



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Estudio experimental de la eficiencia térmica de un intercambiador de calor tipo termosifón aire – aire de tubos aletados con la aplicación de nanofluidos con base agua etilenglicol y nanopartículas de nanotubos de carbono, Al_2O_3 y CuO .

Saavedra Neira, Edgar Leonardo y Salazar Silva, Jaime Francisco

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

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

Ing. Carrión Matamoros, Luis Miguel PhD.

12 de agosto de 2022



TESIS Saavedra - Salazar.pdf

Scanned on: 0:1 August 15, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	0
Words with Minor Changes	0
Paraphrased Words	0
Omitted Words	0





Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Certificación

Certifico que el trabajo de integración curricular: **“Estudio experimental de la eficiencia térmica de un intercambiador de calor tipo termosifón aire – aire de tubos aletados con la aplicación de nanofluidos con base agua etilenglicol y nanopartículas de nanotubos de carbono, Al₂O₃ y CuO.”** fue realizado por los señores **Saavedra Neira, Edgar Leonardo y Salazar Silva, Jaime Francisco**, 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, 11 de agosto del 2021



Firmado electrónicamente por:
**LUIS MIGUEL
CARRION
MATAMOROS**

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

C. C. 1103574677.



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Responsabilidad de autoría

Nosotros, Saavedra Neira, Edgar Leonardo y Salazar Silva Jaime Francisco, con cédulas de ciudadanía N.º 1725918807 y 1722813233, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de integración curricular: **Estudio experimental de la eficiencia térmica de un intercambiador de calor tipo termosifón aire – aire de tubos aletados con la aplicación de nanofluidos con base agua etilenglicol y nanopartículas de nanotubos de carbono, Al_2O_3 y CuO** , 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.

Sangolqui, 16 de agosto de 2022

Saavedra Neira Edgar Leonardo

CC: 1725918807

Salazar Silva Jaime Francisco

CC: 1722813233



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Autorización de publicación

Nosotros, Saavedra Neira, Edgar Leonardo y Salazar Silva Jaime Francisco, con cédulas de ciudadanía N.º 1725918807 y 1722813233, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de integración curricular: **Estudio experimental de la eficiencia térmica de un intercambiador de calor tipo termosifón aire – aire de tubos aletados con la aplicación de nanofluidos con base agua etilenglicol y nanopartículas de nanotubos de carbono, Al_2O_3 y CuO** , en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 16 de agosto de 2022

Saavedra Neira Edgar Leonardo

CC: 1725918807

Salazar Silva Jaime Francisco

CC: 1722813233

Dedicatoria

A mi familia, mis padres y mis tres hermanas que siempre han confiado en mí incluso, cuando ni yo mismo he podido hacerlo; y me han dado el apoyo necesario para poder lograr todos mis objetivos.

Leonardo Saavedra

A mi padre, mi madre y mis hermanos que me han apoyado incondicionalmente a lo largo de este proceso, gracias por darme la fortaleza necesaria para poder llegar hasta este punto.

Francisco Salazar

Agradecimiento

A mis padres, por guiarme por un camino donde prima la ética y la moral, y convertirme en un buen ser humano; por siempre estar presentes en los buenos y malos momentos, por todo su amor y cariño incondicional.

A mis hermanas mayores, Kassandra y María, que han sido un ejemplo a seguir; a mi hermana menor, Darnella, que ha sido la fortaleza y motivación para ser su ejemplo.

A mi compañero y amigo Francisco, que sin su ayuda este proyecto no se habría cumplido con satisfacción.

Al ingeniero y tutor de Tesis Luis Carrión por habernos brindado la confianza de poder llevar a cabo este proyecto de titulación, además de haber compartido sus conocimientos tanto dentro como fuera de clases.

Al jefe de laboratorio de termodinámica, Roberto Buenaño, por toda su ayuda y plena colaboración en el desarrollo del presente proyecto, además de su amistad que es lo más importante.

A todos mis amigos que he hecho a lo largo de la carrera, con los que he aprendido, he sufrido, he jugado, pero que, sobre todo, he disfrutado mi vida universitaria.

Leonardo Saavedra

Agradecimiento

Primeramente, a Dios por darme la sabiduría necesaria para poder cumplir mis objetivos uno a uno y poder alcanzar la meta final, por ayudarme a tomar las decisiones adecuadas en pro de mi desarrollo como persona y como estudiante, y por siempre bendecirme a lo largo de este camino.

A mis padres por todo el apoyo que me han brindado desde el inicio de este proceso hasta su final, por su amor incondicional y la fortaleza que me transmitieron en los momentos más difíciles a lo largo del tiempo.

A mis hermanos por siempre estar dispuestos a ayudarme y apoyarme en lo que sea necesario para alcanzar mis objetivos y cumplir con mis obligaciones.

A mi compañero Leonardo, por su predisposición a trabajar de la mejor manera desde el inicio de este proyecto hasta su finalización, por su implicación y sentido de responsabilidad en torno a este trabajo, valores que hemos mantenido siempre y que nos está permitiendo alcanzar este gran objetivo.

Al ingeniero Luis Carrión por su predisposición a ayudarnos a resolver dudas e inquietudes que han surgido a lo largo de este proyecto para que así se hayan podido alcanzar los resultados deseados.

Al ingeniero Roberty Velasco por su ayuda y consejos en la etapa de construcción de este proyecto desarrollada en el Laboratorio de Procesos de Manufactura.

Al ingeniero Roberto Buenaño por su valiosa ayuda y enseñanzas en las etapas de ensamblaje, instalación y experimentación de este proyecto.

Francisco Salazar

Tabla de Contenidos

Reporte Copyleaks.....	2
Certificación	3
Responsabilidad de autoría	4
Autorización de publicación	5
Dedicatoria	6
Agradecimiento.....	7
Resumen.....	18
Abstract	19
Capítulo I: Generalidades	20
Introducción.....	20
Justificación e importancia	21
Antecedentes	22
Alcance.....	25
Objetivos	26
Objetivo General	26
Objetivos Específicos	26
Capítulo II: Marco teórico	27
La transferencia de calor	27
Mecanismos de transferencia de calor	27
Conducción.....	28
Convección.....	29
Radiación.....	31
Resistencia térmica	33
Resistencias térmicas en paredes planas	34
Resistencias térmicas en superficies cilíndricas.....	35
Resistencias térmicas en superficies esféricas.....	36
Capa límite	37
Capa límite de velocidad o hidrodinámica	37
Capa límite térmica	38
Capa límite de concentración.....	39
Flujo laminar y turbulento.....	40
Transferencia de calor en superficies con aletas.....	42

Ecuación de la aleta	42
Flujo sobre banco de tubos	44
Termosifón y tubos de calor	47
Limitaciones en el funcionamiento de termosifones y tubos de calor ..	48
Tipos de tubos de calor	50
Nanopartículas.....	53
Nanopartículas de aplicación	55
Capítulo III: Metodología.....	57
Criterios de diseño	58
Diseño térmico.....	58
Diseño mecánico	59
Obtención de las variables iniciales	59
Caracterización del flujo	60
Preparación del fluido de trabajo	60
Selección del tipo de caloducto	64
Determinación de las capacidades caloríficas.	64
Cálculo de las capacidades caloríficas en evaporador y condensador. 64	
Cálculo del rendimiento térmico.	64
Determinación de la eficiencia en el intercambiador	65
Cálculo de transferencia de calor en el evaporador y condensador.	65
Cálculo del coeficiente global en el evaporador y condensador.	67
Cálculo de la eficiencia o efectividad del IC.	69
Cálculo de la transferencia de calor en el intercambiador.	71
Diseño mecánico del intercambiador.....	71
Diseño mecánico de la instalación.....	72
Análisis económico	72
Capítulo IV: Aplicación de la metodología	73
Selección del caloducto	73
Diseño mecánico	76
Diseño de la instalación	81
Caracterización de los flujos (aire caliente y aire frío).....	83
Preparación del fluido de trabajo	85
Memoria de cálculo (diseño térmico).....	88
Análisis económico	93

Capítulo V: Análisis de resultados	97
Resultados con agua destilada	98
Efectividad vs ángulo de inclinación	99
Transferencia de calor (condensador) vs % de composición	102
Transferencia de calor (evaporador) vs % de composición	105
Análisis del coeficiente global de transferencia de calor.....	107
Caída de presión en el ic.....	108
Capítulo VI: Conclusioes y recomendaciones	110
Conclusiones	110
Recomendaciones	111
Referencias bibliográficas	112
Apéndices	113

Índice de tablas

Tabla 1 Matriz de selección de caloducto	72
Tabla 2 Actividades de diseño mecánico	73
Tabla 3 Actividades del diseño de la instalación	78
Tabla 4 Comportamiento de temperaturas en medición a 45°, oxido de aluminio	80
Tabla 5 Comportamiento de temperaturas en medición a 75°, oxido de cobre	80
Tabla 6 Comportamiento de temperaturas en medición a 90°, nanotubos de carbono	80
Tabla 7 Cantidades para la preparación de los nanofluidos.....	81
Tabla 8 Cantidades para la preparación de los nanofluidos.....	84
Tabla 9 Costos directos del proyecto.....	88
Tabla 10 Materiales adquiridos durante el proyecto (Costos directos).....	88
Tabla 11 Costos indirectos	89
Tabla 12 Costos indirectos por utilización de laboratorios	90
Tabla 13 Total de costos directos	90

Tabla 14 _Total de costos indirectos	91
Tabla 15 _Monto total correspondiente al proyecto	91

Índice de figuras

Figura 1 Modelo de intercambiador de calor de termosifón	22
Figura 2 Modelo de un termosifón bifásico	24
Figura 3 Gráfica de eficiencia térmica vs velocidad	25
Figura 4 Transferencia de calor a través de una pared plana.....	28
Figura 5 Mecanismo de transferencia de calor por convección	30
Figura 6 Mecanismo de transferencia de calor por radiación.....	32
Figura 7 Diagrama de resistencias térmicas en una pared plana con dos fluidos circundantes	35
Figura 8 Circuito de resistencias térmicas en un cilindro de longitud L.....	36
Figura 9 Capa límite hidrodinámica	38
Figura 10 Capa límite térmica	39
Figura 11 Capa límite de concentración	40
Figura 12 Zonas de los diferentes regímenes de un fluido que circula sobre una placa	41
Figura 13 Tipos de aletas según su geometría.....	42
Figura 14 Ecuaciones para distribución de temperatura y transferencia de calor en superficies extendidas.....	43
Figura 15 Distribución de tubos en un banco, Alineados - Escalonados.....	44
Figura 16 Correlaciones de Nusselt para $NT > 16$ y diferentes rangos de Regímenes del fluido.	45

Figura 17 Valores del factor F de corrección para la modificación de Nusselt, cuando $NL < 16$	46
Figura 18 Disposición interna de un termosifón.....	47
Figura 19 Circulación del fluido en un termosifón	48
Figura 20 Esquema de un tubo de calor tipo anular	50
Figura 21 Esquema de un tubo de calor tipo rectangular	51
Figura 22 Esquema de un tubo de calor tipo giratorio	51
Figura 23 Representación de un tubo de calor de borde de ataque	52
Figura 24 Esquema de un tubo de calor de lazo.	52
Figura 25 Representación de un tubo de calor de arteria	53
Figura 26 Tipos de nanopartículas más comunes	54
Figura 27 Esquema de sección transversal, vista superior de un tubo con aleta anular	66
Figura 28 Esquema de la sección anular de un tubo aletado	66
Figura 29 Circuito de resistencias térmicas en el termosifón	68
Figura 30 Estructura básica de costos para el proyecto	73
Figura 31 Paredes del intercambiador de calor	76
Figura 32 Tubos cortados	77
Figura 33 Soldadura de aletas de los tubos	77
Figura 34 Prueba de empernado de paredes	77
Figura 35 Tubos con accesorios de cobre.....	78
Figura 36 Colocación de paredes y placas de separación.....	78
Figura 37 Colocación de espuma aislante.....	78
Figura 38 Soldadura de termocuplas en los tubos.....	79
Figura 39 Intercambiador de calor cerrado.....	79
Figura 40 Estructura de soporte	79
Figura 41 Ranuras de entrada y salida.....	80
Figura 42 Toberas de paso de aire.....	80

Figura 43 Colocación de tapa superior e inferior	81
Figura 44 Intercambiador de calor pintado	81
Figura 45 Unión de secciones mediante toberas.....	82
Figura 46 Acoples circulares	82
Figura 47 Modelado del diseño mecánico del IC y de instalación en el Software Inventor .	83
Figura 48 Parámetros conocidos.....	89
Figura 49 Valores de las constantes de flujo	90
Figura 50 Cálculo de números adimensionales y coeficiente de convección.....	90
Figura 51 Parámetros calculados mediante el método NTU.....	91
Figura 52 Efectividad térmica utilizando solo agua destilada como fluido de trabajo	98
Figura 53 Transferencia de calor utilizando solo agua destilada como fluido de trabajo.....	99
Figura 54 Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 0.1%	99
Figura 55 Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 0.15%	100
Figura 56 Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 0.5%	100
Figura 57 Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 1%	101
Figura 58 Transferencia de calor en el condensador vs % de composición, óxido de aluminio	102
Figura 59 Transferencia de calor en condensador vs % de composición, óxido de cobre	102
Figura 60 Transferencia de calor en el condensador vs % de composición, nanotubos de carbono.....	103
Figura 61 Transferencia de calor en el evaporador vs % de composición, óxido de aluminio	105
Figura 62 Transferencia de calor en el evaporador vs % de composición, óxido de cobre	105
Figura 63 Transferencia de calor en el evaporador vs % de composición, nanotubos de carbono.....	106
Figura 64 Coeficientes globales de TC para intercambiadores en diversas condiciones..	108
Figura 65 Presiones en la entrada y salida del evaporador y condensador	109

Nomenclatura

IC:	Intercambiador de calor
NTC:	Nanotubos de carbono
CuO:	Óxido de cobre
Al_2O_3 :	Óxido de aluminio
C_p :	Calor específico a presión constante
\dot{m}_e :	Flujo de aire en el evaporador
\dot{m}_c :	Flujo de aire en el condensador
C_e :	Capacidad calorífica en el evaporador
C_c :	Capacidad calorífica en el condensador
C^* :	Cociente de capacidades caloríficas
S_b :	Área de la superficie de contacto del tubo
S_g :	Área de la superficie de las aletas
S :	Área convectiva
N_T :	Número de tubos en el intercambiador de calor
N_A :	Número de aletas en la sección
n_f :	Eficiencia de una aleta
n_o :	Eficiencia global de las aletas
ρ :	Densidad de un fluido
R_h :	Resistencia a la convección del fluido en el evaporador
$R_{m,h}$:	Resistencia a la conductividad del material en el evaporador
R_c :	Resistencia a la convección del fluido en el condensador
$R_{c,h}$:	Resistencia a la conductividad del material en el condensador
U:	Coefficiente global de transferencia de calor
V:	Velocidad de circulación del fluido
NTU:	Número de unidades de transferencia

ϵ_1 :	Efectividad térmica para un tubo
ϵ_n :	Efectividad térmica para un arreglo de n tubos
ϵ_o :	Efectividad térmica general del intercambiador de calor
D:	Diámetro
ΔT_h :	Diferencial de temperaturas en el evaporador
ΔT_c :	Diferencial de temperaturas en el condensador
L:	Longitud de sección
Pr_h :	Número de Prandtl para el fluido en el evaporador
Pr_c :	Número de Prandtl para el fluido en el condensador
Pr_s :	Número de Prandtl para la superficie
Re:	Número de Reynolds
Nu:	Número de Nusselt
h_h :	Coefficiente de transferencia de calor en el evaporador
h_c :	Coefficiente de transferencia de calor en el condensador
r_i :	Radio interno del tubo aletado
r_e :	Radio externo del tubo aletado
t:	Espesor de aleta
C, m:	Constantes de flujo
S_T :	Paso transversal del arreglo de tubos
S_L :	Paso longitudinal del arreglo de tubos
S_D :	Paso diagonal del arreglo de tubos
T_{in} :	Temperatura del fluido a la entrada
T_{out} :	Temperatura del fluido a la salida
k:	Conductividad térmica
Q_h :	Transferencia de calor en el evaporador
Q_c :	Transferencia de calor en el condensador

T_{∞} :	Temperatura del ambiente
dT/dx :	Gradiente de temperatura
T_s :	Temperatura de la superficie
σ :	Constante de Steffan-Boltzman
E:	Flujo de calor emitido por radiación
ε :	Emisividad térmica
q_x'' :	Transferencia de calor por unidad de área
q_{rad}'' :	Tasa de transferencia de calor por radiación
h_r :	Constante de transferencia de calor por radiación
F:	Factor de corrección
ΔT_{lm} :	Media logarítmica de diferencia de temperaturas
A_s :	Área superficial de transferencia de calor
ν :	Viscosidad cinemática
u :	Viscosidad dinámica

Resumen

En el presente trabajo se exponen los resultados obtenidos del estudio experimental de la eficiencia térmica de un intercambiador de calor tipo termosifón aire – aire de tubos aletados con la aplicación de nanofluidos, con la finalidad de analizar el efecto de cada uno de estos fluidos en el fenómeno de transferencia de calor y así concluir acerca de su utilidad en procesos de manejo y recuperación de energía y de transferencia de calor en general.

Se realizó el diseño y posterior fabricación de un intercambiador de calor tipo termosifón con tubos de cobre aletados, perteneciendo así este al grupo de los termosifones bifásicos, los cuales cuentan con una región de evaporador, por la cual circula aire caliente y una región de condensador por la cual circula aire frío.

Posteriormente se prepararon los diferentes nanofluidos, los cuales tienen como fluido base al agua destilada, formando así una solución de agua destilada, etilenglicol y cada una de los tres tipos de nanopartículas con las cuales se trabajó, las cuales son óxido de aluminio, óxido de cobre y nanotubos de carbono, destacando también que cada una de las mezclas formadas se sometieron a los procesos de agitación magnética y sonicación con el fin de mejorar la homogeneidad de las mismas.

Para continuar, se realizaron las mediciones de las temperaturas en ocho puntos diferentes de la instalación, cuatro de ellos en el intercambiador de calor y los cuatro restantes en los ductos de paso de aire frío y aire caliente. También se realizaron mediciones de la presión a lo largo de la instalación y de la misma manera mediciones de la velocidad de circulación tanto del aire frío como el aire caliente.

Finalmente se realizó el cálculo de la efectividad térmica y de la transferencia de calor en el termosifón a partir de los datos obtenidos en las mediciones realizadas anteriormente, con la finalidad de concluir acerca del rendimiento térmico del intercambiador de calor tipo termosifón.

Palabras clave: termosifón, nanofluidos, efectividad térmica, transferencia de calor

Abstract

In the present work, the results obtained from the experimental study of the thermal efficiency of an air-air thermosyphon type heat exchanger with finned tubes with the application of nanofluids are presented, in order to analyze the effect of each of these fluids on the phenomenon of heat transfer and thus conclude about its usefulness in processes of management and recovery of energy and heat transfer in general.

The design and subsequent manufacture of a thermosyphon-type heat exchanger with finned copper tubes was carried out, thus belonging to the group of biphasic thermosyphons, which have an evaporator region, through which hot air circulates and a condenser region.

Subsequently, the different nanofluids were prepared, which have distilled water as their base fluid, thus forming a solution of distilled water, ethylene glycol and each of the three types of nanoparticles with which they worked, which are aluminum oxide, copper and carbon nanotubes, also highlighting that each of the mixtures formed were subjected to magnetic stirring and sonication processes in order to improve their homogeneity.

To continue, temperature measurements were made at eight different points in the installation, four of them in the heat exchanger and the remaining four in the cold and hot air passage ducts. Pressure measurements were also made throughout the installation and, in the same way, measurements of the speed of circulation of both cold air and hot air.

Finally, the calculation of the thermal effectiveness and heat transfer in the thermosyphon was carried out from the data obtained in the measurements carried out previously, in order to conclude about the thermal performance of the thermosyphon type heat exchanger.

Keywords: thermosyphon, nanofluids, thermal effectiveness, heat transfer

Capítulo I

Generalidades

1.1. Introducción

En la actualidad, la búsqueda de métodos que permitan un uso moderado y eficiente de la energía resulta ser de vital importancia debido a los altos costos para generarla (en su mayoría por medio de combustibles) y a la problemática de la contaminación ambiental. Y muchas de las veces esta energía es expulsada al entorno junto con gases contaminantes.

Para solucionar estos problemas, y recuperar parte de esa energía para usarla en otros procesos, se ha propuesto el uso de intercambiadores de calor comunes; sin embargo, su dimensionamiento es inconveniente por la gran cantidad de espacio que ocupan; y es necesario varios intercambiadores de calor, que no resulta económicamente beneficioso para la industria.

Por otra parte, los dispositivos eléctricos también producen calor que debe ser transportado hacia un sumidero de calor adecuado; a pesar de que en Ecuador no existen plantas de energía nuclear, éste es otro ejemplo donde se requiere transporte de energía.

En este último, la energía producida en forma de calor, debe expulsarse del núcleo antes de convertirla en energía eléctrica. Sin embargo, la diferencia de temperaturas es tan alta, que, si se usará un metal para el transporte, terminaría fundiéndose. (Tellería, 2010)

Por esa razón se ha hecho uso de tubos de calor, los cuáles son miles de veces más eficientes que los metales para el transporte de calor. (Tapia, 2005)

Debido a esto, este trabajo de grado propone el desarrollo de un intercambiador de calor constituido por termosifones bifásicos de tubos aletados, además de analizar su transferencia de calor aplicando 3 tipos de nanopartículas con el fin de incrementar su eficiencia y verificar su empleabilidad en la recuperación de calor y precalentamiento a nivel industrial.

1.2. Justificación e importancia

El presente proyecto representa una alternativa importante para generar una mayor eficiencia energética en el uso de los combustibles fósiles como es el caso de la caldera, hornos, entre otros sistemas que funcionan con esta clase de combustibles, a través de un mecanismo de recuperación de energía residual en forma de calor, fundamentándose en el efecto termosifón.

En la actualidad se cuenta con un sistema orientado a cumplir dicha función, tal como es la caldera de recuperación de calor residual, sin embargo, existen diferentes consideraciones y parámetros de funcionamiento que deben cumplirse para que cumpla su objetivo de manera eficiente.

En los últimos años, ha surgido la necesidad de buscar procesos cuyo consumo de energía y materia sea más óptimo, y es por esto que la construcción de un termosifón de tubos aletados representa una clara alternativa para incrementar la eficiencia energética de los procesos, a través del aprovechamiento de energía en forma de calor residual, esto debido a que se utilizan diferentes tipos de nanofluidos, los cuales consisten en agregar distintas nanopartículas a un fluido, en este caso agua destilada con etilenglicol, con el fin de mejorar la transferencia de calor.

Como resultado este proyecto tendrá un impacto realmente beneficioso en torno a la eficiencia de los procesos industriales de las diferentes empresas y a su vez representará una alternativa que genere beneficio económico para dichas instituciones, además de que este equipo está en la línea de los procesos de energía limpia, pues se aprovecha la energía térmica residual en lugar de que esta sea simplemente liberada a la atmósfera.

1.3. Antecedentes

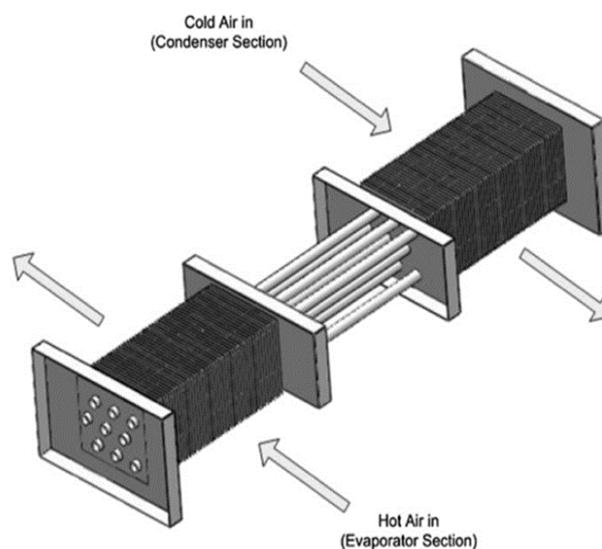
Como se sabe, la presencia de aletas incrementa la eficiencia de transferencia de calor al aumentar el área de TC; a partir de este principio, se han realizado intercambiadores de calor que trabajan con tubos aletados para aumentar la transferencia de calor, como por ejemplo Hussam Jouhara y Hasnain Merchant en 2011, desarrollaron la investigación experimental de un termosifón con intercambio de calor con aire, con tuberías aletadas de cobre con un diseño de aletas rectangulares.

En dicha investigación, Jouhara y Merchant buscan demostrar que el uso de este principio representa una valiosa herramienta para maximizar la eficiencia energética del sistema y a su vez minimizar los costos, consiguiendo así un intercambiador de calor óptimo y más eficiente.

En la figura 1 se puede observar el diseño del termosifón desarrollado por Jouhara y Merchant.

Figura 1

Modelo de intercambiador de calor de termosifón.



Nota. Tomado de (Jouhara & Hasnain, 2011)

Este termosifón se diseñó para funcionar inicialmente con un ángulo de trabajo de 90° y con agua como fluido de trabajo, y el rango de temperaturas de operación para el termosifón va de 20 a 60 grados centígrados.

Se realizaron pruebas con diferentes ángulos de inclinación, cinco en total, en un rango de 0 a 90 grados con incrementos de 22.5 grados entre cada una de las pruebas

Como resultado se obtuvo que el intercambiador de calor alcanza su rendimiento máximo cuando este opera con una inclinación de 90 grados.

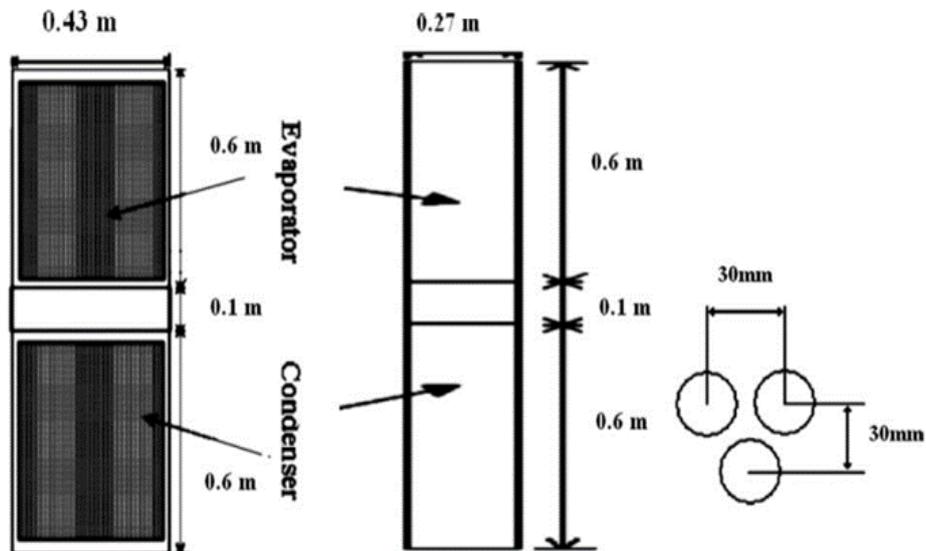
Además, una vez observadas las variaciones de temperatura en las secciones del condensador y del evaporador, se pudo concluir que el termosifón tiene un funcionamiento aproximadamente isotérmico, lo cual es un indicativo del correcto funcionamiento de la tubería aletada de cobre dentro del fenómeno de transferencia de calor.

Además, en 2005 en la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Mashad, Shereen Noie desarrolló la investigación de la eficiencia térmica de un intercambiador de calor aire-aire con efecto termosifón.

Noie desarrolló una investigación teórica y experimental acerca del rendimiento térmico de un termosifón aire-aire, a lo largo de la investigación se indica que existen varios factores determinantes en torno a la transferencia de calor, tales como la velocidad, la temperatura, el material de la tubería, la disposición de los tubos, entre otros.

Figura 2

Modelo de un termosifón bifásico



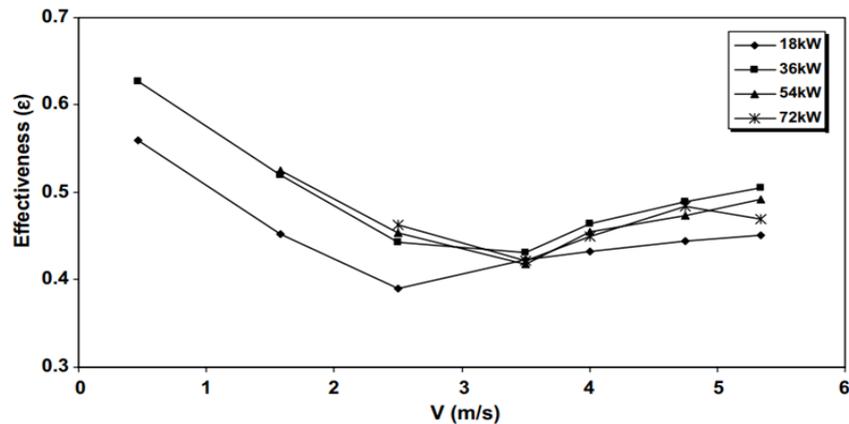
Nota. Tomado de (Noie, 2005)

En este trabajo se realizaron varias pruebas de funcionamiento variando diferentes parámetros como la velocidad del fluido y las temperaturas de ingreso con el fin de definir la variación del rendimiento térmico.

Se obtuvo así que la eficiencia del termosifón era mínima cuando la velocidad del aire en la sección del evaporador era exactamente igual a la de la sección del condensador. Además, como se puede observar en la figura 3, Noie demostró que la efectividad del intercambiador empezaba siendo alta a bajas velocidades del aire, alcanzaba un punto mínimo y finalmente la eficiencia volvía a incrementarse proporcionalmente a la velocidad. (Noie, 2005)

Figura 3

Gráfica de eficiencia térmica vs velocidad



Nota. Tomado de (Noie, 2005)

1.4. Alcance

El presente proyecto tiene como objetivo realizar el estudio experimental de la eficiencia térmica de un intercambiador de calor con tubos aletados que funcionará mediante el efecto termosifón con la implementación de nanofluidos en el mecanismo de transferencia de calor.

Por consiguiente, se realizará el diseño y construcción del intercambiador de calor con tubería y aletas de cobre, acorde a las especificaciones del proyecto.

Los análisis de rendimiento térmico se realizarán en torno a tres diferentes tipos de nanofluidos, los cuales tendrán en común al agua destilada como base.

Los nanofluidos que se prepararán y utilizarán para los análisis de rendimiento térmico, son los siguientes:

- 1) Agua destilada + etilenglicol – partículas de aluminio
- 2) Agua destilada + etilenglicol – partículas de cobre
- 3) Agua destilada + etilenglicol – partículas de nanotubos de carbono

Como resultado del proyecto se emitirán conclusiones para cada uno de los nanofluidos analizados, con respecto al comportamiento y variación de las distintas variables fundamentales en el fenómeno de transferencia de calor y su incidencia en el rendimiento térmico del intercambiador de calor de termosifón con tubos aletados.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo General

Estudiar experimentalmente la eficiencia térmica de un intercambiador de calor tipo termosifón aire – aire de tubos aletados con la aplicación de nanofluidos con base agua etilenglicol y nanopartículas de nanotubos de carbono, Al_2O_3 y CuO .

1.5.2. Objetivos Específicos

- Diseñar y construir el intercambiador de calor de tubos aletados.
- Caracterizar y preparar las nanopartículas.
- Determinar el coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador de calor.
- Determinar la efectividad del IC bajo la aplicación de los 3 tipos de nanopartículas y la incidencia del ángulo de inclinación en el mismo.
- Analizar los resultados obtenidos

Capítulo II

Marco teórico

2.1. La transferencia de calor

Todo cuerpo, grupo de cuerpos o sistema en general se encuentra en constante interacción con sus alrededores, además, los mismos se encuentran a una temperatura específica, por tanto, cuando un cuerpo está a una temperatura diferente respecto a la temperatura de los alrededores, se produce el fenómeno físico al que conocemos como transferencia de calor, por dicha diferencia de temperaturas.

Se conoce de manera fundamental a la transferencia de calor como el intercambio de energía entre dos cuerpos o un cuerpo y un medio que están a diferente temperatura. A estas diferencias de temperaturas se la conoce también como diferencial de temperatura y es un factor fundamental en la transferencia de calor, ya que en un sistema en el que el diferencial de temperatura es nulo, no puede existir transferencia de calor. (Wooldridge & Luebbers, 2014)

Ahora bien, para poder comprender el fenómeno de transferencia de calor es importante identificar el cuerpo o el medio que está a mayor temperatura, pues la transferencia de calor se da siempre del cuerpo o medio de mayor temperatura a aquel de menor temperatura, es decir que aquel que está a mayor temperatura cede energía en forma de calor a aquel que está a una menor temperatura hasta llegar al punto en que sus temperaturas sean iguales.

2.2. Mecanismos de transferencia de calor

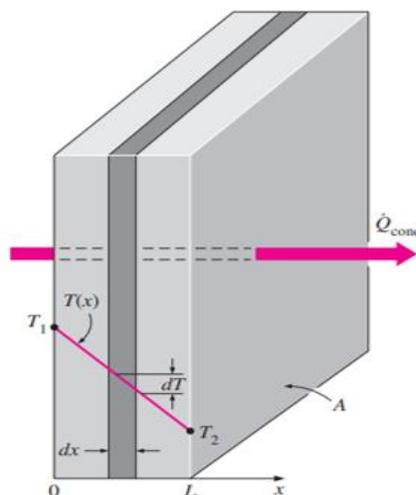
Con mecanismos de transferencia de calor se hace referencia a los diferentes modos en los que puede transferirse el calor, dependiendo del origen del mismo y de hacia dónde va transferido.

2.2.1. Conducción

El mecanismo por conducción consiste en la transferencia de calor a lo largo de un cuerpo sólido desde una superficie a temperatura mayor (T_1) hacia otra a temperatura menor (T_2), como en el ejemplo que se ilustra en la figura 4, que muestra cómo en una pared se transfiere el calor desde una de las superficies a temperatura (T_1) a otra de sus superficies a temperatura (T_2), es importante destacar que para que la transferencia de calor ocurra se debe cumplir siempre que $T_1 > T_2$. (Incropera & De Witt, 2006)

Figura 4

Transferencia de calor a través de una pared plana



Nota. Tomado de (Incropera & De Witt, 2006)

Es posible cuantificar la transferencia de calor por conducción a través de diferentes ecuaciones y modelos que se desarrollaron con el fin de poder determinar el calor que se transfiere a lo largo de un cuerpo en un determinado periodo de tiempo.

Para el calor transferido por conducción se desarrolló una ecuación denominada como Ley de Fourier, que se expresa a continuación.

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

Donde:

- q'' representa la transferencia de calor por unidad de área o también denominada como flujo de calor.
- k es una propiedad propia de cada uno de los materiales conocida como conductividad térmica y es un indicativo de la facilidad que brinda el material para el calor se transfiera en lugar de disiparse al ambiente.
- dT/dx representa el gradiente de temperatura existente entre las superficies o cuerpos a lo largo de toda su longitud L .

De manera más específica la ecuación del flujo de calor para la transferencia de calor por conducción, estableciendo el gradiente de temperatura para un caso genérico, se puede escribir como se expone a continuación.

$$q_x'' = -k * \frac{T2 - T1}{L} = k * \frac{T1 - T2}{L} \quad (2)$$

Donde:

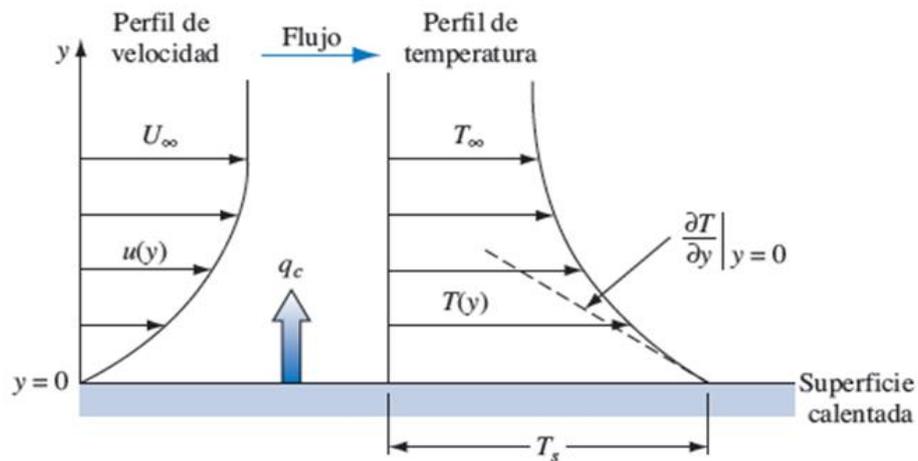
- $T1$ es la temperatura de la superficie caliente o de mayor temperatura
- $T2$ es la temperatura de la superficie fría o de menor temperatura
- L es la longitud total a través de la cual se transfiere el calor

2.2.2. Convección

Este mecanismo de transferencia de calor a diferencia del mecanismo de conducción, tiene como protagonista a un fluido en movimiento a una determinada temperatura que interacciona con un cuerpo a una determinada temperatura también, es decir, se conoce como convección a la transferencia de calor entre un fluido en movimiento y un cuerpo, como se ilustra en la figura 5. (Incropera & De Witt, 2006)

Figura 5

Mecanismo de transferencia de calor por convección



Nota. Tomado de (Incropera & De Witt, 2006)

Es importante destacar que existen dos tipos de convección, la convección natural en la cual el fluido se mueve libremente sin necesidad de haber recibido un impulso, y por otro lado la convección forzada en la cual el fluido circula a una determinada velocidad a causa de un dispositivo o estímulo externo, como por ejemplo un flujo de aire circulando a determinada velocidad a causa de la aplicación de un ventilador.

En el mecanismo de convección se pueden identificar dos casos diferentes, el primero es aquel en el que el fluido circula a una mayor temperatura y por tanto cede calor al cuerpo con el cual está interactuando hasta igualar sus temperaturas, y el segundo se da cuando el fluido circula a una temperatura menor a la del cuerpo y por tanto absorbe calor del mismo hasta llegar al punto de equilibrio térmico, en este caso se denomina al fluido como "caloportador" ya que cumple la función de retirar el calor de diferentes cuerpos o superficies y transportarlo hacia otra zona en donde será disipado hacia el ambiente o utilizado en forma de energía para el inicio de otro proceso.

Al igual que en la conducción, en la convección se desarrollaron modelos y ecuaciones con el fin de cuantificar la transferencia de calor entre un fluido y la superficie de un cuerpo,

por tanto, a continuación, se presenta la ecuación del flujo de calor por convección, también conocida como ley de enfriamiento de Newton.

$$q'' = h * (T_s - T_\infty) \quad (3)$$

Donde:

- q'' es el flujo de calor por convección en (W/m^2)
- h es el coeficiente de transferencia de calor propio del fluido en $(W/m^2 * K)$
- T_s es la temperatura de la superficie
- T_∞ es la temperatura del fluido o del ambiente

Es importante denotar que el flujo de calor por convección tendrá un valor positivo en el caso en el que el calor se transfiera desde la superficie hacia el fluido ($T_\infty > T_s$) y por otro lado tendrá un valor negativo cuando el calor se transfiera desde el fluido hacia la superficie en toda su extensión ($T_s > T_\infty$). (Incropera & De Witt, 2006)

2.2.3. Radiación

El mecanismo de transferencia de calor por radiación se diferencia notablemente de los dos anteriores porque es el único que no requiere un medio material (sólido o fluido) para transferir el calor, sino que el mismo se transfiera a través de ondas electromagnéticas o también conocidas como fotones, es tal esta diferencia que se puede afirmar que la transferencia de calor por radiación es por mucho más eficiente cuando se desarrolla en vacío. (Cid, 2011)

Se define como radiación térmica a la energía que se emite de una fuente, que, si bien mayoritariamente se da a partir de cuerpos sólidos y es este caso el de mayor interés, también puede producirse radiación a partir de fluidos (líquidos o gases). (Incropera & De Witt, 2006)

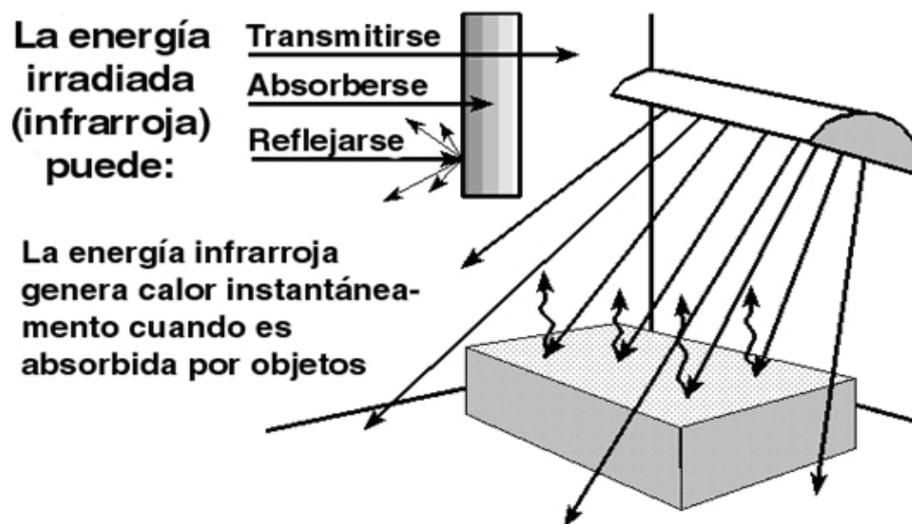
Por ejemplo, supongamos que en un cuarto las paredes están a una temperatura elevada y en dicho cuarto hay varios elementos a una temperatura menor a la de las paredes, por tanto las paredes van a transferir calor en forma de radiación hacia estos elementos, sin

embargo la cantidad de calor que se emita dependerá directamente de la emisividad térmica del cuerpo, ya que la emisividad es una propiedad que mide la capacidad de un cuerpo de emitir energía térmica en comparación con un cuerpo negro.

Así también es importante considerar que no toda la energía que se está emitiendo es absorbida por los cuerpos en cuestión, sino que sólo una fracción de la misma se absorbe mientras que el resto se refleja, esto depende directamente de la absorptividad del cuerpo que está recibiendo el calor, la absorptividad es una propiedad que mide la capacidad de un cuerpo para absorber energía térmica, en la figura 6 se representan estas características. (Domingo, 2011)

Figura 6

Mecanismo de transferencia de calor por radiación



Nota. Tomado de (Domingo, 2011)

El flujo de calor emitido por una superficie real se puede cuantificar a través de la ley de Stefan-Boltzmann, que se presenta a continuación.

$$E = \varepsilon * \sigma * T_s^4 \quad (4)$$

Donde:

- E es el flujo de calor emitido en (W/m^2)
- σ es la constante de Stefan-Boltzmann y tiene un valor de $5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$

- T_s es la temperatura absoluta de la superficie en ($^{\circ}K$)
- ε es la emisividad térmica de la superficie, depende del material del que está hecha la superficie y de su acabado, toma valores en un rango de 0 a 1.

Además, se desarrolló una ecuación para cuantificar la velocidad a la que se transfiere el calor mediante radiación, la misma se expresa a continuación.

$$q_{rad}'' = \varepsilon * \sigma * (T_s^4 - T_a^4) \quad (5)$$

Donde:

- T_a es la temperatura a la que está el ambiente

Finalmente se debe tomar en cuenta también que el intercambio neto de calor por radiación se puede expresar de la siguiente manera:

$$q_{rad} = h_r * A * (T_s - T_a) \quad (6)$$

Donde:

- q_{rad} es el intercambio neto de calor por radiación
- h_r es la constante de transferencia de calor por radiación
- A es el área de emisión de la superficie

Adicionalmente la constante de transferencia de calor por radiación se calcula como se muestra a continuación.

$$h_r = \varepsilon * \sigma * (T_s + T_a) * (T_s^2 + T_a^2) \quad (7)$$

2.3. Resistencia térmica

El concepto de resistencia térmica es importante en cualquier sistema con transferencia de calor, ya que al igual que en el área de la electricidad, la resistencia eléctrica representa la oposición que tiene un determinado material para conducir la electricidad, la resistencia térmica representa también la oposición de un material en específico a conducir el calor a lo largo de su extensión.

Es fundamental poder cuantificar las resistencias térmicas en un sistema, pues solo de esta manera se puede tener un valor exacto y fijo que represente el potencial de transmisión de calor en un sistema, es por esto que se establecieron ecuaciones para la resistencia térmica de conducción, convección y de radiación para diferentes geometrías tales como paredes planas, superficies cilíndricas y esféricas.

2.3.1. Resistencias térmicas en paredes planas

Las expresiones para las resistencias térmicas en paredes planas son las siguientes:

- **Conducción**

$$R_{t,cond} = \frac{L}{k * A} \quad (8)$$

- **Convección**

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h * A} \quad (9)$$

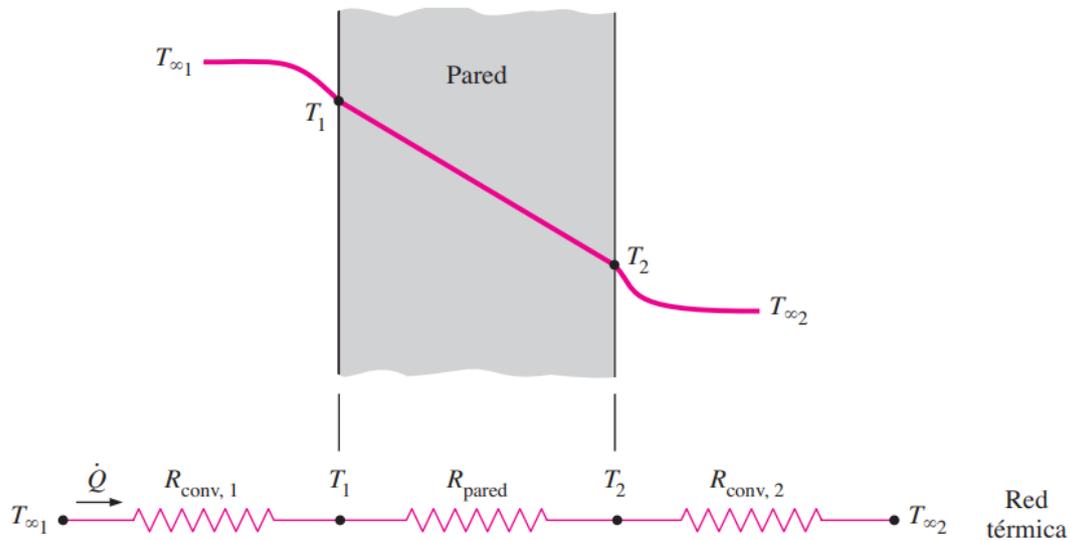
- **Radiación**

$$R_{t,rad} = \frac{1}{h_r * A} \quad (10)$$

En la figura 7 se ilustra un ejemplo de una pared plana de longitud L, que tiene a sus alrededores dos fluidos, uno caliente a la izquierda y uno frío a la derecha.

Figura 7

Diagrama de resistencias térmicas en una pared plana con dos fluidos circundantes



Nota. Tomado de (Incropera & De Witt, 2006)

El primer análisis que debe realizarse es el de que mecanismos de transferencia de calor están presentes en el sistema, con las condiciones mencionadas anteriormente se puede afirmar que existe convección con el fluido caliente, conducción a lo largo de la pared y finalmente convección con el fluido frío, esto resulta en dos resistencias térmicas de convección y una de conducción, como se puede observar en la parte inferior de la figura.

2.3.2. Resistencias térmicas en superficies cilíndricas

Las expresiones para las resistencias térmicas en superficies cilíndricas son las siguientes:

- **Conducción**

$$R_{t,cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * \pi * k * L} \quad (11)$$

- **Convección**

$$R_{t,conv} = \frac{1}{2 * h * \pi * r_2 * L} \quad (12)$$

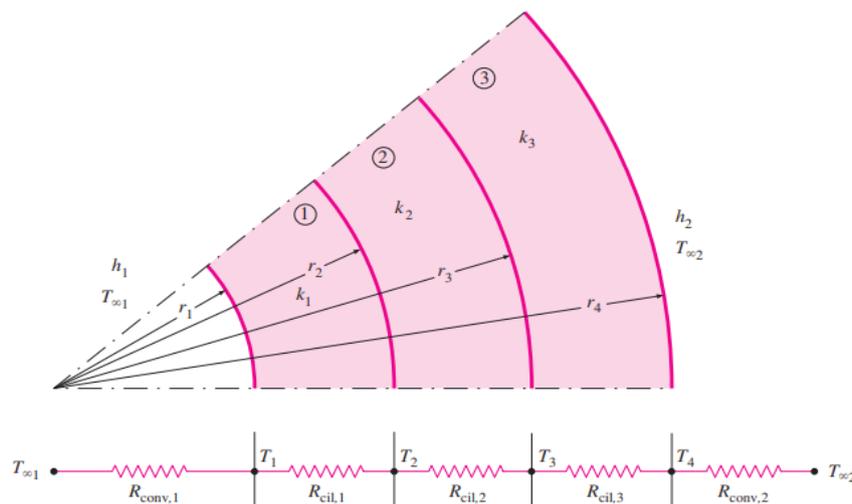
- **Radiación**

$$R_{t,rad} = \frac{1}{2 * h_r * \pi * r2 * L} \quad (13)$$

En la figura 8 se representa el caso de un cilindro de longitud L , radio interior r_1 y radio exterior r_2 , en el cuyo interior circula un fluido caliente a determinada velocidad, y en sus alrededores circula un fluido frío a determinada velocidad también.

Figura 8

Circuito de resistencias térmicas en un cilindro de longitud L



Nota. Tomado de (Incropera & De Witt, 2006)

Al igual que en el caso de la pared plana, se sabe que existe una convección interna con el fluido caliente y por ende una primera resistencia a la convección, luego se da el mecanismo de conducción en la pared del cilindro y por lo tanto una resistencia térmica a la conducción y finalmente existe convección entre la superficie externa del cilindro y el fluido frío que circula por los alrededores, lo que resulta en una segunda resistencia a la convección.

2.3.3. Resistencias térmicas en superficies esféricas

Las expresiones para las resistencias térmicas en superficies esféricas son las siguientes:

- Conducción

$$R_{t,cond} = \frac{1}{4 * \pi * k} * \left(\frac{1}{r1} - \frac{1}{r2} \right) \quad (14)$$

- **Convección**

$$R_{t,conv} = \frac{1}{4 * h * \pi * r^2} \quad (15)$$

- **Radiación**

$$R_{t,rad} = \frac{1}{4 * h_r * \pi * r^2} \quad (16)$$

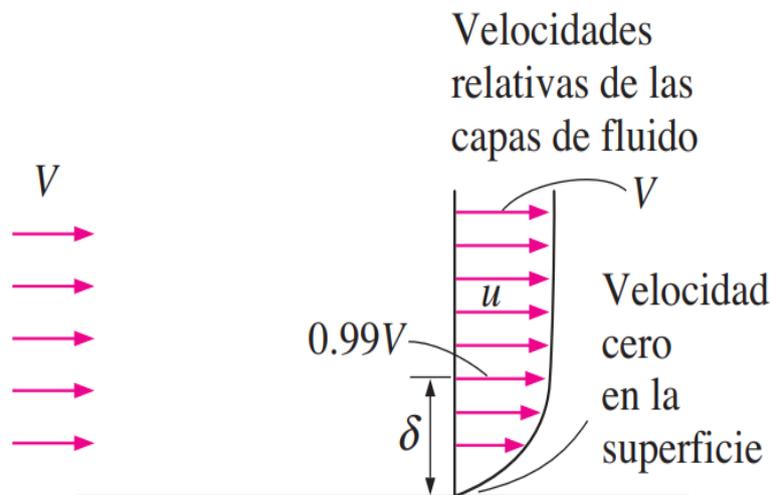
Al igual que para las paredes planas y las superficies cilíndricas, para las superficies esféricas debe seguirse el mismo procedimiento, es decir se deben identificar los mecanismos de transferencia de calor existentes y posteriormente determinar las resistencias térmicas asociadas a dichos mecanismos.

2.4. Capa límite

Comprender el concepto de capa límite es fundamental para poder entender cómo se desarrolla el mecanismo de transferencia de calor por convección. Existen tres diferentes clases de capas límite, la capa límite de velocidad o hidrodinámica, la capa límite térmica y la capa límite de concentración.

2.4.1. Capa límite de velocidad o hidrodinámica

La capa límite de velocidad o hidrodinámica se define como la zona en la cual se desarrollan los perfiles de velocidad de un fluido que circula a determinada velocidad alrededor de una superficie. Por ejemplo, en la figura 9 se puede observar un fluido que se mueve a cierta velocidad sobre una placa plana.

Figura 9*Capa límite hidrodinámica*

Nota. Tomado de (Incropera & De Witt, 2006)

Como se puede observar, al inicio de la placa el fluido tiene un perfil de velocidades uniforme, sin embargo más adelante a lo largo de la longitud de la placa se puede observar que las partículas de fluido que hacen contacto con la placa, adquieren una velocidad de cero o nula, esto debido a la fricción generada entre dichas partículas y la superficie de la placa y por tanto conforme aumenta la distancia en el sentido del eje Y, la velocidad aumenta paulatinamente hasta llegar a un punto en el cual la velocidad del fluido se aproxima bastante a la velocidad original del mismo antes de ingresar a la placa, se dice que esto ocurre cuando $y = \delta_{max}$, en donde a δ_{max} se le conoce como espesor de la capa límite. (Burr, Akylas, & Mei, 2012)

Al comprender la naturaleza de la capa límite hidrodinámica se puede cuantificar de mejor manera la transferencia de calor por convección, ya que como se mencionó anteriormente la velocidad de movimiento del fluido es un parámetro fundamental que incide directamente en la transferencia de calor mediante convección.

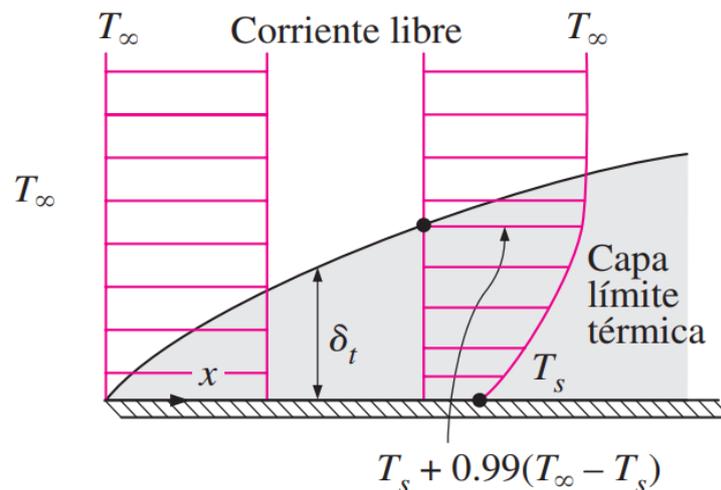
2.4.2. Capa límite térmica

Adicional a la generación de una capa límite hidrodinámica por el paso de un fluido sobre una superficie, se produce también una capa límite térmica, dando por sentado que existe una diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido libre en circulación, pues de no ser así no existiría transferencia de calor y por ende tampoco capa límite.

La capa límite térmica representa el perfil de temperaturas del fluido a lo largo de su paso sobre determinada superficie, en la figura 10 se puede observar como el fluido antes de ingresar a una placa plana tiene un perfil de temperaturas uniforme conforme aumenta la distancia en Y , sin embargo una vez entra en contacto con la superficie de la placa se puede observar como varía el perfil de temperatura de tal manera que aquellas partículas que están en contacto directo con la superficie de la placa tienen una mayor temperatura y la misma va disminuyendo conforme aumenta la distancia en Y , es decir conforme se aleja de la placa. (Incropera & De Witt, 2006)

Figura 10

Capa límite térmica



Nota. Tomado (Incropera & De Witt, 2006)

2.4.3. Capa límite de concentración

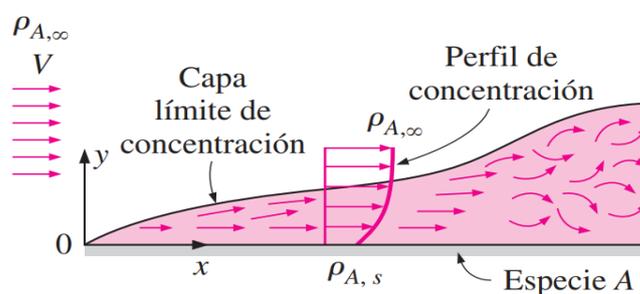
A diferencia de las capas límite hidrodinámica y térmica, la capa límite de concentración no es de especial interés en aplicaciones de intercambiadores de calor, sin

embargo, es importante dar una breve explicación sobre la misma, ya que siempre está presente en situaciones en las cuales un fluido circula sobre una superficie.

De manera simplificada y concisa se puede definir a la capa límite de concentración como la zona en la cual se definen los perfiles de concentración molar del fluido a lo largo de toda la longitud de la superficie en cuestión, es decir, el fluido tiene un perfil de concentración uniforme antes de ingresar a la superficie, sin embargo una vez que establece contacto se sabe que en la zona del fluido que está en contacto directo con la superficie existirá una mayor concentración respecto a la zona de la periferia (la más alejada de la superficie) en donde se tendrá la concentración mínima del fluido, tal como se ilustra en la figura 11. (Abernathy, 1990)

Figura 11

Capa límite de concentración



Nota. Tomado de (Incropera & De Witt, 2006)

2.5. Flujo laminar y turbulento

Una vez establecido el concepto de capa límite es importante destacar que existen dos condiciones en las que se puede desarrollar la capa límite, esta puede ser laminar o puede ser turbulenta, y en cada una de estas la capa límite tiene diferentes características y por ende determinada incidencia en la transferencia de calor por convección.

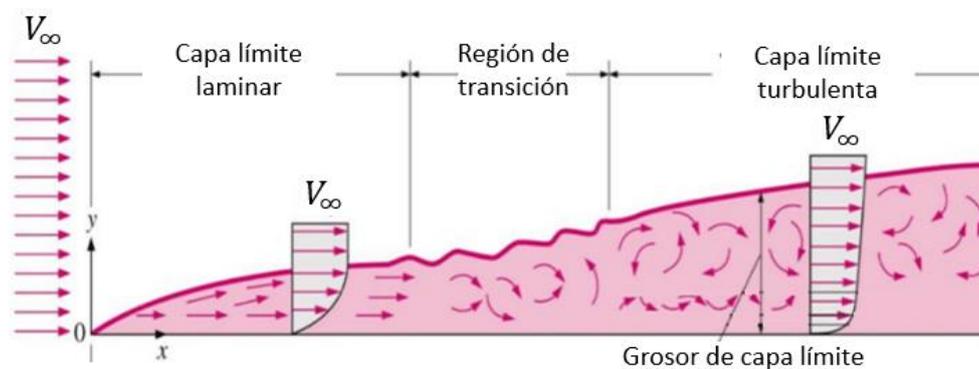
La principal diferencia entre un régimen laminar y uno turbulento radica en la naturaleza del movimiento del fluido, por un lado, en el régimen laminar el movimiento del fluido es completamente ordenado por tanto que es más factible identificar las diferentes líneas de flujo existentes; por otra parte el movimiento del fluido en el régimen turbulento es de tipo

desordenado o irregular y una de sus principales características es que existen muchas fluctuaciones de velocidad, lo que se traduce en un notable aumento en la transferencia de calor por convección. (Incropera & De Witt, 2006)

En la figura 12 se ilustran las diferentes zonas que se pueden presentar en la circulación de un fluido sobre una placa, se pueden identificar claramente las zonas de flujo laminar y flujo turbulento, adicionalmente se observa que existe una zona de transición, dicha zona se representa el inicio de cambio del flujo laminar a un flujo turbulento, por lo que en esta zona se presenta ciertas fluctuaciones en el flujo.

Figura 12

Zonas de los diferentes regímenes de un fluido que circula sobre una placa



Nota. Tomado de (Incropera & De Witt, 2006)

La mejor manera para determinar si un flujo es laminar o turbulento es a través del cálculo del número de Reynolds, un parámetro adimensional que relaciona las fuerzas inerciales con las fuerzas viscosas de un fluido, y se determina a partir de la siguiente expresión:

$$Re = \frac{V * L}{\nu} \quad (17)$$

Donde:

- V es la velocidad de movimiento del fluido
- L es la longitud de la superficie alrededor de la cual circula el fluido
- ν es la viscosidad dinámica del fluido

Por tanto, se establecen las siguientes condiciones para determinar si un flujo es laminar, transitorio o turbulento:

- $Re < 2000$ (Flujo laminar)
- $2000 < Re < 4000$ (Flujo transitorio)
- $Re > 4000$ (Flujo turbulento)

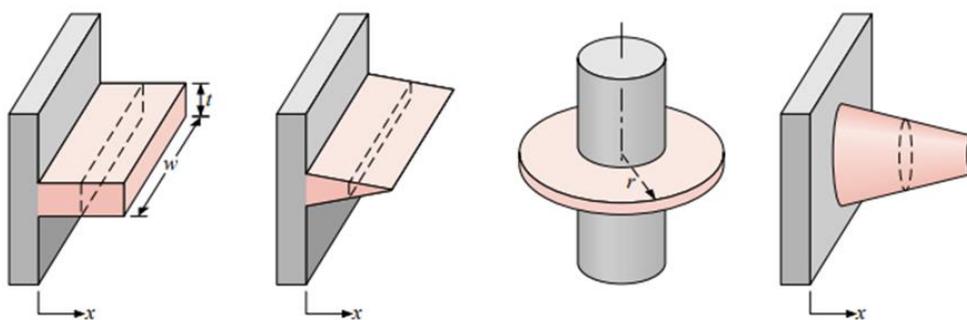
2.6. Transferencia de calor en superficies con aletas

Una aleta es una extensión de superficie en el sólido analizado, la cual, al incrementar al área, su razón de transferencia de calor también aumenta (Ley de enfriamiento de Newton). El calor se transfiere tanto por conducción como por convección y/o radiación. (Incropera F. P., 2007)

Existen varios tipos de aletas, su uso dependerá de requerimientos de diseño como manufactura, peso, costos, geometría, entre otros.

Figura 13

Tipos de aletas según su geometría



Nota. Tomado de (Incropera F. P., 2007)

2.6.1. Ecuación de la aleta

Tras realizar un debido balance de energía considerando un elemento diferencial y una transferencia de calor en la dirección longitudinal de la aleta, da como resultado:

$$m^2 = \frac{h P}{k A_c} \quad (18)$$

Donde:

- P es el perímetro
- A_c es el área de sección transversal de la aleta

El parámetro importante a medir en un sistema aletado es la distribución de temperaturas ya que permite conocer temperaturas a lo largo de la aleta, por tal razón, dependiendo de las condiciones dadas o de frontera, se tienen estimaciones que resultan de la solución de la ecuación de la aleta.

Figura 14

Ecuaciones para distribución de temperatura y transferencia de calor en superficies extendidas

Caso	Condición de aleta ($x = L$)	Distribución de temperaturas θ/θ_b	Transferencia de calor de la aleta q_f
A	Transferencia de calor por convección: $h\theta(L) = -k d\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (3.70)$	$M \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (3.72)$
B	Adiabática: $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL} \quad (3.75)$	$M \tanh mL \quad (3.76)$
C	Temperatura establecida: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L / \theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL} \quad (3.77)$	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L / \theta_b)}{\sinh mL} \quad (3.78)$
D	Aleta infinita ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	$e^{-mx} \quad (3.79)$	$M \quad (3.80)$

Nota. Tomado de (Incropera F. P., 2007)

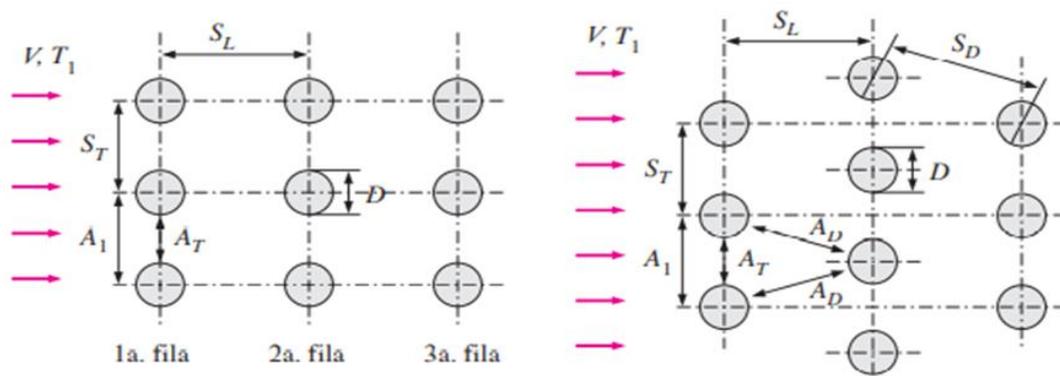
2.7. Flujo sobre banco de tubos

Se refiere a un tipo de flujo externo sobre un arreglo de tubos que puede ser alineado o escalonado; comúnmente usado en condensadores, evaporadores e intercambiadores de calor.

La transferencia de calor se da por convección forzada a partir del fluido que ingresa, a medida que avanza y se va encontrando con los tubos, su área de TC disminuye; a su vez, la velocidad aumenta, generando un régimen turbulento y por ende mayor eficacia en la TC. (Cengel, 2011)

Figura 15

Distribución de tubos en un banco, Alineados - Escalonados



Nota. Tomado de (Cengel, 2011)

Sin embargo, la naturaleza del flujo no es el mismo en todas las filas, por ello es preferible que su estudio se realice de forma experimental. A partir de esto se han establecido algunas correlaciones.

- Correlación de Zhukauskas:

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0.25} \quad (19)$$

Donde:

- Las constantes C, m y n son dependientes del número de Re.
- Pr y Pr_s son el número de Prandtl del fluido y de la superficie del tubo respectivamente

Cabe recalcar que el error admitido al usar esta correlación es del 15%.

Figura 16

Correlaciones de Nusselt para $N_T > 16$ y diferentes rangos de Regímenes del fluido.

Configuración	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

Nota. Tomado de (Cengel, 2011)

El significado del término N_T se describe en la ecuación 24.

- Número de Nusselt:

Las ecuaciones de la tabla mostrada en la Figura 16, son aplicables para cuando el número de filas es mayor a 16, cuando es menor, se puede modificar de la siguiente manera:

$$Nu_{D, N_L < 16} = F Nu_D \quad (20)$$

Donde:

- F es un factor de corrección, para un número de Reynolds mayor a 1000.

Figura 17

Valores del factor F de corrección para la modificación de Nusselt, cuando $NL < 16$

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Nota. Tomado de (Cengel, 2011)

- Media logarítmica de temperaturas:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_i)} \quad (21)$$

Donde:

- ΔT_e es la diferencia de temperaturas en la salida
- ΔT_i es la diferencia de temperaturas en la entrada

- Temperatura de salida:

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h}{\dot{m} C_p}\right) \quad (22)$$

$$A_s = N \pi D L \quad (23)$$

$$\dot{m} = \rho V (N_T S_T L) \quad (24)$$

Donde:

- T_e es la temperatura a la salida
- T_s es la temperatura en la superficie
- A_s es el área de la superficie de los tubos
- \dot{m} es el flujo de circulación
- N_T es el número de tubos en el arreglo
- L es la longitud de tubo

- S_T es la distancia transversal entre tubos en el arreglo escalonado
- Razón de transferencia de calor:

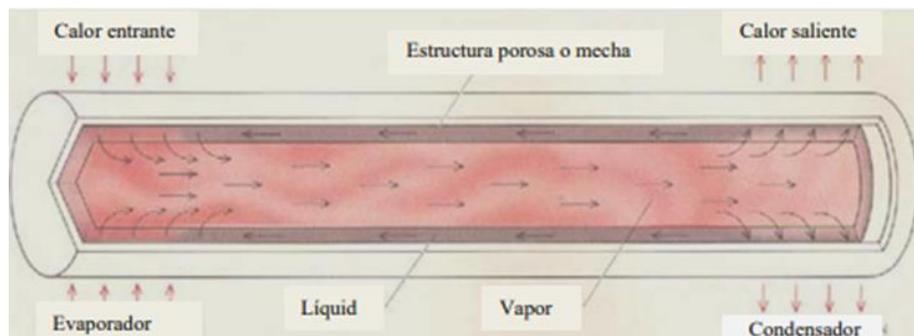
$$\dot{Q} = h A_S \Delta T_{lm} = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \quad (25)$$

2.8. Termosifón y tubos de calor

Cuando se habla de un tubo de calor, se trata de un tubo al vacío (con ausencia de aire en su interior), el cual es saturado por un fluido volátil; además, la superficie externa del tubo debe estar revestida de una estructura capilar o porosa. (Tellería, 2010)

Figura 18

Disposición interna de un termosifón



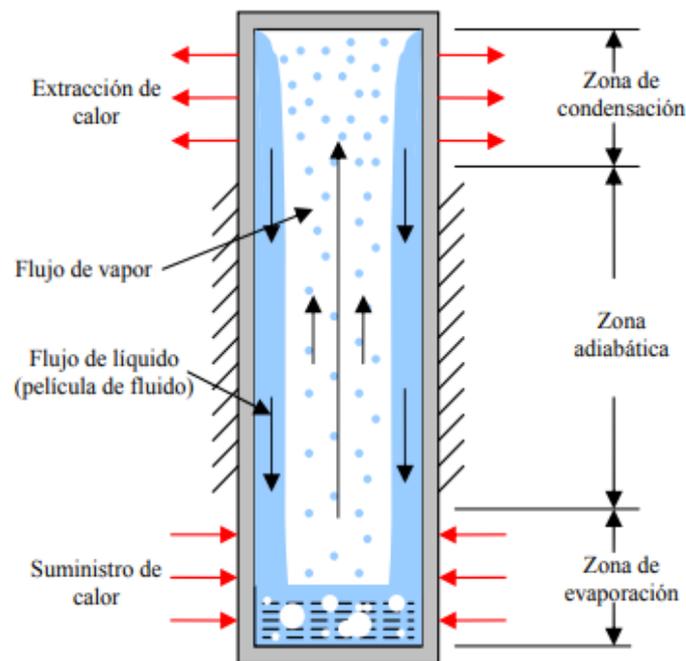
Nota. Tomado de (Tellería, 2010)

Como se puede observar en la Figura 18, se tienen 2 secciones claramente identificadas, el condensador y evaporador; su funcionamiento es el mismo usado en sistemas de calefacción por vapor; es decir que el calor entrante en el evaporador va perdiendo energía interna en su recorrido al condensador, convirtiéndose en un fluido líquido que regresa al evaporador gracias a la estructura porosa, repitiéndose el ciclo una y otra vez.

Ahora bien, un termosifón es un tubo de calor con la ausencia de la estructura porosa en su superficie, en estos tubos, el fluido líquido regresa al evaporador por efecto de la gravedad como se observa en la figura 19.

Figura 19

Circulación del fluido en un termosifón



Nota. Tomado de (MORALES, 2009)

2.8.1. Limitaciones en el funcionamiento de termosifones y tubos de calor

Su funcionamiento está gobernado por 4 factores:

1. Potencia máxima que puede ser transmitida de un dispositivo de tamaño dado.
2. Potencia máxima por unidad de superficie en el evaporador que puede ser absorbida con seguridad.
3. Temperaturas máxima y mínima para los fluidos de trabajo.

4. Las aceleraciones presentes en el sistema ya que sea un campo gravitatorio u otra externa.

De forma cualitativa es muy complejo determinar las limitaciones en la transmisión de potencia que va a tener un termosifón; sin embargo, se puede caracterizar el mismo, bajo ciertos factores que lo harán principalmente funcional, así como eficiente:

- Límite de secado: Al evaporador ingresa un fluido de forma continua, es decir, que debe existir la suficiente cantidad para que el depósito de fluido en el tubo no “se seque”. Si la temperatura de ingreso es muy alta, obviamente el fluido se evaporará más rápido y la película de líquido que debería llegar al fondo del tubo, se evapora en las paredes por su aumento de temperatura; por lo que es importante controlar el calor que ingresa, así como las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo.
- Límite sónico: Cuando se trabaja con metales líquidos, la rapidez en la transferencia de calor es extremadamente alta y el vapor puede alcanzar valores sónicos o supersónicos.
- Límite de arrastre: Las fuerzas de corte existentes entre el vapor y la película de líquido, dificulta el retorno de este último, pudiéndose acumular líquido y vapor (mezcla) en el condensador, lo que a su vez puede ocasionar un secado en el evaporador.
- Límite de condensador: Viene dado por la capacidad de enfriamiento del condensador, si se trabajan fluidos que son difíciles de condensar, esté límite será muy bajo. (Tellería, 2010)

2.8.2. Tipos de tubos de calor

- **Termosifón Bifásico:** Es un tubo de calor sin estructura capilar, la cual está compuesta de evaporador y condensador, como se mencionó anteriormente, el fluido regresa por efecto de la gravedad.

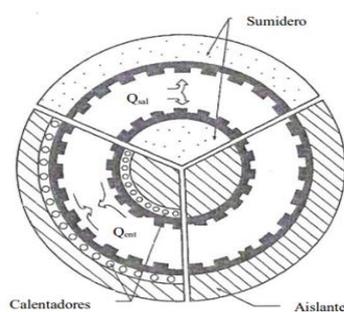
En estos termosifones es importante controlar el límite de secado, sobre todo cuando se tienen volúmenes bajos, se ha demostrado que la TC aumenta respecto a la cantidad de fluido de trabajo hasta un cierto valor.

El modelo de este termosifón es como el mostrado en la figura 19.

- **Tubo de calor anular:** Como su nombre lo indica, la sección por donde viaja el vapor es anular y no circular como en los convencionales, la ventaja de usar este tubo de calor es que las áreas de transferencia de calor son mayores y no existe la necesidad de aumentar el diámetro del tubo.

Figura 20

Esquema de un tubo de calor tipo anular

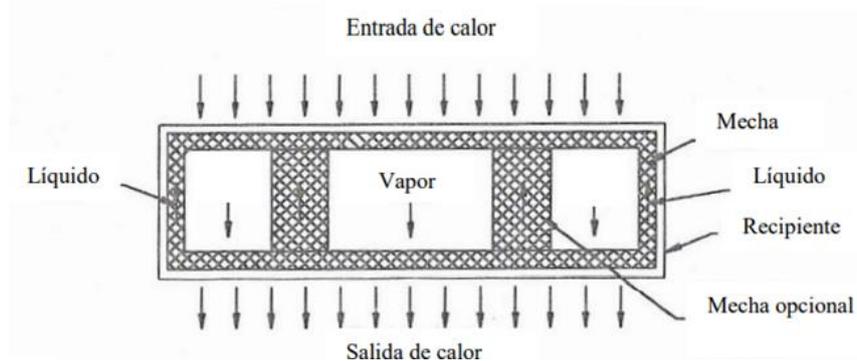


Nota. Tomado de (Tellería, 2010)

- **Tubo de calor plano:** Este tipo de tubo posee una geometría rectangular, usado principalmente en aplicaciones de refrigeración electrónica.

Figura 21

Esquema de un tubo de calor tipo rectangular

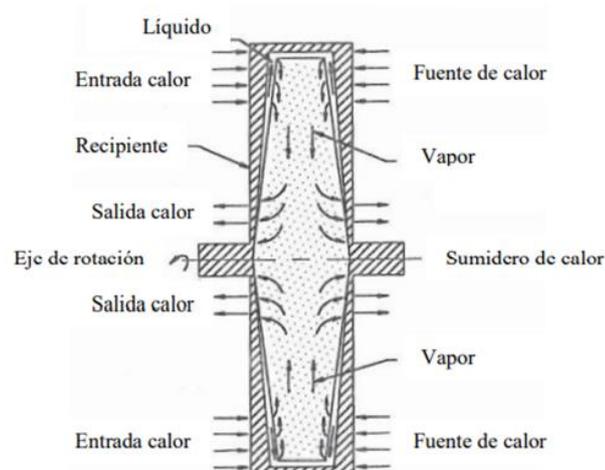


Nota. Tomado de (Tellería, 2010)

- **Tubo de calor giratorio:** El funcionamiento de este tipo de tubos, además de la transferencia de calor por conducción y convección del radio exterior hacia el interior (posee forma de disco), se le aplica una velocidad angular, y por la fuerza centrífuga presente, el condensado también ingresa.

Figura 22

Esquema de un tubo de calor tipo giratorio



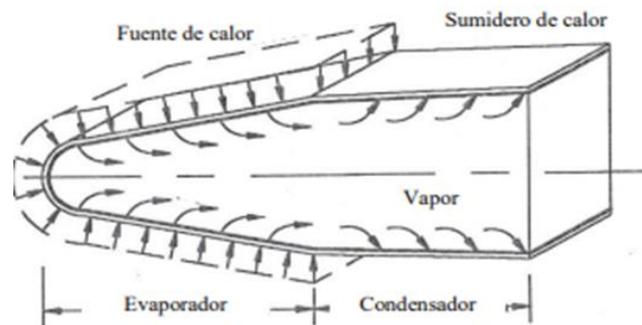
Nota. Tomado de (Tellería, 2010)

- **Tubo de calor de borde de ataque:** Este tipo de tubos de calor se han propuesto para enfriar los bordes de ataque de las alas de los aviones supersónicos. En estos, el

tubo se coloca alrededor de la punta del ala que es donde más se calienta, el calor se transporta hacia el condensador y se libera por convección y radiación.

Figura 23

Representación de un tubo de calor de borde de ataque

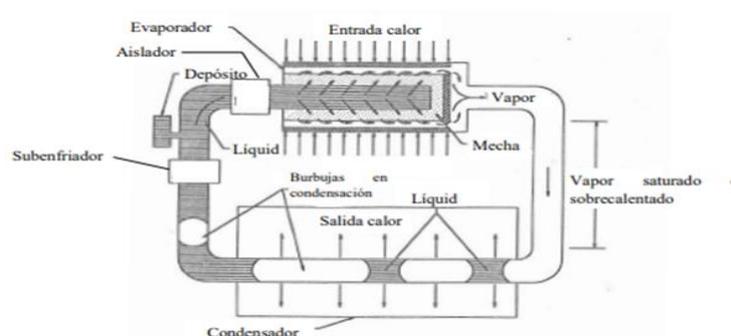


Nota. Tomado de (Tellería, 2010)

- **Tubo de calor de lazo:** Se trata de un sistema cerrado, el cuál parte del evaporador, el vapor viaja a través de un tubo estriado y se va condensando, después de pasar por el condensador y antes de llegar nuevamente al evaporador pasa por un subenfriador que elimina burbujas de vapor existentes, lo que lo vuelve más eficiente que los demás.

Figura 24

Esquema de un tubo de calor de lazo.

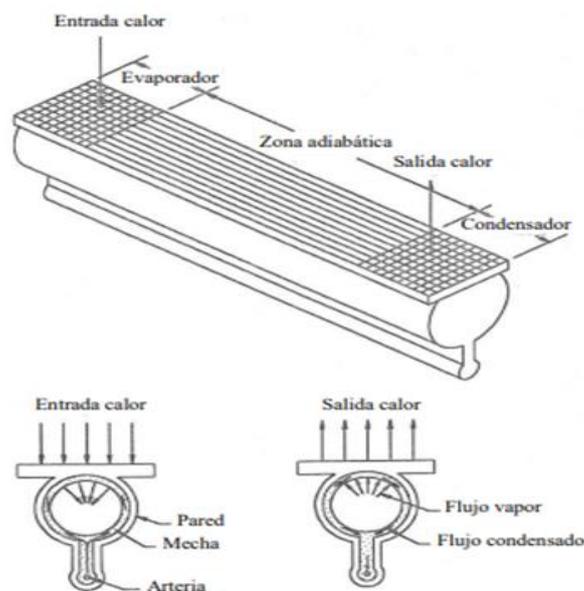


Nota. Tomado de (Tellería, 2010)

- **Tubo de calor por arteria:** Como su nombre lo indica, el tubo está compuesto de canales o arterias, por donde viajan los fluidos y se reduce la posibilidad de fuerzas cortantes entre los mismos. La transferencia de calor se da en la superficie superior del tubo. Este modelo se ha propuesto para enfriadores espaciales.

Figura 25

Representación de un tubo de calor de arteria



Nota. Tomado de (Tellería, 2010)

2.9. Nanopartículas

Se conoce como nanopartículas a partículas microscópicas cuyo tamaño está en el orden de entre uno y cien nanómetros, existe una gran variedad de nanopartículas y se utilizan generalmente en aplicaciones térmicas pues tienen la capacidad de aumentar la transferencia de calor en los mecanismos de convección y de conducción.

Para utilizar las nanopartículas se debe tener en cuenta que estas necesitan de un fluido base, como por ejemplo agua destilada, o una solución de agua con etilenglicol, los cuales son los más comunes, por consiguiente, se añade una determinada fracción de

nanopartículas al fluido base, al resultado de esto se lo conoce como nanofluido; en algunos casos se agrega una pequeña fracción de sulfato de sodio con la finalidad de estabilizar las nanopartículas.

Existen diferentes tipos de nanofluidos, y esto dependerá directamente del tipo de nanopartículas y del tipo de fluido base que se utilicen para su preparación, en la figura 26 se enlistan los tipos de nanopartículas más comunes y utilizados en la industria.

Figura 26

Tipos de nanopartículas más comunes

Puro metal	Óxidos metálicos	Carburo
Al	Al ₂ O ₃	Diamante
Cu	CuO	Grafito
Fe	Fe ₂ O ₃ , Fe ₃ O ₄	Nanotubo de pared simple
Ag	Ag ₂ O	Nanotubos multipared
Zn	ZnO	
Ti	TiO ₂	

Nota. Tomado de (IMDEA, 2016)

El método más utilizado para la preparación de nanofluidos es el método del agitador magnético, el cual consiste en dispersar las nanopartículas en el fluido base a partir de un agitador magnético, este agitador se encarga de dispersar adecuadamente las nanopartículas a través de una agitación intensiva.

Las principales aplicaciones de los nanofluidos son las siguientes:

- Refrigeración de dispositivos electrónicos
- Intercambiadores de calor
- Sistemas de energía solar
- Refrigerante de transformadores

- Enfriamiento en sistemas de energía nuclear
- Fluido refrigerante en generadores eléctricos

2.9.1. Nanopartículas de aplicación

- **Oxido de aluminio (Al_2O_3)**

El óxido de aluminio es un material que tiene una amplia variedad de aplicaciones, como por ejemplo en materiales refractarios, herramientas de corte e incluso materiales abrasivos. El óxido de aluminio se encuentra en la naturaleza como un material metamórfico y se produce como tal de manera artificial a través de procesos de transformación a altas temperaturas. (Gusman, 2014)

A continuación, se expresan algunas de sus propiedades físicas y químicas más relevantes.

- Masa molar: $101,6 \text{ g/mol}$
- Densidad: $3,798 \text{ g/cm}^3$
- Conductividad térmica: $300 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$

Principales usos y aplicaciones:

- Catalizador
 - Microbicida
 - Aislante eléctrico
 - Abrasivo
 - Deshumificador de gases
 - Transferencia de calor
- **Óxido de cobre (CuO)**

El óxido de cobre es un óxido de tipo metálico que se encuentra en la superficie terrestre, se lo puede identificar claramente por su apariencia de polvo negro y es un

material ampliamente utilizado en aplicaciones de transferencia de calor debido a su gran conductividad térmica. (Aguilar, 2019)

Sus principales propiedades físicas y químicas son:

- Masa molar: $143,1 \text{ g/mol}$
- Densidad: 6 g/cm^3
- Conductividad térmica: $400 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$

Principales usos y aplicaciones

- Pigmentación
- Producción de compuestos de cupramonio
- Fungicida
- Material semiconductor
- Plaguicidas agrícolas
- Aplicaciones de transferencia de calor en general
- **Nanotubos de carbono**

Los nanotubos de carbono son al igual que otros materiales, alótropos de carbono, es decir una forma diferente de este elemento químico, en el mismo estado físico, pero con diferencias en sus propiedades, además una de sus diferencias más marcadas es la de su geometría interna., y se encuentran cubiertos por varias capas de grafito y los vuelve especialmente útiles para ciertas aplicaciones. (Andrade, López, & Saénz, 2012)

Sus principales propiedades físicas y químicas se exponen a continuación.

- Masa molar: $120,7 \text{ g/mol}$
- Densidad: $1,40 \text{ g/cm}^3$
- Conductividad térmica: $1000 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$

Principales usos y aplicaciones

- Interfaces térmicas
- Interconexiones eléctricas
- Baterías
- Células solares
- Filtros de agua
- Supercapacitores
- Intercambiadores de calor

Capítulo III

Metodología

Existe una metodología de diseño e incluso softwares como ASPEN HYSYS para el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza, de placas, entre otros; sin embargo, para este tipo de intercambiadores bifásicos y con tubos aletados, no se ha evidenciado ninguna normativa o estándar de dominio público para el diseño de los mismos.

Por las razones mencionadas se establece una metodología experimental para el cálculo de la eficiencia y la transferencia de calor.

Existe dos enfoques principales para el diseño de IC:

1. Método *LMTD*, Modelo de temperaturas media logarítmica: Este modelo basado en el cálculo de la diferencia media de temperaturas logarítmica no es aplicable para intercambiadores de calor de múltiple paso o de flujo cruzado, por lo que se descarta su uso. (Jaramillo, 2007)
2. Método $\epsilon - NTU$, Modelo de efectividad – número de unidades de transferencia: Este modelo está basado en la relación entre la transferencia de calor real en un IC, y la transferencia de calor que se habría existido en un IC de superficie infinita,

en donde la temperatura de salida del fluido de baja temperatura, sería igual a la temperatura de entrada del fluido de alta temperatura. (Jaramillo, 2007)

En el presente proyecto se aplicará el método $\varepsilon - NTU$ como metodología de cálculo.

3.1. Criterios de diseño

Los parámetros considerados importantes para el diseño tanto mecánico como térmico del intercambiador de calor son:

- Tipo de Arreglo de tubos.
- Cantidad de tubos.
- Distancia entre tubos.
- Dimensiones de los tubos.
- Temperatura de entrada zona evaporador.
- Número de tubos en la primera y última hilera.
- Composiciones de nanopartículas.
- Ángulo de rotación del intercambiador.

3.2. Diseño térmico

Para el diseño térmico del intercambiador de calor se plantean las siguientes etapas de diseño con sus respectivas subetapas.

- I. Obtención de variables iniciales.
 - Caracterización de los flujos (aire caliente y aire frío).
 - Preparación del fluido de trabajo.
 - Preparación de nanopartículas.
 - Selección del caloducto.
- II. Determinación de las capacidades caloríficas
 - Cálculo de las capacidades caloríficas en el evaporador y condensador.

- Cálculo del rendimiento térmico.

III. Determinación de efectividad del intercambiador.

- Cálculo de la superficie de transferencia de calor en el evaporador y condensador.
- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador y condensador.
- Cálculo de la efectividad del IC.
- Cálculo de la transferencia de calor en el intercambiador.

3.3. Diseño mecánico

I. Del intercambiador

- Definir los elementos, materiales, herramientas y procesos para la construcción.

II. De la instalación

- Verificar las dimensiones de los ventiladores para acoplar las entradas de aire.

III. Análisis económico

3.4. Obtención de las variables iniciales

Para el diseño de intercambiadores de calor, por lo general es necesario conocer las temperaturas de entrada de los fluidos de trabajo, y las temperaturas a las que se desea llegar.

Con este par de datos se puede determinar el diámetro, largo y número de tubos en caso de que se diseñe un IC multitubos; sin embargo, al tratarse de un tipo de IC experimental, las temperaturas, tanto de entrada como de salida serán medidas.

Así también se debe caracterizar los fluidos de trabajo, en cuanto a sus propiedades termofísicas.

3.4.1. Caracterización del flujo

Es necesario realizar una buena caracterización de los flujos de entrada, ya que de esto dependerán los cálculos de diseño posteriores.

Se deben conocer principalmente las temperaturas a las que entran al IC, así como las presiones, por ello se deben disponer de buenos instrumentos de medida y realizar lecturas de forma correcta.

También, es necesario tener en cuenta el límite de secado, que delimitará la T_{max} de entrada.

3.4.2. Preparación del fluido de trabajo

Para la preparación de los nanofluidos se deben tener en cuenta varios parámetros tales como el volumen de llenado en la sección del evaporador, lo cual nos indicará la cantidad de agua destilada que se debe utilizar como fluido base.

También, la composición que debe tener el nanofluido, lo cual consiste básicamente en un cierto porcentaje de nanopartículas que deben agregarse junto con un siempre constante 5% de etilenglicol, formando así la solución a la que se conoce como nanofluido.

Por tanto, se puede decir que el primer paso y requerimiento para poder preparar los nanofluidos es determinar la cantidad de agua destilada necesaria para un tubo del intercambiador de calor, considerando que se trabaja al cien por ciento de la capacidad del evaporador.

Como segundo paso se debe obtener la cantidad de nanopartículas que deben agregarse en un tubo del intercambiador, para esto se deben tener en cuenta las diferentes composiciones con las que se van a trabajar.

La cantidad de nanopartículas por cada tubo se obtiene de la multiplicación de la cantidad de agua para cada tubo por las diferentes composiciones.

Considerando que se requiere hallar la cantidad total de todos los componentes, es decir la cantidad necesaria de cada uno de ellos para todos los tubos (22) del intercambiador

de calor, se multiplica los valores obtenidos previamente para un solo tubo por el número de tubos (22) determinando así la cantidad total necesaria de agua destilada, etilenglicol y nanopartículas para las diferentes composiciones.

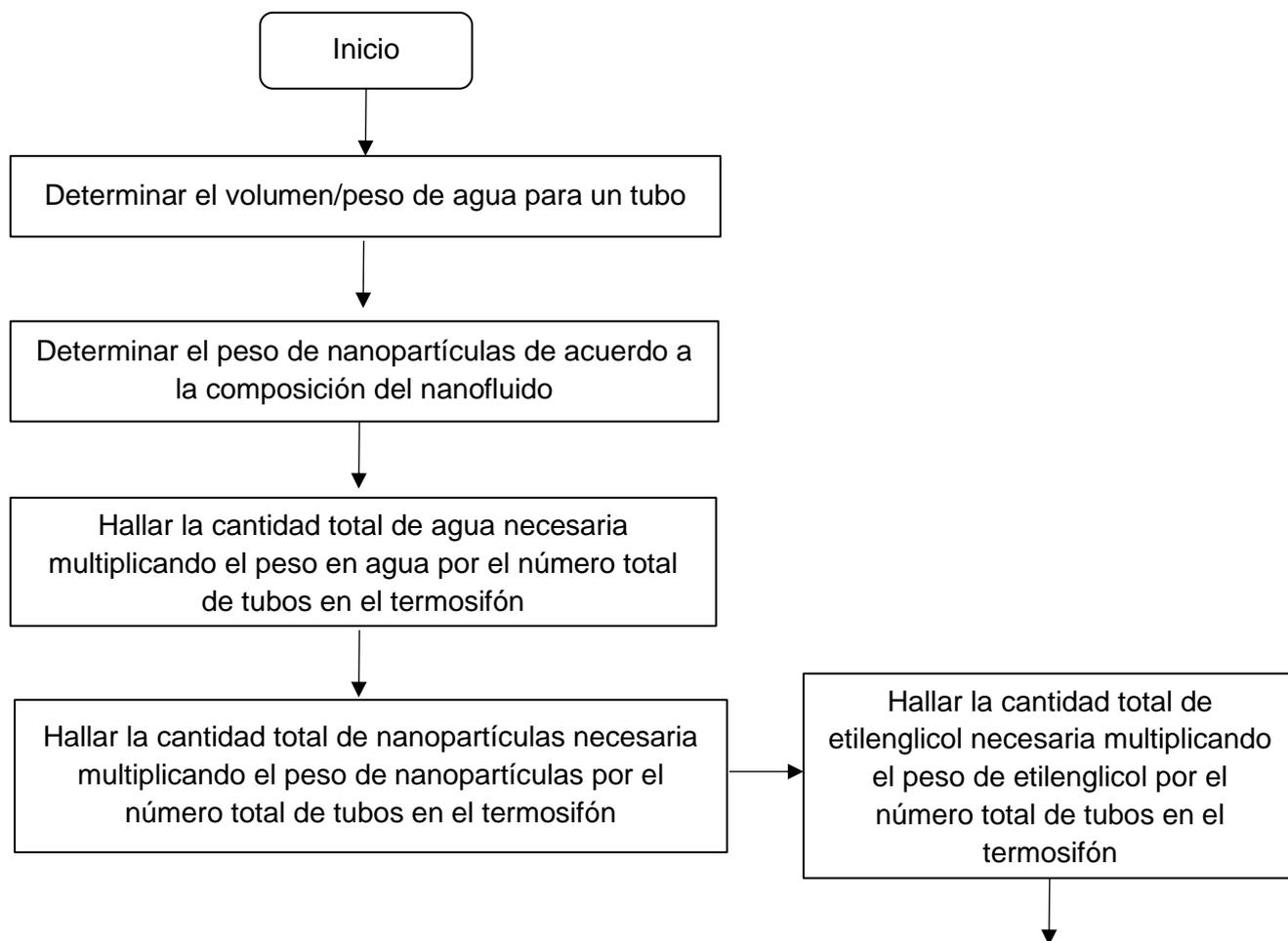
A continuación, deben prepararse las mezclas considerando las cantidades obtenidas para cada componente en cada composición.

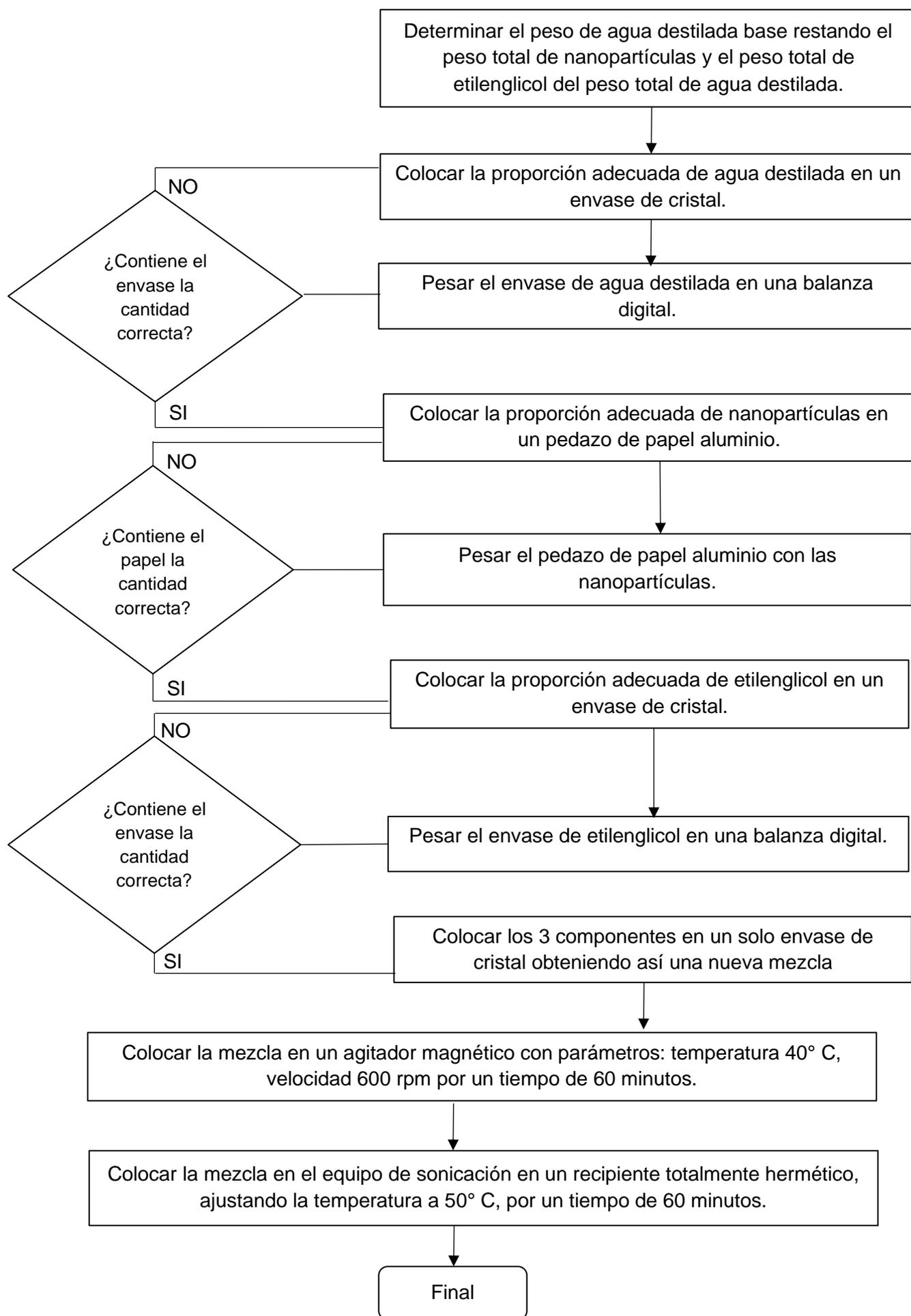
Todo el proceso de cálculo enunciado en esta sección se desarrollará de manera completa y detallada en el capítulo 4 de este documento.

Finalmente, para terminar con el proceso de preparación de un nanofluido, la solución obtenida debe someterse a un proceso de agitación magnética con el fin de aumentar la homogeneidad de la mezcla, por lo que la mezcla se coloca en un agitador magnético durante un tiempo aproximado de 60 minutos, a una temperatura de 40°C y una velocidad de rotación de 60 rpm.

Posteriormente se somete la mezcla a un proceso de sonicación con la finalidad de que la homogeneidad conseguida se mantenga durante un mayor periodo de tiempo con el fin de que la misma se mantenga hasta realizar los respectivos ensayos.

3.4.2.1. Representación del proceso de preparación de nanofluidos a través de un flujograma





3.4.4. Selección del tipo de caloducto

La selección del tipo de caloducto, dependerá principalmente del tipo del funcionamiento y aplicación que se requiera, como ya se repasó, existen varios tipos de caloductos, con aplicaciones diferentes.

3.5. Determinación de las capacidades caloríficas.

A partir del método $\varepsilon - NTU$, se definen C_e y C_c , que son las capacidades caloríficas de las corrientes de fluido en las secciones del evaporador y condensador respectivamente.

3.5.1. Cálculo de las capacidades caloríficas en el evaporador y condensador.

Las ecuaciones para el cálculo de las capacidades caloríficas son muy sencillas:

$$C_e = (\dot{m} C_p)_e$$

$$C_c = (\dot{m} C_p)_c$$

Donde:

- C_e es la capacidad calorífica en el evaporador
- C_c es la capacidad calorífica en el condensador

Donde el flujo másico \dot{m} , puede ser determinado mediante:

$$\dot{m} = \rho V (N_T S_T L)$$

Para ambas zonas.

3.5.1. Cálculo del rendimiento térmico.

El rendimiento térmico "THE", permitirá anticipar en que, medida la transferencia de calor en el IC real, se acerca a la de un IC de superficie infinita, además sirve para las posteriores limitaciones para el uso de las correlaciones. (Zare Aliabadi, 2008)

$$\frac{C_e}{C_c} = \frac{(\dot{m} C_p)_e}{(\dot{m} C_p)_c} = C^*$$

El valor de esta relación suele estar entre los valores de 0 y 1 ($0 \leq C^* \leq 1$).

3.6. Determinación de la eficiencia en el intercambiador

Los Intercambiadores de calor de termosifón, se basan en la ecuación de transferencia de calor obtenida por un balance de energía en el IC:

$$Q = U \eta S (\Delta T)$$

Donde:

- U es el coeficiente global de transferencia de calor
- η es la eficacia global de la superficie, donde si no se conoce este valor, se lo puede asumir como 1.
- S es la superficie de transferencia
- ΔT es la diferencia de temperaturas (Lado caliente menos lado frío)

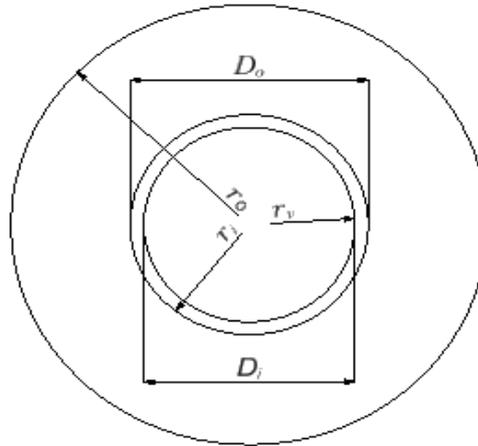
Cabe destacar que en esta ecuación y en las que se desarrollarán a continuación, no tienen subíndices, ya que, para ambas zonas, el modelo es el mismo.

3.6.1. Cálculo de la superficie de transferencia de calor en el evaporador y condensador.

En el presente estudio es importante analizar la superficie de transferencia externa, que es por donde el aire cede calor al fluido de trabajo en el interior de los tubos.

Figura 27

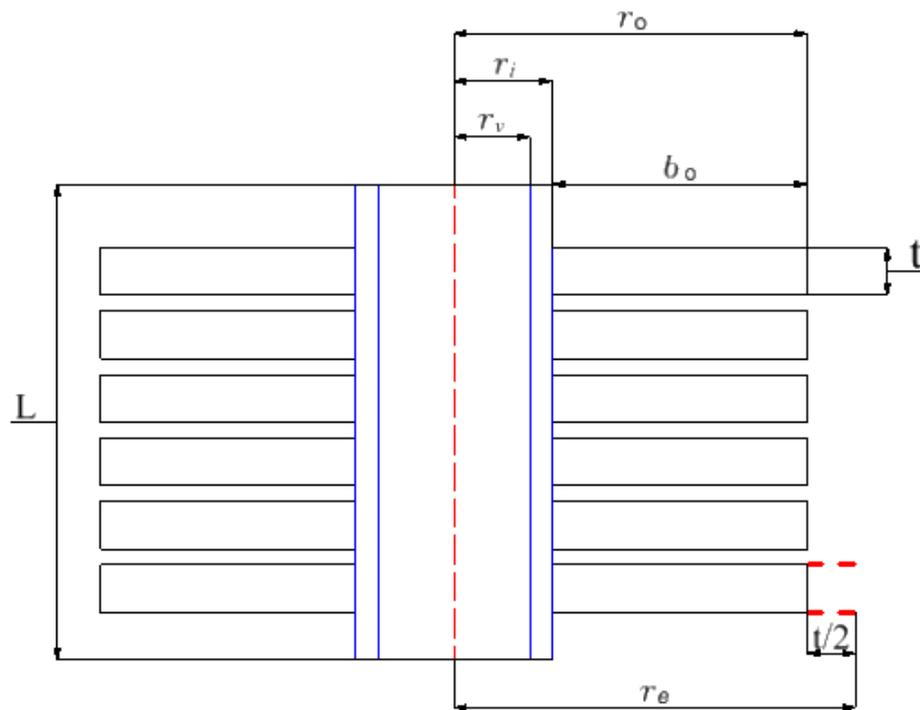
Esquema de sección transversal, vista superior de un tubo con aleta anular



Y con una sección anular como se muestra:

Figura 28

Esquema de la sección anular de un tubo aletado



Se pueden dividir en dos; un área primaria, que corresponda a la superficie de contacto del tubo y un área expuesta que es el área de las aletas, pero éstas poseen un

espesor que, si se extiende la mitad a cada cara de la aleta, forma un radio mayor a r_o , en este caso r_e , como se muestra en la figura, a partir de esto, se tiene que:

$$S_b = 2 \pi (r_i)(L - N_A t)$$

$$S_g = 2 \pi (r_e^2 - r_i^2)$$

Donde:

- S_b es la superficie de contacto del tubo
- S_g es la superficie expuesta de las aletas
- N_A es el número de aletas en la longitud de tubo estudiada.

Y el área final para un tubo es la suma de ambas; pero se deben considerar todos los tubos, entonces:

$$S = N_T [2 \pi (r_i)(L - N_A t) + N_A 2 \pi (r_e^2 - r_i^2)]$$

La eficacia global de la superficie, relaciona la superficie básica del tubo con la superficie de operación aletada, la cual tiene su propia eficacia η_f ; se puede considerar que:

$$\eta_o = 1 - \frac{S_f}{S} (1 - \eta_f)$$

Además S_f viene dada por la siguiente expresión:

$$S_f = 2 n b_o L$$

Donde:

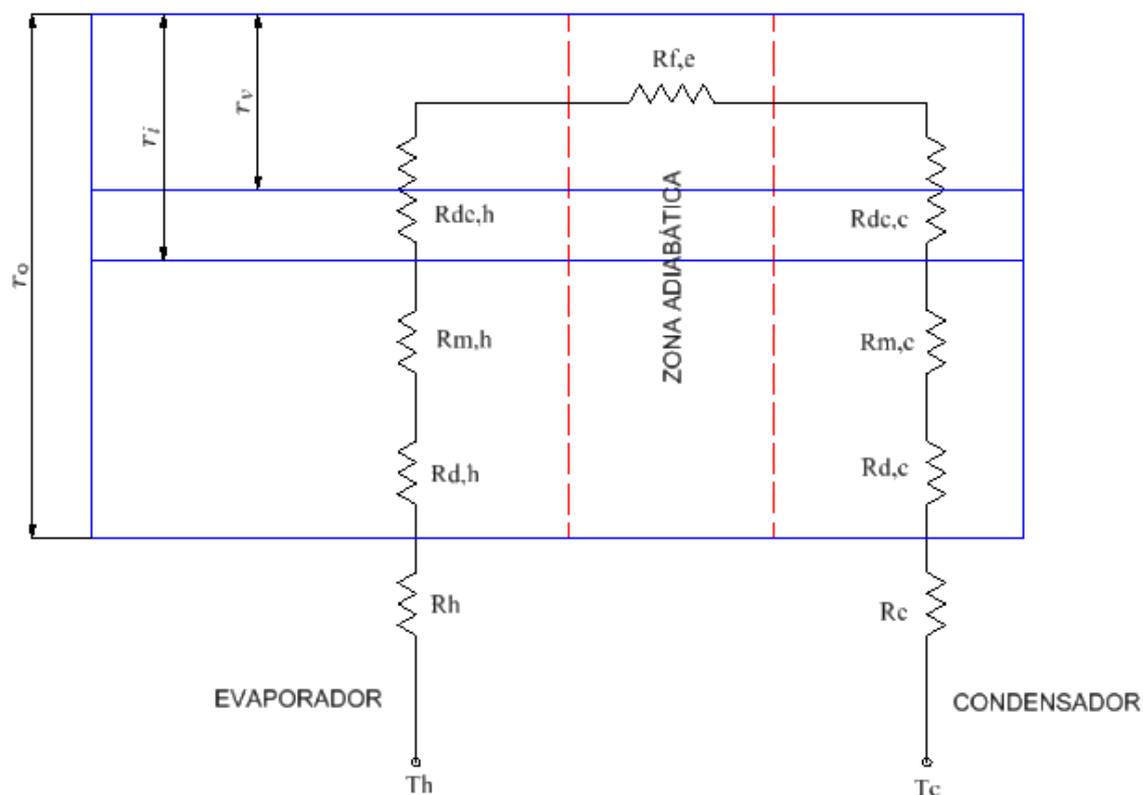
- η_o es la eficiencia global de las aletas
- S_f es el área asociada a la superficie de la aleta
- S es el área final para la transferencia de calor
- η_f es la eficiencia de una aleta

3.6.2. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador y condensador.

Para el cálculo del coeficiente global de TC, es necesario conocer todas las resistencias existentes en el circuito térmico, considerando el siguiente circuito para el modelo presentado, se tienen las siguientes resistencias:

Figura 29

Circuito de resistencias térmicas en el termosifón



Del circuito presentado, para el experimento, se consideran las resistencias de ensuciamiento debido a la corrosión y suciedad ($R_d; R_{dc}$), como despreciables. Sucede lo contrario en la zona adiabática, donde la resistencia tiende a ser infinita.

El coeficiente global de transferencia de calor será:

$$U = \frac{1}{S (\sum R)}$$

$$R_h = \frac{1}{h_h \eta_{o,h} S_h}$$

$$R_{m,h} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi K_m L_e}$$

$$R_c = \frac{1}{h_c \eta_{o,c} S_c}$$

$$R_{m,c} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi K_m L_c}$$

$$U = \frac{1}{S \left[\frac{1}{h_h \eta_{o,h} S_h} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi K_m L_e} + \frac{1}{h_c \eta_{o,c} S_c} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi K_m L_c} \right]}$$

- Para el lado caliente:

$$U_h = \frac{1}{S_h \left[\frac{1}{h_h \eta_{o,h} S_h} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi K_m L_e} \right]}$$

- Para el lado frío:

$$U_c = \frac{1}{S_c \left[\frac{1}{h_c \eta_{o,c} S_c} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi K_m L_h} \right]}$$

Donde:

- U es el coeficiente global de transferencia de calor
- R_h es la resistencia convectiva en el lado caliente
- $R_{m,h}$ es la resistencia conductiva en el lado caliente
- R_c es la resistencia convectiva en el lado frío
- $R_{m,c}$ es la resistencia conductiva en el lado frío

3.6.3. Cálculo de la eficiencia o efectividad del IC.

Como ya se mencionó, este método, relaciona la transferencia de calor en el IC real, con uno de superficie infinita, es decir:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{C_e(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,out} - T_{c,in})}$$

Donde:

- ε es la efectividad del IC
- Q_{max} es la máxima transferencia de calor teórica
- C_{min} es la menor capacidad calorífica entre la del evaporador y la del condensador
- $T_{h,in}$ es la temperatura a la entrada del evaporador
- $T_{h,out}$ es la temperatura a la salida del evaporador
- $T_{c,in}$ es la temperatura a la entrada del condensador
- $T_{c,out}$ es la temperatura a la salida del condensador

Desarrollando y relacionando las capacidades caloríficas, se tiene:

- Si $C_e < C_c$

$$\varepsilon = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,out} - T_{c,in}}$$

- Si $C_e > C_c$

$$\varepsilon = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

Cuando existe un cambio de fase, como es el caso, la capacidad calorífica máxima, es mucho mayor a la mínima, tanto que al rendimiento tiende a cero; en estos casos se usa:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$$

Donde:

$$NTU = \frac{U * S}{C_{min}}$$

Donde:

- NTU se define como las unidades térmicas normales del sistema

Estas correlaciones se usan cuando se tiene una sola fila de tubos, cuando se tienen más filas, se puede usar:

$$\varepsilon_n = 1 - (\varepsilon)^n$$

La efectividad general del intercambiador de calor se obtiene con las correlaciones:

- Si $C_e > C_c$

$$\varepsilon_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{en}}\right) + \left(\frac{C_c}{C_e}/\varepsilon_n\right)}$$

- Si $C_e < C_c$

$$\varepsilon_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{en}}\right) + \left(\frac{C_e}{C_c}/\varepsilon_n\right)}$$

3.6.4. Cálculo de la transferencia de calor en el intercambiador.

Como se mencionó al inicio del apartado 3.6., los Intercambiadores de calor de termosifón, se basan en la ecuación de transferencia de:

$$Q = U \eta S (\Delta T)$$

Como ya se tienen todos los datos, se calcula la TC para cada zona del IC de termosifón.

3.7. Diseño mecánico del intercambiador

El diseño mecánico del intercambiador consiste en definir los materiales a usar, y los procesos para llegar a obtener un equipo óptimo, haciendo uso de herramientas adecuadas.

Los factores que se consideran son:

- Facilidad de manufactura
- Peso total del equipo
- Facilidad de ensamble

- Propiedades físicas y térmicas
- Accesibilidad para mantenimiento
- Costo

3.8. Diseño mecánico de la instalación

Para determinar el tipo de instalación se debe conocer cuáles son las fuentes de energía, si se trata de ventiladores, se debe dimensionar las salidas de las toberas de los mismos y realizar un diseño que sea de fácil acople y montaje.

También no debe causar ninguna interferencia con los equipos existentes, para no causar defectos en su funcionamiento; entonces los factores considerados son:

- Dimensiones de las fuentes de energía (Ventiladores).
- Accesibilidad
- Facilidad de montaje, acoplamiento y limpieza

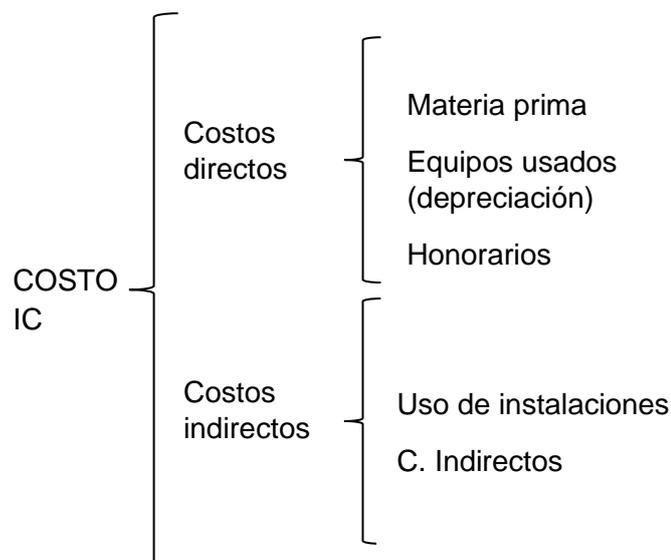
3.9. Análisis económico

Se debe analizar tanto costos directos como indirectos para la construcción del IC, teniendo en cuenta que para la misma se hacen uso de máquinas y herramientas.

Para el presente proyecto, los costos considerados son:

Figura 30

Estructura básica de costos para el proyecto



Capítulo IV

Aplicación de la metodología

En este capítulo se desarrollan los puntos enunciados en el Capítulo III, para establecer sobre todo la construcción e instalación del IC, preparación del fluido de trabajo y funcionamiento del equipo.

4.1. Selección del caloducto

El primer paso para comenzar con el diseño mecánico consiste en la selección del tipo de caloducto, ya que se debe tener en cuenta que existen diferentes tipos con ventajas sobre otros y distintas aplicaciones.

Los caloductos tienen diferentes características que los hacen únicos entre cada uno, principalmente asociadas a su geometría y tamaño, mismas que dependerán de varios factores tales como la aplicación a la que está destinado el caloducto, los fluidos con los que se va a trabajar, entre otros.

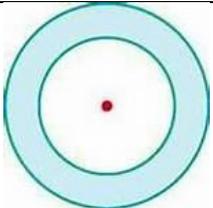
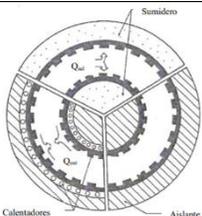
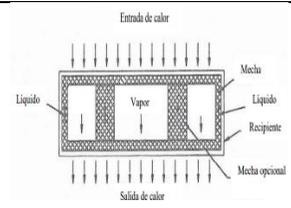
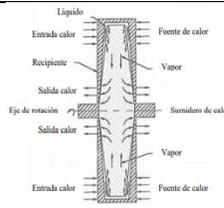
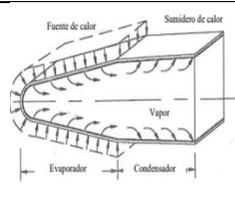
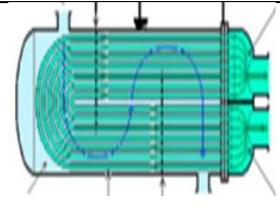
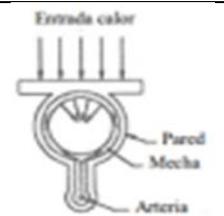
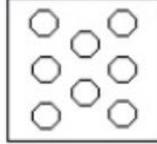
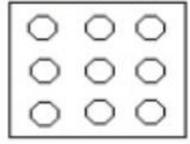
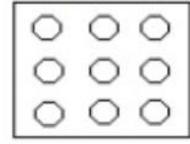
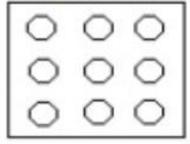
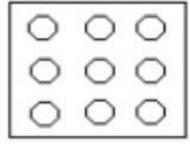
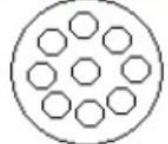
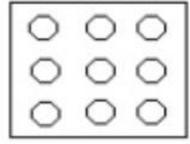
A continuación, se enumeran los principales parámetros que deben tenerse en cuenta.

- Sección de la tubería de paso
- Arreglo o disposición de los elementos de circulación de los fluidos
- Forma geométrica del caloducto
- Versatilidad de aplicación
- Costo de fabricación
- Tiempo de fabricación
- Relación de beneficio/costo
- Eficiencia máxima que puede alcanzar

A continuación, se presenta una matriz de selección del caloducto para el presente proyecto y se explica las razones para haber seleccionado uno de ellos.

Tabla 1

Matriz de selección de caloducto

Variable	Termosifón bifásico aletado	Tubo de calor anular	Tubo de calor plano	Tubo de calor giratorio	Tubo de calor de borde de ataque	Tubo de calor de lazo	Tubo de calor por arteria
Sección de transferencia							
Geometría de sección transversal	Circular	Anular	Rectangular	Tubo multisección	Cuadrada	Circular	Circular
Costo de fabricación	Bajo	Bajo	Bajo	Medio	Medio	Alto	Alto
Arreglo de los conductos de transporte	ESCALONADO 	ALINEADA 	ALINEADA 	ALINEADA 	ALINEADA 	CIRCULAR O RADIAL 	ALINEADA 
Relación eficiencia-costo	Alta	Alta	Media	Media	Media	Media	Media
Aplicación	Plantas de vapor y transformación de energía Sistemas de refrigeración	Refrigeración de procesos químicos Enfriamiento de aceites	Refrigeración de componentes electrónicos	Intercooler en bombas de calor Refrigeración de gases a altas temperaturas	Industria aeroespacial (alas de aviones supersónicos)	Enfriamiento de fluidos de trabajo Enfriamiento de agua en plantas de producción	Enfriadores espaciales

Con lo establecido en la matriz de selección, se ha decidido elegir un caloducto de termosifón bifásico aletado, esto debido a que su eficiencia es bastante aceptable frente a su relativo bajo costo y facilidad de fabricación, además de que es extremadamente útil y compatible para la aplicación pretendida en este proyecto.

4.2. Diseño mecánico

El proceso de diseño mecánico y de construcción del intercambiador de calor consiste en varias etapas con diferentes actividades que se llevaron a cabo de manera secuencial, a continuación, se expone dicho proceso.

Tabla 2

Actividades de diseño mecánico

Actividad	Descripción	Ilustración
Corte, perforación y doblado de las 4 paredes del intercambiador de calor acorde al diseño establecido	Se cortan las 4 paredes de una plancha de acero galvanizado siguiendo las medidas establecidas a través de una cizalla y se doblan en la plegadora con el fin de obtener las pestañas de unión.	<p style="text-align: center;">Figura 31</p> <p style="text-align: center;"><i>Paredes del intercambiador de calor</i></p> 

Figura 32*Tubos cortados*

Corte de los tubos de cobre aletados a una distancia de 50 centímetros

Con el fin de obtener los 22 tubos necesarios se cortan los 11 tubos adquiridos a la mitad de su longitud (50 cm)

**Figura 33***Soldadura de aletas de los tubos*

Soldadura oxiacetilénica de las aletas en los extremos de los tubos

Con la finalidad de fijar las aletas al cuerpo del tubo, estas se sueldan en los extremos con varillas de plata al 15% como material de aporte.

**Figura 34***Prueba de empernado de paredes*

Prueba de empernado de las paredes

Se colocan los pernos según el diseño del intercambiador con la finalidad de verificar que todas las paredes cierren adecuadamente



Colocación de los accesorios de cobre (tapas y accesorios roscados)

Los accesorios de cobre se colocan en los 22 tubos a través de soldadura de varillas de plata al 15% y adicionalmente se sellan con ayuda de silicona para metales

Figura 35

Tubos con accesorios de cobre



Colocación de pared inferior y paso de tubos a través de placas de separación de madera

Esta actividad consiste en colocar la pared inferior de acuerdo a la disposición previa y del paso de los tubos a través de las placas de separación con el fin de generar las secciones del evaporador y condensador.

Figura 36

Colocación de paredes y placas de separación



Colocación de espuma aislante en la región intermedia

Se colocó espuma de poliuretano aislante con el fin de generar una región adiabática que no permita el paso de calor entre las regiones de evaporador y condensador.

Figura 37

Colocación de espuma aislante

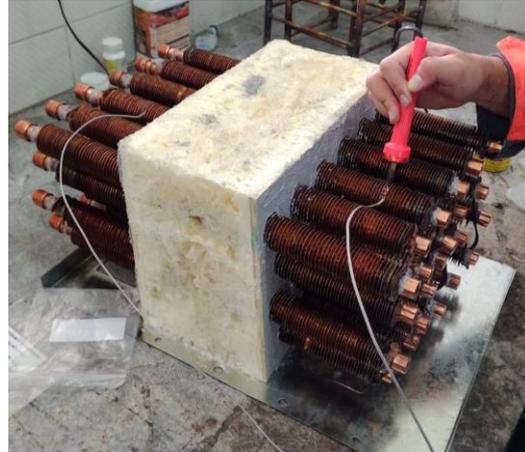


Soldadura de termocuplas en los tubos

Con el fin de poder medir las temperaturas de interés, se sueldan 6 termocuplas estratégicamente ubicadas para la medición de temperaturas.

Figura 38

Soldadura de termocuplas en los tubos



Cierre completo del intercambiador de calor

Una vez que se han desarrollado las diferentes actividades en la zona interna del intercambiador de calor, se procede a cerrarlo completamente ubicando entonces las 4 paredes en sus posiciones respectivas; colocando empaques para asegurar estanqueidad y evitar fugas en el IC.

Figura 39

Intercambiador de calor cerrado



Construcción de estructura de soporte

Se fabricó una estructura de soporte a partir de tubo cuadrado, la cual consta de 4 patas regulables y rotatorias en las cuales se asentará el IC.

Figura 40

Estructura de soporte



Figura 41*Ranuras de entrada y salida*

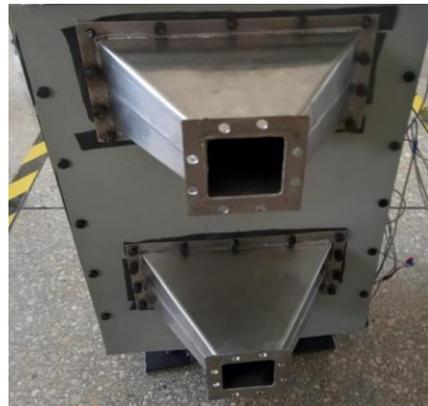
Corte de ranuras para entrada y salida de aire frío y caliente

Se realizaron los cortes de las ranuras de ingreso y salida de aire caliente y aire frío respectivamente.

**Figura 42***Toberas de paso de aire*

Colocación de las toberas de paso de aire

Se colocó una tobera en cada una de las 4 ranuras cortadas en el paso anterior con el fin de generar el cambio de sección necesario para acoplarse con los ductos de los ventiladores.



Colocación de las
tapa superior e
inferior

Para conseguir sellar completamente el IC., se colocan las tapas superior e inferior y adicionalmente se sellan los espacios con silicona para metales con el fin de evitar fugas.

Figura 43

Colocación de tapa superior e inferior



Pintado del IC.

Se pinta el intercambiador de calor con aerosol de color negro.

Figura 44

Intercambiador de calor pintado



4.3. Diseño de la instalación

Con la finalidad de realizar las mediciones de temperatura, presión y velocidad que se requieren para el estudio experimental de la efectividad térmica del IC., tipo termosifón, se conectó el mismo a dos ductos, uno a través del cual circula aire caliente y por el otro, aire frío, a continuación, se detallan las dos actividades clave para poder lograrlo.

Tabla 3*Actividades del diseño de la instalación*

Actividad	Descripción	Ilustración Figura 45
Fabricación de toberas en acero inoxidable para unión de secciones intercambiador – ductos.	Como primera medida para desarrollar la instalación, se fabricaron toberas con el cambio de sección adecuado para poder conectar el intercambiador de calor con los ductos.	<p data-bbox="855 416 1353 443"><i>Unión de secciones mediante toberas</i></p> 

Figura 46*Acoples circulares*

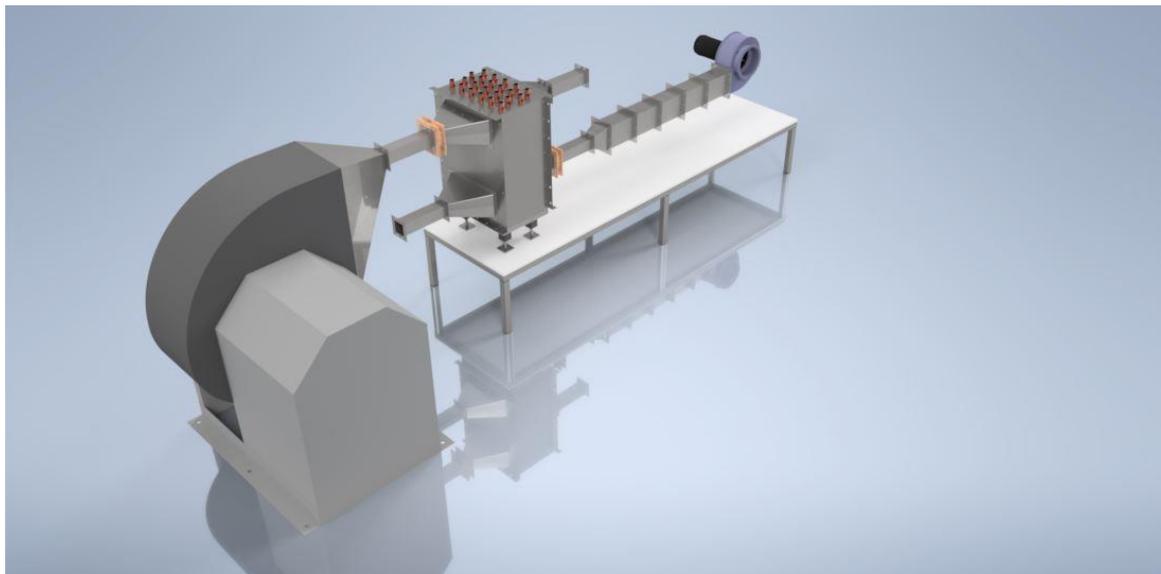
Fabricación de acoples circulares en material MDF	Adicionalmente para poder mantener la unión de las diferentes secciones a pesar del giro del intercambiador de calor, se diseñaron y fabricaron acoples circulares rotatorios	
---	---	--

Nota: Revisar los planos del diseño mecánico e instalación en la sección de Apéndices.

Adicionalmente se realizó el diseño de la instalación completa a través del software CAD de diseño, Autodesk Inventor, tal como se muestra en la figura 47.

Figura 47

Modelado del diseño mecánico del IC y de la instalación en el Software Inventor.



4.4. Caracterización de los flujos (aire caliente y aire frío)

Es importante caracterizar el comportamiento de los flujos de aire caliente y aire frío para realizar en análisis térmico en el IC y para comprender el funcionamiento del mismo.

Las temperaturas de interés para el estudio térmico, son principalmente las de entrada y salida del IC tanto en el evaporador como en el condensador, ya que, a partir de estos, se determinarán las capacidades caloríficas y por consiguiente el resto de parámetros térmicos que se requieren

Una vez realizadas las mediciones se pudo tabular toda la información necesaria.

A continuación, como ejemplo de tabulación de datos, se presentan en las tablas 4, 5 y 6, el comportamiento de las temperaturas en las mediciones efectuadas para las nanopartículas de óxido de aluminio, óxido de cobre y nanotubos de carbono respectivamente.

Tabla 4

Comportamiento de temperaturas en medición a 45°, óxido de aluminio

45°							
Th_i	T_1	T_2	Th_o	Tc_i	T_3	T_4	Tc_o
98,50	83,25	86,75	91,50	17	39	34,25	24,75

Tabla 5

Comportamiento de temperaturas en medición a 75°, óxido de cobre

75°							
Th_i	T_1	T_2	Th_o	Tc_i	T_3	T_4	Tc_o
101,25	83,75	88,5	94,50	15,5	38,75	33,25	24,5

Tabla 6

Comportamiento de temperaturas en medición a 90°, nanotubos de carbono

90°							
Th_i	T_1	T_2	Th_o	Tc_i	T_3	T_4	Tc_o
100,5	82,5	87,5	91	13,75	40,5	36,5	25,25

Así también se realizó la medición tanto de la presión estática como de la presión dinámica a la entrada y a la salida tanto del evaporador como del condensador, en la tabla 7 se muestran los resultados.

Tabla 7

Mediciones de presión estática y dinámica

Descripción	Primera lectura	Segunda lectura	Tercera lectura	Cuarta lectura
Presión dinámica a la entrada del evaporador (mmH₂O)	20	24	25	25
Presión estática a la entrada del evaporador (mmH₂O)	18	20	22	22

Presión dinámica a la salida del evaporador (mm H2O)	4	4	4	4
Presión estática a la salida del evaporador (mmH2O)	6	6	6	6
Presión dinámica a la entrada del condensador (mm H2O)	14	14	14	14
Presión estática a la entrada del condensador (mmH2O)	18	18	20	20
Presión dinámica a la salida del condensador (mm H2O)	8	8	8	8
Presión estática a la salida del condensador (mmH2O)	1	1	1	1

Cabe recalcar que cada lectura se tomó en un intervalo de 5 minutos, hasta su estabilización, por medio de un manómetro de tubos, posteriormente con estos datos de mostrará la caída de presión existente en el IC; esta caída es aplicable para cada uno de los ensayos.

4.5. Preparación del fluido de trabajo

En el capítulo 3 se detallaron los diferentes pasos que deben seguirse para la preparación de los nanofluidos; en la presente sección se expone de manera detallada los cálculos realizados para la preparación de los nanofluidos en el presente proyecto.

El primer paso para la preparación de los nanofluidos consiste en calcular el volumen de agua destilada necesario, y se calcula de la siguiente manera:

$$V_{\text{agua destilada}} = A * l$$

Donde:

- A es el área de la sección transversal interna del tubo
- l es el 100% la longitud del tubo en la sección del evaporador

$$V_{\text{agua destilada}} = \pi * r_i^2 * l$$

$$V_{\text{agua destilada}} = \pi * \left(\frac{13,4}{2} \text{ mm}\right)^2 * 180 \text{ mm}$$

$$V_{\text{agua destilada}} = 25384,70 \text{ mm}^3 = 25,38 \text{ cm}^3 \approx 25 \text{ cm}^3$$

Este valor nos indica la cantidad de nanofluido que deberá agregarse a cada tubo es de 25 centímetros cúbicos, y recordando la densidad del agua destilada se puede también entender que la cantidad de nanofluido será de 25 gramos.

A partir de este valor se calculan las cantidades en gramos de cada nanopartícula que deberán agregarse para cada una de las composiciones.

- **Composición del 0,1%**

$$X = \frac{25 \text{ gr} \times 0,1}{100} = 0,025 \text{ gr}$$

- **Composición del 0,15%**

$$X = \frac{25 \text{ gr} \times 0,15}{100} = 0,0375 \text{ gr}$$

- **Composición del 0,5%**

$$X = \frac{25 \text{ gr} \times 0,5}{100} = 0,125 \text{ gr}$$

- **Composición del 1%**

$$X = \frac{25 \text{ gr} \times 1}{100} = 0,25 \text{ gr}$$

Estos valores nos indican que se deberán agregar 0,025 gramos de nanopartículas en la composición del 0,1%, así también 0,0375 gramos para la composición del 0,15%, una

cantidad de 0,125 gramos para la composición del 0,5% y finalmente 0,25 gramos para la composición de 1%.

Adicional a esto se debe calcular la cantidad de etilenglicol que se debe agregar a la solución, la cual se calcula de la siguiente manera:

$$X = \frac{25 \text{ cm}^3 \times 5}{100} = 1,25 \text{ cm}^3$$

Se obtiene que se debe agregar 1,25 gramos de etilenglicol en todos los casos independientemente de la composición del nanofluido.

El nanofluido debe prepararse considerando las cantidades totales necesarias para cubrir los requerimientos de todos los tubos (22) del termosifón, por lo cual el siguiente paso consiste en calcular la cantidad total de nanopartículas necesaria, por lo que se multiplica los resultados anteriores por el número de tubos que hay, obteniendo los siguientes resultados:

- Para la composición del 0,1% se necesitan 0,55 gramos de nanopartículas
- Para la composición del 0,15% se necesitan 0,825 gramos de nanopartículas
- Para la composición del 0,5% se necesitan 2,75 gramos de nanopartículas
- Para la composición del 1% se necesitan 5,5 gramos de nanopartículas

También se debe encontrar la cantidad total de etilenglicol necesaria para todos los tubos, por lo que siguiendo el procedimiento anterior se obtiene que se necesitan 27,5 gramos de etilenglicol.

Adicionalmente la cantidad de agua destilada total para todos los tubos sería de 550 gramos.

A continuación, en la tabla 1 se resumen todos los resultados obtenidos para los diferentes componentes y las diferentes composiciones de los nanofluidos.

Tabla 8

Cantidades para la preparación de los nanofluidos

Resultados obtenidos			
Cantidad de agua por tubo (ml)	Cantidad total de agua (ml)	Cantidad de etilenglicol por tubo (ml)	Cantidad total de etilenglicol (ml)
25	550	1,25	27,5
Composiciones	Cantidad total de nanopartículas (gr)		
0,10%	0,55		
0,15%	0,825		
0,50%	2,75		
1%	5,5		

4.6. Memoria de cálculo (diseño térmico)

En esta sección se presenta los resultados alcanzados una vez que se desarrollaron los cálculos según el procedimiento y ecuaciones establecidas en el capítulo 3.

A continuación, en la tabla de la Figura 48, se presentan todos los parámetros conocidos previo al cálculo, algunos de los cuales se han obtenido a partir de las mediciones efectuadas, y los demás se han obtenido a partir de tablas, y la metodología expuesta.

Figura 48

Parámetros conocidos

Variables conocidas	Valor
Número de tubos	22
Longitud de sección (m)	0,16
Velocidad evaporador (m/s)	17,5
Área evaporador (m ²)	1,4976614
Velocidad condensador (m/s)	14
Área condensador (m ²)	1,4976614
Temperatura entrada del evaporador (°K)	101,5
Temperatura salida del evaporador (°K)	93,5
Temperatura entrada del condensador (°K)	16,26
Temperatura salida del condensador (°K)	25,5
Cp del fluido caliente (J/Kg x °K)	1008,75
Cp del fluido frío (J/Kg x °K)	1007
Densidad del fluido en el evaporador (Kg/m ³)	0,9588
Densidad del fluido en el condensador (Kg/m ³)	1,204
Temperatura media del evaporador (°K)	97,5
Temperatura media del condensador (°K)	20,88
Distancia S_T del arreglo de tubos (m)	0,096
r_i (m)	0,00795
r_e (m)	0,01845
Número de aletas de sección	35
Espesor de aletas (m)	0,0005
Eficiencia de una aleta n_f	0,7
b_0	0,01
Conductividad térmica (W/m ² °K)	385
Viscosidad del fluido en evaporador	0,000022
Viscosidad del fluido en condensador	0,000018
ΔT_h	8
ΔT_c	9,24
Pr_h	0,7121
Pr_c	0,7309
Pr_s	0,69
C	0,26
m	0,6
n	0,37
Conductividad térmica del aire (evaporador)	0,0306
Conductividad térmica del aire (condensador)	0,0252
D_o (mm)	15,9
D_i (mm)	13,868

Para el valor de las capacidades caloríficas (C_p) se ha realizado una interpolación, calculo que se detalla posteriormente en el ejemplo de calculo que se presenta.

Es importante también destacar que los valores de las propiedades termofísicas restantes han sido tomados de las tablas para un valor de temperatura media, por lo que se mantienen constantes para todos los ensayos.

Para esto se han tomado los valores de la temperatura a la entrada y a la salida tanto del evaporador como del condensador.

Los parámetros r_i , r_e y b_0 se representan en la figura 28, y son parámetros geométricos del tubo de cobre aletado.

En la figura 49 observan los posibles valores de las constantes C , m y n , los cuales dependen del número de Reynolds.

Figura 49

Valores de las constantes de flujo

Re_D	C	m
1–40	0.75	0.4
40–1000	0.51	0.5
$10^3–2 \times 10^5$	0.26	0.6
$2 \times 10^5–10^6$	0.076	0.7

Nota: Tomado de (Incropera & De Witt, 2006)

Por consiguiente, se calculó previamente el número de Reynolds según lo que expone la ecuación 17.

Así también el número de Nusselt se calculó haciendo uso de la correlación de Zhukauskas, la cual se define en la ecuación 18.

Figura 50

Cálculo de números adimensionales y coeficiente de convección

Cálculo de coeficientes de convección					
Evaporador			Condensador		
Parámetro	Unidades	Valor	Parámetro	Unidades	Valor
Re	N/A	10659,091	Re	N/A	10422,222
Nu	N/A	60,321007	Nu	N/A	60,482427
h_h	(W/m ² *°K)	137,74797	h_c	(W/m ² *°K)	113,74307

Finalmente se calculan los parámetros del método NTU, detallado en el capítulo 3 de este trabajo, con la finalidad de hallar los valores de la efectividad térmica del termosifón y la transferencia de calor en el evaporador y en el condensador.

Figura 51

Parámetros calculados mediante el método NTU

Variable	Valor
\dot{m}_e	0,2577254
\dot{m}_c	0,2589082
C_e	260,00631
C_c	260,72052
C^*	0,9972606
S_b	0,0071179
S_g	0,0017416
S	1,4976614
S_f	0,112
n_o	0,977565
R_h	0,0049586
$R_{m,h}$	0,0003533
R_c	0,006005
$R_{m,c}$	0,0003533
U	57,214863
NTU	0,3295631
ϵ_1	0,2807621
ϵ_n	0,9937862
ϵ_o	0,5006718
Q_h (W)	257,06548
Q_c (W)	706,93008

Ejemplo de cálculo

Interpolación para C_p :

- En el evaporador

$$C_p = 1008 - \frac{(90 - 98.5) * (1008 - 1009)}{90 - 100} = 1008.5 \frac{J}{Kg * K}$$

- En el condensador

$$C_p = 1007 - \frac{(20 - 19.375) * (1007 - 1007)}{20 - 25} = 1007 \frac{J}{Kg * K}$$

$$\dot{m}_e = \rho_e * V * L * S_T = 0.9588 \frac{Kg}{m^3} * 17.5 \frac{m}{s} * 0.16 m * 0.096 m = 0.2577254 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_e = \rho_c * V * L * S_T = 1.204 \frac{Kg}{m^3} * 14 \frac{m}{s} * 0.16 m * 0.096 m = 0.2589082 \text{ Kg/s}$$

$$C_e = \dot{m}_e * Cp_e = 0.2577 \text{ Kg/s} * 1008.85 \frac{\text{J}}{\text{Kg} * \text{K}} = 259.93544 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$C_c = \dot{m}_c * Cp_c = 0.2589 \text{ Kg/s} * 1007 \frac{\text{J}}{\text{Kg} * \text{K}} = 260.72052 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$C^* = \frac{C_e}{C_c} = 0.9969888$$

$$S_b = 2 * \pi * r_i * (L - N_A * t) = 2 * \pi * 0.00795 \text{ m} * (0.16 \text{ m} - 35 * 0.005 \text{ m}) = 0.0071179 \text{ m}^2$$

$$S_g = 2 * \pi * (r_e^2 - r_i^2) = 2 * \pi * (0.01845^2 - 0.00795^2) = 0.0017416 \text{ m}^2$$

$$S = N_T * (S_b + N_A * S_g) = 22 * (0.0071 \text{ m}^2 + 35 * 0.0017 \text{ m}^2) = 1.4976614 \text{ m}^2$$

$$S_f = 2 * N_A * b_o * L = 2 * 35 * 0.01 \text{ m} * 0.16 \text{ m} = 0.112 \text{ m}^2$$

$$n_o = 1 - \left(\left(\frac{S_f}{S} \right) * (1 - n_f) \right) = 1 - \left(\frac{0.112 \text{ m}^2}{1.4977 \text{ m}^2} * (1 - 0.7) \right) = 0.976565$$

$$Re_e = \frac{D * V_e}{v_e} = \frac{0.0134 \text{ m} * 17.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.000022 \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2}} = 10659.091$$

$$Nu_e = C * Re^m * Pr_h^n * \left(\frac{Pr_h}{Pr_s} \right)^{0.25} = 0.26 * 10659.06^{0.6} * 0.7121^{0.37} * \left(\frac{0.7121}{0.69} \right)^{0.25}$$

$$= 60.321007$$

$$h_e = \frac{Nu_e * k_e}{D} = \frac{60.3210 * 0.0306 \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}}{0.0134 \text{ m}} = 137.74797 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

$$Re_c = \frac{D * V_c}{v_c} = \frac{0.0134 \text{ m} * 14 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.000018 \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2}} = 10422.222$$

$$Nu_c = C * Re^m * Pr_c^n * \left(\frac{Pr_c}{Pr_s} \right)^{0.25} = 0.26 * 10422.22^{0.6} * 0.7309^{0.37} * \left(\frac{0.7309}{0.69} \right)^{0.25} = 60.482427$$

$$h_c = \frac{Nu_c * k_c}{D} = \frac{60.4824 * 0.0252 \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}}{0.0134 \text{ m}} = 113.74307 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

$$R_h = \frac{1}{h_e * n_o * S} = \frac{1}{137.7480 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 0.9766 * 1.4977 \text{ m}^2} = 0.0049586 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$R_{m,h} = \frac{\ln \frac{Do}{Di}}{2 * \pi * k * L} = \frac{\ln \frac{0.0159 \text{ m}}{0.0139 \text{ m}}}{2 * \pi * 385 \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}} * 0.16 \text{ m}} = 0.0003533 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$R_c = \frac{1}{h_c * n_o * S} = \frac{1}{113.7431 \frac{W}{m^2 * K} * 0.9766 * 1.4977 m^2} = 0.006005 \frac{K}{W}$$

$$R_{m,c} = \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2 * \pi * k * L} = \frac{\ln \frac{0.0159 m}{0.0139 m}}{2 * \pi * 385 \frac{W}{m * K} * 0.16 m} = 0.000353 \frac{K}{W}$$

$$U = \frac{1}{S * (R_h + R_{m,h} + R_c + R_{m,c})}$$

$$= \frac{1}{1.4977 m^2 * (0.0049 \frac{K}{W} + 0.0003 \frac{K}{W} + 0.0060 \frac{K}{W} + 0.0003 \frac{K}{W})}$$

$$= 57.214863 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$NTU = \frac{U * S}{C_{min}} = \frac{57.2149 \frac{W}{m^2 * K} * 1.4977 m^2}{260 \frac{W}{K}} = 0.329653$$

$$\epsilon_1 = 1 - e^{-NTU} = 1 - e^{-0.3296} = 0.2808268$$

$$\epsilon_n = 1 - \epsilon_1^4 = 1 - 0.2808^4 = 0.9937805$$

$$\epsilon_o = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_n} + \frac{C_e}{C_c * \epsilon_n}} = \frac{1}{\frac{1}{0.9938} + \frac{260 \frac{W}{K}}{260.72 \frac{W}{K} * 0.9938}} = 0.5007395$$

$$Q_h = U * S * \Delta T_h = 57.2149 \frac{W}{m^2 * K} * 1.4977 m^2 * 3 = 257.06548 W$$

$$Q_h = U * S * \Delta T_h = 57.2149 \frac{W}{m^2 * K} * 1.4977 m^2 * 8.25 = 706.93008 W$$

4.7. Análisis económico

A continuación, se exponen los costos directos e indirectos que se vieron involucrados en este proyecto.

Es preciso indicar que se trataran dos tipos de costos, los costos directos y los costos indirectos.

Los costos directos son aquellos que están especialmente relacionados con los honorarios de tipo profesional, los costos asociados a los estudiantes participantes y así también los materiales y equipos que se han utilizado a lo largo del desarrollo del proyecto.

Por otra parte, los costos indirectos se refieren a costos tales como la alimentación de los estudiantes participantes, el transporte, los servicios básicos, entre otros.

A continuación, se detallan cada uno de los costos.

- **Costos Directos**

Tabla 9

Costos directos del proyecto

Nombre	Cargo	Tiempo (horas)	Valor hora (USD)	Costo total (USD)
Ing. Luis Carrión	Tutor de trabajo de integración curricular	20	\$15.00	\$512.00
Ing. Roberty Velasco	Asistente Técnico de Laboratorio de Manufactura	10	\$10.00	\$100.00
Ing. Roberto Buenaño	Analista de laboratorio de Termodinámica	30	\$10.00	\$300.00
Sr. Leonardo Saavedra	Estudiante	360	\$3.33	\$1198.80
Sr. Francisco Salazar	Estudiante	360	\$3.33	\$1198.80
TOTAL (USD)			\$3309.6	

Tabla 10

Materiales adquiridos durante el proyecto (Costos directos)

Producto	Cantidad	Unidad	Precio unitario (USD)	Total (USD)
Planchas de acero galvanizado 1,22x2,44 m	1	un	\$21.42	\$21.42
Tubos de cobre aletados 5/8"	11	un	\$29.00	\$319.00
Silicona sellante para metales	2	un	\$2.50	\$5.00
Espuma aislante de poliuretano	1	un	\$7.50	\$7.50

Varillas de plata al 15%	4	un	\$4.61	\$18.44
Broca Pilot 5/16"	1	un	\$9.00	\$9.00
Terminales de cobre	22	un	\$2.00	\$44.00
Broca para acero 7/16"	1	un	\$3.50	\$3.50
Varillas roscadas 3/8"	2	un	\$3.00	\$6.00
Pernos hexagonales 1/2"x 1/4"	70	un	\$0.06	\$4.375
Tuercas hexagonales 1/4"	70	un	\$0.017	\$1.25
Arandelas galvanizadas 1/4"	70	un	\$0.03	\$2.12
Corte laser de láminas de acero	2	un	\$5.00	\$10.00
Corte laser de acoples	2	un	\$5.00	\$10.00
Nanopartículas de óxido de cobre	50	g	\$0.20	\$10.00
Nanopartículas de óxido de aluminio	50	g	\$0.20	\$10.00
Nanopartículas de nanotubos de carbono	50	g	\$0.30	\$15.00
Toberas de acero inoxidable	4	un	\$50	\$200.00
TOTAL (USD)			\$696.60	

- **Costos indirectos**

Tabla 11

Costos indirectos

Descripción	Cantidad	Unidad	Precio unitario (USD)	Total (USD)
Transporte	2	N/A	\$30.00	\$60.00
Servicios básicos	1	N/A	\$40.00	\$40.00
Alimentación	2	N/A	\$70.00	\$140.00
Varios	1	N/A	\$30.00	\$30.00
TOTAL (USD)			\$ 270.00	

Tabla 12

Costos indirectos por utilización de laboratorios

Descripción	Horas utilizadas	Depreciación (USD/Hora)	Total (USD)
Procesos de Manufactura			
Maquinaria y equipos	60	\$3.16	\$189.60
Infraestructura	60	\$2.92	\$175.20
Mobiliario	60	\$0.18	\$10.80
SUBTOTAL (USD)		\$375.6	
Termodinámica			
Maquinaria y equipos	40	\$5.78	\$231.20
Infraestructura	40	\$3.41	\$136.40
Mobiliario	40	\$0.28	\$11.20
SUBTOTAL (USD)		\$378.80	
Mecánica de Fluidos			
Maquinaria y equipos	12	\$8.36	\$100.32
Infraestructura	12	\$2.10	\$25.20
Mobiliario	12	\$0.23	\$2.76
SUBTOTAL (USD)		\$128.28	
TOTAL (USD)		\$882.68	

- **Monto total de costos directos**

El valor total asociado a costos directos se presenta a continuación

Tabla 13

Total de costos directos

Descripción	Costo total (USD)
Valores de honorarios profesionales y estudiantes participantes	\$3309.60
Costo de materiales y equipos	\$696.60
TOTAL (USD)	\$4006.20

- **Monto total de costos indirectos**

El valor total asociado a costos indirectos se presenta a continuación.

Tabla 14*Total de costos indirectos*

Descripción	Costo total (USD)
Costos indirectos varios del proyecto	\$270.00
Costos de uso de laboratorios y equipos	\$882.68
TOTAL (USD)	\$1152.68

- **Costo final del proyecto**

Finalmente es importante definir el costo de desarrollo del proyecto en su totalidad, el mismo se expone a continuación.

Tabla 15*Monto total correspondiente al proyecto*

Descripción	Costo total (USD)
Valor total de costos directos	\$4006.20
Valor total de costos indirectos	\$1152.68
TOTAL (USD)	\$5158.88

Se concluye entonces, según lo expuesto en la tabla 14, que el costo total relacionado al proyecto es de \$5158.88 USD, monto que ha sido mayoritariamente cubierto por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE con un valor exacto de \$4192.28 USD y a por ende a cargo de los estudiantes participantes un valor de \$966.60 USD.

CAPÍTULO V**ANÁLISIS DE RESULTADOS**

Una vez se han realizado las diferentes mediciones de temperaturas en el intercambiador de calor, tanto de entradas como de salidas de aire, es imperante analizar el comportamiento de varios parámetros fundamentales para este proyecto, tales como la efectividad térmica y la transferencia de calor en las zonas del evaporador y del condensador, así como también su relación con otras variables que inciden en los resultados, como lo son el ángulo de inclinación y el porcentaje de nanopartículas en la composición del fluido.

5.1. Resultados con agua destilada

Para poder comparar el incremento o disminución en la transferencia de calor y efectividad en el IC, cuando se añaden nanopartículas al fluido de trabajo, primero se realiza una prueba con agua destilada (evaporador al 100%), obteniéndose las siguientes gráficas.

Figura 52

Efectividad térmica utilizando solo agua destilada como fluido de trabajo

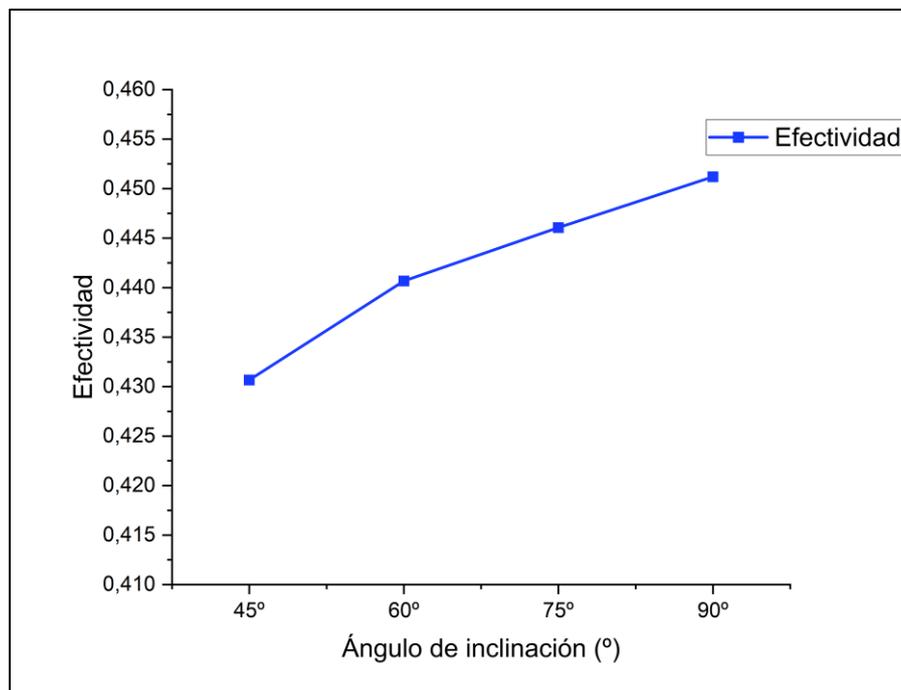
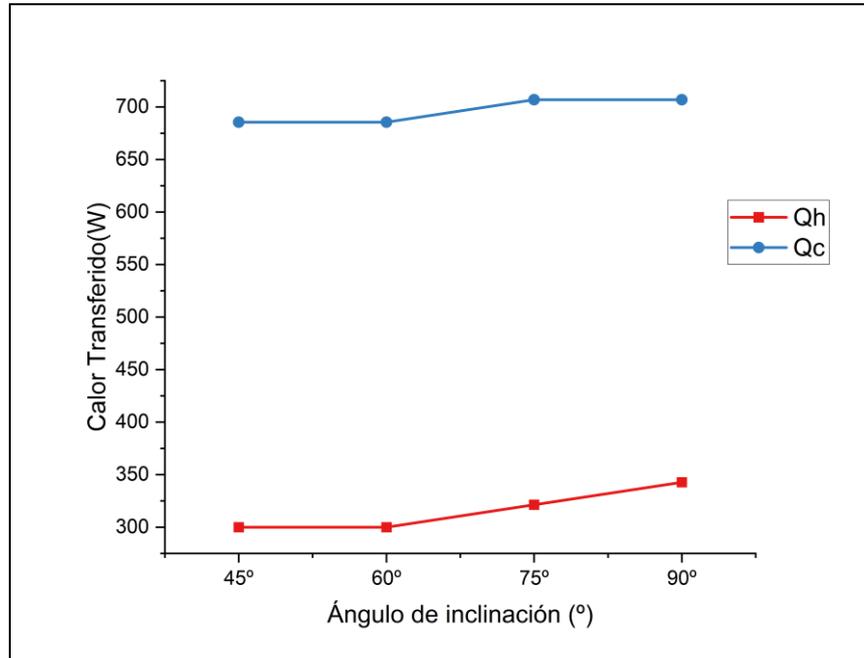


Figura 53

Transferencia de calor utilizando solo agua destilada como fluido de trabajo



5.2. Efectividad vs ángulo de inclinación

Figura 54

Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 0.1%

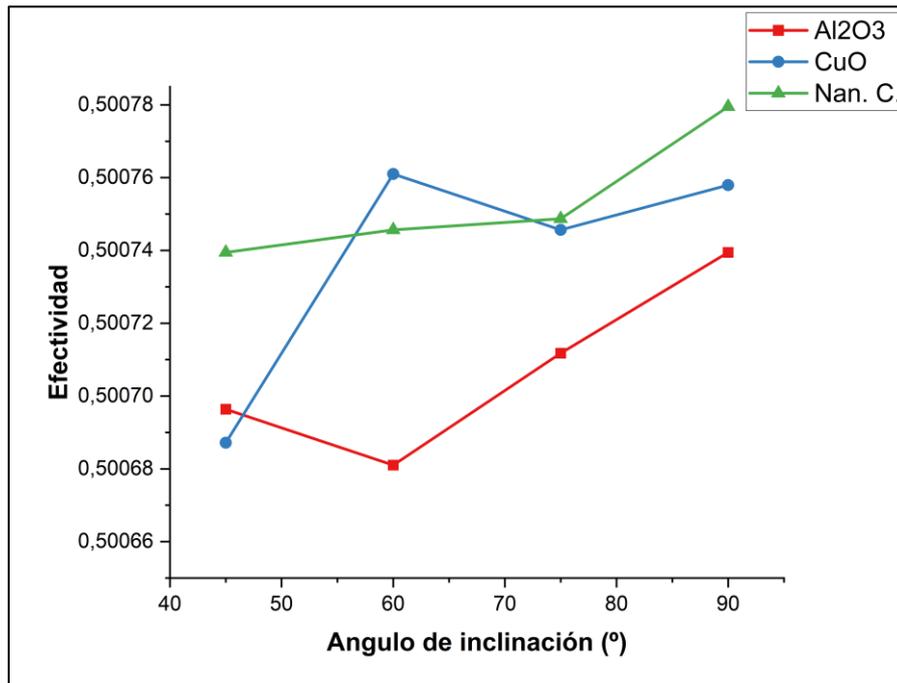
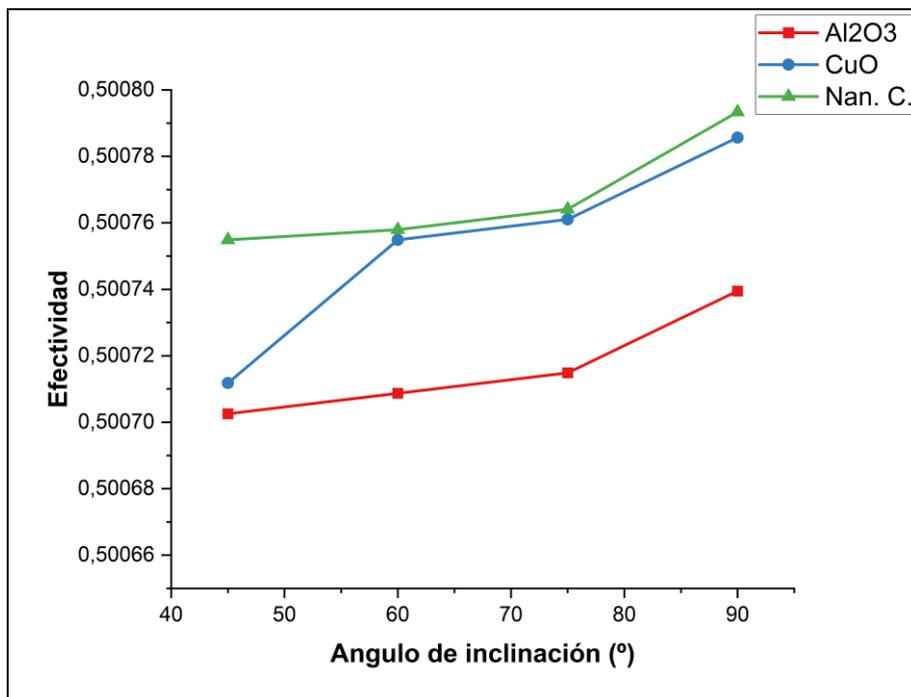


Figura 55

Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 0.15%

**Figura 56**

Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 0.5%

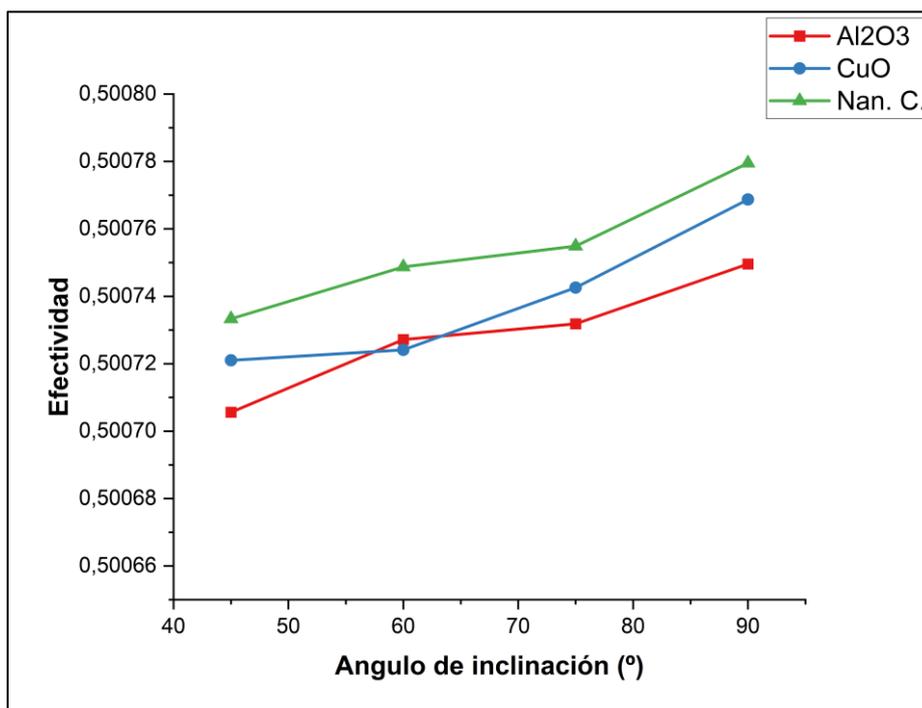
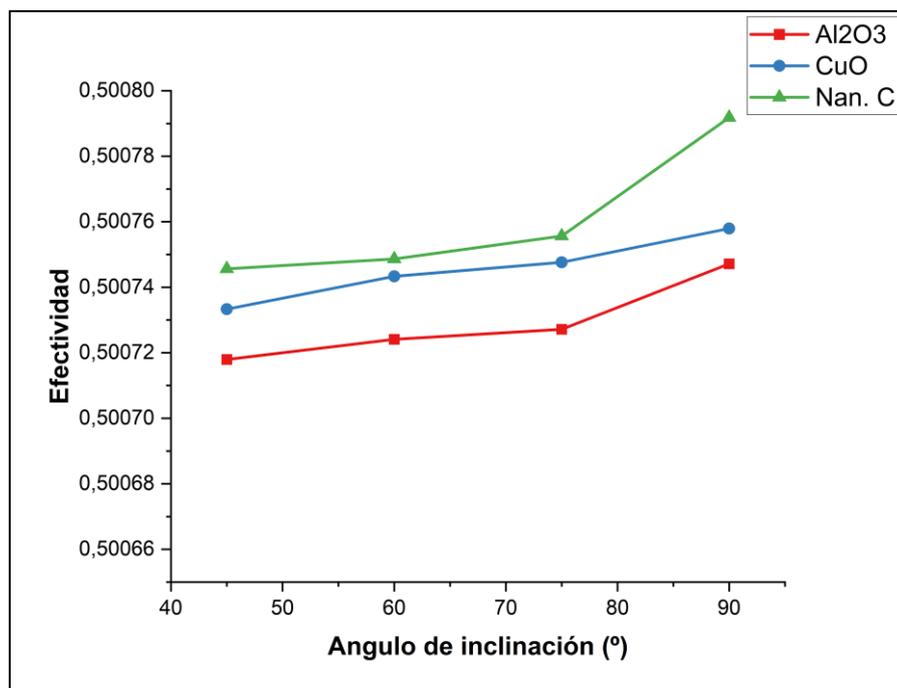


Figura 57

Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 1%



- Análisis de gráficas Efectividad vs Ángulo de inclinación

Como se puede observar en las figuras 54, 55, 56 y 57 se realizó este análisis para los tres diferentes tipos de nanofluidos, se puede observar que la efectividad térmica del intercambiador de calor tiene un valor en torno a 0,50 y adicional se observa que el nanofluido compuesto por nanotubos de carbono es aquel con el cual se alcanza mayores efectividades térmicas.

Por otro lado, se debe destacar que tendencia dominante en torno al ángulo de inclinación indica que la efectividad térmica aumenta proporcionalmente al ángulo, por lo que el valor mínimo de efectividad se da con una inclinación de 45° y el valor máximo a los 90°.

Se concluye también que la concentración de nanopartículas en la mezcla es un factor determinante y totalmente influyente en la efectividad térmica, ya que los mayores valores de la misma se registran para la concentración de 1%, en la figura 57, esto sigue la lógica preestablecida por la teoría, ya que dicha concentración es aquella que cuenta con mayor cantidad de nanopartículas.

Finalmente se destaca que el valor máximo de efectividad térmica de 0,50079 se refiere al nanofluido compuesto por nanotubos de carbono, con una inclinación de 90° y una composición del 1% en la figura 57; por otra parte, el valor mínimo se puede observar para el nanofluido compuesto por óxido de aluminio, con una inclinación de 45° y una composición del 0,1% en la figura 54.

5.3. Transferencia de calor (condensador) vs % de composición

Figura 58

Transferencia de calor en el condensador vs % de composición, óxido de aluminio

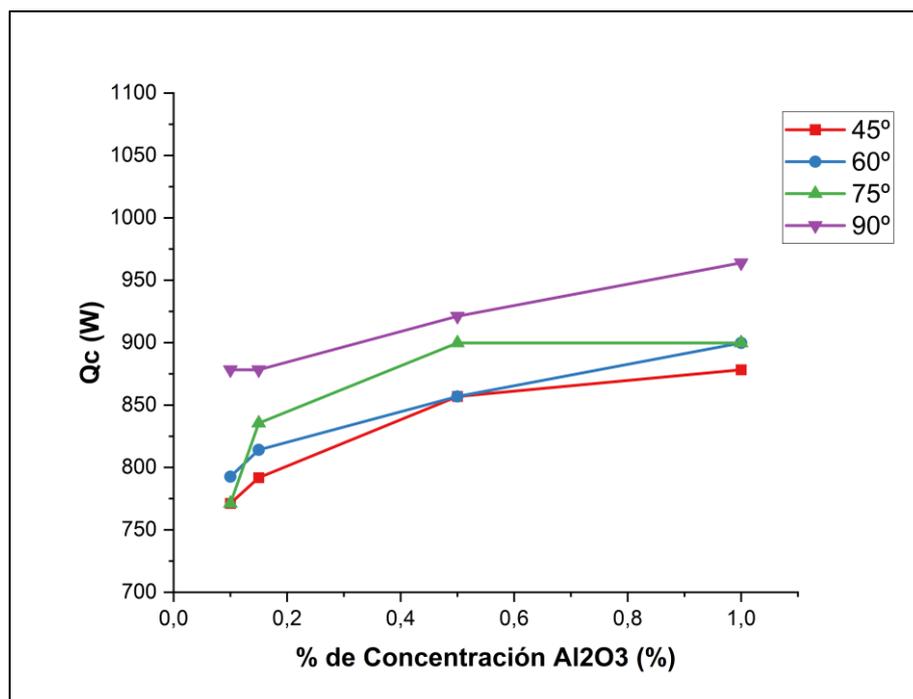


Figura 59

Transferencia de calor en el condensador vs % de composición, óxido de cobre

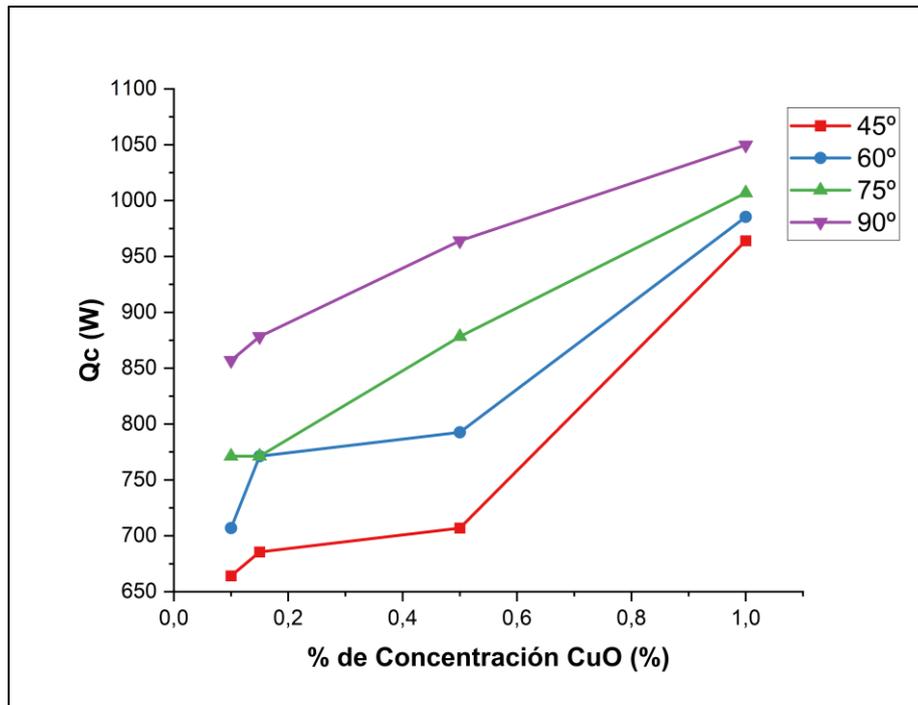
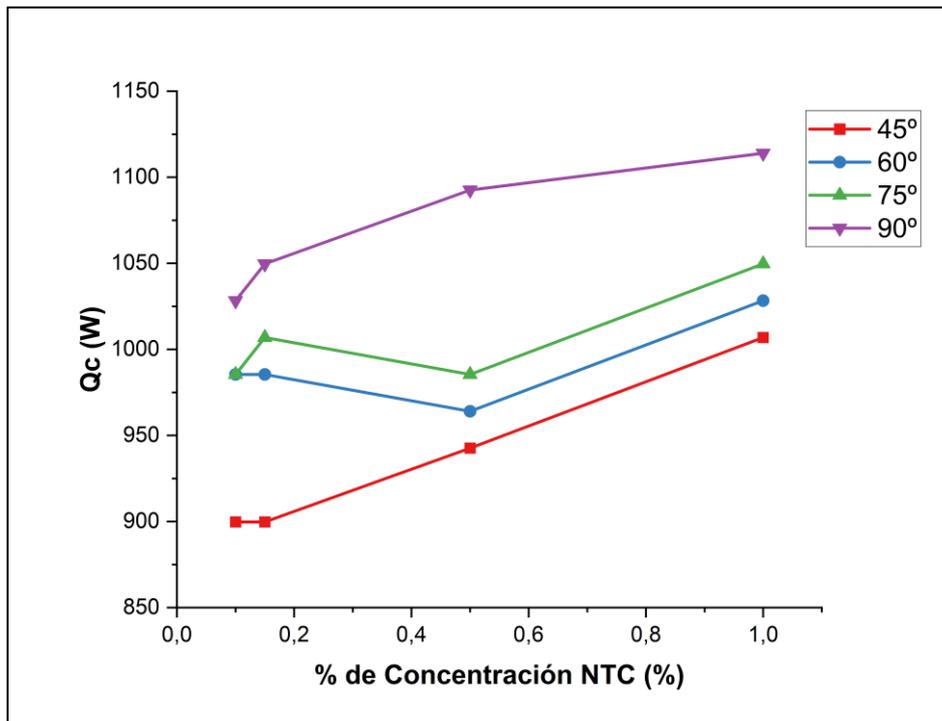


Figura 60

Transferencia de calor en el condensador vs % de composición, nanotubos de carbono



- **Análisis de gráficas transferencia de calor en el condensador vs % de composición**

La transferencia de calor en el condensador varía para cada nanofluido, para los diferentes ángulos de inclinación y las distintas composiciones, se puede observar que la menor transferencia de calor en el condensador se da particularmente para la inclinación de 45° para cada uno de los tres tipos de nanofluidos.

Por otra parte la TC en el condensador aumenta conforme aumenta la composición de nanopartículas en el nanofluido, por tanto que se alcanza los niveles máximos de transferencia de calor en el condensador con la composición del 1%, por ejemplo en la figura 58 se puede evidenciar que con una inclinación de 90° el valor mínimo de transferencia de calor se da con la composición de 0,1% con un valor aproximado de 875 W, y a su vez alcanza su valor máximo con la composición de 1% con un valor aproximado de 921 W.

Finalmente, al momento de interrelacionar los tres tipos de nanofluidos se puede comprender que aquel nanofluido que otorga una mayor transferencia de calor en el condensador es aquel compuesto por nanotubos de carbono, con un valor máximo de 1113.95 KW, esto para una inclinación de 90° y composición del 1%, tal como se puede observar en la figura 60.

5.4. Transferencia de calor (evaporador) vs % de composición

Figura 61

Transferencia de calor en el evaporador vs % de composición, óxido de aluminio

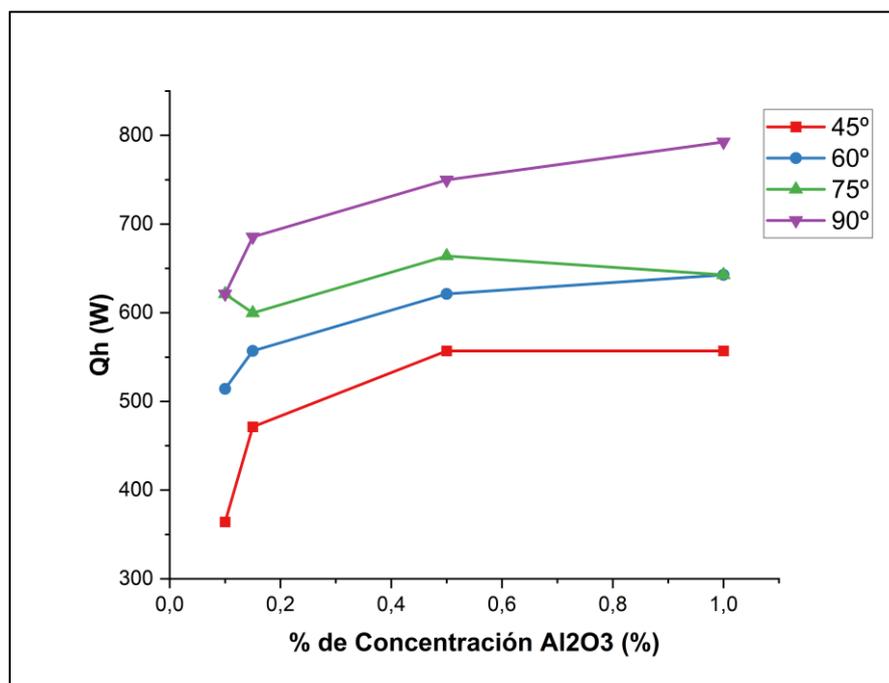


Figura 62

Transferencia de calor en el evaporador vs % de composición, óxido de cobre

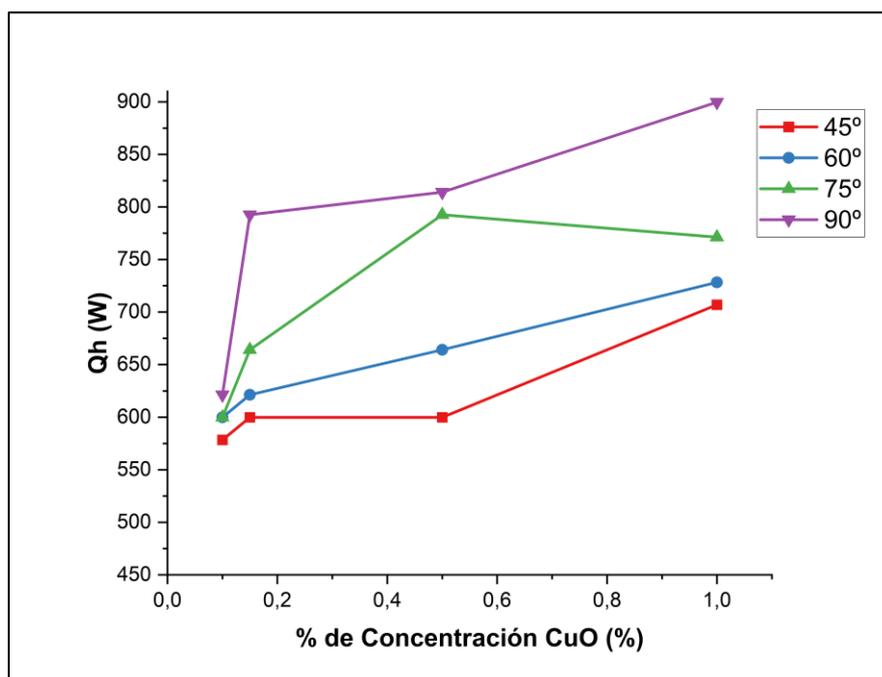
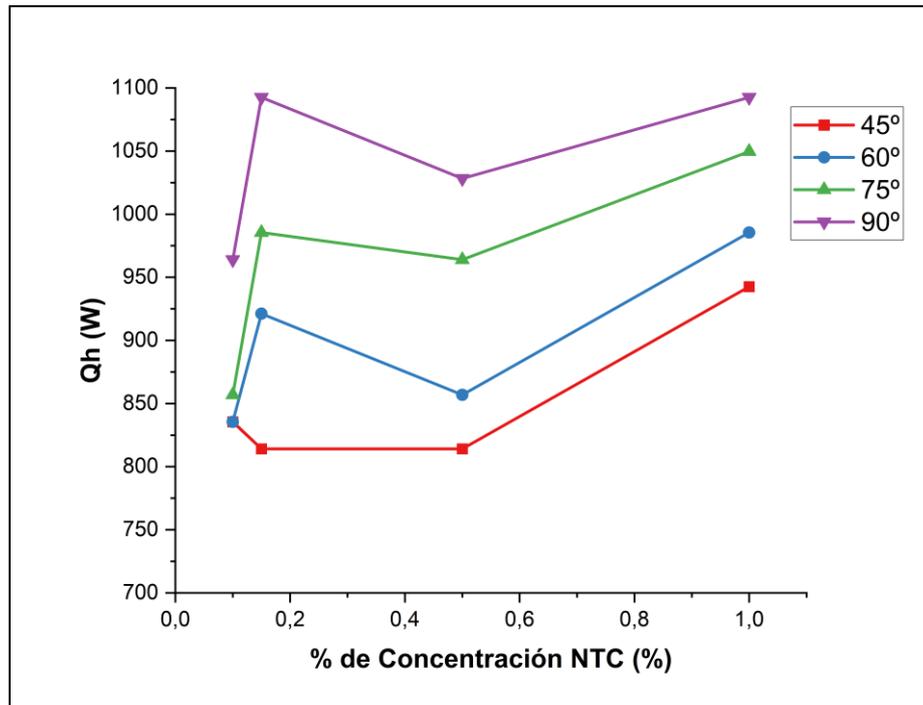


Figura 63

Transferencia de calor en el evaporador vs % de composición, nanotubos de carbono



- **Análisis de gráficas transferencia de calor en el evaporador vs % de composición**

La transferencia de calor en el evaporador al igual que su similar en el condensador, depende de varios factores fundamentales, tales como el nanofluido utilizado, la composición del mismo, entre otros, en la figura 61 se puede observar claramente que el valor máximo de transferencia de calor es de aproximadamente 792.62 W, esto para el caso del nanofluido compuesto por óxido de aluminio, con una inclinación de 90° y una composición de 1%.

A partir de lo expuesto, se puede afirmar que la transferencia de calor en el evaporador aumenta proporcionalmente tanto con el ángulo de inclinación como con la composición del nanofluido, por lo que se concluye que para cada uno de los tres tipos de nanofluidos se tendrá el valor máximo cuando el intercambiador de calor esté a 90° y se utilice un nanofluido con composición del 1% de nanopartículas.

Al comparar el desenvolvimiento de cada uno de los nanofluidos y comparándolos se puede asegurar que aquel nanofluido que otorga una mayor

transferencia de calor en el evaporador es aquel que cuenta con nanopartículas de nanotubos de carbono en su composición, ya que se puede observar en la figura 63 el valor máximo alcanzado en este proyecto respecto a la TC en el evaporador, siendo este de 1092.53 W y por otra parte el valor mínimo se presenta para el óxido de aluminio con un valor de 364.18 W.

En las figuras 52 y 53 se puede evidenciar la efectividad térmica y la transferencia de calor que se obtienen realizando la experimentación con agua destilada únicamente como fluido de trabajo, se puede observar que los valores son notablemente menores en contraste a los obtenidos al usar nanopartículas, teniendo un aumento en la eficiencia de aproximadamente 5%.

5.5. Análisis del coeficiente global de transferencia de calor

Como se puede observar en la figura 51, el coeficiente global de transferencia de calor en el IC estudiado es de 57.21 ($W/m^2 \cdot K$)

En el texto, "Principios de transferencia de calor", de (Frank Kreith), otorgan una tabla a partir de la cual se puede predecir el CGTC de un IC, para diversas condiciones.

Figura 64.

Coeficientes globales de TC para intercambiadores en diversas condiciones.

Flujo de calor → a: ↓ de:	Gas (inmóvil) $\bar{h}_c = 5 - 15$	Gas (fluyendo) $\bar{h}_c = 10 - 100$	Líquido (inmóvil) $\bar{h}_c = 50 - 1000$	Líquido (fluyendo) Agua $\bar{h}_c = 1000 - 3000$ Otros líquidos $\bar{h}_c = 500 - 2000$	Líquido en ebullición Agua $\bar{h}_c = 3500 - 60000$ Otros líquidos $\bar{h}_c = 1000 - 20000$
Gas (convección natural) $\bar{h}_c = 5 - 15$	Aire en hab./ exterior a través de cristal $U = 1 - 2$	Sobrecalentadores $U = 3 - 10$		Cámara de combustión + radiación $U = 10 - 40$	Caldera de vapor + radiación $U = 10 - 40$
Gas (fluyendo) $\bar{h}_c = 10 - 100$		Intercambiadores de calor para gases $U = 10 - 30$	Caldera de gas $U = 10 - 50$		
Líquido (convección natural) $\bar{h}_c = 50 - 10000$			Baño de aceite para calentamiento $U = 25 - 500$	Serpentín de enfriamiento con agitación $U = 500 - 1500$	
Líquido (fluyendo) agua $\bar{h}_c = 3000 - 10000$ otros líquidos $\bar{h}_c = 500 - 3000$	Calefacción central por radiador $U = 5 - 15$	Enfriadores de gas $U = 10 - 50$	Serpentín de calentamiento en un recipiente agua/agua sin agitación $U = 50 - 250$, con agitación $U = 500 - 2000$	Intercambiador de calor agua/agua $U = 900 - 2500$ agua/otros líquidos $U = 200 - 1000$	Evaporadores de refrigeradores $U = 300 - 1000$
Vapor condensándose agua $\bar{h}_c = 5000 - 30000$ otros líquidos $\bar{h}_c = 1000 - 4000$	Radiadores de vapor $U = 5 - 20$	Calentadores de aire $U = 10 - 50$	Camisas de vapor alrededor de recipientes, agua $U = 300 - 1000$ otros líquidos $U = 150 - 500$	Condensadores vapor/agua $U = 1000 - 4000$ otro vapor/agua $U = 300 - 1000$	Evaporadores vapor/agua $U = 1500 - 6000$ vapor/otros líquidos $U = 300 - 2000$

Nota: Tomado de (Frank Kreith)

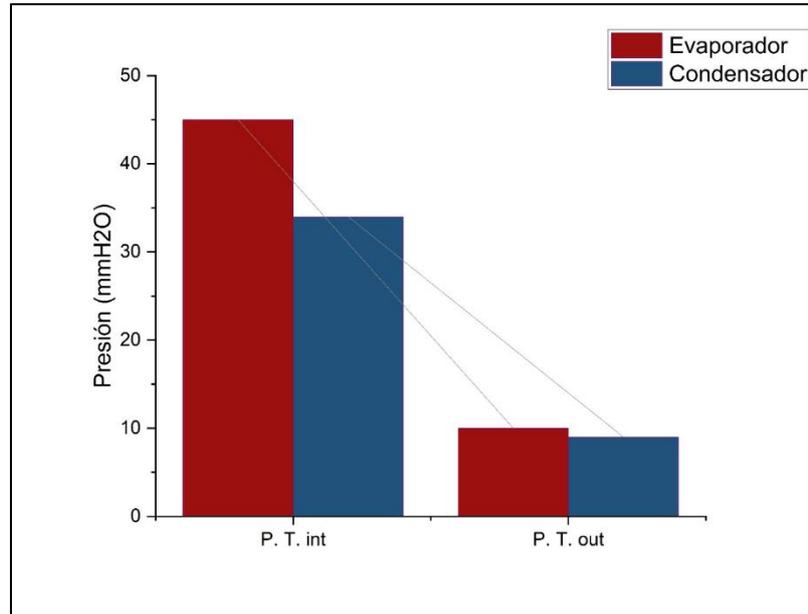
A partir de la figura 64, se puede identificar que para un IC en situaciones similares al del presente proyecto, el intervalo de U varía entre 10 y 50. Mientras que el calculado fue de 57. Lo que demuestra un mejor rendimiento del termosifón con aletas y uso de nanofluidos, frente a otros IC convencionales.

5.6. Caída de presión en el ic.

Finalmente, en la figura 64 se muestra los valores de la presión total resultante de la suma de la presión estática y la presión dinámica tanto en el evaporador como en el condensador.

Figura 65

Presiones en la entrada y salida del evaporador y condensador



Como se puede observar la presión total en el evaporador es mayor a la presión total en el condensador, alcanzando esta un valor máximo de aproximadamente 45 mmH₂O en la entrada del evaporador y un valor mínimo de aproximadamente 8 mmH₂O en la salida del condensador.

Capítulo VI

Conclusiones y recomendaciones

6.1. Conclusiones

- La efectividad térmica del intercambiador de calor es un parámetro fundamental que es especialmente útil como indicador del funcionamiento y desempeño del mismo y está estrechamente ligado con varios factores tales como el fluido de trabajo utilizado y su composición, las temperaturas de operación, el ángulo de inclinación con el que opera el intercambiador y a su vez de ciertos factores de diseño tal como la geometría del intercambiador y de los tubos de paso.
- La adición de nanopartículas al fluido de trabajo de un intercambiador de calor tipo termosifón tiene un efecto positivo en la efectividad térmica aumentando su valor en aproximadamente 5%, siendo así, mayor respecto a cuando se emplea solamente agua destilada; sin embargo, entre nanopartículas, la eficiencia en el IC, no presenta grandes diferencias, pese a sus variadas conductividades.
- Se determinó un valor máximo de 1113.95 W para la transferencia de calor en el condensador, siendo este un valor realmente positivo para intercambiadores de calor tipo termosifón de estas dimensiones y que opera en ese rango de temperaturas específico y calores suministrados. Este valor se debe principalmente a la adición de nanopartículas al fluido de trabajo, adicionalmente este valor máximo se alcanzó a partir de la integración de varios parámetros en determinadas condiciones tales como la composición del nanofluido y el ángulo de inclinación del intercambiador de calor.
- La transferencia de calor en el evaporador es un parámetro directamente proporcional a la composición de nanopartículas y el ángulo de inclinación del intercambiador al igual que su similar en el condensador, alcanzando así un valor máximo de 1092.53 W correspondiente a un nanofluido compuesto por nanopartículas de nanotubos de carbono con composición del 1% y una inclinación de 90° para el intercambiador.

- Se observa que de los tres tipos de nanofluidos, el de nanotubos de carbono es aquel que presenta la mayor efectividad térmica para todas las composiciones e inclinaciones del intercambiador de calor, con un valor de 0,50079, así también es con este nanofluido que se alcanzan los valores máximos de transferencia de calor en el condensador y en el evaporador mencionados previamente. Por consiguiente, se concluye que el nanofluido de nanotubos de carbono es aquel que otorga una mejora en el rendimiento térmico general del intercambiador de calor tipo termosifón, cuya traducción en temperaturas puede ser de hasta 3 grados centígrados frente al uso de las demás nanopartículas.
- El ángulo de inclinación es un factor que tiene relativa influencia en la efectividad térmica y transferencia de calor en el IC, se pudo observar que los valores de estos dos parámetros aumentaron conforme aumenta el valor del ángulo de inclinación de 45, 60, 75 y 90 grados, siendo así importante destacar que todos los valores máximos mencionados anteriormente se alcanzaron con una inclinación de 90 grados. Esto se debe principalmente al efecto de la gravedad en el movimiento y desenvolvimiento del nanofluido al interior de los tubos aletados de cobre, considerando que a 90 grados se tiene el valor máximo y el vapor que se condensa pueda regresar más rápido.

6.2. Recomendaciones

- Utilizar fuentes caloríficas que trabajen con valores variables pero exactos, de esta forma se pueden determinar calores de entrada exactos, dotando así al proceso en general de una mayor precisión.
- Para el diseño, analizar la posibilidad de un sumidero donde se recojan los fluidos de trabajo, de otra forma, el desgaste de tiempo y humano puede ser un factor muy desfavorable.

- Se recomienda realizar ensayos con composiciones mayores al 1% para cada uno de los nanofluidos, porque en el presente proyecto se evidencia que la transferencia de calor no alcanza aún su pico o valor máximo con la composición del 1%.
- Implementar un sistema de control para las 5 resistencias eléctricas utilizadas en el ducto de aire caliente, esto con la finalidad de evitar sobrecalentamiento de las mismas y de la instalación en general, ya que esto disminuye la vida útil de las resistencias y del equipo en general.
- Desarrollar un diseño experimental en el cual se maneje un rango más amplio de temperaturas con la finalidad de cuantificar el aumento de la transferencia de calor en el termosifón en las secciones del evaporador y condensador respecto del rango de temperaturas de operación; así como también su caída de presión de acuerdo a la variación en los calores de entrada.

Referencias bibliográficas

- Abernathy, F. (1990). *Fundamentals of boundary layers*. Massachusetts: Education Development Center.
- Aguilar, M. (2019). *Síntesis verde de nanopartículas de Ag, Au, Cu₂O y preparación convencional de nanoestructuras de Cu, Cu₂O y CuO en diferentes morfologías para la evaluación de sus propiedades catalíticas y ópticas*. Morelia.
- Andrade, M., López, L., & Saénz, A. (2012). *Nanotubos de carbono: funcionalización y aplicaciones biológicas*. Coahuila.
- Burr, K., Akylas, R., & Mei, C. (2012). *TWO-DIMENSIONAL LAMINAR BOUNDARY LAYERS*. Pasig.
- Cengel, Y. A. (2011). *Transferencia de Calor y Masa*.
- Cid, A. (2011). *El fenómeno de la radiación térmica*. Concepción.
- Domingo, A. (2011). *Apuntes de transmisión de calor*. Madrid: Creative Commons.

- Frank Kreith, M. B. (n.d.). *Principios de transferencia de calor*.
- Gusman, A. (2014). "Síntesis de nanopartículas de óxido de aluminio mediante la técnica de micro-ondas". México D:F.
- Incropera, F. P. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th Edición ed.). (J. Wiley, Trans.) From <https://hyominsite.files.wordpress.com/2015/03/fundamentals-of-heat-and-mass-transfer-6th-edition.pdf>
- Incropera, F., & De Witt, D. (2006). *Fundamentos de transferencia de calor*. Indiana: PEARSON EDUCATION.
- Jaramillo, O. A. (2007). *INTERCAMBIADORES DE CALOR*. From <https://www.ier.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>
- Jouhara, H., & Hasnain, M. (2011). *Experimental investigation of a thermosyphon based heat exchanger used in energy efficient air handling units*. Damascus: ELSEVIER.
- MORALES, A. Á. (2009). "INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL PARA DETERMINAR LA CANTIDAD DE FLUIDO INTERNO EN TERMOSIFONES BIFÁSICOS. MEXICO,D.F.
- Noie, S. (2005). *theoretical and experimental investigation of the performance of an air-air thermosyphon*. Mashhad: REDIB.
- TAPIA, E. L. (2005). *DESARROLLO DE PRECALENTADORES DE AIRE COMPACTOS PARA RECUPERAR ENERGÍA DE LOS GASES DE ESCAPE EN CALDERAS INDUSTRIALES DE BAJA POTENCIA*. MEXICO,D.F.
- Tellería, M. J. (2010). *FUNCIONAMIENTO DE UN TERMOSIFÓN CILÍNDRICO CON DISTINTOS FLUIDOS DE TRABAJO*. Pamplona.
- Wooldridge, M., & Luebbers, R. (2014). *Heat transfer concepts*. Missouri: McGrawHill.
- Zare Aliabadi, H. A. (2008). Experimental Investigation on Hydrodynamic and Thermal Performance of a Gas-Liquid Thermosyphon Heat Exchanger in a Pilot Plant. 117-124.

Apéndices