

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

**EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR CON
TERMOSIFONES USANDO NANOFUIDOS**

Kevin Alejandro Valencia Arango

Johan Andrés Sepúlveda Moreno

Ingeniería Electromecánica

Bernardo Argemiro Herrera Munera

INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO

05/02/2019

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RESUMEN

El presente trabajo de grado consiste en la evaluación de un sistema de recuperación de calor residual por medio de un intercambiador de termosifones con la incorporación de nanofluidos, con el fin de determinar la eficiencia térmica de este y en una serie de termosifones de muestreo acomodados estratégicamente, se observó su comportamiento mediante indicadores como la resistencia térmica.

El problema de investigación fue analizar los aspectos que contemplan la efectividad del intercambiador de calor al modificar la cantidad de flujo de aire frío en la entrada del condensador. Este análisis dará un punto de partida para sacar el mejor rendimiento a estos sistemas.

La investigación se realizó con base a la metodología, tanto en el ensamble del intercambiador como en las pruebas experimentales, con el fin de adaptar el proceso y así no existieran factores que alterarán su correcto funcionamiento.

Lo anterior favoreció a la formulación de las conclusiones, las cuales pretenden satisfacer su aplicación en la industria. Además, reforzar la confiabilidad de estos sistemas para la recuperación de calor residual.

El intercambiador logró alcanzar una efectividad del 60% para la prueba con el mayor caudal de aire frío, este rendimiento es aceptable para este tipo de sistema de recuperación de calor residual. En los resultados experimentales no se evidenció un patrón de comportamiento para los termosifones de acuerdo a su ubicación o al aumento de caudal de aire frío, ya que existen factores como la geometría, la configuración y la fabricación de los termosifones que no permiten determinar este.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RECONOCIMIENTOS

Principalmente queremos agradecer a nuestras familias por apoyarnos durante todo nuestro proceso formativo, al instituto tecnológico metropolitano ITM el cual abrió sus puertas y nos brindó sus instalaciones a jóvenes como nosotros preparándonos para un futuro competitivo, a nuestros profesores, y a nuestro asesor el cual nos ofreció un aprendizaje significativo.

KEVIN ALEJANDRO VALENCIA ARANGO Y JOHAN ANDRES SEPULVEDA MORENO

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

ACRÓNIMOS

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor

$\dot{Q}h$: Razón de transferencia de calor fluido caliente

$\dot{Q}c$: Razón de transferencia de calor fluido frío

$\dot{Q}p$: Razón de transferencia de calor perdido

NTU: Número de Unidades de Transferencia

T: Temperatura

Tc: Temperatura fría

Th: Temperatura caliente

Cpc: Capacidad de calor de una sustancia fría

Cph: Capacidad de calor de una sustancia caliente

C: Capacidad de calor de una sustancia

Cond: Conducción

Conv: Convección

Rad: Radiación

k: Coeficiente de conductividad térmica

°C: Grados Celsius

°F: Grados Fahrenheit

K: Kelvin

R: Ranking

h: Coeficiente de transferencia de calor por convección

R: Resistencia térmica

ϵ : Emisividad

σ : Constante de Stefan-Boltzmann

Hz: Hertz

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN	2
RECONOCIMIENTOS.....	3
ACRÓNIMOS.....	4
1. INTRODUCCIÓN	7
1.1 Estado Del Arte.....	8
1.1.1 Investigaciones Con Intercambiadores De Tubos De Calor.....	9
1.1.2 Investigaciones Con Nanofluidos En Termosifones.....	12
1.2 Objetivos.....	16
1.2.1 General.....	16
1.2.2 Específicos	16
1.3 Estructura Del Documento.....	17
2. MARCO TEÓRICO	18
2.1. Generalidades De Los Intercambiadores De Calor.....	18
2.1.1. Método NTU.....	19
2.1.2. Tipos De Intercambiadores.....	21
2.2. Generalidades De Los Termosifones.....	22
2.3. Resistencia Térmica.....	24
2.4. Generalidades De Los Nanofluidos.....	25
2.5. Balance De Energía En La Superficie.....	26
2.6. Conducción.....	28
2.7. Convección.....	30
2.8. Radiación.....	31
3. METODOLOGÍA.....	33
3.1. Etapas de la metodología.....	33
3.1.1. Armado y Llenado De Los Termosifones.....	34
3.1.2. Pruebas para verificación del llenado.....	39
3.1.3. Distribución De Tubos Y Ensamble.	40
3.1.4. Montaje Del Intercambiador En INGEOMINAS y Adquisición De Datos.....	42

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3.1.5. Análisis De Datos Obtenidos, Cálculos Para Los Indicadores	45
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	48
4.1. Resultados r Eficiencia Térmica.....	49
4.2. Resultados indicadores de resistencia térmica.....	51
5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	63
REFERENCIAS	65
APÉNDICE	69

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1. INTRODUCCIÓN

La presente investigación se centra en el tema de la eficiencia de los intercambiadores de calor de termosifones con nano fluidos, que se puede definir como el factor que permite determinar la cantidad de calor que se puede recuperar del fluido caliente, que ingresa del evaporador al fluido frío que sale por el condensador. La característica principal de este tipo de intercambiadores a contraflujo es su capacidad alta de transferir energía térmica.

Para analizar el problema principal es necesario mencionar por que se hará esta investigación. La principal causa se establece ya que en la industria se dan pérdidas millonarias por desperdicio de calor en la mayoría de sus procesos térmicos, por lo tanto, las mejoras que se puedan elaborar con respecto a este tema se reflejan en el consumo energético, en el medio ambiente y por consiguiente en la economía mundial.

Una forma de mejorar la eficiencia energética en procesos industriales térmicos se conforma a través de sistemas de recuperación de calor residual, para optimizar el consumo energético del proceso, esto se logra en gran medida mediante intercambiadores de calor, por lo tanto, cualquier modificación que logre constituir una mejora y se enfoque en una eficiencia, efectividad y compatibilidad puede generar un impacto positivo en la recuperación de calor residual, por lo tanto, esta investigación se centró en la evaluación de un sistema de recuperación de calor por medio de un intercambiador de tubos de calor con la incorporación de nano fluidos para determinar su efectividad y así estipular el rendimiento de este sistema.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1.1 Estado del arte.

En los últimos años, ha habido un aumento sustancial en la demanda de energía debido al desarrollo de la industrialización. El 80% del consumo total en la industria proviene de la energía basada en combustibles fósiles (R. Saidur, EA Abdelaziz, & S. Mekhilef, 2011). Por lo que la optimización del uso de energía a través de un sistema de recuperación de calor es esencial para superar la actual crisis energética que enfrentan las comunidades internacionales (K.Y. Leong, R. Saidur, T.MI Mahlia, & Y.H. Yau, 2012).

En términos generales, en la actualidad el consumo energético es un factor que siempre se debe tener en cuenta en cualquier tipo de proceso industrial. Particularmente los procesos de intercambio de calor por diferentes sistemas resultan en un desperdicio de gases o vapor, pues este es liberado al medio ambiente generando consecuencias negativas en el planeta y finalmente se convierte en calor residual, por lo que la recuperación de este calor es indispensable en el ahorro energético ya que este es un tema relevante en la economía mundial (Yilmaz a M et al, 2017).

Por ejemplo, China es uno de los países con más fábricas en el mundo, por lo tanto, invierte en estudios para optimizar el consumo energético. Investigadores de ese país determinaron que en estos sistemas de recuperación de energía se recicla el 45.6% y actualmente con las investigaciones de sistemas más económicos, sostenibles y eficientes ese porcentaje se puede aumentar hasta un 63.6% (Jian-jun WANG et al, 2007).

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1.1.1 Investigaciones con intercambiadores de tubos de calor.

Un intercambiador con tubos de calor es un dispositivo de transferencia de calor en el que el calor latente de vaporización se utiliza para transferir calor a una gran distancia con una pequeña diferencia de temperatura. Consiste en tubos cerrados individuales que se llenan con un fluido de trabajo adecuado. En funcionamiento, el fluido de trabajo se evapora en la sección de evaporación y se condensa sobre el otro extremo del tubo. El fluido condensado regresa a la sección del evaporador a través de la acción capilar de una membrana o la fuerza gravitacional (Y.H. Yau & M. Ahmadzadehtalatapeh, 2010).

El fluido de trabajo es responsable de las altas capacidades de transferencia de calor del dispositivo, ya que cuando se enfrenta a una diferencia de temperatura entra en un estado de evaporación / condensación, lo que permite transferir grandes cantidades de calor a una temperatura esencialmente constante (D. Reay & A. Harvey, 2013).

Los termosifones son de gran interés ya que pueden proveer un control térmico confiable y efectivo para procesos como conservación de energía, recuperación de energía y aplicaciones de energía renovable. Además del alto rendimiento de los termosifones también tienen la ventaja de ser de fácil construcción, de bajo costo, buena confiabilidad y la posibilidad de una mejora en general con nanofluidos como fluido de trabajo (D. Jafari, A et al, 2017).

Desde hace varios años se usan los intercambiadores con tubos de calor en la industria. Algunas de las aplicaciones serán mencionadas a continuación. Una aplicación consistió en un diseño específico de un intercambiador de calor termosifón aire - gas para un proceso de gas y aire para recuperar el calor de máquinas de teñido e impresión. El gas sucio fue conducido hacia un evaporador en forma de tubos horizontales, este intercambiador de tubos de calor logró ahorrar un 15% de gas natural para cada máquina (E. Tian et al, 2017).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En otro análisis experimental en la aplicación de los intercambiadores de calor de tubos de calor usado en aire acondicionado se lograron resultados que muestran que este sistema en efecto disminuye el consumo energético. Los resultados determinaron que en promedio la recuperación de calor de este sistema en invierno es del 21.08% y en verano es de 39.2%, también mostró que el sistema tiene ventajas para el ahorro energético (Haitao et al, 2016).

Otras investigaciones de técnicas para la recirculación del vapor o gases generados por máquinas o procesos, involucrando los intercambiadores de tubos de calor como solución, fueron estudiados por Honting Ma et al (2016), aplicando la investigación específicamente en la industria de acero de China debido a la gran cantidad de calor residual producido en el enfriamiento de la escoria. En conclusión, el rendimiento de la transferencia de calor se mejoró significativamente en las siguientes características: tasa de transferencia de calor en 6.11%, coeficiente de transferencia de calor en 9.49%, efectividad en 7.19% y eficiencia exérgica en 7.93%. También menciona los beneficios que estos sistemas de recuperación de calor residual brindan al proceso como lo son la reducción de costes generales, la reducción en pérdidas de agua, reducción en costes de producción y reducción del coste energético (Honting Ma, 2017).

Un estudio realizado en Turquía habla de la optimización termo-económica para estimar la efectividad óptima de un intercambiador con tubos de calor, para aplicaciones de recuperación de energía. Se hace mediante dos métodos los cuales son P1-P2 y E-NTU los cuales utilizan tipos de fluidos sin condensación. Con esta investigación se llegaron a fórmulas que resultan ser útiles para los diseñadores y fabricantes de intercambiadores con tubos de calor (M.S. Söylemez, 2003).

Una aplicación muy destacable de los tubos de calor es en el sector nuclear donde usan tubos de calor híbridos. Estos son usados para refrigerar los reactores nucleares e incrementar el control del sistema. Además, una de sus principales ventajas es que no hay

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

contaminación cruzada entre el fluido radiactivo y el fluido refrigerante (H. Jouhara et al, 2017).

Un modelo presentado por Younghua You et al (2017) pudo predecir el rendimiento térmico de los intercambiadores de calor con termosifones con una buena precisión y además los efectos de la conductividad térmica mejorada en la eficacia y la temperatura del vapor son calculados obteniendo una desviación en los resultados en la temperatura de salida de - 2.1K comparándola con la temperatura de salida experimental.

En otro estudio se implementó un intercambiador de calor de tubos de calor que fue usado en un sistema de aire acondicionado de una unidad de recuperación de calor residual y la relación entre la temperatura del aire fresco, retorno del flujo másico del aire y la eficiencia del sistema de recuperación de calor fue experimentado. Los resultados mostraron que cuando se aumenta la temperatura de entrada de aire fresco también aumenta la temperatura de del aire fresco retornado. Otro resultado fue un incremento del 48% en la efectividad y transferencia de calor del condensador y evaporador cuando la temperatura de entrada del aire fresco es de 40°C (Mostafa A et al, 2007).

Por otra parte, en una revisión bibliográfica de la aplicación de intercambiadores con tubos de calor para la recuperación de este ,centrada en el ahorro de energía , la eficacia mejorada de los tubos de calor convencional (CHP); se concluyó que los intercambiadores de tubos de calor poseen muchas ventajas, como efectividad de recuperación de calor, compactibilidad, pocas piezas, peso ligero, economía relativa, menor caída de presión de flujo de fluido, separación completa de fluidos calientes y fríos, y confiabilidad (Srimuang & P. Amatachaya, 2012).

En Italia, ingenieros presentaron un trabajo que informa el análisis experimental y teórico de un intercambiador con tubos de calor trabajando con el refrigerante HFC134a y el refrigerante de bajo potencial de calentamiento global HFO1234ze y descubrieron que

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

cuando se utiliza HFO1234ze (E), el rendimiento del intercambiador de calor es equivalente al obtenido en las mismas condiciones de funcionamiento con el refrigerante tradicional HFC134a. Por lo tanto, HFO1234ze (E) puede considerarse una solución ambientalmente viable como fluido de dos fases en intercambiadores de calor de tubería de calor (Giovanni A. Longo, Giulia Righetti, Claudio Zili, & Fabio Bertolo, 2014).

Otros investigadores del Reino Unido realizaron una investigación experimental y analítica en un intercambiador de calor aire-agua equipado con seis termosifones cargados con agua como fluido de trabajo. Su objetivo fue analizar el efecto de múltiples pasadas de aire a diferentes temperaturas de entrada de aire (100-250 ° C) y tasas de flujo de masa de aire (0.05-0.14 kg / s) en el rendimiento térmico de la unidad de intercambiador de calor incluyendo los termosifones y lograron una efectividad máxima del 29% con la tasa de flujo de aire más baja y la temperatura máxima de entrada. Además, se observó una diferencia de temperatura promedio de 3% entre los resultados experimentales y numéricos en la sección del evaporador y una diferencia promedio de 5% en el lado del condensador (H. Mroue, J.B. Ramos, L.C. Wrobel, & H. Jouhara, 2015).

1.1.2 Investigaciones con nanofluidos en termosifones.

Se pueden lograr sistemas que incluye la combinación de nanofluidos con tubos de calor, aumentando la conductividad térmica del sistema y por lo tanto la complejidad debido a las

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

nanopartículas (Gupta M et al, 2017). Sin embargo, el comportamiento de los tubos de calor con nanofluidos en estados transitorios debe ser explorado de manera más constante para entender las bases para un buen control térmico (Hajian R et al, 2012). Con la adición de nanopartículas o micropartículas en el fluido de trabajo se incrementa la transferencia de calor, aunque esta mejora se da por la oscilación de las partículas más que por su conductividad térmica (Ji Y et al, 2011). Algunos experimentos con nanofluidos lograron disminuir la resistencia térmica de los tubos de calor dependiendo de los materiales que estén en el fluido de trabajo. En estos experimentos se logró disminuir un porcentaje de la resistencia térmica de los tubos de calor usando los siguientes nanofluidos: Cenizas volantes con agua desionizada 31.2% (Sozen A et al, 2016), Alúmina con agua desionizada 6.9% (Sozen A et al, 2016), grafeno con agua 21.6% (Tharayil T et al, 2016), Carburo de silicio con agua 30% (Ghanbarpour M et al, 2015), Al₂O₃ con agua 55% (Ghanbarpour M et al, 2015), Óxido de magnesio con agua 18.1% (Menlik T et al, 2015) y Óxido de cobre con agua 23.83% (Venkatachalapathy S et al, 2015).

Algunos estudios realizados en Malasia se centraron en el análisis del rendimiento térmico de un termosifón operado con agua y nanofluidos. K.Y Leong (2012) planteó que la optimización del uso de energía a través del precalentador de aire con termosifón, es uno de los posibles enfoques para abordar el problema del agotamiento de la energía a base de fósiles y la emisión de gases de efecto invernadero ya que mirando los resultados encontrados, los nanofluidos de dióxido de titanio ofrecen un coeficiente de transferencia de calor y una temperatura de salida de aire frío ligeramente más altos en comparación con los nanofluidos de alúmina con respecto a los resultados que mostró el experimento con agua (K.Y. Leong, R. Saidur, T.MI Mahlia, & Y.H. Yau, 2012).

En otra investigación se usaron nanopartículas de oro y de metales oxidados para comparar el rendimiento de un termosifón con agua desionizada y nanofluido, los resultados del nanofluido que contenía oro mostraron una reducción de resistencia térmica del 20% y también hicieron varias pruebas a diferentes concentraciones y determinaron que un

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

termosifón logra su mejor desempeño aplicando un rango de concentración de porcentaje de volumen de 0.2% y 0.35% (M.H. Buschmann et al, 2014). En el caso de nanopartículas de metales oxidados es posible crear nanofluidos con una alta estabilidad, debido a que la estabilidad del nanofluido es un factor muy importante en máquinas de transferencia de calor, muchos estudios se enfocan en usar estos nanofluidos en aplicaciones térmicas (M.H. Ahmadi et al, 2018)

Los factores que más afectan el desempeño de los termosifones que usan nanofluidos como fluido de trabajo son la relación peso del soluto sobre el peso del solvente o también la relación volumen de soluto sobre el volumen del solvente, ángulo de inclinación del termosifón, condiciones de trabajo, material del tubo, entrada de calor, rugosidad de la superficie del tubo, relación de llenado y la geometría (E. Gedik, 2016; Y. Naresh y C. Balaji, 2018; A.A. Alammar et al, 2018).

Ingenieros de Singapur revelaron que los nanofluidos ofrecen una mejor conductividad térmica en comparación con la del fluido base (Murshed, KC, & C., 2005). Unos años después estos ingenieros siguieron con la investigación y encontraron que los factores que afectan la conductividad térmica incluyen la fracción de volumen de partícula, el tamaño de partícula, la capa interfacial y la temperatura (S.M.S. Murshed, K.C. Leong, & C. Yang, 2008). Investigadores de Estados Unidos revelaron que la resistencia térmica de un tubo de calor cilíndrico disminuye a medida que aumenta la concentración de partículas o disminuye el tamaño de partícula (Shafahi, V. Bianco, K. Vafai, & O. Manca, 2010). En República de Corea, ingenieros encontraron que el rendimiento térmico de un tubo de calor operado con alúmina a base de agua (< 1%) aumenta hasta 100% en condiciones óptimas (KH Do & SP Jang, 2010), mientras que, investigadores de un laboratorio en China encontraron que la deposición de nanopartículas en el evaporador y la superficie del condensador son las principales razones que contribuyen a la mejora del rendimiento (J. Qu & H. Wu, 2011).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Con los recientes avances en el estudio de las aplicaciones de nanofluidos, investigadores usaron óxido de titanio con agua como nanofluido como refrigerante para mejorar la refrigeración un radiador de un carro de combustión interna un FIAT DOBLO 1.3 MJTD ENG, las pruebas se realizaron primero con agua como refrigerante y después con el nanofluido que se trabajó con varias concentraciones de volumen de 0.1, 0.2 y 0.3% con caudales de 0.097 y 0.68 m³ /h, para comparar el rendimiento. Los resultados mostraron que el nanofluido a una concentración de volumen de 0.2% mejora la efectividad del sistema hasta un 47% a comparación de concentraciones de 0.1 y 0.3% y agua pura, también determinaron que el coeficiente de transferencia de calor se veía afectado por la concentración de volumen del nanofluido y por el caudal inducido (Siraj Ali Ahmed et al, 2018).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1.2 Objetivos.

1.2.1 General.

- Evaluar la efectividad de un intercambiador de calor usando termosifones con nanofluidos.

1.2.2 Específicos.

- Realizar el montaje de un sistema de intercambio de calor con termosifones usando nanofluidos como fluido de trabajo.
- Determinar la efectividad de recuperación de calor de un sistema de intercambio de calor con nanofluidos.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1.3 Estructura del documento.

En el capítulo I, se da una introducción al tema a tratar, la justificación, los objetivos y los antecedentes de investigaciones similares.

En el capítulo II, se presenta de manera organizada, el marco teórico explicando la razón de las ecuaciones que vamos a usar para determinar el rendimiento del intercambiador de calor trabajando en estado estacionario y la resistencia térmica de los siete mejores termosifones ubicados en zonas específicas. También se presentarán parámetros para la selección de nanofluidos y materiales para los termosifones.

En el capítulo III, se presenta la metodología que consiste en varios puntos los cuales son: revisión a la literatura, construcción de los termosifones, puesta a punto del intercambiador de calor, toma de datos y por último la obtención de los indicadores de efectividad y resistencia térmica.

En el capítulo IV, se presentan los resultados en forma de indicadores tanto para efectividad como resistencia térmica representadas en gráficas, que muestran el comportamiento del intercambiador de calor en estado estacionario y así entablar una discusión sobre los resultados encontrados.

En el capítulo V, se presenta las conclusiones y trabajos futuros.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Generalidades de los intercambiadores de calor.

Un intercambiador de calor es un sistema que permite el intercambio de calor de dos fluidos por medio de convección y conducción de la pared que no permite que los fluidos tengan contacto directo. En la industria estos aparatos son muy usados para diferentes aplicaciones, los podemos encontrar desde los hogares hasta grandes plantas de generación de energía (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

Para el análisis de los intercambiadores de calor existe el método de la efectividad NTU, que consiste en determinar el rendimiento con respecto a la transferencia de calor de un intercambiador específico, es decir, si el intercambiador de calor es adecuado para el trabajo requerido. También está el método de la diferencia media logarítmica de temperatura, pero el proceso para determinar el rendimiento de un intercambiador de calor resulta más extenso y complejo (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.1.1. Método NTU.

En 1955, Kays y London, presentaron el método de la efectividad NTU que básicamente relaciona la razón de transferencia de calor real con la razón máxima posible de transferencia de calor, a esta razón la llamaron efectividad de transferencia del calor (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{\text{Razón de la transferencia de calor real}}{\text{Razón máxima posible de la transferencia de calor}} \quad (1)$$

Para determinar la transferencia de calor real podemos hacer un balance de energía a partir de las temperaturas de entrada y de salida del respectivo fluido (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (2)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \text{ y } C_h = \dot{m}_c c_{ph} \quad (3)$$

La razón máxima posible de la transferencia de calor se da solamente cuando el fluido frío se calienta hasta la temperatura de entrada del fluido caliente o cuando el fluido caliente se enfría hasta la temperatura de entrada del fluido frío, estas condiciones solo se dan cuando las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y frío son iguales (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Un comportamiento de los fluidos en intercambiadores de calor, a tener en cuenta es, que entre más baja sea la razón de capacidad calorífica de un fluido, este experimentará un cambio de temperatura más grande y por lo tanto será el primero en alcanzar la diferencia temperatura máxima posible, momento en el cual la transferencia de calor se detiene, debido a lo anterior la razón máxima posible de la transferencia de calor en un intercambiador es (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (4)$$

Reemplazando en la ecuación de efectividad y relacionando la razón de capacidad calorífica, ya sea del fluido caliente o frío, se determina las siguientes expresiones (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

$$Si C_c = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent})}{C_c(T_{h,ent} - T_{c,ent})} = \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} \quad (5)$$

$$Si C_h = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal})}{C_h(T_{h,ent} - T_{c,ent})} = \frac{T_{h,ent} - T_{h,sal}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} \quad (6)$$

Por lo tanto, la efectividad de un intercambiador de calor permite determinar la razón de la transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos.

Para lograr que el fluido frío y el fluido caliente, logren igualar sus temperaturas a la salida de su respectivo ducto, se necesitaría un intercambiador demasiado grande, esto generaría costos muy grandes por lo que un buen intercambiador de calor tiene una efectividad entre 60 y 80% (JARNAGIN, Ronald E, 2006).

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.1.2. Tipos De Intercambiadores.

Existen varios tipos de intercambiadores de calor que según la dirección del flujo caliente y el flujo frío definen el funcionamiento, normalmente se usan configuraciones como el flujo paralelo en este la dirección del flujo de los fluidos es la misma y contraflujo en este la dirección del flujo de los fluidos es opuesta como se representa en la Figura 1 (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

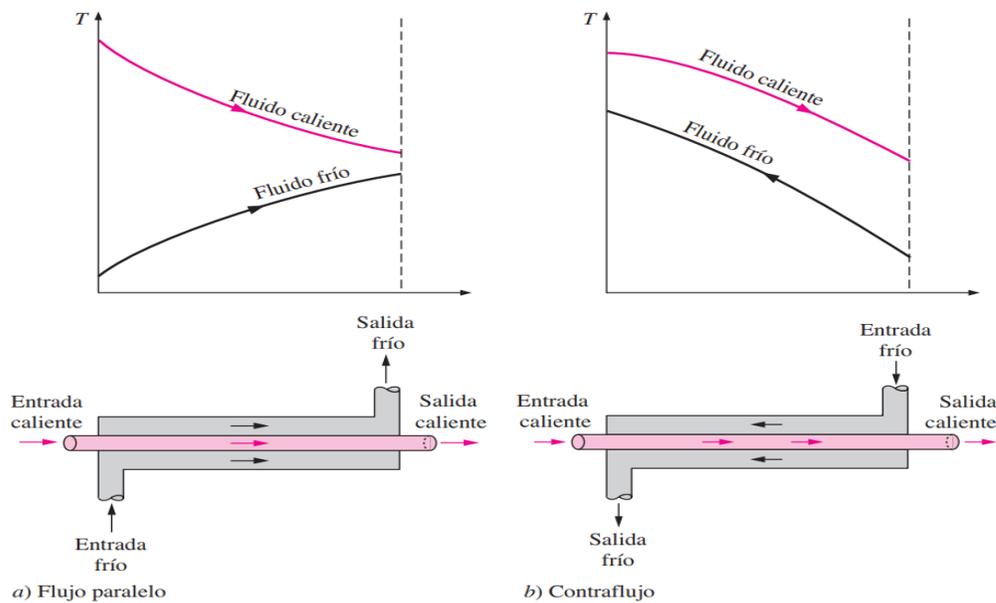


Figura 1. Diferencia entre flujo paralelo y contra flujo (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

El intercambiador de calor más común en la industria son los tubos y coraza, pero también existen los compactos que son encontrados por ejemplo en los radiadores de los carros. Los intercambiadores de tubos y coraza, consiste en un número pequeño o grande de tubos, en una estructura que cuenta con entrada y salida para fluido caliente y fluido frío. La transferencia de calor se da cuando uno de los fluidos pasa a través de los tubos que contienen el otro fluido, normalmente se fuerza el fluido que está dentro de la estructura a fluir en una dirección transversal a los tubos con el objetivo de mejorar la transferencia de calor (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

2.2. Generalidades de los termosifones.

Desde 1960 se ha venido usando otro tipo de intercambiadores de calor, el tubo de calor y el termosifón, ambos son similares como se muestra en la Figura 2, pero con una diferencia, estos dos intercambiadores consisten en lograr una conducción térmica muy alta a lo largo de su interior, con diferencias de temperatura pequeñas, por lo tanto, la mayor parte del calor que se transporta a lo largo del tubo de calor, es el calor latente que se presenta en el cambio de fase de líquido a gas, del fluido de trabajo. Por lo tanto, una característica que tienen estos intercambiadores de calor es que, tanto en un tubo de calor como en un termosifón, el fluido de trabajo se almacena a presiones mayores a la presión atmosférica para lograr temperaturas de evaporación bajas (David Reay y Peter Kew, 2006).

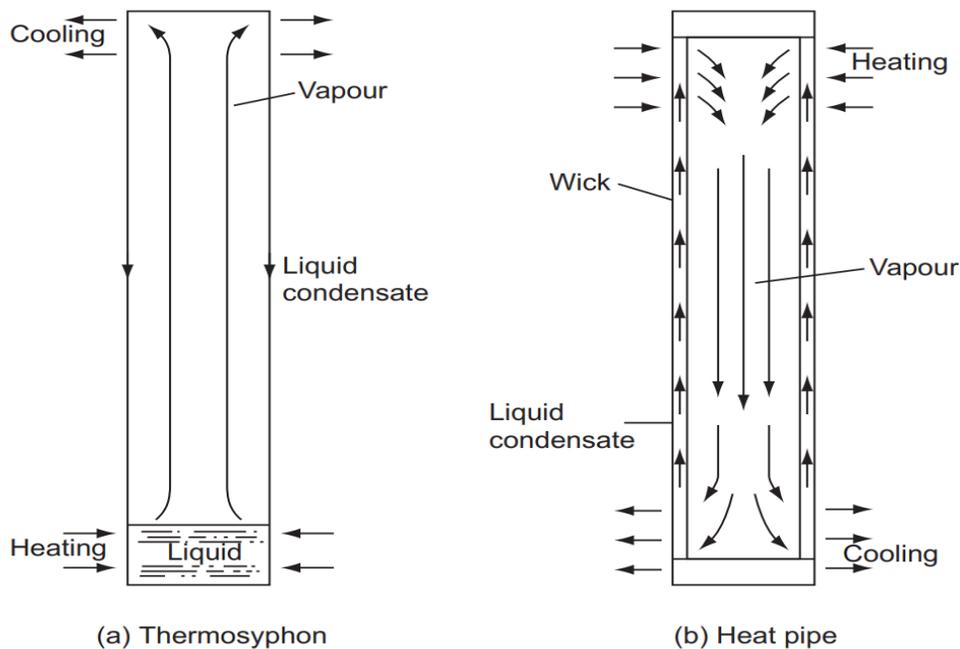


Figura 2. Diferencia entre un termosifón y un tubo de calor (David Reay y Peter Kew, 2006).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El tubo de calor contiene una malla capilar para que el condensado del fluido de trabajo, use esta capa como guía para retornar a la zona del evaporador por medio de fuerzas capilares que dependen de la geometría de estas capas finas y según la posición a la que trabajen los tubos de calor, la fuerza de gravedad puede ayudar al retorno del condensado a la zona del evaporador, por lo tanto, la zona del evaporador se puede ubicar libremente y en cualquier posición (David Reay y Peter Kew, 2006).

En los termosifones no se encuentra ningún tipo de malla capilar, por lo tanto la posición de trabajo del termosifón es preferiblemente vertical, para que el condensado del fluido de trabajo regrese solamente por la fuerza de gravedad a la zona del evaporador, esto presenta una limitación básica para los termosifones y es que la fuente de calor debe de estar en la parte más baja del termosifón para que el fluido de trabajo condensado regrese a la zona del evaporador sin problemas (David Reay y Peter Kew, 2006).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.3. Resistencia térmica.

Para analizar la transferencia de calor a través de un elemento en estado estacionario, necesitamos la relación a la cual se da dicha transferencia, por lo que el concepto de resistencia térmica será necesario para determinar la razón de transferencia de calor a través de un medio en estado estacionario (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

Contando con el conocimiento adquirido en la universidad, analizaremos los termosifones con la ecuación presentada por Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar (2011), para el cálculo de resistencia térmica, que es una analogía al concepto de resistencia eléctrica, en donde el cambio de temperaturas es semejante al cambio de voltaje, la rapidez de transferencia de calor es semejante a la corriente eléctrica y la resistencia térmica a la resistencia eléctrica por tanto la ecuación final es la siguiente:

$$R = \frac{T_h - T_c}{\dot{Q}} \quad (7)$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.4. Generalidades de los nanofluidos.

El término nanofluido supone una descripción a una mezcla de sólido y líquido que consiste en una cantidad de nanopartículas y un fluido base, de manera tal que la mezcla conserve las propiedades de un líquido. Existen varias maneras de preparar un nanofluido algunos activadores auxiliares o dispersantes son necesarios para obtener una distribución equilibrada y suspensiones estables. La capa ultrafina de las partículas puede ser metálicas o no metálicas (Yimin Xuan and Wilfried Roetzel, 2000).

Los nanofluidos son usados para mejorar la transferencia de calor, estos se constituyen de diferentes elementos diluidos en un fluido con relaciones de volumen de nanopartículas menores al 5-10%. Las nanopartículas suspendidas en el nanofluido pueden llegar a tener un diámetro menor a 100 nm (Yimin Xuan and Wilfried Roetzel, 2000).

El rendimiento de la transferencia de calor de un nanofluido es superior al fluido original puro debido a las partículas ultrafinas suspendidas, la mezcla también mejora considerablemente la conductividad térmica junto con la capacidad de intercambiar energía (Yimin Xuan and Wilfried Roetzel, 2000).

Varias investigaciones mostraron que al usar concentraciones de porcentaje de volumen entre 1 y 5, de nanopartículas, se puede aumentar la conductividad térmica hasta un 20%. Esta mejora depende de la forma, las dimensiones, las fracciones de volumen en el fluido y las propiedades térmicas del material de las partículas (S. Lee et al, 1999; H. Masuda et al, 1993; Y. Xuan and Q. Li, 2000).

Las nanopartículas más usadas incluyen metales como Cu, Ag, Ni, Au. Óxidos de metal como Al₂O₃, CuO, MgO, ZnO, SiO₂, Fe₂O₃, TiO₂. Carburo de metal SiC, nitruro de metal AlN y materiales de carbón como CNTs, MWCNTs, diamante, grafito (Muhammad Usman Sajid and Hafiz Muhammad Ali, 2018).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.5. Balance de energía en la superficie.

El calor se transfiere por medio de conducción, convección y radiación, el calor cambia de vehículos a medida que se transfiere de un medio a otro. Por ejemplo, el calor conducido hasta la superficie exterior de la pared de una casa en invierno es transferido por convección, por el aire frío del exterior, conforme es irradiado hacia los alrededores fríos. En esos casos puede ser necesario seguir el rastro de las interacciones energéticas en la superficie y esto se hace aplicando el principio de conservación de la energía a la superficie. Una superficie no contiene volumen ni masa y, por lo tanto, tampoco energía. Por lo mismo, una superficie se puede concebir como un sistema ficticio cuyo contenido de energía permanece constante durante un proceso (precisamente como un sistema de estado estacionario o de flujo estacionario). Entonces el balance de energía para una superficie se puede expresar como:

$$\text{Balance de energía: } E_{out} = E_{in} \quad (8)$$

Esta relación es válida tanto para condiciones estacionarias como transitorias y el balance de energía en la superficie no comprende generación de calor puesto que una superficie no tiene volumen. En la ecuación anterior, el balance de energía para la superficie exterior mostrada en la Figura 3, por ejemplo, se puede expresar como:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (9)$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

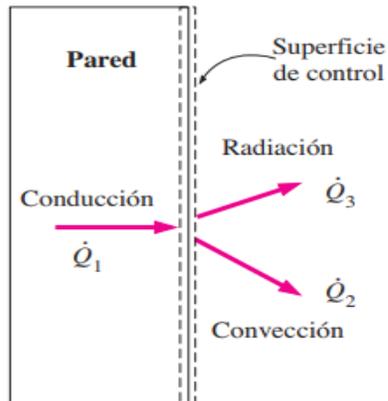


Figura 3. Interacciones energéticas en la superficie (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

Donde Q_1 es la conducción a través de la pared hasta la superficie, Q_2 es la convección de calor de la superficie hacia el aire del exterior y Q_3 es la radiación neta de la superficie hacia los alrededores (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.6. Conducción.

La conducción es una forma de transferencia de calor, que se presenta cuando hay contacto entre dos sustancias las cuales solo pueden ser, sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos se da la conducción cuando se presenta un choque entre las moléculas, durante su movimiento aleatorio.

Los experimentos demostraron que la razón de transferencia de calor, a través de una superficie como se muestra en la Figura 4, se duplica cuando se duplica la diferencia de temperatura de uno a otro lado de ella, o también, se duplica el área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor, pero se reduce a la mitad cuando se duplica el espesor de la superficie, por lo tanto, se concluyen las siguientes ecuaciones.

$$\text{Razón de conducción de calor} \propto \frac{(\text{Área})(\text{Diferencia de temperatura})}{\text{Espesor}}$$

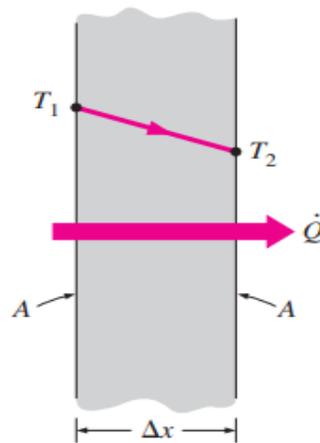


Figura 4. Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor Δx y área A (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

$$\dot{Q}_{Cond} = kA \frac{(T_1 - T_2)}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (10)$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

La constante K es la conductividad térmica del material, que es una medida de la capacidad de un material para conducir calor. En el caso límite de $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación se reduce a la forma diferencial.

$$\dot{Q}_{Cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (11)$$

La cuál se llama ley de Fourier de la conducción del calor, en honor de J. Fourier, quien la expresó por primera vez en su texto sobre transferencia de calor en 1822. Aquí, dT/dx es el gradiente de temperatura, el cual es la pendiente de la curva de temperatura en un diagrama T-x (la razón de cambio de T con respecto a x), en la ubicación x. La relación antes dada indica que la razón de conducción del calor en una dirección es proporcional al gradiente de temperatura en esa dirección. El calor es conducido en la dirección de la temperatura decreciente y el gradiente de temperatura se vuelve negativo cuando esta última decrece al crecer x. El signo negativo en la ecuación anterior garantiza que la transferencia de calor en la dirección x positiva sea una cantidad positiva (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.7. Convección.

La convección es una forma de transferencia de calor que se da por el efecto combinado del contacto entre un fluido en movimiento y la conducción. Entre más rápido es el movimiento del fluido, mayor es la transferencia de calor por convección.

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Así mismo, la convección natural, se da cuando el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en este fluido.

Se observa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\dot{Q}_{Conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (12)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en $W/m^2 \cdot ^\circ C$ o $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$, A_s es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.8. Radiación.

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. De hecho, la transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en un vacío. Ésta es la manera en la que la energía del Sol llega a la Tierra.

La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T_s (en K o R) es expresada por la ley de Stefan-Boltzmann como:

$$\dot{Q}_{emitida,max} = \sigma A_s T_s^4 \quad (13)$$

Donde σ es $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, o bien, $0.1714 \cdot 10^{-8} \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{R}^4$ es la constante de Stefan-Boltzmann. La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se llama cuerpo negro y la radiación emitida por éste es la radiación del cuerpo negro. La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$Q_{emitida} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (14)$$

En donde ε es la emisividad de la superficie. La emisividad cuyo valor está en el intervalo entre 0 y 1, es una medida de cuán próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual $\varepsilon=1$.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Cuando una superficie de emisividad ε y área superficial A_s , a una temperatura termodinámica T_s , está por completo encerrada por una superficie mucho más grande (o negra), a una temperatura termodinámica T_{alred} , y separada por un gas (como el aire) que no interfiere con la radiación, la razón neta de la transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se da por:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad (15)$$

En este caso especial la emisividad y el área superficial de la superficie circundante no tienen efecto sobre la transferencia neta de calor por radiación (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

3. METODOLOGÍA

3.1. Etapas de la metodología.

En esta sección del documento se pretende mostrar paso por paso la manera cómo se hizo todo el estudio para la evaluación del intercambiador de calor, empezando por el armado y llenado de los termosifones y terminando con la evaluación del intercambiador de calor desde los indicadores térmicos el cual se muestra en la Figura 5.



Figura 5. Flujo grama de la metodología (Elaboración propia).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3.1.1. Armado y llenado de los termosifones.

Se dispuso de 30 tubos de cobre como se muestra en la Figura 6, sellado por uno de los extremos que para los intereses de este trabajo los tendríamos que transformar en termosifones.



Figura 6. Tubos de calor (Elaboración propia).

Para esto empezamos poniendo en condiciones de uso los tubos de cobre retirando el óxido con ácido sulfúrico, seguido de una limpieza con jabón líquido, al tiempo de terminar el proceso anterior se hace una segunda limpieza con acetona y se evapora el contenido excedente induciendo aire caliente con un secador industrial.

Al terminar este procedimiento para cada tubo, se sella con STRETCH FILM para que no entre suciedad y así se puedan enviar a un tercero con el fin de cerrar los tubos soldando unas tapas con un tubing en el centro como se representa en la Figura 7.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 7. Tubo sellado con tapa y tubing (Elaboración propia).

Teniendo cada tubo con su respectiva tapa se procede a llenar los tubos con su fluido de trabajo. Para este caso los tubos se deben llenar con un nanofluido (0.065 g de alúmina en 65 mililitros de agua des ionizada), el cual se debe pasar por un sistema de ultrasonido como se ilustra en la Figura 8, con el fin de que las partículas más grandes de nanofluido se dispersen y se mezcle de mejor manera con el agua desionizada. Este proceso por tubo se demora aproximadamente 90 min.



Figura 8. Dilución del nanofluido (Elaboración propia).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Al tener el nanofluido ya elaborado se debe inmediatamente introducirlo en el tubo para que no se asienten las partículas de alúmina, además el tubo debe estar en condiciones, por lo que se debe poner este en vacío como se muestra en la Figura 9, durante una hora para que así llegué a una presión de vacío entre 1.0×10^{-5} mbar y 3.5×10^{-5} mbar.



Figura 9. Sistema de vacío (Elaboración propia).

Con estas 2 condiciones se procede a llenar los tubos bajo el siguiente procedimiento: como se representa en la Figura 10, el tubo está acoplado con una manguera a la bomba de alto vacío. Al llegar a la presión necesaria con el tiempo de caracterización de una hora, se estrangula la manguera con unas pinzas de laboratorio, con el fin de que no entre aire al tubo.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 10. Proceso de vacío (Elaboración propia).

Después al tener estrangulada la manguera, se desacopla de la bomba de alto vacío y se acopla a una pipeta de 10 mililitros para así tener el medio para llenar el tubo. Luego con una aspira pipeta se transporta el nanofluido desde un Baker hasta la pipeta acoplada a la entrada del termosifón, dosificando la cantidad de nanofluido de a 10 ml abriendo las pinzas de laboratorio. En la primera dosis de nanofluido se retira el aire atrapado entre la entrada del termosifón y la pipeta, con una bomba de vacío de menor potencia.

Al retirar el aire excedente con la bomba se deja entrar el nanofluido al tubo de manera que quede un poco de nanofluido para no hacer un nuevo vacío, y de esta forma llenar los tubos, terminando con la manguera estrangulada.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Con la manguera estrangulada se utiliza una prensa y así apretar el tubing hasta que no entre aire al tubo, chequeando lentamente que no vaya a entrar aire y así poder quitar el estrangulamiento de las pinzas de laboratorio.

Después de tener estrangulado el tubing se desacopla la manguera, se limpia y con una jeringa se extrae el líquido excedente, por último, se sella el tubing con un sellador epóxico de alto vacío (vacuum epoxy, low vapor pressure TS10), como se ilustra en la Figura 11 y se debe dejar secar por mínimo 2 horas.



Figura 11. Sellado con sellador epóxico de alto vacío (Elaboración propia).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3.1.2. Pruebas para verificación del llenado.

Con los tubos ya sellados con sellador epóxico de alto vacío, se dispone a hacer pruebas como se muestra en la Figura 12 tanto para encontrar los tubos con mejor comportamiento térmico y cuales quedaron mal sellados o con problemas para repetir el llenado del tubo de ser necesario.

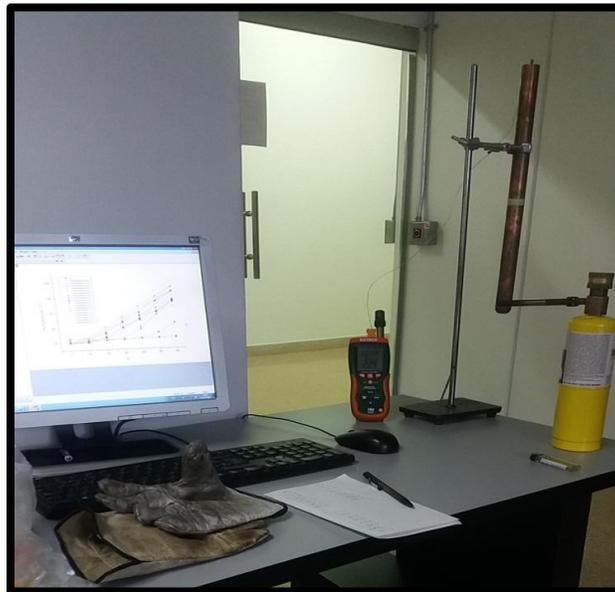


Figura 12. Sistema de verificación de vacío (Elaboración propia).

Con la ayuda de un termo higrómetro conectado al tubo por medio de una termocupla tipo T sujeta en la parte superior de este con cinta para alta temperatura, se toma la medición de temperatura de pared del tubo a temperatura ambiente del laboratorio como estado inicial. Se utiliza un cronómetro con el cual se tomará un tiempo de caracterización de 60 segundos el cual iniciará cuando se le agregue calor a la parte inferior de tubo por medio de una pipeta con boquilla para soldadura MAP y se tomará la temperatura de pared cada 10 segundos para visualizar su comportamiento dando como resultados en su estado final para tubos en buenas condiciones de 90 grados a 100 grados y para tubos con problemas por debajo de estos valores.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3.1.3. Distribución de tubos y ensamble.

Como siguiente paso se escogen los 7 mejores tubos, se seleccionaron en base a los resultados de temperatura más elevada de las pruebas antes mencionadas con soldadura MAP. Los cuales se dispone a introducirlos distribuidos de una manera estratégica en la placa agujereada de la manera como aparece en la Figura 13. Los termosifones son introducidos de manera simétrica con el fin de que la mitad inferior este en la parte del evaporador y la otra mitad en el lado del condensador.

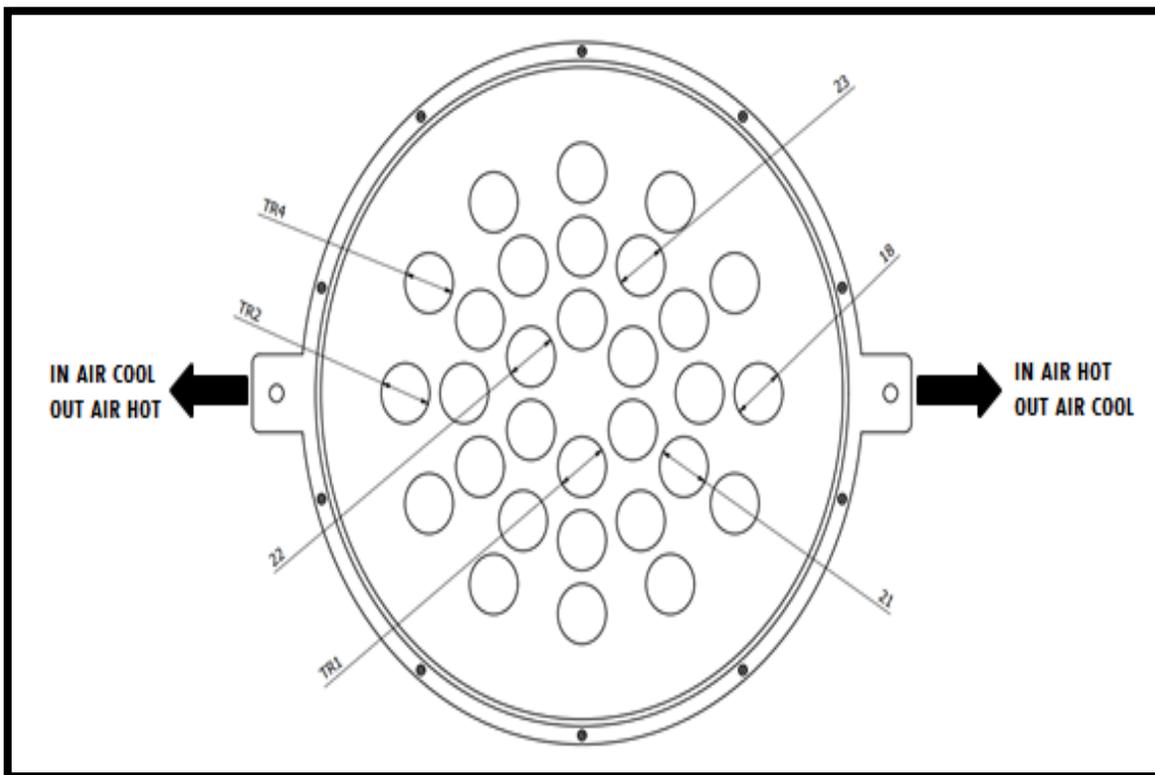


Figura 13. Distribución de los termosifones en el intercambiador. (Elaboración propia).

Con los 7 termosifones en esas condiciones se procede a colocarle cada 10 cm termocuplas tipo T de manera que queden 2 termocuplas en el evaporador y 2 termocuplas en el condensador, para cada uno de los 7 tubos marcando adecuadamente cada una y así conectar al otro extremo de las termocuplas al sistema de adquisición de datos como se

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

ilustra en la Figura 14, para calibrarlas o encontrar si alguna se separó de los termosifones. Siguiendo con el proceso, se procede a terminar de introducir los termosifones en las aberturas de la placa.



Figura 14. Sistema de adquisición de datos (Elaboración propia).

Con los termosifones ya en la placa se ensambla el intercambiador de calor cerrando cada tapa de la carcasa con tuercas, pero antes de cerrar se sella con silicona para alta temperatura con el fin de que no haya escape de fluido en el intercambiador de calor.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3.1.4. Montaje del intercambiador en INGEOMINAS y adquisición de datos.

Con el intercambiador ensamblado en el ITM campus fraternidad como se ilustra en la Figura 15, se transporta acompañada de un ventilador a las instalaciones de INGEOMINAS en el barrio robledo donde se termina de instalar.

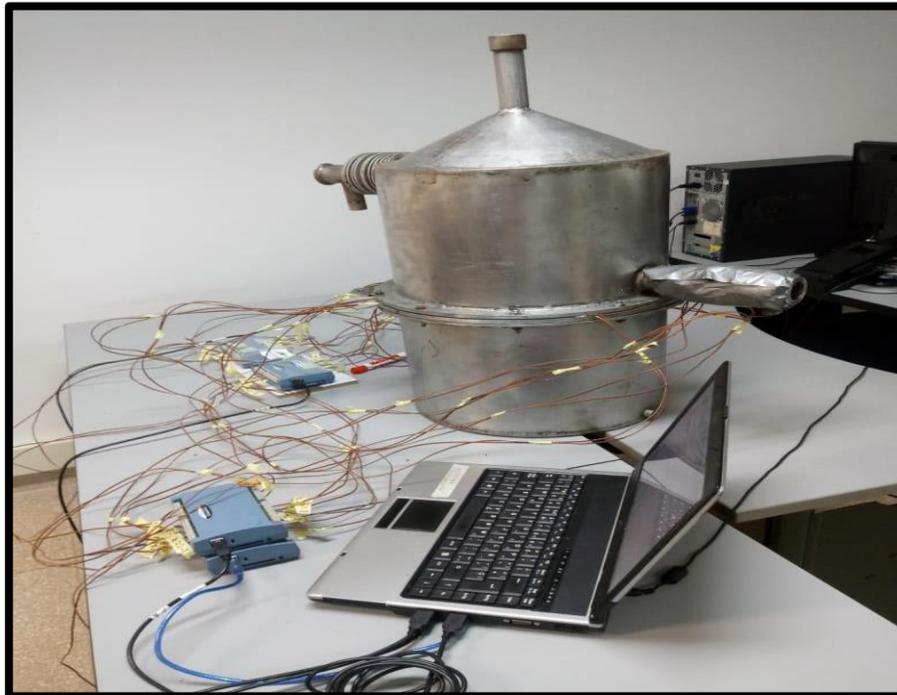


Figura 15. Intercambiador conectado al sistema de adquisición de datos (Elaboración propia).

En las instalaciones de INGEOMINAS se usó un banco de resistencias eléctricas, un compresor y un variador de velocidad, con el cual se variará la frecuencia y por ende el caudal de aire frío que entra al condensador.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 16. Intercambiador ensamblado en INGEOMINAS. 1) intercambiador de calor, 2) entrada de flujo de aire frío, 3) entrada de flujo de aire caliente, 4) ventilador, 5) banco de resistencias, 6) variador de frecuencia, 7) sistema de adquisición de datos, 8) entrada de aire desde el compresor (Elaboración propia).

Se hace la conexión eléctrica para el banco de resistencias, el variador de velocidad y el ventilador, siguiendo por conectar la salida de aire de este último a la entrada del condensador del intercambiador de calor, además de la conexión neumática del compresor que pasa por el banco de resistencias, al igual que la conexión del banco de resistencias a la entrada del evaporador del intercambiador de calor. Teniendo ya ensamblado todo el sistema se conectan las termocuplas al sistema de adquisición de datos.

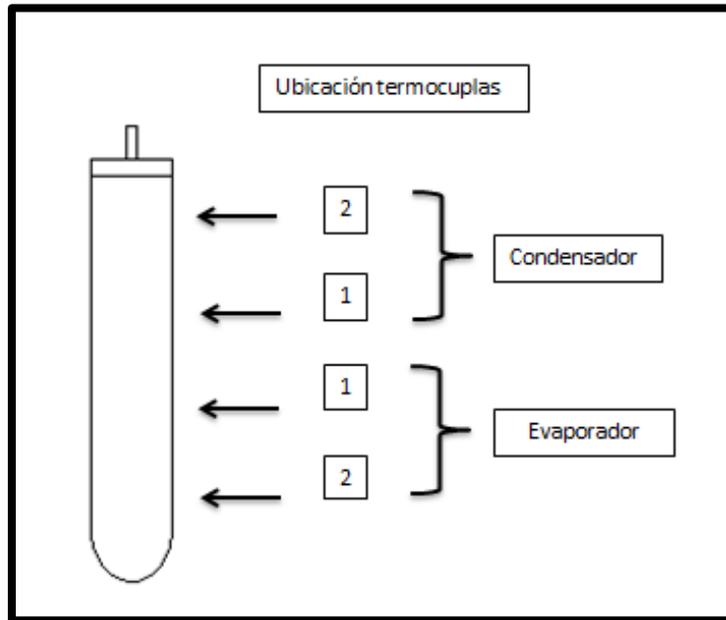


Figura 17. Distribución de las termocuplas en los termosifones (Elaboración propia).

Con la ayuda del computador y el programa DAQami, se recopilaron los datos mediante termocuplas tipo T, para así tomar las temperaturas de entrada y salida de los termosifones, tanto en la zona del evaporador como en la del condensador, tomando datos en cada segundo que trabajo el sistema, manteniendo un tiempo prudente después de llegar a estado estacionario.

Durante cuatro días en horas de la mañana, se iniciaban las pruebas de comportamiento del intercambiador de calor, cada día se hizo una prueba cambiando la frecuencia del ventilador, el cual es la entrada del condensador y manteniendo constante el flujo de entrada del aire del evaporador, el cual se observó mediante un medidor de flujo tipo vortex con un tiempo de toma de datos de 15 minutos. Terminando la adquisición de datos un tiempo prudente después de alcanzar el estado estacionario del sistema. Además de esos datos se necesitaban algunos adicionales, los cuales son temperatura de pared, temperatura ambiente y humedad relativa, se tomaron con la ayuda de un termo higrómetro.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3.1.5. Análisis de datos obtenidos, cálculos para los indicadores.

Con los datos de temperatura obtenidos del programa DAQami, del termohigrómetro y la cantidad de flujo que sale del compresor por medio del Vortex, se dispuso a elaborar un libro en el programa Excel, con el fin de tener de forma organizada estos datos y así tener todas las herramientas para calcular los indicadores térmicos que nos permitieran analizar y evaluar el intercambiador de calor.

Además de este libro se debió buscar en la literatura específicamente en el libro de transferencia de calor de los autores Yunus A. Cengel y Afshin J. Ghajar las propiedades de del aire como el calor específico (C_{pc} y C_{ph}) y la densidad, para los rangos de temperatura de 20 hasta 120 grados Celsius, ya que estos últimos son necesarios para encontrar otras propiedades o datos en régimen estacionario.

Se dispone a la verificación de datos que correspondan al funcionamiento en estado estacionario de los datos obtenidos del software DAQami, para así promediar los 100 últimos datos de temperatura tanto de la entrada ($T_{h\ in}$ y $T_{c\ in}$) como de la salida ($T_{h\ out}$ y $T_{c\ out}$) del evaporador y del condensador, con el fin de proporcionar datos más exactos.

Utilizando el flujo volumétrico (\dot{v}) medido con el Vortex y la densidad (ρ) encontrada en el apéndice A, calculamos el flujo de masa por segundo (\dot{m}) del fluido caliente que ingresa por la entrada del evaporador manteniéndose este último constante para todas las pruebas, usando la siguiente ecuación.

$$\dot{m} = \rho \dot{v} \quad (16)$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Con este dato obtenido, más los promedios de entrada y salida de temperatura ($T_{h\ in}$ y $T_{h\ out}$) del evaporador se dispone a calcular desde un balance de energía la razón de transferencia de calor, que se genera en la zona del evaporador para cada una de las pruebas utilizando la ecuación (2).

Utilizando las ecuaciones (12) y (15) se dispone a calcular las pérdidas que se obtuvieron al no tener aislado el intercambiador de calor, con los apéndices B-C-D, que muestra las dimensiones del intercambiador de calor, se calcula el área de este y en la ecuación (12) utilizando un h convectivo de $5\ W/m^2 \cdot ^\circ C$, este es constante para todas las pruebas, por ser convección natural, además teniendo en cuenta la temperatura de pared y la temperatura ambiente tomada a la hora que la prueba terminó, se procedió a calcular las pérdidas por convección y radiación por las paredes del intercambiador. De acuerdo a la ecuación (15), para determinar la razón de transferencia de calor a través de la pared del intercambiador, se encontró que las pérdidas por el efecto de radiación a comparación del efecto de convección pueden ser despreciables.

Por medio de la ecuación (9) del balance de energía en la superficie y conociendo las pérdidas de calor, (Q_p) el calor en la zona del evaporador (Q_h) más el cambio de temperatura, ($T_{c\ in}$ y $T_{c\ out}$) el calor específico del aire frío (C_{pc}), podemos calcular el flujo de masa del aire frío, que este es el factor que varía con el cambio de la frecuencia del ventilador, para finalizar con el cálculo de la razón de transferencia de calor de la zona del condensador.

Con los datos calculados hasta este punto, se obtuvieron todas las herramientas para calcular el indicador térmico conocido como efectividad por el método NTU, como se conocen todas las temperaturas de entrada y salida, basta con determinar cuál es el C_{min} , para usar la ecuación correspondiente.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En este caso, para determinar el C_{min} se utilizó la ecuación (3) la cual toma los calores específicos (C_{pc} y C_{ph}) y sus flujos másicos, (\dot{m}_h y \dot{m}_c) haciendo el cálculo correspondiente se encuentra que el C_{min} para estas pruebas, es el del fluido caliente, por lo cual para el cálculo de la efectividad por método NTU se debe utilizar la ecuación (6), los resultados de estos cálculos para cada segundo, son presentados en la Figura 18 en la sección de los resultados y discusión.

Además del indicador de efectividad por método NTU, se quiso observar el comportamiento térmico del grupo de muestreo de los termosifones seleccionados, para conseguir esto se decidió determinar la resistencia térmica para cada termosifón del muestreo. Para esto es necesario utilizar la ecuación (7), donde se necesita la temperatura del termosifón tanto en la parte del condensador como en el evaporador, teniendo en cuenta lo anterior se dispuso a calcular el promedio de temperaturas tanto para el par de termocuplas del evaporador como para el par de termocuplas del condensador como se muestra en la figura 17, Esto con la finalidad de conocer la temperatura promedio tanto del termosifón en la parte del evaporador como en la parte del condensador.

Luego de conocer los promedios de temperatura en el evaporador y el condensador, procedimos a usar la ecuación (7), usando la razón de transferencia de calor del aire caliente para determinar la resistencia térmica en cada segundo, de los termosifones de muestreo, para mostrar los resultados en las Figuras 19-25, en la sección de los resultados y discusión.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Al iniciar el análisis de los resultados se deben tener en cuenta que el intercambiador de calor construido no tuvo aislamiento térmico en las paredes, por lo cual hubo pérdidas de calor significativas. El intercambiador consta de la carcasa y treinta termosifones bifásicos, los cuales se trataron de construir, llenar de manera estandarizada y en las mismas condiciones, pero al construirlos manualmente no se puede garantizar que todos los termosifones se comporten de la misma manera, ya que las soldaduras o por agentes externos pueden tener filtraciones y por ende se pierda en algunos casos el vacío a medida que pasa el tiempo, además estas pruebas se ejecutaron en un ambiente no controlado, ya que fue en las zonas exteriores del laboratorio de INGEOMINAS.

Debido a esto, y a la variación de las condiciones climáticas a lo largo de las pruebas, no se pudo hacer réplicas de los experimentos, ya que no se puede garantizar que la convección con el aire externo para todas las pruebas sea el mismo, adicionalmente la cantidad de nanofluido depositado puede variar de un experimento a otro a medida que se hagan las pruebas, Por otra parte, para elaborar replicas correctamente se deben fabricar tubos de calor nuevos para cada experimento, lo cual resulta imposible, ya que esta la limitante de los recursos que podíamos utilizar para la fabricación del intercambiador.

Para el análisis fueron tomados los datos del sistema operando en régimen estacionario, se ejecutaron utilizando el flujo de aire constante para la entrada del evaporador y se varió el flujo de aire de la entrada del condensador como se mostró anteriormente en la metodología. Las variaciones de flujo de aire se dieron en el ventilador cambiando su frecuencia entre los rangos de 20 y 50 Hz, con el fin de observar el comportamiento térmico tanto de los termosifones como del intercambiador de calor.

4.1. Resultados de eficiencia térmica.

A partir de las ecuaciones analizadas anteriormente (3) y (6), se pudo analizar la variación de 2 indicadores, para observar el comportamiento térmico del intercambiador de calor. En este análisis se puede indicar la efectividad que tuvo el sistema al usar un nanofluido como fluido de trabajo, al igual que la configuración de un intercambiador de calor a contraflujo.

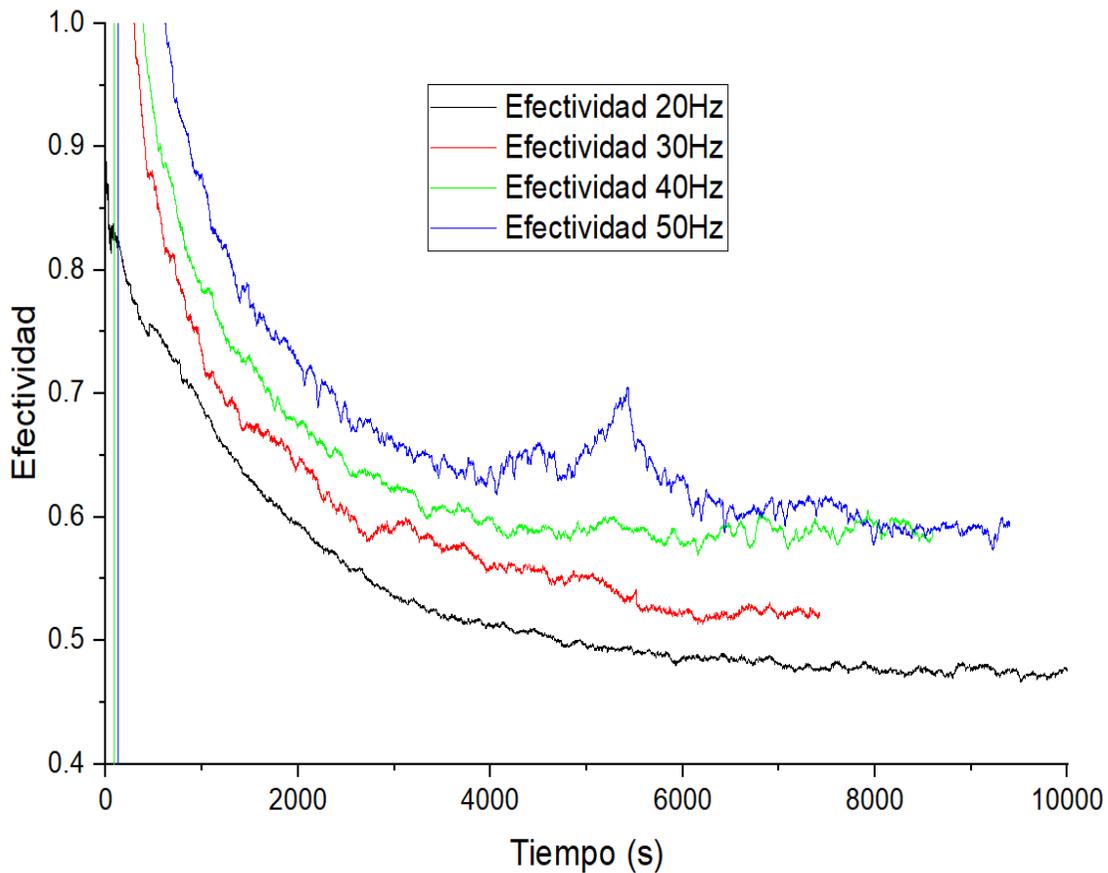


Figura 18. Resultados de efectividad (Elaboración propia).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En la figura 18, se puede observar que los resultados de efectividad que se obtuvieron en las pruebas del intercambiador a diferentes velocidades de flujo de aire frío variaron entre los rangos del 50 al 60% en estado estacionario.

Cómo se pudo observar en los resultados de las pruebas experimentales y teniendo en cuenta la revisión de la literatura que se tuvo con anterioridad, se encontró, que como se esperaba, al producir un aumento de la velocidad de flujo de aire frío en el intercambiador de calor, se observa un aumento de la razón de transferencia de calor y por ende aumenta la efectividad de este.

Comparando los resultados obtenidos con la investigación elaborada por JARNAGIN, Ronald E en 2006, la cual dice que un buen intercambiador tiene una efectividad entre el 60 al 80%, podemos afirmar que por el hecho de que el intercambiador alcanzó una efectividad máxima de 60% en la prueba con el flujo de aire más alto, muestra que el rendimiento del intercambiador de calor es apto para trabajos en condiciones similares a las que trabajó anteriormente en INGEOMINAS. Sin embargo, la efectividad en este caso puede ser mejorada si se implementa un mejor aislamiento térmico en las paredes del intercambiador.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

4.2. Resultados indicadores de resistencia térmica.

Las Figuras (19-25), muestran la resistencia térmica para cada termosifón a las diferentes frecuencias, se tuvo en cuenta la ubicación de los termosifones y los fenómenos que presentan los nanofluidos, esto ilustra el comportamiento de la transferencia de calor a lo largo de los termosifones que tomamos de referencia.

En la Figura 19, se ilustra el efecto de la resistencia térmica para el termosifón 18 en las diferentes pruebas, este termosifón está ubicado según la Figura 13 mostrada en la metodología. Se puede observar que este termosifón está más cerca a la entrada de aire del evaporador por ende este es el primer termosifón en tener contacto con el fluido caliente y el último en entregar calor al aire frío, por lo que en esta Figura, se puede observar que a medida que se va incrementando la frecuencia y por ende la velocidad del fluido, la resistencia térmica disminuye, manteniéndose la resistencia térmica en valores muy cercanos y teniendo la variación más alta en la prueba de 20 Hz.

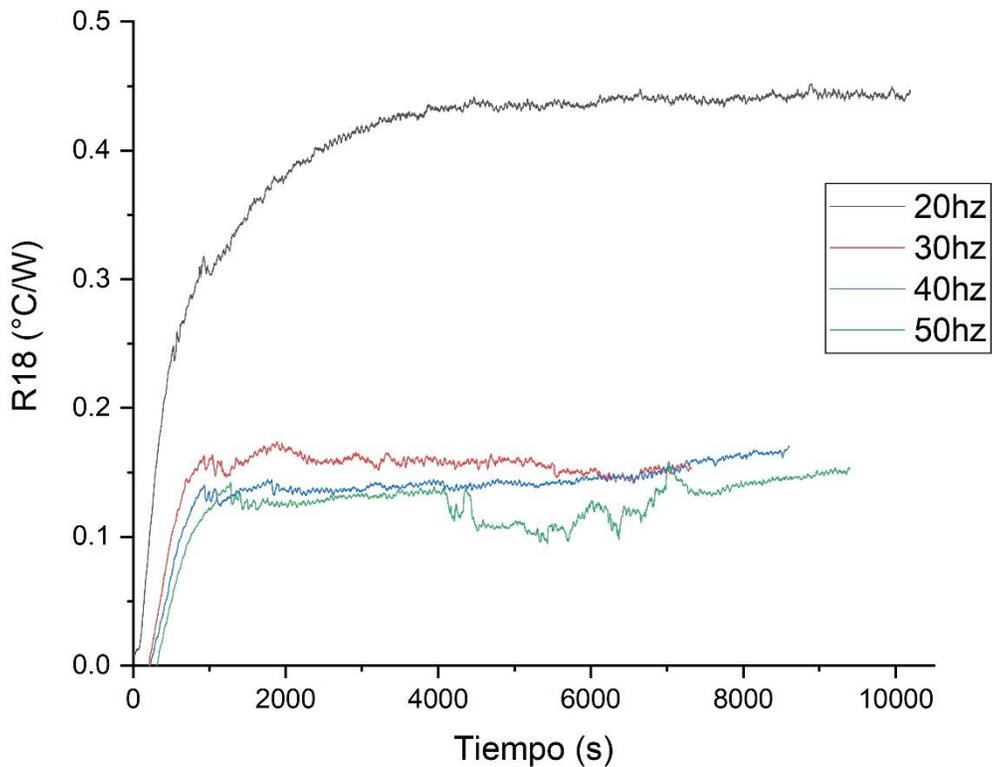


Figura 19. Resistencia térmica del termosifón 18 en función del tiempo (Elaboración propia).

En la siguiente Figura 20, se ilustra la variación de la resistencia térmica del termosifón 21, el cual está ubicado según la Figura 13 mostrada en la metodología, podemos comprobar que este termosifón está cercano a la entrada del evaporador. Durante las diferentes pruebas se evidencia que a medida que aumenta la frecuencia disminuye la resistencia térmica, sin embargo, en la prueba de 20 Hz, se mostró que tiene la resistencia térmica más baja.

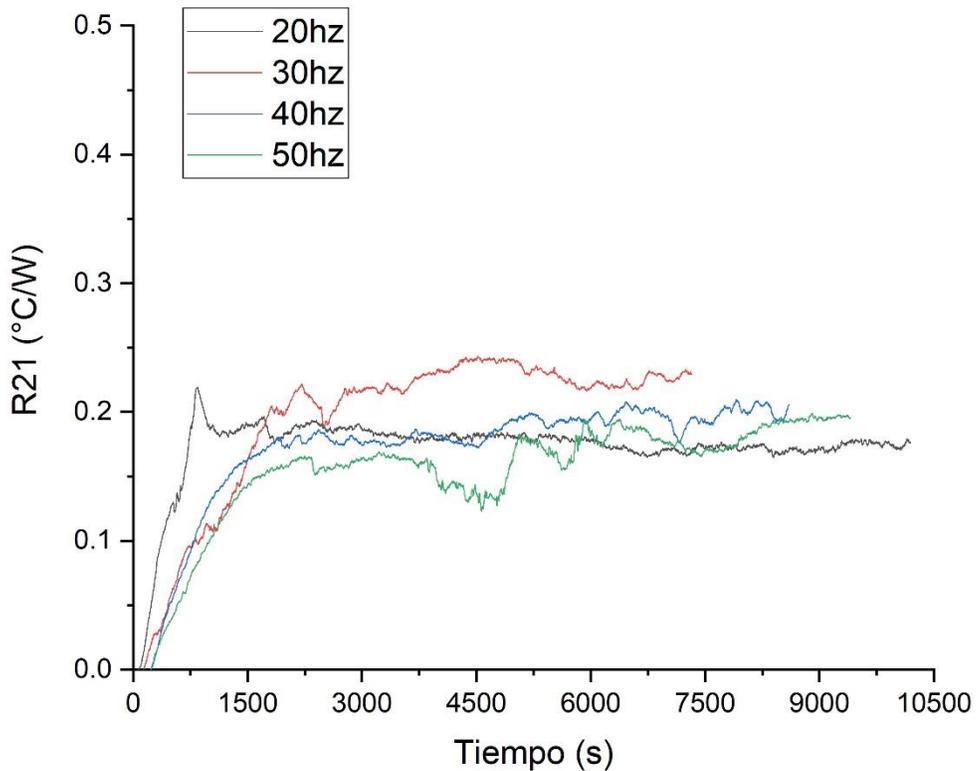


Figura 20. Resistencia térmica del termosifón 21 en función del tiempo (Elaboración propia).

En la Figura 21, se ilustra la variación de resistencia térmica para el termosifón 22, el cual está ubicado según la Figura 13 mostrada en la metodología, podemos afirmar que este termosifón está en la zona central del intercambiador. En este caso la resistencia térmica más alta se presentó en la prueba de 40 Hz, mientras que, en las pruebas de 50 y 20 Hz, presentaron una resistencia térmica similar, cuando alcanzo estado estacionario y por último la prueba de 30 Hz presentó la menor resistencia térmica.

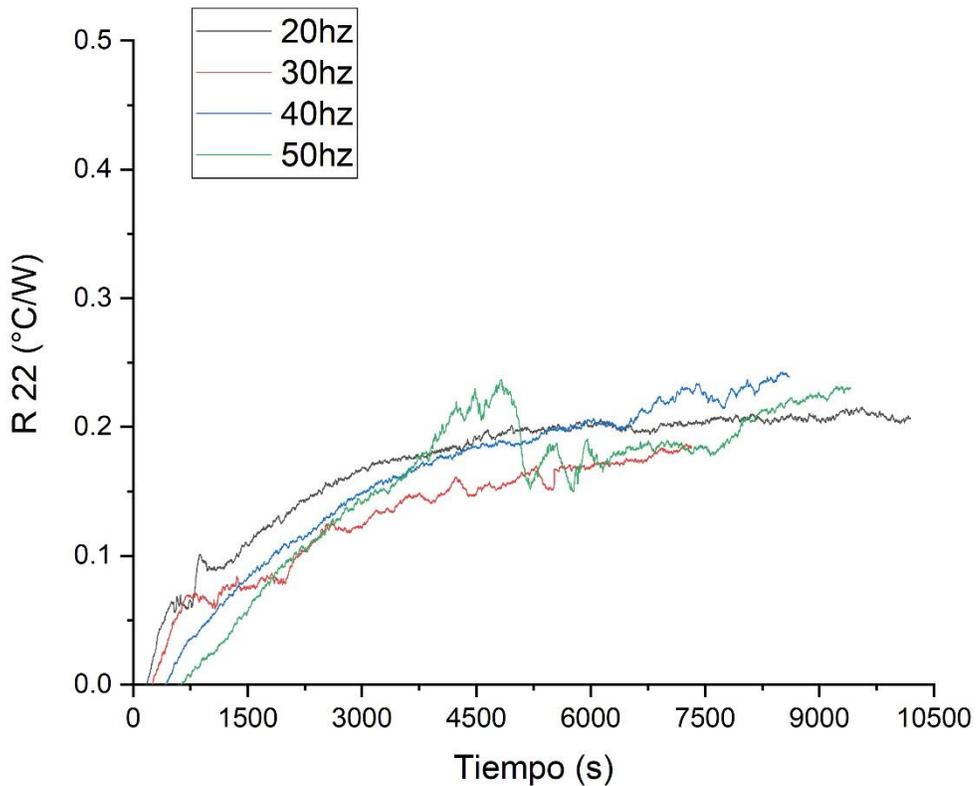


Figura 21. Resistencia térmica del termosifón 22 en función del tiempo (Elaboración propia).

En la Figura 22, se ilustra la variación de resistencia térmica para el termosifón 23, el cual está ubicado según la Figura 13 mostrada en la metodología, podemos afirmar que este termosifón está en la zona central del intercambiador. En este caso la variación de la resistencia térmica es muy pequeña a comparación de otros termosifones, esto se puede deber a varios factores antes mencionados. Como se puede ver la prueba a 50 Hz fue la que presento la resistencia térmica más alta, seguido de las pruebas de 20 y 40 Hz siendo muy similares y la prueba de 30 Hz presentó la menor resistencia térmica.

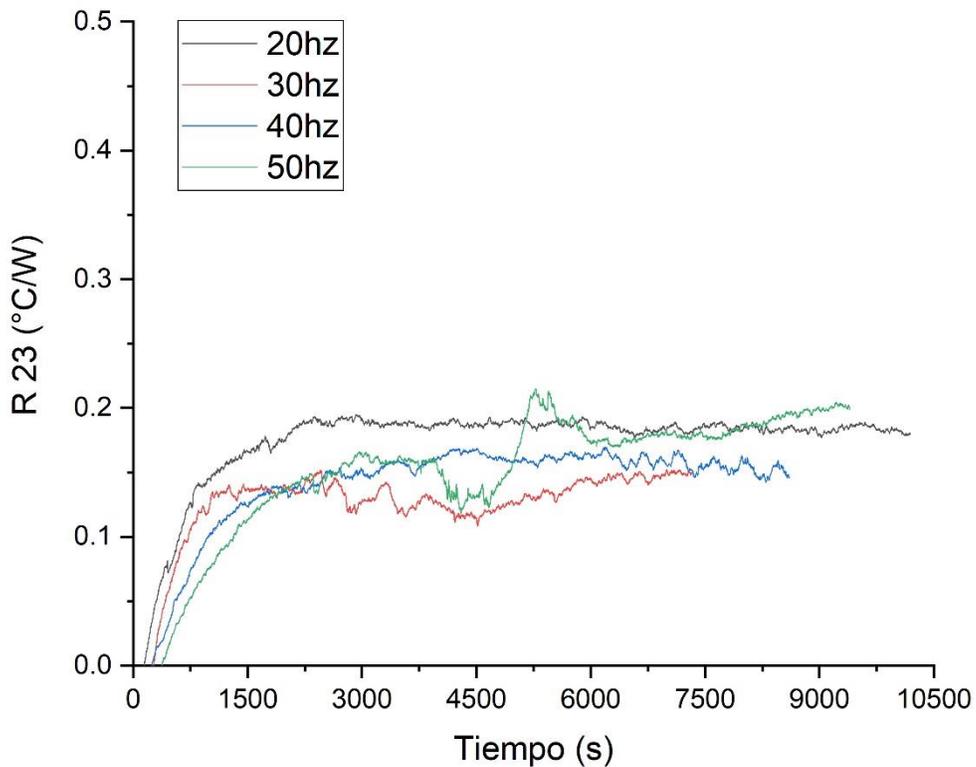


Figura 22. Resistencia térmica del termosifón 23 en función del tiempo (Elaboración propia).

En la Figura 23, se ilustra la variación de resistencia térmica para el termosifón R1, el cual está ubicado según la Figura 13 mostrada en la metodología, podemos confirmar que este termosifón está en la zona central del intercambiador. La prueba de 30 Hz presentó la resistencia térmica más alta, seguido de la prueba de 40 Hz, 50 Hz y por último la prueba a 20 Hz muestra los valores más bajos para la resistencia térmica, para este termosifón se muestran variaciones más altas de resistencia térmica.

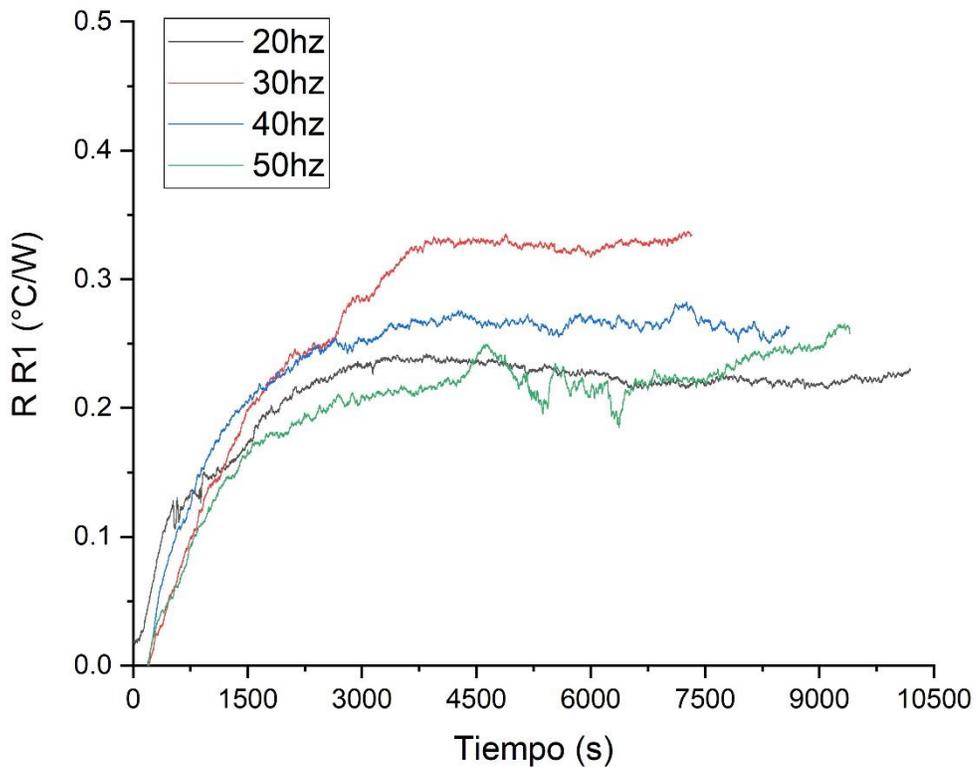


Figura 23. Resistencia térmica del termosifón R1 en función del tiempo (Elaboración propia).

En la Figura 24, se ilustra la variación de resistencia térmica para el termosifón R2, el cual está ubicado según la Figura 13 mostrada en la metodología, podemos confirmar que este termosifón está en la salida del evaporador. La prueba de 30 Hz muestra la resistencia más alta, seguido de las pruebas 40 y 50 Hz, por último, la prueba de 20 Hz muestra una resistencia térmica más baja.

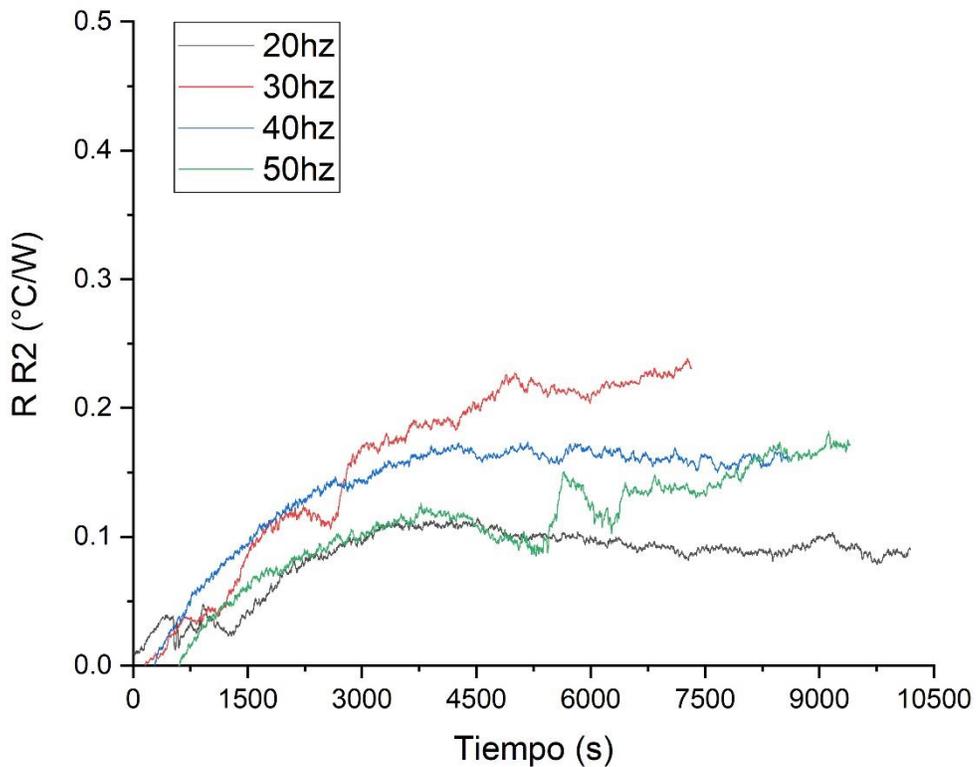


Figura 24. Resistencia térmica del termosifón R2 en función del tiempo (Elaboración propia).

En la Figura 25, se ilustra la variación de resistencia térmica para el termosifón R4, el cual está ubicado según la Figura 13 mostrada en la metodología, podemos confirmar que este termosifón está cerca de la salida del evaporador. Para este termosifón la prueba de 30 Hz, presento la resistencia térmica más alta, seguido de las pruebas 20 y 50 Hz, por último, la prueba de 40 Hz presento la resistencia térmica más baja, en comparación de los resultados mostrados para los demás termosifones, este presentó resistencias térmicas más altas para cada prueba.

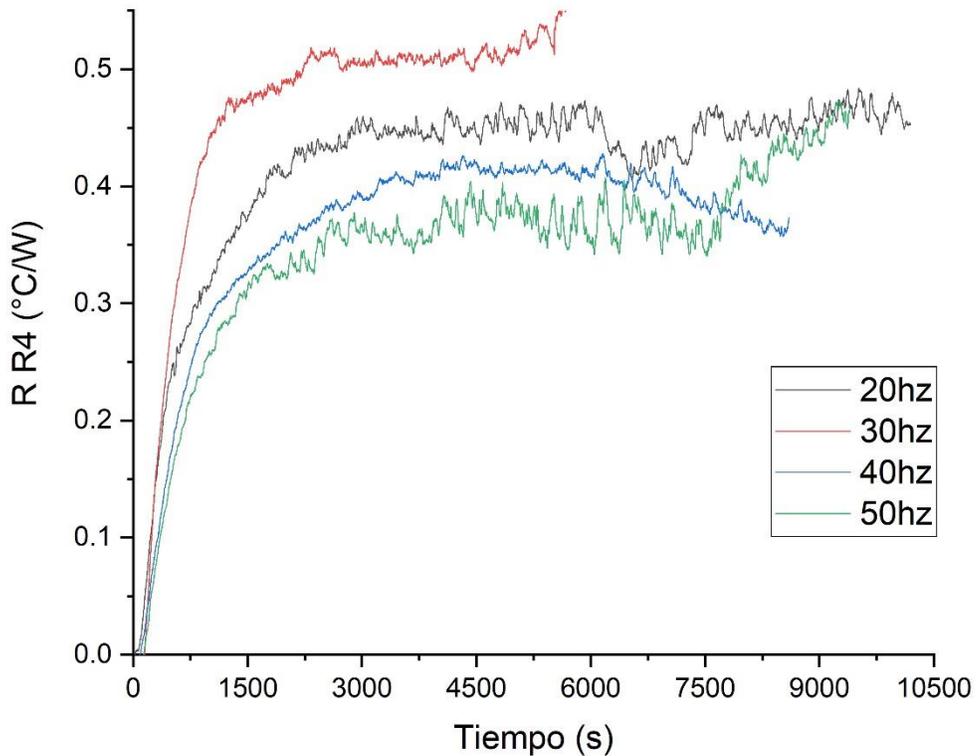


Figura 25. Resistencia térmica del termosifón R4 en función del tiempo (Elaboración propia).

Al analizar los resultados experimentales obtenidos y plasmados en las Figuras (19-25) y la Figura (26) obtenidas sobre el indicador de resistencia térmica, podemos observar claramente que estas fueron diferentes para cada termosifón, y haciendo el análisis con énfasis en como la resistencia térmica cambia de acuerdo a la ubicación del termosifón, dentro del intercambiador de calor, no se evidenció una tendencia clara para definir el comportamiento de los tubos de calor en cada sección del intercambiador.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 1.

Comparación resistencia térmica en función de la frecuencia, teniendo en cuenta la posición de los termosifones de referencia (Elaboración propia).

Termosifón	Ubicación	Resistencia (°C/W)			
		20 HZ	30 HZ	40 HZ	50 HZ
18	Entrada del Evaporador	0.45	0.15	0.17	0.15
21	Cercano a la Entrada del Evaporador	0.18	0.23	0.21	0.20
22	Centro	0.21	0.18	0.24	0.23
23	Centro	0.18	0.15	0.15	0.20
R1	Centro	0.23	0.33	0.26	0.26
R2	Entrada del Condensador	0.09	0.23	0.16	0.17
R4	Cercano a la Entrada del Condensador	0.45	0.61	0.37	0.47

La Tabla 1 muestra los resultados de resistencia térmica para las diferentes ubicaciones a las diferentes frecuencias de cada termosifón, con los cuales se elaboraron las Figuras 27-29, para así observar el comportamiento en las ubicaciones específicas de los termosifones dentro del intercambiador (entrada del evaporador, centro y entrada del condensador) con el fin de encontrar patrones de comportamiento y así obtener evidencia para determinar si la resistencia térmica varía de acuerdo a la ubicación.

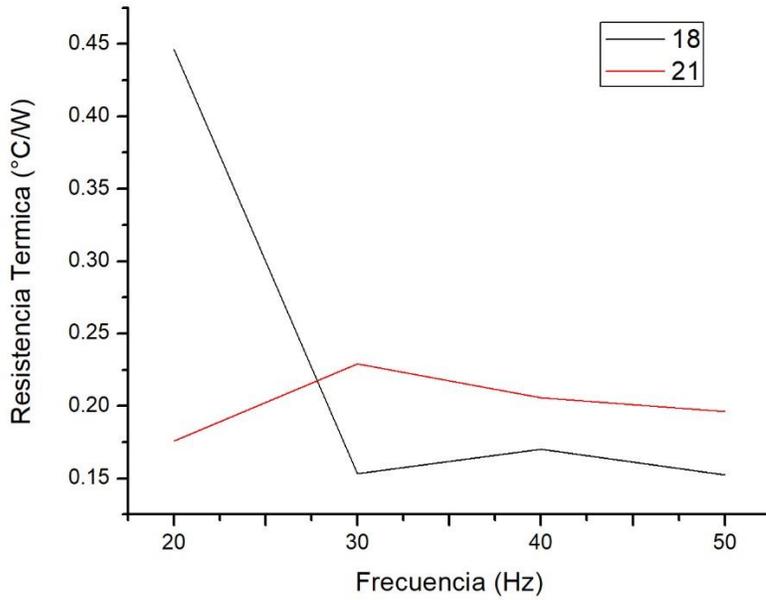


Figura 26. Resistencia térmica en la entrada del evaporador en función de la frecuencia (Elaboración propia).

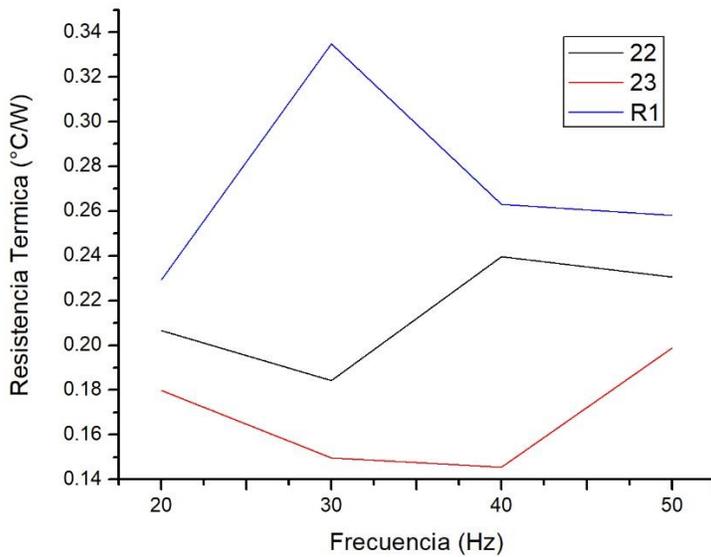


Figura 27. Resistencia térmica en el centro del intercambiador en función de la frecuencia (Elaboración propia).

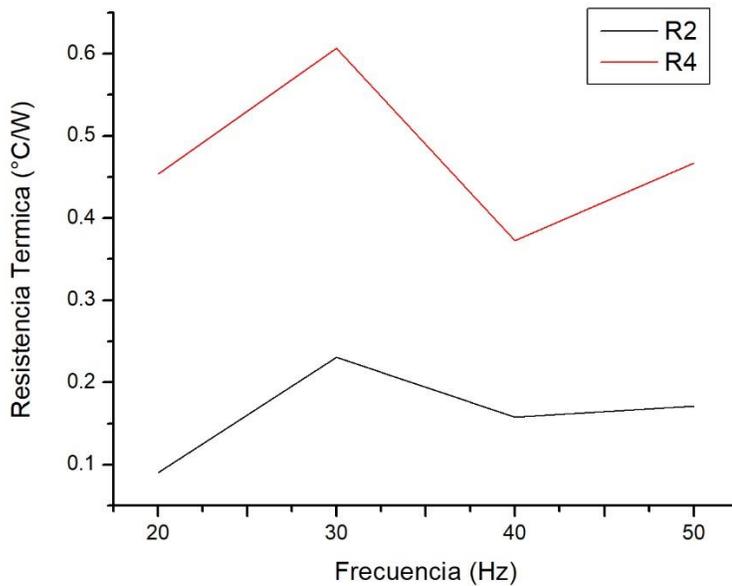


Figura 28. Resistencia térmica de los termosifones en la entrada del condensador en función de la frecuencia (Elaboración propia).

Al analizar las Figuras 27-29, no se evidencia un patrón de comportamiento que afirme que la posición dentro del intercambiador de calor afecta la resistencia térmica.

Lo anterior puede deberse a que algunos factores varíen el comportamiento de los termosifones, como pueden ser el uso de un intercambiador a contraflujo, ya que los gradientes de temperatura tanto en la zona del evaporador como en la zona del condensador cambian en todos los puntos dentro de este, además la geometría cónica en la zona del evaporador puede generar recirculación de aire caliente, lo que genera aumento de temperatura en la zona central del intercambiador de calor.

Otra posibilidad repercute en la cantidad de aire (ya sea aire frío o caliente) que reciben los termosifones de acuerdo a la distribución de estos al interior del intercambiador, además que no se pudo verificar que en la fabricación de los termosifones no se produjeran fugas de vacío o inserción de gases no condensables al interior de los termosifones, por esta razón no se puede garantizar una tendencia en su comportamiento térmico.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En la medida que se aumenta la frecuencia del ventilador, hay un incremento en la velocidad del flujo de masa de aire frío, por lo que teniendo presente el fenómeno de convección, que asegura que entre más rápido fluya un fluido en un intercambiador de calor, se genera una mayor transferencia de calor dentro de este, por lo tanto en este caso, como el caudal de aire caliente se mantiene constante y las variaciones se dan en el caudal de aire frío, las variaciones de temperatura se dan en la zona del condensador, debido a esto el aire frío estaría menos tiempo dentro del intercambiador cuando se le aumente la frecuencia, lo que causaría que las diferencias de temperatura sean menores a comparación de las diferencias de temperaturas que se obtendrían, si el fluido fluye a menor velocidad.

Dicho lo anterior, la resistencia térmica varía con el gradiente de temperatura que se genera entre la zona del condensador y la zona del evaporador, por lo que, al aumentar el flujo de masa de aire frío, se esperaría un aumento en la resistencia térmica debido al aumento de la diferencia entre la temperatura en la zona del evaporador y condensador, pero en las pruebas experimentales no se encontró una evidencia que soporte esta hipótesis. Esto se podría explicar de la mejora en la conductividad en el termosifón por la presencia de nanofluidos, por lo tanto, se podría afirmar que el ciclo entre evaporación y condensación dentro del termosifón se logre a una mayor velocidad al aumentar el flujo de masa en la zona del condensador, lo que causaría una reducción de la resistencia térmica y una mejor transferencia de calor.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

- El análisis del comportamiento de la efectividad por el método NTU, evidencia un crecimiento del rendimiento a medida que se incrementa el flujo de aire en la entrada del condensador, sin embargo, el equipo se desempeñó por los valores mínimos aceptables, alrededor del 60% de efectividad para este tipo de intercambiador en la prueba con mayor frecuencia.
- Basándonos en el estudio realizado por JARNAGIN, Ronald E (2006), podemos decir que el intercambiador de calor fabricado cumplió con las expectativas en cuanto a la efectividad alcanzada por el intercambiador, versatilidad, facilidad de ensamble y funcionamiento, desde el llenado de los termosifones con nanofluidos y terminando con el ensamble.
- Este trabajo de investigación finalmente es una guía básica de cómo hacer una evaluación térmica y experimental de un intercambiador de calor de termosifones y con nanofluidos como fluido de trabajo.
- No se encontró evidencia que indique que la posición del termosifón o el aumento del caudal de aire dentro del intercambiador afecte directamente la resistencia térmica, ya que existen diferentes factores que puede hacer variar la transferencia de calor en los termosifones, como la geometría, la distribución de los termosifones, la configuración del intercambiador a contraflujo y la fabricación del termosifón.
- Se recomienda la implementación de aislante térmico en las paredes del intercambiador y hacer las pruebas experimentales en un espacio controlado.
- Los trabajos posteriores podrían usar agua como fluido de trabajo en los termosifones para determinar el efecto de la adición de las nanopartículas. Otro posible trabajo futuro, podría enfocarse en usar un intercambiador de flujo paralelo para evaluar cómo cambia la efectividad y compararlo con este trabajo, además de

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

usar otras composiciones de nanofluidos y variar tanto la entrada de flujo de aire del evaporador como la del condensador.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

REFERENCIAS

- 1) - Hongting Ma, Lihui Yin, Xiaopeng Shen, Wenqian Lu, Yuexia Sun, Yufeng Zhang, Na Deng, (2016). Experimental study on heat pipe assisted heat exchanger used for industrial waste heat recovery. *Applied Energy* 169 (2016) 177-186.
- 2) - Hongting Ma, Na Du, Zeyu Zhang, Fan Lyu, Na Deng, Cong Li, Shaojie Yu, (2017). Assessment of the optimum operation conditions on a heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in steel industry. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 79 (2017) 50–60
- 3) - Yonghua You, Tong Zhao, Zhongda Wu, Pingan Chen, Xuecheng Xu, (2017). Comprehensive thermal model of thermosyphon heat exchanger integrated with thermal resistances of phase changes. *Applied Thermal Engineering* 128 (2018) 471-479.
- 4) - H. Jouhara, A. Chauhan, T. Nannou, S. Almahmoud, B. Delpech, L.C. Wrobel, (2017). Heat pipe-based systems - Advances and applications. *Energy* 128 (2017) 729-754.
- 5) - D. Jafari, A. Franco, S. Filippeschi, et al., Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications, *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 53(2016) 575–593.
- 6) - Gupta M, Singh V, Kumar R, Said Z. A review on thermophysical properties of nanofluids and heat transfer applications. *Renew Sustain Energy Rev* 2017; 74:638e70
- 7) - Jian-jun WANG, Jiu-ju CAI, Chun-xia CHEN, Guang-shuang LI, Qi ZHANG. Report on residual heat and energy in Chinese steel industry. *Ind Heat* 2007; 36:1–3, [in China].
- 8) - Haitao Wang, Shunbao Zhou, Zhongshi Wei, Ren Wang, A study of secondary heat recovery efficiency of a heat pipe heat exchanger air conditioning system, *Energy and Buildings* 133 (2016) 206–216
- 9) - Hajian R, Layeghi M, Sani KA. Experimental study of nanofluid effects on the thermal performance with response time of heat pipe. *Energy Convers Manage* (2012); 56:63–8.
- 10) - Ji Y, Ma H, Su F, Wang G. Particle size effect on heat transfer performance in an oscillating heat pipe. *Exp Therm Fluid Sci* (2011); 35:724-7.
- 11) - Sozen A, Menlik T, Gürü M, Boran K, K € ilıç F, Aktas, M, et al. A comparative investigation on the effect of fly-ash and alumina nanofluids on the thermal performance of two-phase closed thermo-syphon heat pipes. *Appl Therm Eng* (2016); 96:330-7.
- 12) - Tharayil T, Asirvatham LG, Ravindran V, Wongwises S. Thermal performance of miniature loop heat pipe with grapheneewater nanofluid. *Int J Heat Mass Transf* (2016); 93:957-68.
- 13) - Ghanbarpour M, Nikkam N, Khodabandeh R, Toprak MS, Muhammed M. Thermal performance of screen mesh heat pipe with Al₂O₃ nanofluid. *Exp Therm Fluid Sci* (2015); 66:213-20.
- 14) - Ghanbarpour M, Nikkam N, Khodabandeh R, Toprak MS. Improvement of heat transfer characteristics of cylindrical heat pipe by using SiC nanofluids. *Appl Therm Eng* (2015); 90:127-35.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- 15)** - Venkatachalapathy S, Kumaresan G, Suresh S. Performance analysis of cylindrical heat pipe using nanofluids e an experimental study. *Int J Multiph Flow* (2015); 72:188-97
- 16)** - D. Reay, & A. Harvey. (2013). El papel de las tuberías de calor en las operaciones de unidades intensificadas. *Ingeniería Térmica Aplicada*, 339-350.
- 17)** - Giovanni A. Longo, Giulia Righetti, Claudio Zili, & Fabio Bertolo. (2014). Experimental and theoretical analysis of a heat pipe heat exchanger operating with a low global warming potential refrigerant. *Ingeniería Térmica Aplicada*, 361-368.
- 18)** - H. Mroue, J.B. Ramos, L.C. Wrobel, & H. Jouhara. (2015). Experimental and numerical investigation of an air-to-water heat pipe-based heat exchanger. *Ingeniería Térmica Aplicada*, 339-350.
- 19)** - J. Qu, & H. Wu. (2011). térmica de comparación de rendimiento de los tubos de calor oscilantes con SiO₂ / agua y Al₂O₃ nanofluidos / agua. *Revista Internacional de Ciencias Térmicas*, 1954 - 1962.
- 20)** - K.Y. Leong, R. Saidur, T.MI Mahlia, & Y.H. Yau. (2012). Performance investigation of nanofluids as working fluid in a thermosyphon air preheater. *Comunicaciones internacionales en transferencia de calor y masa*, 523-529.
- 21)**- KH Do, & SP Jang. (2010). Efecto de nanofluidos en el rendimiento térmico de un tubo de micro calor plano con una mecha acanalada rectangular. *Revista Internacional de Calor y Transferencia de Masa*, 2183 - 2192.
- 22)** - M.S. Söylemez. (2003). En la optimización termodinámica del intercambiador de calor de tubos de calor HPHE para recuperación de calor residual. *Conversión y gestión de energía*, 2509-2517.
- 23)** - Murshed, S., K. L., & C. Y. (2005). Conductividad térmica mejorada de nanofluidos basados en TiO₂- agua. *Revista Internacional de Ciencias Térmicas*, 367 - 373.
- 24)** - R. saidur, EA Abdelaziz, & S. Mekhilef. (2011). una revisión sobre las estrategias de ahorro de energía en el sector industrial. *revisiones de energía renovables y sostenibles*, 150-168.
- 25)** - Riffat, S., & X. Ma. (2007). Desarrollos recientes en tecnología y aplicaciones de tuberías de calor: una revisión. *En t. J. Low Carbon Technol*, 162 - 177.
- 26)** - RW MacGregor, PA Kew, & DA Reay. (2013). Investigación de fluidos de trabajo con bajo potencial de calentamiento global para un termosifón bifásico cerrado. *Ingeniería Térmica Aplicada*, 917-925.
- 27)** - S.M.S. Murshed, K.C. Leong, & C. Yang. (2008). Investigaciones de la conductividad térmica y la viscosidad de nanofluidos. *Revista Internacional de Ciencias Térmicas*, 560 - 568.
- 28)** - Shafahi, M., V. Bianco, K. Vafai, & O. Manca. (2010). Una investigación del rendimiento térmico de tubos de calor cilíndricos utilizando nanofluidos. *Revista Internacional de Calor y Transferencia de Masa*, 376 - 383.
- 29)** - Srimuang, W., & P. Amatachaya. (2012). A review of the applications of heat pipe heat exchangers for heat recovery. *Revisiones Energéticas Renovables y Sostenibles*, 4303-4315.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- 30)** - U. Rea, T. McKrell, L.W. Hu, & J. Buongiorno. (2009). transferencia de calor convectivo laminar y la pérdida de presión viscosa de agua de alúmina y nanofluidos de zirconia-agua. *Revista Internacional de Calor y Transferencia de Masa*, 2042 - 2048.
- 31)** - W. Srimuang, & P. Amatachaya. (2012). Una revisión de las aplicaciones de los intercambiadores de calor de tubos de calor para la recuperación de calor. *Renovar. Sostener.*, 4303 - 4315.
- 32)** - Y. He, Y. Men, Y. Zhao, H. Lu, & Y. Ding. (2009). Numerical investigation into the convective heat transfer of TiO₂ nanofluids flowing through a straight tube under the laminar flow conditions. *Ingeniería Térmica Aplicada*, 1965 - 1972
- 33)** - Y.H. Yau, & M. Ahmadzadehtalatapeh. (2010). Una revisión sobre la aplicación de intercambiadores de calor horizontales de tubos de calor en sistemas de aire acondicionado en los trópicos. *Ingeniería Térmica Aplicada*, 77-84.
- 34)** - Chaudhry Hassam Nasarullah, Hughes Ben Richard, Ghani Saud Abdul. A review of heat pipe systems for heat recovery and renewable energy applications. *Renew Sustain Energy Rev* (2012) 22:49–59.
- 35)** - Yilmaz a M, Saraa ON, Karsli S. Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis. *Exergy Int J* (2001) 2:78–94.
- 36)** - E. Tian, Y.L. He, W.Q. Tao, Research on a new type waste heat recovery gravity heat pipe exchanger, *Appl. Energy*. 188(2017)586–594
- 37)** - Mostafa A. Abd El-Baky, Mousa M. Mohamed, Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning, *Appl. Therm. Eng.* 27 (2007) 795–801.
- 38)** - C.W. Chan, E. Siqueiros, J. Ling-Chin, M. Royapoor, A.P. Roskilly, Heat utilisation technologies: A critical review of heat pipes, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 50 (2015) 615–627
- 39)** - Menlik T, Sozen A, Gürü M, € Oztas € , S. Heat transfer enhancement using MgO/ water nanofluid in heat pipe. *J Energy Inst* (2015); 882:47-57.
- 40)** - M.H. Buschmann, U. Franzke, Improvement of thermosyphon performance by employing nanofluid, *Int. J. Refrig.* 40 (2014) 416–428.
- 41)** - M.H. Ahmadi, M. Alhuyi Nazari, R. Ghasempour, H. Madah, M.B. Shafii, M.A. Ahmadi, Thermal conductivity ratio prediction of Al₂O₃/water nanofluid by applying connectionist methods, *Colloids Surf. A Physicochem. Eng. Asp.* 541 (2018) 154–164.
- 42)** - E. Gedik, Experimental investigation of the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon at different operating conditions, *Energy Build.* 127 (2016) 1096–1107.
- 43)** - Y. Naresh, C. Balaji, Thermal performance of an internally finned two phase closed thermosyphon with refrigerant R134a: A combined experimental and numerical study, *Int. J. Therm. Sci.* 126 (2018) 281–293.
- 44)** - A.A. Alammar, F.N. Al-Mousawi, R.K. Al-Dadah, S.M. Mahmoud, R. Hood, Enhancing thermal performance of a two-phase closed thermosyphon with an internal surface roughness, *J. Clean. Prod.* 185 (2018) 128–136.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- 45)** - Siraj Ali Ahmed, Mehmet Ozkaymak, Adnan Sözen, Tayfun Menlik, Abdulkarim Fahed. Improving car radiator performance by using TiO₂-water nanofluid, Engineering Science and Technology, an International Journal 21 (2018) 996–1005
- 46)** - Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, (2011). Transferencia de calor y masa. 4.a ed. México. The McGraw-Hill Companies.
- 47)** - David Reay and Peter Kew, (2006). Heat Pipes: theory, design and applications. 5.a ed. New York. Butterworth-Heinemann.
- 48)** - Yimin Xuan and Wilfried Roetzel. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer 43 (2000) 3701-3707
- 49)** - S. Lee, S.U.S. Choi, S. Li, J.A. Eastman, Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles, J. of Heat Transfer 121 (1999) 280-289.
- 50)** - H. Masuda, A. Ebata, K. Teramae, N. Hishinuma, Alternation of thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing ultrafine particles (dispersion of gAl₂O₃, SiO₂ and TiO₂ ultrafine particles), Netsu Bussei (Japan) 4 (1993) 227-233.
- 51)** - Y. Xuan, Q. Li, Heat transfer enhancement of nanofluids, Int. J. Heat Fluid Flow 21 (2000), 158-64.
- 52)** - Muhammad Usman Sajid and Hafiz Muhammad Ali. Thermal conductivity of hybrid nanofluids: A critical review, International Journal of Heat and Mass Transfer 126 (2018) 211–234.
- 53)** - JARNAGIN, Ronald E. Recovery from Air Conditioning Units. Florida Energy Extension Service, Florida Cooperative Extension Service, Institute of Food and Agricultural Sciences, University of Florida. EES-26. 2006.

APÉNDICE

APENDICE A. PROPIEDADES DEL AIRE A LA PRESION DE 1 ATM (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2011).

TABLA A-15

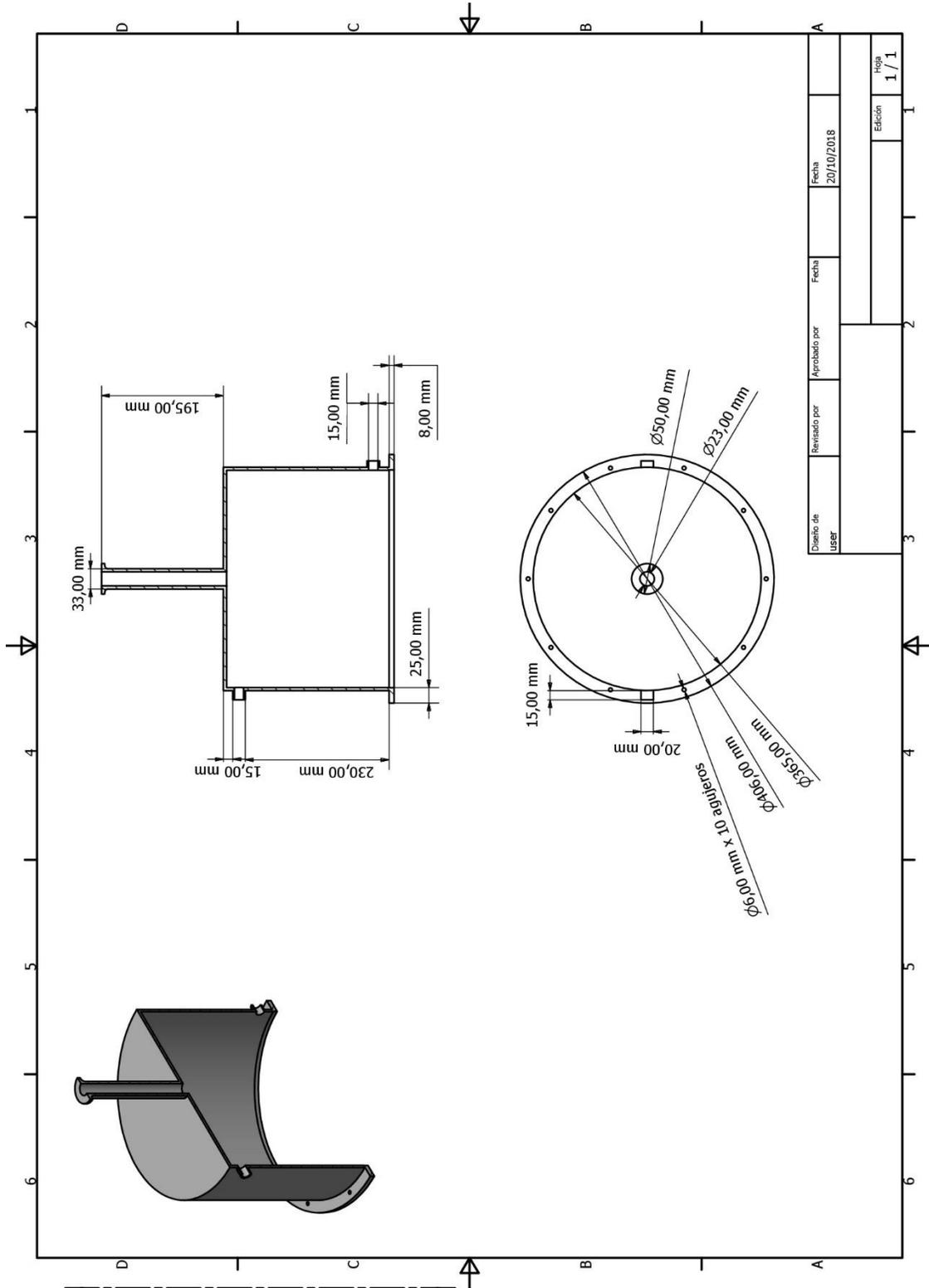
Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

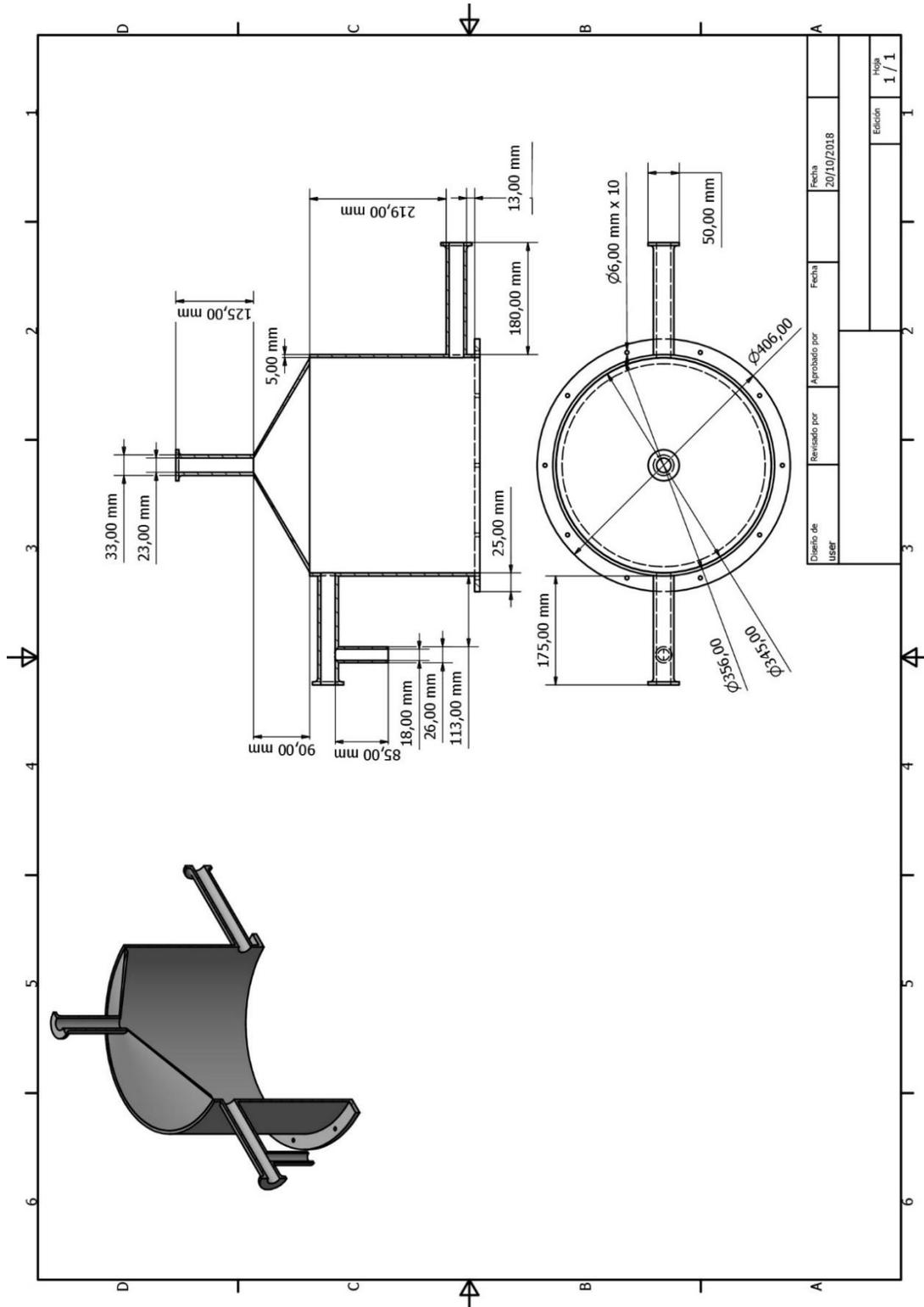
Note: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , ν o la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Kayes, Gas Tables, Wiley 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

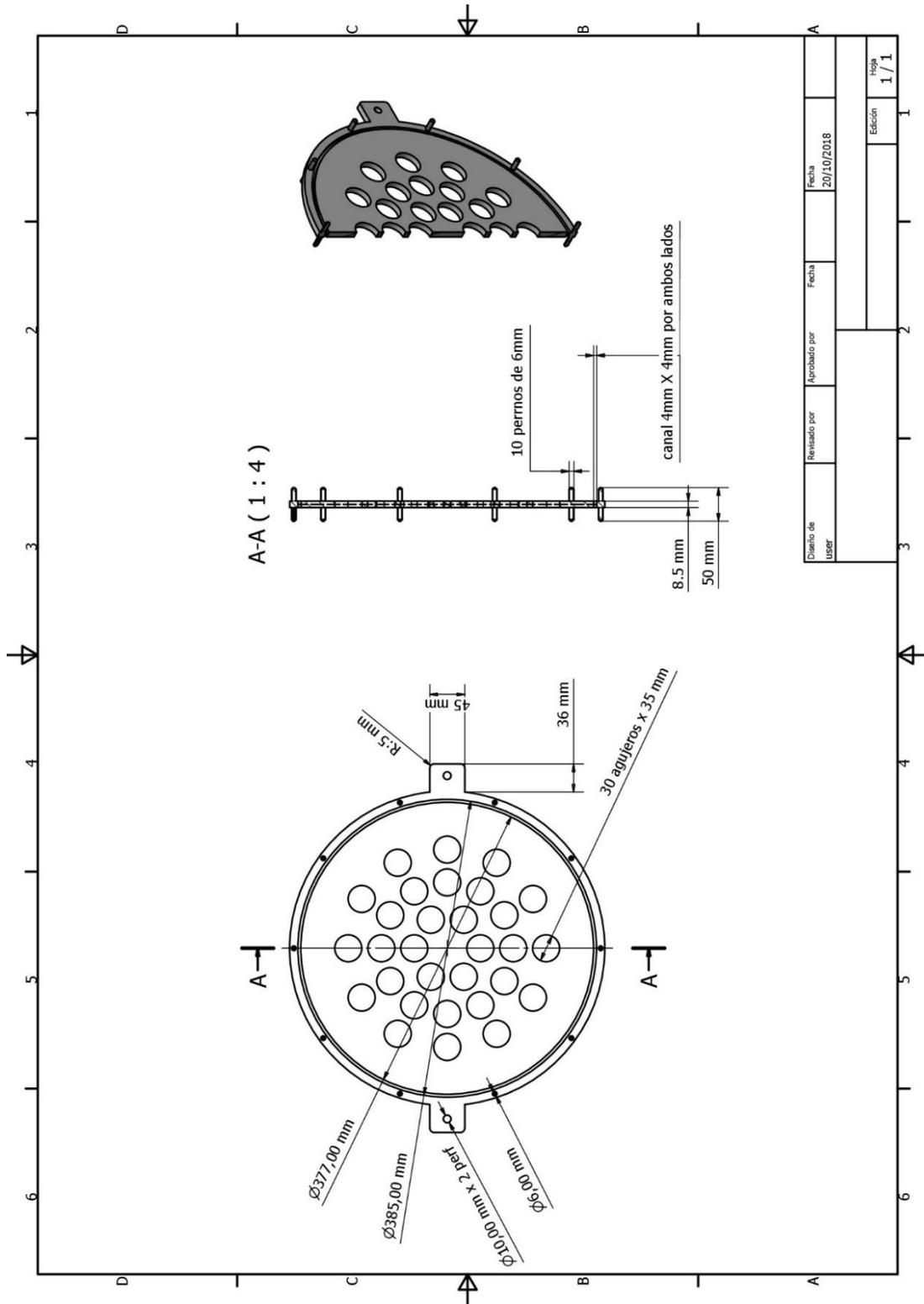
APENDICE B. PLANO DE LA ZONA DEL CONDENSADOR.



APENDICE C. PLANO DE LA ZONA DEL EVAPORADOR.

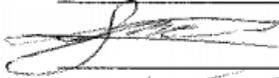


APENDICE D. PLANO DEL SOPORTE DE LOS TERMOSIFONES.



	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

FIRMA ESTUDIANTES




FIRMA ASESOR 

Informe final de trabajo de grado
5/Feb/2019

FECHA ENTREGA: _____

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD _____

RECHAZADO ___ ACEPTADO ___ ACEPTADO CON MODIFICACIONES ___

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD _____

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____