

$$h_c = \frac{464,6 \text{ W}}{\pi * 0,031 \text{ m} * 0,2 \text{ m} (75,63 - 61,13) \text{ K}}$$

$$h_c = 1644,96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Rendimiento del termosifón

$$n = \frac{Q_e}{Q_c} = \frac{302,02 \text{ W}}{627,15 \text{ W}} \times 100\%$$

$$n = 208\%$$

Resistencia térmica del termosifón

$$R_T = \frac{T_e - T_c}{Q_{av}}$$

$$R_T = \frac{(83,13 - 61,13)^\circ \text{C}}{464,6 \text{ W}}$$

$$R_T = 0,047 \frac{^\circ \text{C}}{\text{W}}$$

Análisis gráfico

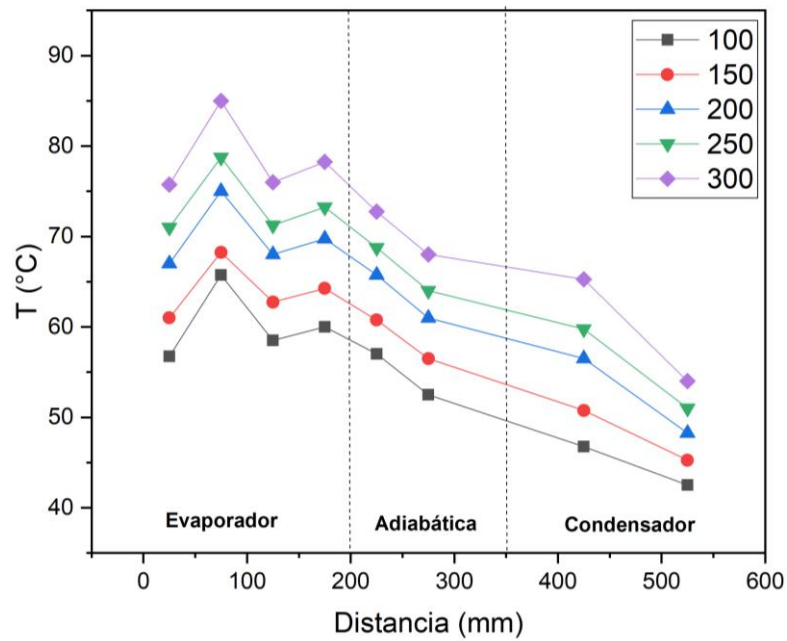
Gráficas del Perfil de Temperatura para cada Nanofluido

El caudal utilizado es de 100 LPH y el FR del 100%, considerando la configuración de 8 aletas debido a que presenta una mayor superficie de trabajo en la transferencia de calor.

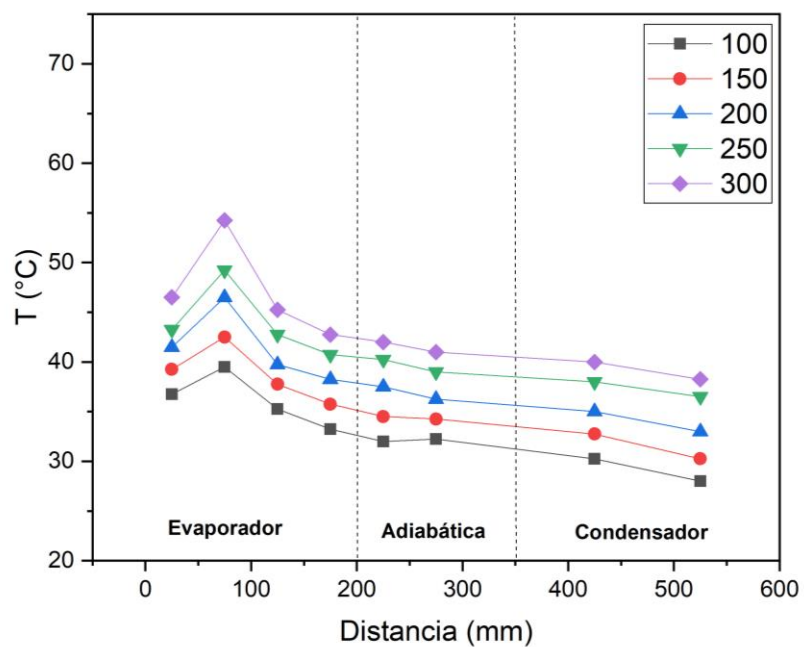
Figura 55

Perfil de Temperaturas para el Tubo de 8 Aletas con STS-AE y NP-AE

a) 8 aletas - STS-AE (T Vs d)



b) 8 aletas - NP-AE (T Vs d)



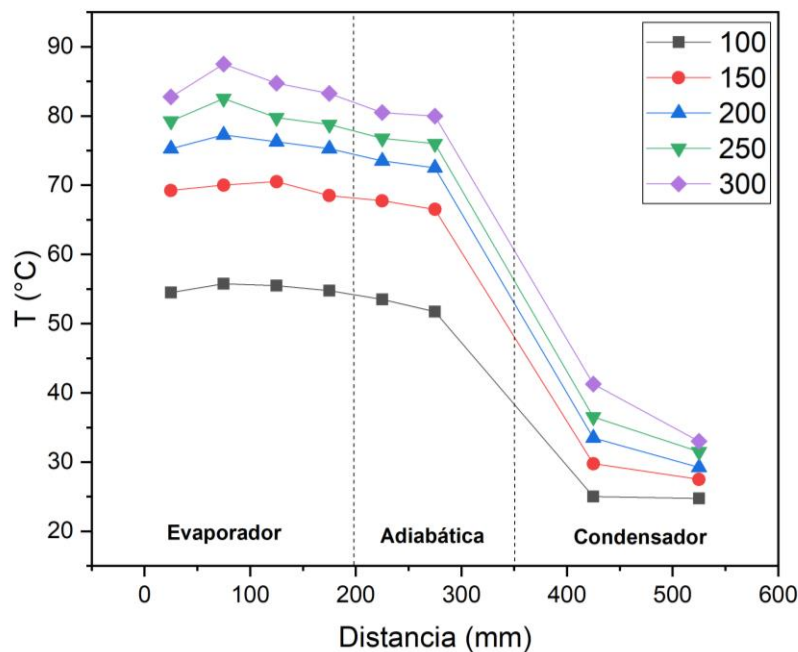
Nota. a) Sin tratamiento superficial, Agua-Etilenglicol. b) Nanopartículado, Agua-Etilenglicol

La zona del evaporador tiene un intervalo de 0 a 200 (mm), la zona adiabática va desde 200 a 350 (mm) y la zona del condensador va de 350 a 525 (mm). Para a) La temperatura en la potencia de 300 (W) tiene un valor máximo de 85 (°C), que se genera en la zona del evaporador y su valor mínimo al llegar a la zona del condensador es de 54 (°C), decremento de 31 (°C), con un valor promedio de 71.88 (°C), para b) El valor máximo de temperatura es 54.25 (°C), y valor mínimo 38.25 (°C), decremento de 16 (°C), valor promedio de 43.75 (°C). Para los valores de potencias utilizadas se tiene que el valor máximo de temperatura está en la zona del evaporador y el valor mínimo en la zona del condensador, ya que el refrigerante permite que exista un intercambio de calor el cual genera la condensación del fluido de trabajo formándose un ciclo continuo de evaporación y condensación. Además, se evidencia que la temperatura en la zona adiabática es constante debido al material aislante utilizado, por ende, el intercambio de calor es nulo en dicha región.

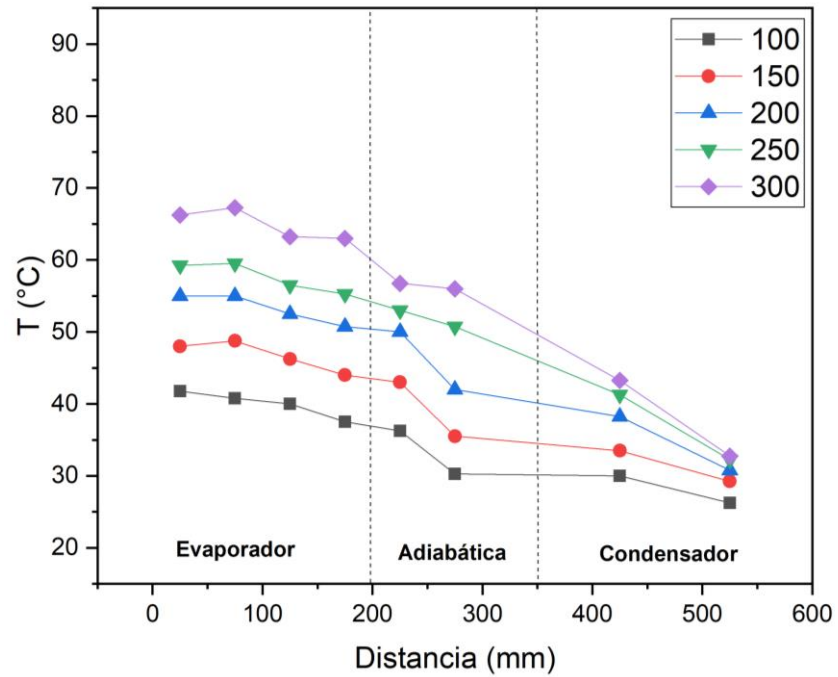
Figura 56

Perfil de Temperaturas para el Proceso MP-NTC

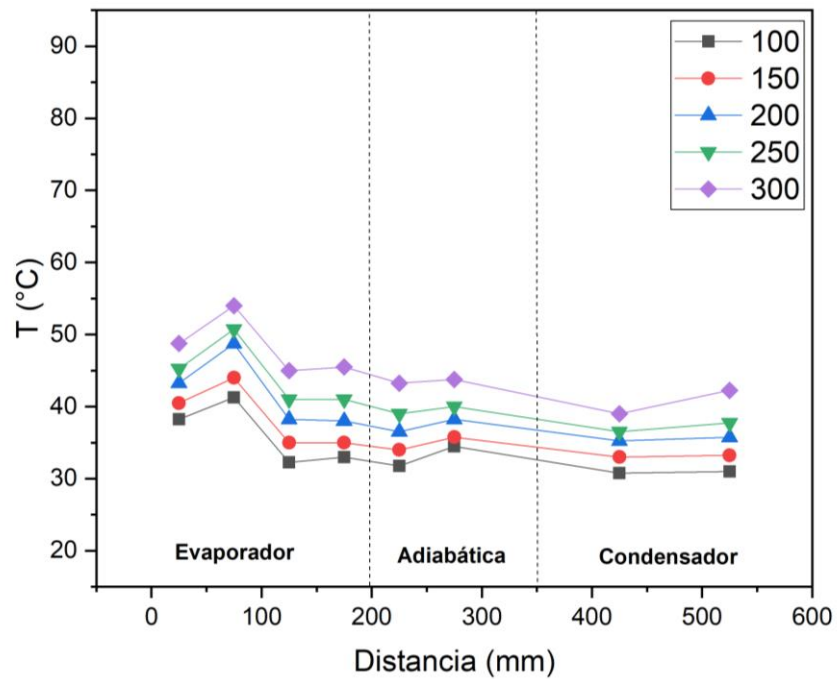
a) 8 aletas -MP-NTC-0.02% (T Vs d)



b) 8 aletas -MP-NTC-0.5% (T Vs d)



c) 8 aletas -MP-NTC-1.5% (T Vs d)



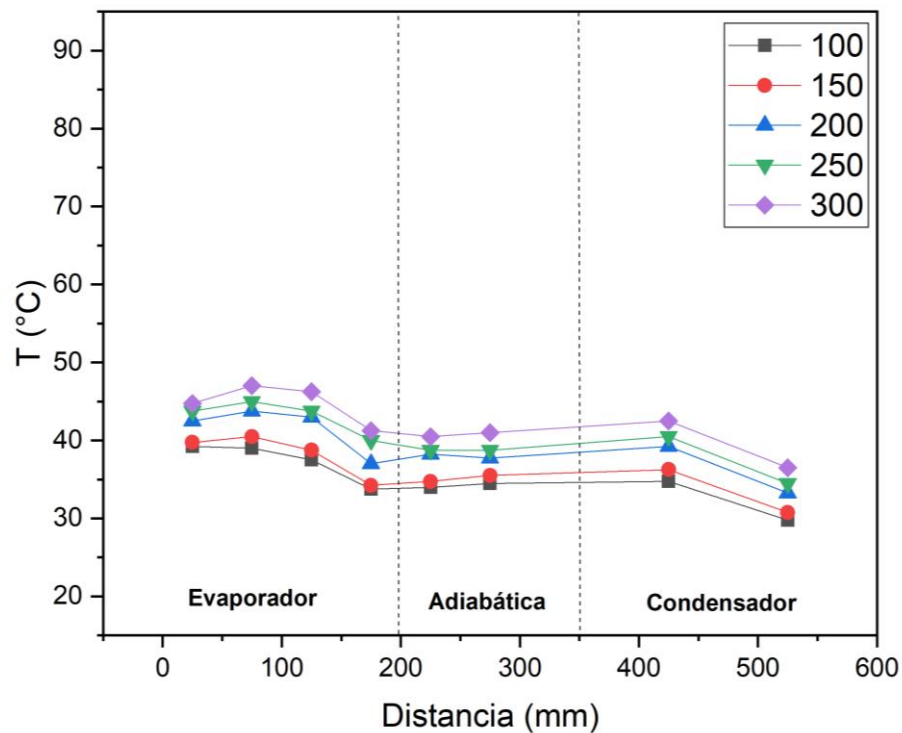
Para los tres casos a), b) y c) la temperatura tiene una tendencia decreciente, valores máximos en la zona del evaporador y valores mínimos en la zona del condensador. Para a) La temperatura en la

potencia de 300 (W) tiene un valor máximo de 87.5 (°C), que se genera en la zona del evaporador y su valor mínimo al llegar a la zona del condensador es de 33 (°C), decremento de 54.5 (°C), valor promedio de 71.63 (°C), para b) El valor máximo de temperatura es 67.25 (°C), y valor mínimo 32.75 (°C), decremento de 34.5 (°C), valor promedio de 56.06 (°C), y para c) El valor máximo de temperatura es 54 (°C), y valor mínimo 39 (°C), decremento de 15 (°C), valor promedio de 45.19 (°C).

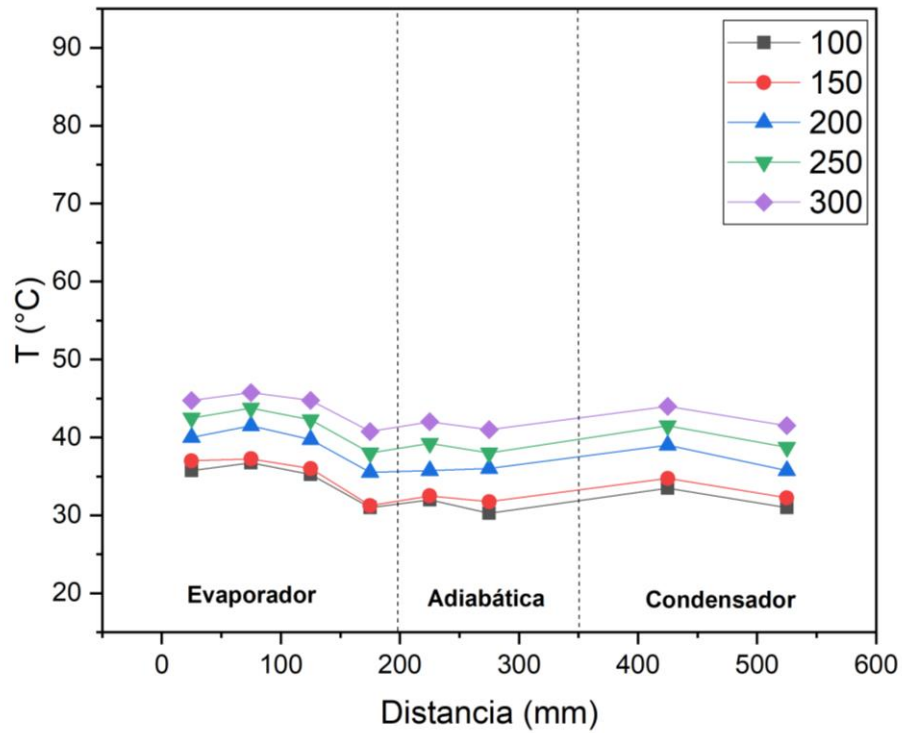
Figura 57

Perfil de Temperaturas para el Proceso NP-NTC

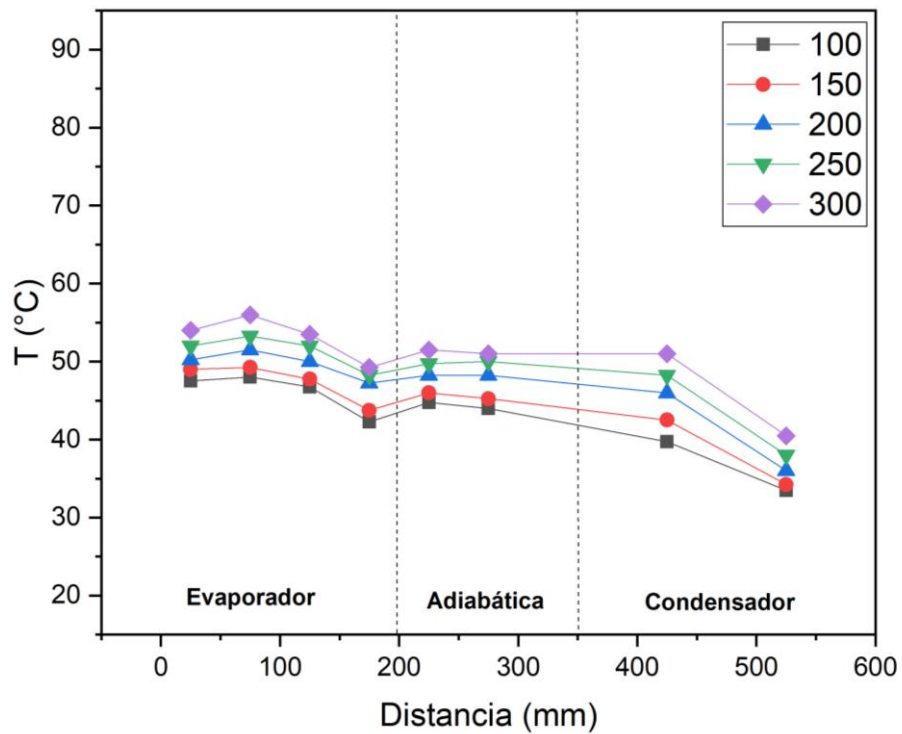
a) 8 aletas -NP-NTC-0.02% (T Vs d)



b) 8 aletas -NP-NTC-0.5% (T Vs d)



c) 8 aletas -NP-NTC-1.5% (T Vs d)

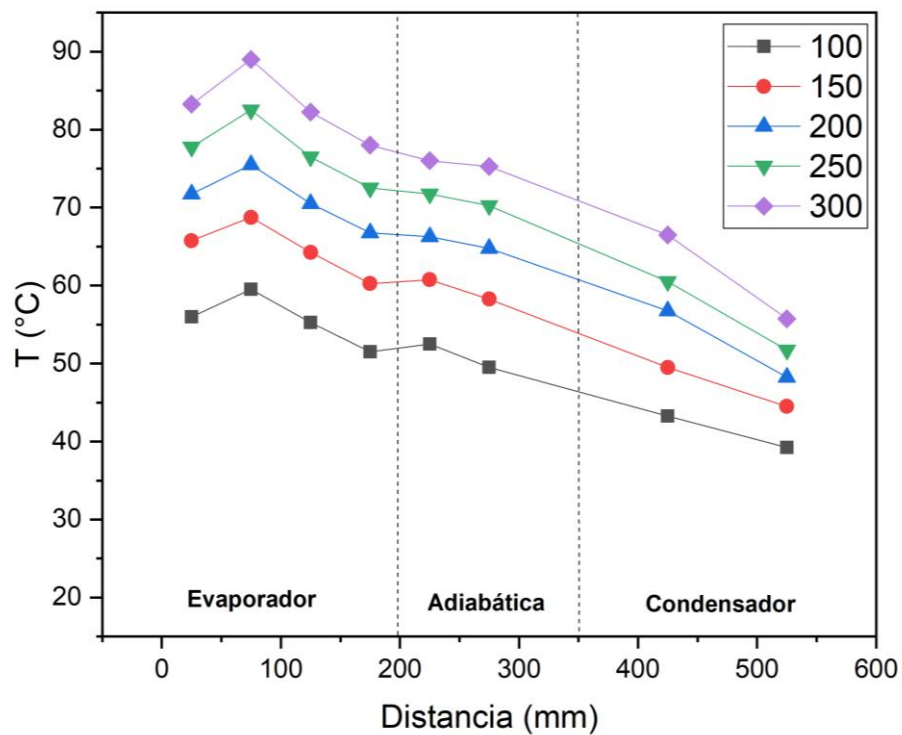


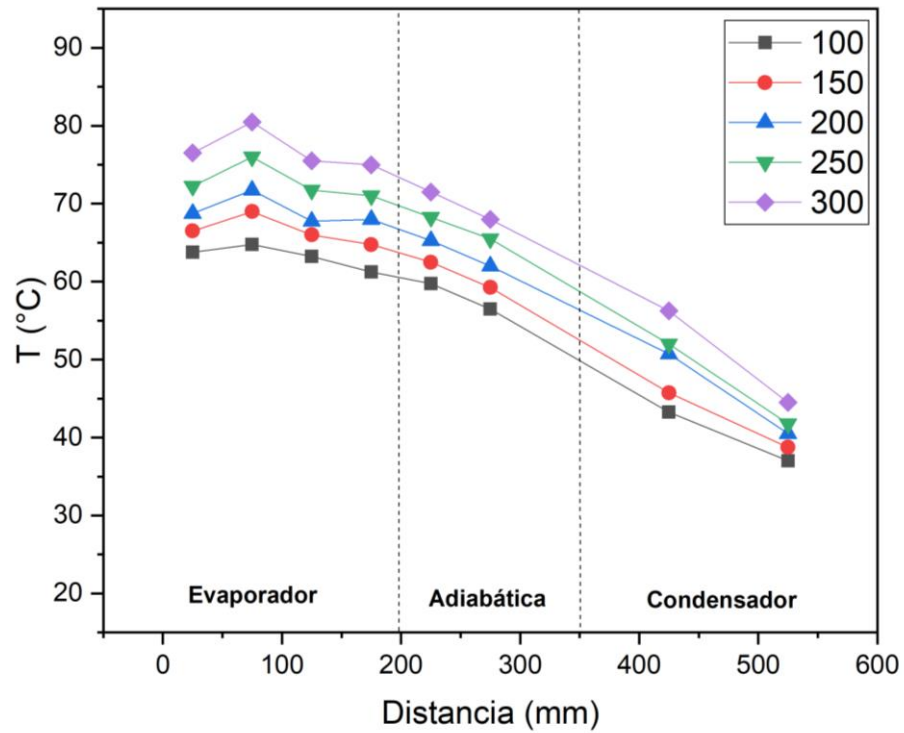
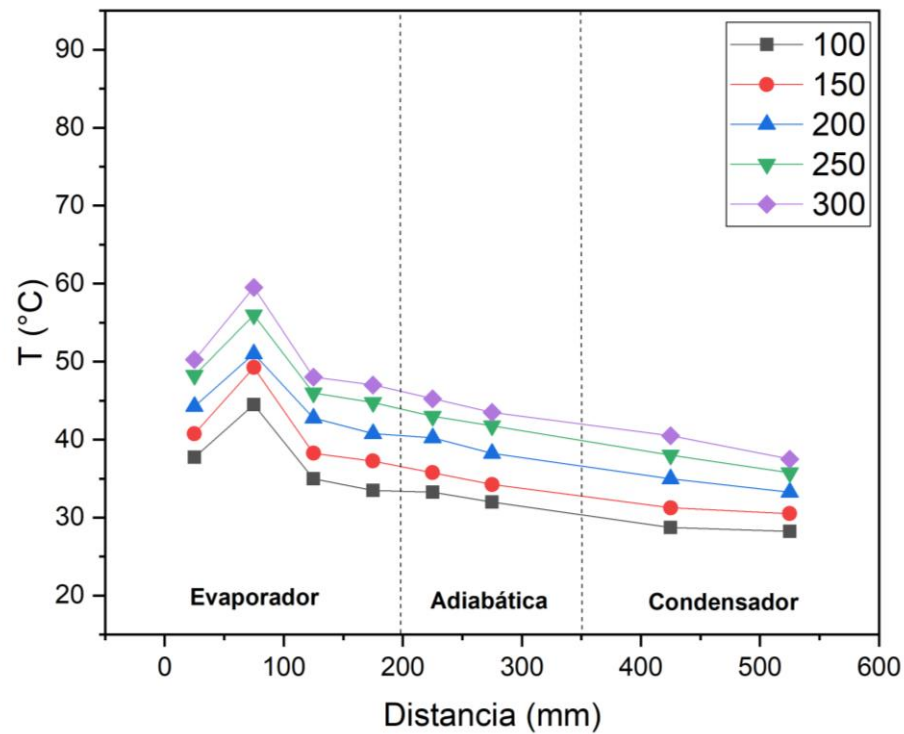
Para a) La temperatura en la potencia de 300 (W) tiene un valor máximo de 47 (°C), que se genera en la zona del evaporador y su valor mínimo al llegar a la zona del condensador es de 36,50 (°C), decremento de 10,5 (°C), valor promedio de 42,47 (°C), para b) El valor máximo de temperatura es 45,75 (°C), y valor mínimo 41,50 (°C), decremento de 4,25 (°C), valor promedio de 43,06 (°C), y para c) El valor máximo de temperatura es 56 (°C), y valor mínimo 40,50 (°C), decremento de 15,5 (°C), valor promedio de 50,84 (°C).

Figura 58

Perfil de Temperaturas para el Proceso MP- Al_2O_3

a) 8 aletas -MP- Al_2O_3 -0.02% (T Vs d)



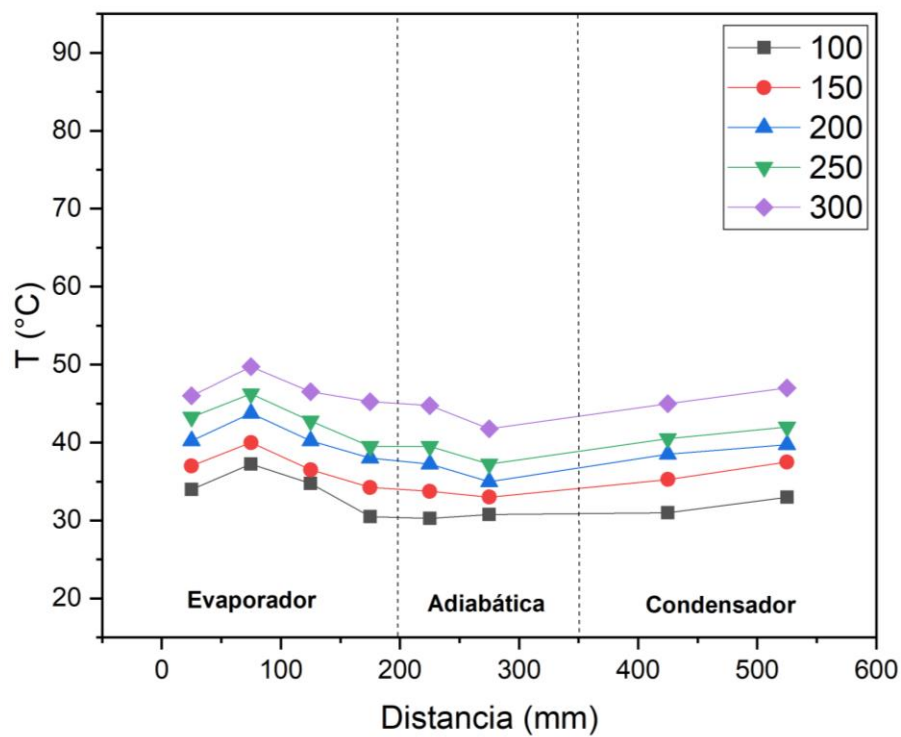
b) 8 aletas -MP- Al_2O_3 -0.5% (T Vs d)c) 8 aletas -MP- Al_2O_3 -1.5% (T Vs d)

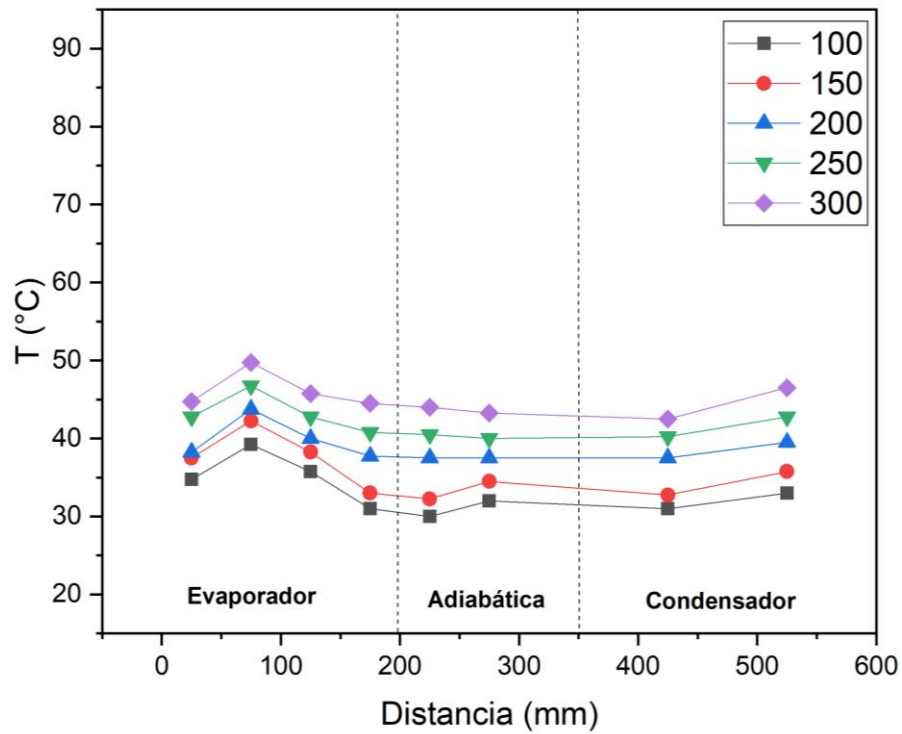
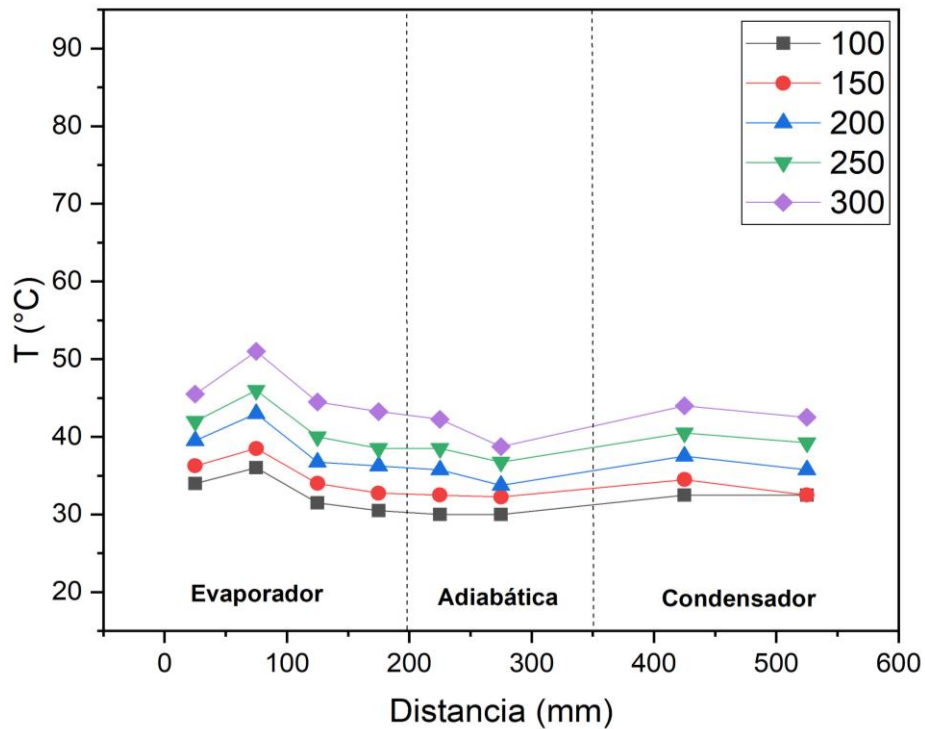
Para a) La temperatura en la potencia de 300 (W) tiene un valor máximo de 89 (°C), que se genera en la zona del evaporador y su valor mínimo al llegar a la zona del condensador es de 55,75 (°C), decremento de 33,25 (°C), valor promedio de 75,75 (°C), para b) El valor máximo de temperatura es 80,5 (°C), y valor mínimo 44,5 (°C), decremento de 36 (°C), valor promedio de 68,47 (°C), y para c) El valor máximo de temperatura es 59,5 (°C), y valor mínimo 37,5 (°C), decremento de 22 (°C), valor promedio de 46,44 (°C).

Figura 59

Perfil de Temperaturas para el Proceso NP- Al₂O₃

a) 8 aletas -NP- Al₂O₃-0.02% (T Vs d)



b) 8 aletas -NP- Al_2O_3 -0.5% (T Vs d)c) 8 aletas -NP- Al_2O_3 -1.5% (T Vs d)

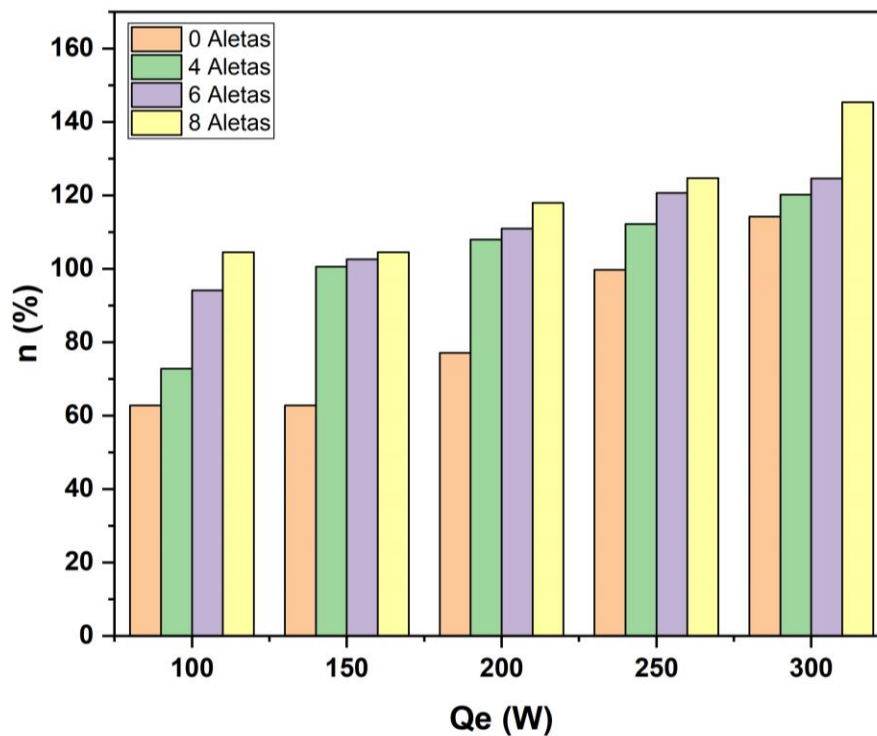
Para a) La temperatura en la potencia de 300 (W) tiene un valor máximo de 49,75 (°C), que se genera en la zona del evaporador y su valor mínimo al llegar a la zona del condensador es de 47 (°C), decremento de 2,75 (°C), valor promedio de 45,75 (°C), para b) El valor máximo de temperatura es 49,75 (°C), y valor mínimo 46,5 (°C), decremento de 3,25 (°C), valor promedio de 45,13 (°C), y para c) El valor máximo de temperatura es 51 (°C), y valor mínimo 42,5 (°C), decremento de 8,5 (°C), valor promedio de 43,97 (°C).

Gráficas del rendimiento vs la Transferencia de Calor

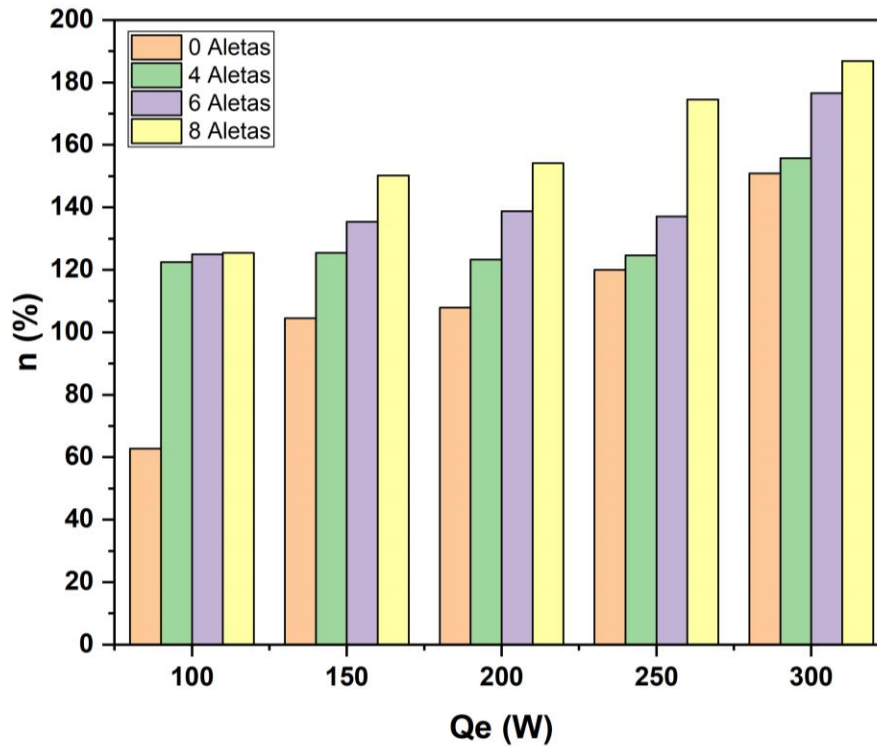
Figura 60

Rendimiento vs Calor de entrada para STS y NP con AE

a) STS-AE (n Vs Qe)



b) NP-AE (n Vs Qe)



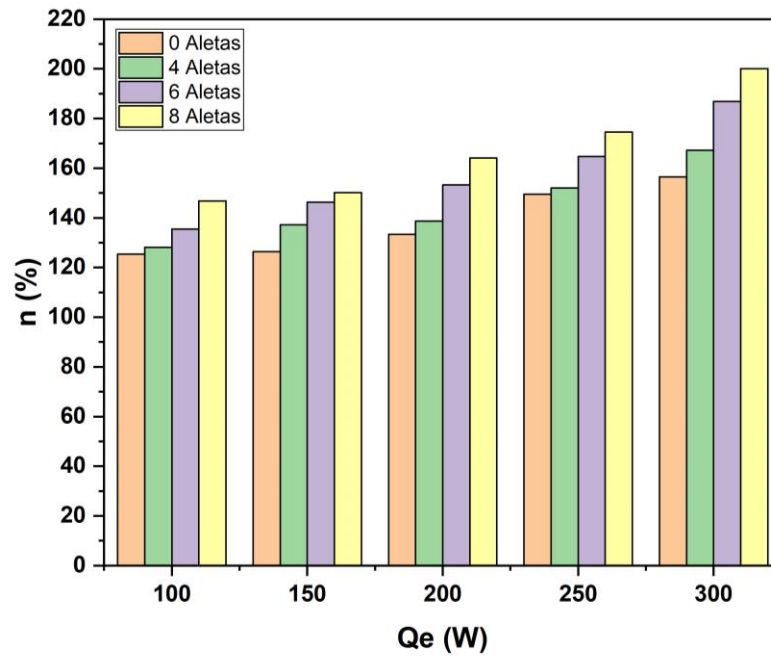
En la **Figura 60** se evidencia que a mayor calor de entrada mayor es el rendimiento del termosifón para todas las muestras, sin embargo, la que tiene ocho aletas es la más eficiente, debido al incremento de área convectiva en el condensador, esto implica un aumento en la tasa de transferencia de calor del vapor al refrigerante y una mejor condensación del vapor.

Para a) Con calor de entrada de 300 (W), en configuración 8 aletas el rendimiento máximo es 145 % y para b) su rendimiento es de 187%. Al utilizar un proceso NP el incremento es de 42% en mejora de la eficiencia del termosifón.

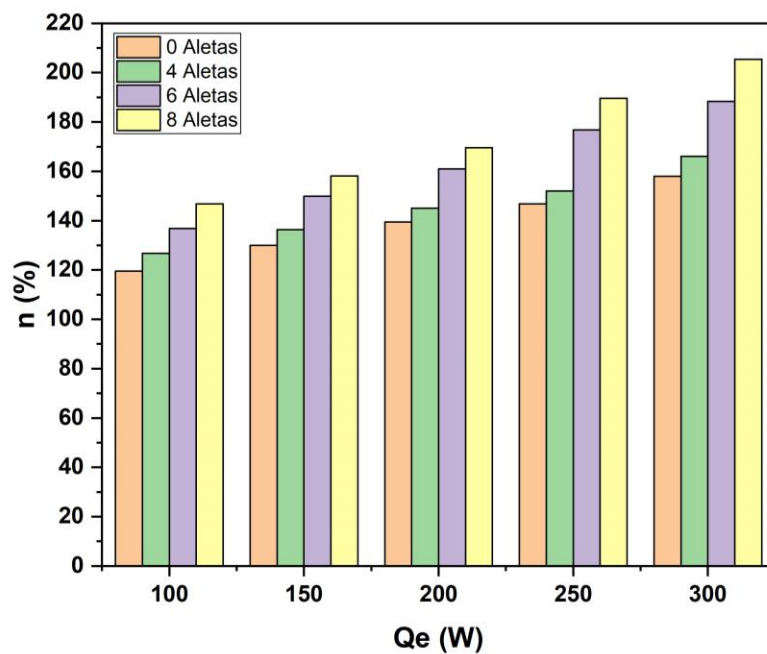
Figura 61

Rendimiento del Proceso MP para los Nanofluidos NTC y AL_2O_3

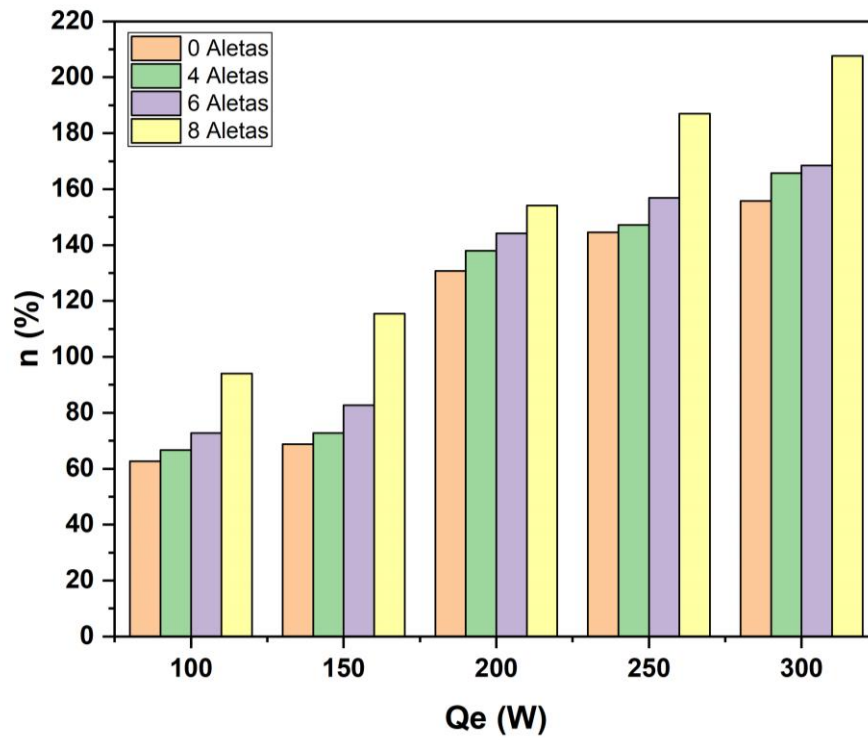
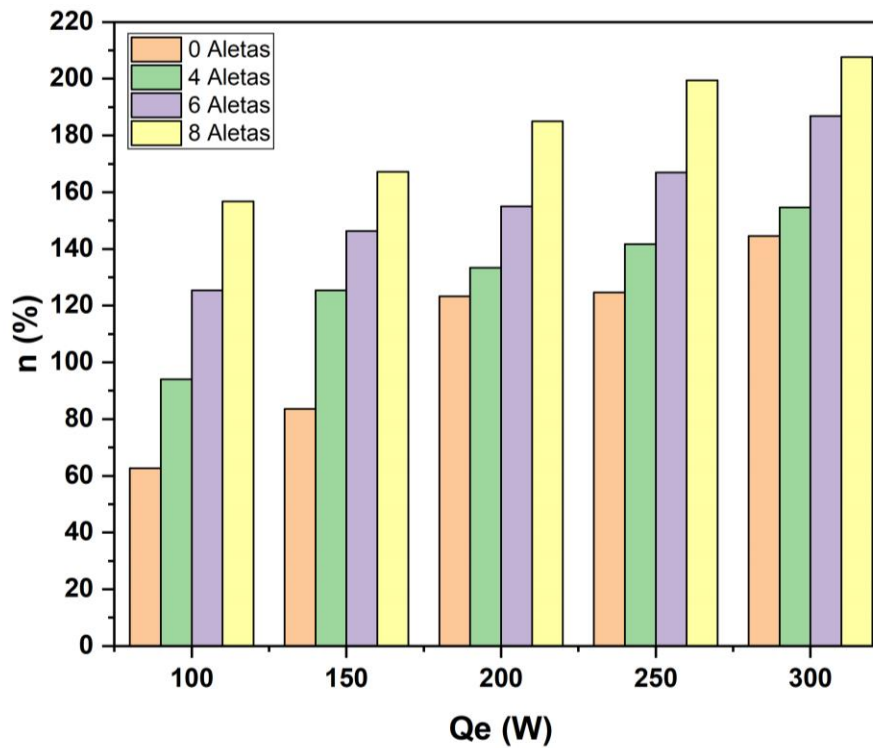
a) MP-NTC-0.02% (n Vs Qe)

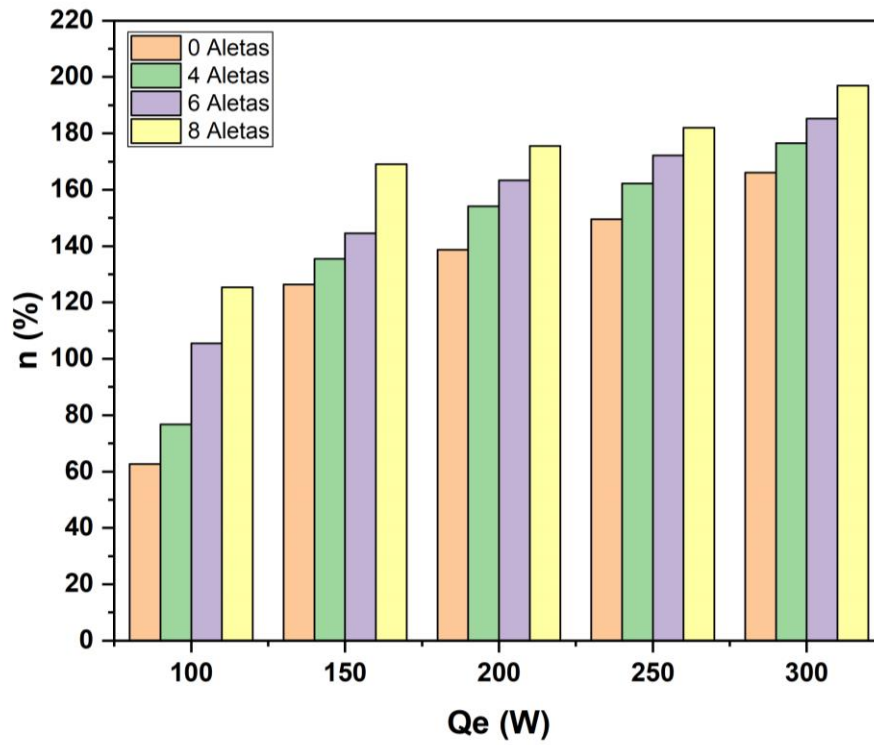
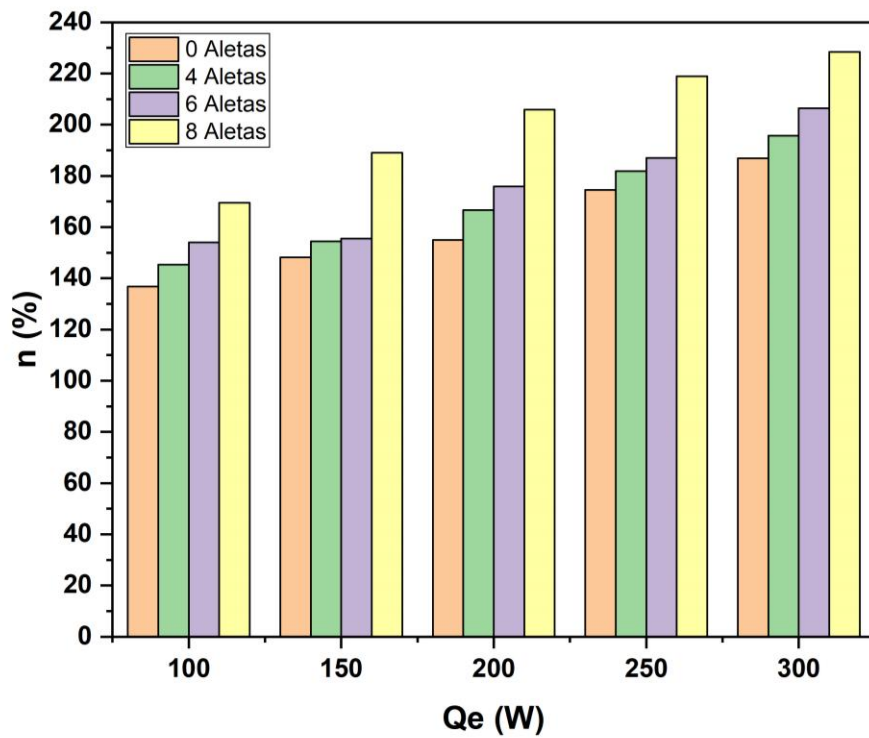


b) MP-NTC-0.5% (n Vs Qe)



c) MP-NTC-1.5% (n Vs Qe)

d) MP-Al₂O₃-0.02% (n Vs Qe)

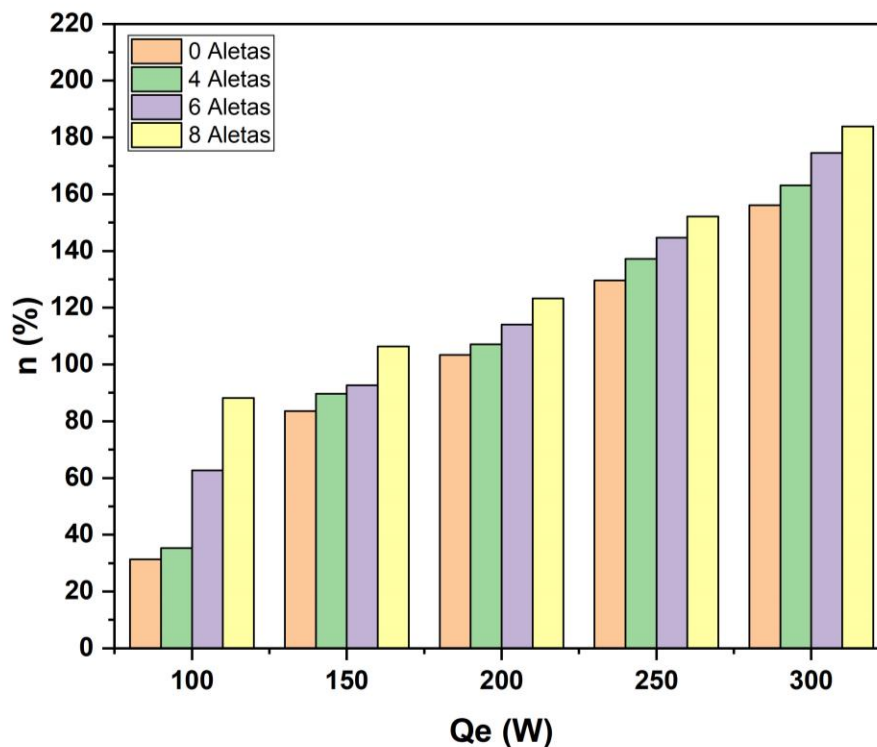
e) MP- Al₂O₃-0.5% (n Vs Qe)f) MP- Al₂O₃-1.5% (n Vs Qe)

El rendimiento en el proceso microparticulado MP aumenta notablemente respecto al STS, ya que se involucra tanto el proceso de cambio de la estructura superficial, mejor nucleación de las burbujas, como de la aplicación de nanopartículas, se tiene así que al utilizar NTC el rendimiento supera los 180%, pero a mayor concentración (c) se tiene el rendimiento máximo de 210%. Por otra parte, cuando se usa Al_2O_3 el rendimiento en todas las concentraciones supera el 200%, graficas (d), (e) y (f), y su mayor rendimiento es a la concentración en masa de 1,5% de sustrato con un valor de 230%, es así que de este análisis se puede evidenciar que al usar nanopartículas de Al_2O_3 el rendimiento es mayor que al usar NTC lo cual permite aprovechar de mejor manera el calor suministrado al sistema.

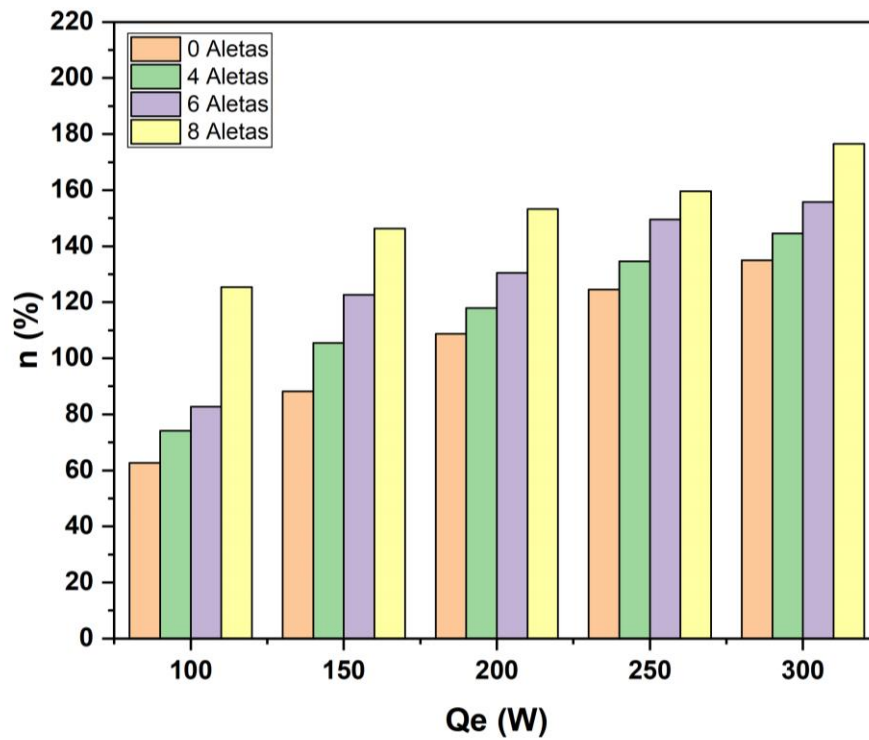
Figura 62

Rendimiento del Proceso NP para los Nanofluidos NTC y Al_2O_3

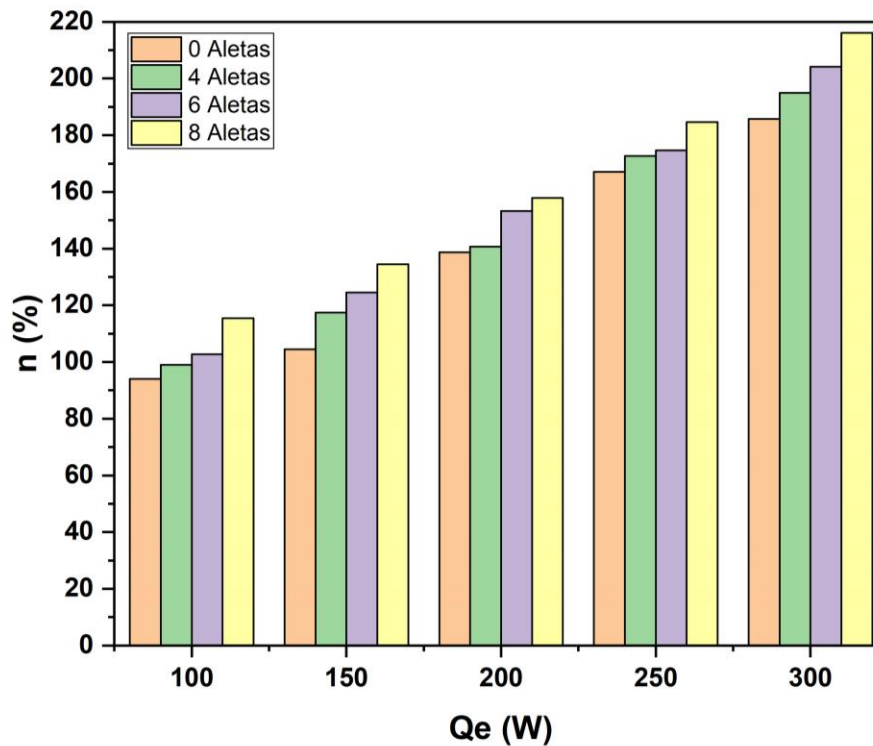
a) NP-NTC-0.02% (n Vs Qe)

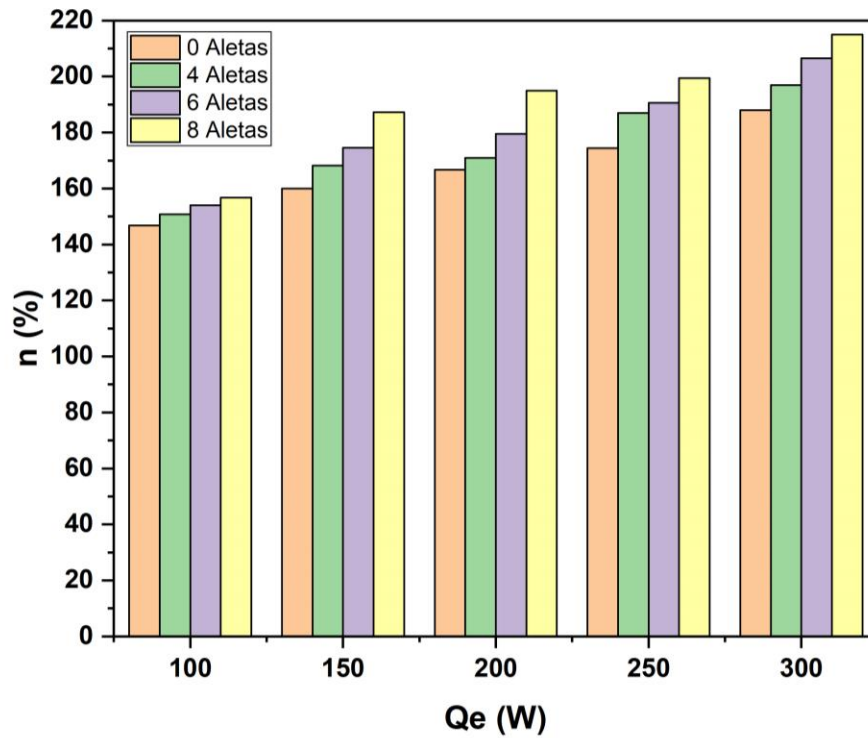
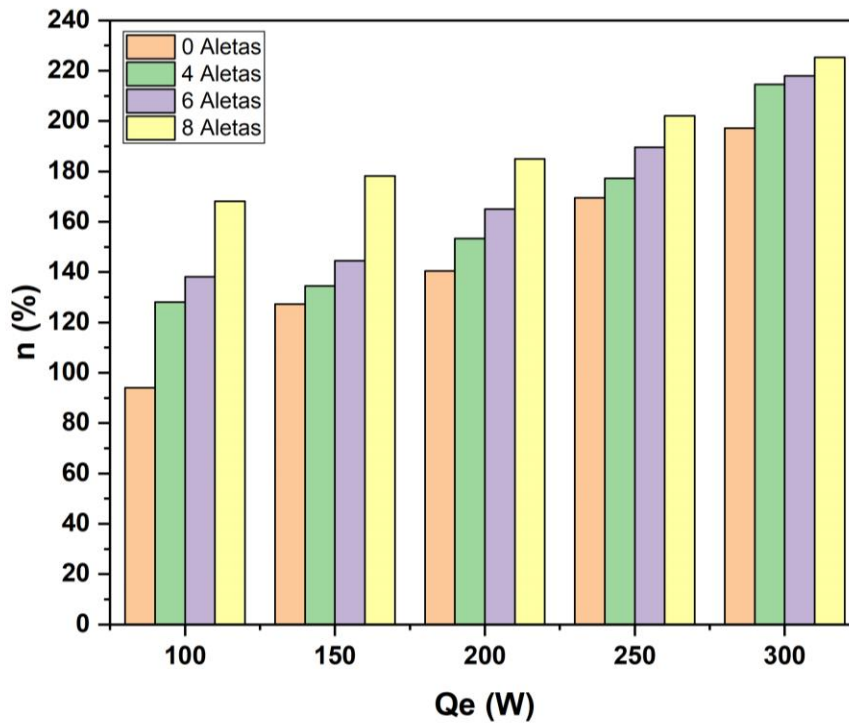


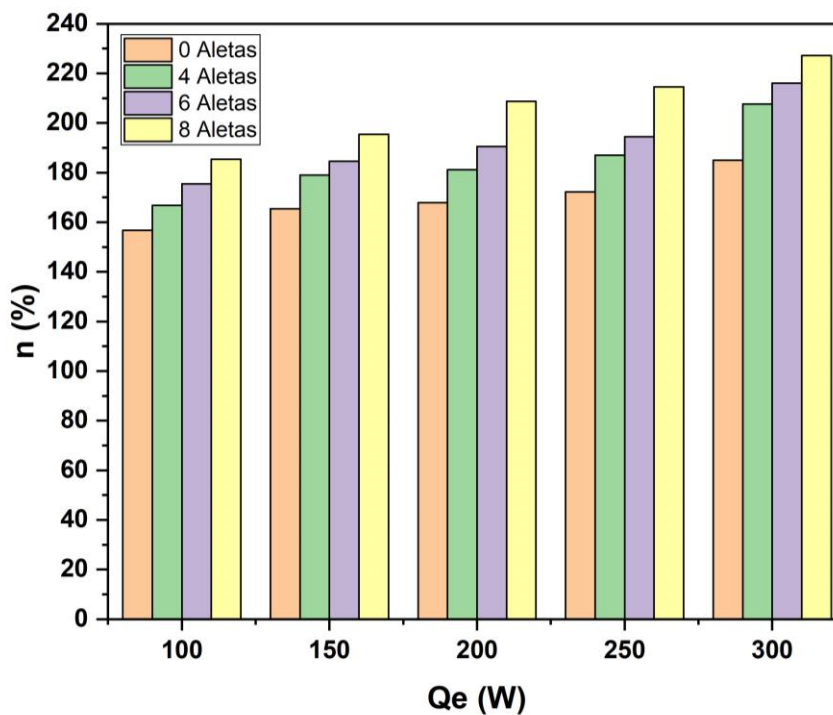
b) NP-NTC-0.5% (n Vs Qe)



c) NP-NTC-1.5% (n Vs Qe)



d) NP- Al₂O₃-0.02% (n Vs Qe)e) NP- Al₂O₃-0.5% (n Vs Qe)

f) NP- Al₂O₃-1.5% (n Vs Qe)

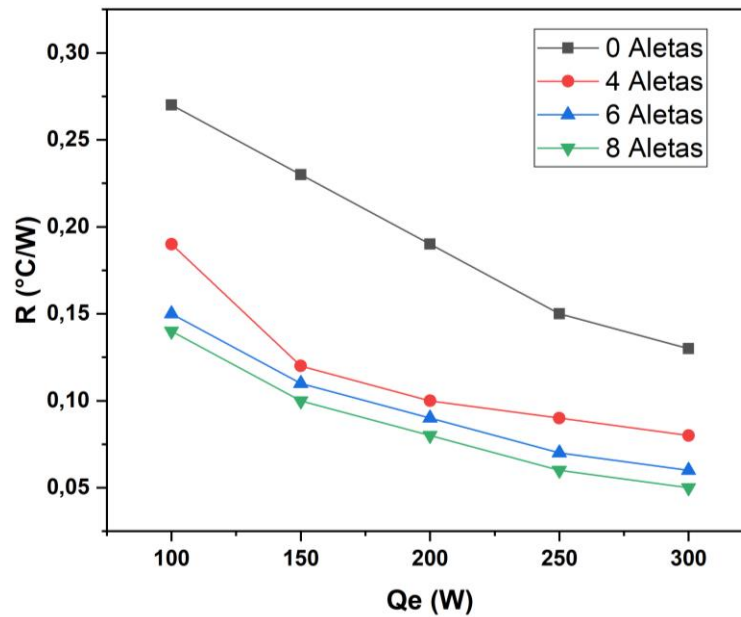
El rendimiento en el proceso nano particulado NP tiene valores porcentuales muy altos debido a que cuenta con una superficie más rugosa, pero se evidencia que al introducir nanopartículas la diferencia es muy pequeña, pese a eso al usar NTC al 1,5% (c) se tiene que el rendimiento máximo con 8 aletas es de 217%, mientras que al usar Al₂O₃ al 1,5% (f) su rendimiento es de 230%, siendo la diferencia del 13% entre ambas nanopartículas. De tal manera que se evidencia que al aumentar la concentración rendimiento también aumenta.

Gráficas de la Transferencia de Calor vs Resistencia Térmica

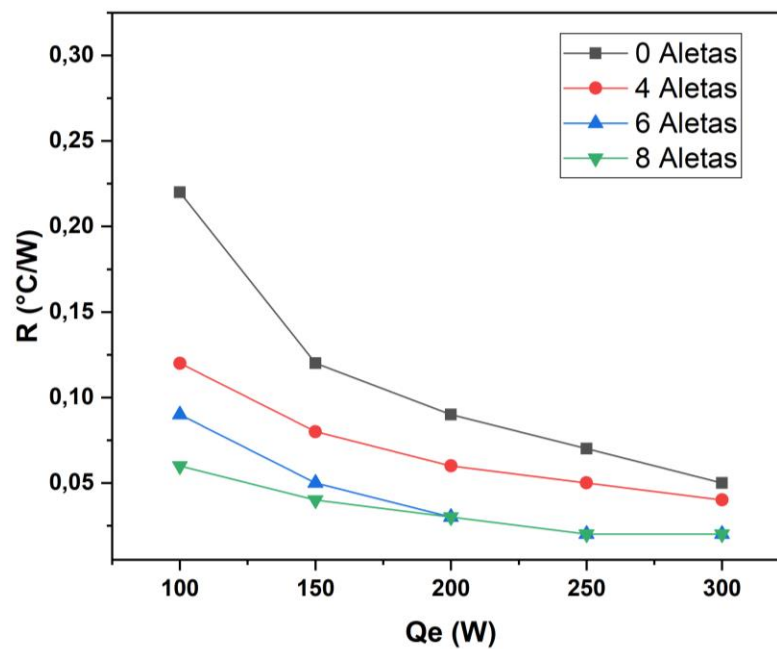
Figura 63

Resistencia vs Calor de entrada para STS y NP con AE

a) STS - AE (R Vs Qe)



b) NP - AE (R Vs Qe)

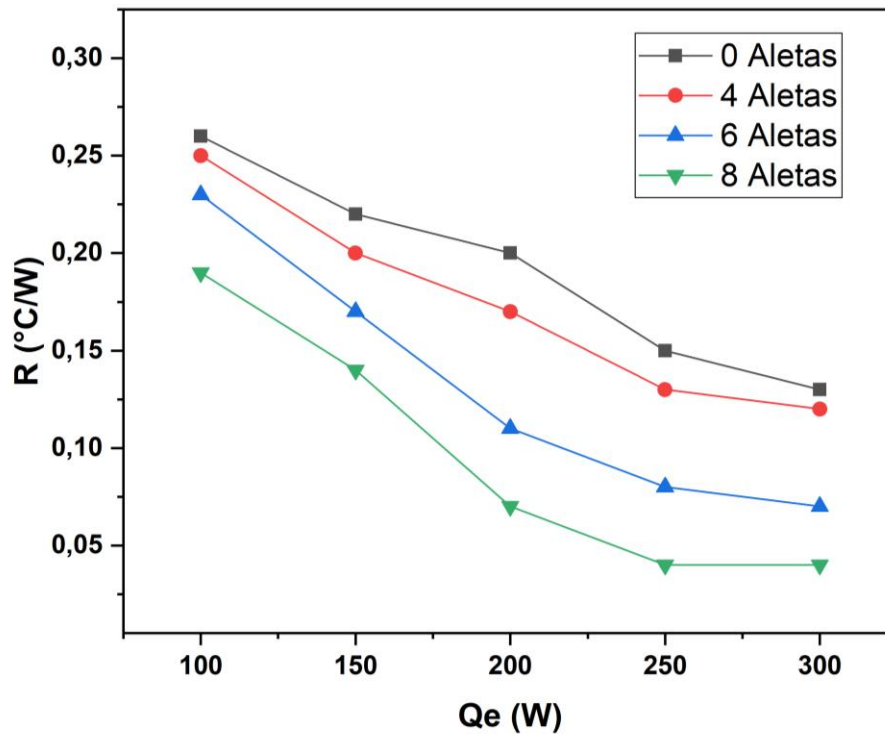


De la **Figura 63**, la resistencia térmica disminuye con el aumento del calor de entrada Q_e (W), para a) STS con 100 (W) tenemos un valor máximo de 0,273 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) con la configuración de 0 aletas y un valor mínimo de 0,14 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) con 8 aletas dando una diferencia del 48,71 %, para b) NP tenemos 0,23 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) máximo y 0,063 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) mínimo, obteniendo una diferencia del 72,60 %, lo cual implica que al cambiar la estructura superficial la resistencia disminuye.

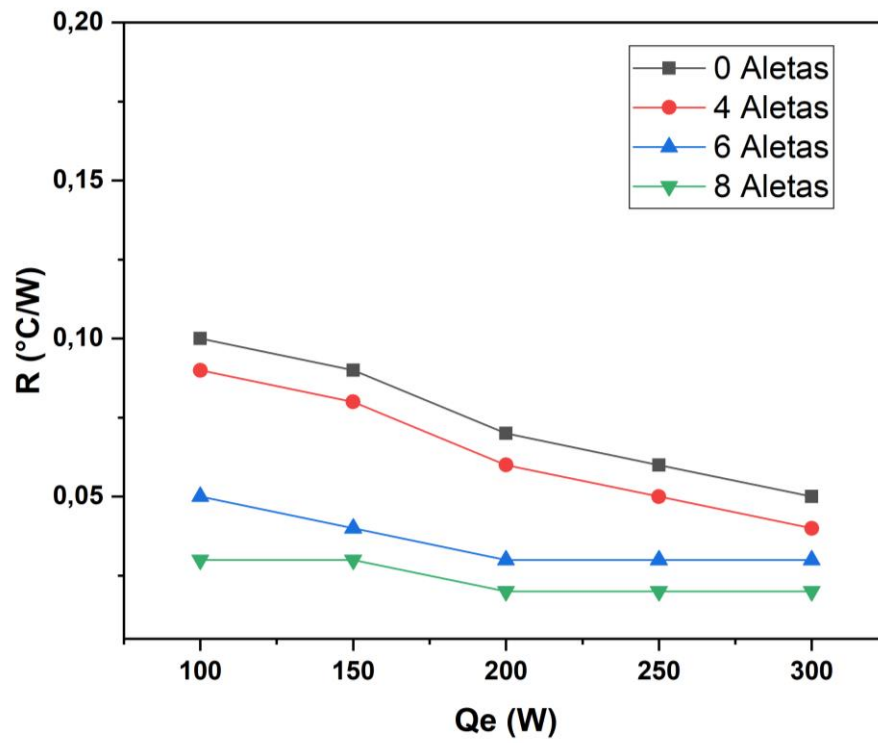
Figura 64

Resistencia Térmica vs Calor de Entrada para el Proceso MP

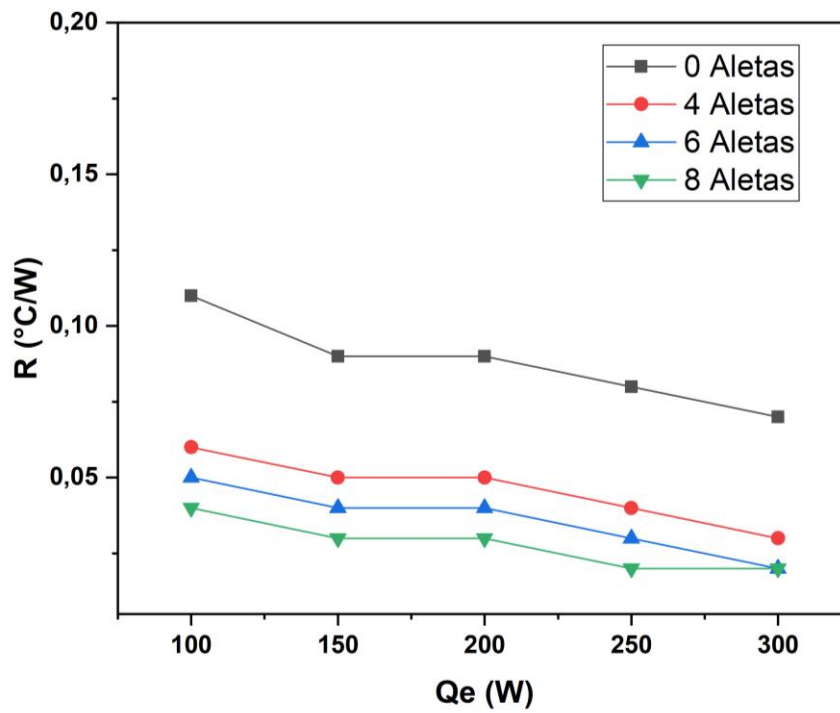
a) MP- NTC-0.02% (R Vs Q_e)

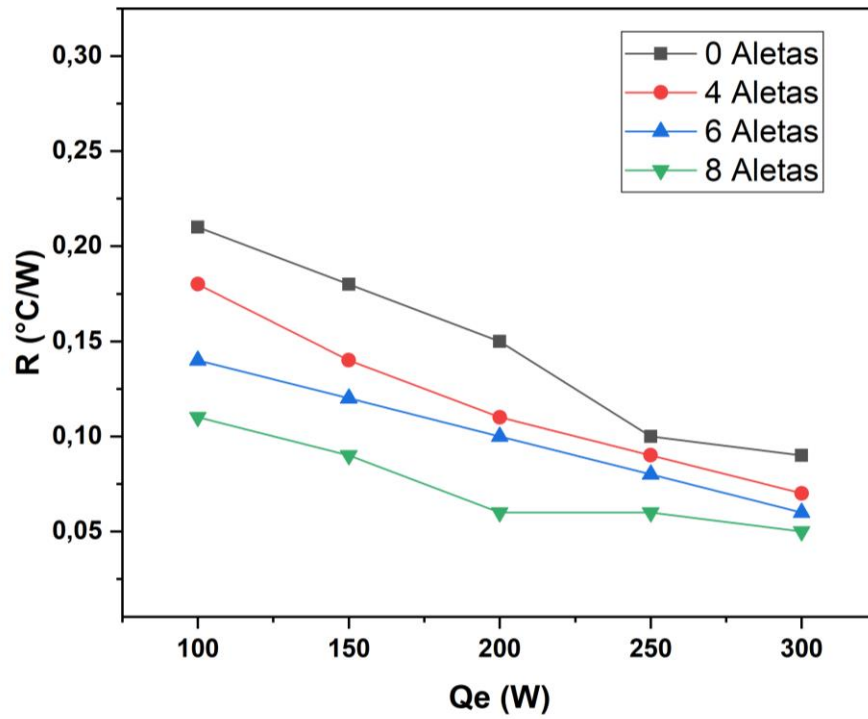
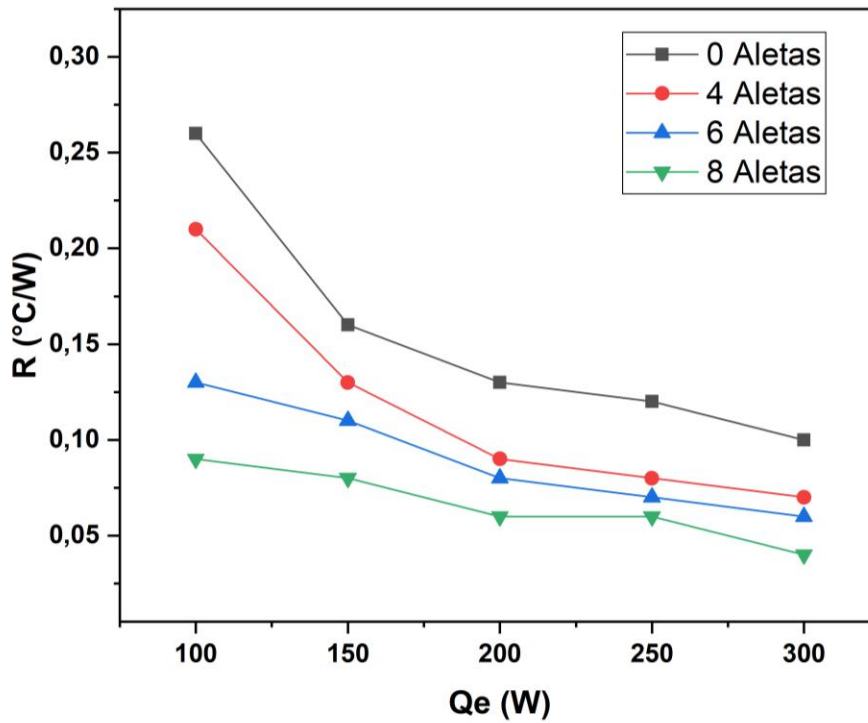


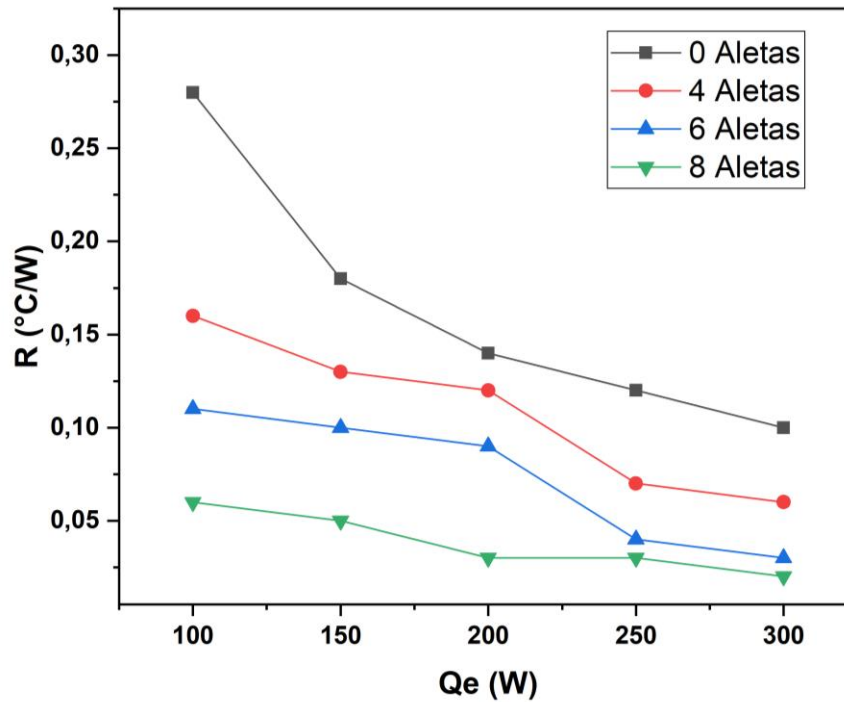
b) MP- NTC-0.5% (R Vs Qe)



c) MP- NTC-1.5% (R Vs Qe)



d) MP-Al₂O₃ - 0.02% (R Vs Qe)e) MP- Al₂O₃ -0.5% (R Vs Qe)

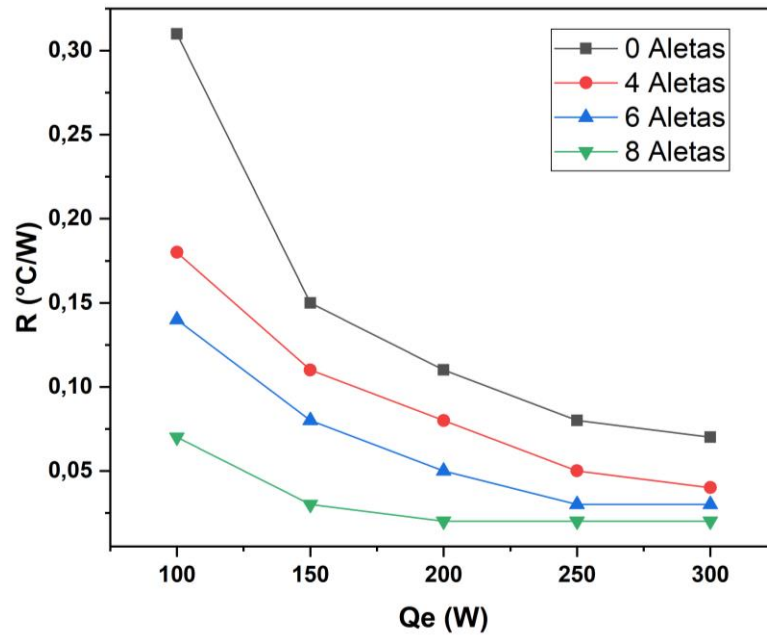
f) MP- Al_2O_3 -1.5% (R Vs Q_e)

De la **Figura 64**, se tiene que la resistencia térmica disminuye al suministrar mayor calor de entrada. Con tendencia decreciente, para a) con 100 (W) presenta un valor máximo de 0,26 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), con cero aletas y para 8 aletas presenta un valor mínimo de 0,189($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 27,308%, para b) valor máximo de 0,10 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) y valor mínimo de 0,03 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 70,0%, para c) valor máximo de 0,12 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) y valor mínimo de 0,04 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 66,667%, para d) valor máximo de 0,22 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) y valor mínimo de 0,11 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 50,0%, para e) valor máximo de 0,26 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) y valor mínimo de 0,09 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 65,385%, y para f) valor máximo de 0,28 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) y valor mínimo de 0,06 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 78,571%.

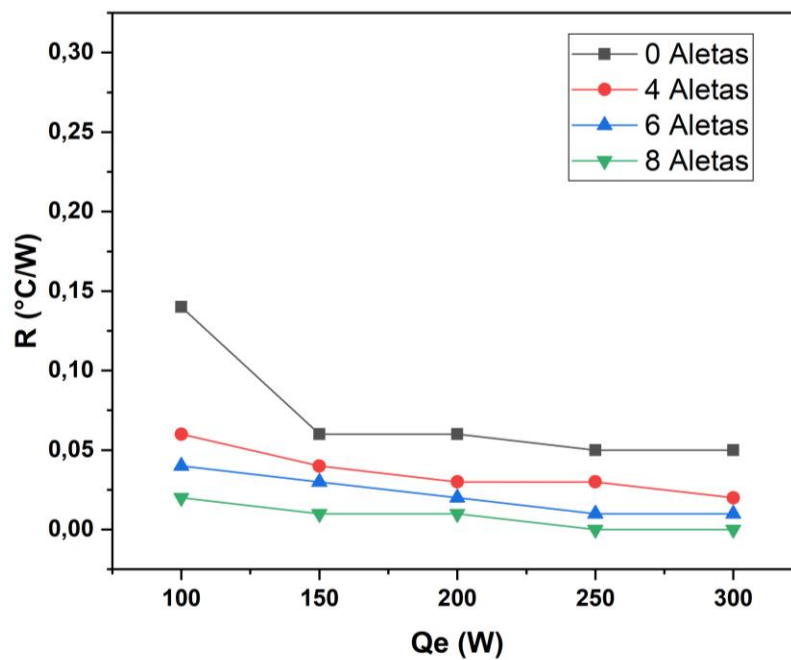
Figura 65

Resistencia Térmica vs Calor de entrada para el Proceso NP

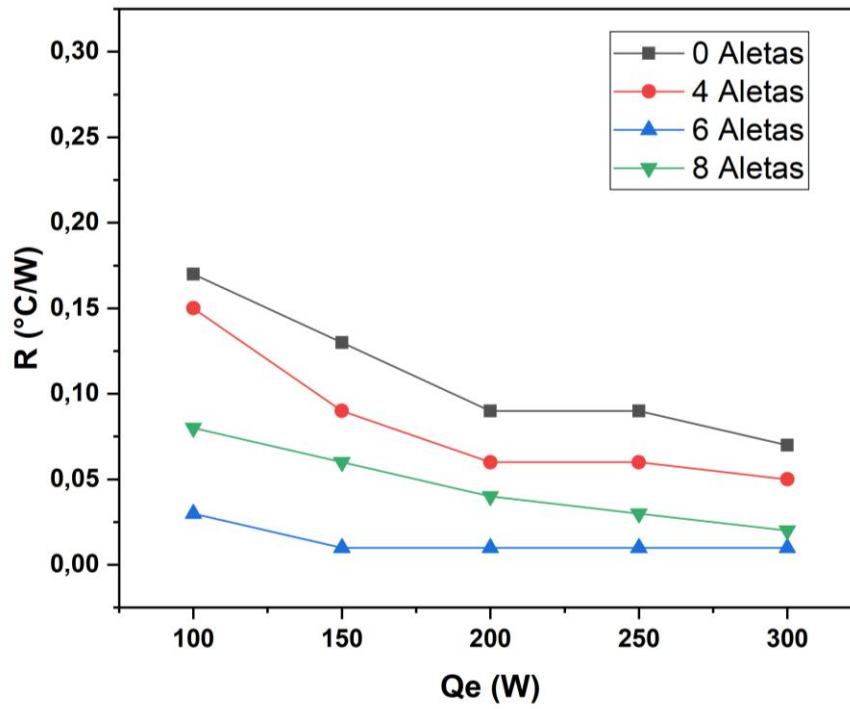
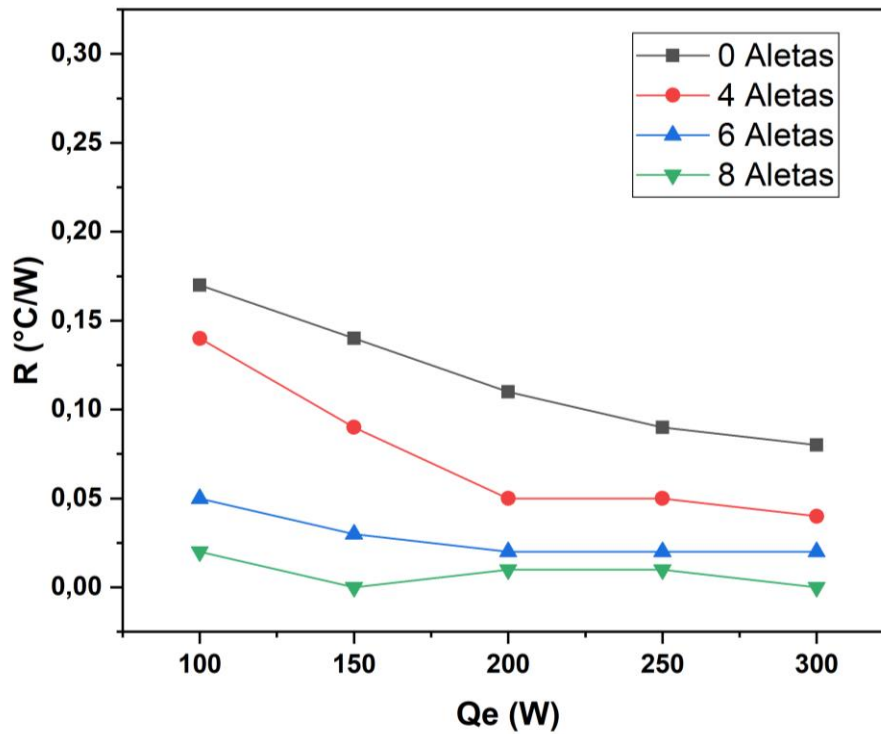
a) NP-NTC-0.02% (R Vs Qe)

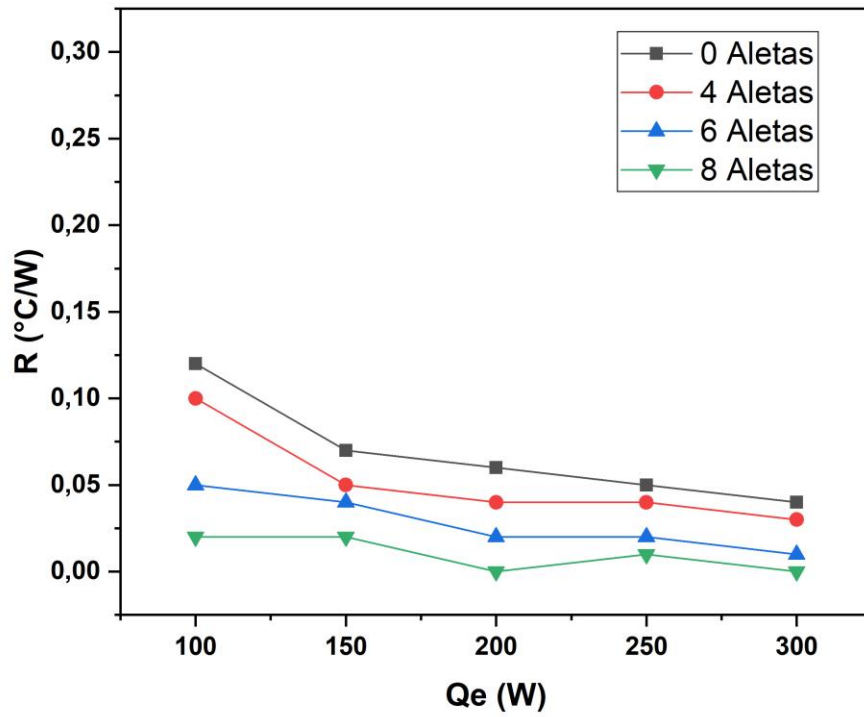
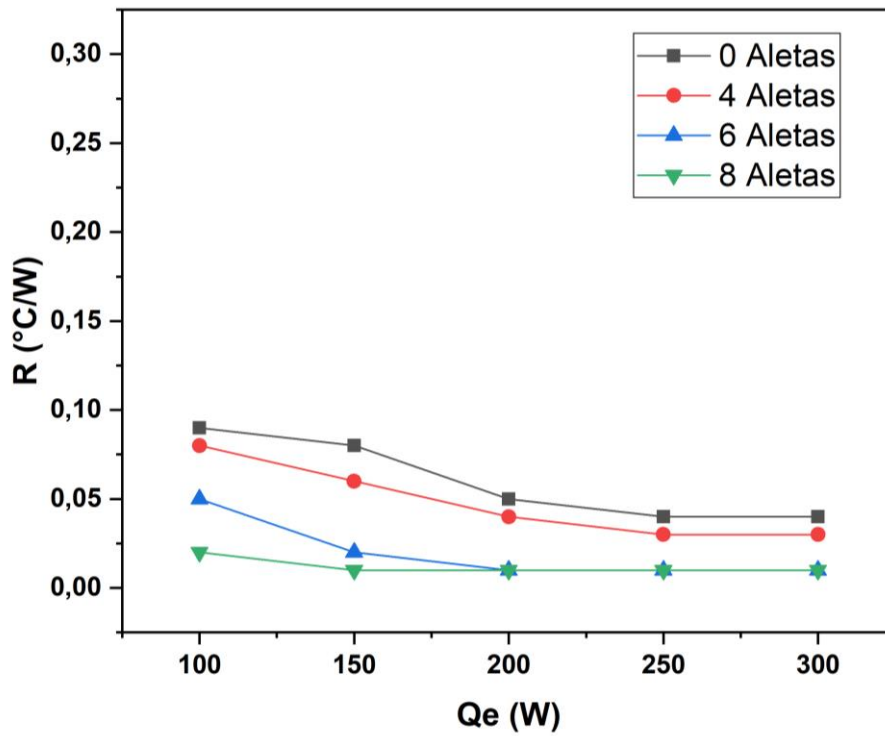


b) NP-NTC-0.5% (R Vs Qe)



c) NP-NTC-1.5% (R Vs Qe)

d) NP- Al₂O₃ -0.02% (R Vs Qe)

e) NP- Al₂O₃ -0.5% (R Vs Qe)f) NP- Al₂O₃ -1.5% (R Vs Qe)

De la **Figura 65**, la resistencia térmica disminuye al suministrar mayor calor de entrada de forma decreciente, para 100(W) a) se tiene un valor máximo de 0,31 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), con cero aletas y para 8 aletas presenta un valor mínimo de 0,07($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 77,419%, para b) valor máximo es de 0,14 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) y valor mínimo de 0,025 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$). dando una diferencia del 82,143%, para c) el valor máximo es de 0,17 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) y el valor mínimo de 0,03 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 82,353%, para d) se tiene un valor máximo de 0.17 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) y el valor mínimo de 0,025 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 85,294%, para e) el valor máximo es de 0,12 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) y el valor mínimo de 0,025 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 79,167%, y para f) el valor máximo es de 0,09 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$) y valor mínimo de 0,025 ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$), dando una diferencia del 72,222%.

Microscopia

La microscopia permite conocer la microestructura en superficies mediante un haz de luz, dando imágenes en alta resolución en 2D y 3D. Para el estudio se utiliza el equipo Park Systems NX10 Atomic Force Microscope.

Figura 66

Park Systems NX10 Atomic Force Microscope



Nota. Las especificaciones de Park Systems NX10 Atomic Force Microscope se agregan en la sección de apéndices, juntos con las dimensiones en mm.

Tabla 12*Especificaciones NX10 – Escáner de microscopia*

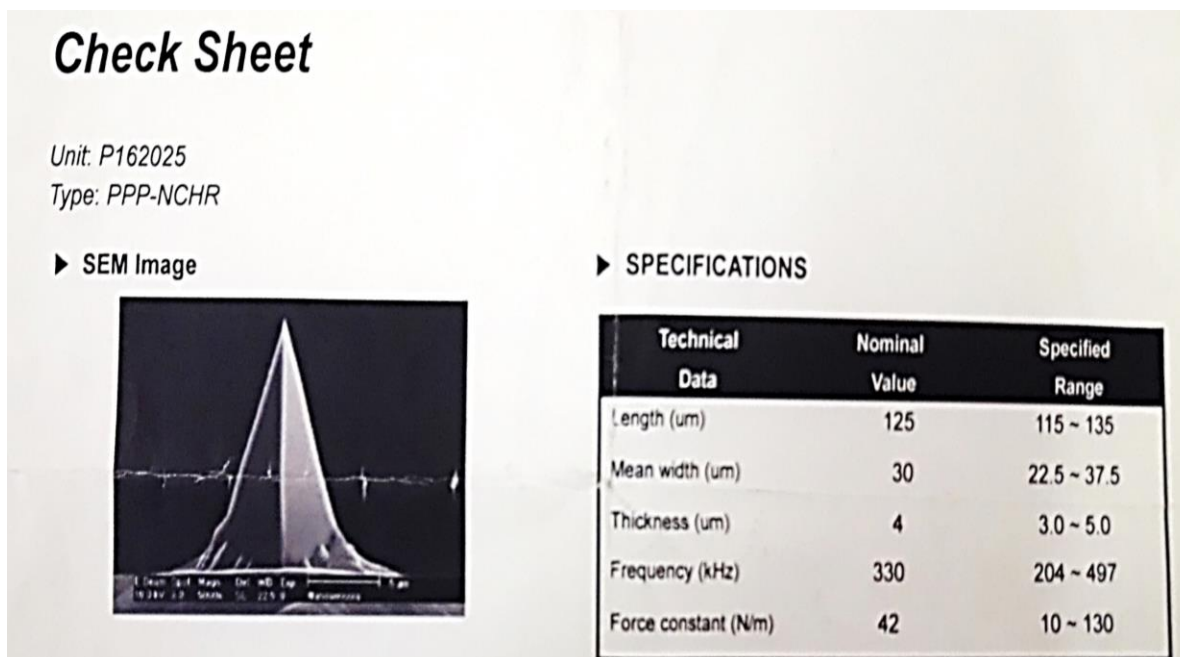
NX10 Especificaciones	
Escáner	Escáner Z
	Escáner de flexión guiado de alta fuerza
	Rango de escaneo: 15 μm (opcional 30 μm)
	Nivel de ruido de altura: 30 pm (RMS, con un ancho de banda de 0,5 kHz)
Montaje de muestra	Escáner XY
	Escáner XY de flexión de módulo único con control de circuito cerrado
	Rango de escaneo: 50 μm \times 50 μm (opcional 10 μm \times 10 μm o 100 μm \times 100 μm)
	Tamaño de la muestra: espacio abierto de hasta 100 mm x 100 mm, espesor de hasta 20 mm
Óptica	Peso de la muestra: < 500 g
	Lente de distancia de trabajo ultra larga de 10x (0,23 N.A.) (resolución de 1 μm)
	Visión directa en el eje de la superficie de la muestra y voladizo
	Campo de visión: 480 \times 360 μm (con lente de objetivo de 10 \times)
	CCD: 1 megapíxel, 5 megapíxeles (opcional)

Park NX10 proporciona datos confiables en resolución nanoescalada. Posee un revestimiento reflectante, es un revestimiento de aluminio de aproximadamente 30 nm de espesor en el lado del

detector del voladizo que mejora la reflectividad del rayo láser en un factor de aproximadamente 2,5. Además evita que la luz interfiera dentro del voladizo. El revestimiento prácticamente libre de tensiones dobla el voladizo menos del 3,5 % de la longitud del voladizo.

Figura 67

Hoja de Verificación de la Punta de Medición.

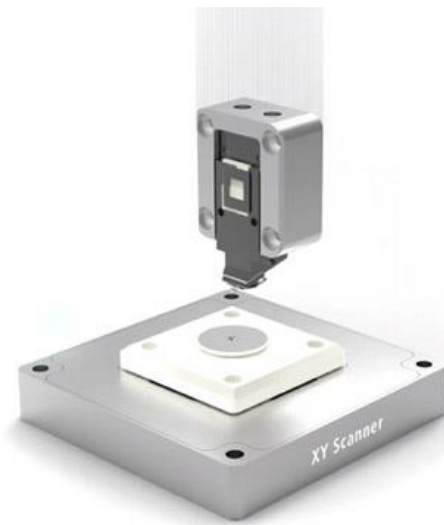


Procedimiento

Se procede: Primero, fijar la placa de cobre en una lámina circular de aluminio de diámetro 18 mm y 1,5 mm de espesor. El enfoque es automático de la punta a la muestra y se activa en 10 segundos después de cargar el voladizo.

Figura 68

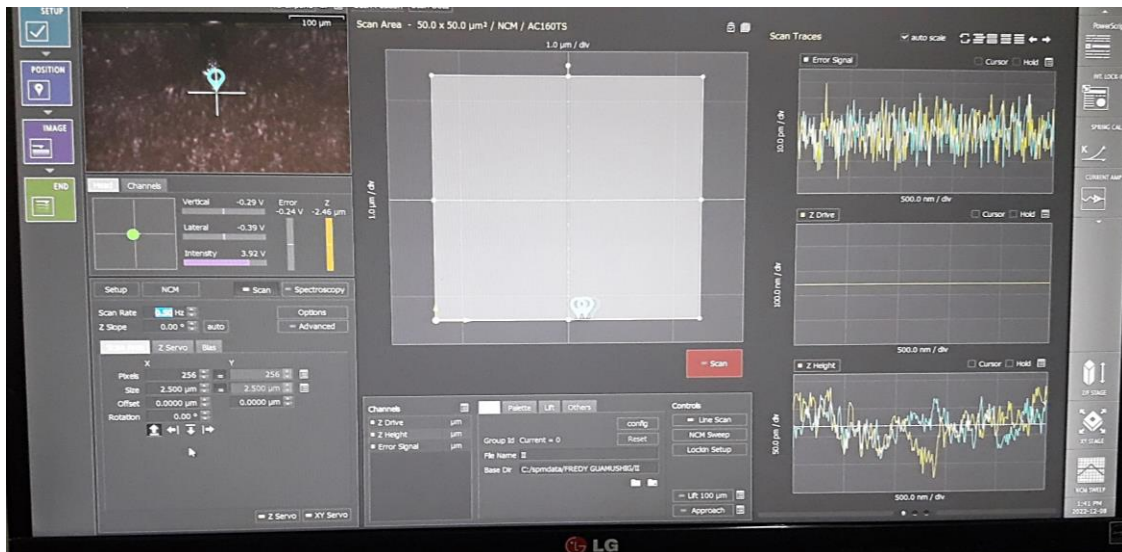
Microscopio de Fuerza Atómica Park Systems NX10



Segundo, se selecciona la zona que menos ruido provoque, ubicación de un punto fijo, rango de escaneo y ubicación de coordenadas para proceder a tomar los datos necesarios.

Figura 69

Programa Software Park SmartScan



Tercero, el programa va escaneando lo que la punta va detectando, formando imágenes 2D y 3D de la superficie.

Figura 70

Proceso de Escaneado de la Superficie de Cobre

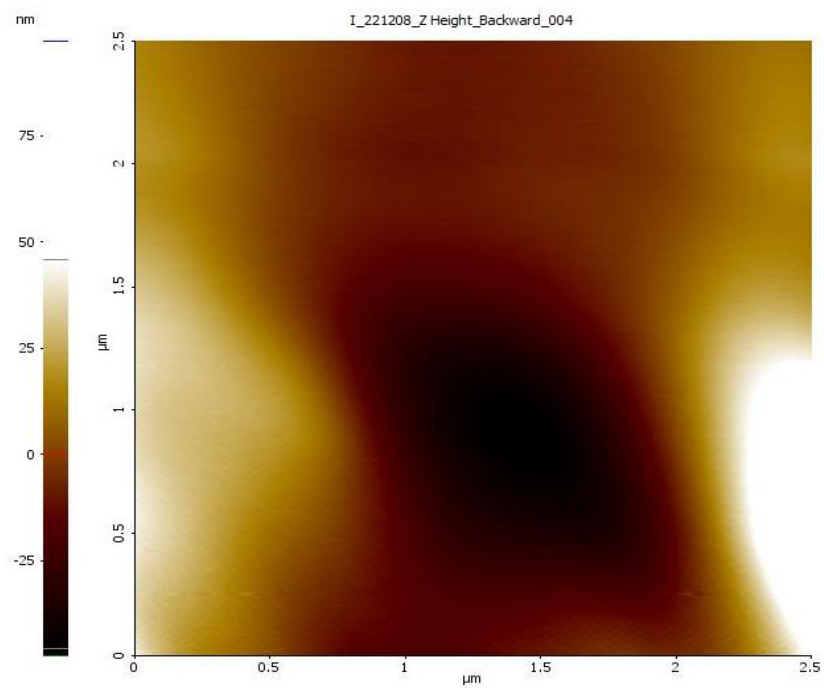


Finalmente se obtienen los siguientes resultados de las tres configuraciones.

Muestra de cobre sin ningún tipo de tratamiento

Figura 71

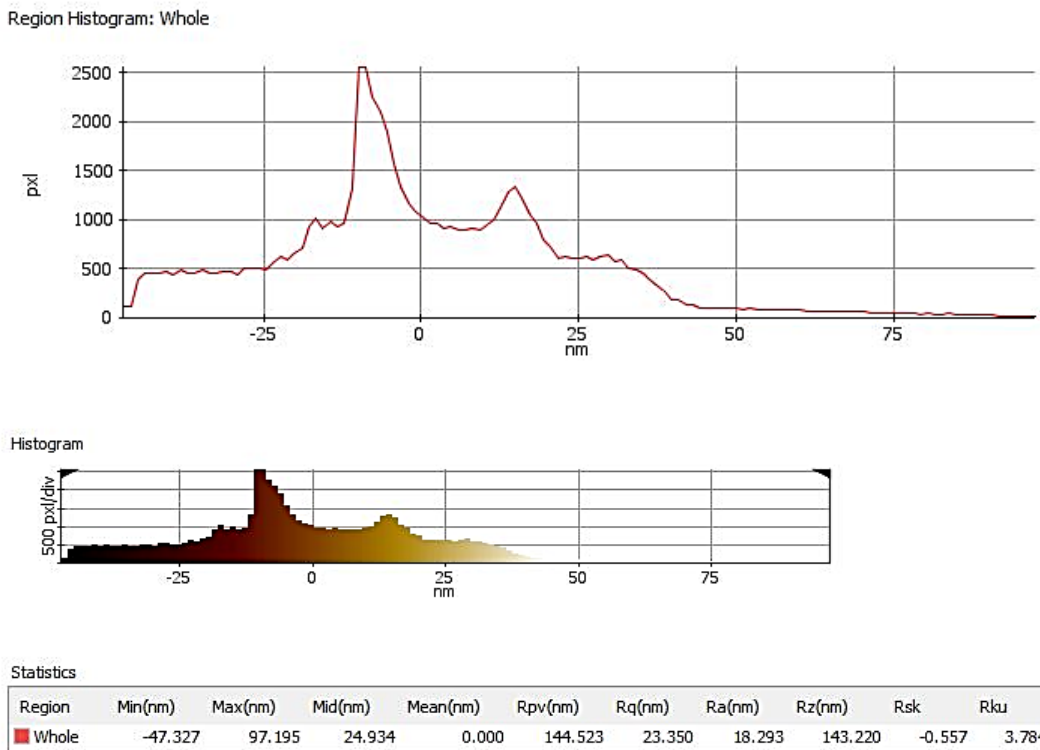
Imagen en 2D de la Superficie de Cobre sin Ningún tipo de Tratamiento.



En la **Figura 71**, se detalla los límites de la superficie de trabajo de 2.5×2.5 (μm), donde se puede apreciar la zona más oscura en la parte más baja (valles) y las partes más claras son las zonas elevadas (crestas). No presenta mucha rugosidad.

Figura 72

Histograma de la Superficie de Cobre sin ningún tipo de Tratamiento.

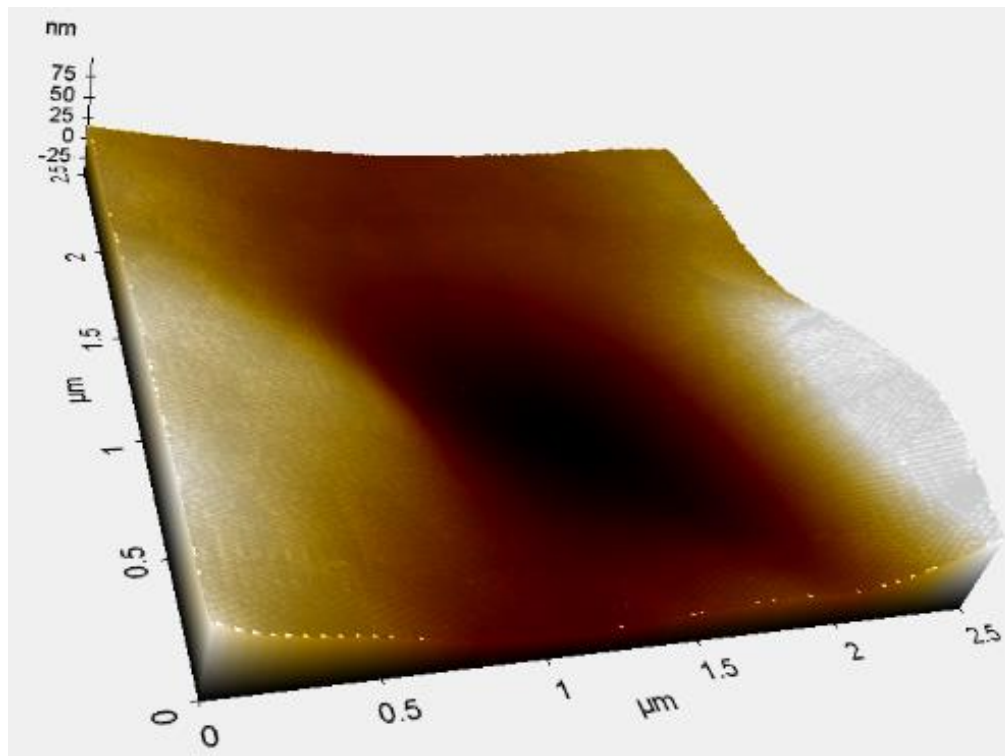


Rango 500 pxl/div y dominio -47,327 a 97,195 (nm).

La rugosidad RMS, R_q , es el promedio cuadrático medio de las alturas de perfil sobre la longitud de evaluación de valor 23,350 (nm). R_a , es el promedio aritmético de la rugosidad absoluta, valores de las alturas de los perfiles sobre la longitud de evaluación. De valor 18,293 (nm). La Altura Máxima Promedio del Perfil, R_z , es el promedio de los valores sucesivos de R_{ti} calculados a lo largo de la evaluación. De valor 143,220 (nm).

Figura 73

Imagen Topográfica en Posición Escáner z de la Superficie de Cobre sin ningún tipo de Tratamiento.

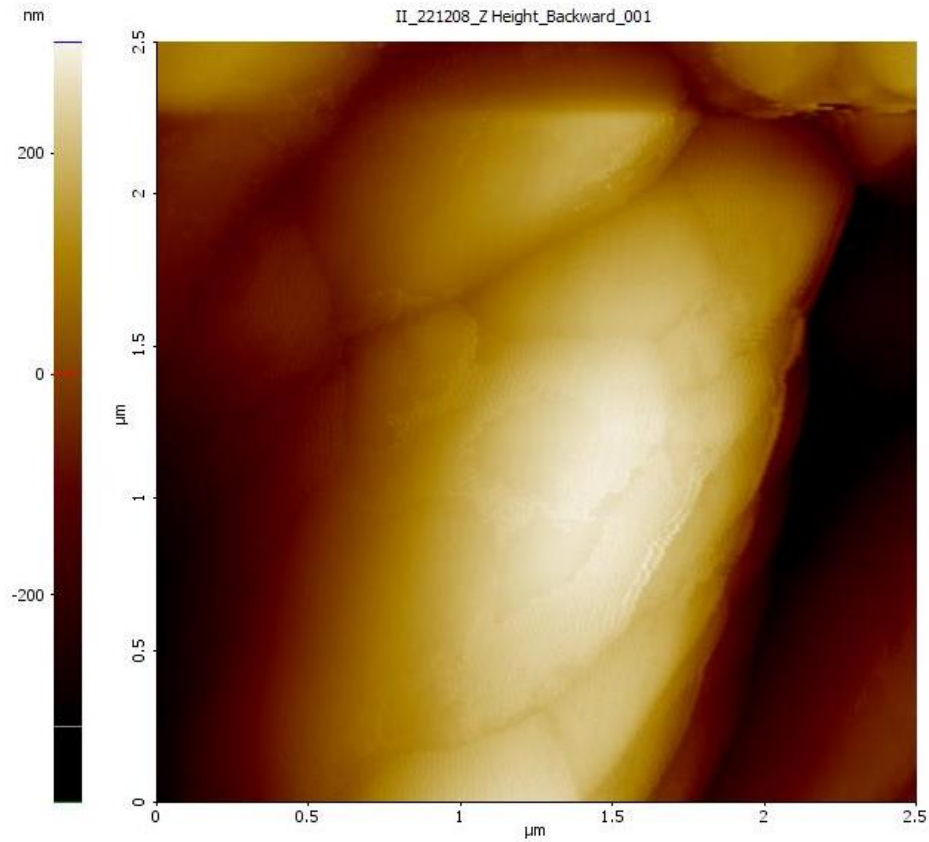


En la **Figura 73**, la superficie en 3D, no presenta muchos picos ni partes profundas, presenta menos rugosidad, por lo tanto, menos área de transferencia de calor lo que disminuye los sitios de nucleación de las burbujas de vapor, aumentando el diámetro de salida de las burbujas lo cual resulta en un deficiente rendimiento en la transferencia de calor.

Muestra de Cobre con Tratamiento de Chorro de Arena

Figura 74

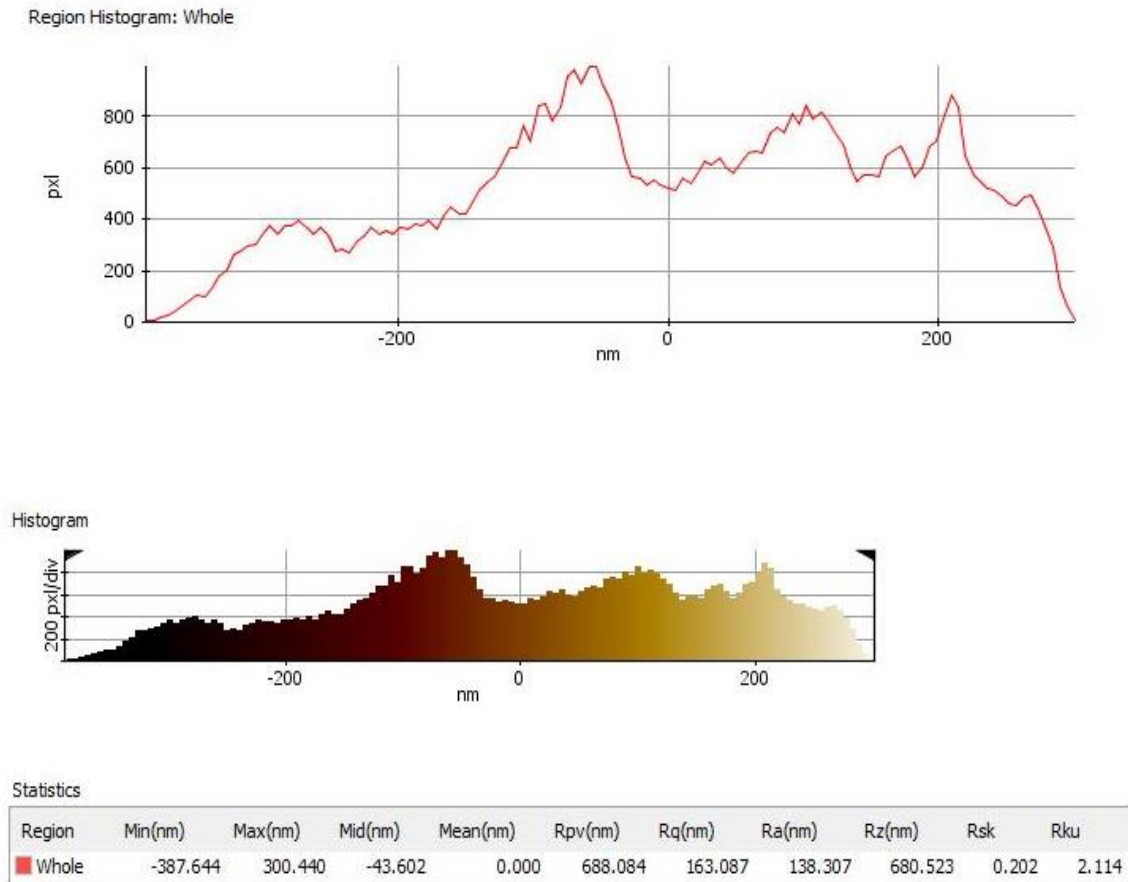
Imagen en 2D de la Superficie de Cobre con Tratamiento de Chorro de Arena



En la **Figura 74**, se detalla los límites de la superficie de trabajo de 2.5 x 2.5 (μm), superficie que presenta rugosidad.

Figura 75

Histograma de la Superficie de Cobre con Tratamiento de Chorro de Arena.

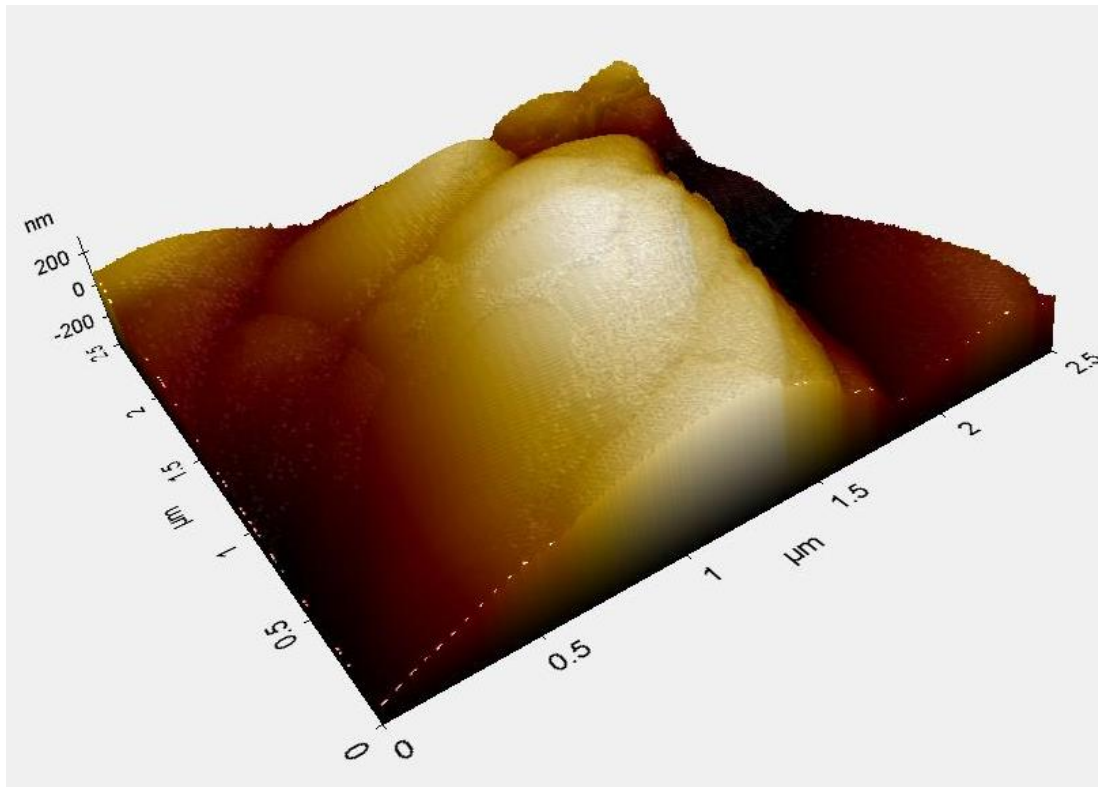


Rango 200 pxl/div y dominio -387,644 a 300,440 (nm).

La rugosidad RMS, Rq, de valor 163,087 (nm). Ra, de valor 138,307 (nm) y la Altura Máxima Promedio del Perfil, Rz, de valor 680,523 (nm).

Figura 76

Imagen Topográfica en Posición Escáner z de la Superficie de Cobre con Tratamiento de Choro de Arena



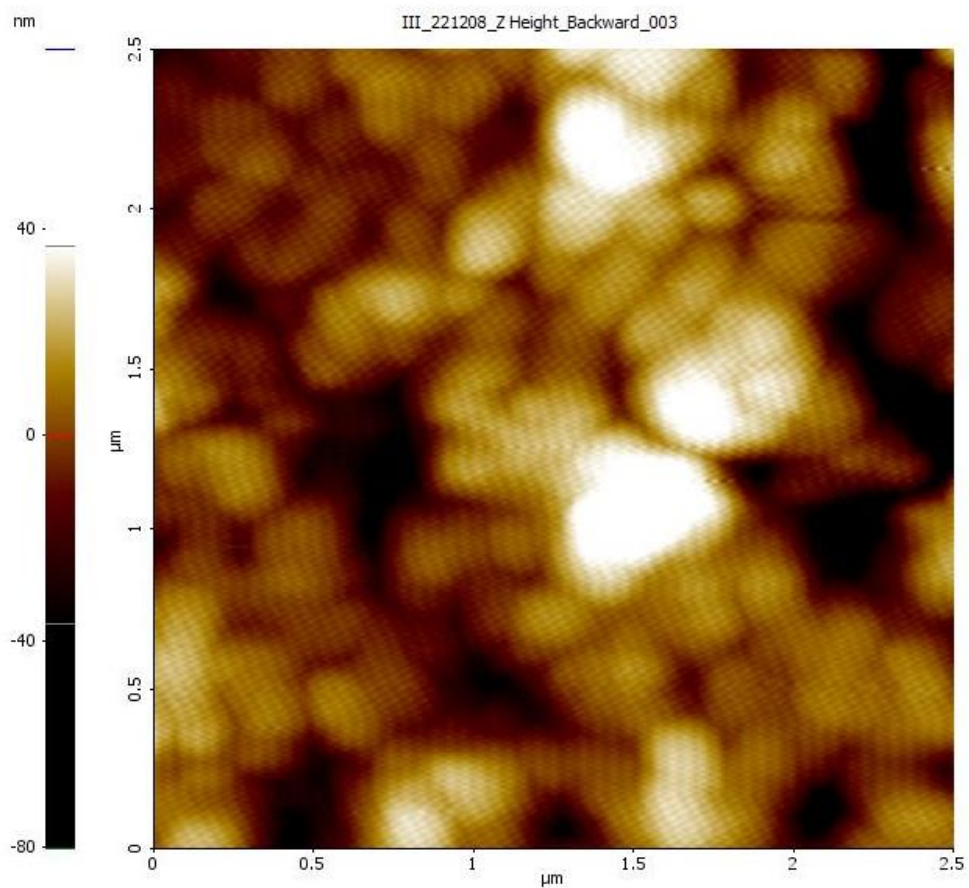
En la **Figura 76** se observa una superficie 3D rugosa, con varios picos, debido a la presencia de rugosidad tiene mayor área de transferencia de calor lo que aumenta los sitios de nucleación de las burbujas de vapor, disminuyendo el diámetro de salida de las burbujas, provocando un eficiente rendimiento en la transferencia de calor.

Las microestructuras producen muchas burbujas pequeñas con flujo de calor bajo.

Muestra de Cobre con Tratamiento Químico

Figura 77

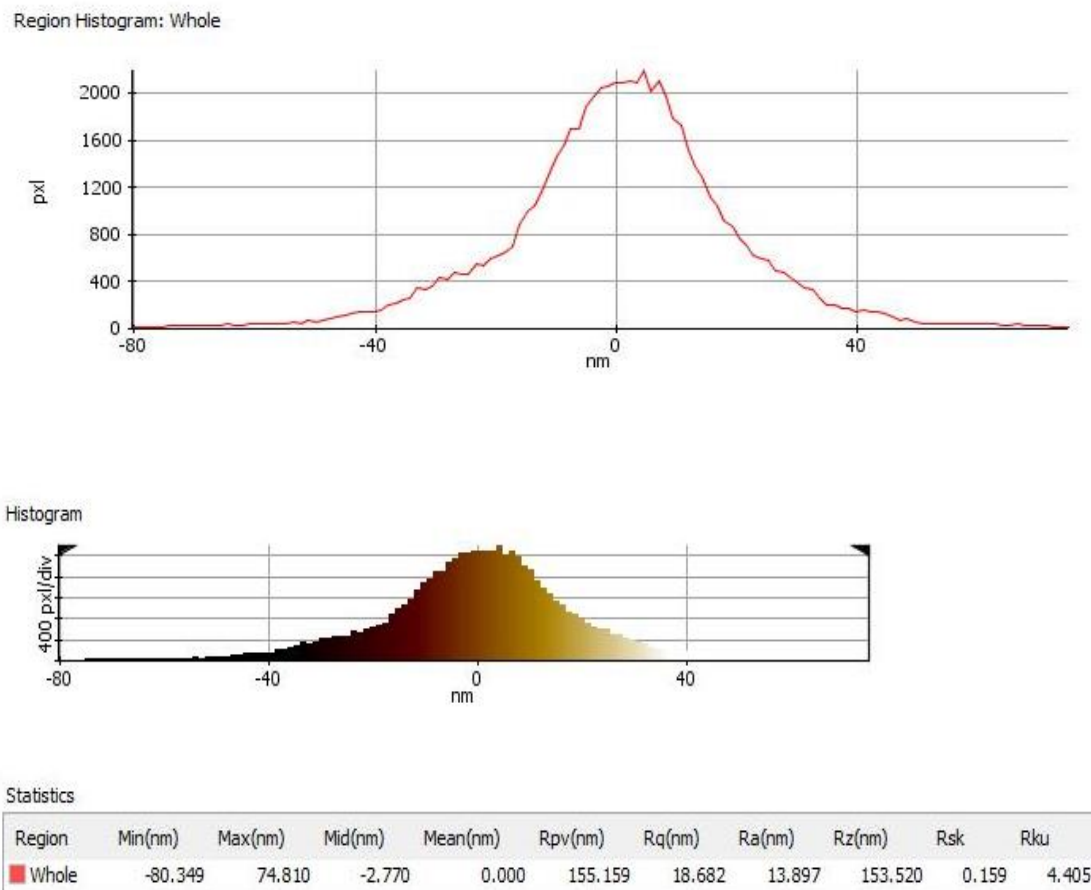
Imagen en 2D de la Superficie de Cobre con Tratamiento Químico



En la **Figura 77** se detalla los límites de la superficie de trabajo de 2.5 x 2.5 (μm), esta superficie presenta mucha rugosidad, sin embargo, los picos con más pequeños que en la muestra MP.

Figura 78

Histograma de la Superficie de Cobre con Tratamiento Químico

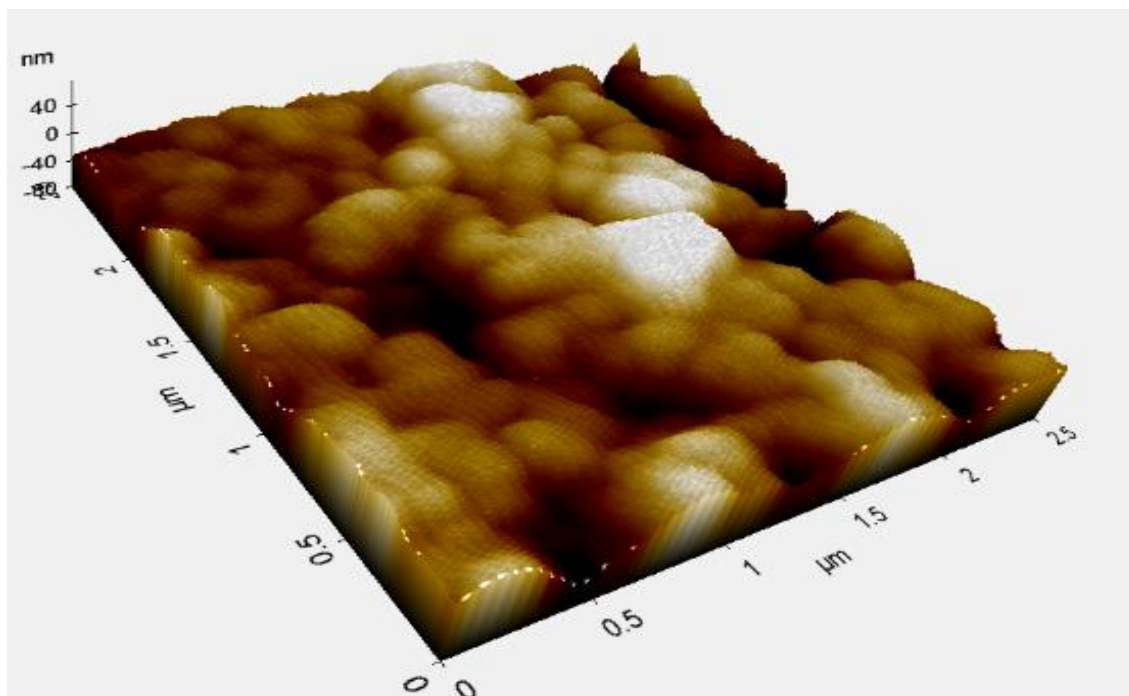


Rango 400 pxl/div y dominio -80,349 a 74,810 (nm).

La rugosidad RMS, Rq, de valor 18,682 (nm). Ra, de valor 13,897 (nm), y la altura Máxima Promedio del Perfil, Rz, de valor 153,520 (nm).

Figura 79

Imagen Topográfica en Posición Escáner z de la Superficie de Cobre con Tratamiento Químico



En la **Figura 79**, se observa la superficie en 3D muy rugosa, con muchos picos. Presenta mucha rugosidad, por lo tanto, tiene menos área de transferencia de calor lo que disminuye los sitios de nucleación de las burbujas de vapor, manteniendo el diámetro de salida de las burbujas, sin embargo, el aumento en el rendimiento es significativa debido a la transferencia de calor en ebullición. Las nanoestructuras con flujo de calor alto mejora el coeficiente de transferencia de calor.

Capítulo V

Análisis de costos

Tabla 13

Costos al Personal del Laboratorio

Nombres y Apellidos	Función	Tiempo (Horas)	Valor Hora (USD)	Valor Total (USD)
Ing. Luis Carrión PhD.	Director de Tesis	35	\$ 20	\$ 700

Nombres y Apellidos	Función	Tiempo (Horas)	Valor Hora (USD)	Valor Total (USD)
Ing. Roberto Buenaño	Laboratorista	35	\$ 15	\$ 525
SUBTOTAL 1				\$ 1225

Tabla 14*Costos Remuneración Estudiantes*

Nombres y Apellidos	Función	Tiempo (Horas)	Valor Hora (USD)	Valor Total (USD)
Ing. Freddy Guamushig	Tesistas	450	\$ 1	\$ 450,00
Ing. Bryan Merchan	Tesistas	450	\$ 1	\$ 450,00
SUBTOTAL 2				\$ 900,00

Tabla 15*Costos de Materiales Utilizados*

Descripción	Cantidad	Costo Unitario (USD)	Costo Total (USD)	Responsables
Resistencia	1	\$ 50,00	\$ 50,00	Estudiantes
Tubo de Cobre 1" longitud 2 (m)	1	\$ 60,00	\$ 60,00	Estudiantes
Fibra de Vidrio	1	\$ 50,00	\$ 50,00	Estudiantes
Rollo de Estaño	1	\$ 10,00	\$ 10,00	Estudiantes
Lamina de Tol	3	\$ 30,00	\$ 90,00	Estudiantes
Nanopartículas	1	\$ 30,00	\$ 30,00	Estudiantes
Elementos para Electroerosión	1	\$ 100,00	\$ 100,00	Estudiantes
Elementos para ataque Químico	1	\$ 50,00	\$ 50,00	Estudiantes
Etilenglicol	1	\$ 10,00	\$ 10,00	Estudiantes
SUBTOTAL 3			\$ 450,00	

Tabla 16*Costos Referenciales del uso de Servicios*

Descripción	Cantidad	Costo Unitario (USD)	Costo Total (USD)
Internet	1	\$ 30,00	\$ 30,00
Energía Eléctrica	1	\$ 20,00	\$ 20,00
Computadoras	1	\$ 20,00	\$ 20,00
Impresiones	1	\$ 50,00	\$ 50,00
Transporte	2	\$ 50,00	\$ 100,00
SUBTOTAL 4			\$ 220,00

Tabla 17*Presupuesto Total del Proyecto*

Descripción	Costo Total (USD)
Personal del Laboratorio	\$ 1225,00
Remuneraciones estudiantes	\$ 900,00
Costos materiales	\$ 450,00
Presupuesto Servicios	\$ 220,00
Total, proyecto	\$ 2495,00

En este proyecto de tesis no se consideran los gastos que asume la Universidad, los valores del costo del personal del laboratorio \$ 1225,00, entonces el valor asumido por los estudiantes es de \$ 1570,00 que es distribuido en un periodo académico por los dos estudiantes.

Conclusiones

- Del estudio experimental realizado se concluye que el mayor rendimiento se presenta en el termosifón de 8 aletas y tratamiento superficial por ataque químico mediante oxidación, utilizando nano partículas de óxido de aluminio al 1.5% de concentración y calor de entrada de 300 (W), se obtiene así un incremento del 230 % en rendimiento de transferencia de calor, al utilizar NP-NTC se obtiene 217%, MP-Al₂O₃ presenta 228% y MP-NTC presenta 208% en rendimiento.
- Para la resistencia térmica, a una concentración del 1.5% en MP-NTC presenta una reducción del 66.667%, MP-Al₂O₃ de 78.571%, NP-NTC de 82.353 %, y NP-Al₂O₃ 72.222%, así en condiciones de NP-NTC se aprovecha mejor el flujo de calor, por el mayor porcentaje en la reducción de la resistencia térmica.
- Utilizando MP se obtiene una mejor rugosidad de la superficie, mejor humectabilidad y mejor área superficial efectiva con más sitios de nucleación, donde el diámetro de salida de burbuja es más pequeño y frecuencia de salida más rápida y al utilizar nanopartículas se incrementa el rendimiento en la transferencia de calor en todo el fenómeno físico, sin embargo en el proceso NP también se presentan buenas características superficiales que permiten mejorar la transferencia de calor y reducir la resistencia térmica del termosifón. De acuerdo con el análisis realizado se tiene que para las tres concentraciones experimentadas el rendimiento de transferencia de calor es STS-AE<NP-AE<MP-NTC<NP-NTC<MP- Al₂O₃ <NP- Al₂O₃.
- Según los datos obtenidos en el análisis microscópico de la superficie, la que presenta mayor rugosidad es el proceso de microparticulado, con una rugosidad de valor eficaz de 163,387 (nm) lo que implica que tiene más sitios de nucleación, esto conduce a un aumento en la densidad de las nucleaciones de burbuja, así como el área convectiva de transferencia de calor, que es un parámetro para mejorar el rendimiento térmico del sistema.

Recomendaciones

- El termosifón es una máquina térmica con un alto rendimiento que depende de la correcta aplicación de los parámetros de operación como la presión de vacío, el factor de llenado, flujo de refrigerante, el fluido de trabajo, el calor suministrado, entre otros, por tal razón se recomienda formular correctamente los parámetros de experimentación, las características de diseño del termosifón y los factores que influyen en el correcto funcionamiento de la máquina térmica, de tal manera que el proceso sea óptimo y permita obtener los resultados esperados dentro del rango de aplicación.
- En este trabajo se realizó un proceso químico el cual permite obtener una superficie nanoestructurada NP mediante oxidación, por lo tanto, no se debe dejar las superficies al ambiente, además, se debe secar en un horno al vacío para obtener mejores características de la superficie. Por otra parte, para el proceso MP, se debe considerar que la superficie este completamente limpia y lisa, esto se lo puede realizar mediante la aplicación de lijas extremadamente finas como lija 5000, para luego aplicar el proceso de sandblasting con grano de arena en el orden de micras para cambiar la estructura superficial del material.
- El estudio experimental se realizó en un periodo de seis meses, en este tiempo se obtuvieron buenos resultados respecto al rendimiento de transferencia de calor, pero se recomienda experimentar por más tiempo para ver si las propiedades físicas-químicas de los fluidos, nanopartículas y superficies de contacto cambian, provocando que el rendimiento baje.

Bibliografía

- Alizadeh, M., & Ganji, D. D. (2020). Heat transfer characteristics of an external-fin-assisted two-phase closed thermosyphon: An experimental study. *Heat Transfer*, 49(8), 4304–4320.
<https://doi.org/10.1002/htj.21828>
- Bergman, T. L., & Incropera, F. P. (Eds.). (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (7th ed). Wiley.
- Çengel, Y. A. (2011). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA* (4a ed.). McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
https://books.google.com.ec/books/about/TRANSFERENCIA_DE_CALOR_Y_MASA.html?id=HiSRZwEACAAJ&redir_esc=y
- Collier, J. G., & Thome, J. R. (1994). *Convective Boiling and Condensation*. Clarendon Press.
- Cuel, M. L. A., López, L. I. L., & Calindo, A. S. (2012). *Nanotubos de carbono: Funcionalización y aplicaciones biológicas*. 10.
- Fadhl, B., Wrobel, L. C., & Jouhara, H. (2013). Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 60(1–2), 122–131.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.06.044>
- Ghiaasiaan, S. M. (2007). *Two-Phase Flow, Boiling and Condensation: In Conventional and Miniature Systems* (1a ed.). Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/CBO9780511619410>
- Gonzales, D., & Jaramillo, K. (2022). *Análisis del rendimiento térmico de un termosifón cerrado de doble fase, usando diferentes configuraciones de aletas y nanofluidos de Al₂O₃ y nanotubos de carbono*. [Tesis de Grado, Universidad de las Fuerzas Armadas].
<http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/29212>
- Grooten, M. H. M., & van der Geld, C. W. M. (2009). Predicting Heat Transfer in Long R-134a Filled Thermosyphons. *Journal of Heat Transfer*, 131(5), 051501. <https://doi.org/10.1115/1.3000969>

- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (4a. ed.). Pearson Educación.
- https://books.google.com.ec/books?id=QqfJw4tpljcC&printsec=copyright&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false
- Jafari, D., Di Marco, P., Filippeschi, S., & Franco, A. (2017). An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 88, 111–123. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.05.019>
- Jafari, D., Franco, A., Filippeschi, S., & Di Marco, P. (2016). Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 575–593. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.002>
- Kanizawa, F. T., & Ribatski, G. (2021). *Flow boiling and condensation in microscale channels*. Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-68704-5>
- Kreith, F., Manglik, R., & Bohn, M. (2012). *Principios de transferencia de calor* (7th ed). Cengage Learning.
- Labuntsov, D. A. (1973). Heat transfer problems with nucleate boiling of liquids. *Therm. Eng. (USSR) (Engl. Transl.)*, v. 19, No. 9, Pp. 21-28. <https://www.osti.gov/biblio/4412897>
- Naresh, Y., & Balaji, C. (2018). Thermal performance of an internally finned two phase closed thermosyphon with refrigerant R134a: A combined experimental and numerical study. *International Journal of Thermal Sciences*, 126, 281–293. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.11.033>
- Negishi, K., & Sawada, T. (1983). Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 26(8), 1207–1213. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(83\)80175-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(83)80175-6)

- Noie, S. H. (2005). Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 25(4), 495–506. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.06.019>
- Pioro, I. I. (1999). Experimental evaluation of constants for the Rohsenow pool boiling correlation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(11), 2003–2013. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00294-4](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00294-4)
- Pioro, I. L., Rohsenow, W., & Doerffer, S. S. (2004). Nucleate pool-boiling heat transfer. II: Assessment of prediction methods. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(23), 5045–5057. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.06.020>
- Pitts, D., & Sissom, L. (1997). *Schaum's outline of theory and problems of heat transfer* (2da Ed.). McGraw-Hill.
- Smith, K. (2016). *Two-Phase Flow and Heat Transfer in Reflux Thermosyphons* [Tesis de Doctorado]. University of Dublin, Trinity College.
- Wang, J. (2005). Carbon-Nanotube Based Electrochemical Biosensors: A Review. *Electroanalysis*, 17(1), 7–14. <https://doi.org/10.1002/elan.200403113>
- Welty, J. R., Wicks, C. E., & Wilson, R. E. (1999). *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa* (2a ed.). Limusa-noriega Editores. https://books.google.com.ec/books/about/Fundamentos_de_transferencia_de_momento.html?id=ST7ROwAACAAJ&redir_esc=y
- Zeinali Heris, S., Fallahi, M., Shanbedi, M., & Amiri, A. (2016). Heat transfer performance of two-phase closed thermosyphon with oxidized CNT/water nanofluids. *Heat and Mass Transfer*, 52(1), 85–93. <https://doi.org/10.1007/s00231-015-1548-9>

Apéndices