



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**EVALUAR EL IMPACTO DEL EMPLEO DE NANOFLUIDOS EN LOS
INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCASA**

Autor:
Abraham Divo

**Urb. Yuma II, calle N°3. Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (master) – Fax: (0241) 8712394**



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA**

**EVALUAR EL IMPACTO DEL EMPLEO DE NANOFUIDOS EN LOS
INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCASA**

Proyecto de Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

Autor:
Abraham Divo
CI: 21.028.569

Tutor: Ing. Yndira Rodríguez Aguirre
C.I.: 11.547.002

San Diego, Enero 2022



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
COORDINACIÓN DE PASANTÍA Y TRABAJO DE GRADO

ACTA DE APROBACIÓN

INFORME FINAL DE PASANTÍA

TRABAJO DE GRADO

El jurado designado por la Facultad de Ingeniería para la evaluación del Informe Final de Pasantía o Trabajo de Grado titulado: Evaluar el Impacto del Empleo de Nano-Fluidos en los Intercambiadores de Calor de Tubo y Carcasa

Realizado por el (la) Br. Abraham Divo

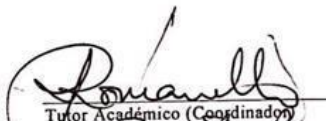
C.I. N° 21028569 cursante de la carrera de Ingeniería

hace constar después de analizar su contenido y oída la exposición oral, considera que el Informe Final o Trabajo de Grado ha obtenido la calificación de:

APROBADO

NO APROBADO

El Jurado


Tutor Académico (Coordinador)
Nombre: Donato Romanello
C.I.: 4131873 por
Indira Rodriguez

Jurado
Nombre: FREDY BARRAL
C.I.: 11157678


Jurado
Nombre: Alicia J. de Pizzella
C.I.: 4199880

Fecha: 25.01.2022


UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
DECANATO DE INGENIERÍA



FI-N-006-2021-1CR-TG

Valencia, 15 de noviembre de 2021

Ciudadano:
Divo Carrera, Abraham Eduardo
C.I. 21.028.569
Presente -

Cumplo con informarle que la comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 6-2021 de fecha 15/10/2021 aprobó el proyecto de grado titulado:

Evaluar el impacto del empleo de nanofluidos en los intercambiadores de calor de tubo y carcasa

Presentado por usted como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico

Se ratifica la designación del Tutor Académico que lo asesorará en el desarrollo de este proyecto a:
Ing. Yndira Deyanira Rodríguez Aguirre, titular de la cédula de identidad V-11.547.002



Atentamente

Francisco Gelanzé Sevilla.
Decano de Ingeniería

c.c. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**CONSTANCIA DE APROBACIÓN PARA LA PRESENTACIÓN
PÚBLICA DEL TRABAJO DE GRADO**

Quien suscribe, **Yndira Rodríguez Aguirre**, portadora de la cédula de identidad No 11.547.002, en mi carácter de tutora del trabajo de grado presentado por el ciudadano **Abraham Eduardo Divo Carrera**, portador de la cédula de identidad No 21.028.569, titulado **EVALUAR EL IMPACTO DEL EMPLEO DE NANOFUIDOS EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCASA** presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.
En San Diego, a los 10 días del mes de Diciembre del año dos mil veintiuno,

Ing. Yndira Rodríguez Aguirre.
V- 11.547.002

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, quiero agradecer a Dios, quien ha estado siempre y me ha dado las fuerzas para seguir adelante para culminar esta meta, a mis tutores y profesores. Sin ustedes y sus virtudes, su paciencia y constancia este trabajo no lo hubiese logrado. A mis docentes que estuvieron a lo largo de mi carrera profesional, sus palabras fueron sabias, sus conocimientos rigurosos y precisos. a quienes les debo mis conocimientos. Donde quiera que vaya, los llevaré conmigo en mí transitar profesional. Sus consejos fueron siempre útiles cuando no salían de mi pensamiento las ideas para escribir lo que hoy he logrado. Ustedes forman parte importante de esta historia con sus aportes profesionales que los caracterizan. Muchas gracias por sus múltiples palabras de aliento, cuando más las necesite; por estar allí cuando mis horas de trabajo se hacían confusas. Gracias por sus orientaciones

A mis padres Eduardo Divo y Adriana Carrera, ustedes han sido siempre el motor que impulsa mis sueños y esperanzas, quienes estuvieron siempre a mi lado en los días y noches más difíciles durante mis horas de estudio. Siempre han sido mis mejores guías de vida. Hoy cuando concluyo mis estudios, les dedico a ustedes este logro amados padres, como una meta más conquistada. Orgullosa de haberlos elegido como mis padres y que estén a mi lado en este momento tan importante. Gracias por ser quienes son y por creer en mí.

A mis compañeros Jose Alvarado, Danis Bolivar y Cristian de la Hoz, hoy culmina esta maravillosa aventura y no puedo dejar de recordar cuantas tardes y horas de trabajo nos juntamos a lo largo de nuestra formación. Hoy toca cerrar un capítulo maravilloso en esta historia de vida y no puedo dejar de agradecerles por su apoyo y constancia, al estar en las horas más difíciles, por compartir horas de estudio. Gracias por estar siempre allí.

A mis hermanos Juan Pablo, Alejandra, Jose Manuel, Ana Maria y Eduardo, quien fue mi motivacion y orgullo al escoger esta carrera que tanto me gusta, y para finalizar le agradezco de corazón a la Profesora Franca Ribaldí Langella, así como también a mi madrina Luz Angela Ayala que siempre han estado pendiente de mi en este trabajo de grado, así como durante mi carrera profesional, y a Carolina que con sus palabras y cariño me dieron el último aliento durante todo este proceso que culmina este 2022.

ÍNDICE

CONTENIDO	pp.
ÍNDICE DE FIGURA	ix
ÍNDICE DE GRÁFICO	x
ÍNDICE DE CUADRO	xi
RESUMEN	xii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO	
I EL PROBLEMA	
1.1 Planteamiento del Problema.....	3
1.2 Formulación del Problema.....	4
1.3 Objetivos de la Investigación.....	4
1.3.1 Objetivo General.....	4
1.3.2 Objetivos específicos.....	4
1.4 Justificación.....	5
1.5 Alcance.....	5
II MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes.....	7
...	
2.2 Bases teóricas.....	9
2.2.1 Eficiencia de intercambio térmico.....	9
2.2.2 Intercambiador de calor.....	9
2.2.2.1 Principios presentes en el intercambiador de calor.....	13
2.2.3 Nanofluidos y propiedades termofísicas.....	14
2.2.4 Aplicación de los nanofluidos.....	16
2.2.4.1 Aplicación en refrigeración.....	16
2.2.4.2 Aplicaciones de defensa.....	21
2.2.4.3 Aplicaciones tribológicas.....	21
2.2.4.4 Aplicaciones biomédicas.....	21
2.2.5 Modelos matemáticos empleados.....	22
2.2.5.1 Ecuación de ajuste de Redlich-Kister.....	22
2.2.5.2 Modelos para la conductividad térmica.....	22
2.2.5.3 Intercambiador de calor.....	25
2.2.5.4 Descripción del equipo.....	25
2.2.5.5 Coeficiente global transmisión de calor.....	27
2.2.5.6 Calculo de parámetros en los tubos.....	29
2.2.5.7 Calculo de parámetros en la carcasa.....	30
2.2.5.8 Ecuaciones para la viscosidad y calor específico.....	32
2.3 Definición de Términos.....	36

III	MARCO METODOLÓGICO	
3.1	Tipo de Investigación.....	38
3.2	Diseño de la Investigación.....	38
3.3	Nivel de la investigación.....	39
3.4	Población y Muestra.....	39
3.5	Técnica e Instrumentos de Recolección de Datos.....	40
3.6	Fases Metodológicas.....	40
IV	RESULTADOS	
4.1	Documentacion de la situación actual de los intercambiadores de calor...	44
4.2	Determinación del modelo de nanofluidos a estudiar y especificaciones del mismo.....	52
4.3	Establecimiento del modelo de intercambiador de calor a estudiar y los parámetros del mismo.....	55
4.4	Estudio del impacto en la eficiencia del intercambiador de calor por medio del uso de los nanofluidos.....	58
4.5	Comparación de los resultados obtenidos con el modelo de intercambiador actual de base agua.....	68
	CONCLUSIONES	71
	RECOMENDACIONES	72
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73
	ANEXOS	78

ÍNDICE DE FIGURA

FIGURA	CONTENIDO	pp.
1	Disposición de los baffles segmentados en la carcasa de un equipo	27
2	Equipos de 4 y 6 pasos por los tubos.....	27
3	Baffle longitudinal en intercambiador con 2 pasos por carcasa.....	28
4	Dimensiones de interés para el modelo de Kern.....	33
5	Intercambiador tipo AES.....	36
6	Intercambiador de tipo BEM.....	36
7	Intercambiador de AEP.....	37
8	Intercambiador de CFU.....	37
9	Intercambiador de tipo AKT.....	38
10	Intercambiador de tipo AJW.....	38
11	Diagrama esquemático de un intercambiador de calor de tubo y carcasa.....	48

ÍNDICE DE GRÁFICO

GRÁFICO	CONTENIDO	pp.
1	Número de publicaciones de nanofluidos a través de los años.....	13
2	Temperatura de fluido circulante en función de la temperatura de entrada del refrigerante, intercambiador con nanopartículas de Alumina, 0,013 v/v.....	60
3	Variación de la temperatura del fluido refrigerante en el intercambiador con nanopartículas de Alumina 0,013 v/v.....	61
4	Variación de la temperatura del fluido base en función de la concentración de nanopartículas.....	62
5	Influencia de la concentración de nanopartículas en la temperatura de fluido base refrigerante.....	63
6	Influencia de la naturaleza del refrigerante.....	64
7	Número de Prandtl para los nanofluidos estudiados.....	65
8	Número de Reynolds para los nanofluidos estudiado ($\phi=0,013\%$ v/v).....	66
9	Número de Reynolds para los nanofluidos ($\phi=0,13\%$ v/v).....	67
10	Número de Nusselt para los nanofluidos estudiados ($\phi=0,013\%$ v/v).....	68
11	Número de Nusselt para los nanofluidos ($\phi=0,13\%$ v/v).....	69
12	Eficiencia térmica relativa para los nanofluidos comparados con el agua pura como refrigerante.....	70
13	Número de Staton para los nanofluidos estudiados.....	71

ÍNDICE DE CUADROS

CUADRO	CONTENIDO	pp.
1	Conductividad térmica de materiales sólidos y líquidos.....	12
2	Características termofísicas de fluidos refrigerantes.....	55
3	Características termofísicas de las nanopartículas.....	55



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA

**EVALUAR EL IMPACTO DEL EMPLEO DE NANOFLUIDOS EN LOS
INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CARCASA**

Autor: Abraham Divo.

Tutor: Ing. Yndira Rodríguez Aguirre

Fecha: julio 2021

RESUMEN

Esta investigación tiene como objetivo evaluar el impacto del empleo de nanofluidos en los intercambiadores de calor de tubo y carcasa, en el presente trabajo se recopilaron las propiedades termofísicas, densidad y conductividad térmica de un nanofluido a estudiar. El mismo, formado por nanopartículas, utilizando agua como fluido base. Para la densidad y conductividad térmica se utilizaron ecuaciones de ajuste y modelos teóricos para comparar con los datos experimentales. Los valores experimentales de densidad se correlacionaron a través de la ecuación polinomial de Redlich-Kister. Para la conductividad térmica se aplicaron dos modelos para estimarla: el modelo clásico de Maxwell, en suspensiones líquido/sólidas homogéneas; y el modelo semi-experimental propuesto por Turian. Todo esto con el fin de evaluar, teóricamente, como el empleo del nanofluido en estudio afecta las variables de trabajo de los intercambiadores de calor convencionales, tales como tasa de transferencia de calor, eficiencia térmica, rendimiento, entre otros. Los mencionados valores obtenidos se compararon con los recabados de un intercambiador de calor de fluido base agua. El presente trabajo de investigación está enmarcado en la línea de investigación gestión ambiental habitad y vivienda, siendo de tipo proyecto factible, basado en una investigación documental y nivel descriptivo.

Descriptor: Nanofluido, Partícula, Conductividad Térmica, Rendimiento.

INTRODUCCIÓN

La suspensión de partículas de escala nanométrica en un fluido es un sistema coloidal denominado “nanofluido”. En los últimos años se ha demostrado que el agregado de una muy pequeña cantidad de nanopartículas, cuando se dispersan uniformemente y se las suspende de forma estable en un fluido base, puede afectar notablemente sus propiedades físicas, térmicas y de transporte, produciendo variaciones que, sobre todo en sus propiedades de transporte, no se conducen con las estimaciones obtenidas por las teorías de suspensiones clásicas, tales como las de Maxwell.

El estudio de los nanofluidos es un área multidisciplinar, donde confluyen químicos orgánicos e inorgánicos, que analizan las técnicas de síntesis y producción de las estructuras nanométricas; físicos y fisicoquímicos, que se ocupan de estudiar las condiciones óptimas de dispersión y estabilidad de los mismos para la posterior caracterización termofísica; e ingenieros, encargados de mejorar los procesos de microfluidización, refrigeración y lubricación.

Se descubrió que, el incremento en las propiedades de transporte de calor de un determinado fluido con el agregado de nanopartículas se produce incluso a bajas concentraciones de éstas, lo que ha motivado a plantear para la aplicación de los nanofluidos como refrigerante: obtener las mayores propiedades térmicas agregando las menores concentraciones posibles de nanopartículas (las concentraciones menores al 1% en volumen) en un fluido base determinado. Esto significaría mejorar el rendimiento de los fluidos de trabajo convencionales de la mejor manera posible con el fin de poder reducir su carga en aplicaciones industriales.

Esta es una de las principales razones que ha convertido la investigación de los nanofluidos en un campo emergente con numerosas aplicaciones prácticas presentes y futuras en el ámbito industrial.

El estudio de estas propiedades tendrá los siguientes objetivos:

1. Documentar la situación actual de los intercambiadores de calor.
2. Determinar el modelo del nanofluido a estudiar y las especificaciones del mismo.
3. Establecer el modelo del intercambiador de calor a estudiar y los parámetros del mismo.
4. Estudiar el impacto en la eficiencia del intercambiador de calor por medio del uso de los nanofluidos.
5. Comparar los resultados obtenidos con el modelo de intercambiador actual de base agua.

Esta investigación está conformada por cuatro (4) capítulos en los cuales se habla de lo siguiente:

Capítulo I, en este capítulo se plantea la situación actual en los intercambiadores de calor de tubo y carcasa, y de los objetivos de esta investigación, así como el alcance y sus limitaciones.

En el capítulo II, se presentan la fundamentación teórica de esta investigación y los antecedentes de la misma, con el fin de proveer las bases necesarias.

Seguidamente en el capítulo III, se establece la metodología que fue empleada para lograr los objetivos que fueron mencionados en el capítulo I.

Y, por último, en el capítulo IV se muestran los resultados obtenidos en esta investigación, y su respectiva comparación con sistemas empleados actualmente. Así mismo, se detallan las conclusiones y recomendaciones a las que se llegan basados en los resultados mostrados.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema.

La transferencia de calor toma un papel importante en una gran cantidad de procesos y productos como sistemas de refrigeración de autos, sistemas de aire acondicionado, torres de refrigeración, climatización de piscinas y otras aplicaciones térmicas. En los intercambiadores de calor, se utilizan como medio de transferencia de calor fluidos convencionales como el agua, el etilenglicol, el keroseno.

El coste y eficiencia de los sistemas industriales siempre es un tema a discutir, y por el cual se busca mejorar y optimizar los procesos actuales. Se ha demostrado que la capacidades térmicas de los nanofluidos es superior a la de los fluidos base por si solos. En un artículo del *Scientific Report* titulado: **Understanding the abnormal thermal behavior of nanofluids through infrared thermography and thermo-physical characterization** (2021), un equipo del Centro de Diseño y Optimización de Procesos Y Materiales (DIOPMA) en España, demostró que las capacidades térmicas del los nanofluidos pueden llegar a ser un 30% superior a la de los fluidos convencionales.

Esto se justifica gracias a que la conductividad térmica de metales líquidos es mucho mayor a la de líquidos no metálicos. Por lo tanto, puede esperarse que la conductividad térmica de aquellos fluidos que contengan partículas sólidas suspendidas pueda ser considerablemente mayor a la del fluido en cuestión a esa temperatura.

En 1873, Maxwell propuso dispersar macropartículas en los fluidos para la mejora de la conductividad térmica, pero esta técnica se descartó por problemas como la sedimentación, la erosión o la alta caída de presión. Gracias al desarrollo de la síntesis de nanomateriales en los últimos años, se ha abierto una nueva vía de mejora del proceso, la suspensión de nano partículas en el fluido base. Esta mezcla, denominada nanofluido, se espera que sea el nuevo medio de intercambio de calor en el futuro gracias al aumento de la conductividad térmica que aportan las nanopartículas.

La preparación de los nanofluidos es importante ya que es necesario obtener una suspensión uniforme, estable, sin aglomeraciones y sin cambios químicos en el fluido base.

Formulación del problema.

De acuerdo a lo anteriormente expuesto, se plantea lo siguiente: ¿De qué manera influye el uso de los nanofluidos en la eficiencia de los intercambiadores de calor de tubo y carcasa?

1.2 Objetivos de la investigación.

1.3.1 Objetivo General.

Evaluar el impacto del empleo de los nanofluidos en la eficiencia de los intercambiadores de calor de tubo y carcasa.

1.3.2 Objetivos Específicos.

1. Documentar la situación actual de los intercambiadores de calor.
2. Determinar el modelo del nanofluido a estudiar y las especificaciones del mismo.
3. Establecer el modelo del intercambiador de calor a estudiar y los parámetros del mismo.
4. Estudiar el impacto en la eficiencia del intercambiador de calor por medio del uso de los nanofluidos.

5. Comparar los resultados obtenidos con el modelo de intercambiador actual de base agua.

1.4 Justificación de la investigación.

Como consecuencia de que la transferencia de calor toma un papel importante en una gran cantidad de procesos y otras aplicaciones térmicas en los intercambiadores de calor, se utilizan como medio de transferencia de calor, fluidos convencionales como el agua, el etilenglicol, el keroseno.

Algunos de estos fluidos tienen como desventaja su baja conductividad térmica, se puede inferir que en el transcurso del tiempo se han realizado varias investigaciones con respecto a la mejora de la eficiencia de los intercambiadores de calor, uno de los métodos investigados es el cambio del fluido de trabajo que son los refrigerantes por lo cual se han utilizado varios refrigerantes o nanofluidos que son una mezcla de refrigerante con nanopartículas, esta mezcla destaca porque aumenta el coeficiente de transferencia de calor, la calidad del vapor en el transcurso del proceso de evaporación y por consecuencia aumenta la eficiencia de los intercambiadores de calor.

Esta investigación se justifica desde lo tecnológico porque ofrece mayor información acerca de las mejoras en el proceso de transferencia de calor con el empleo de nanofluidos.

También se justifica desde lo científico ya que permite abrir puertas hacia la aplicación de los nanofluidos en el intercambio térmico.

Desde el punto de vista investigativo, su justificación apunta hacia la línea de investigación Gestión Ambiental Habitación y Vivienda la cual aporta al crecimiento económico y la protección, conservación al medio ambiente. Lo que ha llevado que se consienta la importancia del respeto al medio ambiente y la ecoeficiencia.

1.5 Alcance

El presente trabajo de investigación evaluó el impacto del uso de un nanofluido existente, posteriormente a definir, en intercambiadores de calor de tubo y coraza, con la finalidad de comparar el rendimiento de la máquina mencionada en comparación a una de empleo de agua o refrigerante simple y determinar si existe alguna mejora entre el empleo de los fluidos mencionados.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Echeverri, L. (2017), presentó un trabajo ante la Universidad Nacional del Comahue, en la ciudad Neuquén Argentina, titulado, “**Caracterización termofísica de nanofluidos formados por Al₂O₃ y Bi₂O₃**”. En este trabajo se obtuvieron experimentalmente propiedades termofísicas, densidad y conductividad térmica, de dos sistemas de nanofluidos. Uno de ellos formado por nanopartículas de óxido de aluminio y el otro por óxido de bismuto (III), utilizando en ambos casos etilenglicol como fluido base. Se estudió además la estabilidad y morfología de dichos sistemas.

Adicionalmente, para el sistema que se mostró más estable en su suspensión y presentó mejores propiedades térmicas, se evaluó su aplicabilidad como refrigerante a un problema industrial de intercambio térmico utilizando todas las propiedades medidas y calculadas de dicho nanofluido. La determinación experimental de las propiedades termofísicas se efectuó utilizando las técnicas de densimetría de oscilación mecánica para la densidad y el método del hilo caliente para la conductividad térmica.

El trabajo mencionado permite a la presente investigación usar como base los datos termofísicos de nanofluidos, así como su comportamiento en los intercambiadores de calor de tubo y carcasa.

Otro de los trabajos a considerar como antecedente de este estudio es el de Valencia K, Sepúlveda J. (2015), presentó un trabajo de grado ante el Instituto Tecnológico Metropolitano, en la ciudad de Medellín, Colombia, Titulado “**Evaluación del rendimiento de un intercambiador de calor con termosifones usando nanofluidos**”. Enfocándose 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.

En el cual su estudio permite a esta investigación aportar sus datos experimentales en la eficiencia de los intercambiadores de calor de termosifones con nanofluidos.

Siguiendo este orden de ideas, Motta, C. F. (2012), presentó un trabajo de maestría ante la Universidad de São Paulo, en la ciudad São Carlos, Brasil, titulado **“Caracterização de la conductividade térmica, viscosidade dinâmica e ângulo de contato baseados em partículas de alumina-gama em agua”**. Este estudio trata sobre la caracterización de las propiedades termodinámicas y de transporte de nanofluidos basados en nanopartículas de alúmina en agua desionizada. Donde se obtuvieron suspensiones estables usando un homogeneizador ultrasónico (Sonicator).

Se midieron las siguientes propiedades: i) conductividad térmica mediante el método de sonda lineal, ii) viscosidad dinámica a través de un reómetro cono-placa iii) ángulo de contacto, basado en gotas fotográficas de nanofluidos sobre una superficie plana y procesamiento de imágenes a través de un programa basado en LabVIEW.

Este trabajo tiene como aporte el método empleado de LabVIEW y las partículas de alumina gamma en agua, así como en aceite lo cual sirve de apoyo al requerimiento previamente establecido en la investigación actual de poder predecir el comportamiento de los nanofluidos, mediante el uso de la herramienta computacional antes mencionada.

Otro de los trabajos a considerar como antecedente de este estudio es el presentado, Morales L. (2007), presentó un trabajo de grado ante la Fundación Universidad del Norte División de Ingenierías, en la ciudad de Barranquilla, Colombia, titulado **“Estudio del proceso de transferencia de calor**

convectivo en nanofluidos”. En el cual se estudió el proceso de eficiencia de los intercambiadores de calor de termosifones con nanofluidos.

Este trabajo aportó en esta investigación como varía la conductividad térmica con el uso de nanopartículas en un fluido afectando el proceso de transferencia de calor por convección forzada en un intercambiador de tubos concéntricos.

2.2 Marco Teórico

2.2.1 Eficiencia de intercambio térmico

La búsqueda de técnicas que proporcionen un incremento en la tasa de transferencia de calor, permitiendo el desarrollo de sistemas con mayor eficiencia ha sido un tema destacado en las investigaciones realizadas en el área de termo-fluidos, tanto en la industria como en la academia.

En este contexto, se han destacado como solución los intercambiadores de calor compactos basados en microcanales (designación arbitraria adoptada en la literatura para canales con un diámetro menor a 3,0 mm), ya que brindan un área de contacto con el refrigerante por unidad de mayor volumen a los intercambiadores, basado en canales convencionales. A esto se suma el hecho de que las características estructurales de los intercambiadores de calor compuestos por microcanales permiten presiones de funcionamiento más elevadas. Todas estas características permiten minimizar el tamaño del intercambiador de calor y, por tanto, la cantidad de material utilizado en su fabricación. Otra característica positiva es la cantidad de refrigerante que también se puede reducir mediante el uso de microcanales.

Estos aspectos en conjunto permiten la reducción del costo de fabricación y operación del sistema, además de la disminución de su impacto ambiental (Thome y Ribastki, 2007). En la actualidad, los intercambiadores de calor de microcanales compactos se encuentran en una gran cantidad de aplicaciones, como sistemas de aire acondicionado para automóviles, sistemas

de enfriamiento de dispositivos electrónicos, celdas de combustible y micro reactores.

El uso de microcanales, citado como ejemplo, es una técnica de intensificación asociada solo con cambios en las características geométricas del intercambiador de calor. De manera análoga, existen otras técnicas como el uso de superficies estructuradas, porosas, cintas retorcidas, micro-aletas, todas descritas por Thome y Ribatski (2007). Sin embargo, recientemente, también se ha prestado atención al desarrollo de fluidos innovadores que proporcionan un rendimiento térmico superior para aplicaciones en procesos industriales (EASTMAN, J. A, CAHILL, D. G., KEBLINSKI et al., 2005).

Los fluidos convencionales como el agua, el etilenglicol y el aceite, comúnmente utilizados como medio de transporte térmico, pueden presentar restricciones operativas en determinadas aplicaciones. El agua, por ejemplo, un fluido con propiedades que proporcionan coeficientes de alta transferencia de calor, tiene una presión de saturación reducida para las temperaturas de funcionamiento típicas de los sistemas de refrigeración, mientras que el aceite y el etilenglicol tienen una conductividad térmica mucho menor en comparación con el agua.

El Cuadro 1, que se muestra a continuación presenta valores para la conductividad de líquidos usados como fluidos térmicos y materiales sólidos. El análisis de este cuadro sugiere que la adición de partículas de estos materiales al líquido, con el fin de producir una solución homogénea, resultaría en un aumento de la conductividad térmica de una solución basada en el fluido respectivo.

Cuadro 1 - Conductividad térmica de materiales sólidos y líquidos

Térmica	Material	Conductividad Térmica (W/m. K)
Sólidos Metálicos	Plata	429
	Cobre	401
	Aluminio	237
Sólidos no metálicos.	Silicio	148
	Alúmina (Al ₂ O ₃)	40
	Nanotubos de Carbono	200-6000
Líquidos no metálicos.	Agua	0,613
	Etilenglicol	0,253
	Aceite de Motor	0,145

Fuente: Prakash (2005)

En el pasado, se llevaron a cabo estudios sobre suspensiones que contienen partículas milimétricas o micrométricas destinadas a intensificar la transferencia de calor. Sin embargo, las partículas con dimensiones de este orden de magnitud, cuando se agregan a un líquido para producir un termofluido, presentan una rápida sedimentación y causan desgaste superficial por erosión y, en algunos casos, obstrucción de los canales del intercambiador.

Para solucionar estos problemas, Choi (1995) propuso la dispersión de nanopartículas metálicas y no metálicas con dimensiones características por debajo de 100 nm en un fluido base como agua, aceite y etilenglicol, posteriormente denominado nanofluidos. Así, se podría lograr una solución estable y el fluido, debido al tamaño reducido de partícula, no obstruiría canales y orificios, permitiendo que la solución se comporte como un líquido puro con alta conductividad térmica.

Así, el uso de nanofluidos en procesos de intercambio térmico surgió como una opción para intensificar la transferencia de calor, reducir el tamaño del intercambiador y aumentar la eficiencia de los sistemas térmicos. El nanofluido es una mezcla de dos fases, generalmente un líquido y una fase consistente en partículas metálicas o no metálicas, del orden de 10^{-9} m, llamada nanopartículas. El término “nanofluido” ha sido aplicado por diferentes investigadores y laboratorios durante aproximadamente una década.

El desarrollo y diseño de equipos de alta eficiencia aplicados a procesos que involucran transferencia de calor requieren el conocimiento de las propiedades termodinámicas y de transporte del fluido utilizado como medio térmico. Así, tras el innovador trabajo de Choi (1995), numerosos investigadores se dedicaron al estudio del comportamiento de los nanofluidos, buscando caracterizar sus propiedades. El gráfico 1 ilustra la evolución del número de publicaciones desde 2000. Destaca el crecimiento exponencial en el número de publicaciones sobre este tema, especialmente a partir de 2005. (Gráfico basada en una investigación utilizando el tema “Nanofluid”).

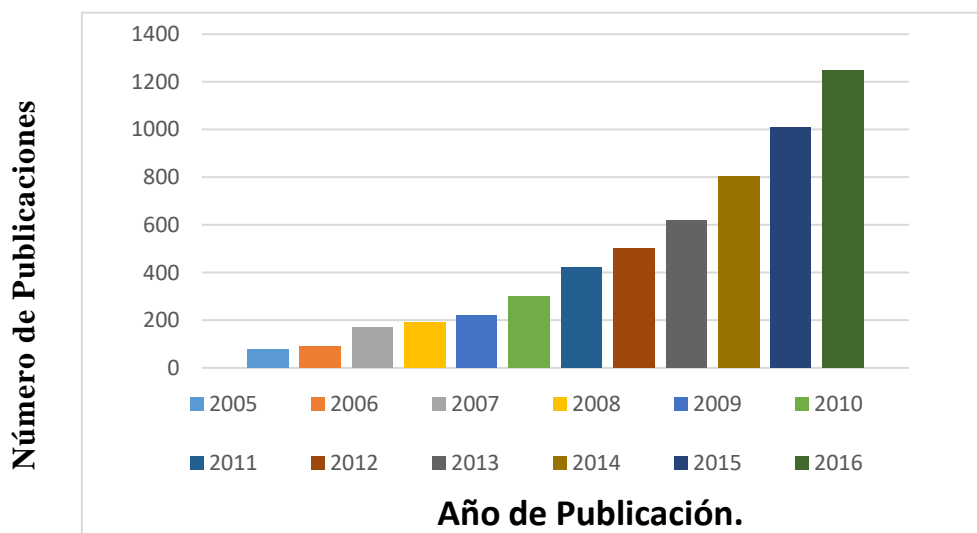


Gráfico 1. Número de publicaciones de nanofluidos a través de los años.

Fuente: ISI Web Knowledge

2.2.2 Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos donde dos corrientes de fluido en movimiento intercambian calor sin mezclarse. Los intercambiadores de calor se usan ampliamente en varias industrias y su diseño es variado.

La forma más simple de un intercambiador de calor es un intercambiador de calor de tubo doble (conocido también como de tubo y coraza), y que se compone de dos tubos concéntricos de diámetros distintos. Un fluido corre por el tubo interno mientras otro lo hace en el espacio anular entre ambos tubos. El calor se transfiere del fluido caliente al frío a través de la pared que los separa. Algunas veces el tubo interno tiene un par de vueltas dentro de la coraza para aumentar el área de transferencia de calor y, por consiguiente, la tasa de transferencia de calor.

2.2.2.1 Principios presentes en el intercambiador de calor

El principio de conservación de la masa para un intercambiador de calor que opera de forma estacionaria requiere que la suma de los flujos másicos de entrada sea igual a la suma de los flujos másicos que salen. Este principio se puede expresar también como sigue: en operación estacionaria, el flujo másico de cada corriente de fluido que fluye por un intercambiador de calor permanece constante.

Los intercambiadores de calor comúnmente no tienen que ver con interacciones de trabajo ($w = 0$) y los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes ($\Delta ec \cong 0, \Delta ep \cong 0$) para cada corriente de fluido. La tasa de transferencia de calor relacionada con los intercambiadores de calor depende de cómo se selecciona el volumen de control. Los intercambiadores de calor están diseñados para transferencia de calor entre dos fluidos dentro del dispositivo, por lo que normalmente la coraza externa está bien aislada para evitar cualquier pérdida de calor hacia el medio circundante.

Cuando todo el intercambiador de calor se selecciona como el volumen de control, el calor (Q) se vuelve cero porque la frontera para este caso queda justo debajo del aislamiento y poco o nada de calor la cruza. Sin embargo, si únicamente se selecciona un fluido como el volumen de control, entonces el calor cruzará esta frontera y pasa de un fluido a otro, y el calor (Q) no será cero. De hecho, el calor (Q) en este caso será la tasa de transferencia de calor entre los dos fluidos.

2.2.3 Nanofluidos y propiedades termofísicas

Los nanofluidos son suspensiones de nanopartículas en fluidos que muestran una mejora significativa de sus propiedades a concentraciones modestas de nanopartículas. Muchas de las publicaciones sobre nanofluidos tratan sobre la comprensión de su comportamiento para que puedan utilizarse donde la mejora directa de la transferencia de calor es primordial, como en muchas aplicaciones industriales, reactores nucleares, transporte, electrónica, así como biomedicina y alimentos. También se ha informado de nanofluidos como fluido inteligente, donde la transferencia de calor se puede reducir o mejorar a voluntad.

Además de esto, los nanofluidos son suspensiones líquidas diluidas de nanopartículas con al menos una de sus dimensiones principales inferior a 100 nm. A partir de investigaciones anteriores, se ha descubierto que los nanofluidos poseen propiedades termofísicas mejoradas, como conductividad térmica, difusividad térmica, viscosidad y coeficientes de transferencia de calor por convección en comparación con los de los fluidos base como el aceite o el agua.

Se puede ver que los nanofluidos exhiben claramente una conductividad térmica mejorada, que aumenta con el aumento de la fracción volumétrica de nanopartículas. La revisión actual se concentra en esta clase relativamente nueva de fluidos y no en coloides que son nanofluidos porque estos últimos se han utilizado durante mucho tiempo.

Los modelos clásicos no se pueden utilizar para explicar adecuadamente la conductividad térmica mejorada observada de los nanofluidos. Los modelos más desarrollados recientemente solo incluyen uno o dos mecanismos postulados de transferencia de calor de nanofluidos. Por ejemplo, no se ha informado mucho sobre el trabajo fundamental sobre la determinación de la difusividad térmica efectiva de los nanofluidos ni los coeficientes de transferencia de calor para los nanofluidos en la convección natural.

Hay un crecimiento en el uso de coloides que son nanofluidos en la industria biomédica con fines de detección e imagen. Esto está directamente relacionado con la capacidad de diseñar materiales novedosos a nivel de nanoescala junto con las innovaciones recientes en tecnologías analíticas y de imágenes para medir y manipular nanomateriales. Esto ha llevado al rápido desarrollo de aplicaciones comerciales que utilizan una amplia variedad de nanopartículas. La producción, el uso y la eliminación de nanopartículas provocarán descargas en el aire, el suelo y los sistemas de agua.

Es probable que se produzcan efectos negativos y es necesaria la cuantificación y minimización de estos efectos sobre la salud ambiental. El verdadero conocimiento de la concentración y las propiedades fisicoquímicas de las nanopartículas en condiciones realistas es importante para predecir su destino, comportamiento y toxicidad en el medio acuático natural. La literatura sobre coloides acuáticos.

Debido a sus propiedades mejoradas como fluidos de transferencia térmica, por ejemplo, los nanofluidos se pueden usar en una gran cantidad de aplicaciones de ingeniería que van desde el uso en la industria automotriz hasta el campo médico para usar en sistemas de enfriamiento de plantas de energía, así como en computadoras.

2.2.4 Aplicaciones de los nanofluidos

Los nanofluidos ofrecen una gran variedad de beneficios. Entre ellos se pueden mencionar mayores velocidades de enfriamiento, la posibilidad de

utilizar menores cantidades de fluidos de transferencia de calor y sistemas de refrigeración más pequeños y livianos, pequeñas potencias de bombeo, bajos coeficiente de fricción, y una mínima erosión de los equipos y tuberías por los cuales se los hará circular. Debido a estos beneficios, muchas industrias notaron el gran potencial de los nanofluidos y realizaron importantes inversiones con el fin de profundizar la investigación de los mismos. De este modo surgieron un gran número de posibles aplicaciones de los nanofluidos, entre las cuales se destacan las siguientes:

2.2.4.1 Aplicaciones en refrigeración

En muchos casos, la refrigeración de dispositivos se realiza con aire. Esta consiste en un disipador de calor y un ventilador, siendo el método más común en la refrigeración de componentes electrónicos. Sin embargo, con la creciente miniaturización de los equipos de trabajo, los flujos de calor a disipar han crecido significativamente. Para flujos menores a los 100 W/cm^2 , la refrigeración con aire puede resultar la mejor opción (aunque a veces suele presentar niveles de ruido inaceptables).

Sin embargo, a pesar de los grandes esfuerzos realizados para mejorar la eficiencia de los equipos de remoción de calor por medio de aire (Acikalin y col.; Glezer y Mahalingam), para flujos por encima de los 100 W/cm^2 , resulta imposible eliminarlos mediante este método. Aquí es donde la refrigeración líquida cobra importancia, ya que la misma permite disipar flujos de calor por encima de los 100 W/cm^2 y eliminar puntos calientes presentes en ciertas regiones de algunos dispositivos. Los nanofluidos, por su parte, permitirían aumentar aún más la eficiencia de remoción de calor de los refrigerantes líquidos.

A continuación, se detallarán algunas de las posibles aplicaciones de los nanofluidos en cuanto a la refrigeración:

- **Refrigeración de espejos de silicio cristalino**

Los espejos de silicio cristalino son utilizados comúnmente en microscopios y telescopios de rayos x, los cuales manipulan este tipo de radiación en lugar de la perteneciente al espectro visible (como lo hacen los microscopios y telescopios convencionales) para poder obtener una imagen más clara del objeto a visualizar. Por este motivo, estos equipos están provistos de fuentes de alta intensidad de rayos x. Para obtener una imagen nítida, se hace reflejar estos rayos en los espejos en cuestión, aumentando significativamente la temperatura de los mismos y llegando a necesitar disipar flujos de calor de hasta 3000 W/cm^2 .

Lee, Choi, Li e Eastman (2002) llevaron a cabo diversos estudios con un intercambiador de calor compuesto por microcanales utilizando como fluido de trabajo agua, nitrógeno líquido y nanofluidos con base de dichas sustancias, para luego poder comparar el desempeño del equipo bajo el uso de los distintos fluidos refrigerantes. Los resultados mostraron que los nanofluidos redujeron notablemente la resistencia térmica con respecto a sus fluidos base, logrando así flujos de calor del orden de los 3000 W/cm^2 . Gracias a estos resultados, se demostró la posibilidad de refrigerar los espejos de silicio cristalino de microscopios y telescopios avanzados utilizando nanofluidos en un sistema de intercambio de calor por microcanales.

- **Refrigeración de dispositivos electrónicos**

En 1990, Akachi inventó una tubería de transferencia de calor oscilante (OHP por sus siglas en inglés), la cual mejoro la eficiencia de transmisión del calor con respecto a las tuberías de transferencia de calor convencionales. Este tipo de tubería enseguida se volvió muy popular en la refrigeración de dispositivos electrónicos debido a su gran eficiencia a la hora de transferir calor ya que no contaba con partes móviles. Sin embargo, la baja

conductividad térmica de los fluidos refrigerante sumado a otros problemas técnicos del sistema no permitieron disipar flujos mayores a los 1000 W/cm^2 .

Por esto, Ma, Wilson, Borgmeyer, Park, Yu, Choi y Tirumala (2006) decidieron realizar una serie de pruebas utilizando distintos nanofluidos en una OHP dentro de un sistema térmico con el fin de comparar los resultados obtenidos con y sin el uso de los nanofluidos. Los resultados evidenciaron la gran superioridad de los nanofluidos por sobre los de sus fluidos base, abriendo de esta forma el camino a un nuevo tipo de sistema de refrigeración electrónica.

Otros estudios, llevados a cabo por Chien y col., Tsai y col., Kang y col, Wei y col., Chein y Huang (2007) , Chein y Chuang, Palm y col. (2009) y Zhou (2007) muestran el gran potencial de los nanofluidos con respecto a sus fluidos base a la hora de disipar calor en otros tipos de tuberías y sistemas de transferencia de calor comúnmente utilizados en dispositivos electrónicos, observándose un descenso importante de la resistencia térmica del sistema (variando desde un 10 hasta un 80% con respecto a su fluido base) y una pérdida de carga prácticamente constante para ambas situaciones.

Por otro lado, Koo y Kleinstreuer, a partir de sus experiencias realizadas con diversos nanofluidos en microcanales disipadores de calor, llegaron a la conclusión de que para poder optimizar el rendimiento de dichos sistemas es conveniente la utilización de fluidos base con altos números de Prandtl, nanopartículas con alta conductividad térmica y constante dieléctrica similar a la del fluido base. También es conveniente que los microcanales tengan la mayor área de transferencia posible y paredes tratadas para evitar la acumulación de nanopartículas.

- **Refrigeración de vehículos**

Las nanopartículas pueden ser dispersadas no solo en refrigerantes y aceites para motor, sino también en fluidos de transmisión, aceites para

engranajes, así como en otros fluidos y lubricantes. Estos nanofluidos pueden proveer mejores coeficientes globales de transmisión de calor y una mejor lubricación respecto a los de su fluido base.

Tzeng y col. (2005) realizaron una serie de experiencias en un sistema de transmisión de potencia de un automóvil real dispersando nanopartículas de CuO (óxido de cobre) y Al₂O₃ (alúmina) en el fluido de transmisión a utilizar. Estas experiencias se basaron en la medición de temperaturas en distintos puntos del sistema de transmisión de potencia para distintas velocidades de rotación del motor, simulando así las condiciones de un automóvil en funcionamiento.

Como se espera, a medida que el sistema gira a mayores velocidades, la temperatura del mismo irá aumentando, hasta llegar al punto en el que se generará un estrés térmico excesivo que dañará a sus componentes dejándolos totalmente inservibles. Los resultados obtenidos muestran que las mayores temperaturas fueron alcanzadas al utilizar el fluido de transmisión sin partículas suspendidas en él.

Por otra parte, al utilizar el nanofluido de CuO (óxido de cobre) como fluido de transmisión, se observaron las menores distribuciones de temperatura tanto a bajas como a altas velocidades de rotación del motor. Esto significa, que la implementación de este tipo de nanofluidos como fluido de transmisión generará un estrés térmico considerablemente menor en los componentes del sistema en cuestión con respecto al fluido de transmisión convencional, prolongando así la vida útil del mismo.

- **Refrigeración de transformadores**

La creciente demanda de una mayor producción de electricidad requerirá de avances de la mayoría de los transformadores en algún punto del futuro cercano, representando un costo de millones de dólares en modernizaciones de los equipos. Sin embargo, si se aumenta la capacidad de transferencia de calor

de los transformadores existentes, muchas de estas mejoras podrían no ser necesarias.

Por ello, Xuan y Li y Yu y col. (2000) realizaron múltiples experimentos suspendiendo pequeñas cantidades de nanopartículas en los aceites utilizados por estos equipos, obteniendo aumentos significativos de las propiedades de transferencia de calor con respecto a las de dichos aceites sin partículas suspendidas. Este hallazgo no solo permite un aumento en el rendimiento de los transformadores existentes, sino también la posibilidad de disminuir las dimensiones de los próximos a fabricar.

- **Refrigeración de sistemas espaciales y nucleares**

You y col. y Vassallo y col. (2004), descubrieron que los nanofluidos pueden duplicar o hasta triplicar el flujo crítico de calor (CHF por sus siglas en inglés) en procesos de ebullición en estanque. Como muchos dispositivos generadores de flujos de calor ultra altos tales como láseres de alta energía (muy utilizados en la industria espacial) y algunos componentes de reactores nucleares son refrigerados mediante este método, el hallazgo proporcionó inmensas posibilidades para simplificar los requerimientos de refrigeración tanto en prácticas espaciales como nucleares.

Por este motivo, muchos investigadores nucleares destacados, al enterarse del gran aumento del CHF mediante el uso de nanofluidos, se mostraron muy interesados en la utilización de los mismos en reactores nucleares comerciales y militares ya que dicho aumento permitiría una operación mucho más segura de los mismos.

2.2.4.2- Aplicaciones de defensa

Un gran número de sistemas y dispositivos militares tales como componentes de vehículos, radares y láseres requieren de la eliminación de altos flujos de calor, a niveles de los miles de W/cm^2 , resultando muy dificultoso su enfriamiento con fluidos convencionales de transferencia de

calor. Por este motivo, los nanofluidos resultan una opción más que viable para poder suplir dichos requerimientos energéticos.

2.2.4.3 Aplicaciones tribológicas

Se ha demostrado que el agregado de nanopartículas a aceites y lubricantes (Que y col., Li y col.) no solo aumenta sus propiedades térmicas, sino también su poder lubricante, reduciendo la fricción y el desgaste de los componentes mecánicos del sistema en el que se utilicen.

2.2.4.4- Aplicaciones biomédicas

Los nanofluidos están siendo desarrollados para aplicaciones médicas, entre las cuales se destaca su uso en terapias oncológicas. Como es sabido, los métodos tradicionales de tratamiento para el cáncer presentan efectos adversos significativos. Con el fin de minimizarlos, surgió la idea de utilizar nanopartículas de hierro como vehículo de transporte de drogas o radiación, las cuales se las transportaría a través del torrente sanguíneo hacia la zona afectada mediante el uso de imanes sin dañar el tejido sano cercano. Además, los nanofluidos también podrían ser utilizados para producir altas temperaturas alrededor de tumores y matar células cancerígenas sin dañar las sanas cercanas (Jordan y col.).

Por otra parte, los nanofluidos también podrían ser utilizados para aumentar la seguridad de cirugías. Esta aplicación consiste en enfriar alrededor de la región a operar reduciendo el riesgo de dañar algún órgano, y por lo tanto aumentando la posibilidad de supervivencia del paciente.

Anteriormente se mencionaron algunas de las miles posibles aplicaciones de los nanofluidos, que hasta el día siguen aumentando gracias a la constante investigación realizada sobre ellos en laboratorios de todas partes del mundo. Sin embargo, el desafío de hoy es desarrollar nuevas técnicas que permitan una producción rentable y en gran escala de nanofluidos, ya que su bajo nivel de producción actual es principal limitante para que los mismos puedan ser utilizados en aplicaciones comerciales. Por eso, se espera que en el

futuro esto pueda lograrse mediante la mutua colaboración de industrias e investigadores.

2.2.5 Modelos matemáticos empleados

2.2.5.1 Ecuación de ajuste de Redlich-Kister

Para ajustar los valores experimentales de densidad (ρ), se recurrió a la siguiente ecuación polinomial propuesta por Redlich y Kister:

$$\rho = \rho_1\phi_1 + \rho_2\phi_2 + [\rho_1(1 - \phi_1) \sum_{i=1}^p A_i (2\phi_1 - 1)^i] \quad (1)$$

Donde ρ es la densidad de los nanofluidos estudiados, ϕ es la fracción volumétrica de las nanopartículas utilizadas y ϕ corresponde a la fracción volumétrica del fluido base. Por otro lado, A_i corresponde a los coeficientes de ajuste obtenidos por el método de mínimos cuadrados, siendo p la cantidad de dichos coeficientes.

La desviación estándar se calculó a partir de la siguiente ecuación:

$$DS = \left(\frac{\sum_{i=1}^n (M_{(exp)i} - M_{(cal)i})^2}{n-p} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Donde n es el número de datos experimentales y p es el número de coeficientes obtenidos por análisis de desviación estándar.

2.2.5.2- Modelos para la conductividad térmica

El aumento anómalo de la conductividad térmica de los nanofluidos con respecto a su fluido base ha sido un tema de intenso debate desde el inicio de las investigaciones de este tipo de sistemas. Esto se debe principalmente a que dicho aumento es la característica más prometedora para las aplicaciones industriales prácticas. Sin embargo, a pesar de todo el dinero y esfuerzo que se ha destinado a la investigación de los nanofluidos, todavía se desconocen las causas que dan lugar a estos grandes incrementos de la conductividad. Gracias a esto, la controversia aún continúa, y periódicamente se publican nuevos modelos de base empírica tratando de describir la transmisión de calor a escala

nanométrica en determinados sistemas heterogéneos. Sin embargo, el problema con estos modelos es que carecen de generalidad.

Entre todos los modelos que han sido publicados, dos de los más destacados son los propuestos por Maxwell y Turian y col.)

En el campo del modelado de la conductividad térmica, Maxwell fue el primero en proponer una ecuación para estimar la conductividad térmica de coloides compuestos por partículas esféricas sólidas suspendidas en un fluido, el cual solo tiene en cuenta la concentraciones en volumen de las partículas y las conductividades térmicas de las partículas y del fluido base. Otros modelos clásicos incluyen efectos de forma de partícula (Hamilton y Crosser), distribución de partículas (Cheng y Vachon), e interacción partícula/partícula (Jeffrey). Sin embargo, la mayoría de todos estos modelos predicen mejoras idénticas a bajas concentraciones de nanopartículas (menores al 1% en volumen) para los nanofluidos empleados en este trabajo.

Además, en este estudio, se pretende emplear el modelo de Maxwell como uno representativo de todos los modelos clásicos. Según Maxwell, la conductividad térmica de una suspensión homogénea puede ser predicha como:

$$K_{Maxwell} = \frac{K_p + 2k_l + 2(k_p - k_l)\phi}{K_p + 2k_l - (k_p - k_l)\phi} K_l \quad (3)$$

Donde K_p es la conductividad térmica de las partículas dispersadas, K_l es la conductividad térmica del fluido base y ϕ es la fracción en volumen de las nanopartículas en la suspensión.

Como se puede observar, la ecuación 3, al igual que todas aquellas obtenidas a partir de modelos clásicos para la determinación de la conductividad térmica de suspensiones, no tiene en cuenta el tamaño de las partículas suspendidas, lo que conduciría a resultados distintos a los experimentales.

Por otro lado, Turian (1991), trabajando con suspensiones de alúmina, sílica, carbono y otras partículas, observaron que cuando la relación $K_p/K_l \sim 1$,

el modelo de Maxwell daba muy buenas predicciones de mejora en la conductividad térmica de estos sistemas con respecto a sus fluidos base, pero a medida que esta relación aumentaba, las predicciones se iban tornando cada vez más pobres. Debido a esta gran discrepancia de los valores experimentales con respecto a los propuestos por Maxwell, Turian y col. propusieron una nueva expresión, la cual permite obtener mejores estimaciones de la conductividad térmica para dispersiones sólido/líquido en las cuales $K_p/K_l > 4$:

$$k_{eff} = k_p^\phi k_l^{1-\phi} \quad (4)$$

Donde, a su vez k_p puede ser determinada del siguiente modo:

$$k_p = k_0(1 - e^{-Ad}) \quad (5)$$

En la ecuación 5, d es el diámetro de las partículas, K_0 es la conductividad del sólido a la temperatura de interés y A es una constante empírica del orden de los $0,01 \text{ nm}^{-1}$. Como puede observarse, esta expresión, a diferencia de la de Maxwell, contempla el tamaño de las partículas suspendidas, por lo que es de esperarse obtener mejores resultados que los dados por la ecuación 3.

Las reglas de mezclado logarítmicas como las dadas por la ecuación 4, han sido utilizadas en reiteradas ocasiones para describir de forma satisfactoria muchas de las propiedades de los materiales compuestos reforzados con partículas. Tales reglas tratan las propiedades de las inclusiones y las matrices separadamente con el fin de obtener la propiedad efectiva del compuesto, k_{eff} .

2.2.5.3- Intercambiador de calor

Existen distintos tipos de intercambiadores de calor, entre los cuales se destacan los de doble tubo, de casco y tubos y de placas. Sin embargo, en la industria química de procesos, el intercambiador de calor más empleado es el de casco y tubos. Por este motivo, el presente trabajo se limita únicamente a la explicación y posterior aplicación de este tipo de intercambiador de calor sin cambio de fase.

2.2.5.4- Descripción del equipo

La idea básica de un intercambiador de calor de casco y tubos es la de colocar un gran número de pequeños tubos con una determinada disposición espacial (llamada arreglo, que es generalmente en forma de cuadro o triángulo) dentro de otro de mucho mayor diámetro llamado coraza, carcasa o envolvente. La carcasa está cerrada en sus extremos por placas llamadas placas portatubos.

Las mismas suelen ser de considerable espesor, y están atravesadas por los tubos internos de intercambio. Es importante que la unión entre los tubos y estas placas sea hermética, de este modo poder impedir que el fluido que se encuentra en uno de los lados de la placa pueda pasar al otro. Por otro lado, la placa portatubos se encuentra abulonada a los cabezales (los cuales pueden ser de variados diseños según los requerimientos del caso), que actúan como colectores y distribuidores del fluido que circula por los tubos.

Para poder mejorar los coeficientes de transferencia de calor en estos equipos, se suele recurrir al uso de baffles o deflectores de flujo en la carcasa (Ver figura 1), que aumentan la velocidad y turbulencia del fluido que circula por allí y orientan su movimiento en dirección perpendicular al eje de los tubos. Existen distintos tipos de baffles o deflectores de flujo, pero los más utilizados son los segmentados. Estos consisten en placas circulares, de casi el mismo diámetro que la carcasa, a los cuales se les efectúa un corte horizontal o vertical (generalmente corresponde a una segmentación del 25%).

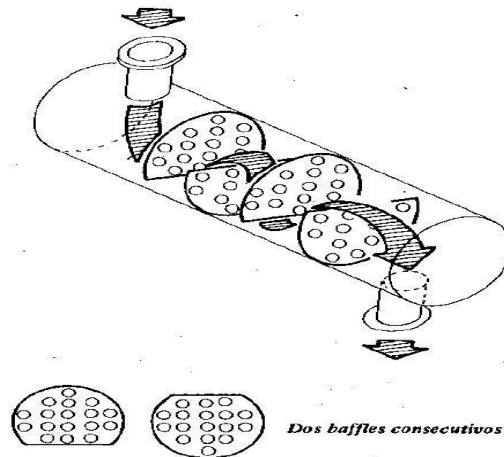


Figura 1. Disposición de baffles segmentados en la carcasa de un equipo.

Fuente: Cao E. (1983)

Por otro lado, otra forma de mejorar los coeficientes de transferencia de calor en este tipo de intercambiador es colocando una placa de partición de pasos en el cabezal de entrada (Ver figura 2). De este modo, el fluido que circula por los tubos recorrerá dos veces la longitud del equipo, y el área de flujo del mismo será la mitad que en el caso de que no tuviera la placa de partición de pasos, aumentando así la velocidad y turbulencia de dicho fluido. Por este motivo, a estos equipos se los conoce como intercambiadores de calor de dos pasos por los tubos. Siguiendo la misma metodología, también se pueden aumentar aún más los pasos por los tubos colocando más placas de partición, obteniendo equipos de 4, 6, 8, entre otros, pasos por los tubos.

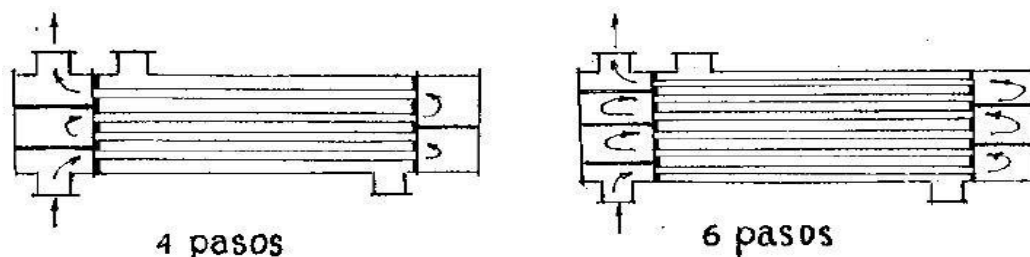


Figura 2 Equipos de 4 y 6 pasos por los tubos.

Fuente: Cao E. (1983)

Así como se puede aumentar el número de pasos por los tubos, también es posible aumentar el número de pasos por carcasa. Para ello, es necesario la colocación de baffles o deflectores de flujo longitudinales (Figura 3). Estas placas cuyo ancho coincide con el diámetro de la carcasa y cuya longitud es algo menor a la de los tubos, permiten que el fluido que circula por carcasa recorra dos veces (o más en caso de colocar más de un baffle) el largo de los tubos, aumentando así su velocidad y turbulencia, y por lo tanto mejorando la transferencia de calor.

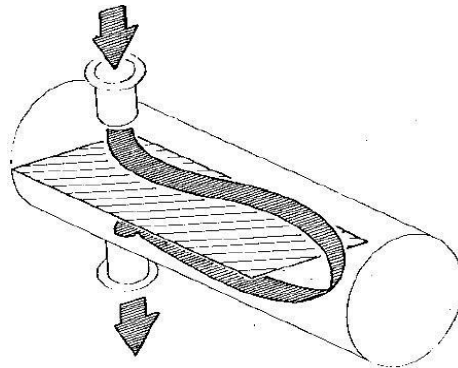


Figura 3. Baffle longitudinal en intercambiador con 2 pasos por carcasa

Fuente: Cao E. (1983)

En los intercambiadores de calor de casco y tubos, resulta importante resaltar que el aumento de los coeficientes de transferencia de calor colocando baffles o placas de partición de pasos en los equipos, implica un aumento en la pérdida de carga, ya sea del fluido que circula por los tubos como del que lo hace por la carcasa. Por lo tanto, a la hora de diseñar uno de estos intercambiadores de calor, es necesario tener en cuenta estos dos aspectos fundamentales, para luego poder combinarlos de la forma más eficiente posible.

2.2.5.5- Coeficiente global de transmisión de calor

La ecuación básica de todo intercambiador de calor es la siguiente:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (6)$$

Donde Q es el calor transferido, U el coeficiente global de transmisión de calor, A es el área de transferencia y ΔT la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos de intercambio (fuerza impulsora de la transferencia de calor). Por lo tanto, el objetivo básico del diseño de un equipo será maximizar U de modo de reducir A para un valor fijado de Q . Esto permitiría un ahorro tanto económico como espacial.

Por su parte, el coeficiente global de transmisión de calor, U , está definida por la siguiente expresión:

$$U = \left(\frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_0} + R_f \right)^{-1} \quad (7)$$

Siendo h_{i0} y h_0 los coeficientes peliculares del fluido interno y externo respectivamente, y R_f la resistencia o factor de ensuciamiento total del equipo producida por incrustaciones o basura depositada sobre el interior y exterior de los tubos. Además, es importante mencionar que para la obtención de dicha ecuación se despreció la resistencia térmica por parte de los tubos, ya que por lo general estos son metálicos y presentan un alto valor de conductividad térmica.

Por otro lado, como se puede intuir, el valor de ΔT irá variando a lo largo del equipo, por lo que para poder diseñar o simular el funcionamiento de uno, se debería tener que resolver la expresión diferenciada de la ecuación 6. Sin embargo, para simplificar los cálculos, se utiliza una diferencia de temperaturas media logarítmica (ΔT_{ML}), obtenidas mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_2 - T_1)}{\ln \frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_1}} \quad (8)$$

Para una configuración de flujos en contracorriente, y:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_1 - T_1) - (T_2 - T_2)}{\ln \frac{T_1 - T_1}{T_2 - T_2}} \quad (9)$$

Para una configuración de flujo en paralelo.

En ambos casos, T_1 y t_1 son las temperaturas de entrada al equipo del fluido a enfriar (fluido caliente) y del fluido a calentar (fluido frío) respectivamente, y T_2 y t_2 sus temperaturas de salida del equipo. Es importante resaltar que estas expresiones sólo serán válidas para valores de U constantes, lo que implica que las propiedades físicas de los fluidos no varíen con la temperatura.

Por otro lado, es importante mencionar que, al tratarse de transferencia de calor sensible, también es válida la siguiente igualdad, permitiendo obtener así el calor transferido y el caudal másico o temperatura de salida de alguno de los fluidos:

$$Q = W_h \cdot c_h \cdot (T_1 - T_2) = W_c \cdot C_c \cdot (t_2 - t_1) \quad (10)$$

Donde los subíndices h y c hacen referencia al fluido caliente y frío respectivamente, los W son los caudales másicos y los c sus calores específicos.

A pesar de que dentro de la carcasa el fluido no circula en una única dirección (debido a los baffles), es válido suponer una de las configuraciones de flujo anteriormente mencionadas si se considera como hipótesis de diseño que en cada sección del equipo la temperatura es única para cada fluido. Esto se cumpliría si los coeficientes peliculares son iguales para todos los tubos y el fluido de la carcasa se encuentra uniformemente mezclado.

Sin embargo, para intercambiadores con más de un paso por los tubos, ya no se puede hablar de una única temperatura para cada fluido a lo largo de una sección transversal, por lo que las expresiones mencionadas previamente para las diferencias de temperaturas no serían válidas. Por lo tanto, para resolver este inconveniente, aparece un factor F_t , llamado factor de corrección de la diferencia de temperaturas, de modo tal que:

$$\Delta T = \Delta T_{MLcc} \cdot F_t \quad (11)$$

Donde el subíndice cc hace referencia a una configuración de flujo en contracorriente.

Este factor de corrección es siempre menor a la unidad, depende de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos y del número de pasos por los tubos y carcasa y generalmente se lo obtiene gráficamente.

Habiendo mencionado esto, sólo resta el cálculo de los coeficientes peliculares y la pérdida de carga, tanto en los tubos como en carcasa.

2.2.5.6- Cálculo de parámetros en los tubos

El coeficiente pelicular interno, h_{i0} , se podrá obtener a partir de un proceso iterativo utilizando la siguiente correlación válida sólo para régimen turbulento ($Re > 10000$):

$$Nu = \frac{h_{i0} \cdot D_i}{k} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot (\eta/\eta_w)^{0,14} \quad (12)$$

O la siguiente para régimen laminar ($Re > 21000$):

$$Nu = \frac{h_{i0} \cdot D_i}{k} = 1,86 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_i}{L} \right)^{0,33} \cdot (\eta/\eta_w)^{0,14} \quad (13)$$

Donde Nu es el número de Nusselt, L es la longitud de los tubos, D_i su diámetro interno y η/η_w la relación de viscosidades del fluido a la temperatura media en el tubo y a la temperatura media en la pared (esta última obtenida a partir de un balance energético conociendo los valores de h_o y h_{i0}). A su vez, el número de Prandtl (Pr) y el de Reynolds (Re) se definen del siguiente modo:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{k} \quad (14)$$

$$Re = \frac{D_i \cdot G_t}{\eta} \quad (15)$$

Siendo G_t la densidad de flujo masico en los tubos, definida como:

$$G_t = \frac{w}{a_t} = \frac{w \cdot 4 \cdot n}{N \cdot \pi \cdot D_i^2} \quad (16)$$

Donde a_t es el área de flujo en los tubos, n es el número de pasos por los tubos y N el número total de tubos. Es importante aclarar que no es conveniente la operación en régimen transitorio ($2100 < Re < 10000$), ya que las correlaciones existentes para dicha situación resultan muy poco exactas.

En cuanto al cálculo de la pérdida de carga, no sólo habrá que tener en cuenta la pérdida de carga en los tubos, sino también dentro de los cabezales del equipo, por lo que la caída de presión total será la suma de estas últimas.

Una expresión válida para la pérdida de carga de un fluido que circula en régimen turbulento por los tubos podría ser la siguiente:

$$\Delta P_t = 4 \cdot f \cdot n \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{-a} \quad (17)$$

Donde f el facto de fricción (generalmente obtenido gráficamente) y a es una constante que toma un valor de -0,14 para régimen turbulento de -0,25 para laminar.

Por otra parte, la pérdida de carga en los cabezales podrá ser determinada a partir de la siguiente expresión:

$$\Delta P_r = 4 \cdot \eta \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho} \quad (18)$$

Es importante mencionar que no es recomendable que la pérdida de carga total sea mayor a 1 bar, ya que el costo de bombeo requerido sería considerablemente alto. Es importante mencionar que no es recomendable que la pérdida de carga total sea mayor a 1 bar, ya que el costo de bombeo requerido sería considerablemente alto.

2.2.5.7- Cálculo de parámetros en la carcasa

Dentro de la carcasa, la velocidad del fluido está sometida a continuas fluctuaciones debido a la reducción de área cuando el fluido atraviesa una hilera de tubos con respecto a cuando este se encuentra en el espacio entre dos hileras sucesivas. Por otra parte, el ancho de la sección de flujo transversal varía continuamente desde cero en la parte superior y en el fondo hasta un máximo en el centro de la carcasa, por lo que no se le puede atribuir un área de flujo única.

Con el fin de poder obtener una estimación preliminar del diseño de un intercambiador de calor de casco y tubos, Kern propuso considerar un área de

flujo en correspondencia con la hilera hipotética de tubos que pasa por el centro de la carcasa.

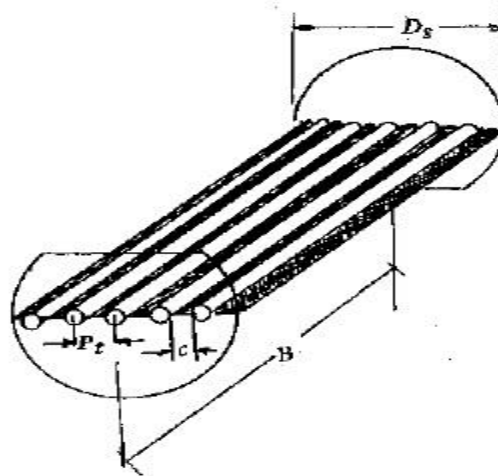


Figura 4 Dimensiones de interés para el modelo de Kern

Fuente: Cao E. (1983)

Teniendo en cuenta el modelo propuesto por Kern, se llama P_t a la separación entre los ejes de los tubos y c al claro de distancia entre 2 tubos (Ver figura 4), se tiene que el número de claros estará dado por la relación del diámetro de la carcasa (D_s) y el P_t . Por otro lado, puesto que el producto entre c y la separación entre baffles (B) es el área de cada uno de estos claros, el área de flujo para la carcasa estará dada por:

$$a_s = \frac{D_s \cdot c \cdot B}{P_t} \quad (19)$$

Esta expresión, permite definir la densidad de flujo másico para el fluido de la carcasa como:

$$G_s = W/a_s \quad (20)$$

Por otro lado, Kern también propone el uso de un diámetro equivalente para la carcasa definido como:

$$D_e = \frac{4 \cdot (P_t^2 - \frac{\pi \cdot D_s^2}{4})}{\pi \cdot D_s} \quad (21)$$

Para el caso de un arreglo en forma de cuadro y:

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{1}{2} P t \cdot 0,86 P t - \frac{1}{2} \pi D_s^2 \right)}{\frac{1}{2} \pi D_s} \quad (22)$$

Para un arreglo triangular.

Finalmente, el cálculo del coeficiente pelicular ho puede ser obtenido a partir de la siguiente correlación:

$$Nu = \frac{h_0 D_e}{k} = 0,36 \cdot Re^{0,55} \cdot Pr^{0,33} \cdot (\eta/\eta_w)^{0,14} \quad (23)$$

Cabe aclarar que ésta expresión resulta válida sólo para carcasas con baffles segmentados un 25% y que el cálculo del Re es análogo al de la ecuación 5, sustituyendo a Di y Gt por De y Gs respectivamente.

Con respecto a la pérdida de carga, Kern sugiere que es proporcional al diámetro de la carcasa (Ds) y al número de veces que el fluido cruza el haz de tubos entre los baffles. Por lo tanto, si N_B es el número de baffles, entonces, este número es $N_B + 1$.

Finalmente, la expresión para obtener la pérdida de carga en la coraza estará dada por:

$$\Delta P_s = f \cdot \frac{(N_B + 1) D_s}{D_e} \cdot \frac{G_s^2}{2 \rho} \cdot (\eta/\eta_w)^{0,14} \quad (24)$$

En este caso, al igual que para el lado de los tubos, no es recomendable una caída de presión mayor a 1 bar.

2.2.5.8- Ecuaciones para la viscosidad y calor específico

Previamente, se explicó el método de cálculo para el diseño de un intercambiador de calor de casco y tubos. Sin embargo, resulta muy difícil obtener las propiedades físicas de los nanofluidos en caso de no haberlas medido con anterioridad. Por lo tanto, para poder aproximarlas se debe recurrir a correlaciones de tipo empíricas.

Para el caso de la conductividad térmica (κ), se podría recurrir a las ecuaciones propuestas por Maxwell o Turían (ecuaciones 3 y 4

respectivamente), y para la densidad (ρ) a algún ajuste tal como el de Redlich-Kister (ecuación 1).

Por otra parte, la viscosidad (η) y el calor específico (C_p) de un nanofluido podrían obtenerse a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\eta_{nf} = \frac{1}{(1-\phi)^{2.5}} \cdot \eta_f \quad (25)$$

Y

$$C_{p_{nf}} = \frac{\phi \cdot (\rho \cdot c_p)_n + (1 - \phi) \cdot (\rho \cdot C_p)_f}{\phi \cdot \rho_n + (1 - \phi) \cdot \rho_f}$$

Donde, el subíndice n hace referencia a las nanopartículas, el f al fluido base y en nf al nanofluido correspondiente.

2.2.6- Modelos de Intercambiadores de Tubo y Carcasa

2.2.6.1- Intercambiador de Cabezal Flotante Interno (tipo AES)

Es el modelo más común, tiene casco de un paso, tubos de doble paso con canal y cubierta desmontable, cabezal flotante con dispositivo de apoyo. tiene desviadores transversales y placas de apoyo (Ver figura 5). Sus características son:

- 1.- Permite la expansión térmica de los tubos respecto al casco.
- 2.- Permite el desmontaje
- 3.- en lugar de dos pasos puede tener 4, 6 u 8 pasos.
- 4.- Los desviadores transversales, con el porcentaje de paso y su separación modifican la velocidad en el casco y su pérdida de carga.
- 5.- el flujo es contracorriente y a favor de corriente en la mitad de los tubos.

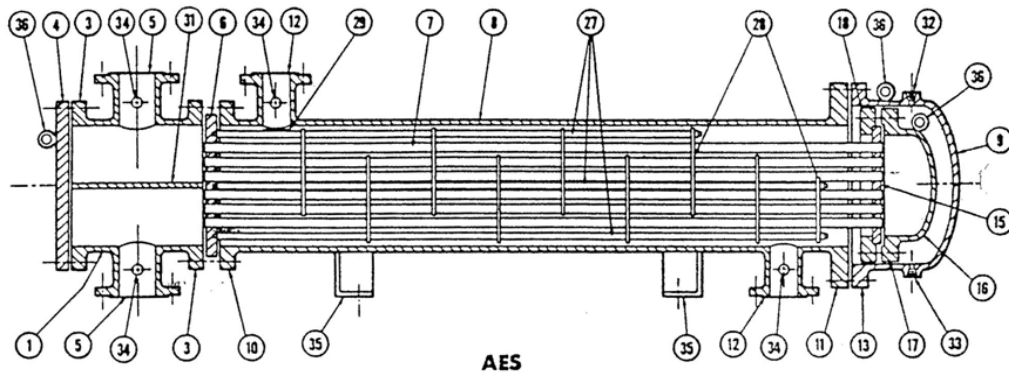


Figura 5. Intercambiador tipo AES

Fuente: Normas TEMA (2007)

2.2.6.2- Intercambiador de Lámina y Tubo Fijo (tipo BEM)

- 1.- Este intercambiador no tiene apenas diferencia entre ambos extremos, es de un solo paso en tubo y casco, lo que limita la velocidad dentro de los tubos, lo que reduce el coeficiente de transmisión de calor (Ver figura 6).
- 2.- Tiene junta de expansión en casco.
- 3.- Imposibilidad de apertura para limpieza en lado del casco.

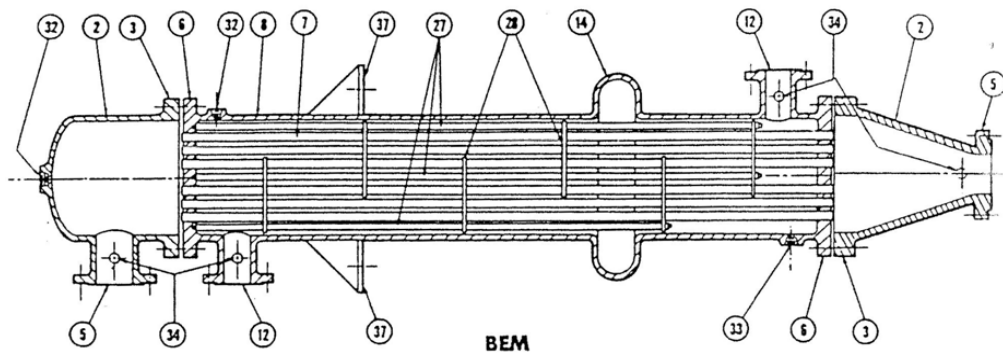


Figura 6. Intercambiador tipo BEM

Fuente: Normas TEMA (2007)

2.2.6.3- Intercambiador de Cabecal Flotante Exterior (tipo AEP)

Este modelo permite cierto movimiento del cabezal flotante y puede desmontarse para limpieza. Tiene el inconveniente de necesitar más mantenimiento para mantener el empaquetado y evitar las fugas (Ver figura 7).

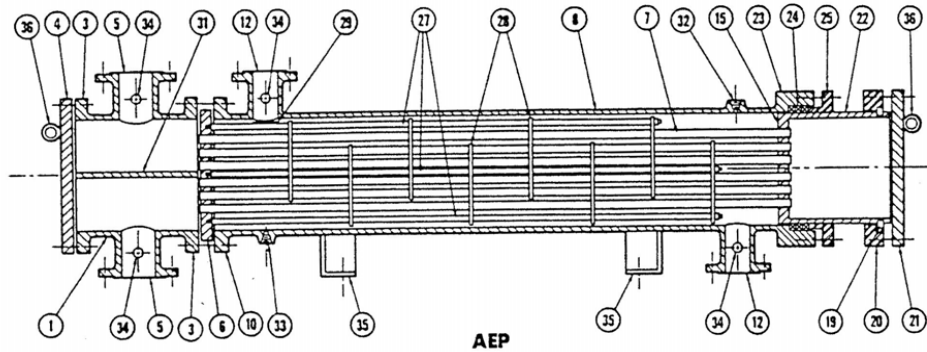


Figura 7. Intercambiador tipo AEP

Fuente: Normas TEMA (2007)

2.2.6.4- Intercambiador de Cabezal y Tubos Integrados (tipo CFU)

Este modelo tiene el conjunto de tubos en U lo que permite un fácil desmontaje del conjunto de tubos. Tiene el inconveniente a la hora de sustituir un tubo dañado. Tiene el desviador central unido a la placa de tubos (Ver figura 8).

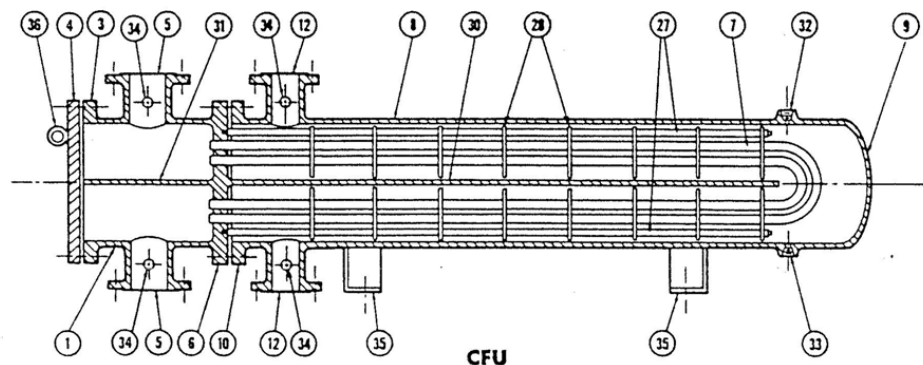


Figura 8. Intercambiador tipo CFU

Fuente: Normas TEMA (2007)

2.2.6.5- Rehervidor de Caldera (tipo AKT)

Este intercambiador se caracteriza por la configuración del casco. El conjunto de tubos puede ser también A-U, dando lugar al AKU (Ver figura 9). El vertedero a la derecha de los tubos mantiene el líquido hirviendo sobre los tubos. El vapor sale por la tobera superior y el líquido caliente sale por la tobera inferior.

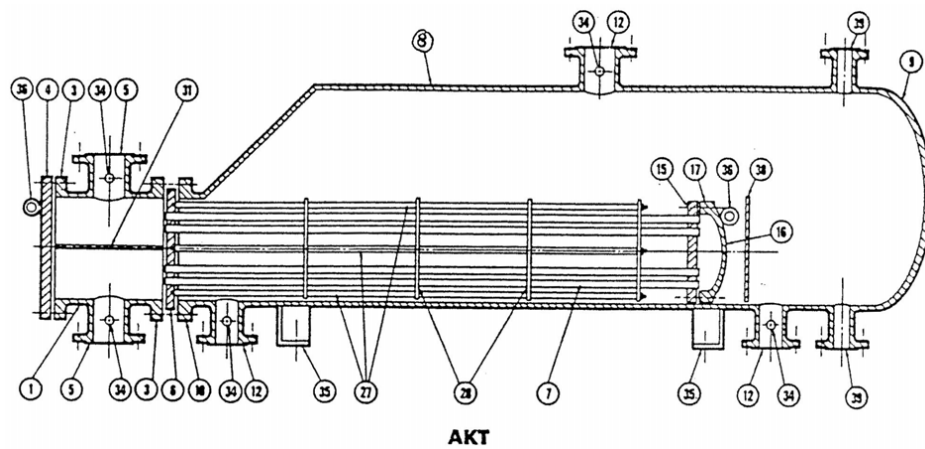


Figura 9. Intercambiador tipo AKT

Fuente: Normas TEMA (2007)

2.2.6.6- Condensador de Flujo Dividido (tipo AJW)

Se utiliza fundamentalmente para condensar vapores, pues disminuye la pérdida de carga (en un factor de 8). Parte del intercambiador se utiliza como condensador y parte puede utilizarse con enfriador. El desviador central divide el flujo en dos y el resto de desviadores lo llevan a través de los tubos para enfriarse (Ver figura 10).

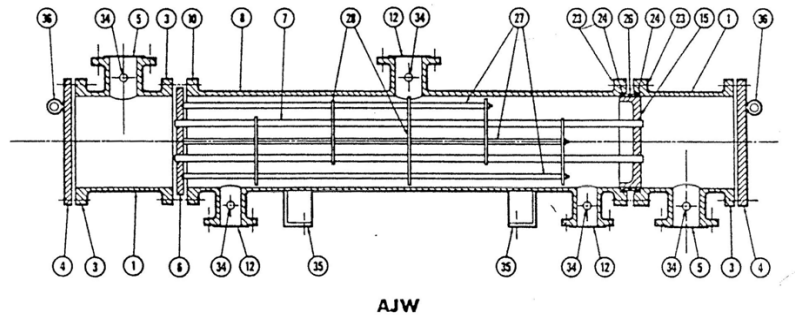


Figura 10. Intercambiador tipo AJW

Fuente: Normas TEMA (2007)

2.3 Definición de términos básicos

Angulo de contacto: es una medida de la capacidad de un líquido para mojar la superficie de un sólido. La forma que toma una gota en una superficie depende de la tensión superficial del líquido y de la naturaleza de la superficie. En el límite entre las gotas y el entorno gaseoso, la tensión superficial provoca un contorno curvo.

Conductividad térmica: (a menudo representada como k , λ , o κ) es la capacidad intrínseca de un material para conducir calor. Es uno de los tres métodos de transferencia de calor, siendo los otros dos: convección y radiación.

Intercambiador de calor: es un dispositivo diseñado para transferir calor entre 2 fluidos o entre un fluido y un sólido que está en contacto con dos fluidos.

Nanoescala: Escala con una o más dimensiones comprendidas en el rango de 100 nm o menos.

Nanofluidos: son suspensiones coloidales hechas de nanopartículas en algún fluido base, estas nanopartículas dictan el tipo de nanofluido y las diferencias entre ellos.

Nanopartícula: es una partícula que posee las tres dimensiones menores que 100 nm. Actualmente las nanopartículas son un área de intensa investigación científica, debido a una amplia variedad de aplicaciones potenciales en campos tales como biomédicos, ópticos, electrónicos, nanoquímica, o agricultura.

Nanotecnología: es el estudio y la manipulación de materia en tamaños increíblemente pequeños, generalmente entre uno y 100 nanómetros. La nanotecnología comprende una muy amplia gama de materiales, procesos de fabricación y tecnologías que se usan para crear y mejorar muchos productos que la gente usa diariamente.

Partícula: (o corpúsculo en textos antiguos) consiste en un pequeño objeto al cual pueden ser atribuidas varias propiedades físicas y químicas tales como un volumen o una masa.

Viscosidad dinámica: también llamada viscosidad absoluta, es la resistencia interna entre las moléculas de un fluido en movimiento y determina las fuerzas que lo mueven y deforman.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. Tipo de investigación

La modalidad de la presente investigación es de tipo proyecto factible, Pallella y Martins (2010) definen a este tipo de investigación como aquella que “consiste en elaborar una propuesta viable destinada a atender necesidades específicas, determinadas a partir de una base diagnóstica” (p.91), en este sentido, al ofrecer una investigación bibliográfica con el objeto de tener un conocimiento del impacto del uso de nanofluidos en los intercambiadores de calor de tubo y carcasa, la finalidad es ofrecer información que pueda ser útil en el desarrollo científico y tecnológico en el ámbito de termodinámica y transferencia de calor.

3.2. Diseño de la Investigación

El presente trabajo se basó en una investigación documental, de la cual Arias (2012) establece que:

Es un proceso basado en la búsqueda, recuperación, análisis, crítica e interpretación de datos secundarios, es decir, los obtenidos y registrados por otros investigadores en fuentes documentales: impresas, audiovisuales o electrónicas. Como en toda investigación, el propósito de este diseño es el aporte de nuevos conocimientos. (p. 27).

En esta investigación se realizó la recolección de datos con respecto al fenómeno a estudiar y su efecto en el proceso de transferencia de energía, efectuando las observaciones y análisis de datos arrojado por las propiedades

de los nanofluidos mediante el uso de el software computacional, para obtener información en el tema planteado en este estudio.

3.3. Nivel de la investigación

El siguiente trabajo de investigación tiene como objetivo en ofrecer información de las propiedades de transferencia de calor y su efecto en la eficiencia de los intercambiadores de calor de los nanofluidos.

Se establece que:

La investigación descriptiva consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento. Los resultados de este tipo de investigación se ubican en un nivel intermedio en cuanto a la profundidad de los conocimientos se refiere. (Arias, 2012, p.23).

Debido a esto, la metodología empleada en esta investigación se llevó a cabo bajo un esquema descriptivo, ya que el estudio permitió analizar la influencia del uso de nanofluidos en la eficiencia de los intercambiadores de calor mediante la aplicación de un análisis computacional y así generar a su vez resultados comparables con las correlaciones de otras fuentes de trabajo.

3.4. Población y muestra

Balestrini (2006), define la población como “un conjunto finito o infinito de personas, casos o elementos, que presentan características comunes” (p.137). Así mismo Balestrini (2006) señala que “una muestra es una parte representativa de una población, cuyas características deben producirse en ella, lo más exactamente posible” (p. 141).

La población corresponde los Intercambiador de Cabezal Flotante Interno (tipo AES), Intercambiador de Lamina y Tubo Fijo (tipo BEM), Intercambiador de Cabezal Flotante Exterior (tipo AEP), Intercambiador de Cabezal y Tubos Integrados (tipo CFU), Rehervidor de Caldera (tipo AKT), Condensador de Flujo Dividido (tipo AJW).

La muestra corresponde a un intercambiador de calor ideal, de tubo y carcasa, para el caso de un fluido refrigerante en un baño térmico (carcasa) aislado perfectamente del entorno y ductos (tubo) de área efectiva total ($2\pi r_0 l$) de un $1 m^2$, cuyas paredes tienen conductividad infinita y espesor despreciable, por el que circula un fluido caliente en paralelo al fluido base.

3.5. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Según Tamayo y Tamayo, M (1997): “La recolección de datos depende en gran parte del tipo de investigación y del problema planteado para la misma” (p.121). Así mismo Tamayo y Tamayo (1997) define que: “Un instrumento de recolección de datos es cualquier recurso, dispositivo o formato (en papel o digital), que se utiliza para obtener, registrar o almacenar información” (p. 69).

Las fuentes secundarias son aquellas investigaciones realizadas con anterioridad y que han sido recolectadas y analizadas con el propósito de sustentar las bases teóricas y la, ejecución de la investigación. Según Sabino (1996): los datos secundarios “Son registros escritos que proceden también de un contacto con la práctica, pero que ya han sido recogidos y muchas veces procesados por otros investigadores” (p. 115).

En el presente trabajo de investigación se utilizó como técnicas de recolección de datos el análisis documental que Castillo (2004) lo define como “un conjunto de operaciones encaminadas a representar un documento y su contenido bajo una forma diferente de su forma original, con la finalidad de posibilitar su recuperación posterior e identificarlo” y el análisis de contenido, que Riffe, Lacy y Fico (1998) lo definen como una técnica que se puede replicar con la finalidad de examinar símbolos de comunicación, y analiza las relaciones que puedan presentar los valores con métodos netamente estadísticos. Los instrumentos empleados son el cuaderno de notas de observación apoyada en la computadora y unidades de almacenamiento.

3.6. Fases de la investigación

Fase I: Documentación de la situación actual de los intercambiadores de calor.

En esta etapa se documentó los intercambiadores de calor de tubo y carcasa, velocidad de transferencia de calor, eficiencia, flujo calorífico, y rendimiento.

Fase II: Determinación del modelo del nanofluido a estudiar y las especificaciones del mismo.

Se estableció el nanofluido y se obtuvieron todas las propiedades físicas y químicas de dicho nanofluido en función de la nanopartícula empleada. Las mencionadas propiedades se extrajeron de documentación existente de estudios experimentales, en donde el modelo escogido se haya caracterizado.

Fase III: Establecimiento del modelo del intercambiador de calor a estudiar y los parámetros del mismo.

De acuerdo a estudios previos se evaluaron los parámetros principales de los intercambiadores de calor de tubo y carcasa de modelos existentes, con el fin de establecer parámetros de control.

Fase IV: Estudio del impacto en la eficiencia del intercambiador de calor por medio del uso de los nanofluidos.

Mediante modelos matemáticos y el empleo de un programa computacional, se estableció la influencia de las propiedades en los nanofluidos, de base agua, etilenglicol y aceite, con nanopartículas Alúmina (Al_2O_3), Sílice (SiO_2) y los óxidos de Cobre y Zinc y su efecto en los parámetros de intercambio de calor.

Fase V: Comparación de los resultados obtenidos con el modelo de intercambiador actual de base agua.

Mediante el análisis obtenido en el modelo escogido del intercambiador de calor de tubo y carcasa, se comprobó la relación de los resultados de nanofluidos con los resultados de las nanopartículas con base agua.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

En esta sección se discutieron los resultados obtenidos del estudio teórico realizado al efecto que tienen los nanofluidos en los intercambiadores de calor de tubo y carcasa. Se discutió la situación actual de los intercambiadores de calor, en esta parte se describe la situación fenomenológica del modelo termodinámico, y para esto se describen las ecuaciones constitutivas de dicho proceso. Por otro lado, también se habla sobre la determinación del modelo de nanofluidos a estudiar y las especificaciones del mismo; así como también se estableció el modelo de intercambiador de calor con sus parámetros, también se muestran los resultados obtenidos del impacto que tiene el empleo de nanofluidos en la eficiencia de los intercambiadores.

Mostrando los parámetros más importantes como la tasa de transferencia de calor, la variación de temperatura, y dichos resultados se compararon con los fluidos tradicionales empleados actualmente en los intercambiadores de calor.

4.1 Documentación de la situación actual de los intercambiadores de calor.

El estudio del comportamiento de los nanofluidos en intercambiadores de calor admite diversos enfoques, pues se trata de un problema fisicoquímico de transporte de energía y flujos másicos en fluidos.

Si lo que se desea es caracterizar un determinado nanofluido, entonces se suele emplear sistemas de cómputo o diseños experimentales de verificación, resolviendo las ecuaciones clásicas de transporte de energía en fluidos; vale decir resolviendo numéricamente bajo condiciones de contorno e iniciales específicas, las ecuaciones de Continuidad, de balance de energía (Ecuación de Bernoulli) y las ecuaciones Navier-Stokes; o su aproximación no

turbulenta: la ecuación de Euler, que por ser ecuaciones diferenciales acopladas terminan evaluándose por métodos aproximados. (Medina 2012, Pedraza-Luque 2016, Vasco-Calle et al 2016, Echeverri 2017, Gomez 2019)

Otro enfoque es determinar los parámetros geométricos de configuración y de selección de materiales para una aplicación específica de intercambiador de calor (sea de precalentamiento o de refrigeración) de tubo y carcasa y, seleccionar algún nanofluido que cumpla con las especificaciones de diseño para alguna aplicación concreta, como por ejemplo los rangos de temperatura de operación y/o las tasas de intercambio energético por conducción, convección forzada y similares; vale decir especificando previamente valores deseables de los números de Prandtl, Nusselt, Fourier y Reynolds, y a partir de allí realizar las consideraciones de diseño de canales, carcasa, nanofluido y costos (Cabanzón 2018, Valencia y Sepúlveda 2019, Betancourt y Tonguino 2021).

El objetivo que se pretende en este trabajo de grado, es más general: valorar la respuesta termofísica de los intercambiadores de calor, específicamente del tipo tubo y carcasa, cuando el fluido base (fluido de reservorio que circula por la carcasa) es dopado por nanopartículas para optimizar la transferencia de calor con el fluido circulante por la tubería. Entonces se puede hacer un enfoque macroscópico (Termodinámico) que represente el comportamiento fenomenológico y cuantifique la bondad del empleo de nanofluidos en diversas aplicaciones, sin especificar necesariamente una configuración, geometría o diseño para alguna aplicación concreta.

Para ellos se realizó un modelo termodinámico de la transferencia de calor con énfasis en la descripción fenomenológica macroscópica. En la sección 4.1.1 se explican las consideraciones generales y restricciones del modelo termodinámico desarrollado (sección 4.1.1). Seguidamente se muestra, en la sección 4.1.2, las expresiones analíticas para evaluar la transferencia de calor en el diseño de intercambiadores de calor. En la sección 4.2 se resumen

las consideraciones restrictivas del modelo con nanofluidos y los parámetros físicos empleados en la investigación (selección de las nanopartículas y fluidos base escogidos). Finalmente En la seccion 4.3 se describen las magnitudes físicas y parámetros termodinámicos que se evaluarán para describir la respuesta térmica de los intercambiadores.

4.1.1. Descripción fenomenológica del Modelo termodinámico

De manera general, un intercambiador de calor de tubo y carcasa, consta de un reservorio térmico (carcasa) en el que circula un fluido base que circunda a un “tubo” (canales de n pasos, tuberías, Baffle, láminas) que transporta un segundo fluido que va a ser enfriado (cederá calor) o calentado (absorberá calor) por la transferencia de calor entre la tubería y el baño térmico de la carcasa.

La figura 11 esquematiza un intercambiador de calor de tubo y carcasa con un fluido circulante con temperaturas T_{HI} y T_{HO} , al inicio y final de la tubería respectivamente; y un fluido base que entra a la carcasa con temperatura T_{CI} y emerge con una temperatura T_{CO} . Las velocidades medias de los fluidos se denotan como V_H para el fluido circulante en las tuberías, y V_C para el fluido base a través del reservorio. A efectos de la figura, sin pérdida de generalidad, se han señalados los flujos en corriente paralela o directa; para flujos en contracorriente (contraflujo) basta con reemplazar los valores de cualquiera de las velocidades con signo negativo, y la discusión del modelo permanece inalterada.

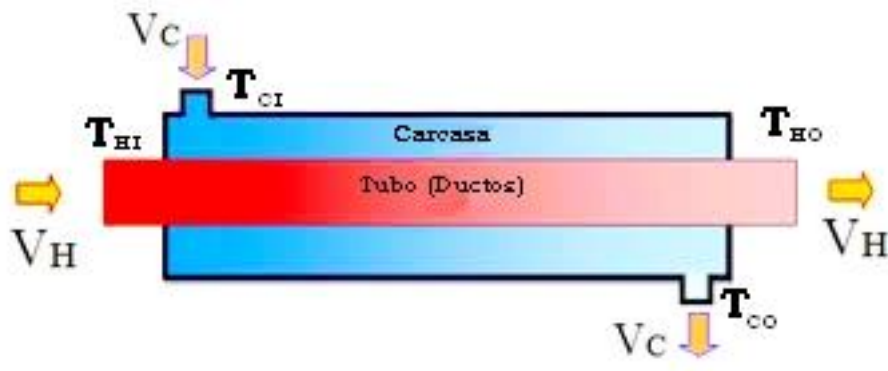


Figura 11. Diagrama esquemático de un intercambiador de calor de tubo y carcasa.

Fuente: Divo (2021)

Como quiera que ambos fluidos circulen independientemente y sin transferencia de masas entre ellos, el intercambio de calor es solo por conducción térmica a través de las paredes de la tubería.

Si bien ambos fluidos pueden estar en distintas fases, se limitara al caso de circulación de fluidos en fase líquida y en rangos de temperatura-presión de operación donde ninguno de los fluidos cambia de fase, y en particular cuando ambos fluidos permanezcan en fase líquida.

En cada instante entra un flujo másico a la tubería y otro al reservorio, y ambos con temperaturas diferentes, de modo que estrictamente no existe equilibrio térmico dentro del intercambiador de calor. Sin embargo, si las velocidades de los flujos son tales que los tiempos de tránsito a través del dispositivo son mucho mayores que los tiempos de ajuste térmico a través de la tubería, y pequeñas comparadas con sus respectivos números de Mach, entonces puede considerarse como un sistema termodinámico cuasi-estático, en el cual vale la aproximación termodinámica y se puede describir el balance energético como:

$$\frac{dQ_H}{dt} + \frac{dQ_C}{dt} - \frac{dW_C}{dt} = \frac{dE}{dt} \quad (26)$$

Donde Q_H y Q_C representan el calor entrante y saliente al sistema respectivamente, W_C el trabajo realizado por el fluido base, y E denota la energía total del sistema.

Considerando ahora que el Intercambiador de calor está aislado, vale decir que se puede obviar la transferencia de calor entre la carcasa y el ambiente, entonces la energía permanece constante en todo instante y por lo tanto se anula el segundo miembro de la ecuación 26. Adicionalmente asumiendo que el fluido base no realiza trabajo, es decir suponiendo circula en aproximación laminar sin turbulencia dentro de la carcasa entonces la variación temporal del trabajo es nula. De la ley de enfriamiento de Newton se tiene que:

$$\frac{dQ_H}{dt} = hA\Delta T_H \quad (27)$$

Donde A representa el área efectiva sobre la cual se produce la conducción del calor, y h es el coeficiente de transmisión de calor del fluido circulante (en unidades de $Wm^{-2}K^{-1}$). Reemplazando (27) en (26) se obtiene:

$$hA\Delta T_H + \frac{dQ_C}{dt} = hA\Delta T_H + \frac{d}{dt} [m_C c_{pc}] \Delta T_C = 0 \quad (28)$$

Donde se ha empleado la aproximación cuasi estática al suponer que la variación de calor en el fluido base es debida solo a la variación temporal del flujo másico del fluido base (subíndice C).

La ecuación (28) puede escribirse en la forma:

$$hA \Delta T_H = -[v_C S_C c_{pC} \rho_C] \Delta T_C \quad (29)$$

donde S es el área efectiva de intercambio de calor por conducción del flujo másico base, con velocidad media v y densidad ρ (subíndice C).

Adviértase que la expresión (29) no tiene ambigüedad en los signos. Puede emplearse indistintamente para calentar o refrigerar el fluido circulante siempre que se especifique las temperaturas T_{HI} , T_{HO} , T_{CO} y T_{CI} :

Para refrigeración:

$$\Delta T_H = (T_{HI} - T_{HO}) \geq -\Delta T_C = (T_{CO} - T_{CI}) \quad (30)$$

Para calentadores:

$$\Delta T_C = (T_{CI} - T_{CO}) \geq -\Delta T_H = (T_{HO} - T_{HI}) \quad (31)$$

Una suposición implícita en la ecuación 29 es que el flujo de calor radiativo es depreciable en comparación con el flujo de calor por conducción toda vez que ambos fluidos son líquidos a las temperaturas operacionales y los canales de circulación de las tuberías, además de opacos, son metálicos. Adicionalmente se ha obviado la capacidad calorífica de los propios ductos (de los tubos, canales Baffle, láminas), pues se suponen metálicos y de conductividad térmica mucho mayor que los fluidos que transportan.

4.1.2. Ecuaciones constitutivas

Bajo las hipótesis anteriores debe notarse que el área efectiva de contacto de los fluidos son idénticas, esto es $A=S_C$, y en general equivale al producto del perímetro de los canales, ductos o tubo ($2\pi r_0$) por la longitud total (l) de los mismos. Por lo tanto (29) queda finalmente como:

$$T_{HI} - T_{HO} = h_H^{-1} [v_C c_{pC} \rho_C] (T_{CO} - T_{CI}) \quad (32)$$

Donde se ha incorporado el subíndice H en el coeficiente de transferencia de calor para enfatizar que está referido al fluido circulante y no al fluido base.

Se destaca que es una relación termodinámica independiente de los constituyentes, y por tanto, válida para cualquier pareja de fluidos que cumpla las suposiciones ya mencionadas. Si el fluido base (subíndice c) constituye una mezcla o se dopa ahora con nanopartículas, hay que recalcular los valores efectivos de la velocidad, densidad y calor específico.

Nótese además que el área de contacto, a través de la cual se realiza el intercambio de calor por conducción está implícita en la relación (29). En efecto se ha supuesto que el tiempo de transito a través de la carcasa debe ser del orden del tiempo de ajuste térmico del flujo que circula por el tubo (ductos). Igualando la Ley de enfriamiento de Newton con la ley de Maxwell Fourier se tiene;

$$V c_p \rho \frac{d}{dt} \Delta T = S \mathcal{F} = -S k \nabla T \quad (33)$$

Donde k es la conductividad térmica y \mathcal{F} denota el flujo térmico, o cantidad de calor conducido por unidad de superficie S y unidad de tiempo. Si el gradiente térmico instantáneo en la pared del tubo es pequeño comparado con los valores medios de temperatura entre las entradas y salidas del dispositivo (las dimensiones o longitudes efectivas del intercambiador son mucho mayores que el espesor ΔX de la interface de conducción) entonces se puede reescribir (33) como:

$$V c_p \rho \frac{d}{dt} \Delta T \cong -S k \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (34)$$

O equivalentemente

$$\Delta T_f = \Delta T_o \exp\left(-\frac{t}{\tau_d}\right) \quad (35)$$

Donde el tiempo de ajuste térmico τ_d representa el intervalo en el cual se iguala los gradientes de temperatura o lapso de propagación del flujo calorífico por conducción, y viene dado por:

$$\tau_d \equiv \frac{\rho c_p}{k} \frac{\Delta x V}{S} \quad (36)$$

Así, el tiempo de transito del fluido a través de la carcasa para el fluido base (subíndice c) debe ser, al menos del orden del tiempo de ajuste térmico, por lo tanto, se verifica

$$\frac{\Delta x}{v_c} \geq \tau_d \implies v_c \geq \frac{k_c S}{\rho_c V c_p} \quad (37)$$

Donde V es el volumen del baño térmico (carcasa) y S a superficie efectiva de contacto ($2\pi r_0 l$). Siendo r_0 el radio medio del tubo (ductos) y l su longitud efectiva dentro de la carcasa.

Análogamente para (subíndice H) el fluido circulante se verifica que

$$\frac{r_0}{v_H} \geq \tau_d \implies v_H \geq \frac{k_H}{\rho_H l c_p} \quad (38)$$

Es interesante notar que el resultado no depende de la topología empleada en el diseño del tubo (canales, ductos, baffles, láminas), del intercambiador de calor, sino solo de su área efectiva S . Adicionalmente muestra que la temperatura final de salida T_{H0} , que quizá sea la de mayor interés práctico, puede alcanzarse en forma modular por intercambiadores sucesivos o etapas en serie, cada una de las cuales se comporta según la relación (32).

4.2 Determinación del modelo de nanofluidos a estudiar y las especificaciones del mismo.

Si se incorporan nanopartículas al fluido base entonces la conductividad, la densidad y el calor específico deben reemplazarse por los valores efectivos que resultan de la mezcla. Con lo que la ecuación de balance térmico (32) queda ahora como:

$$T_{HI} - T_{H0} = h_H^{-1} [\nu_C C_{p(eff)} \rho_{c(eff)}] (T_{C0} - T_{CI}) \quad (39)$$

En particular esto puede hacerse para nanopartículas (radios medios entre 10 y 100 nm) cuyo tamaño es minúsculo en comparación al espesor Δx de las interface de conducción y lo suficientemente grandes si se comparan con las longitud de enlace molecular. La nanopartículas quedan entonces solo sometidas a fuerzas tipo Van der Wall y no a potenciales químicos como en los coloides. El número de nanopartículas en suspensión se evalúa por medio de la fracción volumétrica φ (magnitud adimensional). Así la densidad efectiva del nanofluido (mezcla de fluido base y nanopartículas) está dada por (Pedraza-Luque 2016, Yu y Choi, 2003):

$$\rho_{c(eff)} \equiv (1 - \varphi)\rho_c + \varphi\rho_n \quad (40)$$

Donde el subíndice n denota las nanopartículas. Análogamente ((Yu y Choi, 2003):

$$C_{p(eff)} \equiv \frac{(1-\varphi)\rho_c C_p + \varphi\rho_n C_{pn}}{(1-\varphi)\rho_c + \varphi\rho_n} \quad (41)$$

Como quiera que la adición de nanopartículas en el fluido base podrán ahora moverse libremente en forma azarosa sin por ello cambiar la condición de fluido laminar del mismo, siguiendo un movimiento Browniano, entonces existirá también transporte de energía térmica en forma de velocidad cuadrática media de las nanopartículas. Luego la conductividad térmica aumentara debido a este efecto en adición a la que existiría por pura mezcla de fluidos y diluyentes:

$$k_{c(eff)} = k_{c(mezcla)} + k_{c(Brow)} \quad (42)$$

De forma que la conductividad efectiva queda como (Yu y Choi, 2003):

$$k_{c(eff)} \equiv \frac{(k_n + 2k_c) - 2\varphi(2k_n + k_c)}{(k_n + 2k_c) + \varphi(k_n + k_c)} + 510^4 (\beta\varphi\rho_c C_{pc}) \sqrt{\frac{k_B T}{2R_n \rho_n}} \check{f}(T, \varphi) \quad (43)$$

Donde k_B es la constante de Boltzmann, β es un parámetro que representa la porción del volumen del líquido arrastrado por la nanopartícula y R_n el radio medio de las nanopartículas. Se ha incorporado el factor $\check{f}(T, \varphi)$ que es la función de distribución aproximada para las nanopartículas en términos de la temperatura T respecto a la temperatura de referencia T_0 :

$$\check{f}(T, \varphi) = (0,028217\varphi + 0,003917) \frac{T}{T_0} + (0,030669\varphi + 0,00391123) \quad (44)$$

Las ecuaciones (39 a 44) se emplearon en las siguientes etapas de la investigación para evaluar los nanofluidos típicos y se comprobó la relación de los resultados de nanofluidos con los resultados de las nanopartículas con base agua.

En los cuadros 2 y 3 se resumen los valores de las magnitudes termofísicas para los fluidos base usados como refrigerantes y las nanopartículas respectivamente.

Cuadro 2: Características termofísicas de Fluidos Refrigerantes

Magnitud	Agua	Etilenglicol	Aceite
$\rho(\text{kg m}^{-3})$	996,5	1114,4	884,1
$C_p(\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1})$	4181	2415	1909
$k(\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1})$	0,613	0,252	0,145
$\mu(\text{Nsm}^{-2})$	10^{-3}	0,0157	0,486
$\beta(\text{K}^{-1})$	$2,75 \cdot 10^{-4}$	$6,5 \cdot 10^{-6}$	$7 \cdot 10^{-14}$

Fuente: Pedraza-Luque, P (2016)

Cuadro 3: Características termofísicas de Nanopartículas

Magnitud	Al₂O₃	CuO	SiO₂	ZnO
$\rho(\text{kg m}^{-3})$	3600	6500	2200	5600
$C_p(\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1})$	765	533	745	495,2
$k(\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1})$	36	17,65	1,4	13
$\beta(\text{K}^{-1})$	$2,75 \cdot 10^{-4}$	$4,8 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-14}$	$6,5 \cdot 10^{-6}$

Fuente: Pedraza-Luque, P (2016)

4.3 Establecimiento del modelo de intercambiador de calor a estudiar y los parámetros del mismo.

Existen diversos criterios para evaluar el correcto funcionamiento de un intercambiador de calor. La aproximación provista por la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) para el análisis de cambiadores de calor, es útil cuando las temperaturas de entrada y salida son conocidas o se pueden determinar con facilidad. En estos casos, la LMTD se calcula fácilmente, y el flujo de calor, el área de la superficie, o el coeficiente global de transferencia de calor pueden determinarse.

La diferencia de temperatura media logarítmica está definida como (Lindon 2000):

$$LMTD \equiv \frac{(T_{HI}-T_{CI})-(T_{HO}-T_{CO})}{\ln(T_{HI}-T_{CI})-\ln(T_{HO}-T_{CO})} \quad (45)$$

La LMTD es un promedio logarítmico de la diferencia de temperatura entre las entradas y salidas del intercambiador de calor. Cuanto mayor es el LMTD, más calor se transfiere.

Así, la cantidad neta de calor intercambiado, en términos de la conductividad térmica (k) y de la LMTD queda expresada como:

$$Q = kA (LMTD) \quad (46)$$

Otro parámetro de valoración es la efectividad (ϵ) de un Intercambiador de Calor, que compara el cociente entre la velocidad de transferencia térmica real, con la velocidad de transferencia térmica máxima que podría transmitirse en un intercambiador en contracorriente, de superficie de infinita. Para determinar la velocidad máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador, se admite que este valor máximo se alcanzaría si uno de los fluidos experimentase una variación de temperatura igual a la diferencia

máxima de temperaturas que se da en el cambiador, que es la diferencia entre las temperaturas de entrada de los fluidos circulante (subíndice H) y base (subíndice c).

Conociendo la configuración, la efectividad (ε) y la relación de capacidad calórica de cada fluido (Cr), es posible determinar el NTU (número de unidades térmicas transferidas por unidad de área) (Incropera 1996):

$$NTU = \frac{1}{1-Cr} \ln \left| \frac{\varepsilon-1}{Cr^* \varepsilon-1} \right| \quad (47)$$

Con lo cual, la eficiencia queda como ((Incropera 1996, Lindon 2000):

$$\varepsilon = \frac{kA (LMTD)}{C (T_{HI}-T_{CI})} \quad (48)$$

cuyos límites viene impuestos por el Segundo Principio de la Termodinámica, que tiene en cuenta los focos térmicos a las temperaturas extremas TF1 (foco frío) y TC1 (foco caliente).

Como se mencionó en la sección (28), el movimiento browniano de las nanopartículas permite el transporte de calor por convección en el fluido base, la cuantía de ese transporte puede evaluarse a través del Número de Nusselt (Nu) que el cociente de las cantidades de calor transportadas por convección y conducción:

$$Nu \equiv \frac{hl}{k} \quad (49)$$

Cuanto mayor es Número de Nusselt tanto más eficiente es la convección: 1 para la conducción pura y del orden de 100-1000 para transporte por convección en flujo turbulentos.

Otra cantidad de interés es el cociente entre la velocidad de difusión o transferencia de momentum respecto a la velocidad de difusión del calor, que se conoce como Número de Prandtl (Pr), definido por:

$$\text{Pr} \equiv \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (50)$$

Siendo μ la viscosidad dinámica (en unidades de Pascal por segundo), y α la difusividad térmica ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$). En general, para gases y líquidos no metálicos u oleosos, el orden de magnitud del número de Prandtl es la unidad, y su magnitud varía muy poco con la temperatura o la presión. Cuando Pr es pequeño significa que el calor se difunde muy rápido comparado con la velocidad.

El producto del número de Reynold (Re) y el número de Prandtl (Pr) se representa como el número de Peclet (Pe). A medida que aumenta, significará tasas de flujo altas y mayor transferencia de impulso.

$$\text{Pe} \equiv \frac{v d^2}{\alpha L} = \frac{d}{L} \text{Re Pr} \quad (51)$$

Finalmente es útil valorar cuanto es la relación entre la cantidad de calor por convección en relación a la potencia térmica almacenada, magnitud adimensional que se expresa con el número de Stanton (St):

$$\text{St} \equiv \frac{h}{\rho v C_p} = \frac{\text{Nu}}{\text{Re Pr}} \quad (52)$$

Estas magnitudes adimensionales (Ecuaciones 48 a 52) fueron empleadas para estudiar el impacto en la eficiencia del intercambiador de calor por medio del uso de los nanofluidos. Y para comparar los resultados obtenidos con el modelo de intercambiador de fluido base de agua pura. Estas magnitudes se muestran en las gráficas 7 a 13.

4.4 Estudio del impacto en la eficiencia del intercambiador de calor por medio del uso de los nanofluidos.

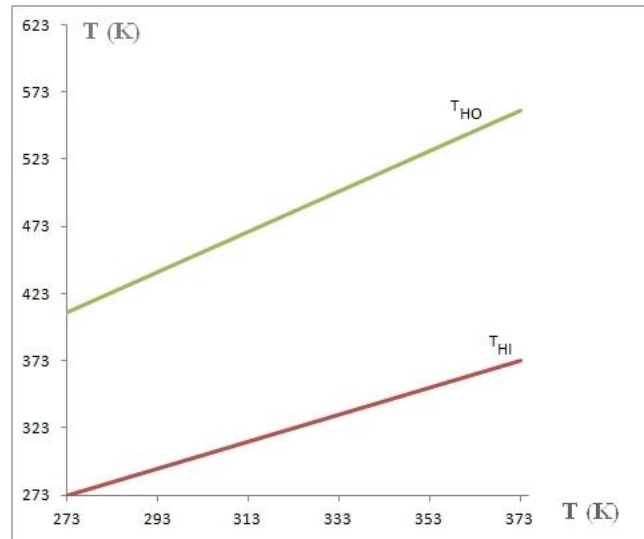
A continuación, se presentan los resultados de la evaluación del comportamiento termodinámico de un intercambiador de calor ideal, de tubo y carcasa, (ver gráficas 2-13) para el caso de un fluido refrigerante en un baño térmico (carcasa) aislado perfectamente del entorno y ductos (tubo) de área efectiva total ($2\pi r_0 l$) de un 1 m^2 , cuyas paredes tienen conductividad infinita y espesor despreciable, por el que circula un fluido caliente en paralelo al fluido base. Se evalúa el efecto de la concentración de nanopartículas en tres fluidos bases diferentes: agua, Etilenglicol y aceite (Ver gráficas 6, 8-11, 13) con concentraciones (%V/V) de nanopartículas entre 0,00001 y 0,342, siguiendo las consideraciones de autores previos (Gómez. 2019, Echeverri 2017, Pedraza-Luque 2016). Las nanopartículas consideradas son Alúmina (Al_3O_2), Sílice (SiO_2) y los óxidos de Cobre y Zinc (cuadro 3).

Las concentraciones de las nanopartículas han de ser muy diluidas para que el fluido base se mantenga como un flujo laminar, de forma que no exista prácticamente convección dentro de la carcasa y en su lugar, el movimiento browniano de las nanopartículas, transfieran a través del momentum parte de la energía calorífica, sin modificar el carácter laminar de los fluidos del intercambiador de calor.

4.4.1. Transferencia de Calor

Se considera que los fluidos involucrados operan en rangos de temperatura y presión con el fluido base de agua en fase líquida, por lo que el estudio contempla diversas temperaturas de entrada del fluido caliente (T_H) con temperaturas 1,5 veces superior a las del fluido base, para diversas temperaturas entre 273 y 373 K. Para ese rango el gráfico 2 muestra la temperatura de entrada (T_{HI}) y de salida (T_{HO}) del fluido en el intercambiador de calor genérico que estamos considerando, con condiciones análogas a las

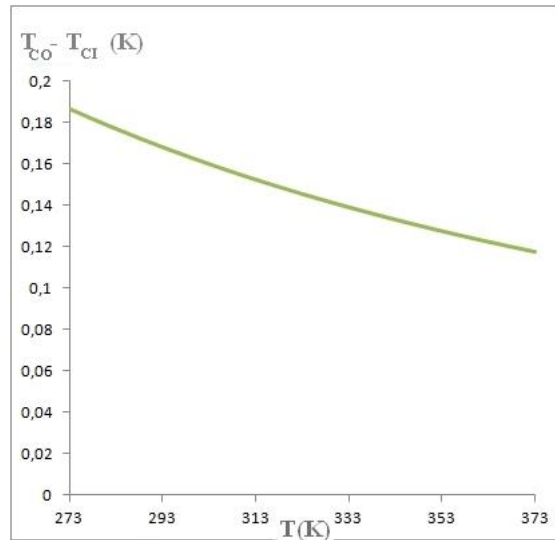
reportadas (Echeverri 2017, Pedraza-Luque 2016) para el caso de nanopartículas de Alúmina en solución acuosa ($\varphi=0,013$ V/V). La gráfica obtenida se obtuvo a través de los datos mostrados en el anexo 1.



Gráfica 2. Temperatura del fluido circulante (ordenadas) en función de la temperatura de entrada del refrigerante (abscisas), intercambiador con nanopartículas de Alúmina 0,013 V/V.

Fuente: Divo (2021)

Se observó que el intercambiador teórico considerado, funcionaría en condiciones de operación de forma homogénea con una tasa de enfriamiento aproximadamente constante, incrementando en un 5% su efectividad conforme la temperatura del fluido base supera los 300 K, debido a que, a mayor temperatura, el comportamiento de las nanopartículas presentan un aumento de la energía cinética debida al movimiento browniano y con ello la capacidad de transferencia de calor. Para eso rangos sin embargo, la variación de la temperatura del fluido refrigerante sería mínima (Ver gráfico 3), así la temperatura del baño térmico solo aumentaría en el orden de 0,2K para todo el rango de temperatura inicial del agua refrigerante. La grafica mostrada se obtuvo a través de los datos mostrados en el anexo 2.

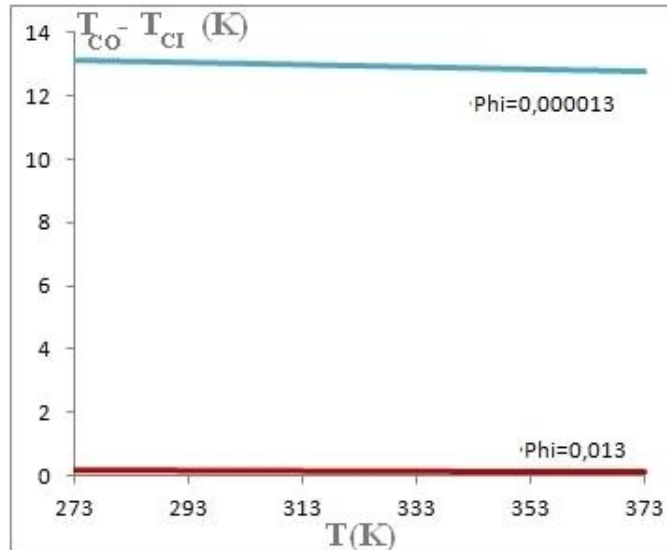


Gráfica 3. Variación de temperatura del fluido refrigerante (nanofluido) en el intercambiador con nanopartículas de Alúmina 0,013 V/V.

Fuente: Divo (2021)

4.4.2. Variación de Temperatura

Bajo las consideraciones operacionales precedentes, se estudió cómo cambia la tasa de enfriamiento del refrigerante constituido por un fluido base de agua, con nanopartículas de Alúmina en concentraciones de 0,013 V/V y cien veces menor 0,000013 V/V (ver gráfico 4), se observó un incremento de temperatura del fluido base hasta las decenas de grados. La grafica mostrada se obtuvo a través de los datos mostrados en el anexo 3.

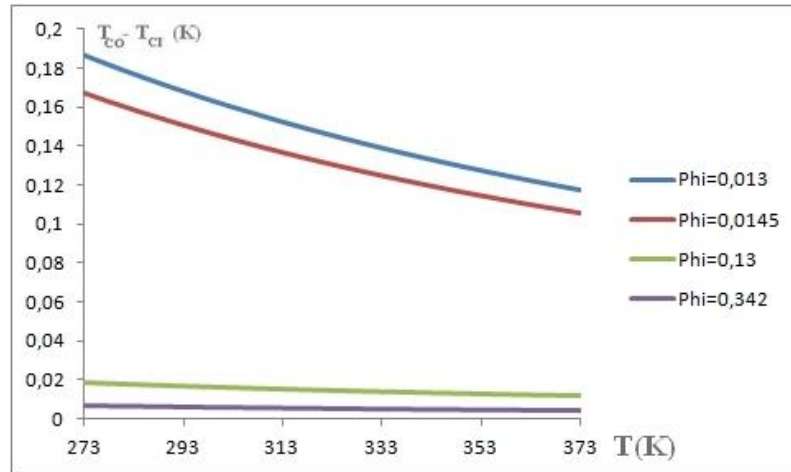


Gráfica 4. Variación de la Temperatura del fluido base en función de la concentración de nanopartículas

Fuente: Divo (2021)

El gráfico 5 muestra como la variación de la temperatura del nanofluido disminuye monótonamente con el incremento de la concentración para las mismas condiciones de operación del intercambiador de calor. Adviértase que en concentraciones tan bajas como 0,34% V/V la variación de la temperatura del fluido refrigerante es menor a una centésima de grado.

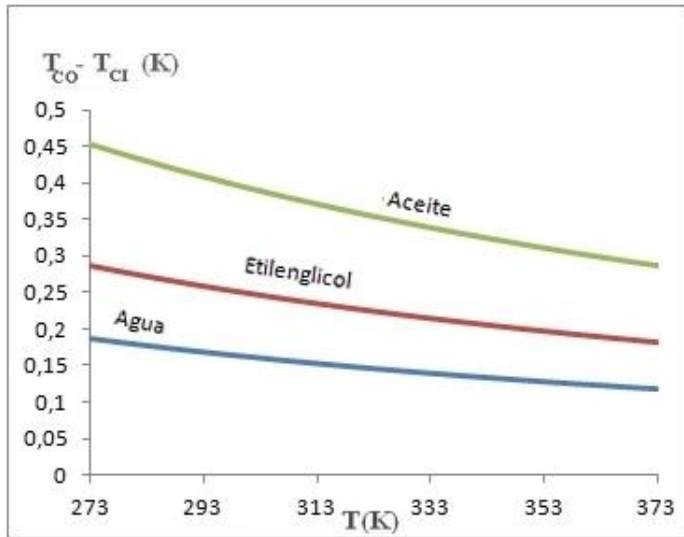
También se observó que la variación de temperatura depende del valor específico de temperatura inicial: cerca de 0°C la variación de temperatura es mayor que a 50°C y a 100° C para todas concentraciones, sin embargo a medida que el valor de la concentración del nanofluido aumenta, esta rata de cambio se suaviza, y para valores del concentraciones del 10% V/V o mayores permanece prácticamente constante en el rango considerado de 273-373 K. La grafica mostrada se obtuvo a través de los datos mostrados en el anexo 3.



Gráfica 5. Influencia de la concentración de las nanopartículas en la temperatura del fluido base refrigerante.

Fuente: Divo (2021)

Si el fluido base es aceite o Etilenglicol, se observa en el gráfico 6, que para la misma concentración de nanopartículas de Alúmina ($\phi=0,013$ V/V) se incrementa la temperatura del baño térmico (refrigerante), sin embargo su variación muestra la misma disminución monótona conforme se incrementa la temperatura de entrada (T_{CI}). El incremento en la diferencia de temperatura en el Aceite es mayor debido a la disminución de la capacidad calorífica y la disminución de la conductividad del aceite respecto del Etilenglicol, y de este respecto al agua, como se evidencia en el cuadro (2). La gráfica mostrada se obtuvo a través de los datos mostrados en el anexo 3.

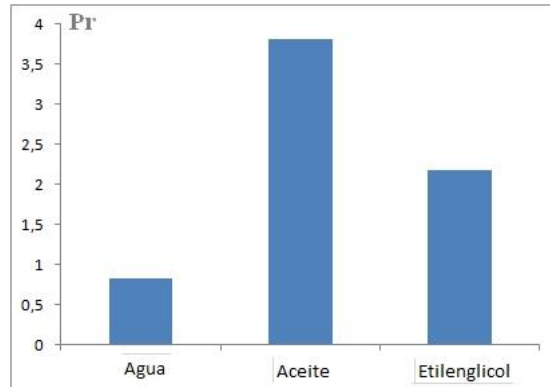


Gráfica 6. Influencia de la naturaleza del refrigerante

Fuente: Divo (2021)

4.4.3. Transferencia de momentum

Al evaluar el número de Prandtl (Pr) para los nanofluidos estudiados, con nanopartículas de Alúmina (ver gráfico 7) se obtuvo que las nanopartículas transfieren mas momentum en el Aceite que en el Etilenglicol, y más en éste que en el agua, debido al aumento de la viscosidad cinemática (Cuadro 2) en acuerdo con la ecuación (50), por lo que rata de transferencia de momentum resulta mayor que la rata de calor difusivo en el nanofluido, ocasionado por la colisión de las nanopartículas y su arrastre cinético; en acuerdo con la gráfica 7. La grafica mostrada se obtuvo a través de los datos mostrados en el anexo 3, 4.



Gráfica 7. Numero de Prandtl para los nanofluidos estudiados.

Fuente: Divo (2021)

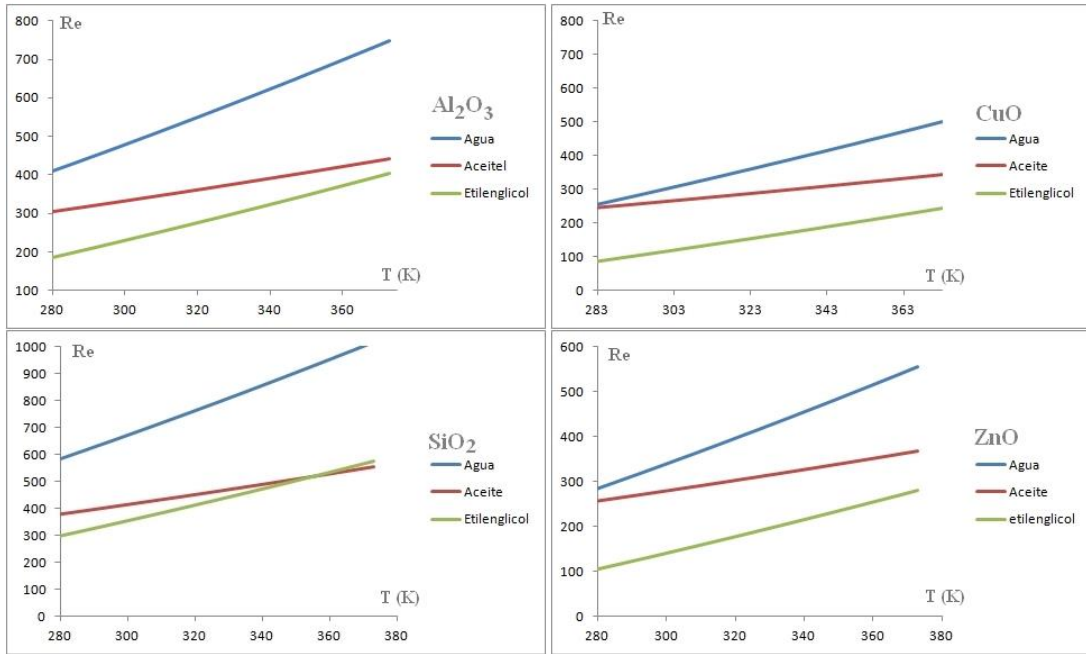
4.4.4. Turbulencia

El fluido base, en el caso que se considera, es también el fluido refrigerante, debe permanecer en un estado de flujo laminar para que el intercambio de calor y la efectividad del intercambiador de calor sea optima. En la gráfica 8 se muestran los valores del número de Reynolds para los nanofluidos estudiados, constituidos por nanopartículas de Alúmina, Sílice y óxidos de Zinc y Cobre disueltos en agua, aceite y etilenglicol. Primeramente, se observa que para los rangos de operación (273-373 K) todos los nanofluidos permanecen en régimen laminar estricto ($Re < 2000$).

También se observa que las fuerzas viscosas de ellos son bastantes menores respecto de las fuerzas inerciales (factor 100 o más); siendo siempre mayor para el agua, seguidas del aceite y del etilenglicol, con independencia de las nanopartículas estudiadas. Al aumentar el peso molecular del fluido base, el numero de Reynolds disminuye, vale decir aumentan la viscosidad del fluido como cabe esperar. Este comportamiento es válido para suspensiones muy diluidas de nanopartículas donde el movimiento es completamente browniano y donde las colisiones entre ellas son muy infrecuente por su condición de dilución ($\varphi=0,013\%$ V/V).

Si la concentración de nanopartículas aumenta considerablemente, vale decir si es del orden del 0,1 % o más, las colisiones y el arrastre del fluido base con ellas, pasa a ser importante, incrementando las fuerzas inerciales y aumentando el número de Reynolds haciéndolo turbulento. Este comportamiento se evidencia en la gráficas

8 donde los nanofluidos con base agua resultan en régimen turbulento para los rangos de temperatura de operación.

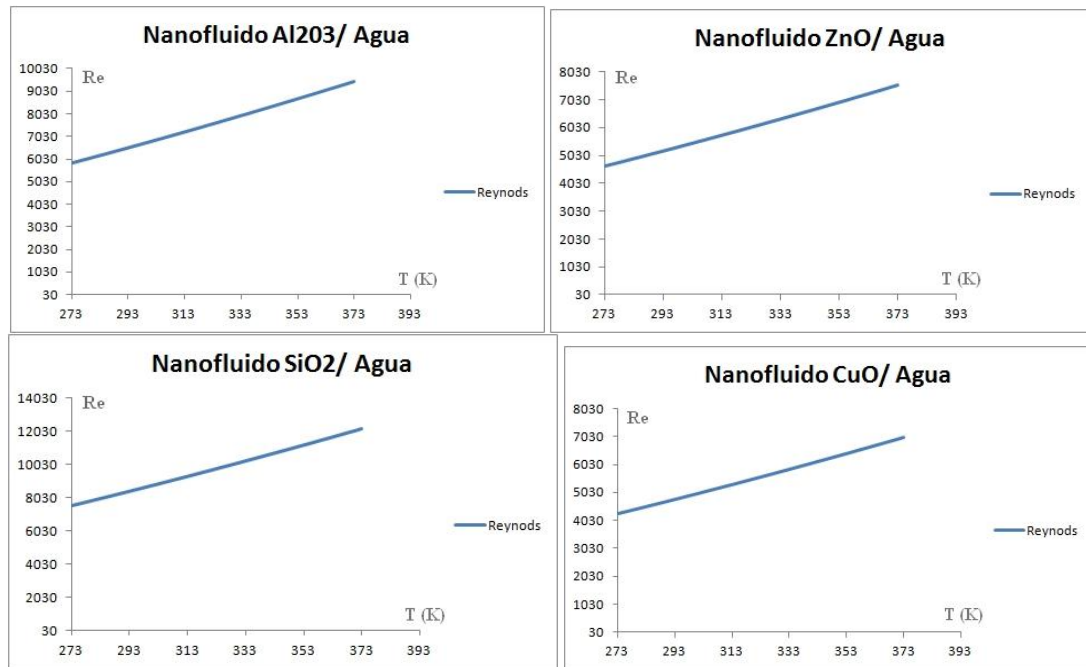


Gráfica 8. Número de Reynolds para los nanofluidos estudiados ($\phi=0,013\%$ V/V)
Fuente: Divo (2021)

Los graficas obtenidas en la gráfica 9 estan basadas en las tablas mostradas en el anexo 5. Es interesante destacar que las nanopartículas constituidas por óxidos metálicos presentan números de Reynolds menores cuando se comparan con las del Sílice que es un óxido no metálico. La fisicoquímica de las nanopartículas debe jugar un rol importante en la transmisión de momentum y en la dinámica de las fuerzas del van der Wall, pero dicha discusión está fuera del alcance de este trabajo.

Por otro lado se nota que el numero de Reynolds es menor para el ZnO , mientras que resulta ligeramente mayor en el CuO que en la Alúmina, tal y como se observa en las gráficas 9 y 10. Como cabe esperar, en todos los casos, el aumento de la temperatura lleva consigo una mayor velocidad cuadrática media de las nanopartículas y en consecuencia un aumento monótono del número de Reynolds, asociado a

la viscosidad cinemática. La grafica mostrada se obtuvo a través de los datos mostrados en los anexos 1, 2, 6.

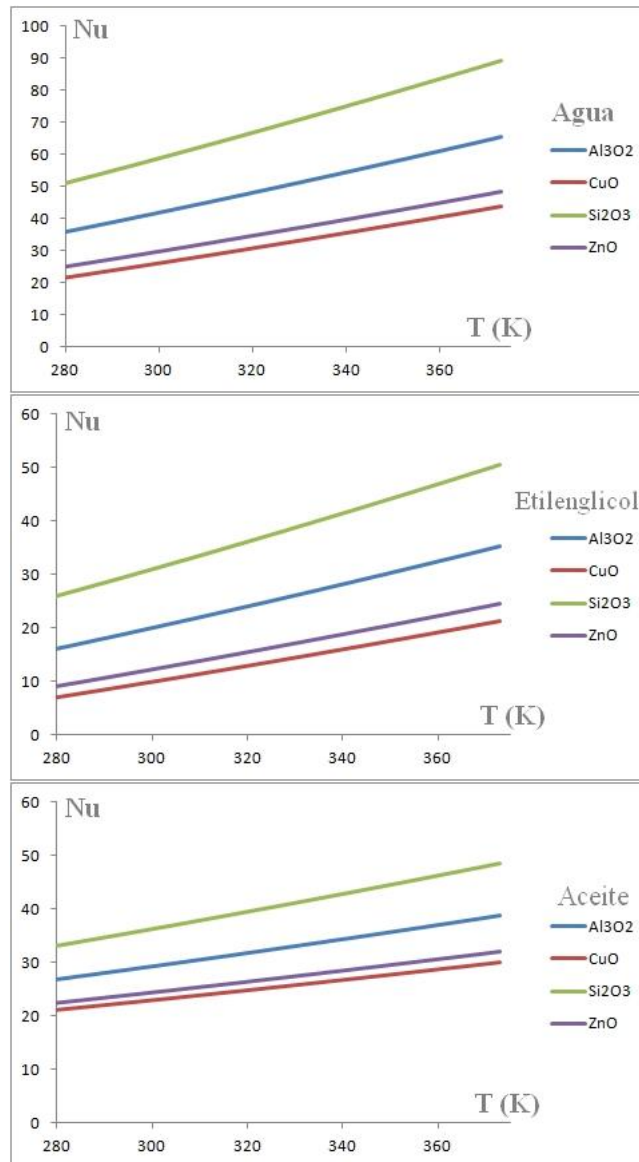


Gráfica 9. Número de Reynolds para las nanofluidos ($\phi=0,13\%$ V/V)
Fuente: Divo (2021)

4.4.5. Conducción Térmica

Al evaluar el número de Nusselt (Nu) para el intercambiador de calor teórico que se modela aquí, para diferentes nanofluidos, se observa que el calor es mayoritariamente transportado por conducción (gráfica 10), es decir con $Nu < 100$. En general un nanofluido con base aceite transmite mas por conducción que en base Etilenglicol, y este a su vez en relación al agua, para los rangos de temperatura considerados (273- 373 K). En todos los casos el oxido de cobre favorece mas la conducción térmica que el resto de los óxidos, como cabe esperar fenomenológicamente por ser el cobre un excelente conductor (de la electricidad y también del calor), seguido en el mismo orden del Zinc y el Aluminio. La grafica obtenida se obtuvo a traves de los datos mostrados en el anexo 1,2,3 para el agua, los

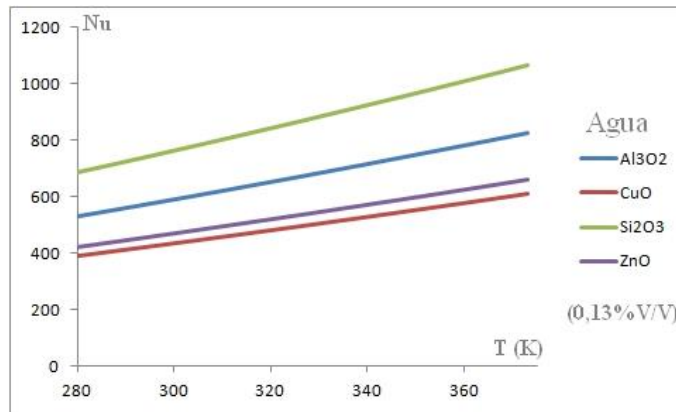
datos de las gráficas obtenidas se encuentran en el anexo 1, 2 y 3 para el agua, el anexo 8 para el etilenglicol y el anexo 9 para el aceite.



Gráfica 10. Número de Nusselt para los nanofluidos estudiados ($\phi=0,013\%$ V/V)
Fuente: Divo (2021)

Al incrementar la concentración de nanopartículas del fluido aumenta la convección y por ende la turbulencia, que se manifiesta en la gráfica 11 cuando se aumenta la dilución de las nanopartículas en un factor 10 para el agua,

incrementándose el valor de Nu en un factor 10 o más (20 para el caso de CuO). La grafica obtenida se obtuvo a traves de los datos mostrados en el anexo 1, 2, 3.

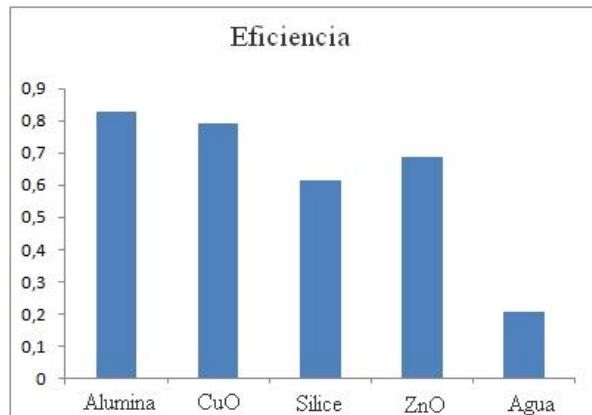


Gráfica 11. Número de Nusselt para las nanopartículas ($\phi=0,13\%$ V/V)
Fuente: Divo (2021)

4.5 Comparación de los resultados obtenidos con el modelo de intercambiador actual de base agua.

Para un intercambiador de calor de tubo y carcasa, con área efectiva de $1m^2$, operando a la temperatura de refrigeración del agua del agua líquida en condiciones ambientales (273-373 K); y fluidos en régimen laminar. La eficiencia térmica relativa se incrementa por la adición de nanopartículas en el refrigerante aun para concentraciones diluidas del 0.01% v/V en un factor entre tres (Sílice) y cuatro (alúmina y oxido de cobre), como se muestra en la gráfica 12.

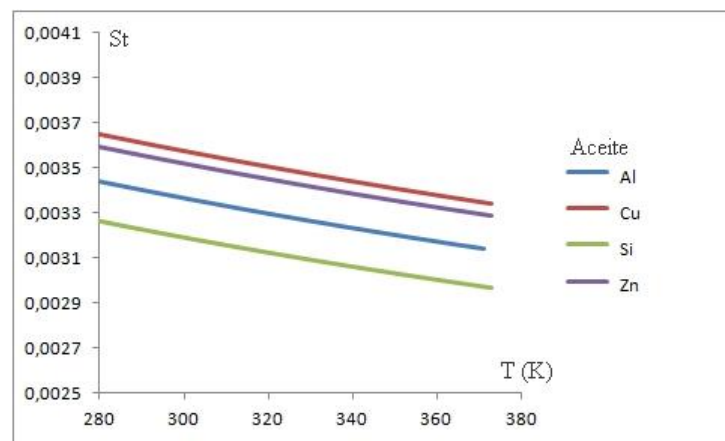
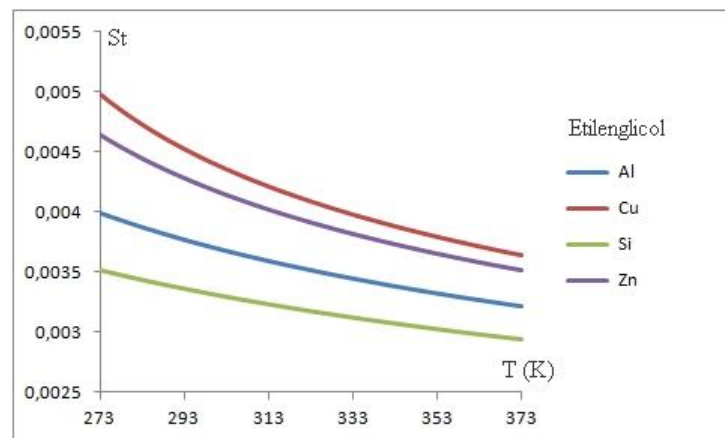
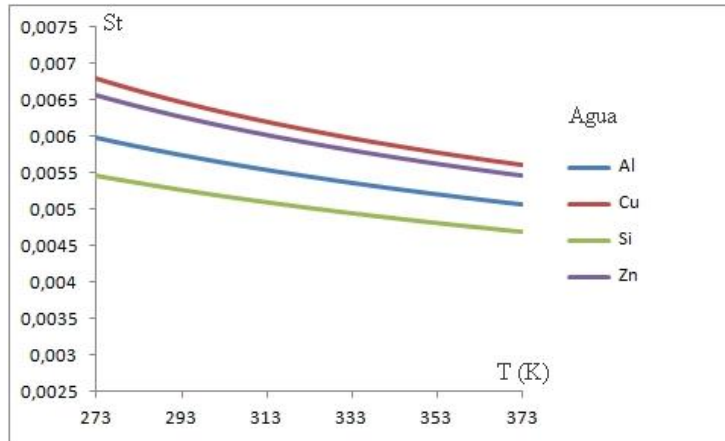
El aumento de la eficiencia (ver gráfica 12) es debido al incremento de la conductividad térmica (número de Nusselt) y la disminución del número de Reynolds, que ocasiona el movimiento browniano de las nanopartículas, sin llegar al régimen de turbulencia (graficas 11 y 9). La gráfica mostrada se obtuvo a través de los datos mostrados en el anexo 4.



Gráfica 12. Eficiencia térmica relativa para los nanofluidos comparados con el agua pura como refrigerante.
Fuente: Divo (2021)

Finalmente, hay que resaltar que los resultados mostrados se basan en el supuesto de aislamiento perfecto de la carcasa y la conductividad infinita del Tubo (ductos) bajo las consideraciones de equilibrio térmico. Cabe esperar que la eficiencia disminuya en toda aplicación práctica concreta, sin embargo la eficiencia relativa respecto a un refrigerante solo de agua debe mantenerse en igualdad de condiciones, por lo que la adición de nanopartículas favorece el intercambio de calor en tiempos del orden del tiempo de ajuste térmico de los materiales.

La evaluación del número de Stanton (St) (Ver gráfica 13) informa de la eficacia del intercambiador de calor con el uso de nanofluidos. Dado que el número de Stanton es un parámetro que representa el cociente entre la cantidad de calor por convección en relación a la potencia térmica almacenada. En la gráfica 24 se muestra el número de Stanton para partículas de nanofluidos, en todos los fluidos base estudiados la potencia media almacenada es mil veces mayor que el calor transportado por convección. Además para el nanofluido de Alúmina (Al_2O_3) el número de Stanton ($St \approx 3,37 \cdot 10^{-3}$) para el aceite coincide con los valores reportados en estudios recientes de nanopartículas de Alúmina (Ullah, et al 2021). Las gráficas obtenidas se obtuvieron mediante los datos mostrados en el anexo 10.



Gráfica. 13. Número de Stanton para los nanofluidos estudiados

Fuente: Divo (2021)

CONCLUSIONES

El empleo de nanofluidos en los intercambiadores de calor puede llegar a mejorar las capacidades térmicas del mismo, incrementando su tasa de transferencia de calor, su almacenamiento térmico y mejorando su rendimiento, que son las bases que este trabajo quería llegar a demostrar, todo esto tomando en cuenta que el estudio fue realizado teóricamente e idealizado. Con este Trabajo de grado se llega a las siguientes conclusiones:

- Los fluidos base con mayor viscosidad absorberán mayor momentum de las partículas, lo que puede provocar una mayor turbulencia y como consecuencia incrementar la tasa de transferencia de calor, haciendo al aceite la mejor opción como fluido base.
- Mientras mayor sea la concentración de nanopartículas en el fluido mayor la conductividad térmica.
- El uso de óxidos metálicos como nanofluidos es potencialmente efectiva, debido a que poseen comportamientos similares a los metales trabajados, frente a los óxidos no metálicos como los que presentan Silice, siendo el cobre el que aporta mayor conductividad.
- El aumento de la eficiencia se ve dado por el aumento de partículas, y en el caso estudiado, por la conservación de un número de Reynold que permita un régimen browniano, es decir, un régimen aleatorio, pero no completamente turbulento.
- El incremento de la eficiencia del intercambiador de calor es directamente proporcional a la adición de nanopartículas al fluido base, para el caso del cobre es de hasta dos veces el valor inicial.

RECOMENDACIONES

Debido a las condiciones del estudio y los resultados obtenidos se recomienda lo siguiente:

- Evaluar fisicoquimicamente el rol que ejercen las nanopartículas en la transmisión de momentum y la dinámica de las fuerzas de Van de Wall.
- Realizar un estudio de simulación o técnico de las capacidades de los intercambiadores de calor que emplean nanofluidos con la finalidad de evaluar la eficiencia real en las aplicaciones prácticas concretas.
- Estudiar el efecto del empleo nanofluidos en intercambiadores de calor con diferentes configuraciones.
- Evaluar la rentabilidad del empleo de nanopartículas de metales con alta conductividad térmica, como la plata o el oro.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Acikalin, T., S. M. Wait, S. V. Garimella, A. Raman (2004). **Experimental investigation of the thermal performance of piezoelectric fans**, *Heat Transfer Eng.*, 25(1): 4-14
- Akachi, H (1990). **Structure of a heat pipe**, U.S. patent 4921041
- Arias, F (2012). **El proyecto de investigación**. Introducción a la metodología científica. (6ª. Ed.). Caracas, Venezuela. Editorial Episteme.
- Balestrini, M (2006). **Como se elabora el proyecto de investigación**. (7ª. Ed.) Caracas, Venezuela.
- Betancourt, R.A. ; Tonguino, J.D (2021) **Estudio teórico experimental de la transferencia de calor, utilizando una mezcla de agua con etilenglicol y nanopartículas de AL₂O₃, CUO, Fe₃O₄ y nanotubos de carbono**. Trabajo de titulación de Ingeniero Mecánico. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Ecuador.
- Cabanzón, J. (2018) **Diseño y Cálculo de un Intercambiador de Calor**. Trabajo de fin de carrera, Ingeniería en Tecnologías Industriales, Universidad de Cantabria, España.
- Cao, E (1983). **“Intercambiadores de Calor”** Editado por Fac. de Ingeniería Universidad de Buenos Aires (UBA), Argentina.
- Castillo, L (2004). **Análisis documental**. Tema de cátedra: Biblioteconomía. Segundo cuatrimestre, 2004-2005. Recuperado de: <https://www.uv.es/macass/T5.pdf>
- Chein, R., G. Huang (2005). **Analysis of microchannel heat sink performance using nanofluids**, *Appl. Therm. Eng.*, 25: 3104-3114.
- Chein, R., J. Chuang (2007). **Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids**, *Int. J. Therm. Sci.*, 46(1): 57-66.

- Cheng S. C., Vachon R. I. (1969). **The prediction of the thermal conductivity of two and three phase solid heterogeneous mixtures.** **Int. J. Heat Mass Transfer** 12, 249–264.
- Choi, S y Eastman, J (1995). **Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles.** Energy Technology Division and Materials Science Division Argonne National Laboratory, Argonne, Illinois.
- Eastman, J. A, Cahill, D. G., Koblinski (2005). **Análisis y Simulación mediante fluent de ansys del proceso de evaporación de la mezcla de refrigerante 600A y nanopartículas de óxido de cobre en un intercambiador de calor tipo tubo recto.** Universidad Politécnica Salesiana Quito, Ecuador.
- Echeverri, L. (2017) **Caracterización Termofísica de Nanofluidos Formados por Al₂O₃ Y Bi₂O₃.** Proyecto de fin de carrera Ingeniería Química. Universidad Nacional del Comahue, Argentina.
- Glezer, A., R. Mahalingam (2003). **System and method for thermal management by synthetic jet ejector channel cooling techniques,** U.S. patent 6588497
- Gómez, R. (2019) **Nanofluidos basados en nanopartículas metálicas con propiedades térmicas optimizadas para su aplicación en la industria termosolar** Trabajo de titulación de Ingeniero Mecánico Universidad de Cádiz, España.
- Incropera, P. F. (1996) **Introduction to Heat Transfer.** Ed Wiley & Sons: N.Y.
- Koblinski, P.; Eastman, J. A.; Cahill, D. G. (2005). **Nanofluids for Thermal Transport.** ISI Web Technologies. Materials Today, p. 36-44.
- Koo, J., Kleinstreuer C (2005). **Laminar nanofluid flow in microheat-sinks,** **Int. J. Heat Mass Transfer,** 48: 2652-2661.
- Lee, S; Choi, S; Li, S y Eastman , J (1999). **Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticules.** American Society of Mechanical

- Engineers paper. (Vol 121, Pag. 280-289)
- Li, J. F., H. Liao, Xuan. Y. Wang, B. Normand, V. Ji, C. X. Ding, C. Coddet (2004). **Improvement in wear resistance of plasma sprayed yttria stabilized zirconia coating using nanostructured powder**, Tribol. Int., 37: 77-84.
- Lindon, T. (2000) **Heat Transfer**. Prendice Hall, New York.
- Ma, H; Wilson, C; Borgmeyer, B; Park, K; Yu, Q; Choi, S y Tirumala, M (2006). **Effect of nanofluid on the heat transport capability in a oscillating heat pipe**. AppliedPhysics Letters. 88, 143116.
- Medina; JA (2012) **Simulación y validación de la caracterización térmica e hidráulica para el diseño de intercambiadores de calor compactos tipo placa-barra**. Disertación de Maestría En Ingeniería Mecánica. Universidad del Norte, Colombia.
- Morales L. (2007). **Estudio del proceso de transferencia de calor convectivo en nanofluidos**. Facultad de Ingeniería Mecánica maestría en ingeniería mecánica barraquilla
- Motta, F (2012). **Caracterização da condutividade térmica, viscosidade dinâmica e ângulo de contato para nanofluidos baseados em partículas de alumina-gama em agua**. Escola de Engenharia de São Carlos. Universidad de São Paulo.
- Pallela, S & Martins, F. (2010). Metodología de la investigación cuantitativa. (2ª. Ed.). Caracas, Venezuela.
- Palm, S. J., G., Roy, C. T., Nguyen (2006). **Heat transfer enhancement with the use of nanofluids in radial flow cooling systems considering temperature dependent properties**, Appl. Therm. Eng., 26(17- 18): 2209-2218, 2006.
- Pedraza-Luque, P (2016) **Análisis de los Nanofluidos y su aplicación como Fluido HTF**. Proyecto de fin de carrera Escuela Técnica Superior de Ingeniería Química. Universidad de Sevilla, España.

- Prakash, N. M. (2005). **Determination of coefficient of thermal expansion of single-walled carbon nanotubes using molecular dynamics simulation**. 64.f. Dissertation Master of Science - The Florida State University.
- Riffe, D; Lacy, S; & Fico, F (1998). **Analyzing Media Messages: Using Quantitative Content Analysis in Research**. Londres: Lawrence Erlbaum Associates.
- Sabino, C (1996). **El Proceso de Investigación**. Editorial Lumen – Humanitas. Buenos Aires, Argentina.
- Silva (2008). **Este tipo de investigación se orienta hacia el análisis de diferentes hechos o fenómenos a través de estudios rigurosos, apoyándose en técnicas muy precisas y fuentes de carácter documental**. Universidad Rafael Bello Chacin, Maracaibo, Venezuela.
- Svobodova, A; Claderón, A; Barreneche, C; Gamallo, P y Fernández, A (2021). **Understanding the abnormal thermal behavior of nanofluids through infrared thermography and thermo-physical characterization**. Artículo Web. Visitado el: 18/11/2021. Disponible en: <https://www.diopma.org/en/diopma-researchers/>
- Taha-Tijerina; Peña-Parás, L y Maldonado-Cortés, D (2016). **2D-Based Nanofluids: Materials Evaluation and Performance**. Universidad de Monterrey, México.
- Tamayo & Tamayo, M (1997). **El Proceso de la Investigación científica**. México. Editorial Limusa S.A.
- TEMA (2007) **Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association**. 9 edición.
- Thome, J. R.; Ribatski, G. (2007). **Boiling and two-phase flow in micro-channels**. En: Albert Renken; Volker Hessel; Yong Wang; Jaap Schouten; Jun-ichi Yoshida. **Handbook of Micro Process Engineering**.

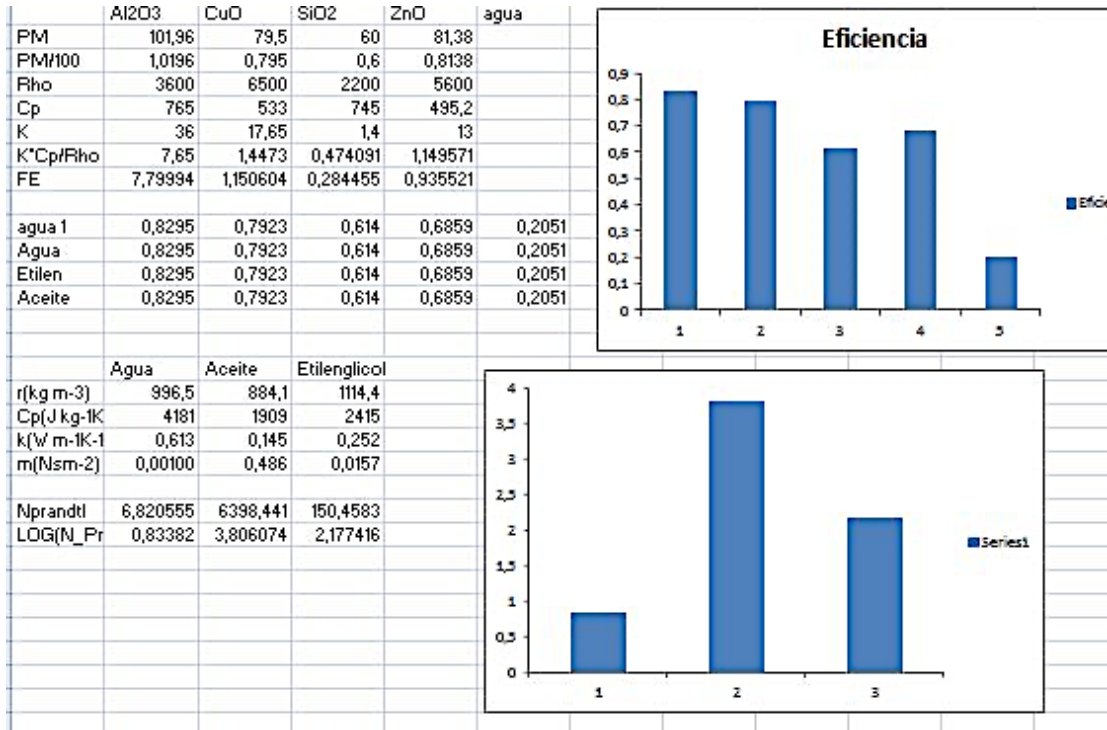
- Touloukian, Y. S., R. W. Powell, C. Y. Ho, P. G. Klemens. Thermophysical Properties of Matter, Vol. 2, Plenum Press, New York, 1970.**
- Turian R. M., Sung D. J., Hsu F. L. (1991). **Thermal Conductivity of granular colas, coal- water mixtures and multi- solid/liquid suspensions.** Fuel. 70, 1157-1172.
- Tzeng S. C., Lin C. W, Huang K. D. (2005). **Heat transfer enhancement of nanofluids in rotary blade cloupling of four-wheel-drive vehicles.** Acta Mech. 179,11-23
- Ullah, M. W., Piuly, S. I., , Karim, M. M. (2021). **A comparative numerical study between liquid ammonia and ammonia based carbon nanotube nanofluid on application of cooling system.** Proceedings of the 13th International Conference on Mechanical Engineering. American Institute of Physics Conference Series : February 2021. doi:10.1063/5.0037714
- Valencia, K.AQ. ; Sepúlveda, J.A. (2015) **Evaluación del rendimiento de un intercambiador de calor con termosifones usando nanofluidos** Trabajo de grado para Ingeniería Electromecánica. Instituto Tecnológico Metropolitano México.
- Vasallo P., Kumar R., D'Amico S (2004). **Pool boiling heat transfer experiments in silicawater nanofluids.** Internatioanl Journal of Heat and Mass Transfer. 47, 407-411.
- Vasco-Calle, D. Chen, D. Acevedo-Cabello, J. (2016). **Simulación computacional de convección de calor laminar de nanofluidos en tubo circular y ducto cuadrado.** Dyna Rev. Fac. nac. Minas. Vol 83 (196)
- Xuan, Y., W. Li. (2000). **Heat transfer enhancement of nanofluids, Int. J. Heat Fluid Flow.** 21(1): 58-64.
- You S. M., Kim J. H., Kim K. M. Effect of nanoparticles on critical heat flux of water in pool boiling of heat transfer. Applied Physic Letters. 83, 3374-3376, 2003.

- Yu W., Choi, S.U.S (2003) **The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids.** Journal of Nanoparticle Research 5: 167–171
- Zhou, D. W. (2004) **Heat transfer enhancement of copper nanofluid with acoustic cavitation.** Int. J. Heat Mass Transfer, 47: 3109-3117.

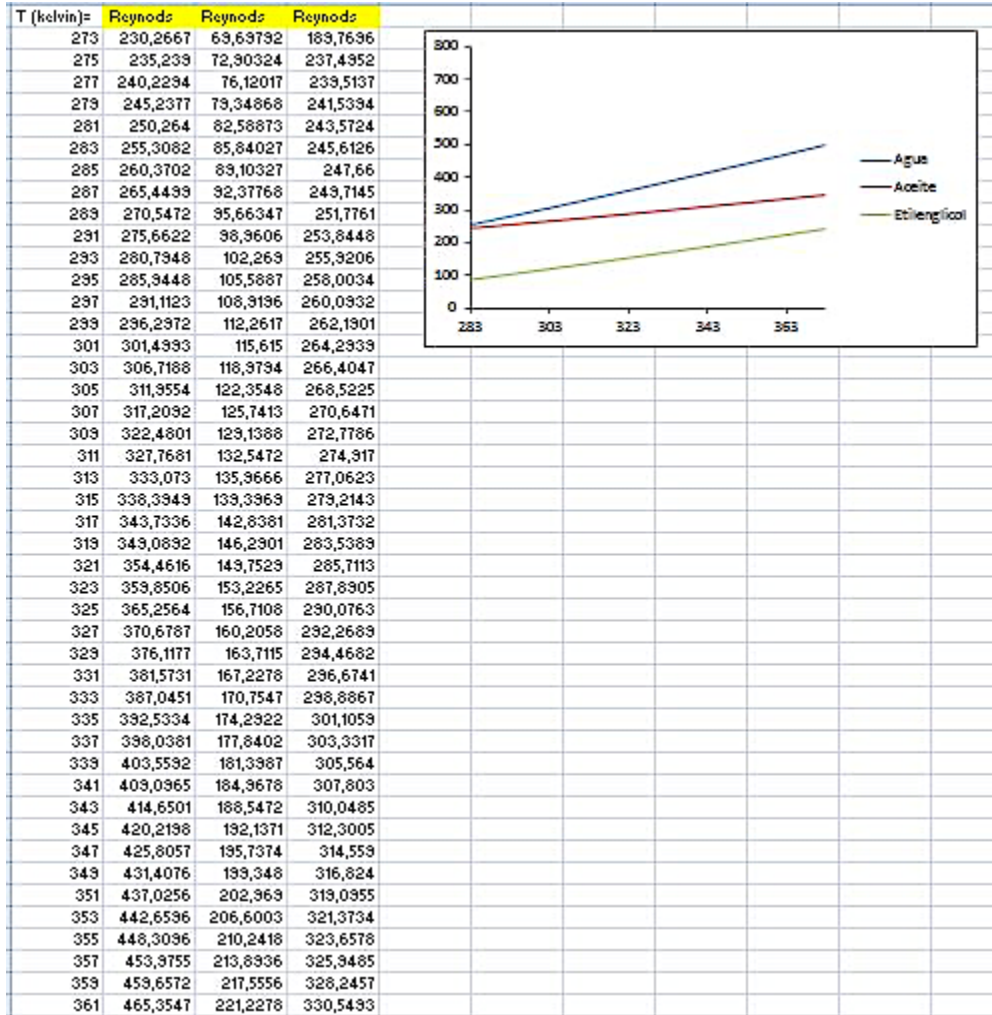
Anexo 3 – Tabla de comportamiento de los nanofluidos / agua, obteniendo los valores de Reynolds, Stanton, Nusselt.

CuO	T (Kolin)- F	Kc(Brau)	fraccion	Cp(Off)	kc(Off)	TOOut	DeltaTC	THI	THO	LMTD	Eficiencia	Nusselt	Reynoldr				
17,65	273	8,380445	35,294671	0,9370699	2280,7318	34,231237	273,19182	-0,1918234	409,5	409,30818	0,3834648	0,0028146	136,38869	0,8288181	0,7203333	6,0485841	69,697921
0,252	275	8,448131	35,626204	0,9370699		36,649674	275,18979	-0,1897887	412,5	412,31021	0,3795774	0,0027644	137,31012	0,8283388	0,7203514	6,3790322	72,902237
1114,4	277	8,501716	36,072485	0,9370699		37,009525	277,18779	-0,1877895	415,5	415,13221	0,3755979	0,0027154	138,31213	0,8278591	0,7203649	6,6440949	76,121071
4590	279	8,544842	36,463716	0,9370699		37,400705	279,18582	-0,1858225	418,5	418,21418	0,371615	0,0026477	139,31409	0,8273799	0,7203842	6,9403094	78,346431
2415	281	8,625917	36,85638	0,9370699		37,79345	281,18394	-0,183943	421,5	421,21611	0,3677384	0,0025811	140,31603	0,8268982	0,720403	7,2355137	82,581723
523	283	8,687279	37,250445	0,9370699		38,187915	283,182	-0,181967	424,5	424,218	0,3639933	0,0025157	141,31793	0,8264193	0,7204193	7,510237	85,840271
0,012	285	8,748445	37,645904	0,9370699		38,582974	285,18013	-0,1801313	427,5	427,31987	0,3602625	0,0024514	142,31979	0,8259354	0,7204353	7,794354	89,103269
287	8,810914	38,042752	0,9370699			38,979222	287,1783	-0,1782974	430,5	430,3217	0,3565948	0,0023881	143,32163	0,8254509	0,7204509	8,0303472	92,377683
200	289	8,712719	38,440986	0,9370699		39,373055	289,17649	-0,1764942	433,5	433,32351	0,3529985	0,0023245	144,32349	0,8249703	0,7204661	8,320594	95,643474
1,2*10^-2	291	8,927455	38,840899	0,9370699		39,771769	291,17472	-0,1747211	436,5	436,32525	0,3494423	0,0022646	145,32534	0,8244947	0,7204814	8,5905403	98,961603
1,3*10^-4	293	8,994121	39,240537	0,9370699		40,170457	293,17295	-0,1729774	439,5	439,32702	0,3459540	0,0022043	146,32719	0,8240146	0,7204965	8,8454604	102,24903
295	8,054787	39,643296	0,9370699			40,581016	295,17124	-0,1712423	442,5	442,32874	0,3425247	0,0021444	147,32904	0,8235349	0,7205116	9,090484	105,53872
297	8,116452	40,047671	0,9370699			40,994741	297,16958	-0,1695753	445,5	445,33042	0,3391506	0,0020845	148,33089	0,8230552	0,7205267	9,335509	108,83841
0,139	299	8,178218	40,452757	0,9370699		41,399227	299,16792	-0,1679157	448,5	448,33208	0,3358313	0,0020249	149,33274	0,8225754	0,7205418	9,580534	112,13810
0,58	301	8,239573	40,8592	0,9370699		41,79627	301,16626	-0,1662828	451,5	451,33372	0,3325566	0,0019652	150,33459	0,8220946	0,7205569	9,825559	115,43779
303	8,300949	41,264995	0,9370699			42,204065	303,16461	-0,1646761	454,5	454,33532	0,3293322	0,0019054	151,33644	0,8216134	0,720572	10,070584	118,73748
305	8,362314	41,676133	0,9370699			42,613208	305,16295	-0,163095	457,5	457,33691	0,3261599	0,0018462	152,33829	0,8211322	0,7205871	10,315609	122,03717
307	8,423678	42,086624	0,9370699			43,023494	307,16154	-0,1615399	460,5	460,33848	0,3230778	0,0017877	153,34014	0,820651	0,7206022	10,560634	125,33686
309	8,485044	42,498448	0,9370699			43,435518	309,16011	-0,1600073	463,5	463,33999	0,3200464	0,0017294	154,34199	0,8201698	0,7206173	10,805659	128,63655
311	8,546411	42,911608	0,9370699			43,848478	311,15858	-0,1584996	466,5	466,3415	0,3169993	0,0016711	155,34384	0,8196886	0,7206324	11,050684	131,93624
313	8,607777	43,326098	0,9370699			44,263168	313,15702	-0,1570154	469,5	469,34298	0,3140308	0,0016128	156,34569	0,8192074	0,7206475	11,295709	135,23593
315	8,669142	43,741912	0,9370699			44,679933	315,15555	-0,1555541	472,5	472,34445	0,3110932	0,0015545	157,34754	0,8187262	0,7206626	11,540734	138,53562
317	8,730508	44,159051	0,9370699			45,096711	317,15412	-0,1541183	475,5	475,34591	0,3082205	0,0014962	158,34939	0,818245	0,7206777	11,785759	141,83531
319	8,791874	44,577504	0,9370699			45,514574	319,15271	-0,1526403	478,5	478,34737	0,3053947	0,0014379	159,35124	0,8177638	0,7206928	12,030784	145,13501
321	8,853249	44,997275	0,9370699			45,934045	321,1513	-0,1513029	481,5	481,34883	0,3026056	0,0013796	160,35309	0,8172826	0,7207079	12,275809	148,43471
323	8,914616	45,418352	0,9370699			46,354823	323,14993	-0,1498285	484,5	484,3503	0,299857	0,0013213	161,35494	0,8168014	0,720723	12,520834	151,73441
325	8,975987	45,840736	0,9370699			46,777806	325,14857	-0,1483747	487,5	487,35176	0,2971495	0,001263	162,35679	0,8163202	0,7207381	12,765859	155,03411
327	9,037344	46,264421	0,9370699			47,204919	327,14724	-0,1472411	490,5	490,35326	0,2944822	0,0012049	163,35864	0,815839	0,7207532	13,010884	158,33381
329	9,09871	46,689403	0,9370699			47,626472	329,14593	-0,1459272	493,5	493,35477	0,2918545	0,0011466	164,36049	0,8153578	0,7207683	13,255909	161,63351
331	9,160077	47,115478	0,9370699			48,052748	331,14462	-0,1446227	496,5	496,35627	0,2892655	0,0010883	165,36234	0,8148766	0,7207834	13,500934	164,93321
333	9,221443	47,542423	0,9370699			48,480313	333,14333	-0,1433372	499,5	499,35778	0,2867143	0,0010301	166,36419	0,8143954	0,7207985	13,745959	168,23291
335	9,28281	47,972092	0,9370699			48,909163	335,1421	-0,1421002	502,5	502,35927	0,2842003	0,0009718	167,36604	0,8139142	0,7208136	13,990984	171,53261
337	9,344176	48,402228	0,9370699			49,339295	337,14088	-0,1408814	505,5	505,36078	0,2817227	0,0009135	168,36789	0,813433	0,7208287	14,236009	174,83231
339	9,405541	48,833635	0,9370699			49,770705	339,13964	-0,1396404	508,5	508,3623	0,2792808	0,0008552	169,36974	0,812952	0,7208438	14,481034	178,13201
341	9,466906	49,266219	0,9370699			50,203339	341,13844	-0,1384269	511,5	511,36384	0,2768727	0,0007969	170,37159	0,812471	0,7208589	14,726059	181,43171
343	9,528272	49,700274	0,9370699			50,637344	343,13725	-0,1372505	514,5	514,36534	0,2745001	0,0007386	171,37344	0,81199	0,720874	14,971084	184,73141
345	9,589637	50,135495	0,9370699			51,072565	345,13606	-0,1360609	517,5	517,36684	0,2721618	0,0006803	172,37529	0,8115088	0,7208891	15,216109	188,03111
347	9,650999	50,57199	0,9370699			51,509053	347,13489	-0,1348927	520,5	520,36834	0,2698555	0,000622	173,37714	0,8110276	0,7209042	15,461134	191,33081
349	9,712376	51,009724	0,9370699			51,946794	349,13374	-0,1337407	523,5	523,36984	0,2675815	0,0005637	174,37899	0,8105464	0,7209193	15,706159	194,63051
351	9,773742	51,448722	0,9370699			52,385793	351,13267	-0,1326696	526,5	526,37134	0,2653391	0,0005054	175,38084	0,8100652	0,7209344	15,951184	197,93021
353	9,835109	51,888975	0,9370699			52,826045	353,13159	-0,1315939	529,5	529,37284	0,2631278	0,0004471	176,38269	0,809584	0,7209495	16,196209	201,22991
355	9,896475	52,330475	0,9370699			53,267545	355,13047	-0,1304724	532,5	532,37434	0,2609469	0,0003888	177,38454	0,8091028	0,7209646	16,441234	204,52961
357	9,957842	52,773221	0,9370699			53,710291	357,12934	-0,1293979	535,5	535,37584	0,2587958	0,0003305	178,38639	0,8086216	0,7209797	16,686259	207,82931
359	10,019209	53,217208	0,9370699			54,154278	359,12834	-0,1283237	538,5	538,37734	0,2566741	0,0002722	179,38824	0,8081404	0,7209948	16,931284	211,12901
361	10,080575	53,662423	0,9370699			54,599503	361,12729	-0,1272905	541,5	541,37884	0,2545811	0,0002139	180,39009	0,8076592	0,7210099	17,176309	214,42871
363	10,141942	54,108992	0,9370699			55,045963	363,12624	-0,1262581	544,5	544,38034	0,2525162	0,0001556	181,39194	0,807178	0,721025	17,421334	217,72841
365	10,203308	54,556585	0,9370699			55,493555	365,12524	-0,1252395	547,5	547,38184	0,2504791	0,0000973	182,39379	0,8066968	0,7210401	17,666359	221,02811
367	10,264675	55,005504	0,9370699			55,942274	367,12424	-0,1242345	550,5	550,38334	0,2484691	0,000039	183,39564	0,8062156	0,7210552	17,911384	224,32781
369	10,326042	55,455448	0,9370699			56,392101	369,12324	-0,1232429	553,5	553,38484	0,2464857	0,0000007	184,39749	0,8057344	0,7210703	18,156409	227,62751
371	10,387408	55,907013	0,93														

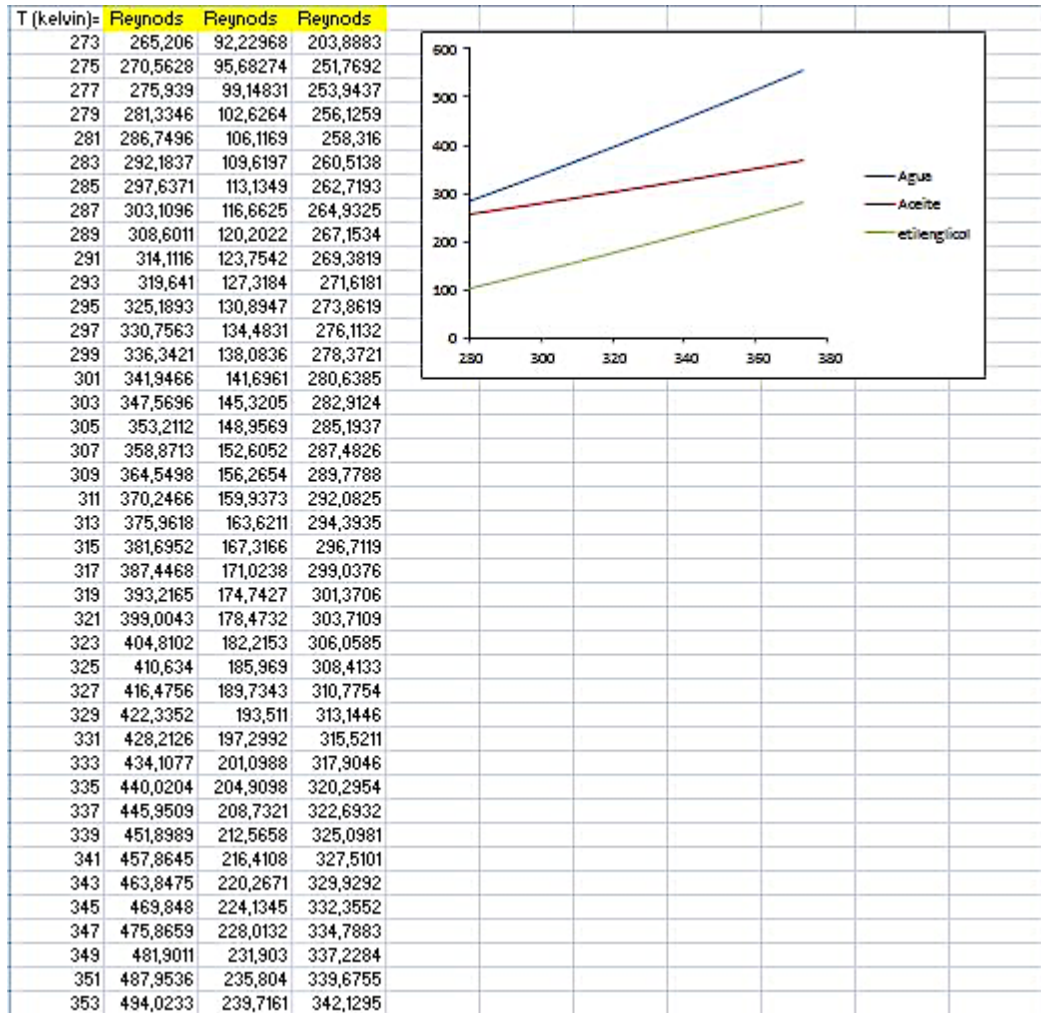
Anexo 4 – Tabla de Eficiencia



Anexo 5 – Tabla número de Reynolds en CuO

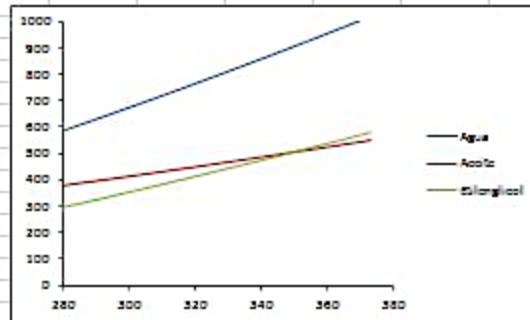


Anexo 6 – Tabla número de Reynolds con ZnO



Anexo 7- Tabla de número de Reynolds para SiO2

T (kelvin)=	Reynods	Reynods	Reynods
273	555,002	278,353	321
275	563,547	284,46	370,163
277	572,123	289,988	373,636
279	580,729	295,535	377,116
281	589,367	301,102	380,609
283	598,035	306,689	384,113
285	606,734	312,296	387,631
287	615,463	317,922	391,16
289	624,223	323,568	394,702
291	633,013	329,233	398,255
293	641,833	334,918	401,822
295	650,684	340,623	405,4
297	659,564	346,346	408,99
299	668,475	352,089	412,592
301	677,415	357,851	416,207
303	686,384	363,632	419,833
305	695,384	369,432	423,472
307	704,413	375,251	427,122
309	713,471	381,09	430,784
311	722,559	386,947	434,458
313	731,675	392,822	438,144
315	740,821	398,717	441,841
317	749,996	404,63	445,55
319	759,2	410,562	449,271
321	768,433	416,513	453,004
323	777,695	422,482	456,748
325	786,985	428,469	460,503
327	796,304	434,475	464,271
329	805,651	440,5	468,049
331	815,027	446,542	471,84
333	824,431	452,603	475,641
335	833,863	458,682	479,454
337	843,324	464,779	483,279
339	852,812	470,894	487,114
341	862,329	477,028	490,961
343	871,873	483,179	494,82
345	881,446	489,348	498,689
347	891,046	495,535	502,57
349	900,674	501,74	506,462
351	910,329	507,963	510,365
353	920,012	514,203	514,279
355	929,722	520,461	518,204
357	939,46	526,737	522,141
359	949,225	533,03	526,088
361	959,017	539,341	530,046



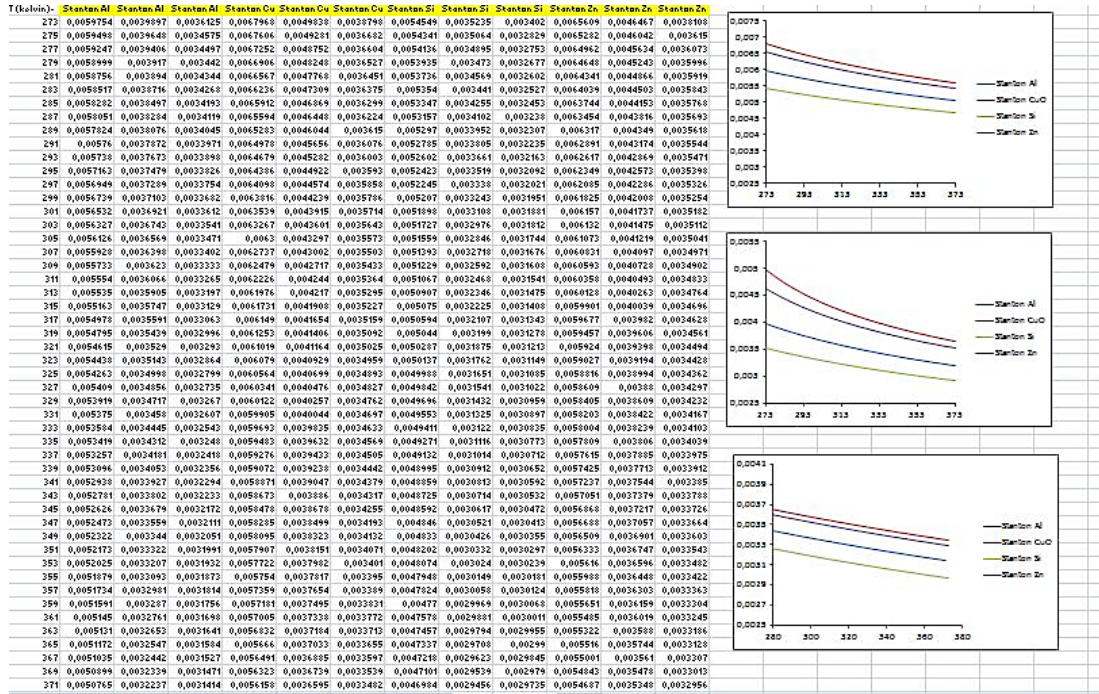
Anexo 8 - Tabla de SiO2 agua

SiO2	T (kelvin)	f	Kc(Brew)	fraccion	Cp(Wh)	Kc(Wh)	TCOut	Delta TC	TH	THO	LMTD	THO THe	Eficiencia w	Nusselt	Reynolds	Starton			
ln	1	273	8.3834458	59.066837	0.9396717	3936.435	59.046508	273.11504	-0.119367	409.5	409.8406	0.2318734	0.0017002	136.38403	273.11504	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333
lc	0.613	275	8.4181331	59.656247	0.9396717	60.59919	275.11469	-0.146942	412.5	412.38531	0.2293884	0.0016697	137.38527	275.11473	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
lhc	0.965	277	8.5037396	60.308023	0.9396717	61.247096	277.11427	-0.174737	415.5	415.24709	0.2279122	0.0016391	138.38572	277.11431	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
rhon	2200	279	8.5676165	61.18635	0.9396717	61.801826	279.11381	-0.192746	418.5	418.20182	0.2264360	0.0016084	139.38623	279.11385	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
cp	4191	281	8.6290595	62.19215	0.9396717	62.356551	281.11331	-0.210755	421.5	421.21331	0.2249598	0.0015777	140.38674	281.11335	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
cn	745	283	8.6893196	63.32404	0.9396717	62.91128	283.11281	-0.228764	424.5	424.40001	0.2234836	0.0015470	141.38725	283.11285	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
phi	0.13	285	8.7517822	64.55593	0.9396717	63.465976	285.11231	-0.246773	427.5	427.40001	0.2220074	0.0015163	142.38776	285.11235	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
rhoc	1.38*10^4	287	8.8137107	65.88782	0.9396717	64.020701	287.11181	-0.264782	430.5	430.40001	0.2205312	0.0014856	143.38827	287.11185	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
To	300	289	8.8756398	67.32071	0.9396717	64.575426	289.11131	-0.282791	433.5	433.40001	0.2190550	0.0014549	144.38878	289.11135	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
KB	1.38*10^4	291	8.9375691	68.86160	0.9396717	65.130151	291.11081	-0.300800	436.5	436.40001	0.2175788	0.0014242	145.38929	291.11085	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
KB+KS/10	1.38*10^4	293	8.9994984	70.49539	0.9396717	65.684876	293.11031	-0.318809	439.5	439.40001	0.2161026	0.0013935	146.38980	293.11035	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
kh	0.139	295	9.0614277	72.23018	0.9396717	66.239601	295.10981	-0.336818	442.5	442.40001	0.2146264	0.0013628	147.39031	295.10985	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.139	297	9.1233570	74.06407	0.9396717	66.794326	297.10931	-0.354827	445.5	445.40001	0.2131502	0.0013321	148.39082	297.10935	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khagca	0.58	299	9.1852863	75.99796	0.9396717	67.349051	299.10881	-0.372836	448.5	448.40001	0.2116740	0.0013014	149.39133	299.10885	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	301	9.2472156	78.03185	0.9396717	67.903776	301.10831	-0.390845	451.5	451.40001	0.2101978	0.0012707	150.39184	301.10835	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	303	9.3091449	80.16574	0.9396717	68.458501	303.10781	-0.408854	454.5	454.40001	0.2087216	0.0012400	151.39235	303.10785	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	305	9.3710742	82.39963	0.9396717	69.013226	305.10731	-0.426863	457.5	457.40001	0.2072454	0.0012093	152.39286	305.10735	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	307	9.4330035	84.63352	0.9396717	69.567951	307.10681	-0.444872	460.5	460.40001	0.2057692	0.0011786	153.39337	307.10685	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	309	9.4949328	86.96741	0.9396717	70.122676	309.10631	-0.462881	463.5	463.40001	0.2042930	0.0011479	154.39388	309.10635	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	311	9.5568621	89.30130	0.9396717	70.677401	311.10581	-0.480890	466.5	466.40001	0.2028168	0.0011172	155.39439	311.10585	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	313	9.6187914	91.73519	0.9396717	71.232176	313.10531	-0.498900	469.5	469.40001	0.2013406	0.0010865	156.39490	313.10535	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	315	9.6807207	94.16908	0.9396717	71.786951	315.10481	-0.516909	472.5	472.40001	0.2000000	0.0010558	157.39541	315.10485	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	317	9.7426500	96.60297	0.9396717	72.341726	317.10431	-0.534918	475.5	475.40001	0.1986593	0.0010251	158.39592	317.10435	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	319	9.8045793	99.03686	0.9396717	72.896501	319.10381	-0.552927	478.5	478.40001	0.1973186	0.0009944	159.39643	319.10385	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	321	9.8665086	101.47075	0.9396717	73.451276	321.10331	-0.570936	481.5	481.40001	0.1959779	0.0009637	160.39694	321.10335	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	323	9.9284379	103.90464	0.9396717	74.006051	323.10281	-0.588945	484.5	484.40001	0.1946372	0.0009330	161.39745	323.10285	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	325	9.9903672	106.33853	0.9396717	74.560826	325.10231	-0.606954	487.5	487.40001	0.1932965	0.0009023	162.39796	325.10235	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	327	10.0522965	108.77242	0.9396717	75.115601	327.10181	-0.624963	490.5	490.40001	0.1919558	0.0008716	163.39847	327.10185	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	329	10.1142258	111.20631	0.9396717	75.670376	329.10131	-0.642972	493.5	493.40001	0.1906151	0.0008409	164.39898	329.10135	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	331	10.1761551	113.64020	0.9396717	76.225151	331.10081	-0.660981	496.5	496.40001	0.1892744	0.0008102	165.39949	331.10085	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	333	10.2380844	116.07409	0.9396717	76.779926	333.10031	-0.678990	499.5	499.40001	0.1879337	0.0007795	166.39999	333.10035	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	335	10.3000137	118.50798	0.9396717	77.334701	335.09981	-0.697000	502.5	502.40001	0.1865930	0.0007488	167.40050	335.09985	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	337	10.3619430	120.94187	0.9396717	77.889476	337.09931	-0.715009	505.5	505.40001	0.1852523	0.0007181	168.40101	337.09935	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	339	10.4238723	123.37576	0.9396717	78.444251	339.09881	-0.733018	508.5	508.40001	0.1839116	0.0006874	169.40152	339.09885	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	341	10.4858016	125.80965	0.9396717	78.999026	341.09831	-0.751027	511.5	511.40001	0.1825709	0.0006567	170.40203	341.09835	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	343	10.5477309	128.24354	0.9396717	79.553801	343.09781	-0.769036	514.5	514.40001	0.1812302	0.0006260	171.40254	343.09785	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	345	10.6096602	130.67743	0.9396717	80.108576	345.09731	-0.787045	517.5	517.40001	0.1798895	0.0005953	172.40305	345.09735	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	347	10.6715895	133.11132	0.9396717	80.663351	347.09681	-0.805054	520.5	520.40001	0.1785488	0.0005646	173.40356	347.09685	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	349	10.7335188	135.54521	0.9396717	81.218126	349.09631	-0.823063	523.5	523.40001	0.1772081	0.0005339	174.40407	349.09635	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	351	10.7954481	137.97910	0.9396717	81.772901	351.09581	-0.841072	526.5	526.40001	0.1758674	0.0005032	175.40458	351.09585	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	353	10.8573774	140.41299	0.9396717	82.327676	353.09531	-0.859081	529.5	529.40001	0.1745267	0.0004725	176.40509	353.09535	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	355	10.9193067	142.84688	0.9396717	82.882451	355.09481	-0.877090	532.5	532.40001	0.1731860	0.0004418	177.40560	355.09485	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	357	10.9812360	145.28077	0.9396717	83.437226	357.09431	-0.895100	535.5	535.40001	0.1718453	0.0004111	178.40611	357.09435	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	359	11.0431653	147.71466	0.9396717	83.992001	359.09381	-0.913109	538.5	538.40001	0.1705046	0.0003804	179.40662	359.09385	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	361	11.1050946	150.14855	0.9396717	84.546776	361.09331	-0.931118	541.5	541.40001	0.1691639	0.0003497	180.40713	361.09335	67.24266	2.205527	265.2062	0.0028333	
khacm	0.58	363	11.1670239	152.58244	0.9396717	85.101551	363.09281	-0.94912											

Anexo 10 - Tabla del comportamiento de nanofluidos de ZnO en etilenglicol

Id	Tablero	f	Kolbend	fraccion	CapR	hcapR	TCda	Delta TC	TH	THO	LMTD	Eficacia	alpha	Nusek	Reynold	Stanton		
13	273	8.3804461	38.02483	0.939673	2295.9461	38.66455	271.7837	-0.178882	408.5	408.32163	0.167263	0.023104	136.3235	0.4739137	0.720404	0.270090	62.22670	0.004643
14	275	8.4181131	38.43171	0.939673		39.38243	275.1747	-0.174728	412.6	412.32391	0.162956	0.022702	137.3241	0.4739804	0.720413	0.270234	61.82738	0.004642
15	277	8.4567791	38.83859	0.939673		40.10032	277.5656	-0.170676	416.9	416.52391	0.158212	0.022294	138.3247	0.4740478	0.720422	0.270364	61.43476	0.004641
16	279	8.4954451	39.24547	0.939673		40.81823	279.9565	-0.166624	421.2	420.82391	0.153568	0.021886	139.3253	0.4741152	0.720431	0.270495	61.04214	0.004640
17	281	8.5341111	39.65235	0.939673		41.53614	282.3474	-0.162572	425.5	425.12391	0.148924	0.021478	140.3259	0.4741826	0.720440	0.270626	60.64952	0.004639
18	283	8.5727771	40.05923	0.939673		42.25405	284.7383	-0.158520	429.8	429.42391	0.144230	0.021070	141.3265	0.4742500	0.720449	0.270757	60.25690	0.004638
19	285	8.6114431	40.46611	0.939673		42.97196	287.1292	-0.154468	434.1	433.72391	0.139536	0.020662	142.3271	0.4743174	0.720458	0.270888	60.00000	0.004637
20	287	8.6501091	40.87299	0.939673		43.68987	289.5201	-0.150416	438.4	438.02391	0.134842	0.020254	143.3277	0.4743848	0.720467	0.271019	59.80000	0.004636
21	289	8.6887751	41.27987	0.939673		44.40778	291.9110	-0.146364	442.7	442.32391	0.130148	0.019846	144.3283	0.4744522	0.720476	0.271150	59.60000	0.004635
22	291	8.7274411	41.68675	0.939673		45.12569	294.3019	-0.142312	447.0	446.62391	0.125454	0.019438	145.3289	0.4745196	0.720485	0.271281	59.40000	0.004634
23	293	8.7661071	42.09363	0.939673		45.84360	296.6928	-0.138260	451.3	450.92391	0.120760	0.019030	146.3295	0.4745870	0.720494	0.271412	59.20000	0.004633
24	295	8.8047731	42.50051	0.939673		46.56151	299.0837	-0.134208	455.6	455.22391	0.116066	0.018622	147.3301	0.4746544	0.720503	0.271543	59.00000	0.004632
25	297	8.8434391	42.90739	0.939673		47.27942	301.4746	-0.130156	460.0	459.52391	0.111372	0.018214	148.3307	0.4747218	0.720512	0.271674	58.80000	0.004631
26	299	8.8821051	43.31427	0.939673		48.00000	303.8655	-0.126104	464.3	463.82391	0.106678	0.017806	149.3313	0.4747892	0.720521	0.271805	58.60000	0.004630
27	301	8.9207711	43.72115	0.939673		48.72000	306.2564	-0.122052	468.7	468.12391	0.101984	0.017398	150.3319	0.4748566	0.720530	0.271936	58.40000	0.004629
28	303	8.9594371	44.12803	0.939673		49.44000	308.6473	-0.118000	473.0	472.42391	0.097290	0.016990	151.3325	0.4749240	0.720539	0.272067	58.20000	0.004628
29	305	8.9981031	44.53491	0.939673		50.16000	311.0382	-0.113948	477.4	476.82391	0.092596	0.016582	152.3331	0.4749914	0.720548	0.272198	58.00000	0.004627
30	307	9.0367691	44.94179	0.939673		50.88000	313.4291	-0.109896	481.7	481.22391	0.087902	0.016174	153.3337	0.4750588	0.720557	0.272329	57.80000	0.004626
31	309	9.0754351	45.34867	0.939673		51.60000	315.8200	-0.105844	486.1	485.62391	0.083208	0.015766	154.3343	0.4751262	0.720566	0.272460	57.60000	0.004625
32	311	9.1141011	45.75555	0.939673		52.32000	318.2109	-0.101792	490.5	490.02391	0.078514	0.015358	155.3349	0.4751936	0.720575	0.272591	57.40000	0.004624
33	313	9.1527671	46.16243	0.939673		53.04000	320.6018	-0.097740	494.9	494.42391	0.073820	0.014950	156.3355	0.4752610	0.720584	0.272722	57.20000	0.004623
34	315	9.1914331	46.56931	0.939673		53.76000	323.0000	-0.093688	499.3	498.82391	0.069126	0.014542	157.3361	0.4753284	0.720593	0.272853	57.00000	0.004622
35	317	9.2300991	46.97619	0.939673		54.48000	325.3961	-0.089636	503.7	503.22391	0.064432	0.014134	158.3367	0.4753958	0.720602	0.272984	56.80000	0.004621
36	319	9.2687651	47.38307	0.939673		55.20000	327.7922	-0.085584	508.1	507.62391	0.059738	0.013726	159.3373	0.4754632	0.720611	0.273115	56.60000	0.004620
37	321	9.3074311	47.78995	0.939673		55.92000	330.1883	-0.081532	512.5	512.02391	0.055044	0.013318	160.3379	0.4755306	0.720620	0.273246	56.40000	0.004619
38	323	9.3460971	48.19683	0.939673		56.64000	332.5844	-0.077480	516.9	516.42391	0.050350	0.012910	161.3385	0.4755980	0.720629	0.273377	56.20000	0.004618
39	325	9.3847631	48.60371	0.939673		57.36000	334.9805	-0.073428	521.3	520.82391	0.045656	0.012502	162.3391	0.4756654	0.720638	0.273508	56.00000	0.004617
40	327	9.4234291	49.01059	0.939673		58.08000	337.3766	-0.069376	525.7	525.22391	0.040962	0.012094	163.3397	0.4757328	0.720647	0.273639	55.80000	0.004616
41	329	9.4620951	49.41747	0.939673		58.80000	339.7727	-0.065324	530.1	529.62391	0.036268	0.011686	164.3403	0.4758002	0.720656	0.273770	55.60000	0.004615
42	331	9.5007611	49.82435	0.939673		59.52000	342.1688	-0.061272	534.5	534.02391	0.031574	0.011278	165.3409	0.4758676	0.720665	0.273901	55.40000	0.004614
43	333	9.5394271	50.23123	0.939673		60.24000	344.5649	-0.057220	538.9	538.42391	0.026880	0.010870	166.3415	0.4759350	0.720674	0.274032	55.20000	0.004613
44	335	9.5780931	50.63811	0.939673		60.96000	346.9610	-0.053168	543.3	542.82391	0.022186	0.010462	167.3421	0.4760024	0.720683	0.274163	55.00000	0.004612
45	337	9.6167591	51.04499	0.939673		61.68000	349.3571	-0.049116	547.7	547.22391	0.017492	0.010054	168.3427	0.4760698	0.720692	0.274294	54.80000	0.004611
46	339	9.6554251	51.45187	0.939673		62.40000	351.7532	-0.045064	552.1	551.62391	0.012798	0.009646	169.3433	0.4761372	0.720701	0.274425	54.60000	0.004610
47	341	9.6940911	51.85875	0.939673		63.12000	354.1493	-0.041012	556.5	555.42391	0.008104	0.009238	170.3439	0.4762046	0.720710	0.274556	54.40000	0.004609
48	343	9.7327571	52.26563	0.939673		63.84000	356.5454	-0.036960	560.9	560.22391	0.003410	0.008830	171.3445	0.4762720	0.720719	0.274687	54.20000	0.004608
49	345	9.7714231	52.67251	0.939673		64.56000	358.9415	-0.032908	565.3	564.62391	0.000000	0.008422	172.3451	0.4763394	0.720728	0.274818	54.00000	0.004607
50	347	9.8100891	53.07939	0.939673		65.28000	361.3376	-0.028856	569.7	569.02391	0.000000	0.008014	173.3457	0.4764068	0.720737	0.274949	53.80000	0.004606
51	349	9.8487551	53.48627	0.939673		66.00000	363.7337	-0.024804	574.1	573.42391	0.000000	0.007606	174.3463	0.4764742	0.720746	0.275080	53.60000	0.004605
52	351	9.8874211	53.89315	0.939673		66.72000	366.1298	-0.020752	578.5	577.82391	0.000000	0.007198	175.3469	0.4765416	0.720755	0.275211	53.40000	0.004604
53	353	9.9260871	54.30003	0.939673		67.44000	368.5259	-0.016700	582.9	582.22391	0.000000	0.006790	176.3475	0.4766090	0.720764	0.275342	53.20000	0.004603
54	355	9.9647531	54.70691	0.939673		68.16000	370.9220	-0.012648	587.3	586.62391	0.000000	0.006382	177.3481	0.4766764	0.720773	0.275473	53.00000	0.004602
55	357	10.0034191	55.11379	0.939673		68.88000	373.3181	-0.008596	591.7	591.02391	0.000000	0.005974	178.3487	0.4767438	0.720782	0.275604	52.80000	0.004601
56	359	10.0420851	55.52067	0.939673		69.60000	375.7142	-0.004544	596.1	595.42391	0.000000	0.005566	179.3493	0.4768112	0.720791	0.275735	52.60000	0.004600
57	361	10.0807511	55.92755	0.939673		70.32000	378.1103	-0.000492	600.5	600.02391	0.000000	0.005158	180.3499	0.4768786	0.720800	0.275866	52.40000	0.004599
58	363	10.1194171	56.33443	0.939673		71.04000	380.5064	0.003560	604.9	604.42391	0.000000	0.004750	181.3505	0.4769460	0.720809	0.275997	52.20000	0.004598
59	365	10.1580831	56.74131	0.939673		71.76000	382.9025	0.007612	609.3	608.82391	0.000000	0.004342	182.3511	0.4770134	0.720818	0.276128	52.00000	0.004597
60	367	10.1967491	57.14819	0.939673		72.48000	385.2986	0.011664	613.7	613.22391	0.000000	0.003934	183.3517	0.4770808	0.720827	0.276259	5	

Anexo 12 – Tabla de numero de Stanton para cada oxido.



Anexo 13 – Captura de pantalla del programa autodesk CFD.



The image shows a screenshot of the Autodesk CFD website and a code editor. The website header includes the Autodesk logo, a search bar, and navigation links for 'US' and 'Sign in'. Below the header, there are two language selection options: 'Visite nuestro sitio de Latinoamérica' and 'Stay on our United States site'. The main content area features the Autodesk CFD logo and the text 'Computational fluid dynamics simulation software'. A 'Find a reseller' button is visible, along with links for 'Download free trial' and 'Talk to our sales team'. The code editor displays the following Python code:

```
import PyFlowView as pfv

point = pfv.punto((0.015, 0.059, 0.066), radio = 0.001, num = 10,
                 direction = 'forward')
camera_parameters = [(0.04267064829660226, 0.0484669373810771,
                    0.3186308177103563),
                    (0.04267064829660226, 0.0484669373810771, 0.0),
                    (0.0, 1.0, 0.0)]

pfv.show(camera_parameters)
import PyFlowView as pfv

point = pfv.punto((0.015, 0.059, 0.066), radio = 0.001, num = 10,
                 direction = 'forward')

pfv.show()

import PyFlowView as pfv

pfv.plane_slider(axis='y')
pfv.show()
import PyFlowView as pfv

pfv.xyz_circle_slider()
pfv.show()

pfv.line_of_Ulines()
pfv.show()
```

Anexo 14 – Segunda captura de pantalla del programa.

```
import PyFlowView as pfv

point = pfv.punto((0.014866765626608406, 0.05900560122581396,
                  0.06571456481260277), radio = 0, num = 1,
                  direction = 'forward')
VVort,VVel = pfv.vectores(point, vort_scale=0.00005, vel_scale=0.03,
                          draw=True)
pfv.show()

point = pfv.punto((0.015, 0.059, 0.066), radio = 0, num = 1,
                  direction = 'forward')
helicity = pfv.helicity(point)
print(helicity)

point.point_arrays['helicity'] = helicity
import numpy as np

horseshoe = pfv.lineas_verticales(np.array([-0.03]),
                                  np.linspace(0.0473, 0.0477, 7), 0.015
                                  5, y_inf = 0.004)

pfv.show()

point = pfv.punto((0.015, 0.059, 0.066), radio = 0.001, num = 10,
                  direction = 'forward')
pfv.show()

plane_slider(axis='z')
xyz_circle_slider()

double_UVort_line()
refresh_coordinate_input_point()
vectores(mesh, vort_scale = 0.005, vel_scale = 0.3, tol = 0.01,
absolute = False, draw = False)
mesh.point_arrays['helicity'] = helicity(mesh)
lineas_verticales(x, z, y_sup, puntos_por_linea, y_inf = 0.000001,
field = 'U', direction = 'both', scalars = 'helicity', line_width=None))

import PyFlowView as pfv

point = pfv.punto((0.015, 0.059, 0.066), radio = 0.001, num = 10,
                  direction = 'forward')
camera_parameters = [(0.04267064829660226, 0.0484669373810771,
                      0.3186308177103563),
                    (0.04267064829660226, 0.0484669373810771, 0.0),
                    (0.0, 1.0, 0.0)]
```