



**Modelado, simulación numérica y optimización de un intercambiador de calor
aire-agua de flujo cruzado con nanofluidos.**

Vargas Vera, Alexis Salim.

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica.

Carrera de Ingeniería Mecánica.

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Dr. Carrión Matamoros, Luis Miguel.

04 de marzo del 2022

COPYLEAKS

Modelo y simulación numérica y optimización de un interca...

Scanned on: 3:1 March 7, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	12
Words with Minor Changes	0
Paraphrased Words	0
Omitted Words	0





ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Certificación del Director

Certifico que el trabajo de titulación: **"Modelado, simulación numérica y optimización de un intercambiador de calor aire-agua de flujo cruzado con nanofluidos"** fue realizado por el Sr. **Vargas Vera Alexis Salim** el cual ha sido revisado y analizado mediante la herramienta de verificación de similitud de contenidos, por lo tanto cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustenten públicamente

Sangolquí, 04 de marzo del 2022

Firma de responsabilidad



Dr. Carrión Matamoros Luis Miguel.

Director del trabajo de titulación

CI: 1103574677



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Responsabilidad de autoría

Yo, **Vargas Vera Alexis Salim**, con cédula de identidad CI: 172328220-6, declaro que el contenido, ideas, y criterios del trabajo de titulación **“Modelado, simulación numérica y optimización de un intercambiador de calor aire-agua de flujo cruzado con nanofluidos”** es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 04 de marzo del 2022

Firma de responsabilidad

Vargas Vera Alexis Salim

CI: 172328220-6



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Autorización de publicación

Yo, **Vargas Vera Alexis Salim** con cédula de identidad CI: 172328220-6, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: **“Modelado, simulación numérica y optimización de un intercambiador de calor aire-agua de flujo cruzado con nanofluidos”** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios es de mi responsabilidad.

Sangolquí, 04 de marzo del 2022

Firma de responsabilidad

Vargas Vera Alexis Salim

CI: 172328220-6

Dedicatoria

Con orgullo y satisfacción por esta meta cumplida, el presente trabajo de titulación va dedicado para todos los amantes de la ciencia e ingeniería.

Alexis S. Vargas V.

Agradecimiento

Mi eterna gratitud a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, a todos los docentes y laboratoristas que me han transmitido sus experiencias y conocimientos, a la carrera de Ingeniería Mecánica, al Dr. Luis Miguel Carrión Matamoros por su guía y apoyo incondicional desde la cátedra de Mecánica de Fluidos hasta culminar este trabajo de titulación.

A mis padres Salim Vargas y Letty Vera por darme la vida, creer en mí, ampararme y orientarme por esta magnífica vocación de la ciencia e ingeniería.

A mi hermano Steven Vargas por toda su amparo y ayuda incondicional.

A mis mejores amigos Darwin Cuji e Isaac Sánchez quienes con su amistad, compañía y confianza me ayudaron a superar todos los obstáculos que se presentaron durante esta etapa de mi vida.

A Daniela Ortega quien fue un modelo de inspiración y superación para mí gracias a sus palabras de aliento y convicción para sobreponerse a las adversidades.

A mis amigos de la Universidad Andy Cruz, Bryan Flores, Bryan Jácome, Alejandro Grijalva y Francisco Gallo quienes me auxiliaron y acompañaron desde el primer semestre de la carrera.

Al resto de familiares, compañeros y docentes que estuvieron presentes durante esta etapa de mi vida, a ellos y a todos los anteriormente mencionados, gracias infinitas.

Alexis S. Vargas V.

Índice de contenido

Reporte anti-plagio copyleaks	2
Certificación.....	3
Responsabilidad de autoría	4
Autorización de publicación	5
Dedicatoria	6
Agradecimiento	7
Índice de tablas	13
Índice de figuras	14
Resumen.....	20
Abstract	21
Capítulo I.....	22
Generalidades	22
Introducción	22
Antecedentes.....	23
Definición del problema.....	25
Objetivos.....	26
<i>Objetivo General</i>	26

<i>Objetivos Específicos</i>	26
Justificación	27
Alcance	28
Capítulo II.....	29
Marco teórico.....	29
Mecanismos de transferencia de calor	29
<i>Conducción de calor en estado estacionario</i>	29
<i>Convección</i>	31
<i>Conducción de calor en estado transitorio</i>	33
<i>Red de resistencias térmicas</i>	35
Ecuaciones globales de transferencia de calor	36
<i>Ecuación de continuidad o conservación de masa</i>	36
<i>Ecuación de la conservación de la energía</i>	37
<i>Ecuación de Navier-Stokes</i>	40
Números adimensionales para transferencia de calor.....	42
<i>Número de Reynolds</i>	42
<i>Número de Nusselt</i>	43
<i>Número de Prandtl</i>	43
<i>Número de Biot</i>	44
<i>Número de Graetz</i>	45
Correlaciones teóricas de transferencia de calor.....	46

	10
<i>Convección externa forzada alrededor de cilindros</i>	46
<i>Convección interna forzada sobre un banco de tubos</i>	47
Intercambiadores de calor	50
<i>Intercambiador de calor de flujo cruzado</i>	50
<i>Coefficiente global de transferencia de calor</i>	51
<i>Método de la efectividad NTU</i>	51
Modelos de simulación numérica	54
<i>Modelo viscoso</i>	54
<i>Modelo K-épsilon</i>	54
Correlaciones para caracterizar nanofluidos	57
<i>Densidad equivalente</i>	57
<i>Capacidad calorífica equivalente</i>	57
<i>Viscosidad dinámica equivalente</i>	57
<i>Conductividad térmica equivalente</i>	57
Capítulo III	58
Simulación numérica	58
Dominio del fluido	58
<i>Modelado 3D</i>	58
<i>Modelado 2D</i>	58
<i>Mallado 2D</i>	59
Propiedades de los materiales	60

Propiedades de los nanomateriales y líquido base	61
Propiedades de los nanofluidos	63
<i>Concentración al 0%</i>	63
<i>Concentración al 5%</i>	63
<i>Concentración al 10%</i>	64
Parámetros de simulación.....	64
<i>Configuración inicial</i>	64
<i>Selección del modelo viscoso</i>	65
<i>Condiciones de borde</i>	65
<i>Métodos de solución</i>	68
Capítulo IV	69
Análisis de resultados.....	69
Criterio de convergencia	69
Análisis transitorio del flujo.....	71
Propiedades termofísicas del líquido base.....	72
<i>Turbulencia 0%</i>	72
<i>Turbulencia 50%</i>	78
<i>Turbulencia al 100%</i>	84
Propiedades termofísicas del líquido base con nanofluidos.	90
<i>Turbulencia 0% al 5% de concentración</i>	91
<i>Turbulencia 50% al 5% de concentración</i>	103

<i>Turbulencia 100% al 5% de concentración</i>	115
<i>Turbulencia 0% al 10% de concentración</i>	127
<i>Turbulencia 50% al 10% de concentración</i>	139
<i>Turbulencia 100% al 10% de concentración</i>	151
Optimización del intercambiador de calor	163
<i>Líquido base</i>	163
<i>Líquido base con nanofluidos al 0% de turbulencia</i>	166
<i>Líquido base con nanofluidos al 50% de turbulencia</i>	169
<i>Líquido base con nanofluidos al 100% de turbulencia</i>	172
<i>Variación del coeficiente de transferencia de calor promedio</i>	175
<i>Comportamiento del aire en el banco de tubos</i>	179
Capítulo V	181
Conclusiones y Recomendaciones	181
Conclusiones	181
Recomendaciones	182
Bibliografía.....	182
Anexos	186

Índice de tablas

Tabla 1 <i>Correlaciones de Zukauskas y Jakob para convección externa forzada</i>	47
Tabla 2 <i>Correlaciones de Zukauskas para un banco de tubos con más de 16 filas</i>	49
Tabla 3 <i>Propiedades de los materiales</i>	60
Tabla 4 <i>Propiedades del líquido base H₂O</i>	61
Tabla 5 <i>Propiedades de la alúmina Al₂O₃</i>	61
Tabla 6 <i>Propiedades del óxido de cobre CuO</i>	62
Tabla 7 <i>Propiedades del dióxido de titanio TiO₂</i>	62
Tabla 8 <i>Propiedades del dióxido de silicio SiO₂</i>	62
Tabla 9 <i>Propiedades de los nanofluidos al 0% de concentración</i>	63
Tabla 10 <i>Propiedades de los nanofluidos al 5% de concentración</i>	63
Tabla 11 <i>Propiedades de los nanofluidos al 10% de concentración</i>	64

Índice de figuras

Figura 1 <i>Volumen de control en la capa límite térmica de un fluido bidimensional estacionario</i>	39
Figura 2 <i>Configuración geométrica alineada y escalonada de un banco de tubos</i>	49
Figura 3 <i>Intercambiador de calor de flujo cruzado</i>	50
Figura 4 <i>Dimensiones del intercambiador de calor</i>	58
Figura 5 <i>Dimensiones axisimétricas de un tubo del intercambiador de calor</i>	59
Figura 6 <i>Condiciones de borde del dominio del fluido</i>	59
Figura 7 <i>Mallado del dominio del fluido</i>	60
Figura 8 <i>Configuración inicial en Ansys fluent</i>	64
Figura 9 <i>Selección del modelo viscoso</i>	65
Figura 10 <i>Variaciones de flujo másico e intensidad de turbulencia</i>	66
Figura 11 <i>Flujo de calor constante en la pared del tubo de cobre</i>	67
Figura 12 <i>Métodos de solución</i>	68
Figura 13 <i>Residuos para criterio de convergencia</i>	68
Figura 14 <i>Convergencia de malla</i>	70
Figura 15 <i>Número de Prandtl efectivo del líquido base a 0% de turbulencia</i>	72
Figura 16 <i>Número de Reynolds turbulento del líquido base a 0% de turbulencia</i>	73
Figura 17 <i>Temperatura del líquido base a 0% de turbulencia</i>	74
Figura 18 <i>Caída de presión del líquido base a 0% de turbulencia</i>	75
Figura 19 <i>Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a 0% de turbulencia</i> ..	76
Figura 20 <i>Número de Nusselt del líquido base a 0% de turbulencia</i>	77
Figura 21 <i>Número de Prandtl efectivo del líquido base a 50% de turbulencia</i>	78
Figura 22 <i>Número de Reynolds turbulento del líquido base a 50% de turbulencia</i>	79
Figura 23 <i>Temperatura del líquido base a 50% de turbulencia</i>	80

Figura 24 <i>Caída de presión del líquido base a 50% de turbulencia</i>	81
Figura 25 <i>Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a 50% de turbulencia</i>	82
Figura 26 <i>Número de Nusselt del líquido base a 50% de turbulencia</i>	83
Figura 27 <i>Número de Prandtl efectivo del líquido base a 100% de turbulencia</i>	84
Figura 28 <i>Número de Reynolds turbulento del líquido base a 100% de turbulencia</i>	85
Figura 29 <i>Temperatura del líquido base a 100% de turbulencia</i>	86
Figura 30 <i>Caída de presión del líquido base a 100% de turbulencia</i>	87
Figura 31 <i>Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a 100% de turbulencia</i>	88
Figura 32 <i>Número de Nusselt del líquido base a 100% de turbulencia</i>	89
Figura 33 <i>Número de Prandtl efectivo del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia</i>	91
Figura 34 <i>Número de Reynolds turbulento del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia</i>	93
Figura 35 <i>Temperatura del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia</i>	95
Figura 36 <i>Caída de presión del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia</i>	97
Figura 37 <i>Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia</i>	99
Figura 38 <i>Número de Nusselt del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia</i>	101
Figura 39 <i>Número de Prandtl efectivo del líquido base a una concentración del 5% a 50% de turbulencia</i>	103

Figura 40 <i>Número de Reynolds turbulento del líquido base a una concentración del 5% a 50% de turbulencia</i>	105
Figura 41 <i>Temperatura del líquido base a una concentración del 5% a 50% de turbulencia</i>	107
Figura 42 <i>Caída de presión del líquido base a una concentración del 5% a 50% de turbulencia</i>	109
Figura 43 <i>Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 5% a 50% de turbulencia</i>	111
Figura 44 <i>Número de Nusselt del líquido base a una concentración del 5% a 50% de turbulencia</i>	113
Figura 45 <i>Número de Prandtl efectivo del líquido base a una concentración del 5% a 100% de turbulencia</i>	115
Figura 46 <i>Número de Reynolds turbulento del líquido base a una concentración del 5% a 100% de turbulencia</i>	117
Figura 47 <i>Temperatura del líquido base a una concentración del 5% a 100% de turbulencia</i>	119
Figura 48 <i>Caída de presión del líquido base a una concentración del 5% a 100% de turbulencia</i>	121
Figura 49 <i>Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 5% a 100% de turbulencia</i>	123
Figura 50 <i>Número de Nusselt del líquido base a una concentración del 5% a 100% de turbulencia</i>	125
Figura 51 <i>Número de Prandtl efectivo del líquido base a una concentración del 10% a 0% de turbulencia</i>	127
Figura 52 <i>Número de Reynolds turbulento del líquido base a una concentración del 10% a 0% de turbulencia</i>	129

Figura 53 <i>Temperatura del líquido base a una concentración del 10% a 0% de turbulencia</i>	131
Figura 54 <i>Caída de presión del líquido base a una concentración del 10% a 0% de turbulencia</i>	133
Figura 55 <i>Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 10% a 0% de turbulencia</i>	135
Figura 56 <i>Número de Nusselt del líquido base a una concentración del 10% a 0% de turbulencia</i>	137
Figura 57 <i>Número de Prandtl efectivo del líquido base a una concentración del 10% a 50% de turbulencia</i>	139
Figura 58 <i>Número de Reynolds turbulento del líquido base a una concentración del 10% a 50% de turbulencia</i>	141
Figura 59 <i>Temperatura del líquido base a una concentración del 10% a 50% de turbulencia</i>	143
Figura 60 <i>Caída de presión del líquido base a una concentración del 10% a 50% de turbulencia</i>	145
Figura 61 <i>Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 10% a 50% de turbulencia</i>	147
Figura 62 <i>Número de Nusselt del líquido base a una concentración del 10% a 50% de turbulencia</i>	149
Figura 63 <i>Número de Prandtl efectivo del líquido base a una concentración del 10% a 100% de turbulencia</i>	151
Figura 64 <i>Número de Reynolds turbulento del líquido base a una concentración del 10% a 100% de turbulencia</i>	153
Figura 65 <i>Temperatura del líquido base a una concentración del 10% a 100% de turbulencia</i>	155

Figura 66 <i>Caída de presión del líquido base a una concentración del 10% a 100% de turbulencia</i>	157
Figura 67 <i>Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 10% a 100% de turbulencia</i>	159
Figura 68 <i>Número de Nusselt del líquido base a una concentración del 10% a 100% de turbulencia</i>	161
Figura 69 <i>Temperatura de salida del líquido base a diferentes turbulencias</i>	163
Figura 70 <i>Eficiencia del intercambiador de calor del líquido base a diferentes turbulencias</i>	164
Figura 71 <i>NTU del líquido base a diferentes turbulencias</i>	165
Figura 72 <i>Temperatura de salida de los nanofluidos al 0% de turbulencia</i>	166
Figura 73 <i>Eficiencias del intercambiador de calor de los nanofluidos al 0% de turbulencia</i>	167
Figura 74 <i>NTU de los nanofluidos a 0% de turbulencia</i>	168
Figura 75 <i>Temperatura de salida de los nanofluidos al 50% de turbulencia</i>	169
Figura 76 <i>Eficiencias del intercambiador de calor de los nanofluidos al 50% de turbulencia</i>	170
Figura 77 <i>NTU de los nanofluidos al 50% de turbulencia</i>	171
Figura 78 <i>Temperaturas de salida de los nanofluidos al 100% de turbulencia</i>	172
Figura 79 <i>Eficiencias del intercambiador de calor de los nanofluidos al 100% de turbulencia</i>	173
Figura 80 <i>NTU de los nanofluidos al 100% de turbulencia</i>	174
Figura 81 <i>Coeficiente de transferencia de calor promedio del líquido base</i>	175
Figura 82 <i>Coeficiente de transferencia de calor promedio de los nanofluidos a 0% de turbulencia</i>	176

Figura 83 <i>Coeficiente de transferencia de calor promedio de los nanofluidos al 50% de turbulencia</i>	177
Figura 84 <i>Coeficiente de transferencia de calor promedio de los nanofluidos al 100% de turbulencia</i>	178
Figura 85 <i>Coeficiente de transferencia de calor del aire respecto al número de tubos</i>	179
Figura 86 <i>Paso transversal vs velocidad máxima del aire</i>	180

Resumen

El siguiente proyecto de investigación engloba el modelado, simulación numérica y optimización de un intercambiador de calor aire-agua de flujo cruzado con nanofluidos de óxido de aluminio Al_2O_3 , óxido de cobre CuO , dióxido de titanio TiO_2 y óxido de silicio SiO_2 cada uno con respectivas concentraciones de peso del 0%, 5% y 10% a diferentes flujos máscicos: 0.01; 0.013; 0.017 y 0.02 kg/s con intensidades de turbulencia del 0%, 50%, y 100% empleando el programa de mecánica de fluidos computacional (CFD) Ansys Fluent 18.1 y SolidWorks 2020 como software de apoyo.

Mediante la variación de parámetros y distintas configuraciones del intercambiador de calor como: paso lateral y transversal de los tubos se pretende observar el rendimiento térmico, tasa de transferencia de calor, gradientes de temperatura y propiedades termofísicas del fluido de trabajo empleando las ecuaciones de Navier Stokes y de la energía mediante las teorías de flujo turbulento y número de unidades de transferencia NTU/NUT

Los resultados obtenidos serán expuestos mediante gráficas comparativas entre las diferentes variables como: coeficiente de transferencia de calor por convección, número de Nusselt, efectividad, así como también, analizar el comportamiento en estado transitorio y estable del intercambiador de calor de flujo cruzado aire-agua teniendo en cuenta la característica de corrientes mezcladas y no mezcladas.

Palabras clave:

- TRANSFERENCIA DE CALOR
- NANOFLUIDOS
- INTERCAMBIADOR DE CALOR
- FLUJO CRUZADO

Abstract

The following research project includes modeling, numerical simulation, and optimization of a cross-flow air-water heat exchanger using nanofluids of Aluminium oxide, Cooper oxide, Titanium dioxide, and Silicon oxide, each one with their respective weight concentrations of 0%, 5%, and 10% at different mass flows 0.01; 0.013; 0.017; and 0.02 kg/s with turbulence intensities of 0%; 50%; 100% using the computational fluid mechanics (CFD) program Ansys Fluent 18.1 and SolidWorks 2020 as supporting software.

By variation of parameters and different configurations of the heat exchanger as longitudinal tube pitch, transversal tube pitch. It is intended to observe the thermal performance, heat transfer rate, temperature gradients, and thermophysical properties of the working fluid using the Navier Stokes and Energy equations through the theories of turbulent flow and Number of transfer units NTU/NUT

The results obtained will be shown through comparative graphs between the different variables such as convection heat transfer coefficient, Nusselt number, effectiveness as well as analyze the behavior in the transient and steady-state of the air-water crossflow heat exchanger looking at the characteristic of mixed and unmixed flows.

Keywords:

- **HEAT TRANSFER**
- **NANOFLUIDS**
- **HEAT EXCHANGER**
- **CROSS FLOW**

Capítulo I

Generalidades

Introducción

A nivel global la alta demanda de energía ha impulsado al sector industrial de realizar procesos de conversión de energía óptimos con la finalidad de incrementar la eficiencia térmica, disminuir costos de consumo, aumentar la productividad y aprovechar los recursos energéticos renovables y no renovables.

Los intercambiadores de calor son uno de los tantos dispositivos diseñados para aprovechar la transferencia de calor entre los fluidos de trabajo dependiendo de su utilidad en el procesamiento de la energía térmica.

La nanotecnología es una rama científica dedicada a la creación y manipulación de composiciones atómicas y moleculares de la materia a escala nanométrica (entre 1-100 nanómetros) con el objetivo de contribuir al desarrollo de nuevas tecnologías.

El estudio y aplicación de nanofluidos en la conversión de la energía ha permitido mejorar y optimizar las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo basándose a una relación conjunta de concentraciones de peso de diferentes compuestos para mejorar la transferencia de calor.

Este trabajo de investigación tiene como objeto de estudio emplear agua como fluido de trabajo con nanopartículas de óxido de aluminio, dióxido de titanio, óxido de cobre y óxido de silicio en un intercambiador de calor de flujo cruzado aire-agua con diferentes configuraciones de diseño para estudiar esta incidencia en el rendimiento térmico y propiedades termofísicas mediante una simulación numérica de fase simple con mecánica de fluidos computacional.

Antecedentes

Desde tiempos inmemoriales el ser humano se ha visto en la necesidad de simplificar sus estilos de vida y satisfacer las demandas de la sociedad a través de procesos industriales óptimos y eficientes, pero estos requieren una alta demanda de energía, por lo que la conversión de ésta en trabajo mecánico ha supuesto un reto para la ciencia e ingeniería.

La primera máquina térmica en la historia fue la Eolípila, creada por Herón de Alejandría en el siglo I, pero en ese entonces se consideraba un artefacto de entretenimiento, debido al desconocimiento de su funcionamiento y aplicación en la sociedad, no fue hasta 1768 que James Watt diseñó y fabricó el primer modelo aplicable de la conocida máquina de vapor, como un motor de combustión externa durante la revolución industrial, que permitió el transporte masivo de mercancía pesada y dando inicio a una nueva era para la humanidad.

El consumo de energía a nivel global durante los dos últimos siglos ha ido en crecimiento exponencial, sobre todo la demanda de energía eléctrica, debido a que es la fuente más explotada del planeta debido a su alcance, compatibilidad y costo accesible, pero a pesar del desarrollo humano y tecnológico que se han obtenido, existe el efecto rebote de la contaminación ambiental, la emisión de gases de efecto invernadero supone un grave problema para futuras generaciones.

El primer indicio de contaminación ambiental se dio en el año 1540, durante la colonización española, 240 años antes de la revolución industrial, en la cordillera de los Andes, Perú. Todo esto debido a la sobreexplotación minera de plata y producción de bronce en las montañas de Potosí-Bolivia, los vientos trasladaron nubes de polvo de plomo que se depositaron sobre el glaciar Quelccaya.

Corría el 29 de diciembre de 1959 en el auditorio de Caltech de la Universidad tecnológica de California, el físico teórico Richard Feynman citaba una de sus frases más célebres “Hay mucho sitio en el fondo” haciendo referencia a una propuesta innovadora y visionaria acerca de la posibilidad de reordenar átomos y moléculas para crear nuevos compuestos, productos y materiales, siendo este el primer indicio del nacimiento de una nueva rama de la ciencia conocida como “nanotecnología”.

Richard Feynman alegaba que no existía un límite, ni ley física que impidiera el estudio y manipulación de átomos arbitrariamente para formar estructuras artificiales mediante procesos de miniaturización, pero no fue hasta 1981 que el físico alemán Gerd Binnig diseñó y puso en marcha el microscopio de efecto túnel (STM) lo que le otorgó el premio nobel de física en 1986, y que abrió el camino hacia un nuevo campo de la ciencia e ingeniería.

A partir de la creación del STM se han podido manipular materiales tanto sólidos como fluidos, dando así al nacimiento de uno de los términos utilizados para el presente estudio conocido como “nanofluido”, pero que en la década de 1990 que se obtuvieron los primeros resultados favorables en el ámbito de la transferencia de calor y conversión de la energía.

Existen varios estudios previos acerca del uso de nanofluidos dentro de intercambiadores de calor con la finalidad de incrementar su eficiencia y observar los cambios de las propiedades termofísicas del fluido de trabajo, con los resultados que se han obtenido hasta la actualidad, en un futuro cercano se pronostica la creación de nuevas tecnologías como dispositivos térmicos alternativos de alta eficiencia y mayor sustentabilidad ambiental.

Definición del problema

Las bajas eficiencias térmicas de los dispositivos térmicos alternativos han supuesto un serio inconveniente para la generación de trabajo mecánico, estas oscilan entre un 30% a 60%, lo que implica que alrededor del 40% del proceso de conversión de la energía se desechan hacia el medio ambiente como forma de calor. (Cengel & Boles, Termodinámica, 2012)

Una de las alternativas que se ha planteado es la recirculación del calor residual después de la conversión de la energía, pero esto implica altos costos de producción, y no necesariamente se logra aprovechar el 100%, todo esto debido a que los ciclos termodinámicos deben ser repetitivos, y siempre deben contener un proceso de rechazo de calor que se transfiere desde un foco de alta temperatura a otro de baja temperatura, pero jamás en sentido contrario.

Debido a esta problemática, una de las propuestas más llamativas en los intercambiadores de calor es: el incremento del área de transferencia de calor a través de aletas y la generación de turbulencias en el fluido de trabajo mediante bafles y turbuladores que facilitan el incremento de la eficiencia térmica.

Las configuraciones geométricas como: paso longitudinal, transversal, diámetro de los tubos, paso de aletas, y materiales en los intercambiadores de calor también influyen en el rendimiento térmico, pero todo esto está limitado a las dimensiones y características del diseño incluido su costo de manufactura, por lo que una solución viable para mejorar la transferencia de calor a bajo costo es la alteración de las propiedades termofísicas del fluido de trabajo empleando nanofluidos de diferentes compuestos.

Objetivos

Objetivo General

Modelar, simular numéricamente y optimizar un intercambiador de calor aire-agua de flujo cruzado con nanofluidos.

Objetivos Específicos

- Desarrollar el modelo matemático del comportamiento térmico y fluido dinámico de un intercambiador de calor aire-agua
- Simular en CFD el funcionamiento de un intercambiador de calor agua aire con flujo cruzado utilizando ANSYS Workbench y SolidWorks como software de apoyo.
- Determinar las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo, rendimiento térmico y efectos producidos en el intercambiador de calor agua-aire de flujo cruzado con nanopartículas mediante CFD utilizando ANSYS Workbench como software de apoyo
- Comparar los resultados numéricos con experimentos que se encuentran en la literatura

Justificación

Los intercambiadores de calor en líneas generales juegan un papel importante para grandes sectores industriales del Ecuador cómo: alimentos, farmacéutica, química, petrolera, etc.

Por lo que es esencial dar a conocer a estos sectores productivos y a la sociedad en general nuevas alternativas a bajo costo sin la necesidad de realizar cambios de las características intrínsecas del intercambiador de calor.

Una de estas alternativas es el uso de diferentes nanopartículas en el fluido de trabajo que permitan mejorar la transferencia de calor para disminuir costos de funcionamiento y optimizar la conversión de la energía.

También se pretende estudiar el efecto de la configuración geométrica de los intercambiadores de calor para que permitan obtener un funcionamiento óptimo y así ayudar a los futuros diseñadores con una fuente bibliográfica confiable, dado que en el país no existen las suficientes investigaciones en el campo de la transferencia de calor.

Es imprescindible impulsar la aplicación de esta nueva nanotecnología en el sector industrial ecuatoriano para mejorar sistemas de producción, incrementar utilidades empresariales, reducir gastos, optimizar la conversión de la energía en trabajo mecánico y disminuir el impacto ambiental.

Alcance

El presente proyecto de investigación pretende realizar un modelado y simulación numérica de un intercambiador de calor aire-agua de flujo cruzado utilizando nanofluidos mediante el software de mecánica de fluidos computacional Ansys Fluent 18.1 y SolidWorks 2020.

Se procederá a realizar ensayos dinámicos mediante CFD del dominio de los fluidos y nanofluidos a diferentes condiciones de borde y distintas geometrías de un intercambiador de calor con la finalidad de estudiar el desempeño y transferencia de calor de las nanopartículas a través del método NTU/NUT

Se tiene previsto replicar un modelo de un intercambiador de calor de flujo cruzado de diferentes bibliografías y comparar resultados mediante gráficas de contorno, flujo, cuadros comparativos, y observar los efectos producidos por las nanopartículas a diferentes flujos máxicos y velocidades tanto para el aire como para el fluido de trabajo en estado transitorio hasta alcanzar el estado estable.

Se recopilarán datos de las simulaciones ejecutadas en Ansys Fluent 18.1 que permitan elaborar gráficas con las variables termofísicas de los nanofluidos cómo: Coeficiente de transferencia de calor, tasa de transferencia de calor, número de Nusselt, número de Prandlt, número de Reynolds, etc.

Capítulo II

Marco teórico

Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de calor está definida cómo la energía térmica en tránsito que se puede transmitir desde un sistema a otro por acción de la temperatura. (Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011).

La transferencia de calor se produce desde un foco caliente hacia el foco frío y se interrumpe cuando los dos sistemas alcanzan el equilibrio térmico.

El calor puede transmitirse de 3 formas diferentes cómo son: Conducción, radiación y convección.

Conducción de calor en estado estacionario

La conducción de calor es la transferencia de energía desde las partículas más energéticas de una sustancia hacia las menos energéticas, se puede dar en distintos medios cómo: líquidos, sólidos o gaseosos. (Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011)

La razón de transferencia de calor a través de un medio depende de las propiedades del material, geometrías y gradiente de temperatura a la que esté sometido un material.

$$\text{Razón de conducción de calor} \propto \frac{\text{Área}}{\text{Espesor}} * \text{Gradiente de temperatura}$$

Por lo que se deduce que la razón de conducción de calor es directamente proporcional al producto entre la conductividad térmica del material, el área perpendicular a la dirección del flujo de calor y el gradiente de temperatura sobre su espesor.

La conductividad térmica es la capacidad intrínseca que tiene un sólido o fluido para conducir calor, está definida como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario de material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura.

Mediante la ley de Fourier se tiene la siguiente expresión de conducción unidimensional

$$\dot{Q}_{cond} = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Por lo tanto, para definir la conducción unidimensional en estado estacionario sobre paredes planas de espesor t se tiene la siguiente expresión:

$$\int_{x=0}^{x=t} \dot{Q}_{cond} dx = - \int_{T=T_1}^{T=T_2} kA_c dT \quad (2)$$

Por lo que al resolver las integrales con sus respectivas condiciones de borde se obtiene:

$$\dot{Q}_{cond} = kA_c \frac{T_1 - T_2}{t} \quad (3)$$

En el caso de la conducción unidimensional de calor para paredes cilíndricas se utiliza un elemento diferencial radial dr por lo que la ley de Fourier se mantiene de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dr} \quad (4)$$

En paredes cilíndricas, el área conductiva está dada por el producto del perímetro de la circunferencia y la longitud L del tubo teniendo así la siguiente expresión:

$$A = 2\pi rL \quad (5)$$

Reemplazando el valor del área conductiva en la ley de Fourier de la ecuación (4) se tiene:

$$\frac{\dot{Q}_{cond}}{2\pi rL} dr = -kdT \quad (6)$$

Por lo que integrando esta expresión con las siguientes condiciones de frontera se obtiene la conducción unidimensional de calor de una pared cilíndrica:

$$\int_{r=r_1}^{r=r_2} \frac{\dot{Q}_{cond}}{2\pi rL} dr = - \int_{T=T_1}^{T=T_2} kdT \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (8)$$

Convección

Es un mecanismo de transferencia de calor mediante el cual un fluido en movimiento transmite energía a una superficie sólida y engloba los efectos combinados de la conducción. (Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011)

Mientras mayor sea el movimiento y turbulencia que tenga el fluido, la transferencia de calor se incrementa, la ausencia del movimiento masivo del fluido causa que las fuerzas de empuje induzcan un cambio de temperatura y densidad, por lo que toma el nombre de “Convección natural o libre”

Si un fluido es sometido a medios externos cómo un ventilador, bomba, etc., que produzcan un incremento en su movimiento y turbulencia se lo conoce como: “Convección forzada”.

Dentro de la convección forzada se tiene 2 subdivisiones que están en función del tipo de flujo al que esté sometido el fluido, por lo que se tiene “convección interna forzada y convección externa forzada”

La velocidad de transferencia de energía en forma de calor por convección es directamente proporcional a la diferencia entre la temperatura superficial y la del fluido, cómo se muestra según la ley de enfriamiento de Newton, dónde se establece que es igual al producto entre el área convectiva, el coeficiente de transferencia de calor por convección y la diferencia de temperaturas entre la superficie del cuerpo y el medio

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (9)$$

El coeficiente de transferencia de calor está definido por Cengel cómo la razón de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial y unidad de diferencia de temperatura. (Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011)

Este coeficiente no es una propiedad innata del fluido, ni una característica intrínseca, éste depende de muchas variables cómo: configuración geométrica, velocidad del fluido, turbulencia, naturaleza del movimiento, etc. Es por ese motivo que es considerado un parámetro experimental.

Conducción de calor en estado transitorio

Cuando la temperatura de un sólido en cualquier punto se mantiene constante en función del tiempo se dice que se ha alcanzado el estado estable o estacionario, pero antes de llegar a este punto, la temperatura se mantiene variable en función del tiempo, a este estado se le conoce como “transitorio”.

Para este tipo de transferencia de calor se emplea el análisis de sistemas concentrados que implica un cuerpo de masa m , volumen V , área superficial A_s , densidad ρ y calor específico C_p , a una temperatura inicial T_i en un instante de tiempo $t=0$, sometido a un medio de temperatura T_∞ y un coeficiente de transferencia de calor por convección h .

Se tomará en cuenta que el análisis de sistemas concentrados puede ser aplicable cuando la temperatura del cuerpo se mantenga uniforme y sólo varíe como una función del tiempo $T=f(t)$. Este fenómeno ocurre en un instante infinitesimal de tiempo dt el cual se analiza la variación de temperatura en un intervalo diferencial dT por lo que mediante un balance de energía se tiene:

Transferencia de calor hacia el cuerpo = Incremento de energía del cuerpo

Por lo que la transferencia de energía hacia el cuerpo sólido es igual al incremento de energía de este en un infinitesimal de tiempo.

$$hA_s(T_\infty - T) dt = mC_p dT \quad (10)$$

La masa en términos de su densidad es igual a: $m = \rho V$ y el diferencial de temperatura es equivalente a: $dT = d(T - T_\infty)$ donde T_∞ permanece constante en el transcurso de la transferencia de calor, al integrar en ambos lados desde $t = 0$ hasta un instante t , la temperatura inicial va desde $T = T_i$ hasta la temperatura en función del tiempo $T = T(t)$ donde se obtiene el siguiente resultado:

$$\int_{t=0}^{t=t} \frac{hA_s}{\rho V C_p} dt = \int_{T=T_i}^{T=T(t)} \frac{d(T - T_\infty)}{T - T_\infty} \quad (11)$$

$$\ln \left[\frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} \right] = - \frac{hA_s}{\rho V C_p} t \quad (12)$$

En notación exponencial se puede expresar de la siguiente manera:

$$\frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = e^{-bt} \quad (13)$$

Dónde:

$$b = \frac{h * A_s}{\rho * V * C_p} \quad (14)$$

En la ecuación (13) se acomodó el exponencial con el recíproco de la constante de tiempo mostrada en la ecuación (14) para obtener la temperatura como una función del tiempo, $T(t)$ se aproxima a la temperatura del medio T_∞ cuando el tiempo es elevado.

Tomando como analogía la ley de enfriamiento de Newton de la ecuación (9) se procede a corregir la tasa de transferencia de calor entre un cuerpo y su medio con la siguiente expresión en estado transitorio.

$$\dot{Q}(t) = hA_s [T(t) - T_\infty] \quad (15)$$

La cantidad máxima de transferencia de calor se da cuando el cuerpo alcanza la temperatura del medio teniendo así la siguiente relación:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m} C_p (T_\infty - T_i) \quad (16)$$

Tomando en cuenta la ecuación (16) se puede determinar la cantidad total de transferencia de calor entre el cuerpo y el medio en estado transitorio como se muestra a continuación:

$$\dot{Q}(t) = \dot{m} C_p [T(t) - T_i] \quad (17)$$

Red de resistencias térmicas

Una resistencia térmica es aquella que se opone al flujo de energía o transferencia de calor, tomando como analogía la ecuación de la intensidad de corriente en un diferencial de voltaje como se muestra a continuación:

$$I = \frac{V_1 - V_2}{R_e} \quad (18)$$

Por lo tanto, para cualquier mecanismo de transferencia de calor el flujo puede expresarse de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{cond/conv} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cond/conv}} \quad (19)$$

Normalmente los cuerpos están sometidos a múltiples mecanismos de transferencia de calor a la vez por lo que mediante balances de energía se determina la naturaleza del flujo de calor si es: conducción, convección o radiación, pero para el cálculo de la red de resistencias térmicas se utiliza la misma teoría de los circuitos eléctricos en serie y paralelo según la configuración geométrica.

Así mismo, se tiene para una red de resistencias térmicas la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = \frac{T_o - T_f}{R_{total}} \quad (20)$$

Dónde T_o , T_f son las temperaturas al inicio y final en dirección del flujo de calor

La resistencia térmica total para circuitos en serie es igual a:

$$R_{total} = \sum_{i=0}^n R_i \quad (21)$$

Para resistencias térmicas en paralelo se tiene:

$$\frac{1}{R_{total}} = \sum_{i=0}^n \frac{1}{R_i} \quad (22)$$

Ecuaciones globales de transferencia de calor

Ecuación de continuidad o conservación de masa

La ley de la conservación de la masa indica que la materia no se crea ni destruye, puede transformarse, por lo que para el análisis de volúmenes de control debe considerarse la totalidad de la masa inicial.

En estado estacionario, la cantidad de materia de un volumen de control no tiene variaciones, es decir, se mantiene constante, por lo que puede expresarse de la siguiente manera:

$$\text{Flujo másico de entrada} = \text{Flujo másico de salida}$$

Se tiene entendido que el flujo másico de entrada es el producto entre la densidad del fluido ρ , el área transversal A_c y la velocidad V en términos diferenciales puede expresarse en las direcciones x , y , cómo:

$$\rho u(dy * 1) + \rho v(dx * 1) \quad (23)$$

El flujo másico de salida en términos diferenciales para las direcciones en x , y se denota cómo:

$$\rho \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \right) (dy * 1) + \rho \left(v + \frac{\partial v}{\partial y} dy \right) (dx * 1) \quad (24)$$

Al sustituir los valores se tiene la siguiente igualdad:

$$\rho u(dy * 1) + \rho u(dx * 1) = \rho \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \right) (dy * 1) + \rho \left(v + \frac{\partial v}{\partial y} dy \right) (dx * 1) \quad (25)$$

Al operar la ecuación (25) y dividir $dx*dy*1$ se obtiene la ecuación de continuidad o balance de masa para un flujo bidimensional estacionario con densidad constante

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (26)$$

Ecuación de la conservación de la energía

Mediante un balance de energía en estado estacionario se considera que no existe variación de energía en un volumen de control por lo que la energía de entrada es equivalente a la energía de salida.

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = 0 \quad (27)$$

Se consideran varios medios de transferencia de energía cómo: transferencia de masa, calor y trabajo teniendo así la ecuación de balance general:

$$(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{calor} + (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{trabajo} + (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{masa} = 0 \quad (28)$$

La energía total de un fluido está dada por la sumatoria de la entalpía h y las energías cinética y potencial, estas energías suelen considerarse despreciables debido a que tienen poca significancia en comparación con la entalpía, por lo tanto, se consideran las propiedades del fluido constantes, la energía total es igual a la entalpía o al producto entre el calor específico a presión constante C_p y la temperatura T

$$e_{fluido} = h = C_p T \quad (29)$$

Esto implica que el balance de energía por transferencia de masa en dirección x es igual a:

$$(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{masa,x} = - \frac{\partial(\dot{m} * e_{fluido})_x}{\partial x} dx \quad (30)$$

Tomando en cuenta los términos diferenciales de la ecuación (23) se obtiene:

$$(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{masa,x} = - \frac{\partial[\rho u(dy * 1)C_p T]_x}{\partial x} dx \quad (31)$$

Resolviendo la ecuación (31) se tiene la ecuación diferencial del balance de energía por transferencia de masa en dirección x

$$(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{masa,x} = -\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + T \frac{\partial u}{\partial x} \right) dx dy \quad (32)$$

Para obtener el balance de energía por transferencia de masa en dirección y, se repite el proceso anterior y se obtiene la siguiente ecuación

$$(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{masa,y} = -\rho C_p \left(v \frac{\partial T}{\partial y} + T \frac{\partial v}{\partial y} \right) dx dy \quad (33)$$

Para el balance general de energía por transferencia de masa se suman las ecuaciones (32) y (33) obteniendo el siguiente resultado:

$$(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{masa} = -\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) dx dy \quad (34)$$

Para el balance de energía por transferencia de calor se considera la ecuación de la continuidad detallada en (26), esta se expresa de la siguiente manera en la dirección x:

$$(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{calor,x} = -\frac{\partial \dot{Q}_x}{\partial x} dx \quad (35)$$

Volviendo a tomar en cuenta los términos diferenciales de la ecuación (23) se obtiene el siguiente resultado:

$$(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{calor,x} = -\frac{\partial}{\partial x} \left(-k(dy * 1) \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (36)$$

Resolviendo la ecuación (36) obtenemos el balance de energía por transferencia de calor en dirección x:

$$(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{calor,x} = k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx dy \quad (37)$$

Al repetir el mismo proceso que el balance de energía por transferencia de masa, se procede a obtener el balance de energía por transferencia de calor en la dirección y, sumando con la ecuación (37) se llega al siguiente resultado:

$$(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out})_{calor} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) dx dy \quad (38)$$

Para el balance de energía por transferencia de trabajo se considera despreciable debido a que los esfuerzos cortantes producidos por los efectos viscosos son insignificantes para aplicaciones de mecánica de fluidos con velocidades bajas o moderadas.

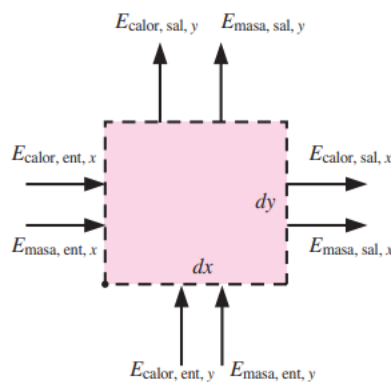
Entonces reemplazando los balances de energía por diferentes medios detallados en las ecuaciones (34) y (38) en la ecuación (28) se obtiene la ecuación de la energía para un flujo bidimensional estacionario:

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (39)$$

La ecuación (39) expresa que la energía neta transferida por convección provocada por el fluido hacia afuera del volumen de control es igual a la energía neta transferida hacia el volumen de control por conducción de calor (Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011)

Figura 1

Volumen de control en la capa límite térmica de un fluido bidimensional estacionario



Nota: Recuperado de (Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011)

Ecuación de Navier-Stokes

La ecuación de Navier Stokes representa una serie de formulaciones matemáticas con derivadas parciales no lineales que engloba el movimiento de un fluido viscoso.

La ecuación de Cauchy y de la continuidad no eran lo suficiente para poder obtener soluciones debido a la presencia de esfuerzos viscosos en los fluidos, por lo que la ecuación de Navier-Stokes mediante ecuaciones constitutivas permiten reescribir los tensores de esfuerzos como función de un campo de velocidad y presión

Por lo tanto, se tiene la siguiente matriz de los esfuerzos cortantes viscosos de un fluido en movimiento

$$\sigma_{ij} = \sigma_0 + \tau_{ij} \quad (40)$$

$$\sigma_{ij} = \sigma_0 + 2\mu\varepsilon_{ij} \quad (41)$$

Dónde ε_{ij} es el tensor de razón de deformación, σ_0 es el tensor de esfuerzo de un fluido en reposo, que es equivalente a la presión hidrostática P , μ es la viscosidad dinámica del fluido y τ_{ij} es el tensor de esfuerzo viscoso de un fluido newtoniano incompresible con propiedades constantes (Cengel & Cimbala, Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones, 2006)

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (42)$$

Considerando una analogía de la ecuación de la continuidad mostrada en (26) para un flujo tridimensional estacionario se tiene:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (43)$$

Reemplazando las ecuaciones (42) y (43) en la ecuación de conservación de cantidad de movimiento lineal de Cauchy, se obtiene la ecuación de Navier-Stokes como función del operador laplaciano en sus componentes x, y, z como se muestran a continuación:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \nabla^2 u \quad (44)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \nabla^2 v \quad (45)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \nabla^2 w \quad (46)$$

Si se procede a combinar las ecuaciones (44), (45) y (46) en una ecuación vectorial para flujo incompresible con viscosidad constante μ se obtiene:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (47)$$

Expandiendo la ecuación de Navier-Stokes mostrada en (47) en coordenadas cartesianas para sus componentes x, y, z respectivamente se tiene:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (48)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (49)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (50)$$

Dónde el operador laplaciano de segundo orden es:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (51)$$

Números adimensionales para transferencia de calor

Número de Reynolds

Es un número adimensional que representa la razón entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas de un fluido para determinar la transición desde el flujo laminar a turbulento, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas inerciales}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VD_h}{\nu} = \frac{\rho VD_h}{\mu} \quad (52)$$

Cómo se observa en la ecuación (52) el número de Reynolds es la razón entre el producto de la velocidad V por su diámetro hidráulico D_h sobre la viscosidad cinemática del fluido $\nu = \mu/\rho$ dónde μ es la viscosidad dinámica del fluido y ρ su densidad.

El diámetro hidráulico está dado por la razón entre el cuádruplo del área transversal sobre el perímetro de la geometría

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (53)$$

En el caso de tuberías circulares el diámetro hidráulico es equivalente al diámetro D por dónde circula el fluido.

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (54)$$

Para caracterizar el flujo interno que tiene un fluido dentro de una tubería se utilizan valores aproximados de Reynolds entre 2300 y 4000 como se muestra a continuación:

$$Re \leq 2300 \rightarrow \text{Flujo laminar} \quad (55)$$

$$2300 \leq Re \leq 4000 \rightarrow \text{Flujo transicional} \quad (56)$$

$$Re \geq 4000 \rightarrow \text{Flujo turbulento} \quad (57)$$

Número de Nusselt

El número de Nusselt es la relación entre las transferencias de calor por convección y conducción.

Se considera una variación de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$ y las tasas de transferencia de calor por conducción y convección están dadas por las siguientes ecuaciones

$$\dot{Q}_{conv} = h\Delta T \quad (58)$$

$$\dot{Q}_{cond} = k \frac{\Delta T}{L_c} \quad (59)$$

Al dividir la ecuación (58) y (59) se tiene el número adimensional de Nusselt, donde k es la conductividad térmica, h el coeficiente de transferencia de calor por convección y L_c la longitud característica.

$$Nu = \frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{hL_c}{k} \quad (60)$$

Número de Prandtl

El número adimensional de Prandtl es una razón entre la velocidad de difusión viscosa con la velocidad de difusión térmica, que representa la tasa de disipación de calor del material para diferentes capas de flujo.

El número de Prandtl es la razón entre la viscosidad cinemática del fluido ν sobre la difusividad térmica α . Teniendo en cuenta las equivalencias de la viscosidad cinemática y difusividad térmica se puede obtener otra expresión mostrada en la ecuación (61)

$$Pr = \frac{\text{Difusividad de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad de calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (61)$$

Número de Biot

El número de Biot al igual que el número de Nusselt relaciona las transferencias de calor por conducción y convección o también la resistencia a la conducción sobre la resistencia a la convección en estado transitorio para la aplicabilidad de sistemas concentrados.

La longitud característica está definida como la razón entre el volumen y el área superficial

$$L_c = \frac{V}{A_s} \quad (62)$$

Por lo tanto, se emplean los mismos criterios en el caso de la transferencia de calor de las ecuaciones (58),(59) y (60) teniendo así el siguiente resultado

$$Bi = \frac{\text{Convección en la superficie}}{\text{Conducción dentro del cuerpo}} = \frac{h}{k/L_c} \quad (63)$$

O también en función de las resistencias térmicas

$$Bi = \frac{\text{Resistencia a la conducción dentro del cuerpo}}{\text{Resistencia a la convección en la superficie}} = \frac{L_c/k}{1/h} \quad (64)$$

En términos generales el número de Biot es la razón entre el producto del coeficiente de transferencia de calor por convección h por la longitud característica L_c sobre la conductividad térmica k . Este análisis es aplicable cuando:

$$Bi \leq 0.1$$

Número de Graetz

El número adimensional de Graetz está implicado dentro del desarrollo del flujo laminar en una tubería o región de entrada.

En el análisis de transferencia de calor el número de Graetz es válido para el flujo hidrodinámico y térmicamente desarrollado en un tubo circular. (Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011)

Este número representa la razón entre el almacenamiento de energía de un fluido sobre su conducción de calor

$$Gz = \frac{\text{Almacenamiento de calor}}{\text{Conducción de calor}}$$

El número de Graetz está dado por la razón entre el diámetro interno Di y la longitud de la tubería L por el producto de los números adimensionales de Reynolds Re , Prandtl Pr .

$$Gz = \frac{Di}{L} Re Pr \quad (65)$$

El número de Graetz para cálculos dónde implica o se considera también la transferencia de masa se reemplaza por el Número de Schmidt que relaciona la difusividad de cantidad de movimiento y la difusividad de masa del fluido de trabajo.

Correlaciones teóricas de transferencia de calor

Convección externa forzada alrededor de cilindros

Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de película T_f la cual es el promedio de las temperaturas del fluido T_∞ y de la superficie T_s

$$T_f = \frac{T_\infty + T_s}{2} \quad (66)$$

La correlación de Churchill y Bernstein relaciona al número de Nusselt de la ecuación (60) con el número de Prandtl de la ecuación (61) y el número de Reynolds de la ecuación (54), dónde la longitud característica es el diámetro exterior D como se indica a continuación:

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad (67)$$

La correlación de Churchill y Bernstein relaciona los datos de una manera adecuada y ajustada a la realidad, dónde el producto del número de Reynolds y Prandtl debe ser mayor que 0.2 para aplicar esta correlación

$$RePr > 0.2 \quad (68)$$

Para el promedio del número de Nusselt alrededor de paredes cilíndricas está dada en la ecuación (69) dónde $n=1/3$. Los factores C y m pueden tomarse de correlaciones realizadas por Zukauskas y Jakob para una sección circular indicadas en la Tabla 1

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{k} = CRe^m Pr^n \quad (69)$$

Tabla 1

Correlaciones de Zukauskas y Jakob para convección externa forzada

Número de Reynolds Re	Número de Nusselt equivalente
0.4 - 4	$Nu = 0.989Re^{0.33}Pr^{1/3}$
4 - 40	$Nu = 0.911Re^{0.385}Pr^{1/3}$
40 - 4000	$Nu = 0.683Re^{0.466}Pr^{1/3}$
4000 - 40000	$Nu = 0.193Re^{0.618}Pr^{1/3}$
40000 - 400000	$Nu = 0.027Re^{0.805}Pr^{1/3}$

Nota: Recuperado de (Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011)

Convección interna forzada sobre un banco de tubos

Un banco de tubos es un conjunto de tubos ordenados de forma escalonada o alineada que está sometidos a convección interna y externa, comúnmente se puede encontrar este tipo de configuraciones en intercambiadores de calor, se considera que el banco de tubos está sometido a convección interna, debido a que pertenecen al interior del equipo en general.

Las filas de los bancos de tubos suelen ubicarse en dirección del flujo externo y están compuestos por un paso lateral S_L y un paso transversal S_T , en el caso de la configuración geométrica escalonada se tiene un paso diagonal S_D que puede ser calculado a partir del teorema de Pitágoras dónde:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad (70)$$

El número de Reynolds en el caso de un banco de tubos está dado por la siguiente ecuación:

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{V_{max} D}{\nu} \quad (71)$$

Dónde ρ es la densidad del fluido, V_{max} es la velocidad máxima del fluido de trabajo, D es el diámetro exterior del tubo, μ es la viscosidad dinámica del fluido y ν es la viscosidad cinemática del fluido.

La velocidad máxima se puede determinar según la configuración geométrica del banco tubos, este cumple el principio de conservación de masa para flujos incompresibles estacionarios, para tubos alineados se tiene:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (72)$$

Y para tubos escalonados se tiene:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (73)$$

Dónde V es la velocidad del fluido.

Las correlaciones de Zukauskas para el flujo cruzado en un banco de tubos que tenga 16 filas o más con números de Prandtl entre $0.7 \leq Pr \leq 500$ y el número de Reynolds entre $0 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6$ tienen la siguiente forma:

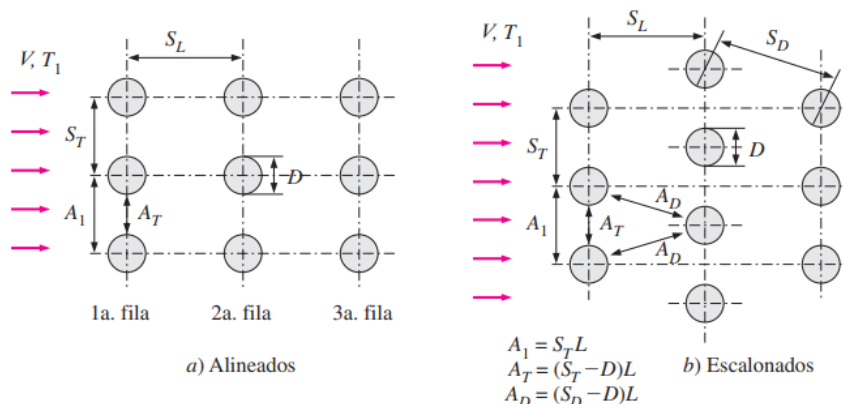
$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad (74)$$

Dónde Pr_s es el número de Prandtl evaluado a la temperatura superficial T_s el resto son evaluados a la temperatura media aritmética entre la admisión T_{in} y salida del fluido T_{out} en el banco de tubos, los coeficientes m y n están dados en la Tabla 2:

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (75)$$

Figura 2

Configuración geométrica alineada y escalonada de un banco de tubos



Nota: Recuperado de: (Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011)

Tabla 2

Correlaciones de Zukauskas para un banco de tubos con más de 16 filas

Configuración geométrica	Número de Reynolds Re_D	Número de Nusselt equivalente
Alineados	0 – 100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100 – 1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000 – 200000	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	200000 - 2000000	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0 – 500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500 – 1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000 – 200000	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	200000 - 2000000	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

Nota: Recuperado de: (Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011)

Intercambiadores de calor

Son dispositivos térmicos que permiten y facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos, uno caliente y otro frío, sin la necesidad de mezclarse entre ellos.

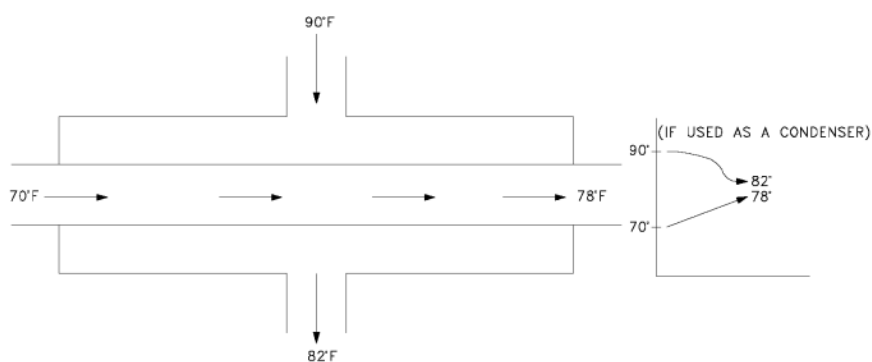
La transferencia de calor dentro de este dispositivo comprende convección por cada fluido separado por las paredes del tubo interno, comúnmente en la industria se encuentran varios tipos, pero para este estudio se investigará acerca del intercambiador de calor de flujo cruzado

Intercambiador de calor de flujo cruzado

Un intercambiador de calor de flujo cruzado es aquel que sus fluidos de trabajo son perpendiculares entre sí, es decir forman un ángulo de 90° , donde los fluidos no se mezclan y están separados por la pared de un tubo, este tipo de intercambiadores de calor se caracteriza por que uno de los fluidos presenta un cambio de fase. (O.A.Jaramillo, 2007)

Figura 3

Intercambiador de calor de flujo cruzado



Recuperado de: (O.A.Jaramillo, 2007)

Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor es el inverso de la sumatoria de las resistencias térmicas, con la finalidad de simplificar el modelo matemático de un intercambiador de calor.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{total}} = \Delta T U A_s \quad (76)$$

Método de la efectividad NTU

Este método simplifica los cálculos de intercambiadores de calor, el método LMTD es adecuado cuando se pretende dimensionar y diseñar, dado que se conocen las temperaturas de entrada y salida, en el caso de la efectividad NTU se ignoran las temperaturas de salida del intercambiador de calor, London y Kays presentaron este método en 1955 con la finalidad de reducir la cantidad de iteraciones del método LMTD y relaciona la tasa de transferencia de calor real y la máxima con el número adimensional ε

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Tasa de transferencia de calor real}}{\text{Tasa de transferencia de calor máxima}} \quad (77)$$

Empleando un balance de energía para los fluidos de trabajo frío y caliente se puede calcular la tasa de transferencia de calor real mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = C_c(T_{c_{out}} - T_{c_{in}}) = C_h(T_{h_{in}} - T_{h_{out}}) \quad (78)$$

Dónde $C_c = \dot{m}_c C p_c$ y $C_h = \dot{m}_h C p_h$ son el producto de los flujos másicos del fluido frío y caliente con sus respectivas capacidades calóricas.

La diferencia de temperaturas máxima está dada entre las temperaturas de entrada tanto del fluido frío y caliente

$$\Delta T_{max} = T_{h_{in}} - T_{c_{in}} \quad (79)$$

La transferencia de calor máxima se da cuando la temperatura del fluido frío se iguala a la de la temperatura del fluido caliente o viceversa, por lo que el fluido con la capacidad calorífica menor respecto a la otra C_{min} tendrá un incremento de calor su temperatura hasta alcanzar el equilibrio térmico, como se muestra a continuación:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{hin} - T_{cin}) \quad (80)$$

Por lo tanto, reemplazando la ecuación (80) y (78) en (77) se tiene las siguientes expresiones:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{T_{c_{out}} - T_{c_{in}}}{T_{h_{in}} - T_{c_{in}}} \rightarrow Si: C_{min} = C_c \quad (81)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{T_{h_{out}} - T_{h_{in}}}{T_{h_{in}} - T_{c_{in}}} \rightarrow Si: C_{min} = C_h \quad (82)$$

El NTU es un número adimensional conocido como: "Número de unidades de transferencia" que relaciona el producto del coeficiente global de transferencia de calor, la superficie convectiva, el flujo másico y su respectiva capacidad calorífica.

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{\dot{m}C_{p_{min}}} \quad (83)$$

Dado que el NTU es directamente proporcional a la superficie convectiva, se puede decir que mientras más grande sea, mayores dimensiones tendrá el intercambiador de calor.

Otro número adimensional conocido es la "Relación de capacidades" que es la razón entre las capacidades caloríficas máxima y mínima

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (84)$$

A continuación, se muestran las relaciones NTU y ε para para un intercambiador de calor de flujo cruzado de un solo paso

- Para los dos flujos no mezclados

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0.22}}{c} - [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1]\right\} \quad (85)$$

- Para C_{max} como flujo mezclado

$$\varepsilon = \frac{1}{c} \{1 - \exp[1 - c(1 - \exp(-NTU))]\} \quad (86)$$

- Para C_{min} como flujo mezclado

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)]\right\} \quad (87)$$

Modelos de simulación numérica

Modelo viscoso

Existen varios modelos viscosos que permiten simular los fenómenos que ocurren mediante funciones aproximadas entre las cuales sobresalen las siguientes: K-épsilon, Transition KKI Omega, Transition SST, Laminar, K-omega y Spalart-Amaras

El modelo adecuado para el presente estudio es K-Épsilon dado que tiene el alcance para simular la turbulencia dentro de los tubos de un intercambiador de calor

Modelo K-épsilon

K-épsilon es el modelo viscoso de turbulencia estándar más utilizado en la industria y simulación numérica ya que posee un régimen predictivo estable y sus aproximaciones son de alta precisión. (Ansys, 2018)

Este modelo está basado en 2 parámetros que son: k (Energía cinética turbulenta) y ε (tasa de disipación de la energía cinética turbulenta) donde dispone de 3 subdivisiones cómo:

- **Modelo estándar**

Las soluciones analíticas exactas del modelo $k-\varepsilon$ engloban una variedad de términos que no se pueden cuantificar, por lo que se utiliza el modelo estándar que reduce un gran número de incógnitas.

Para el modelo k se tiene:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (88)$$

Para el modelo ε se tiene:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon\mu_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (89)$$

Dónde μ_i representa las componentes de la velocidad, E_{ij} es la tasa de deformación μ_t es la viscosidad de remolino y los valores de sus constantes son:

$$\mu_t = \rho C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (90)$$

$$C_u = 0.09 \quad \sigma_k = 1 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92$$

- **Modelo RNG**

El modelo RNG es una ecuación modificada del modelo estándar que fue desarrollada utilizando grupos de renormalización para considerar los efectos producidos por escalas de movimiento.

Para el modelo k se tiene:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho\varepsilon \quad (91)$$

Para el modelo ε se tiene:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon\mu_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (92)$$

Dónde se tiene que:

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_o)}{1 + \beta \eta^3} \quad (93)$$

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \quad (94)$$

$$S = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2} \quad (95)$$

Y las constantes tienen los siguientes valores:

$$C_\mu = 0.0845 \quad \sigma_k = 0.7194 \quad \sigma_\varepsilon = 0.7194 \quad C_{1\varepsilon} = 1.42 \quad C_{2\varepsilon} = 1.68 \quad \eta_o = 4.38 \quad \beta = 0.012$$

- **Modelo Realizable**

El modelo $k-\varepsilon$ realizable considera las fuerzas boyantes que no se tomaron en cuenta en los modelos RNG y estándar por lo que se tiene las siguientes ecuaciones de transporte:

Para el modelo k se tiene:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (96)$$

Para el modelo ε se tiene:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon} \varepsilon C_{3\varepsilon} P_b}{k} - \frac{C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (97)$$

Dónde

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (98)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (99)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (100)$$

En estas ecuaciones P_k representa la generación de energía cinética turbulenta producida por los gradientes de velocidad y P_b es la generación de energía cinética turbulenta producida por las fuerzas boyantes, ambas calculadas de la misma forma que en el modelo estándar (Ansys, 2018)

Correlaciones para caracterizar nanofluidos

Densidad equivalente

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_s \quad (101)$$

Dónde ρ_{nf} es la densidad del compuesto, ϕ es la concentración del nanofluido, y ρ_f, ρ_s son las densidades del fluido base y la nanopartícula respectivamente

Capacidad calorífica equivalente

Esta expresión es análoga a la de la ecuación (101) y está dada por:

$$Cp_{nf} = \frac{(1 - \phi)\rho_f Cp_f + \phi \rho_s Cp_s}{(1 - \phi)\rho_f + \phi \rho_s} \quad (102)$$

Dónde Cp_{nf} es la capacidad calorífica del compuesto, ϕ es la concentración del nanofluido, y $Cp_f, Cp_s, \rho_f, \rho_s$ son las capacidades caloríficas y densidades del fluido base y las nanopartículas.

Viscosidad dinámica equivalente

La viscosidad dinámica equivalente es una función del líquido base μ_f

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}} \quad (103)$$

Conductividad térmica equivalente

$$k_{nf} = k_f * (1 + 2.72\phi + 4.97\phi^2) \quad (104)$$

La conductividad térmica es una función de la conductividad del líquido base k_f y su concentración ϕ

Capítulo III

Simulación numérica

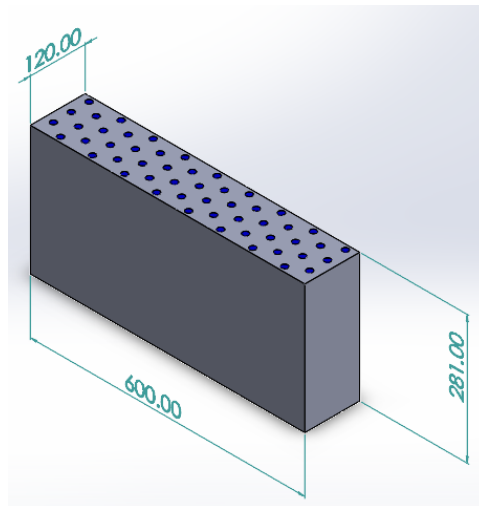
Dominio del fluido

Modelado 3D

Las dimensiones del intercambiador de calor son: 600x120x281 como se muestra a continuación:

Figura 4

Dimensiones del intercambiador de calor

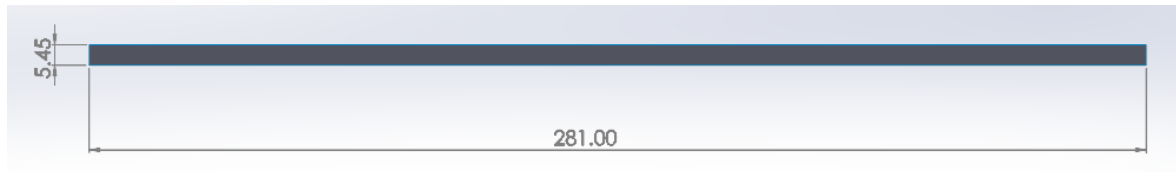


Modelado 2D

Las dimensiones del tubo interior del intercambiador de calor son de: 10.9mm de diámetro hidráulico x 281mm de largo y 0.9 mm de espesor, para disminuir los recursos computacionales, se realizará una simulación axisimétrica, con la mitad del tubo, de dimensiones 5.45mm de diámetro hidráulico y 281mm de largo.

Figura 5

Dimensiones axisimétricas de un tubo del intercambiador de calor

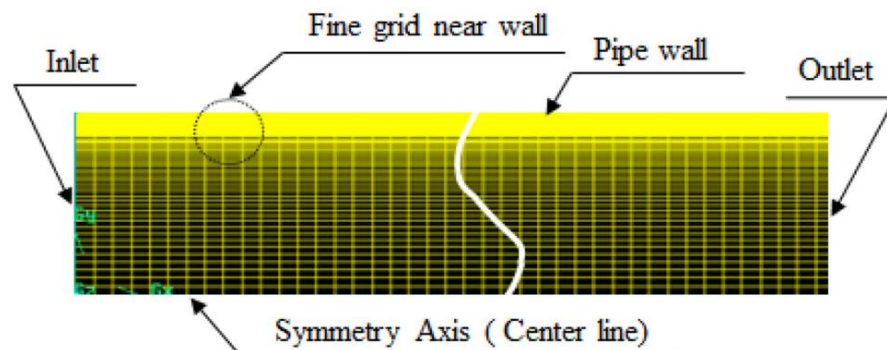


Mallado 2D

A continuación, se muestran las condiciones de borde del dominio del fluido

Figura 6

Condiciones de borde del dominio del fluido

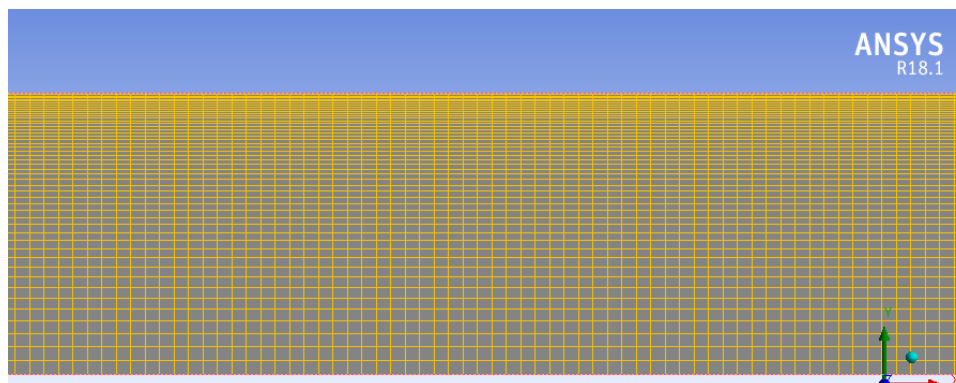


Nota: Recuperado de (Sedong, y otros, 2018)

La longitud de mallado será de 1000 divisiones, mientras que el ancho tendrá 50 divisiones con un bias factor de 10 debido a que es necesario un mallado más fino cerca a la pared del tubo obteniendo 50000 elementos finitos para el presente estudio como se muestra en el siguiente mallado:

Figura 7

Mallado del dominio del fluido



Propiedades de los materiales

Tabla 3

Propiedades de los materiales

Tipo de sustancia	Sustancia	Densidad kg/m^3	Capacidad calorífica $J/kg \text{ } ^\circ K$	Conductividad térmica $W/m \text{ } ^\circ K$	Viscosidad dinámica $Kg/m \text{ } s$
Sólido	Cobre	8978	381	387.6	-
Fluido	Aire	1.225	1006.43	0.0242	1.79E-05

Propiedades de los nanomateriales y líquido base

Tabla 4

Propiedades del líquido base H₂O

Líquido base	Agua H ₂ O
Densidad ρ_f	998 [kg/m ³]
Capacidad calorífica Cp_f	4182 [J/kg °K]
Conductividad térmica k_f	0.6 [W/m °K]
Viscosidad dinámica μ_f	0.001 [kg/m s]

Tabla 5

Propiedades de la alúmina Al₂O₃

Nanomaterial	Alúmina Al ₂ O ₃
Densidad ρ_s	3900 [kg/m ³]
Capacidad calorífica Cp_s	880 [J/kg °K]
Conductividad térmica k_s	42.34 [W/m °K]

Tabla 6

Propiedades del óxido de cobre CuO

Nanomaterial	Óxido de Cobre CuO
Densidad ρ_s	6320 [kg/m^3]
Capacidad calorífica Cp_s	531 [$J/kg \text{ }^\circ K$]
Conductividad térmica k_s	32.9 [$W/m \text{ }^\circ K$]

Tabla 7Propiedades del dióxido de titanio TiO_2

Nanomaterial	Dióxido de Titano TiO_2
Densidad ρ_s	4230 [kg/m^3]
Capacidad calorífica Cp_s	170 [$J/kg \text{ }^\circ K$]
Conductividad térmica k_s	8.4 [$W/m \text{ }^\circ K$]

Tabla 8Propiedades del dióxido de silicio SiO_2

Nanomaterial	Dióxido de Silicio SiO_2
Densidad ρ_s	2220 [kg/m^3]
Capacidad calorífica Cp_s	745 [$J/kg \text{ }^\circ K$]
Conductividad térmica k_s	1.38 [$W/m \text{ }^\circ K$]

Propiedades de los nanofluidos

Para determinar las propiedades de los nanofluidos es necesario aplicar las ecuaciones (101) (102) (103) y (104)

Concentración al 0%

Tabla 9

Propiedades de los nanofluidos al 0% de concentración

Nanofluido	Densidad ρ_{nf}	Capacidad calorífica Cp_{nf}	Conductividad térmica k_{nf}	Viscosidad dinámica μ_{nf}
Al_2O_3	998	4182	0.6	0.001
CuO	998	4182	0.6	0.001
TiO_2	998	4182	0.6	0.001
SiO_2	998	4182	0.6	0.001

Concentración al 5%

Tabla 10

Propiedades de los nanofluidos al 5% de concentración

Nanofluido	Densidad ρ_{nf}	Capacidad calorífica Cp_{nf}	Conductividad térmica k_{nf}	Viscosidad dinámica μ_{nf}
Al_2O_3	1143	3619	0.691	0.001137
CuO	1264	3269	0.689	0.001137
TiO_2	1160	3450	0.676	0.001137
SiO_2	1059	3822	0.628	0.001137

Concentración al 10%

Tabla 11

Propiedades de los nanofluidos al 10% de concentración

Nanofluido	Densidad ρ_{nf}	Capacidad calorífica Cp_{nf}	Conductividad térmica k_{nf}	Viscosidad dinámica μ_{nf}
Al_2O_3	1288	3182	0.791	0.001301
CuO	1530	2674	0.788	0.001301
TiO_2	1321	2898	0.759	0.001301
SiO_2	1120	3501	0.656	0.001301

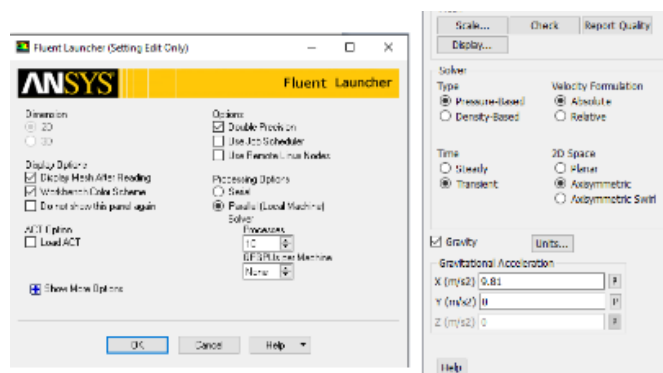
Parámetros de simulación

Configuración inicial

La presente simulación será en paralelo con 10 procesos doble precisión en estado transitorio y configuración axisimétrica, la dirección de la gravedad estará en dirección x positivo.

Figura 8

Configuración inicial en Ansys fluent

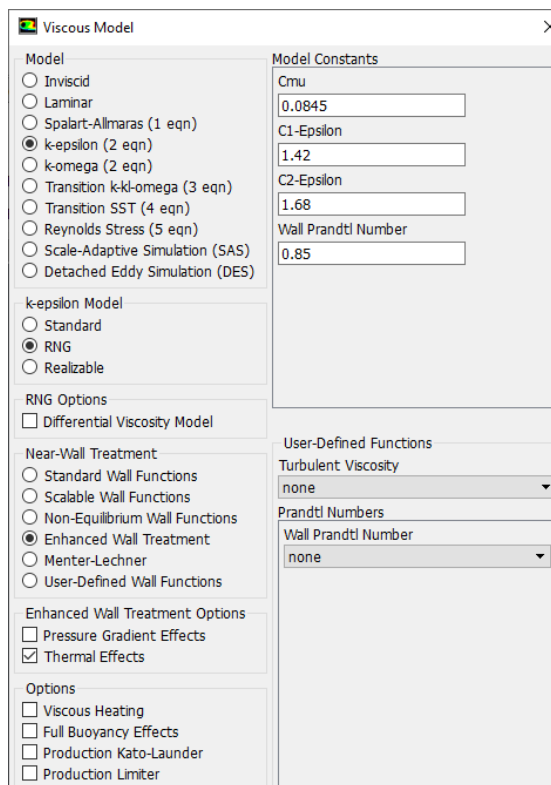


Selección del modelo viscoso

Se procede a seleccionar un modelo viscoso k-epsilon RNG, con tratamiento de pared mejorado “Enhanced wall treatment” y efectos térmicos

Figura 9

Selección del modelo viscoso



Condiciones de borde.

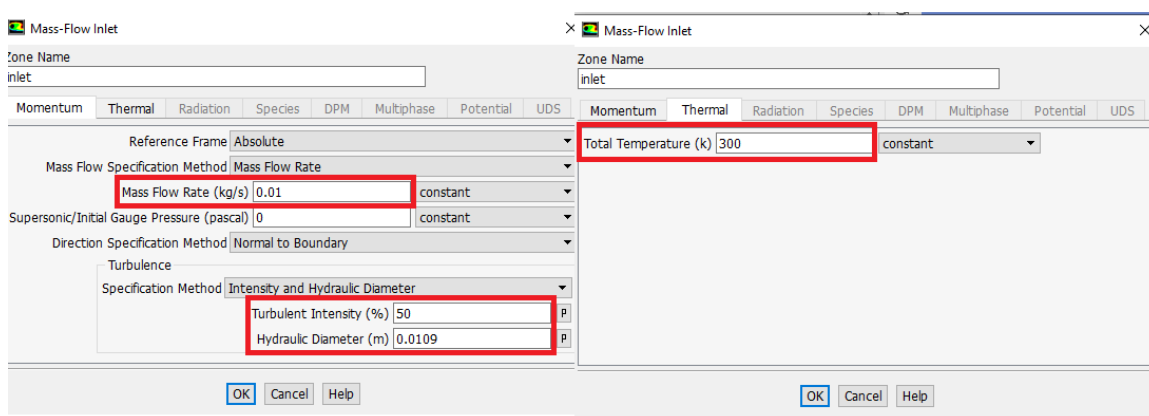
Las condiciones de borde se muestran en la Figura 6 y tienen los siguientes valores:

- **Inlet**

Será configurado como entrada de flujo másico “mass flow inlet” y tendrá valores de: 0.01; 0.013; 0.017 y 0.02 kg/s con variaciones intensidad de turbulencia de 0%, 50% y 100% con un diámetro hidráulico de 0.0109 m con una temperatura de entrada constante de 300°K

Figura 10

Variaciones de flujo másico e intensidad de turbulencia



- **Outlet**

Será configurado como presión de salida “pressure outlet” netamente para todas las iteraciones.

- **Symmetry Axis**

Será configurado como eje axisimétrico “Axis” para todas las iteraciones

- **Pipe wall**

Se pretende simular el comportamiento de los nanofluidos con un flujo de calor constante de 3 KW transferido por el aire caliente a las paredes del tubo de cobre, por lo que es necesario determinar la cantidad de calor por unidad de área a lo largo del tubo

A continuación, se procede a calcular la superficie convectiva del tubo reemplazando en la siguiente ecuación

$$A_s = \pi D_o L \quad (105)$$

Dónde D_o y L son el diámetro exterior y la longitud del tubo respectivamente

$$A_s = \pi(0.0127 \text{ m})(0.281 \text{ m}) = 0.011 \text{ m}^2$$

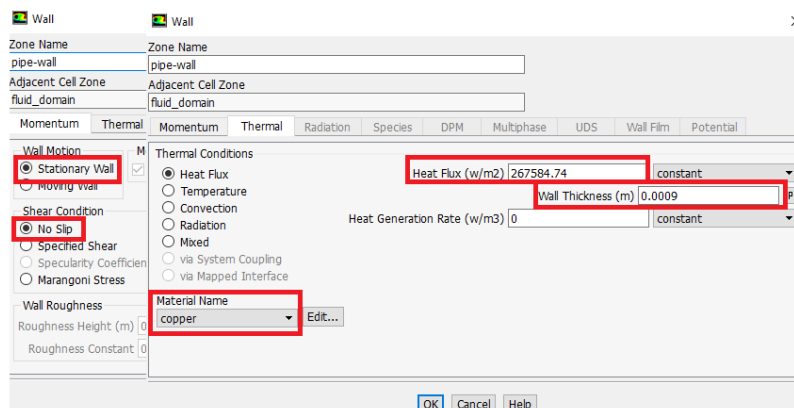
Por lo tanto, el flujo de calor por unidad de área es:

$$Q = \frac{3000 \text{ W}}{0.011 \text{ m}^2} = 267584.74 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

Por lo que se configura esta sección como pared “Wall”, estacionaria “stationary wall” sin deslizamiento “No slip” con flujo de calor constante, y espesor de 0.9 mm con material de cobre

Figura 11

Flujo de calor constante en la pared del tubo de cobre



Métodos de solución

La solución estará dada con el esquema SIMPLE con gradiente basado en celdas de mínimos cuadrados, presión, momento, y energía de segundo orden, con una tasa de disipación y energía cinética turbulenta de primer orden con criterios de convergencia absoluta igual o menor a 1E-06 e inicialización híbrida, con un tamaño de paso 0.01 s con 3000 pasos de tiempo.

Figura 12

Métodos de solución

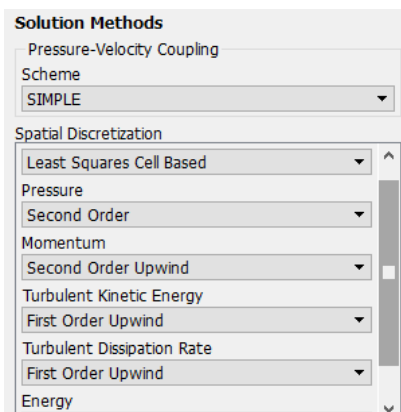
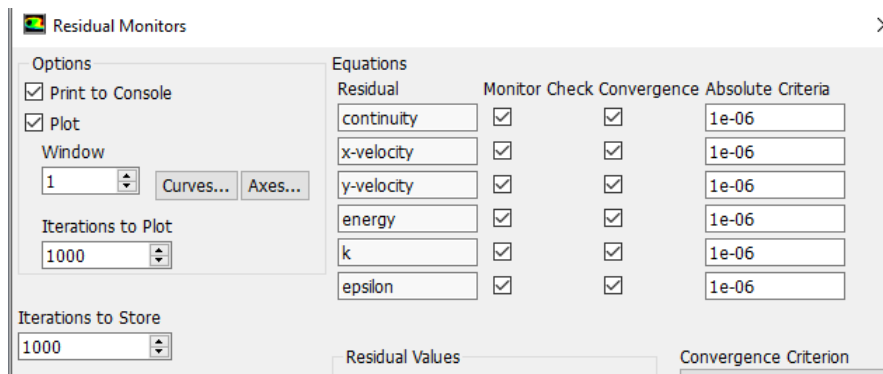


Figura 13

Residuos para criterio de convergencia



Capítulo IV

Análisis de resultados

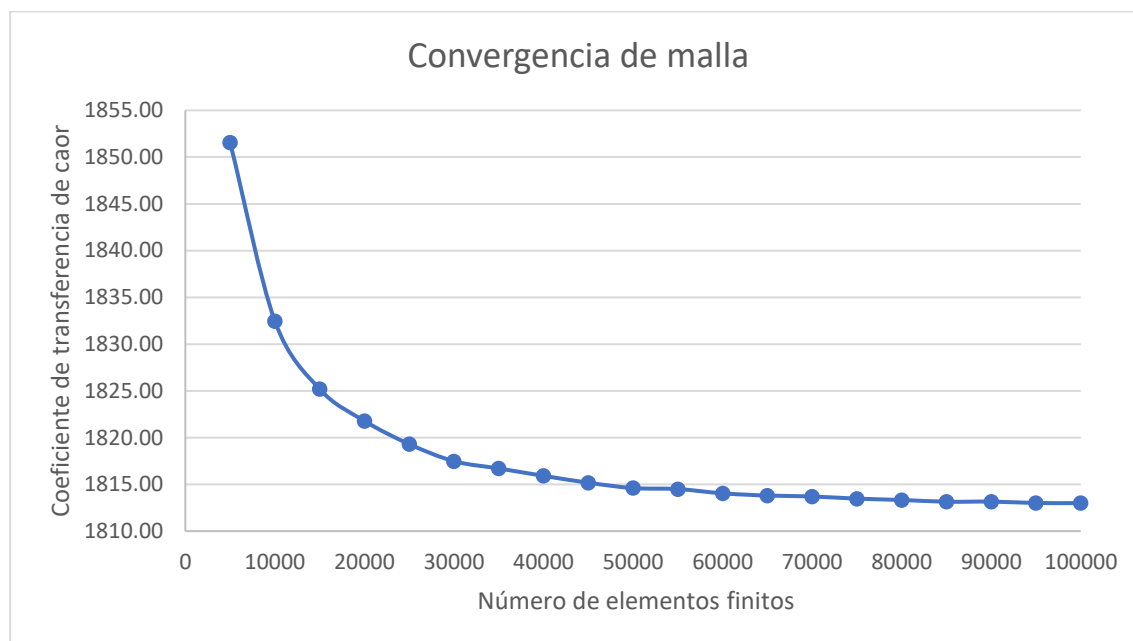
Criterio de convergencia

Para el criterio de convergencia se disminuyeron los residuos hasta $1E-06$ con la finalidad de obtener iteraciones más precisas, por lo que fue necesario establecer una muestra y un parámetro que permita observar las variaciones de los resultados en función del número de elementos finitos.

Por lo tanto, el parámetro seleccionado fue el coeficiente de transferencia de calor superficial y la muestra es el dominio del fluido con 0% de concentración y un flujo másico de 0.02 kg/s manteniendo constante la cantidad de divisiones verticales desde el eje de rotación hasta la pared del tubo en 50 elementos, y variando el número de divisiones longitudinales desde la entrada del fluido (inlet) hasta la salida (outlet), comenzando en 100 elementos hasta los 2000 elementos, obteniendo un intervalo total de números de elementos finitos entre los 5000 hasta las 100000 elementos.

La finalidad es determinar la cantidad de elementos finitos necesarios para el resto de las simulaciones optimizando los recursos computacionales con una alta precisión en sus resultados.

A continuación, en la siguiente figura se muestra la convergencia de malla.

Figura 14*Convergencia de malla*

Como puede observarse en la Figura 14 con 5000 elementos finitos se obtiene un valor referencial de $1851.55 [W/m^2 \text{ } ^\circ K]$ y con 100000 elementos se obtiene un valor de $1813 [W/m^2 \text{ } ^\circ K]$ lo que supone que en ese intervalo existe una variación de valores de $38.55 [W/m^2 \text{ } ^\circ K]$, por lo tanto la gráfica tiende a converger a partir de los 50000 elementos con un valor de $1814.6 [W/m^2 \text{ } ^\circ K]$, lo que produce una reducción considerable con el valor más exacto de apenas $1.6 [W/m^2 \text{ } ^\circ K]$, que equivale a un error porcentual de 0.088% por lo que esa cantidad de elementos finitos es adecuado para replicar el resto de simulaciones variando las condiciones de borde con una tolerancia y precisión de los valores menor al 1% .

Análisis transitorio del flujo

Con la finalidad de determinar y analizar el estado transitorio del fenómeno de estudio, mediante gráficas comparativas se pudo observar que con las condiciones de borde dadas a los nanofluidos y el líquido base en los tubos de calor, fue necesario realizar mediciones de temperatura en un solo punto ubicado a la salida del tubo.

Inicialmente se realizaron simulaciones hasta los 30s de los tubos de calor, dónde se comprobó que todos los nanofluidos con sus respectivas concentraciones llegaban a su estado estable a los 15s e inclusive a partir de los 6s en algunos casos, esto debido a la intervención de la intensidad de turbulencia, para intensidades de turbulencia al 0% el estado estable se alcanza en los intervalos de 6s a 12s, para intensidad al 50% de turbulencia a partir de los 9s, y el caso de las intensidad al 100% se alcanza el estado estable en lapsos de entre 10s a 15s.

Propiedades termofísicas del líquido base

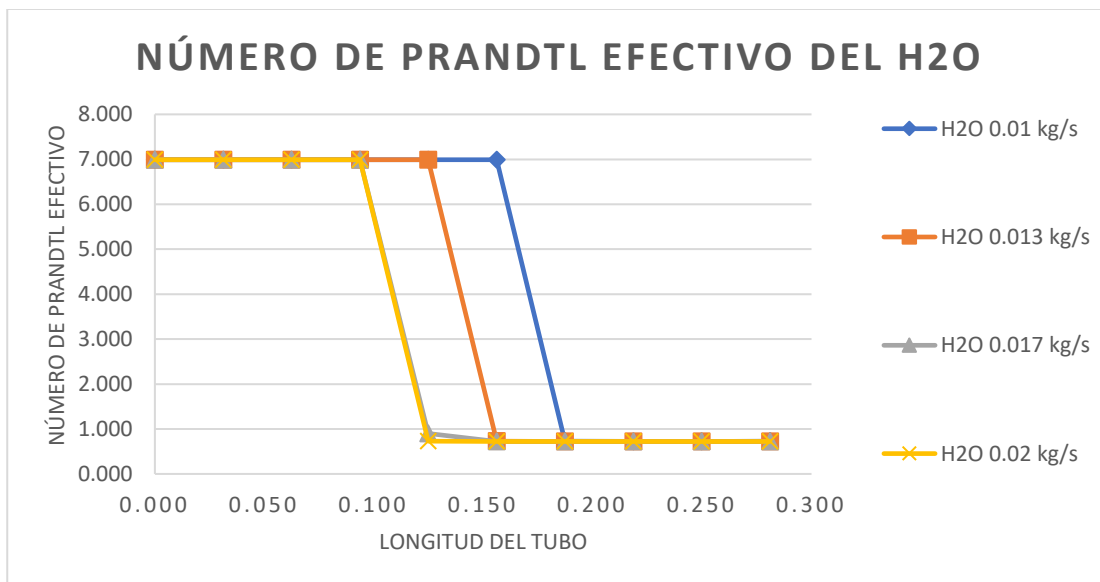
Las propiedades termofísicas del líquido base corresponden a la concentración del 0% para todos los nanofluidos con flujos máscicos de 0.01, 0.013, 0.017 y 0.02 kg/s a intensidades de turbulencia del 0%, 50% y 100% obteniendo así los siguientes resultados:

Turbulencia 0%

- **Número de Prandtl efectivo**

Figura 15

Número de Prandtl efectivo del líquido base a 0% de turbulencia

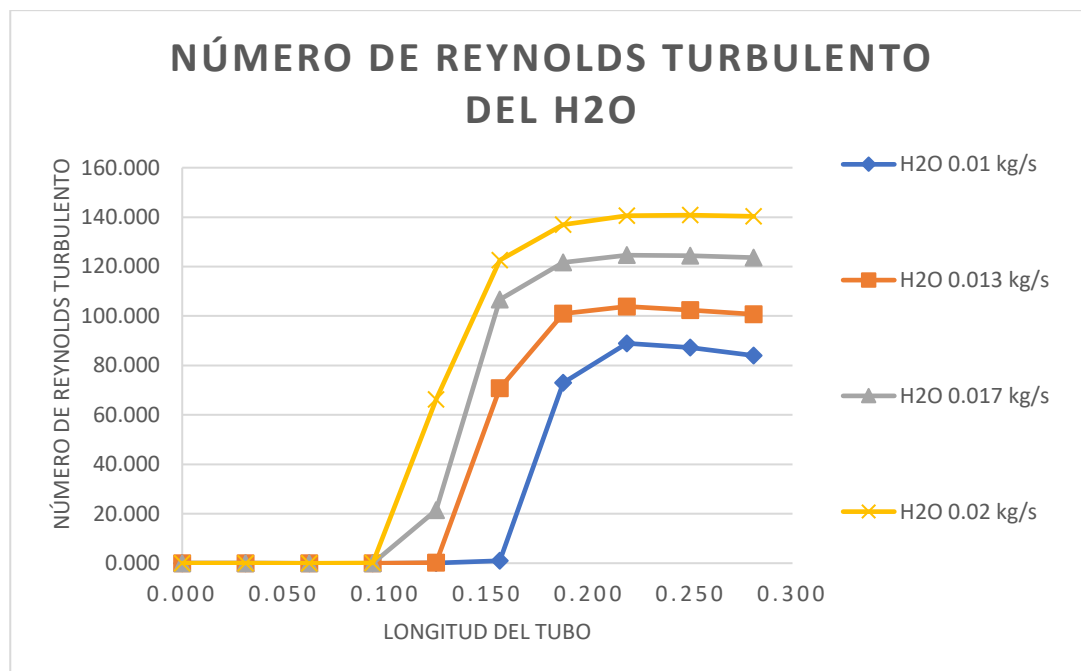


Como se observa en la Figura 15 el número de Prandtl efectivo mantiene la misma tendencia lineal para todos los flujos máscicos con desplazamientos verticales a lo largo del tubo, con una variación de entre 6.991 en la entrada del tubo y 0.72 a la salida del mismo, a excepción para los flujos de 0.017 y 0.02 kg/s que mantienen el mismo comportamiento a lo largo de toda la longitud de la tubería y alcanzan a estabilizarse y desarrollarse completamente a una distancia de 0.125m, a diferencia del flujo de 0.013 que se desarrolla a una distancia de 0.156m y el flujo de 0.01 kg/s a una de 0.187m

- **Número de Reynolds turbulento**

Figura 16

Número de Reynolds turbulento del líquido base a 0% de turbulencia

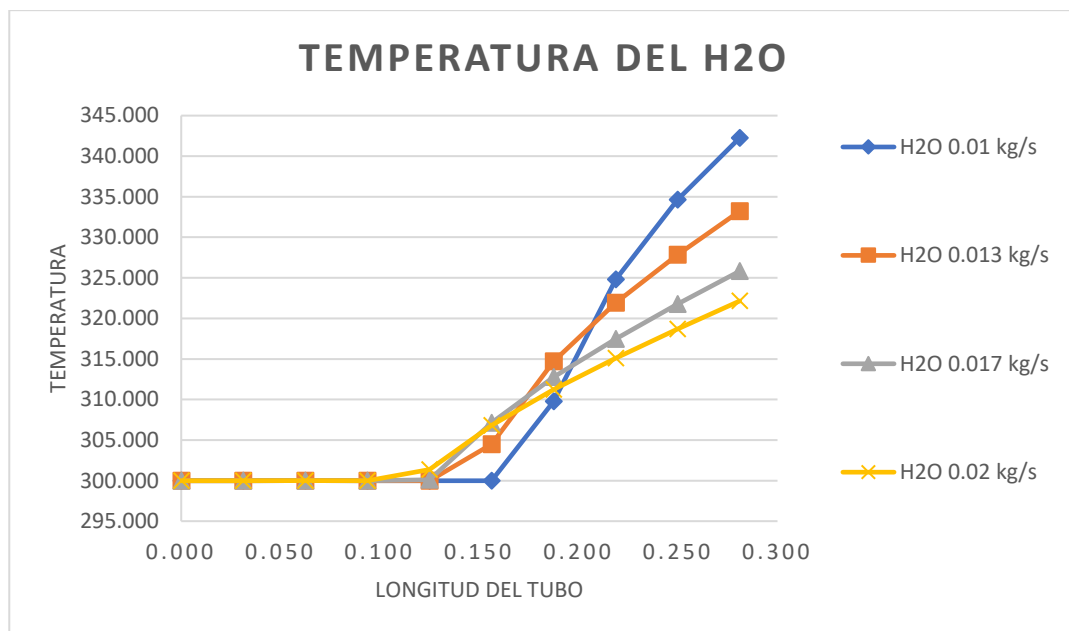


Como puede observarse en la Figura 16 el número de Reynolds para todos los flujos máxicos comienza a aumentar a partir a una distancia de 0.1 m de la longitud del tubo por influencia de la inexistente intensidad de turbulencia, produciendo que el flujo no permita desarrollarse completamente en la región de entrada, habiendo una diferencia de entre 140.297 a un flujo máxico de 0.02 kg/s y 83.983 a un flujo máxico de 0.01 kg/s a las salidas del tubo, disminuyendo hasta en un 40.14% la intensidad del flujo entre los flujos máxicos de 0.02 kg/s y 0.01 kg/s

- Temperatura

Figura 17

Temperatura del líquido base a 0% de turbulencia

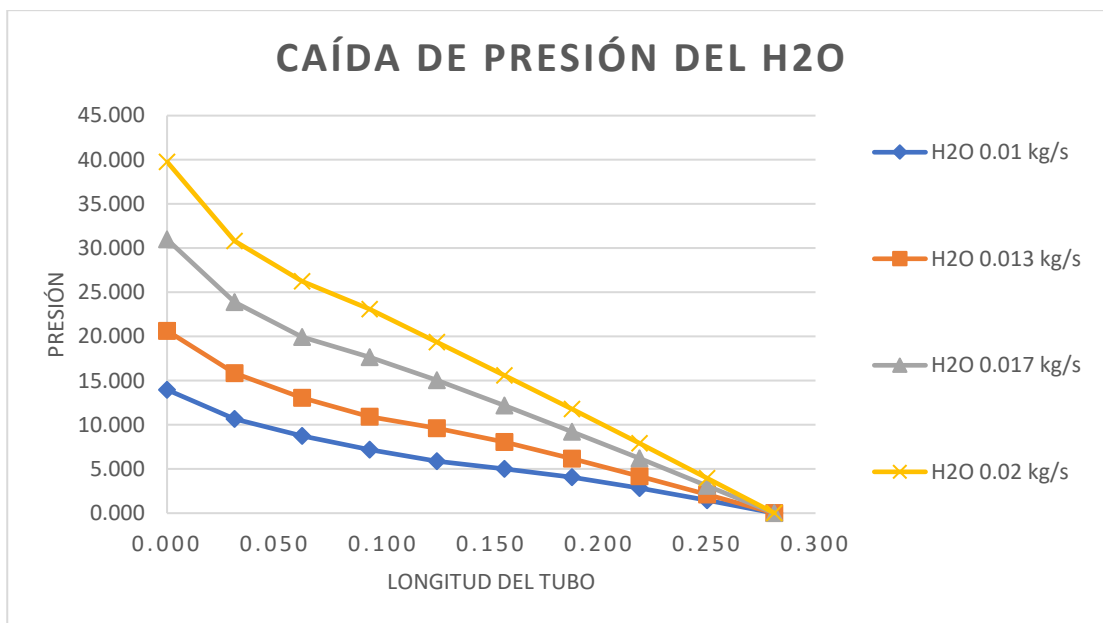


La Figura 17 mantienen un comportamiento similar al de la Figura 16 en la región de entrada debido a que el flujo no logra desarrollarse produciendo que su temperatura no se incremente uniformemente en ese intervalo de la longitud del tubo y que su gradiente comience aumentar significativamente a partir de los 0.125m en el caso de los flujos 0.01, 0.013 y 0.017 kg/s y para el flujo de 0.01 kg/s a partir de una distancia de 0.156m siendo éste el que tenga la mayor temperatura de salida con 342.263°K en comparación el menor de temperatura a 332.149°K para un flujo másico de 0.02 kg/s

- Caída de presión

Figura 18

Caída de presión del líquido base a 0% de turbulencia

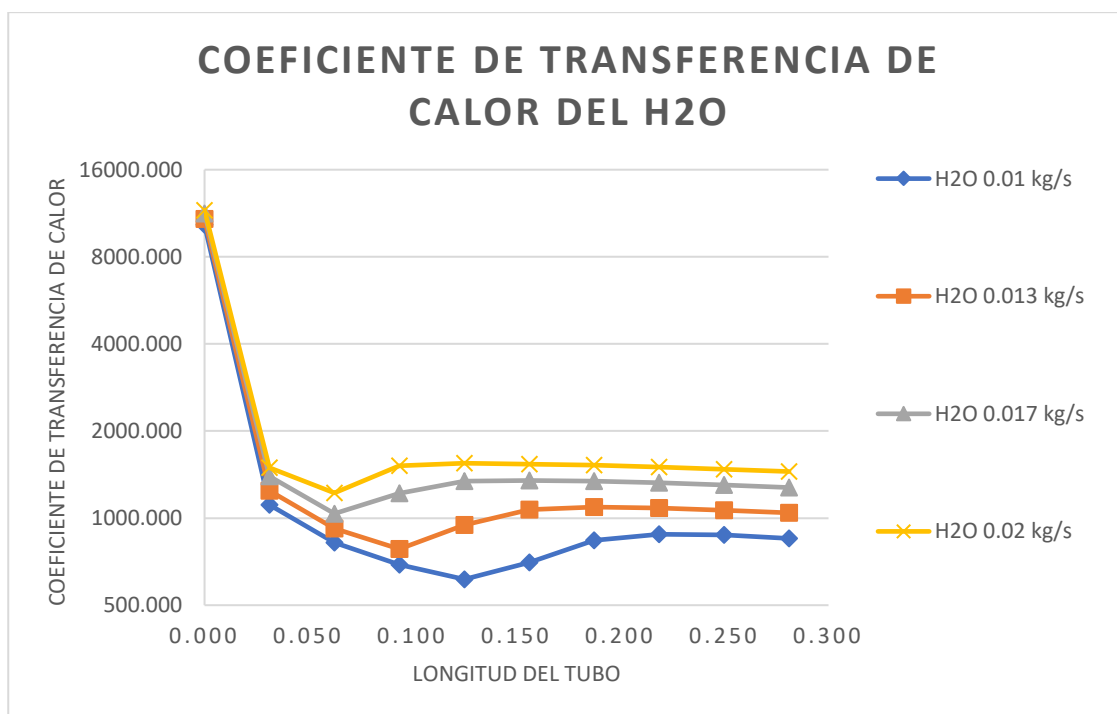


La Figura 18 muestra que la mayor caída de presión ocurre a un flujo mássico de 0.02 kg/s con un valor de 39.775 Pa en comparación a la de menor caída que corresponde al flujo de 0.01 kg/s con un valor de 13.970 Pa, lo que supone una reducción de hasta el 64.88% de la caída de presión respecto al flujo de 0.02 kg/s, pero todos mantienen el mismo comportamiento lineal desde la entrada del tubo hasta la salida del mismo dónde convergen a una distancia de 0.281m debido a que las presiones se igualan con la presión manométrica.

- **Coefficiente de transferencia de calor superficial**

Figura 19

Coefficiente de transferencia de calor del líquido base a 0% de turbulencia

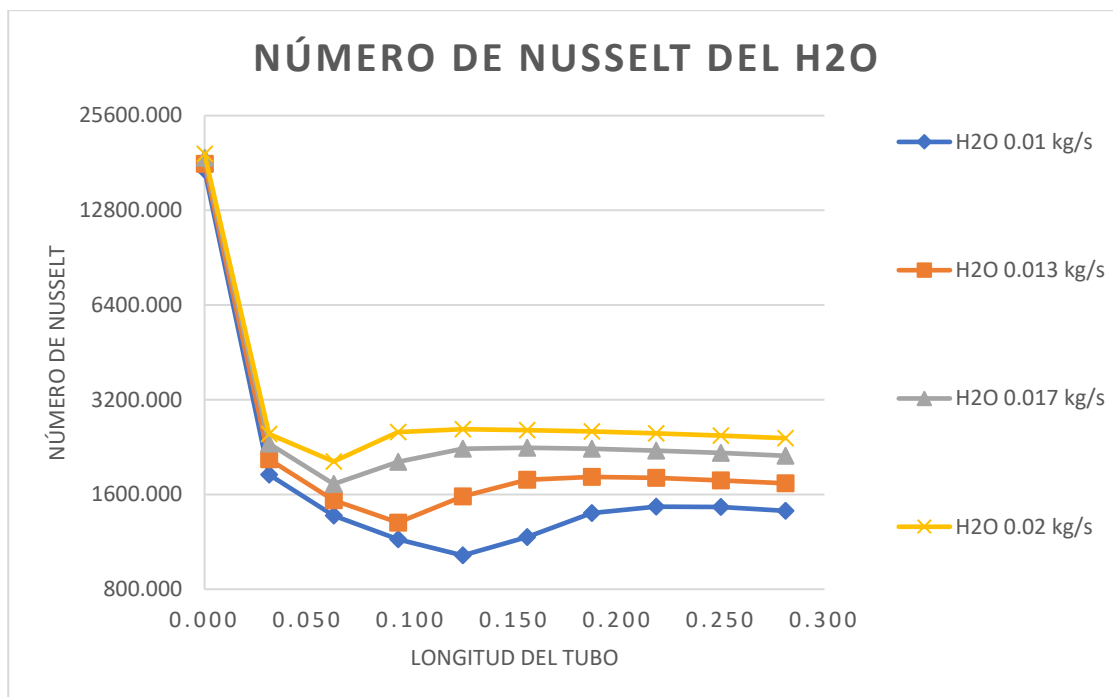


El coeficiente de transferencia de calor superficial tiene un comportamiento logarítmico decreciente inestable para todos los flujos teniendo en común puntos de inflexión dónde comienzan a estabilizarse a lo largo del tubo, en el caso del flujo de 0.02 kg/s alcanza un coeficiente de transferencia de calor de 1449.389 $[W/m^2 \text{ } ^\circ K]$ mientras que al flujo de 0.01 kg/s le corresponde un valor de 851.238 $[W/m^2 \text{ } ^\circ K]$, siendo éste último el que a lo largo del tubo tiene un comportamiento variable y que se mantiene constante a partir de una distancia de 0.219m, con una variación porcentual de hasta el 41.27% respecto al flujo másico de 0.02 kg/s

- Número de Nusselt superficial

Figura 20

Número de Nusselt del líquido base a 0% de turbulencia



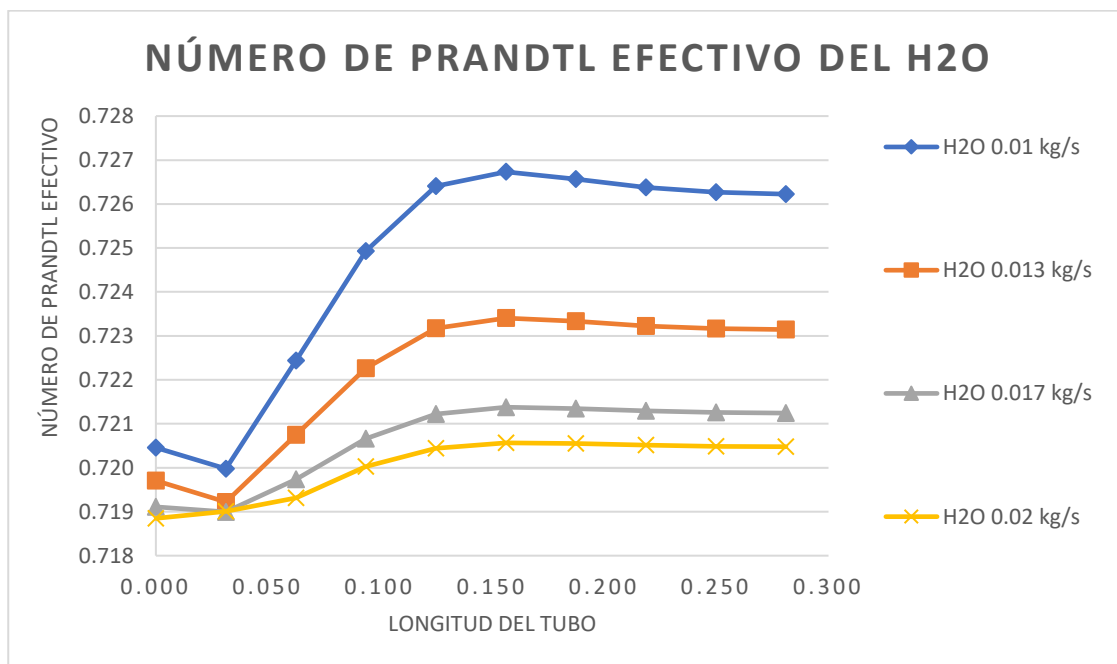
Como puede observarse la Figura 19 y Figura 20 tienen el mismo comportamiento logarítmico decreciente inestable debido a que el número de Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor están correlacionados directamente como se mostró en la ecuación (60), siendo el mayor número de Nusselt estable a la salida del tubo con un valor de 2415.647 para un flujo máscico de 0.02 kg/s y el menor con un valor de 1418.730 para un flujo máscico de 0.01 kg/s manteniendo la misma variación porcentual que el coeficiente de transferencia de calor con un valor de 41.27% y las mismas distancias de los puntos de inflexión a lo largo del tubo.

Turbulencia 50%

- Número de Prandtl efectivo

Figura 21

Número de Prandtl efectivo del líquido base a 50% de turbulencia

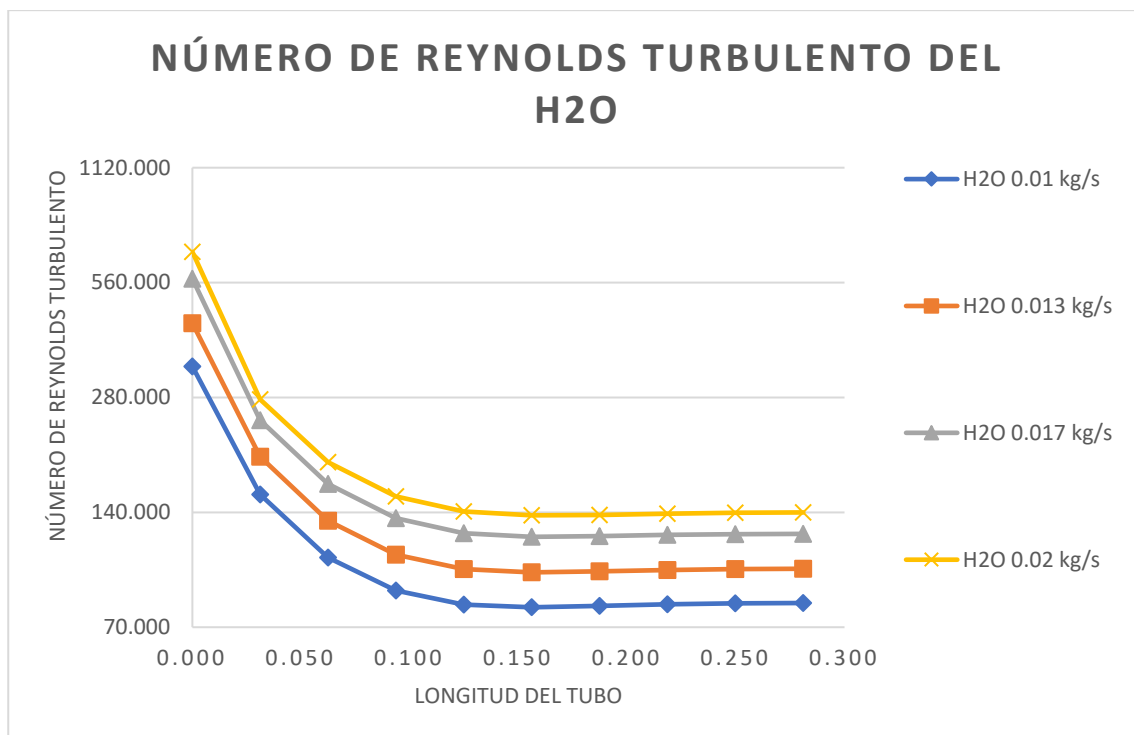


La Figura 21 muestra el comportamiento del número de Prandtl a lo largo del tubo, se puede contemplar una diferencia notable ocasionada por una intensidad de turbulencia al 50% respecto a la Figura 15, se puede definir un punto de inflexión en común a una distancia de 0.031m dónde existe un incremento lineal y se estabiliza a partir de una distancia de 0.156m para todos los flujos máscicos hasta la salida del tubo, siendo el flujo de 0.01 kg/s el que alcanza un mayor número de Prandtl efectivo con un valor de 0.726 respecto al menor de todos con un valor de 0.72 correspondiente al flujo de 0.02 kg/s respecto a la turbulencia al 0% también se alcanza un valor de 0.72 para todos los flujos, a pesar de que se tenga un comportamiento inestable respecto a la turbulencia al 50%

- Número de Reynolds turbulento

Figura 22

Número de Reynolds turbulento del líquido base a 50% de turbulencia

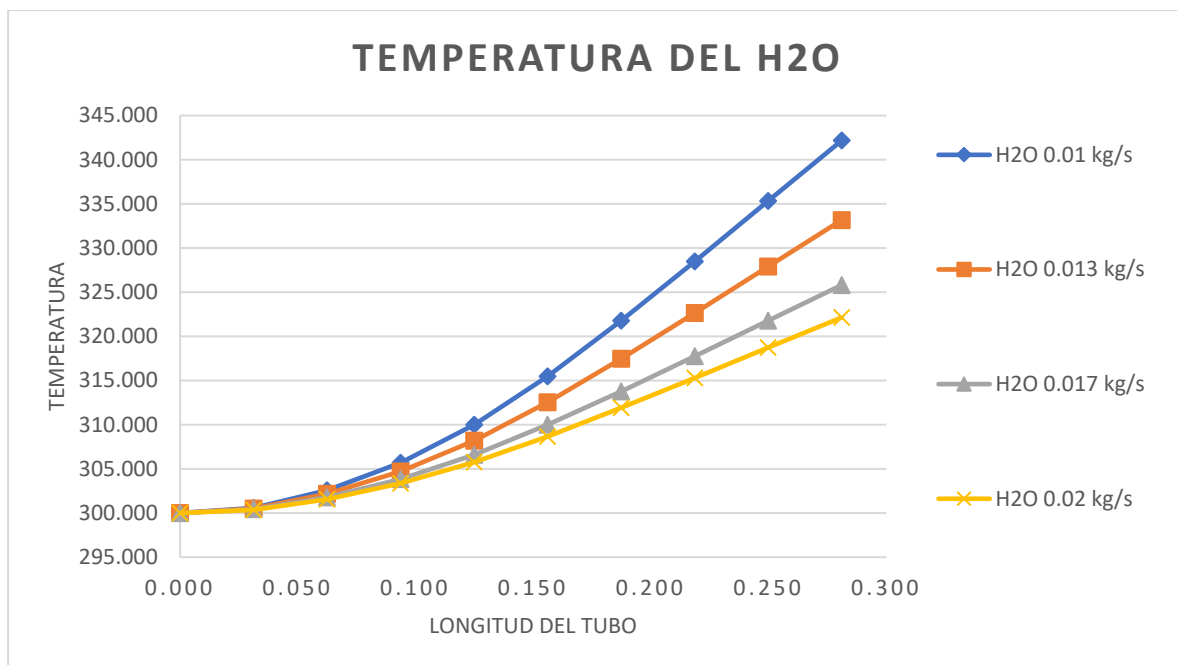


El número de Reynolds turbulento en la Figura 16 se pudo observar que el flujo en la región de entrada no se encuentra completamente desarrollado, a diferencia de la Figura 22 en la que se puede determinar un decrecimiento logarítmico hasta estabilizarse a una distancia de 0.125m en la longitud del tubo, por lo que se puede identificar que con una intensidad de turbulencia del 50% el flujo logra desarrollarse completamente en la región de entrada, a 0.02 kg/s se obtiene el mayor número de Reynolds con un valor de 139.816 y el flujo de 0.01 kg/s con 80.999.

- Temperatura

Figura 23

Temperatura del líquido base a 50% de turbulencia

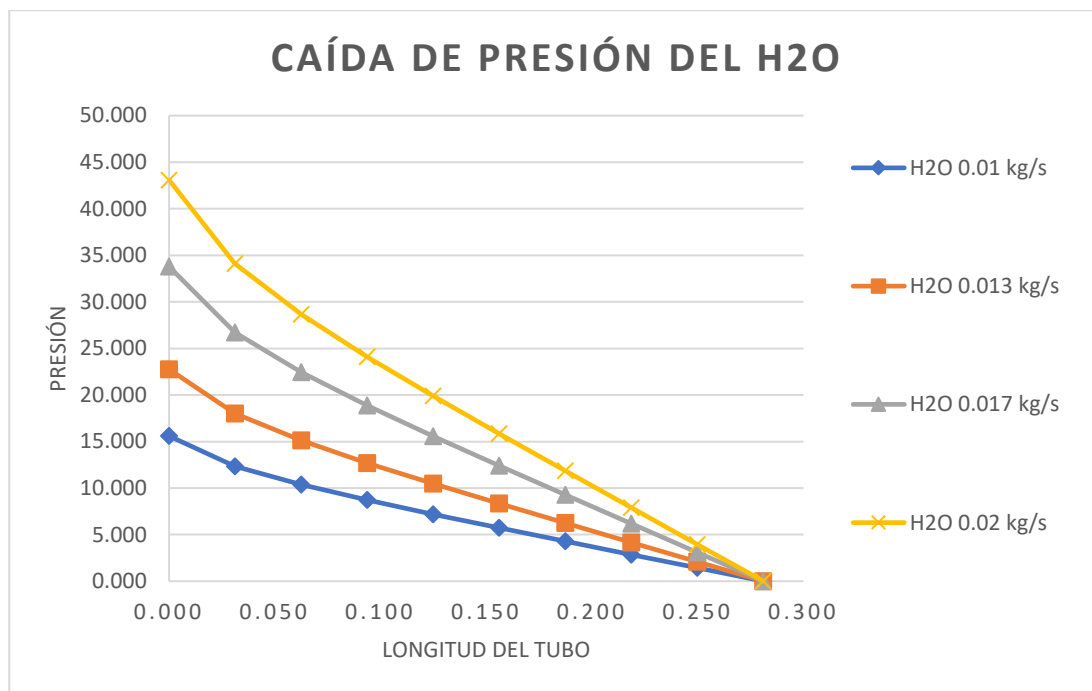


En la Figura 23 se puede observar un crecimiento uniforme de la temperatura del líquido base para una intensidad de turbulencia del 50%, a diferencia de la Figura 17 en la que se observaba un crecimiento inestable del gradiente de temperatura a causa de que el flujo no se logró desarrollar completamente en la región de entrada, la temperatura más elevada alcanzada es de 342.175°K para un flujo másico de 0.01 kg/s y la más baja es de 322.141°K , registrando un aumento del 6.22% respecto a la temperatura del flujo de 0.02 kg/s

- Caída de presión

Figura 24

Caída de presión del líquido base a 50% de turbulencia

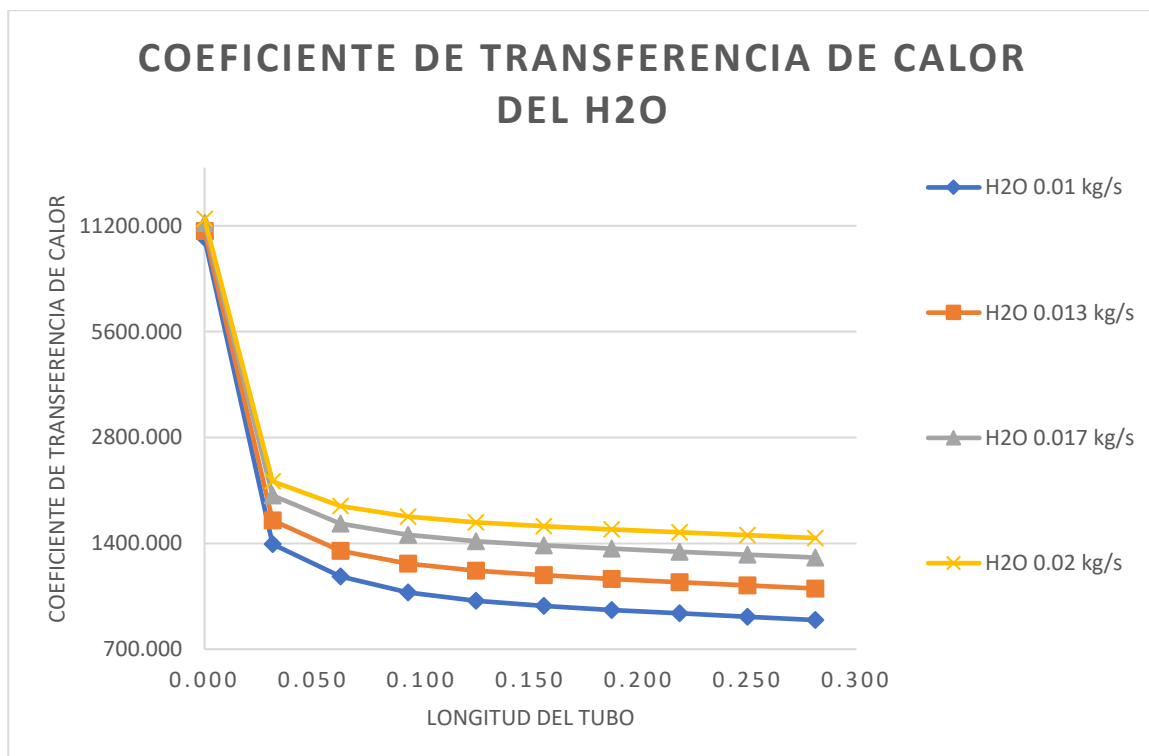


En la Figura 24 se puede determinar que la caída de presión sigue manteniendo una tendencia lineal a pesar del cambio de turbulencia de 0% en la Figura 18 a 50% para todos los flujos máxicos, respecto a la intensidad de turbulencia a 0% hubo un aumento de 3.309 Pa para un flujo máxico de 0.02 kg/s y de 1.623 Pa para el flujo de 0.01 kg/s lo que equivale a un cambio de 8.14% y de 11.62% respectivamente.

- **Coeficiente de transferencia de calor superficial**

Figura 25

Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a 50% de turbulencia

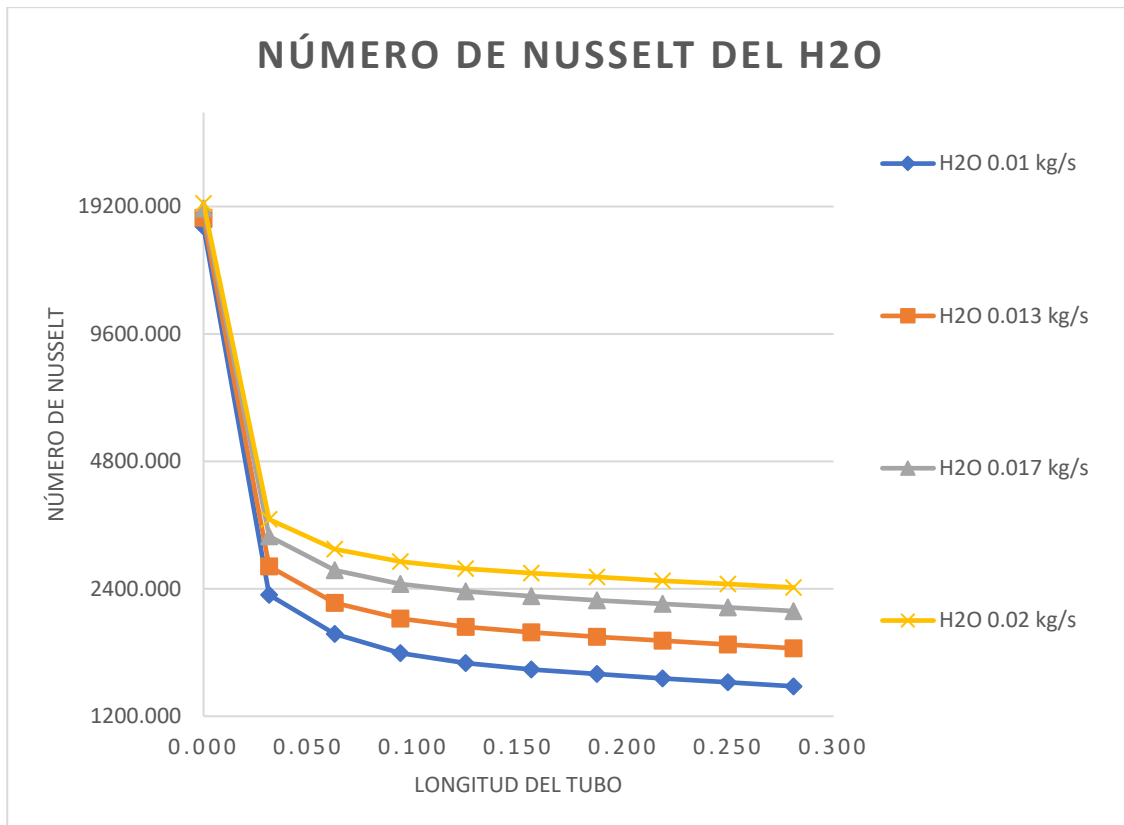


El coeficiente de transferencia de calor de la Figura 25 respecto a la Figura 19 mantiene la misma tendencia logarítmica decreciente pero manteniendo una estabilidad a lo largo de todo el tubo siendo el flujo de 0.02 kg/s el que alcanza el mayor coeficiente de transferencia de calor con un valor de 1450.138 [W/m² °K] y el flujo de 0.01 kg/s tiene el menor coeficiente de transferencia de calor con 847.366 [W/m² °K] respecto a la turbulencia al 0% existen variaciones con sus valores máximos y mínimos del 0.05% y el 0.45% respectivamente

- Número de Nusselt superficial

Figura 26

Número de Nusselt del líquido base a 50% de turbulencia



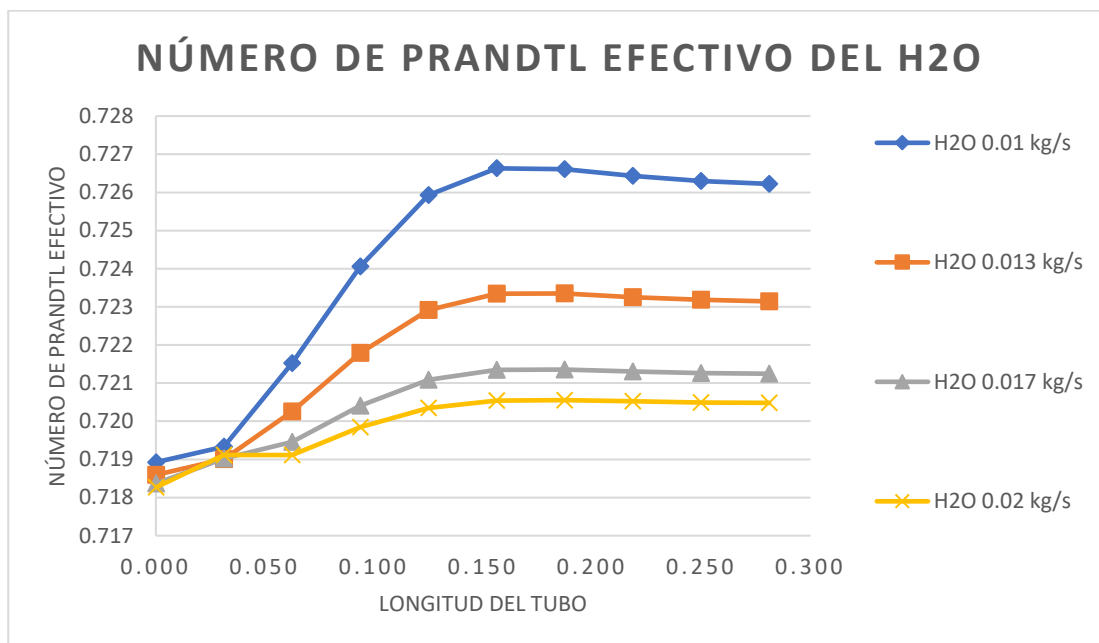
El número de Nusselt tiene relación directa con el coeficiente de transferencia de calor de la misma forma que se explicó para una intensidad de turbulencia al 0%, la diferencia radica en el comportamiento del líquido a lo largo del tubo, como se puede observar tiene un decrecimiento estable, con un valor máximo de 2416.896 para un flujo másico de 0.02 kg/s y un valor mínimo de 1412.277 para un flujo másico de 0.01 kg/s

Turbulencia al 100%

- **Número de Prandtl efectivo.**

Figura 27

Número de Prandtl efectivo del líquido base a 100% de turbulencia

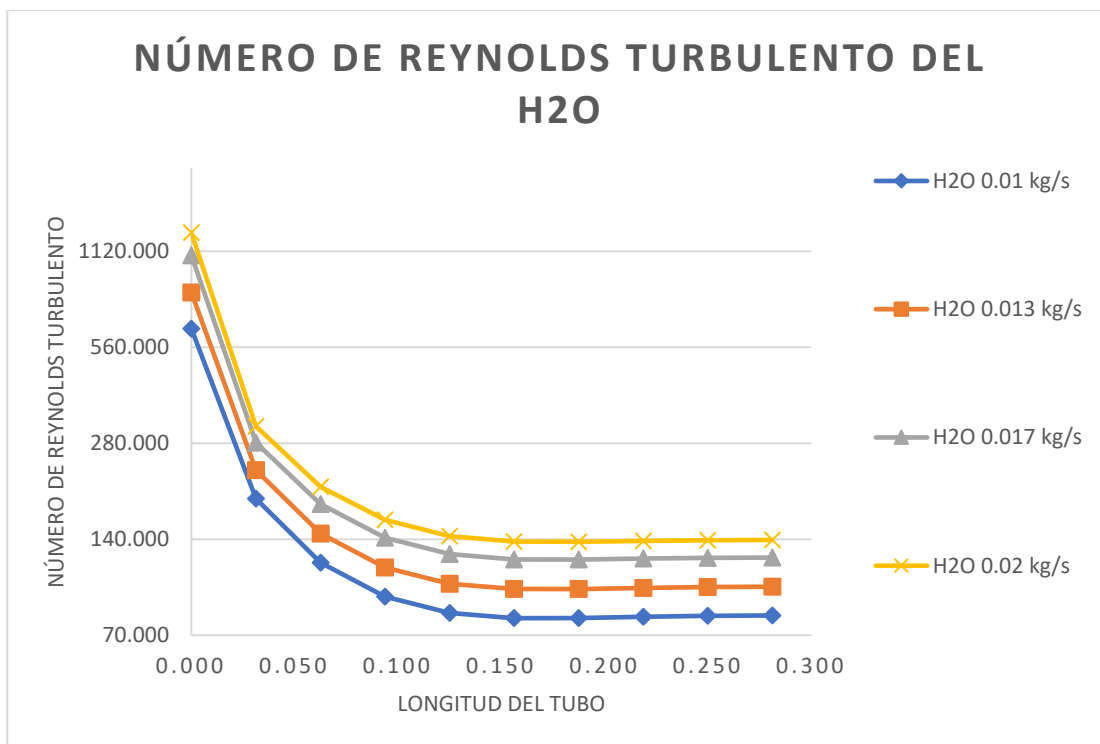


El número de Prandtl mostrado en la Figura 27 tiene el mismo comportamiento al de la Figura 21 con una intensidad de turbulencia del 50% pero con la única diferencia que a una intensidad de turbulencia del 100% se tiene un punto de inflexión común para todos los flujos máscicos ubicado a una distancia de 0.031m en la longitud del tubo, a diferencia de la anterior que el flujo máscico de 0.01 kg/s tenía un desplazamiento horizontal del punto de inflexión común, dado que el flujo está completamente desarrollado los resultados arrojados al final del tubo convergen y se mantienen constantes para todos los flujos máscicos.

- **Número de Reynolds turbulento**

Figura 28

Número de Reynolds turbulento del líquido base a 100% de turbulencia

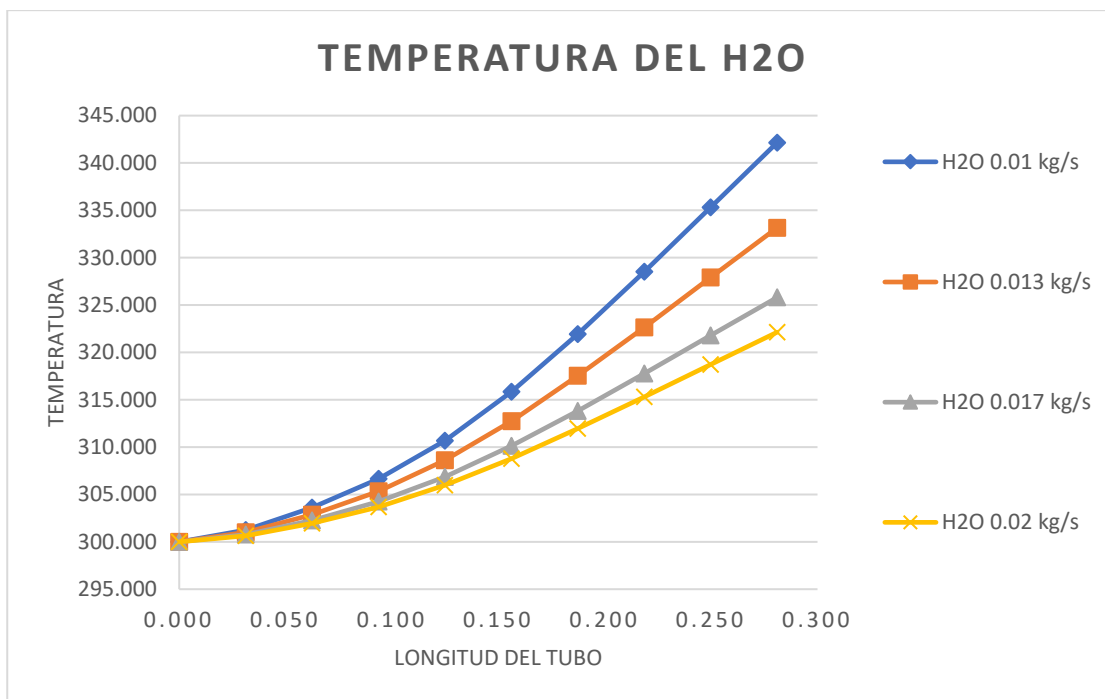


El comportamiento de la Figura 28 y Figura 22 son iguales y las aproximaciones de sus valores numéricos tienen una variación menor al 0.3% por lo que se consideran constantes en comparación a los de Figura 16 a una intensidad de turbulencia del 0%, esto es debido a que el flujo logra desarrollarse completamente a una intensidad de turbulencia al 50% en toda la longitud del tubo de calor.

- Temperatura

Figura 29

Temperatura del líquido base a 100% de turbulencia

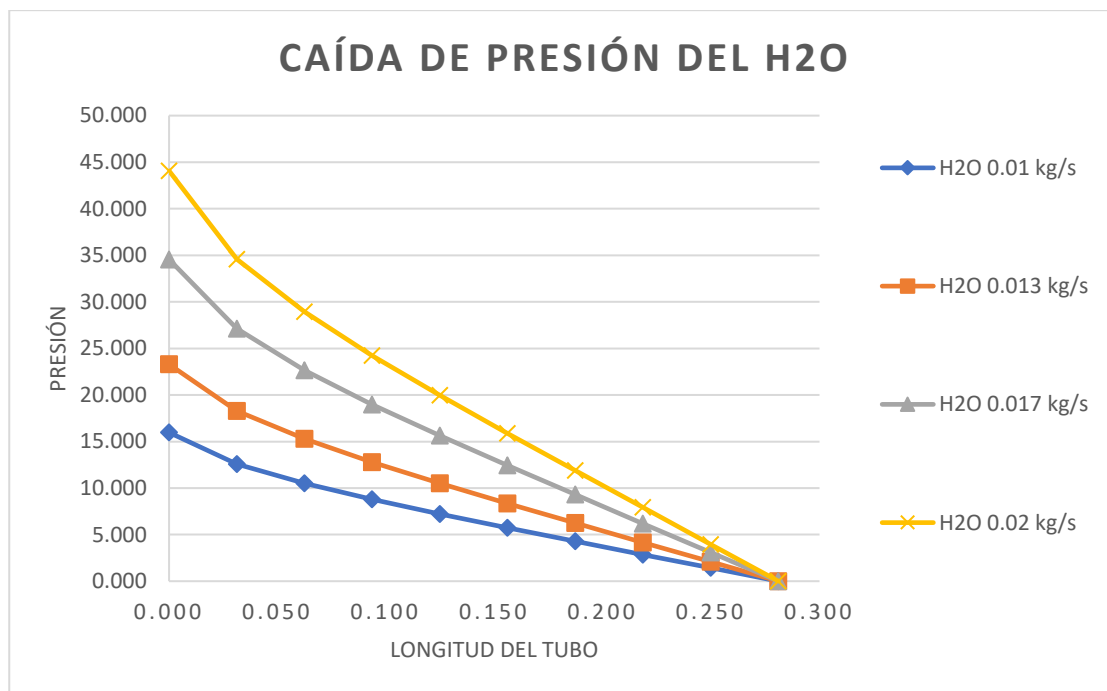


La Figura 29 y Figura 23 tiene el mismo comportamiento, esto producido por el mismo motivo que se detalló en la figura anterior respecto al número de Reynolds turbulento, el flujo se encuentra en un estado completamente desarrollado en comparación a los resultados arrojados a una turbulencia del 0% dónde no se podía observar un aumento uniforme en comparación a intensidades de turbulencia del 50% y 100% , estos resultados tienen una variación menor al 0.1% por lo que pueden considerarse constantes.

- **Caída de presión**

Figura 30

Caída de presión del líquido base a 100% de turbulencia

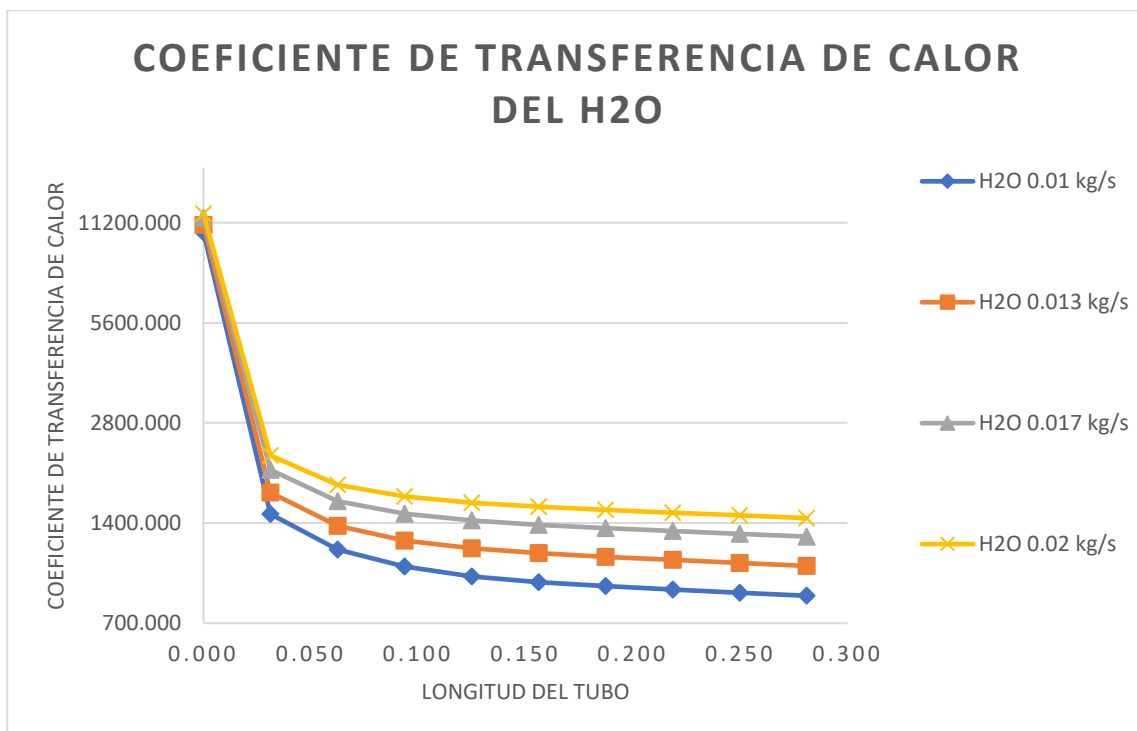


La caída de presión del líquido base mostrado en la Figura 30 tiene similitud con el de la Figura 24 y Figura 18 con la diferencia de que para un flujo máscico de 0.02 kg/s a una turbulencia del 100%, la caída de presión aumenta hasta los 44.07 Pa en comparación de los valores obtenidos de 39.775 Pa y 43.084 Pa para intensidades del 0% y 50% respectivamente, teniendo un incremento del 10.8% , y para el flujo máscico de 0.01 kg/s se tiene un valor de 15.971 Pa respecto a los obtenidos de 13.97 Pa y 15.593 Pa para intensidades del 0% y 50% respectivamente, lo que implica también un aumento en líneas generales del 14.32%

- **Coeficiente de transferencia de calor superficial**

Figura 31

Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a 100% de turbulencia

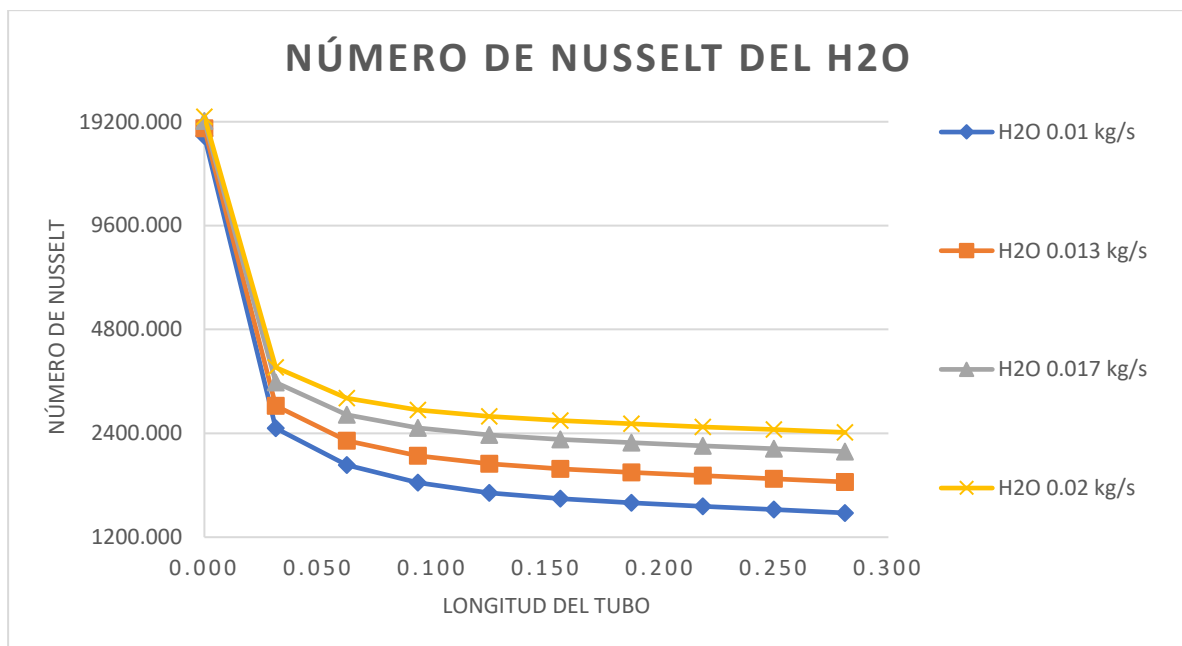


La Figura 31 y Figura 25 tienen el mismo comportamiento regular para turbulencias 50% y 100% , lo que no sucedió para la intensidad de turbulencia del 0% como se observó en la Figura 19 debido a que el flujo no estaba completamente desarrollado, no existen cambios significantes en los valores para los flujos máscicos, respecto al resto de turbulencias, apenas con una variación en sus valores del 0.05% a la salida del tubo

- Número de Nusselt superficial

Figura 32

Número de Nusselt del líquido base a 100% de turbulencia



El número de Nusselt de la Figura 32 tiene el mismo comportamiento que el coeficiente de transferencia de calor de la Figura 31 dado que ambas variables están correlacionadas directamente, por lo tanto, se mantienen los márgenes de cambio del 0.05% de sus valores para todos los flujos máscicos de 0.01, 0.013, 0.017 y 0.02 kg/s en todas las intensidades de turbulencia al 0% 50% y 100%

Propiedades termofísicas del líquido base con nanofluidos.

A continuación, se muestran los resultados correspondientes a una concentración del 5% y 10% respectivamente para los nanofluidos de óxido de aluminio Al_2O_3 , óxido de cobre CuO , dióxido de silicio SiO_2 y dióxido de titanio TiO_2 para flujos máscos de 0.01, 0.013, 0.017 y 0.02 kg/s para intensidades de turbulencia al 0%, 50% y 100%

La influencia de los nanofluidos a diferentes concentraciones empleando las ecuaciones equivalentes detalladas en (101), (102), (103) y (104) que se mostraron en la Tabla 10 y Tabla 11 produjeron un incremento para algunas propiedades termofísicas como por ejemplo la temperatura en toda la longitud del tubo, se pretende identificar el nanofluido aumente la transferencia de calor y mejore las propiedades termofísicas del líquido base mediante gráficas comparativas, la influencia de las intensidades de turbulencia es casi nula con los valores numéricos, existiendo variaciones de hasta el 1%, dónde mayor repercusión tiene este parámetro es en los coeficientes de transferencia de calor promedio, y el comportamiento estable para intensidades de turbulencia al 50% y 100% o inestable en el caso de la intensidad de turbulencia al 0% respecto a las variables de estudio.

Como se muestra en la Figura 33 la influencia de los nanofluidos no altera comportamiento lineal del líquido base para una concentración y turbulencia al 0% pero sí pueden notarse cambios significativos en la región de entrada y a lo largo de la longitud del tubo con los valores del número de Prandtl, siendo las nanopartículas de dióxido de silicio las que presentan un rango notable desde la región de entrada con un valor de 6.92 hasta decaer a las distancias de 0.094m, 0.125m y 0.1256m para los flujos máxicos de 0.02, 0.017 (ambos a 0.094m), 0.013 y 0.01 kg/s respectivamente, estas longitudes de cambio coinciden con el resto de nanopartículas y sus flujos máxicos con la diferencia de que tienen desplazamientos verticales uno, respecto al otro, siendo el óxido de cobre la nanopartícula con menor número de Prandtl en la región de entrada con 5.395, las nanopartículas de alúmina con 5.955 y dióxido de titanio con 5.803 son las que se aproximan más a un comportamiento equivalente entre ambas.

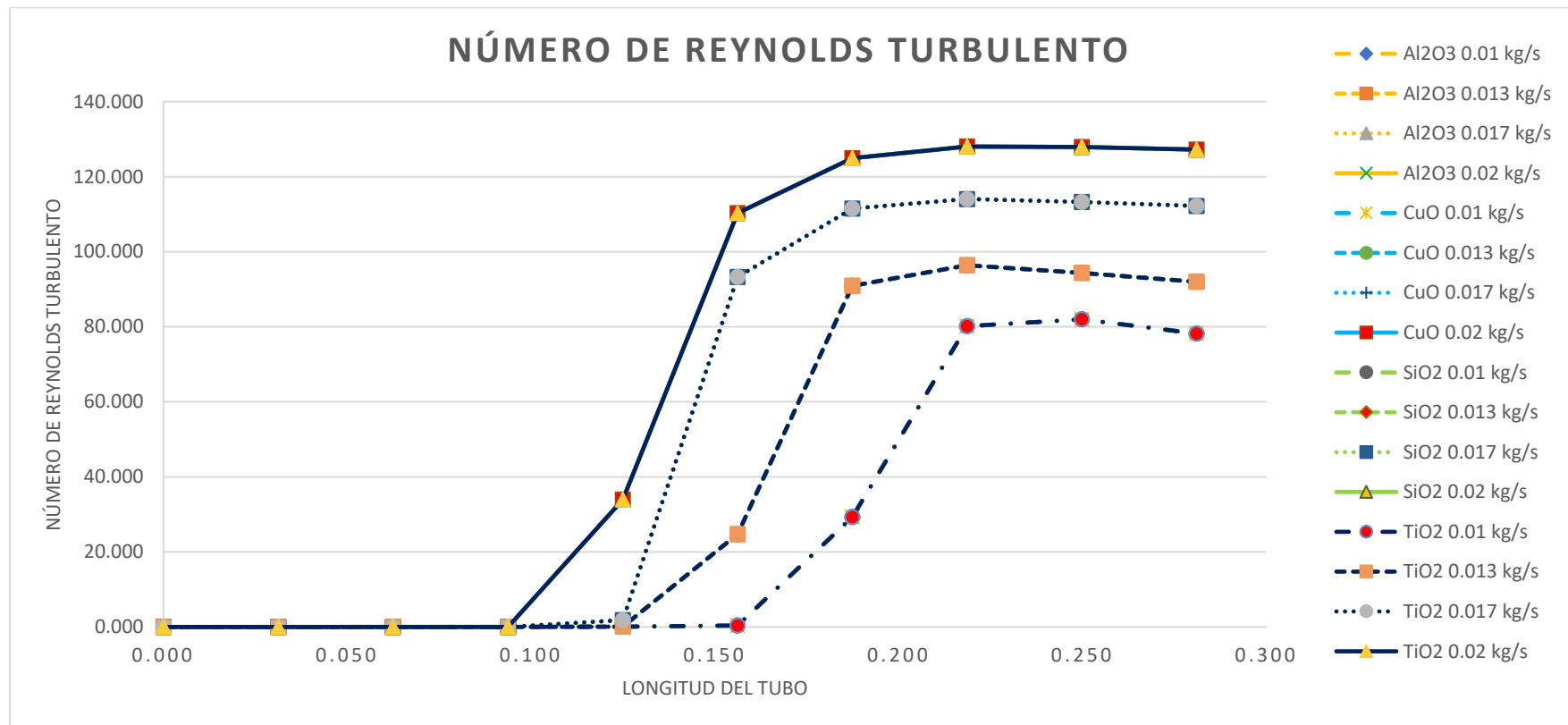
En la región de salida del tubo se puede observar puntos de inflexión en común para cada flujo máxico de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 kg/s a distancias de 0.125m, 0.156m (para flujos de 0.017 y 0.013 kg/s) y 0.187m respectivamente, indistintamente de la nanopartícula, hasta estabilizarse en un valor común para todo este conjunto en 0.721

La diferencia del número de Prandtl entre la entrada y salida del flujo es de 6.199 con el dióxido de silicio, 5.234 para la alúmina, 5.082 para el dióxido de titanio y 4.674 para el óxido de cobre, lo que corresponden a un porcentaje de variación del 1.02% respecto a la Figura 15 del líquido base al 0% de concentración.

- Número de Reynolds turbulento

Figura 34

Número de Reynolds turbulento del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia



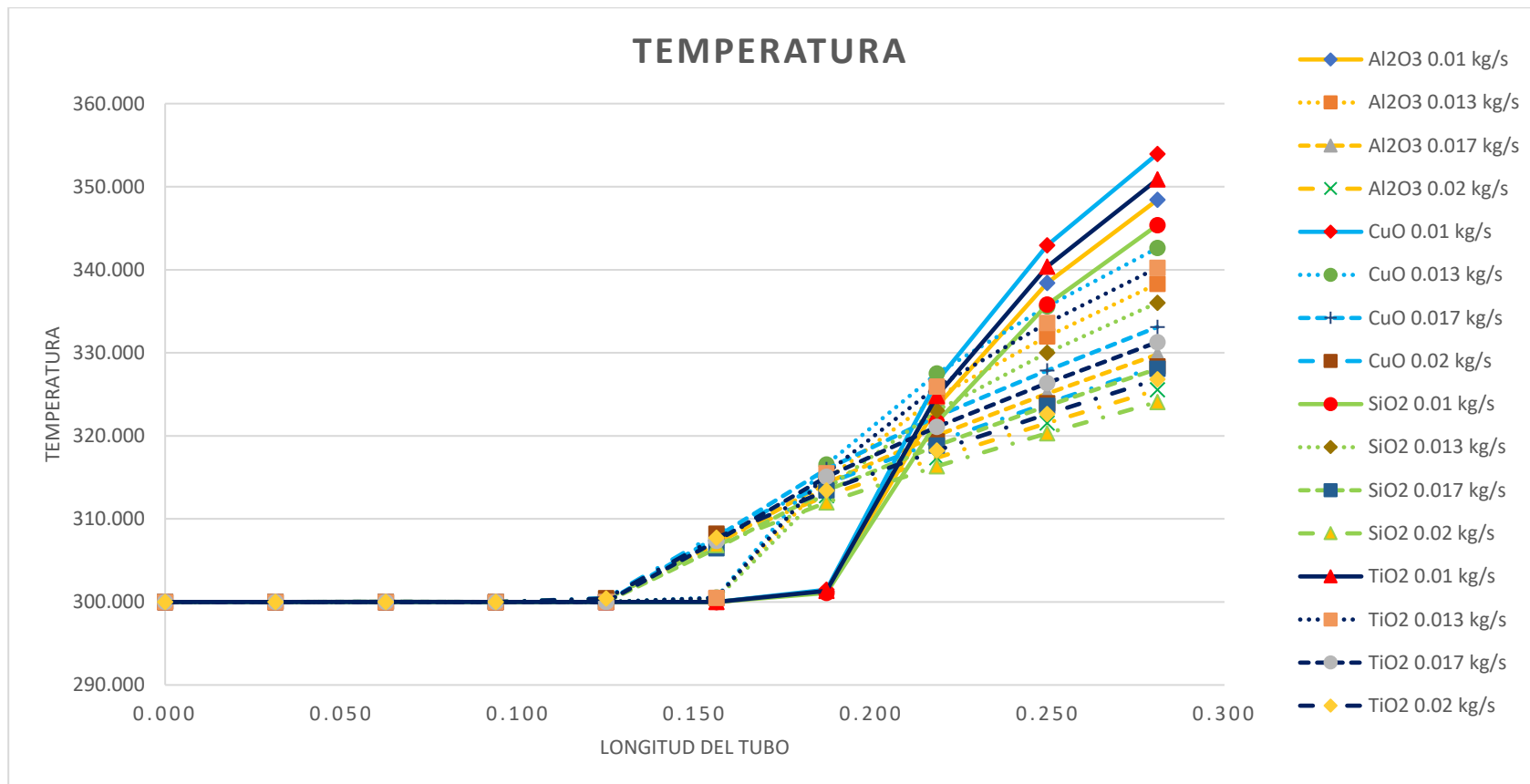
La Figura 34 muestra la variación del número de Reynolds turbulento a lo largo del tubo, dónde se puede identificar que las nanopartículas del líquido base tienen el mismo comportamiento respecto al resto de tal forma que las curvas se sobreponen, diferenciándose únicamente por los flujos máxicos de cada uno, siendo el flujo máxico de 0.02 kg/s el que alcanza un valor máxico de 127.219 respecto al flujo de 0.01 kg/s el que obtiene un valor mínimo de 78.199.

El líquido base con un 0% de concentración mostrado en la Figura 16 alcanzó un valor máxico de 140.297 para un flujo de 0.02 kg/s y un valor mínimo de 83.983 para el flujo de 0.01 kg/s, existiendo una variación significativa respecto a una concentración del 5% de 13.078 y 5.784 respectivamente, esto equivale a una reducción del flujo turbulento del 10.28% para el flujo máxico de 0.02 kg/s y del 7.395 para el flujo de 0.01 kg/s reiterando que el flujo no logra desarrollarse completamente en la región de entrada para intensidades de turbulencia al 0%

- Temperatura

Figura 35

Temperatura del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia



En la Figura 35 se puede observar la variación de temperatura del líquido base con nanopartículas al 5% de concentración, siendo el óxido de cobre el nanofluido que alcanza una temperatura máxima de 353.949°K a un flujo másico de 0.01 kg/s y el dióxido de silicio alcanza una temperatura mínima de 324.074°K a un flujo másico de 0.02 kg/s

Se puede identificar 4 regiones diferenciadas por los flujos másicos de los nanofluidos que mantienen un orden descendente para los compuestos de óxido de cobre, dióxido de titanio, alúmina y dióxido de silicio respectivamente con una variación máxima de hasta 8.579°K

También se aprecia que el flujo másico mantiene una relación inversamente proporcional a la temperatura de salida, por lo que las nanopartículas con flujos de 0.01 kg/s alcanzan una mayor temperatura respecto a las otras, siguiendo así en ese orden los flujos de 0.013, 0.017 y de 0.02 kg/s que son los que obtienen las temperaturas más bajas a lo largo del tubo.

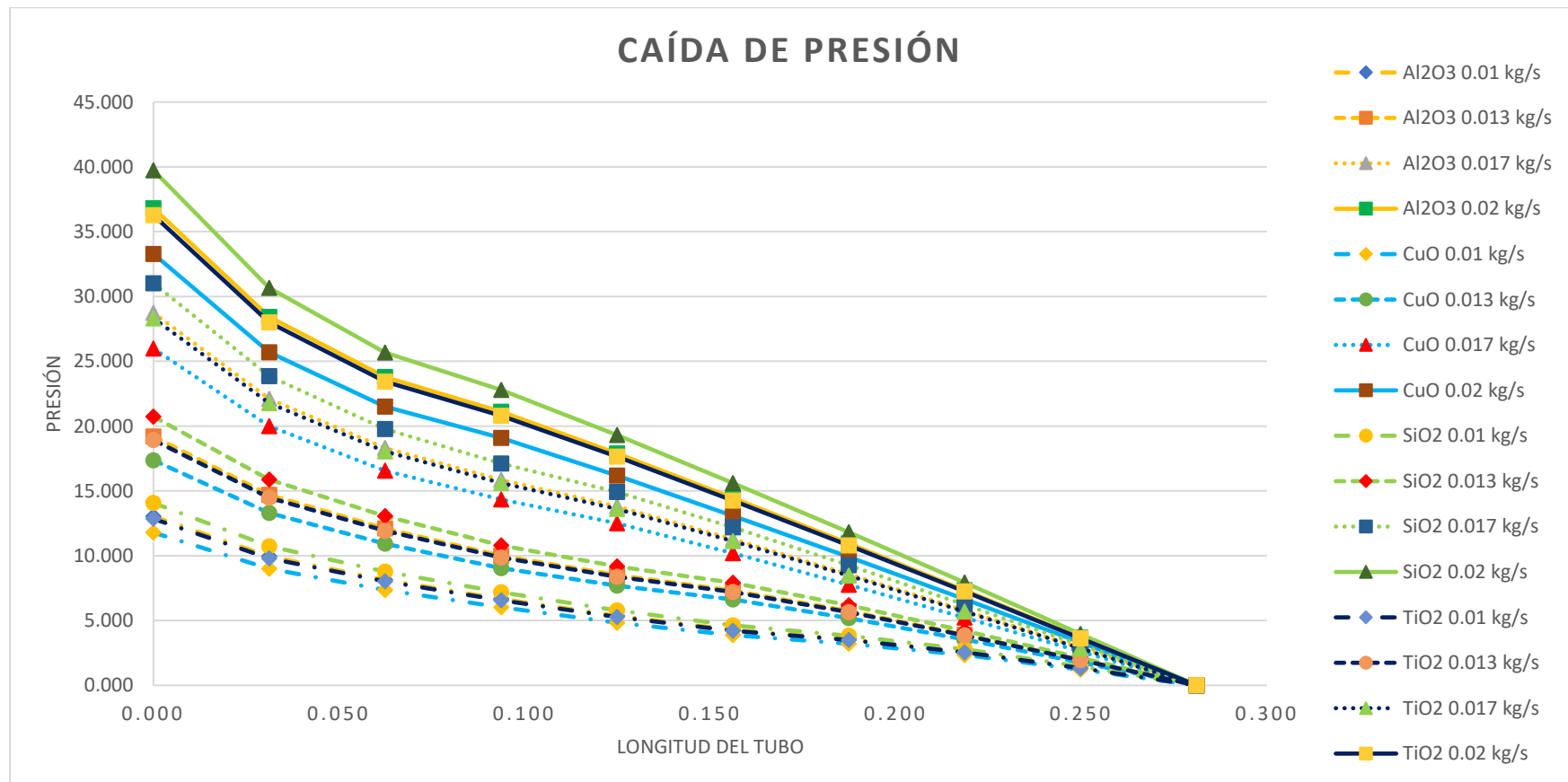
A una intensidad de turbulencia del 0% se definen 3 zonas en toda la longitud del tubo en las que se marca un incremento de la temperatura que son: 0.125m para flujos másicos de 0.017 y 0.02 kg/s; 0.156m para 0.013 kg/s y finalmente 0.187m para el flujo de 0.01 kg/s.

En la Figura 17 se pudo identificar que el flujo de 0.01 kg/s a una concentración del 0% alcanzaba una temperatura máxima de 342.263°k y a un flujo de 0.02 kg/s se tenía una temperatura mínima de 322.149°K, por lo que la influencia de las nanopartículas de óxido de cobre y dióxido de silicio produjeron un incremento de temperatura máxima y mínima del 3.41% y 0.59% respectivamente.

- Caída de presión

Figura 36

Caída de presión del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia



Las mayores caídas de presión mostrada en la Figura 36 está dadas por los nanofluidos con flujos máxicos de 0.02kg/s, siendo la nanopartícula de dióxido de silicio la que representa una caída de presión máxima de 39.731 Pa y el óxido de cobre a 0.01 kg/s tiene la caída presión mínima con un valor de 11.792 Pa

Se identifican 4 regiones diferenciadas por los flujos máxicos de los nanofluidos que mantienen un orden descendente para los compuestos de dióxido de silicio, alúmina, dióxido de titanio y óxido de cobre respectivamente con una variación máxima de hasta 6.444 Pa.

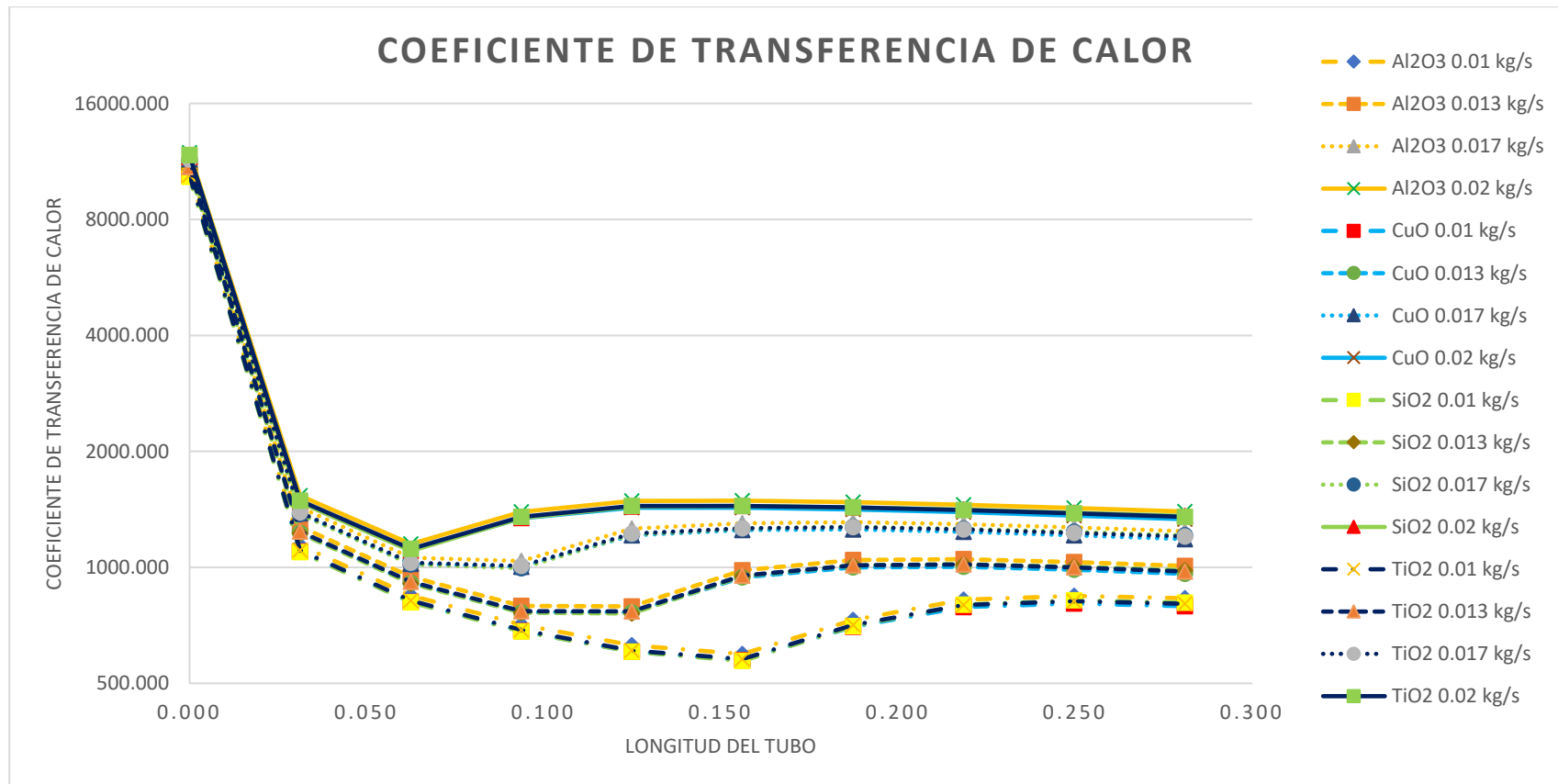
También se puede determinar que el flujo máxico mantiene una relación directamente proporcional a la caída de presión, por lo que las nanopartículas con flujos de 0.02 kg/s alcanzan una diferencia máxima de presiones en la entrada y salida del tubo, respecto a las otras, siguiendo así en ese orden los flujos de 0.017, 0.013 y de 0.01 kg/s que son los que obtienen caídas de presión más bajas a lo largo del tubo.

En la Figura 18 para una concentración del 0% con 0% de turbulencia se pudo identificar que el líquido base con un flujo máxico de 0.02 kg/s alcanzaba una caída de presión máxima de 39.775 Pa y una mínima a un flujo máxico de 0.01 kg/s de 13.970 Pa, lo que implica que los nanofluidos de dióxido de silicio y óxido de cobre redujeron este índice en un 0.11% y 18.47% para los valores máxicos y mínimos del líquido base.

- Coeficiente de transferencia de calor superficial

Figura 37

Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia



Como se puede identificar en la Figura 37 el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor es inestable a lo largo del tubo, pero también se puede determinar que el flujo másico de 0.02 kg/s alcanza los valores máximos y el flujo de 0.01 kg/s obtiene los valores mínimos.

Para todos los flujos másicos de 0.02 kg/s la alúmina es la nanopartícula que alcanza un mayor coeficiente de transferencia de calor a la salida del tubo respecto a las demás con un valor de 1396.199 [W/m²°K] seguido de los nanofluidos de dióxido de silicio con 1360.826 [W/m²°K] dióxido de titanio con un valor de 1352.310 [W/m²°K] y óxido de cobre con 1332.85 [W/m²°K] existiendo una variación de 63.349 [W/m²°K]

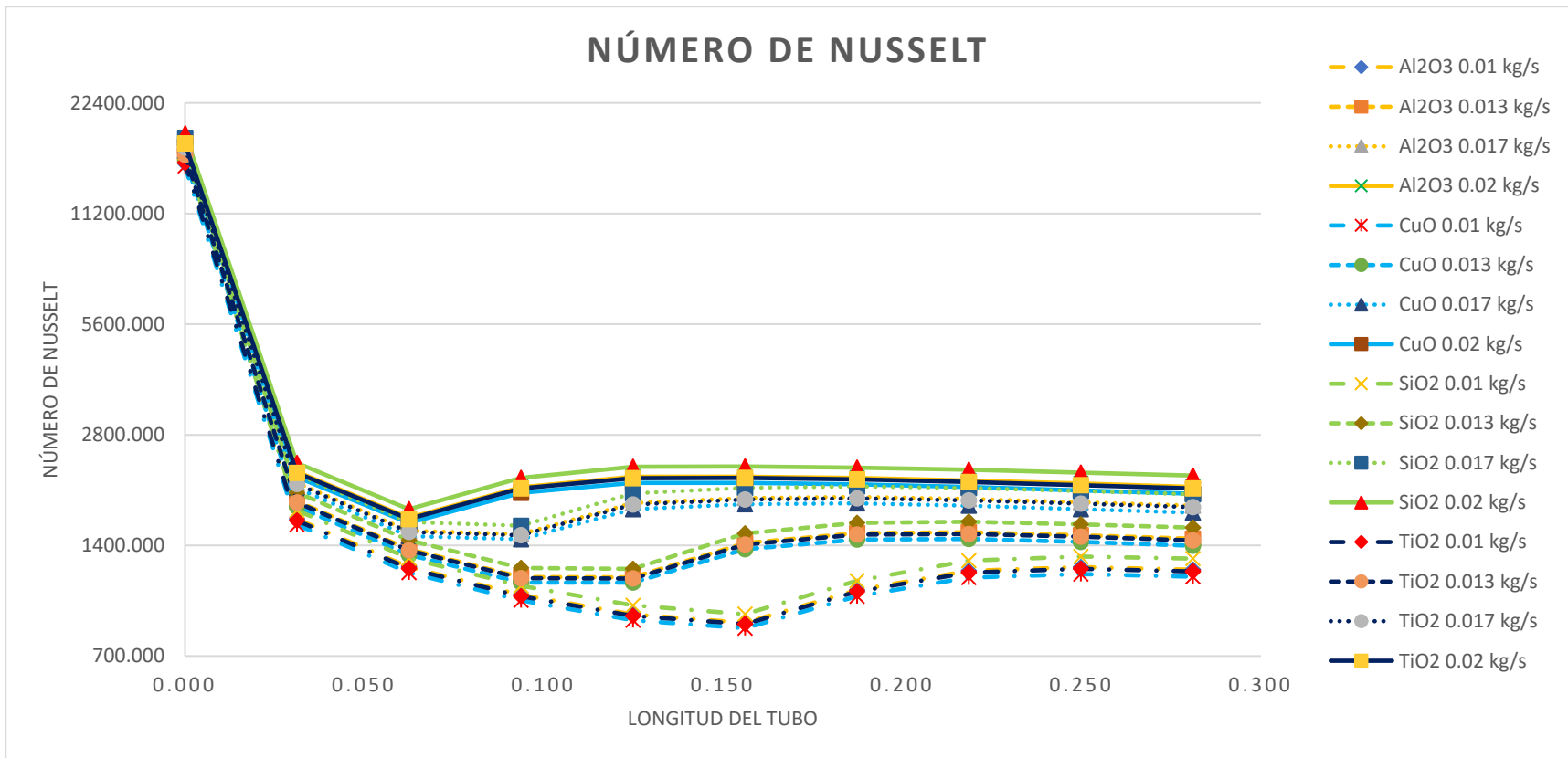
Este orden descendente de los coeficientes de transferencia de calor se repite para el resto de los flujos másicos de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 de la alúmina, dióxido de silicio, dióxido de titanio y óxido de cobre con valores mínimos para un flujo de 0.01 kg/s de 830.933 [W/m²°K] , 809.563 [W/m²°K] , 804.124 [W/m²°K] y 792.341 [W/m²°K] respectivamente

Respecto a la concentración del 0% del líquido base mostrado en la Figura 19 se alcanzó un valor máximo para un flujo de 0.02 kg/s de 1449.389 [W/m²°K] y un valor mínimo para un flujo de 0.01 kg/s de 851.238 [W/m²°K], por lo tanto, la incidencia de los nanofluidos produjo una reducción del coeficiente de transferencia de calor a la salida del tubo en un 3.67% y del 6.92% para los valores máximos y mínimos respectivamente

- Número de Nusselt superficial

Figura 38

Número de Nusselt del líquido base a una concentración del 5% a 0% de turbulencia



La Figura 38 tiene el mismo comportamiento de la Figura 37 como se ha indicado anteriormente dado de la correlación directa del número de Nusselt con el coeficiente de transferencia de calor, pero en este caso se puede observar que se mantiene el orden descendente de los números de Nusselt en función del flujo másico, siendo el de 0.02 kg/s que arrojan los valores máximos del parámetro de estudio, y el de 0.01 con los valores mínimos.

El nanofluido de dióxido de silicio con un flujo máximo de 0.02 kg/s es el que arroja el número de Nusselt máximo para una concentración del 5% a una intensidad de turbulencia del 0% con un valor de 2166.921 mientras que la nanopartícula de óxido de cobre a un flujo de 0.01 kg/s arroja un valor mínimo de 1149.987.

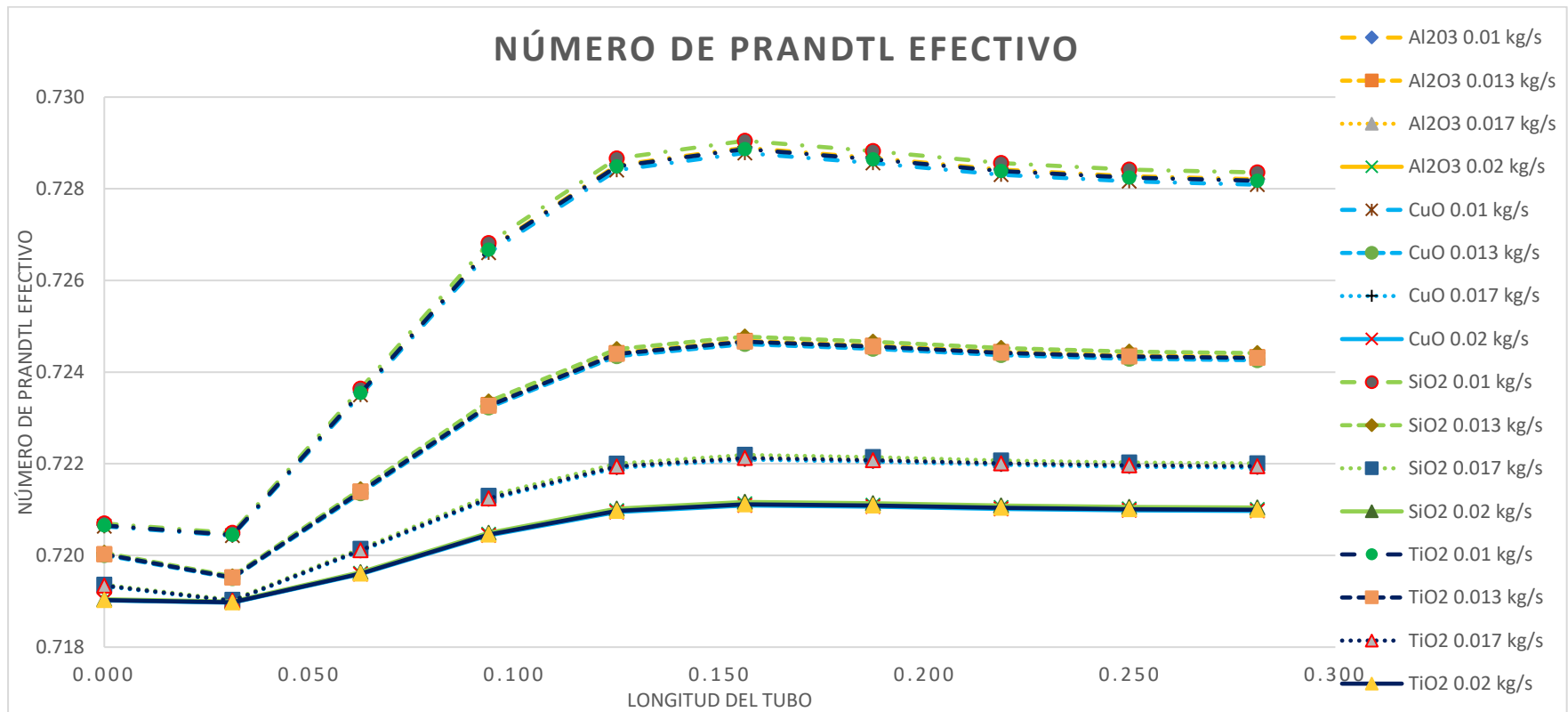
Respecto a una concentración al 0% manteniendo la misma turbulencia mostrados en la Figura 20, se obtuvieron resultados de 2415.647 a un flujo de 0.02 kg/s y 1418.73 para para 0.01 kg/s, lo que indica una reducción del 10.29% y del 18.94% para los valores máximos y mínimos respectivamente

Turbulencia 50% al 5% de concentración

- Número de Prandtl efectivo.

Figura 39

Número de Prandtl efectivo del líquido base a una concentración del 5% a 50% de turbulencia



La variación del número de Prandtl efectivo mostrado en la Figura 39 es reducida en comparación a una intensidad de turbulencia del 0% que entre la entrada y salida del flujo existía una variación de hasta 6.199 unidades.

Pueden observarse 4 zonas delimitadas por los flujos másicos de cada nanopartícula siendo el flujo de 0.01 kg/s el que alcanza los valores máximos y el flujo de 0.02 kg/s los valores mínimos del presente número adimensional.

A pesar de que la presente gráfica tiene un comportamiento diferente y estable en comparación al de la Figura 33 el dióxido de silicio se sigue manteniendo como la nanopartícula con un mayor número de Prandtl con un valor de 0.728 para un flujo másico de 0.01 kg/s y para un flujo de 0.02 kg/s todos los nanofluidos, sin excepción convergen en un solo valor de 0.721.

El margen de variación a una intensidad de turbulencia del 50% se reduce a 0.007 unidades y en comparación para una turbulencia del 0% existe un incremento del 0.97% para un flujo másico del 0.01 kg/s, mientras que permanece constante el valor mínimo para ambas intensidades de turbulencia.

En la Figura 40 puede observarse un comportamiento del número de Reynolds turbulento completamente distinto al de la Figura 34 debido a que a una intensidad de turbulencia del 50% se logra desarrollar completamente el flujo en la región de entrada hasta estabilizarse a la salida del tubo.

Se logran diferenciar 4 zonas definidas por los flujos másicos, y no existe una variabilidad evidente entre los nanofluidos, lo que produce que las curvas se sobrepongan unas con las otras.

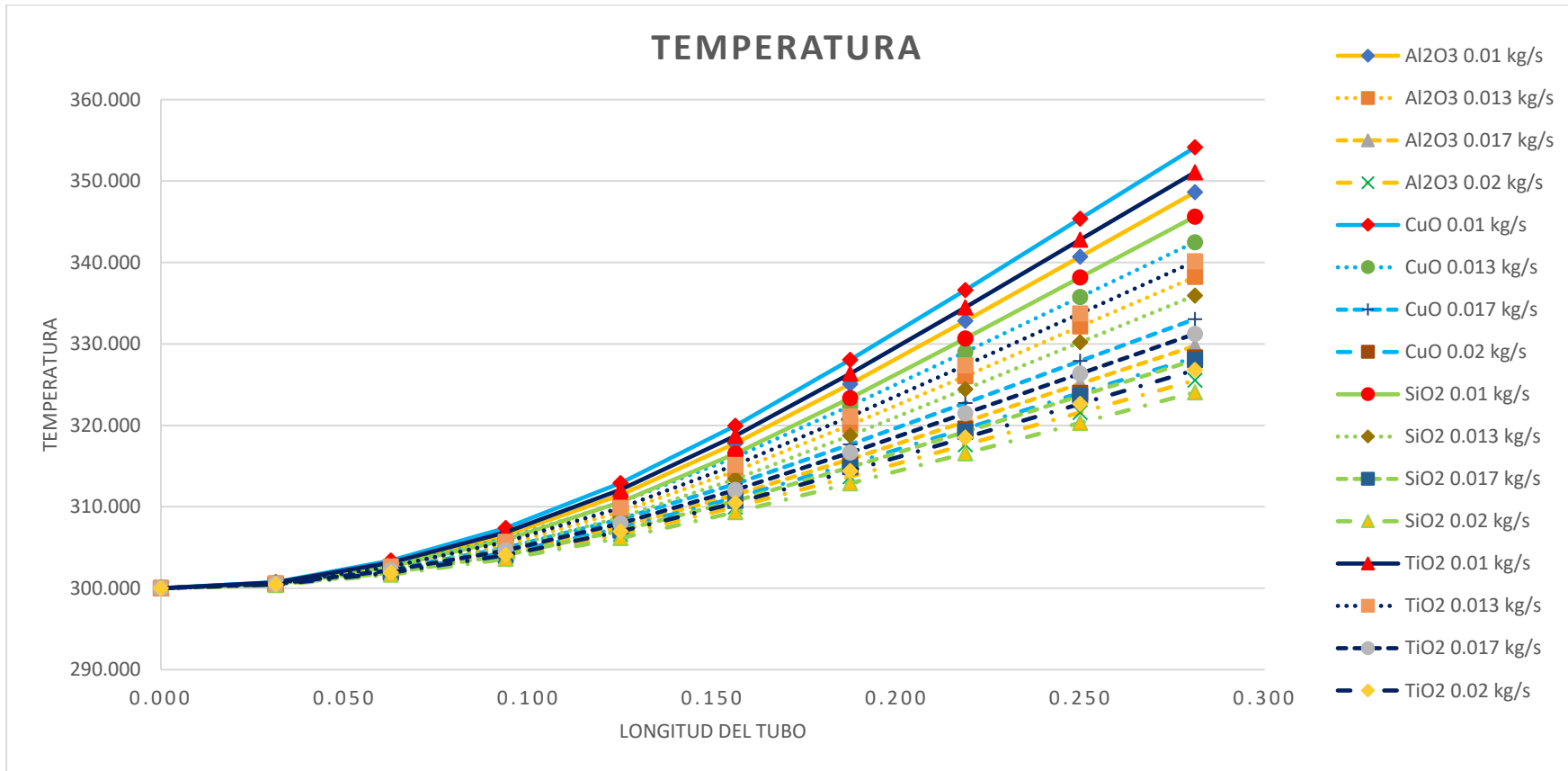
El flujo de 0.02 kg/s obtiene número de Reynolds máximo con un valor de 126.394 respecto al flujo 0.01 kg/s con un valor mínimo de 73.171 lo que supone que existe un cambio de 52.223, a una turbulencia del 0% se obtuvieron resultados de 127.219 y 78.199, existiendo una reducción de apenas el 0.65% para un flujo másico del 0.02 kg/s y del 6.43% para un flujo de 0.01 kg/s

Puede observarse que en la región de entrada los números de Reynolds para los flujos de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 son de 592.848, 504.009, 385.726, 297.458 respectivamente a diferencia de una intensidad del 0% en el que todos los nanofluidos tenían un valor de 0.001 al inicio de la longitud del tubo.

- Temperatura

Figura 41

Temperatura del líquido base a una concentración del 5% a 50% de turbulencia



En la Figura 41 se puede observar un comportamiento uniforme a lo largo del tubo de calor, siendo el óxido de cobre con un flujo másico de 0.01 kg/s la que obtiene una temperatura de salida máxima de 354.131°K respecto a la temperatura mínima de la nanopartícula de dióxido de silicio con un flujo másico de 0.02 kg/s de 324.057°K

La intensidad de turbulencia afecta principalmente al comportamiento del nanofluido a lo largo del tubo de calor, pero no los resultados a la salida no tienen una variación considerable, en el caso de la turbulencia al 0% se tienen valores de temperatura máxima de 353.949°K y mínima de 324.074°K con apenas un cambio del 0.05%.

Pero respecto al líquido base con una concentración del 0% se tienen valores de 324.175°K como temperatura máxima y 322.141°K lo que implica que la nanopartícula de óxido de cobre produjo un aumento del 9.24% y la de dióxido de silicio un incremento del 0.6% con intensidades de turbulencia al 50% a flujos másicos de 0.01 kg/s y 0.02 kg/s respectivamente

En la Figura 42 se observa el comportamiento lineal de la caída de presión a una intensidad de turbulencia del 50%, donde el flujo másico de 0.02kg/s obtiene los valores máximos de esta variable, y el flujo de 0.01 kg/s arroja los valores mínimos para todos los nanofluidos.

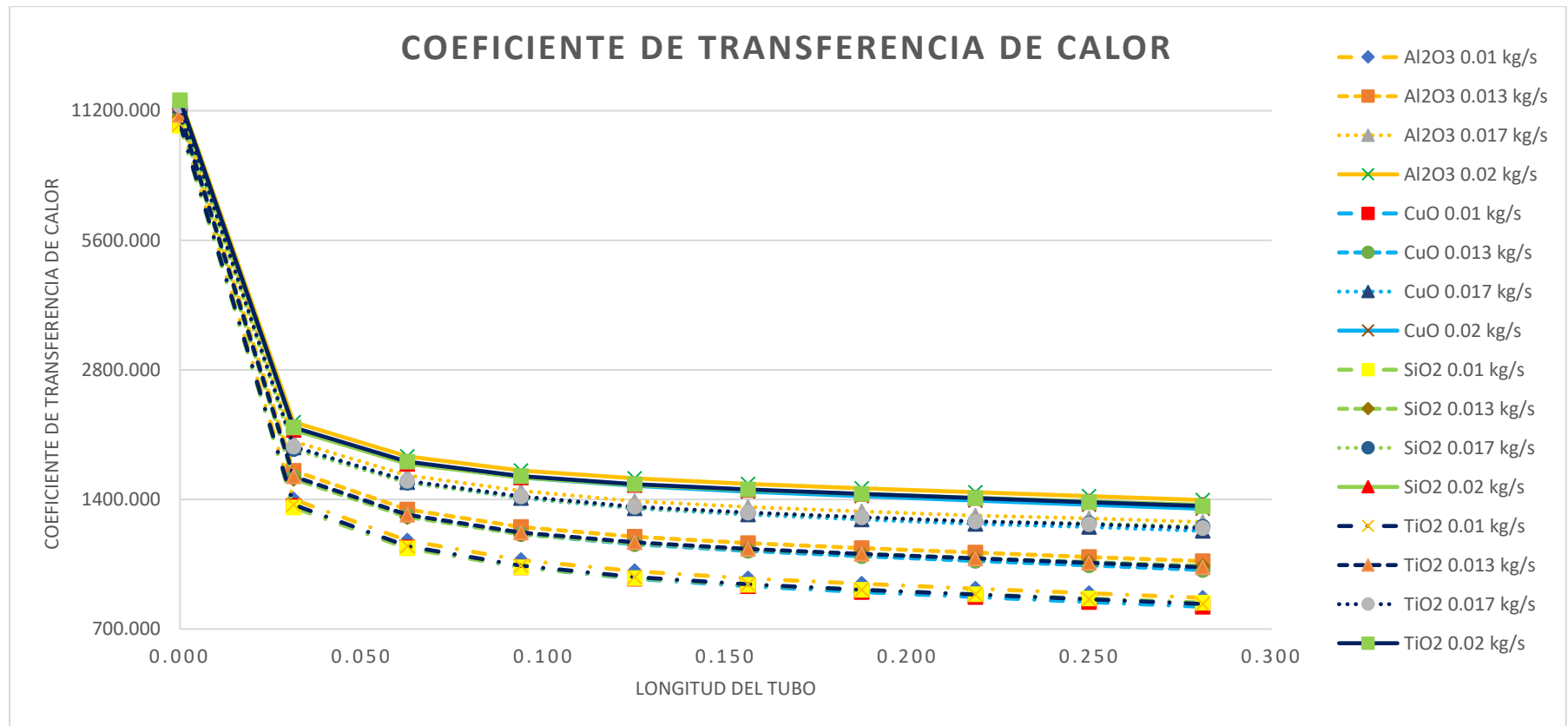
Se marcan 4 zonas diferenciadas en orden decreciente de los flujos másicos de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 kg/s, siendo la nanopartícula de dióxido de silicio a un flujo de 0.02 kg/s la que obtiene la máxima caída de presión con un valor de 43.299 Pa, y el óxido de cobre a un flujo de 0.01 kg/s arroja un valor mínimo de 13.263 Pa, habiendo una diferencia de 30.036 Pa para el resto de los compuestos.

Si se compara con los resultados arrojados a una intensidad de turbulencia del 0% mostrados en la figura 53, el valor máximo fue de 39.731 Pa y el mínimo de 11.792 Pa, donde existe un incremento del 8.98% y del 12.47% respectivamente del dióxido de silicio a un flujo másico de 0.02 kg/s y del óxido de cobre a 0.01 kg/s

- Coeficientes de transferencia de calor superficial

Figura 43

Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 5% a 50% de turbulencia



En la Figura 43 se puede observar 2 zonas totalmente diferenciadas a lo largo del tubo, una caída drástica de la pendiente hasta los 0.031m y a partir de ese punto los valores del coeficiente de transferencia de calor siguen disminuyendo hasta estabilizarse a la salida del tubo.

Se marcan 4 zonas en orden decreciente de los nanofluidos por influencia de los flujos máxicos de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 kg/s respectivamente, siendo la nanopartícula de alúmina la que obtiene un coeficiente de transferencia de calor máximo a la salida del tubo con un valor de 1395.586 [W/m²°K] para un flujo de 0.02 kg/s y un valor mínimo de 788.612 [W/m²°K] para el compuesto del óxido de cobre a un flujo de 0.01 kg/s habiendo una variación de 606.974 [W/m²°K] entre los datos obtenidos.

A una turbulencia del 0% se pudo determinar un comportamiento desordenado de la Figura 37 pero manteniendo la misma tendencia, a pesar de eso se obtuvieron valores máxicos y mínimos de 1396.199 [W/m²°K] y 792.341 [W/m²°K].

Por lo tanto, a una intensidad de turbulencia del 50% los valores arrojados tienen una variación del 0.044% y del 0.47% para sus valores máxicos y mínimos respectivamente.

El número de Nusselt de la Figura 44 tiene el mismo comportamiento de la Figura 43 por su relación directa con el coeficiente de transferencia de calor mostrando las mismas zonas definidas en orden decreciente de mayor a menor para los flujos máxicos de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 kg/s.

La nanopartícula de dióxido de silicio a un flujo máxico de 0.02 kg/s alcanza el mayor número de Nusselt con un valor de 2165.952 mientras que el valor mínimo lo alcanza el óxido de cobre con un flujo máxico de 0.01 kg/s con 1144.575 habiendo una variación entre los valores de 1021.377 para intensidades de turbulencia del 50%

Se muestran 4 zonas diferencias por los flujos máxicos de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 en orden decreciente para los nanofluidos de dióxido de silicio, alúmina, dióxido de titanio y óxido de cobre.

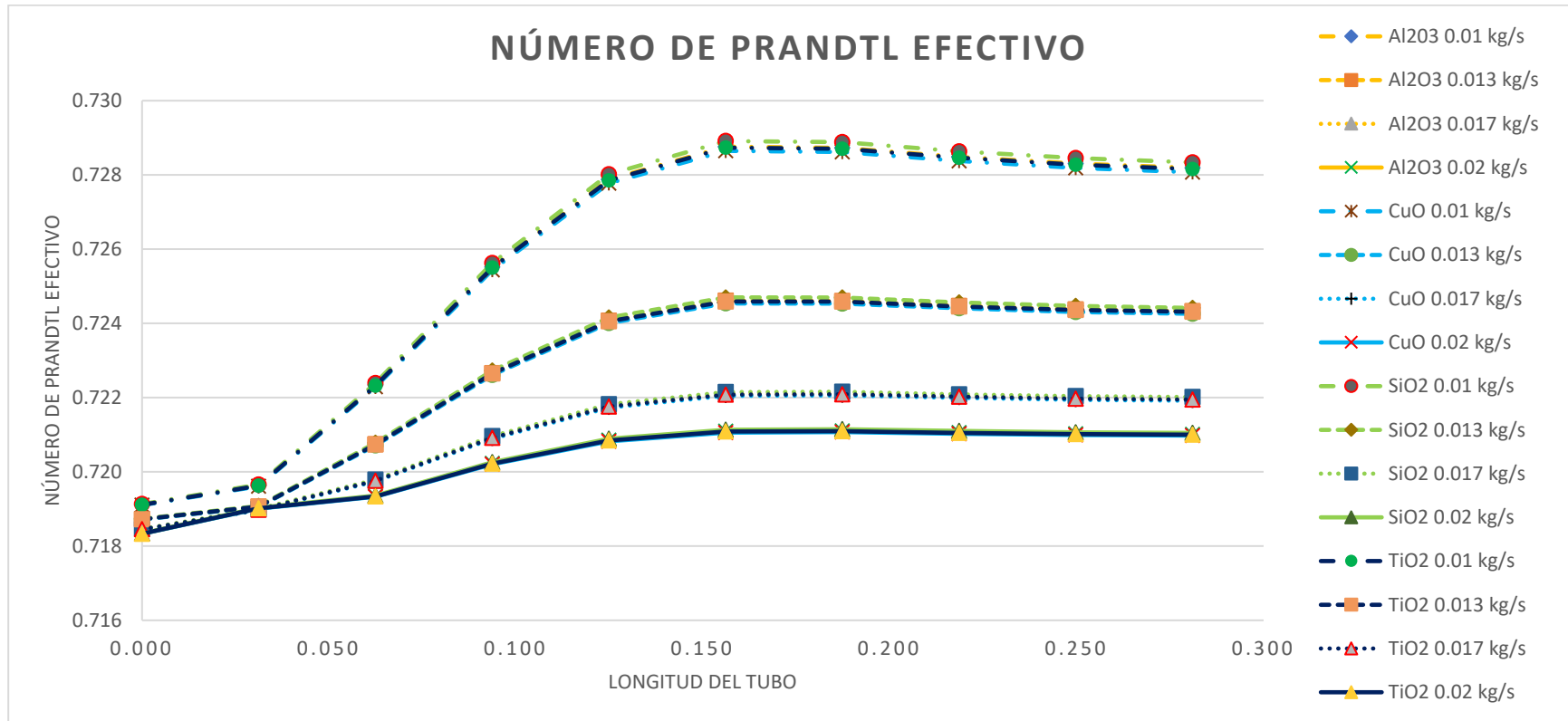
Para una intensidad de turbulencia al 0% mostrados en la Figura 38 se obtuvo un valor máxico del número de Nusselt a un flujo de 0.02 kg/s de 2166.021 y un valor mínimo a un flujo de 0.01 kg/s de 1149.987 para las nanopartículas de dióxido de silicio y óxido de cobre con una variación del 0.0032% y 0.47% respectivamente.

Turbulencia 100% al 5% de concentración

- **Número de Prandtl efectivo**

Figura 45

Número de Prandtl efectivo del líquido base a una concentración del 5% a 100% de turbulencia



En la Figura 45 puede observarse un comportamiento idéntico al de la Figura 39 con la única diferencia de que a una longitud de 0.031m se ha formado un punto de inflexión a lo largo del tubo para los nanofluidos con flujos máxicos de 0.013, 0.017 y 0.02 kg/s dónde el número de Prandtl comienza a aumentar hasta estabilizarse a la salida del tubo.

Los valores máxicos del Número de Prandtl se dan para el flujo máxico de 0.01 kg/s y los valores mínimos para un flujo de 0.02 kg/s, siendo 0.728 para el dióxido de silicio y 0.721 respectivamente para el resto de las nanopartículas que convergen a dicho valor.

Respecto a una intensidad de turbulencia del 50% se obtuvieron los mismos resultados que al 100% de turbulencia, siendo esto un indicador de que el flujo se encuentra totalmente desarrollado a lo largo de los 0.281m de tubería.

El número de Reynolds turbulento de la Figura 46 tiene el mismo comportamiento a lo largo de la tubería que el de la intensidad de turbulencia al 50% como se mostró en la Figura 40, donde se marcan 4 zonas diferenciadas por los flujos máxicos de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 kg/s, los nanofluidos se mantienen constantes por lo que las curvas se sobreponen unas con las otras.

La única diferencia respecto a una intensidad de turbulencia del 50% radica en los valores de Reynolds en la región de entrada que son 1129.147, 959.839, 734.174 y 565.096 sobre los valores que se obtuvieron de 592.848, 504.009, 385.76, 297.458 para flujos máxicos de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 kg/s respectivamente.

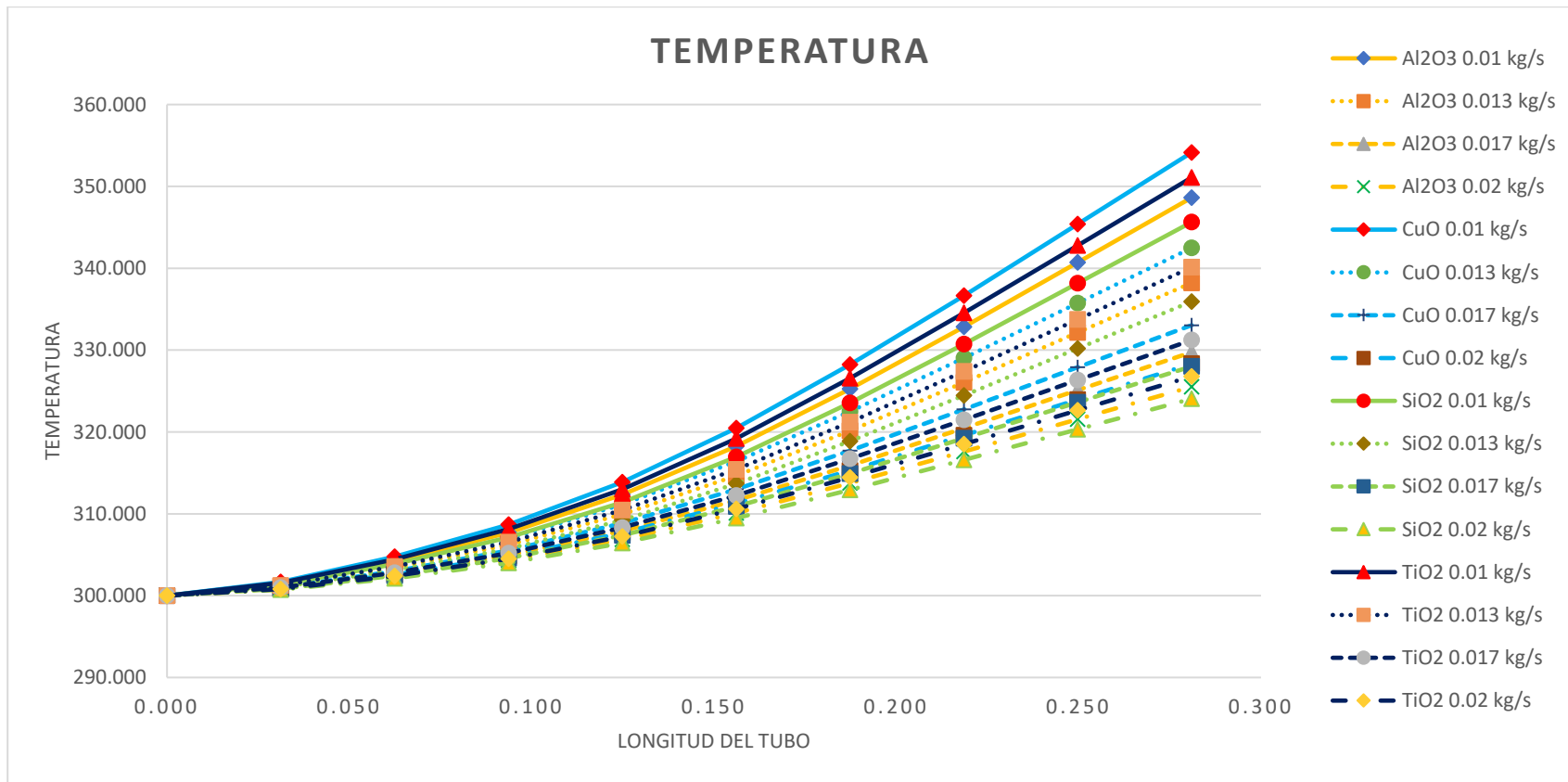
Estos valores de Reynolds a una intensidad de turbulencia del 100% suponen un incremento del 90.46% para un flujo máxico de 0.02 kg/s y del 89.97% para un flujo de 0.01 kg/s en la región de entrada.

Los números máxicos y mínimos de Reynolds al final de la tubería que se obtuvieron son de 126.347 y 73.227 respectivamente, estos valores se mantienen cercanos a los resultados con una intensidad de turbulencia del 50% con una variación de hasta el 0.05% para el flujo máxico de 0.02 kg/s y del 18.71% para el flujo de 0.01 kg/s

- Temperatura

Figura 47

Temperatura del líquido base a una concentración del 5% a 100% de turbulencia



La distribución de temperaturas de los nanofluidos a lo largo de la longitud del tubo con una intensidad de turbulencia al 100% mostrado en la Figura 47 tiene el mismo comportamiento que la intensidad de turbulencia al 50% como se detalló anteriormente en la Figura 41, se puede observar un incremento uniforme de la temperatura.

Se puede apreciar que las nanopartículas un para flujo másico a partir de 0.01 kg/s en orden ascendente alcanzan su temperatura máxima respecto al flujo de 0.02 kg/s con el cual se obtienen las temperaturas mínimas.

El nanofluido con óxido de cobre a un flujo másico de 0.01 kg/s alcanzó una temperatura máxima de 354.149°K mientras que el dióxido de silicio a un flujo de 0.02 kg/s alcanzó una temperatura mínima de 324.054°K

Las temperaturas máximas y mínimas alcanzadas por las nanopartículas de óxido de cobre y dióxido de silicio para una intensidad de turbulencia del 50% fueron de 354.131°K y 324.057°K lo que equivale a un incremento de 0.0051% y una reducción de 0.00093% para una intensidad de turbulencia del 100% respectivamente.

La caída de presión para una turbulencia al 100% representada en la Figura 48 muestra un comportamiento similar tanto para intensidades de turbulencia al 50% y 0% mostrado en la Figura 42 y Figura 36 respectivamente.

Se identifica que los nanofluidos con flujos máscicos de 0.02 kg/s tienen una caída de presión más elevada que el resto, y que a un flujo de 0.01 kg/s se producen las caídas de presión mínimas.

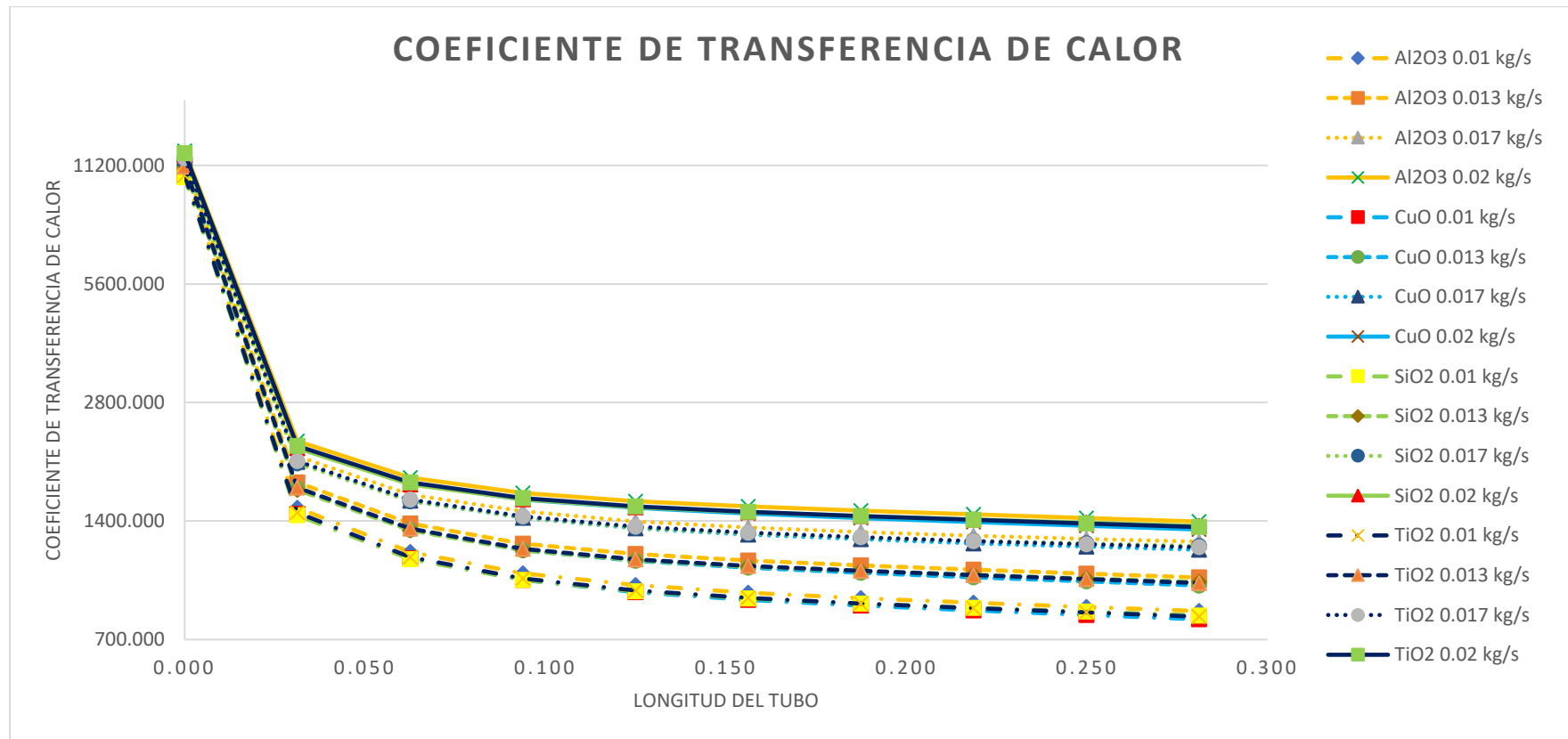
La nanopartícula de dióxido de silicio para un flujo máscico de 0.02 kg/s alcanza una caída de presión máxima de 44.233 Pa mientras que el óxido de cobre con un flujo de 0.01 kg/s presenta una caída de presión mínima de 13.573 Pa.

Para una intensidad de turbulencia del 50% se obtuvieron una caída de presión máxima y mínima de 43.299 Pa y 13.263 Pa para los nanofluidos de dióxido de silicio a 0.02 kg/s y óxido de cobre a 0.01 kg/s respectivamente, por lo tanto, a una turbulencia de 100% se produjo un incremento del 2.16% de la caída de presión máxima y una reducción del 2.34% para la caída de presión mínima.

- Coeficiente de transferencia de calor superficial

Figura 49

Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 5% a 100% de turbulencia



El comportamiento del coeficiente de transferencia de calor a una intensidad de turbulencia del 100% mostrada en la Figura 49 se asemeja al de la Figura 43 dado que el nanofluido ha logrado desarrollarse completamente.

Los flujos máxicos de 0.02kg/s siguen produciendo los coeficientes de transferencia de calor más elevados para los nanofluidos. La alúmina alcanza un valor máximo de 1395.544 [W/m²°K] y el óxido de cobre a un flujo máxico de 0.01 kg/s arroja un valor mínimo de 788.167 [W/m²°K]

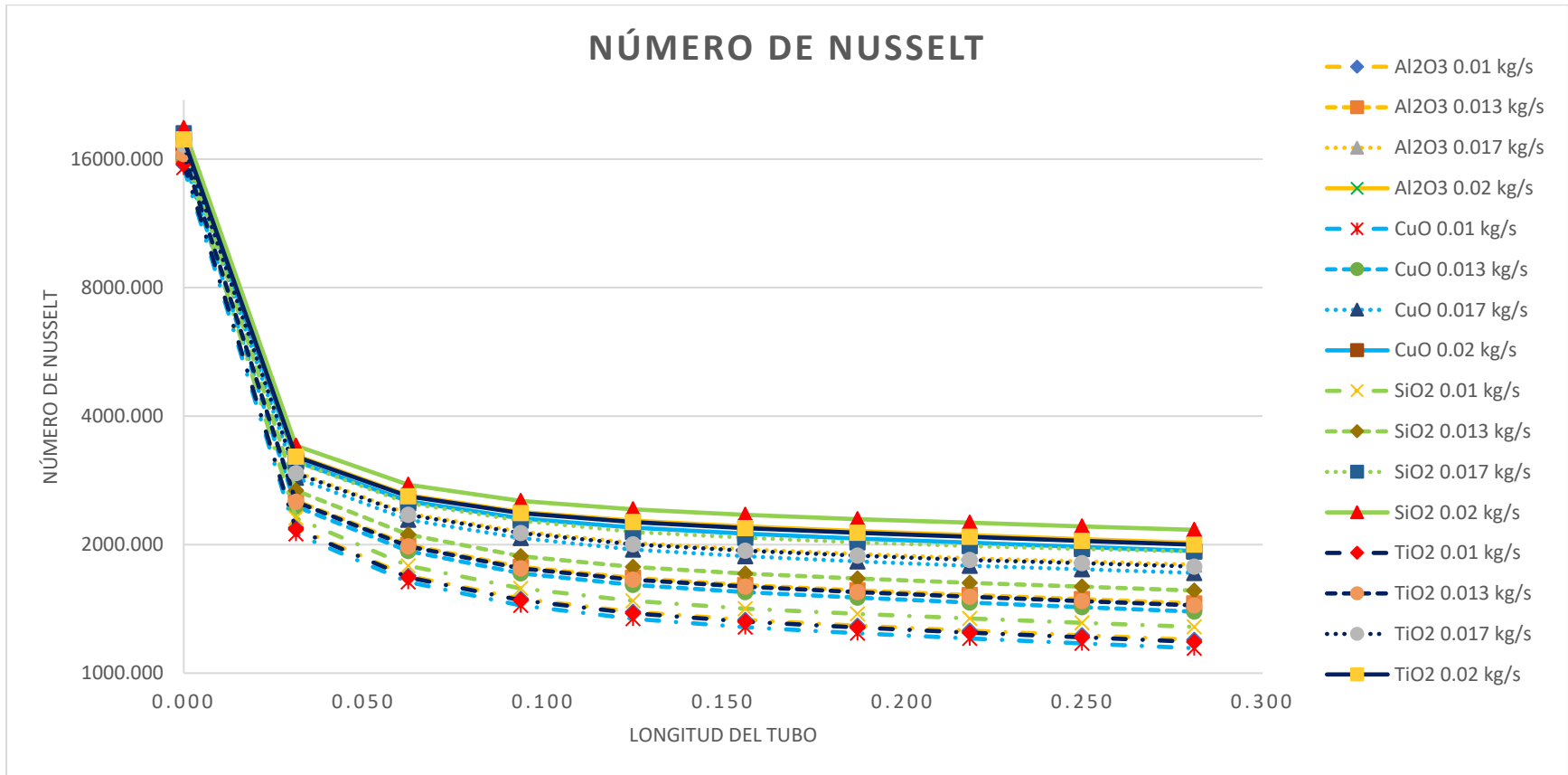
El cambio de intensidad de turbulencia no produjo grandes cambios en el desarrollo del coeficiente de transferencia de calor a la salida del tubo, al 50% se obtuvieron de resultados de 1395.586 [W/m²°K] y 788.612 [W/m²°K] para sus valores máxicos y mínimos respectivamente, habiendo una variación de hasta el 0.056%

Comparado respecto a una intensidad de turbulencia del 0% se obtuvieron valores máxicos y mínimos de 1396.199 [W/m²°K] y 792.341 [W/m²°K] lo que implica una variación con la turbulencia al 100% de 0.047% y del 0.53% respectivamente.

- Número de Nusselt superficial

Figura 50

Número de Nusselt del líquido base a una concentración del 5% a 100% de turbulencia



La distribución del número de Nusselt de la Figura 50 presenta el mismo comportamiento de la Figura 44 para una intensidad de turbulencia del 50% por lo que influencia directa con el coeficiente de transferencia de calor y los bajos porcentajes de variación de esta produzcan que se tengan valores similares para ambas turbulencias

Los mayores números de Nusselt son producidos por los flujos máxicos más elevados, por lo tanto, esta relación es directamente proporcional, siendo la nanopartícula de dióxido de silicio a un flujo de 0.02 kg/s el que alcance el máximo valor del número de Nusselt con 2165.885 unidades, mientras que el óxido de cobre con un flujo de 0.01 kg/s obtiene el valor mínimo de 1143.928

En comparación con los resultados obtenidos para una intensidad de turbulencia del 50%, los resultados se mantienen con bajos márgenes de variación con un 0.0031% para el valor máximo y 0.057% para el valor mínimo.

Como se muestra en la Figura 51 el comportamiento de la gráfica es similar al de la Figura 33 con pendientes más pronunciadas pero la influencia de los nanofluidos siguen sin alterar comportamiento lineal del líquido base para una concentración y turbulencia al 0% así como también se mantienen los cambios significativos en la región de entrada y a lo largo de la longitud del tubo con los valores del número de Prandtl, siendo las nanopartículas de dióxido de silicio las que presentan un rango notable desde la región de entrada con un valor de 6.943, se mantienen las distancias de los puntos de inflexión en 0.094m, 0.125m y 0.1256m para los flujos máxicos de 0.02, 0.017 (ambos a 0.094m), 0.013 y 0.01 kg/s respectivamente, siendo el óxido de cobre la nanopartícula con menor número de Prandtl en la región de entrada con 4.415, respecto a las nanopartículas dióxido de titanio con 4.967 y alúmina con 5.234.

En la región de salida del tubo se puede observar puntos de inflexión en común para cada flujo máxico de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 kg/s a distancias de 0.125m, 0.156m (para flujos de 0.017 y 0.013 kg/s) y 0.187m respectivamente, indistintamente de la nanopartícula, hasta estabilizarse en un valor común para todo este conjunto en 0.722

Se tiene una ligera variación respecto al número de Prandtl del conjunto a la salida del tubo como se mostró en la Figura 33 con un valor de 0.721, lo que representa un incremento del 0.1386%

La Figura 52 mantiene un comportamiento similar al de la Figura 34 donde se muestra el comportamiento del número de Reynolds turbulento a lo largo del tubo, dónde se puede identificar que las curvas de las nanopartículas se sobreponen, diferenciándose únicamente por los flujos máxicos de cada uno, con un valor máximo de 114.621 para un flujo de 0.02 kg/s respecto al flujo de 0.01 kg/s el que obtiene un valor mínimo de 73.478

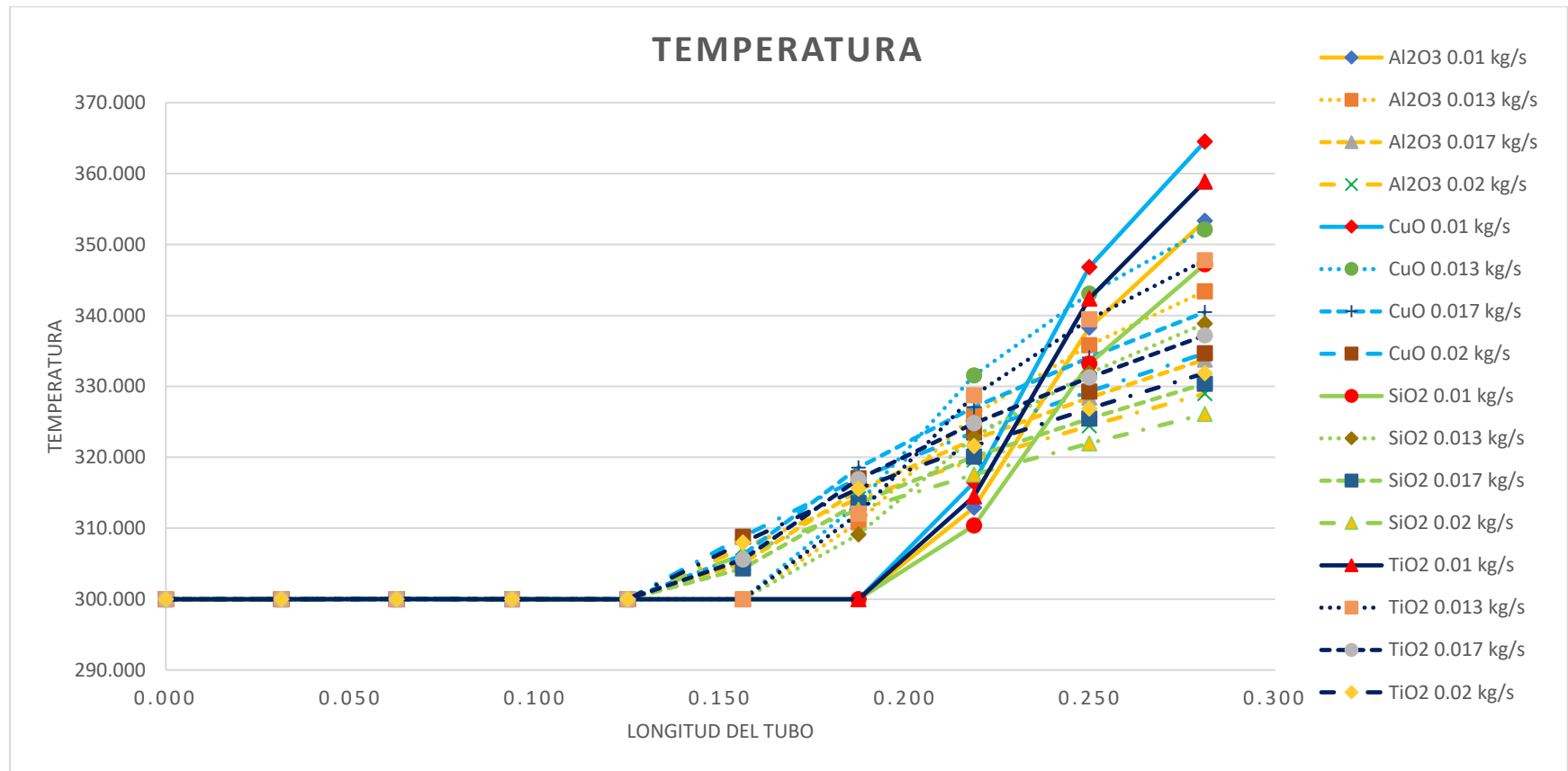
Los resultados obtenidos para una concentración al 5% mostrados en la Figura 34 arrojaron un valor máximo de 127.219 y un valor mínimo de 78.199, esto implica que para una concentración del 10% el número de Reynolds turbulento se redujo en un 9.9% para un flujo máxico de 0.02 kg/s y del 6.04% para un flujo de 0.01 kg/s

También se observa que la región de entrada no logra desarrollarse completamente, y la existencia de puntos de inflexión a distancias de 0.094m, 0.125m, y 0.156m para los flujos de 0.02, 0.017, 0.013, y 0.01 kg/s respectivamente.

- Temperatura

Figura 53

Temperatura del líquido base a una concentración del 10% a 0% de turbulencia



La distribución de temperatura de la Figura 53 mantiene una similitud a la Figura 35 para una intensidad de turbulencia del 0%, se sigue manteniendo una inestabilidad en el aumento de las temperaturas de los nanofluidos a lo largo del tubo, en este caso no se puede diferenciar las 4 tendencias de los flujos máxicos respecto a las temperaturas de salida, pero la nanopartícula de óxido de cobre a un flujo máxico de 0.01 kg/s sigue alcanzando una temperatura máxica con un valor de 364.504°K y el dióxido de silicio a un flujo de 0.02 kg/s se mantiene como la temperatura mínima con un valor de 326.087°K.

A una concentración del 10% las nanopartículas de óxido de cobre y dióxido de titanio con un flujo máxico de 0.013 kg/s tienden a igualar las temperaturas máximas de los nanofluidos de alúmina y dióxido de silicio con flujos máxicos a 0.01 kg/s con valores de 352.114°K, 347.794°K y las temperaturas máximas de la alúmina y dióxido de silicio con 353.357°K y 347.214°K respectivamente.

A una concentración del 5% se obtuvieron resultados de temperatura máxica de 353.949°K y una temperatura mínima de 324.074°K mostrados en la Figura 35 lo que supone que a una concentración del 10% se produjo un incremento de temperatura máxica del óxido de cobre a 0.01 kg/s del 2.98% y para la temperatura mínima un 0.62%

El comportamiento de la caída de presión se ha mantenido igual para todas las concentraciones e intensidades de turbulencia, dónde solamente se tiene variaciones numéricas.

En la Figura 54 puede observar que la caída de presión máxima la experimenta el dióxido de silicio a un flujo másico de 0.02kg/s con 40.051 Pa mientras que el óxido de cobre a un flujo de 0.01 kg/s se mantiene como la nanopartícula que experimenta la caída de presión mínima con 10.491 Pa

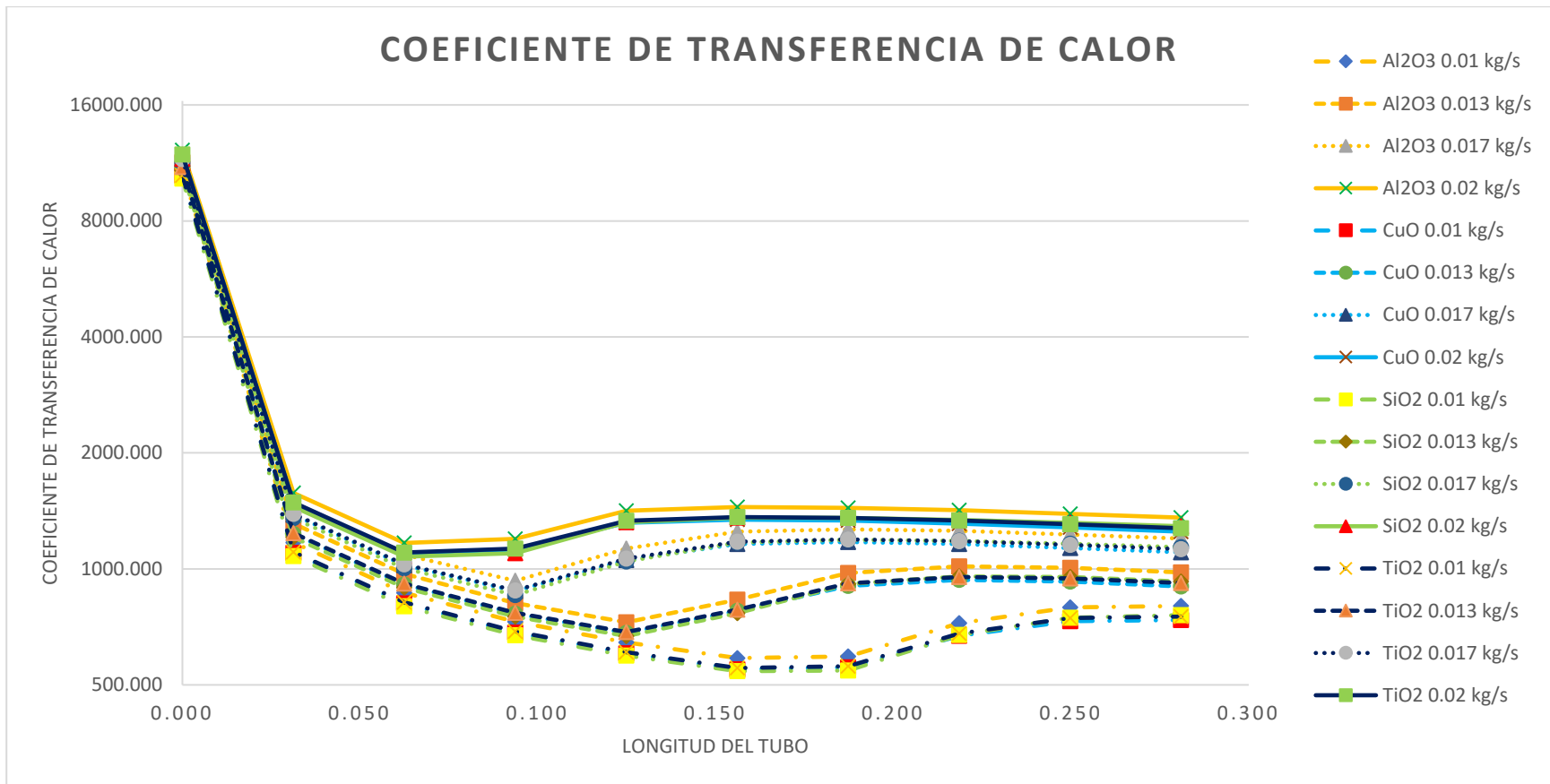
En la Figura 36 se mantuvieron las mismas nanopartículas con una caída de presión máxima de 39.731 Pa y un valor mínimo de 11.792 Pa

Por lo tanto, a una concentración del 10% se produjo un incremento en la caída de presión máxima de 0.81% mientras que la caída de presión mínima se reduce en un 11.03%

- Coeficiente de transferencia de calor superficial

Figura 55

Coeficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 10% a 0% de turbulencia



Se puede observar que el comportamiento de la Figura 55 tiene la misma tendencia que el coeficiente de transferencia de calor con una concentración al 5% de la Figura 37

Se pueden identificar 4 zonas delimitadas por los flujos máxicos, siendo el de 0.02 kg/s el que produce los coeficientes de transferencia de calor máxicos de las nanopartículas, para el flujo de 0.01 kg/s se tienen inestabilidades de los valores a lo largo del tubo.

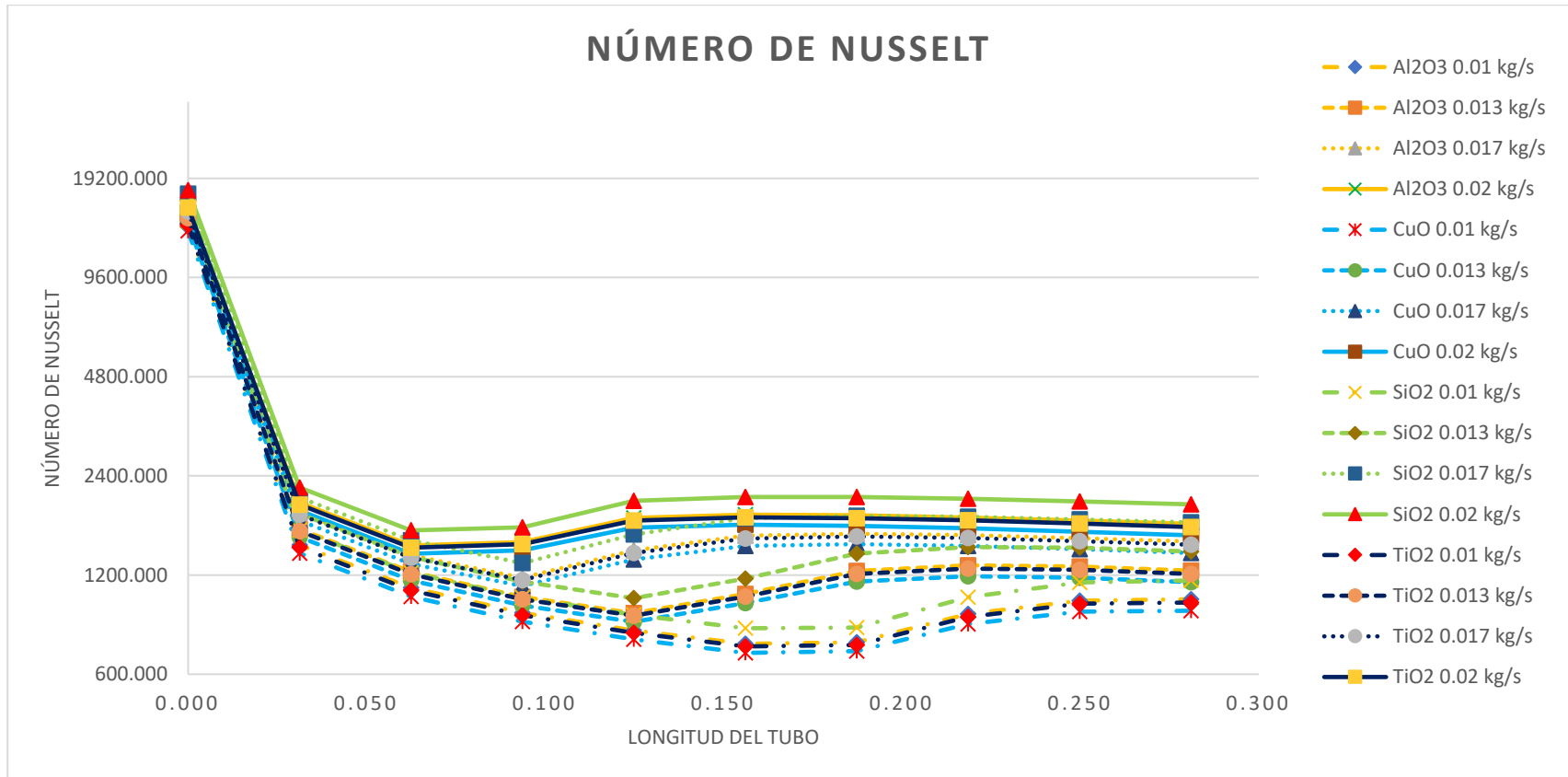
La nanopartícula de alúmina a 0.02 kg/s obtiene un coeficiente de transferencia de calor máxico de 1357.574 [W/m²°K] mientras que el óxido de cobre con un flujo de 0.01 kg/s tiene un valor mínimo de 736.724 [W/m²°K].

Respecto a una concentración del 5% se obtuvieron resultados del coeficiente de transferencia de calor con un valor máxico de 1396.199 [W/m²°K] y un valor mínimo de 792.341 [W/m²°K] lo que supone que la concentración del 10% redujo los valores en un 2.85% y 7.55% respectivamente

- Número de Nusselt superficial

Figura 56

Número de Nusselt del líquido base a una concentración del 10% a 0% de turbulencia



El comportamiento del número de Nusselt a una concentración del 10% de la Figura 56 se asemeja al de la Figura 38 con una concentración del 5%, al estar relacionado directamente con el coeficiente de transferencia de calor por lo tanto los puntos de inflexión, donde la gráfica cambia de comportamiento son los mismos.

Los números de Nusselt máximos para todos los nanofluidos están dados por el flujo másico de 0.02 kg/s mientras que los mínimos están relacionados con el flujo de 0.01 kg/s, la nanopartícula de dióxido de silicio a 0.02 kg/s tiene un valor de Nusselt máximo de 1966.638 mientras que el óxido de cobre a 0.01 kg/s tiene un valor mínimo de 929.184.

Los resultados que se obtuvieron a una concentración del 5% mostrados en la Figura 38 tienen un valor máximo de 2166.921 mientras que el mínimo tiene un valor de 1149.987

Por lo tanto, existen una variación del valor máximo y mínimo de 200.283 unidades y 220.803 unidades que corresponden a una reducción del 10.18% y del 19.2% respectivamente.

En la Figura 57 pueden diferenciarse 4 zonas delimitadas por los flujos máxicos de cada nanopartícula siendo el flujo de 0.01 kg/s el que alcanza los valores máxicos y el flujo de 0.02 kg/s los valores mínimos del número de Nusselt efectivo.

A pesar de que la presente gráfica tiene un comportamiento diferente y estable en comparación al de la Figura 51 el dióxido de silicio se sigue manteniendo como la nanopartícula con un mayor número de Prandtl con un valor de 0.731 para un flujo máxico de 0.01 kg/s y para un flujo de 0.02 kg/s todos los nanofluidos, sin excepción convergen en un solo valor de 0.722.

El margen de variación a una intensidad de turbulencia del 50% se reduce a 0.0079 entre los flujos máxicos y en comparación para una turbulencia del 0% existe un incremento del 1.25% para un flujo máxico del 0.01 kg/s, mientras que permanece constante el valor mínimo para ambas intensidades de turbulencia.

El comportamiento del número de Reynolds turbulento de la Figura 58 es totalmente distinto a una intensidad de turbulencia del 0% mostrado en la Figura 52 en el que pueden diferenciarse claramente el desarrollo del flujo en la región de entrada de la tubería, dividiéndose en 4 curvas sobrepuestas por los nanofluidos pero a diferentes flujos máscicos, siendo el de 0.02 kg/s el que genere un número de Reynolds máximo y el flujo de 0.01 kg/s obtiene el valor mínimo.

La gráfica se estabiliza a partir de una distancia de 0.125m manteniéndose constante hasta la salida del tubo, el valor máximo de número de Reynolds es de 113.700 y el valor mínimo es de 65.667

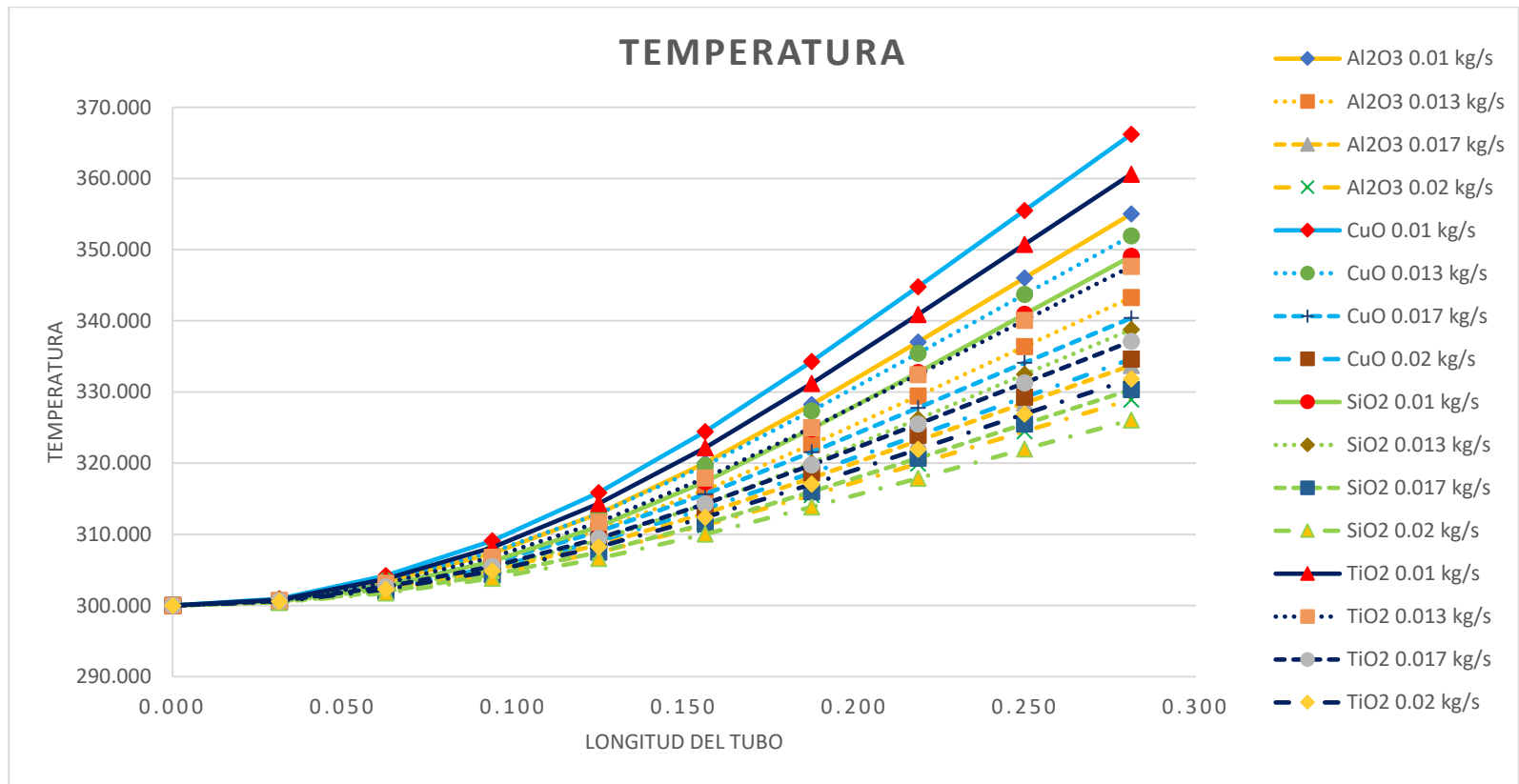
La región de entrada alcanza valores de 518.186 para el flujo de 0.02 kg/s y para el flujo de 0.01 kg/s se tiene un valor de 260.421, para una turbulencia del 0% se obtuvieron valores de 114.621 para un flujo de 0.02 kg/s y de 73.478 para un flujo de 0.01kg/s, la región de entrada estaba dado por un valor de 0 dado que el flujo no estaba desarrollado.

A una concentración del 5% a una intensidad de turbulencia del 50% se obtuvo un número de Reynolds máximo de 126.394 y un valor mínimo de 73.171 por lo que decrece en un 11.16% para un flujo de 0.02 kg/s mientras que para el valor mínimo se redujo hasta en un 11.43%

- Temperatura

Figura 59

Temperatura del líquido base a una concentración del 10% a 50% de turbulencia



La distribución de temperatura con una intensidad de turbulencia del 50% a lo largo del tubo es uniforme como se muestra en la Figura 59 diferenciándose de la Figura 53 en la que se podía observar que las nanopartículas comenzaban a aumentar su temperatura a partir de una distancia de 0.125m.

La temperatura máxima la alcanza el nanofluido de óxido de cobre con un flujo másico de 0.01 kg/s con un valor de 366.2°K mientras que la temperatura mínima de 326.061°K es producida por el dióxido de silicio con un flujo másico de 0.02 kg/s.

No se marcan las 4 zonas referenciales por flujos másicos en la presente gráfica, dado que el óxido de cobre con un flujo másico de 0.013 kg/s y 0.017 kg/s alcanzan unas temperaturas de 351.395°K y 340.388°K mayor que la nanopartícula de dióxido de silicio a un flujo de 0.01 kg/s y 0.13kg/s con un valor de 349.064°K y 338.759°K.

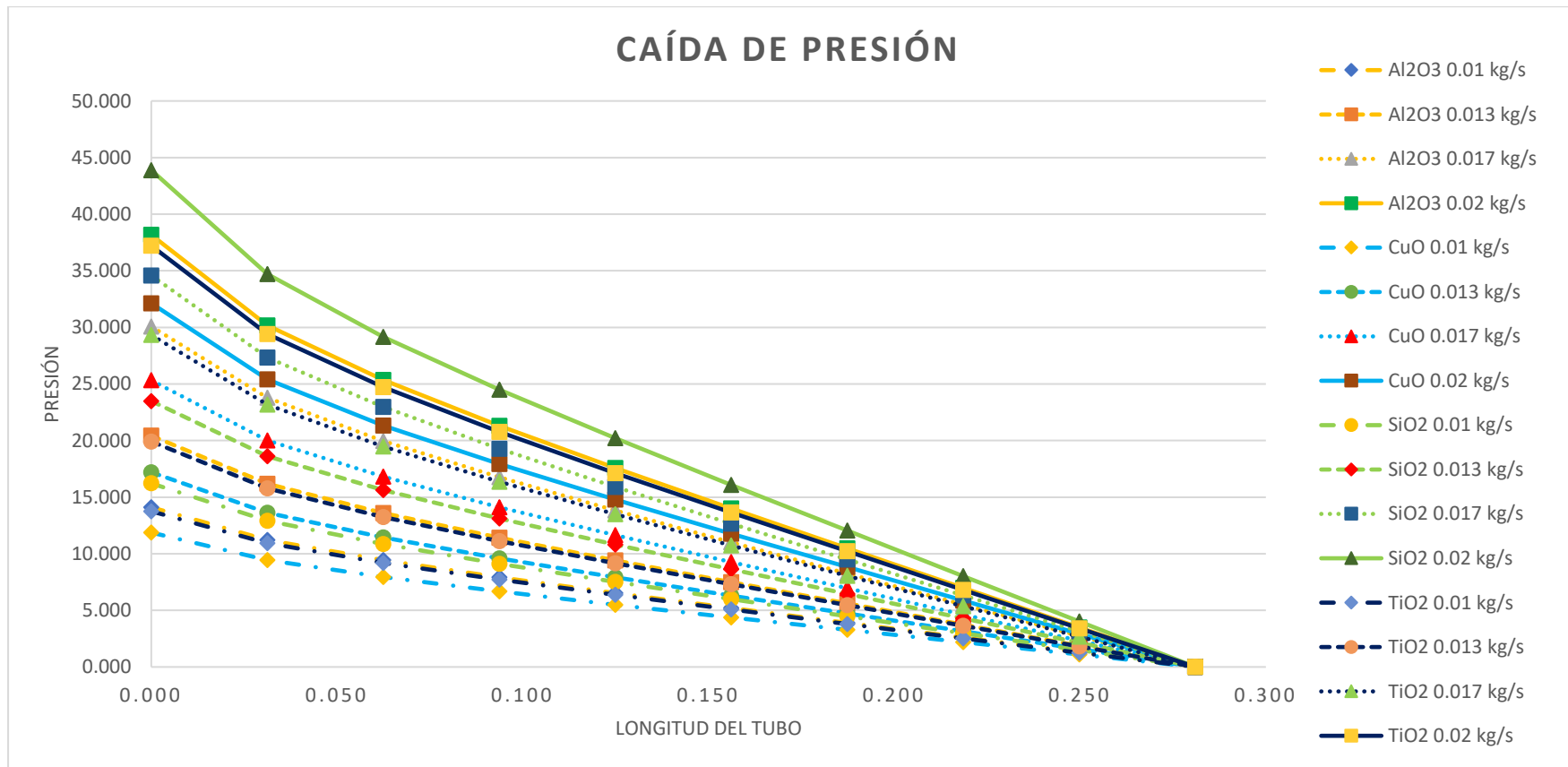
La temperatura máxima para una intensidad de turbulencia al 0% es de 364.504°K y el valor mínimo es de 326.087°K, por lo tanto, para una turbulencia de 50% estas temperaturas tuvieron un incremento del 0.47%, mientras que la temperatura mínima disminuye un porcentaje bajo de 0.008%

Así mismo respecto a una concentración del 5% se obtuvo una temperatura máxima y mínima de 354.131°K y 324.057°K por lo que las temperaturas finales al 10% de concentración tuvieron un incremento del 3.41% y 0.62% respectivamente.

- Caída de presión

Figura 60

Caída de presión del líquido base a una concentración del 10% a 50% de turbulencia



La caída de presión mantiene su tendencia lineal decreciente desde la entrada de la tubería hasta la salida, ya que se igualan con la presión manométrica.

El dióxido de silicio a un flujo de 0.02 kg/s es la nanopartícula que sufre la mayor caída de presión con un valor de 43.89 Pa, el óxido de cobre a un flujo de 0.01 kg/s es la que tiene la menor caída de presión con 11.875 Pa.

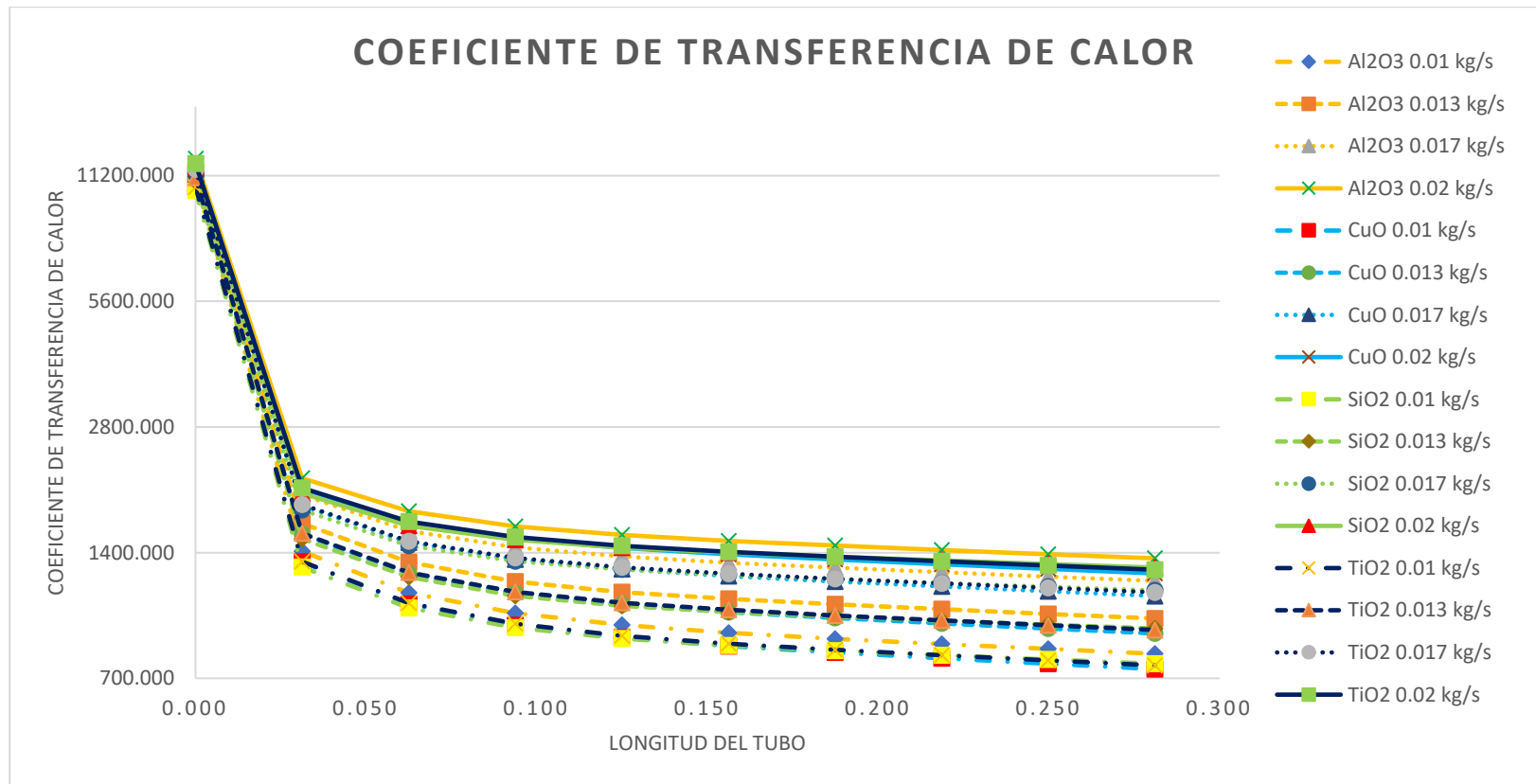
No se pueden agrupar por 4 zonas diferentes por influencia del flujo másico debido a que el dióxido de silicio a 0.017 kg/s tiene una mayor caída de presión respecto al óxido de cobre a 0.02 kg/s con 27.34 Pa y 25.396 Pa respectivamente.

A una intensidad de turbulencia del 0% se obtuvieron caídas de presión máxima y mínima de 40.051 Pa y 10.491 Pa en comparación de las obtenidas al 50% de turbulencia, lo que implica que hubo un incremento del 9.58% y del 13.19% respectivamente.

- **Coefficiente de transferencia de calor superficial**

Figura 61

Coefficiente de transferencia de calor del líquido base a una concentración del 10% a 50% de turbulencia



El comportamiento del coeficiente de transferencia de calor a lo largo del tubo como se muestra en la Figura 61 difiere del mostrado a una intensidad de turbulencia al 0% según la Figura 55, dado que no tiene inestabilidades para ningún flujo másico ni nanopartícula.

Al igual que las anteriores gráficas, en ésta se marcan 4 zonas por influencia del flujo másico, siendo la de 0.02 kg/s que produce un coeficiente de transferencia de calor máximo y el de 0.01 kg/s arroja como resultados valores mínimos.

La nanopartícula de alúmina con un flujo másico de 0.02 kg/s obtiene un coeficiente de transferencia de calor máximo a la salida del flujo de 1356.748 [W/m²°K], y el óxido de cobre a un flujo de 0.01 kg/s obtiene un valor mínimo de 736.322 [W/m²°K]

Para una concentración del 5% se obtuvieron valores máximos y mínimos de 1395.586 [W/m²°K] para la nanopartícula de alúmina a un flujo de 0.02 kg/s y de óxido de cobre con 788.612 [W/m²°K] respectivamente.

El incremento del porcentaje de concentración al 10% produjo una reducción en los coeficientes de transferencia de calor con un porcentaje de 2.88% para el valor máximo y del 7.10% para el valor mínimo.

El número de Nusselt de la Figura 62 mantiene un comportamiento decreciente a partir de la región de entrada hasta estabilizarse en la región de salida de la tubería, en comparación a la Figura 56 que se mantenía inestable debido a la incidencia de la intensidad de turbulencia al 0%.

La variación del número de Nusselt se asemeja al del coeficiente de transferencia de calor dado que son 2 variables que se relacionan directamente, no se logran definir las 4 zonas por el flujo másico dado que el dióxido de silicio con flujos de 0.017 kg/s y 0.02 kg/s obtienen los valores máximos del número de Nusselt, mientras que el óxido de cobre con un flujo de 0.01 kg/s sigue manteniéndose como la nanopartícula con el valor mínimo de este parámetro.

Para una concentración del 10% se obtuvieron valores máximos para el dióxido de silicio al 0.02 kg/s de 1965.398 y un valor mínimo del óxido de cobre al 0.01 kg/s de 934.418, mientras que para el 5% de concentración se obtuvieron resultados de 2165.952 y 1144.575, habiendo una variación del valor máximo de 10.2% y del valor mínimo con 22.49%.

El número de Prandtl efectivo de la Figura 63 muestra el mismo comportamiento a una intensidad de turbulencia del 50% como se observó en la Figura 57, con la característica de la formación de un punto de inflexión a una distancia de 0.031m para los flujos máxicos de 0.013, 0.017 y 0.02 kg/s hasta estabilizarse en la región de salida del tubo.

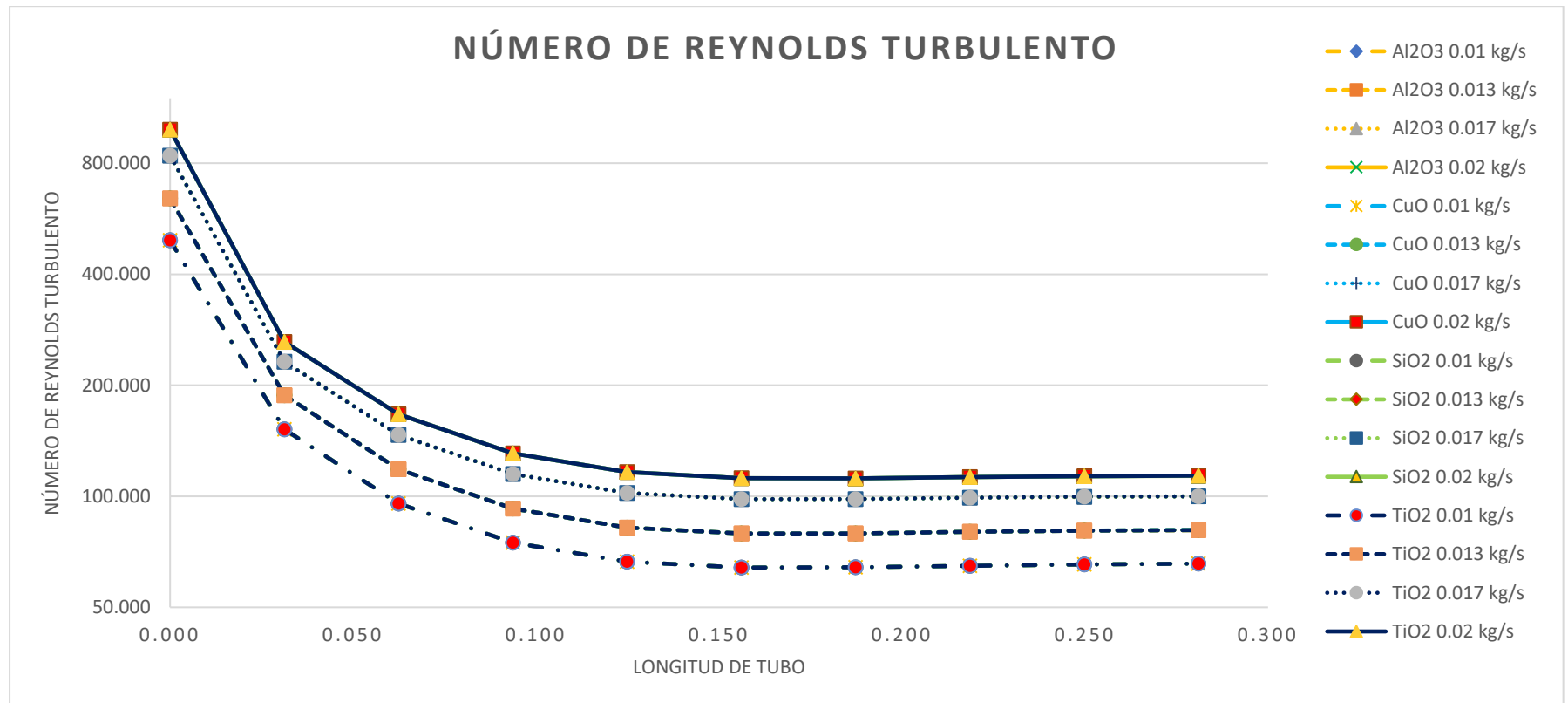
Los valores máxicos del Número de Prandtl se dan para el flujo máxico de 0.01 kg/s y los valores mínimos para un flujo de 0.02 kg/s, siendo 0.728 para el dióxido de silicio y 0.721 respectivamente para el resto de las nanopartículas que convergen a dicho valor.

Respecto a una intensidad de turbulencia del 50% se obtuvieron los mismos resultados que al 100% de turbulencia, siendo esto un indicador de que el flujo se encuentra totalmente desarrollado.

- Número de Reynolds turbulento

Figura 64

Número de Reynolds turbulento del líquido base a una concentración del 10% a 100% de turbulencia



El número de Reynolds turbulento de la Figura 64 tiene el mismo comportamiento a lo que a una turbulencia al 50% como se mostró en la Figura 58, dónde se marcan 4 zonas diferenciadas por los flujos máxicos de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 kg/s, los nanofluidos se mantienen constantes por lo que las curvas se sobreponen unas con las otras.

La única diferencia respecto a una intensidad de turbulencia del 50% radica en los valores de Reynolds en la región de entrada que son 986.862, 838.923, 641.783 y 494.166 sobre los valores que se obtuvieron de 518.186, 440.597, 337.434 y 260.421 para flujos máxicos de 0.02, 0.017, 0.013 y 0.01 kg/s respectivamente.

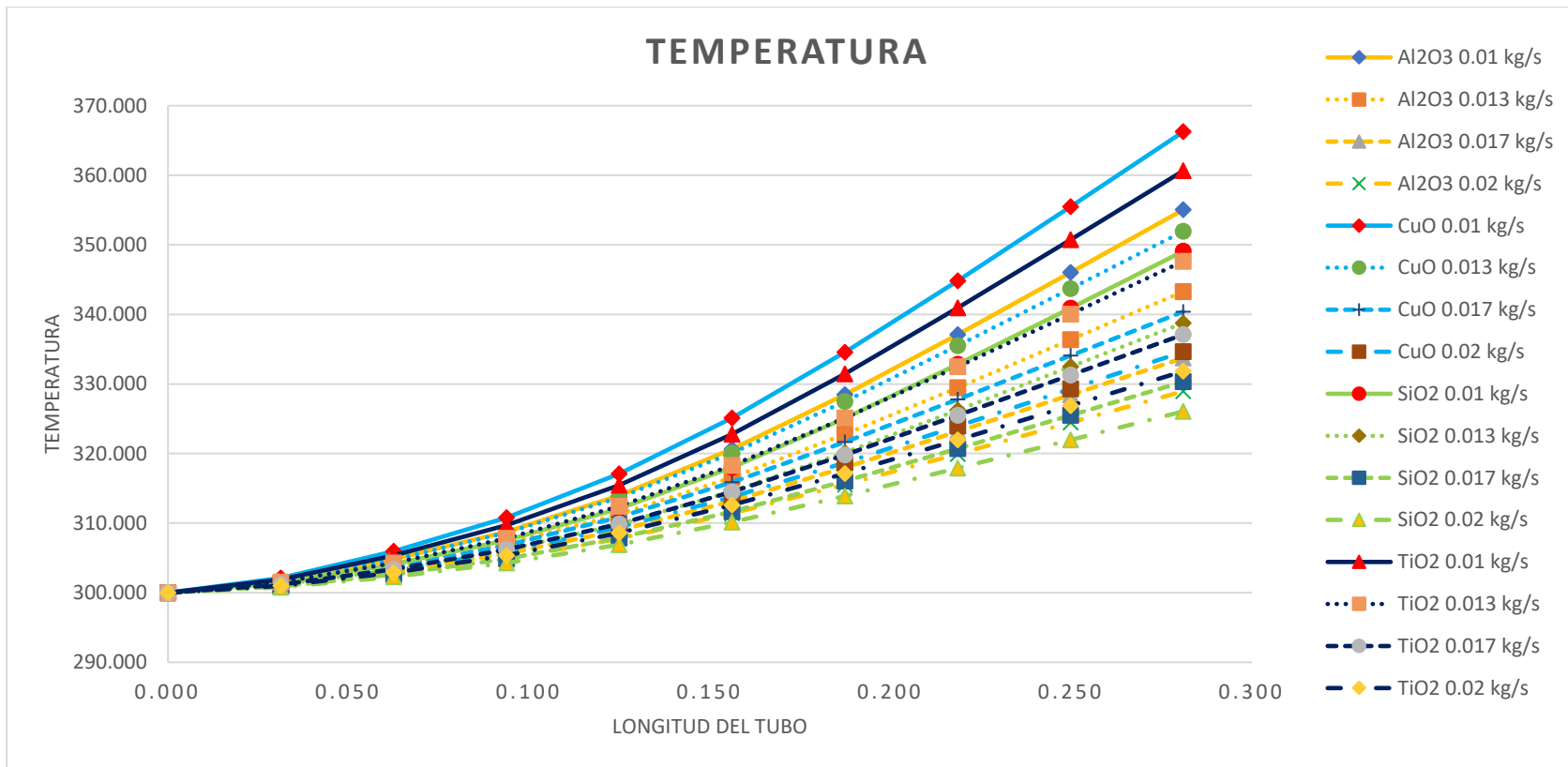
Estos valores de Reynolds a una intensidad de turbulencia del 100% suponen un incremento del 90.45% para un flujo máxico de 0.02 kg/s y del 146.44% para un flujo de 0.01 kg/s en la región de entrada.

Los números máxicos y mínimos de Reynolds al final de la tubería que se obtuvieron son de 113.661 y 65.727 respectivamente, estos valores se mantienen cercanos a los resultados con una intensidad de turbulencia del 50% con una variación de hasta el 0.04%

- Temperatura

Figura 65

Temperatura del líquido base a una concentración del 10% a 100% de turbulencia



La distribución de temperaturas a lo largo del tubo en la Figura 65 se mantiene uniforme al igual que la Figura 60 para una intensidad de turbulencia del 50% con un comportamiento uniforme a lo largo de toda la longitud del tubo.

La nanopartícula de óxido de cobre con un flujo másico de 0.01 kg/s alcanza una temperatura máxima de 366.246°K respecto a la temperatura mínima del dióxido de silicio a 0.01 kg/s con 326.057°K

Para la intensidad de turbulencia al 100% con una concentración del 10% no se puede dividir en 4 zonas por influencia del flujo másico debido a que el óxido de cobre a 0.013 y 0.017 kg/s alcanza una temperatura superior que la nanopartícula de dióxido de silicio a 0.01 kg/s y 0.013 kg/s respectivamente.

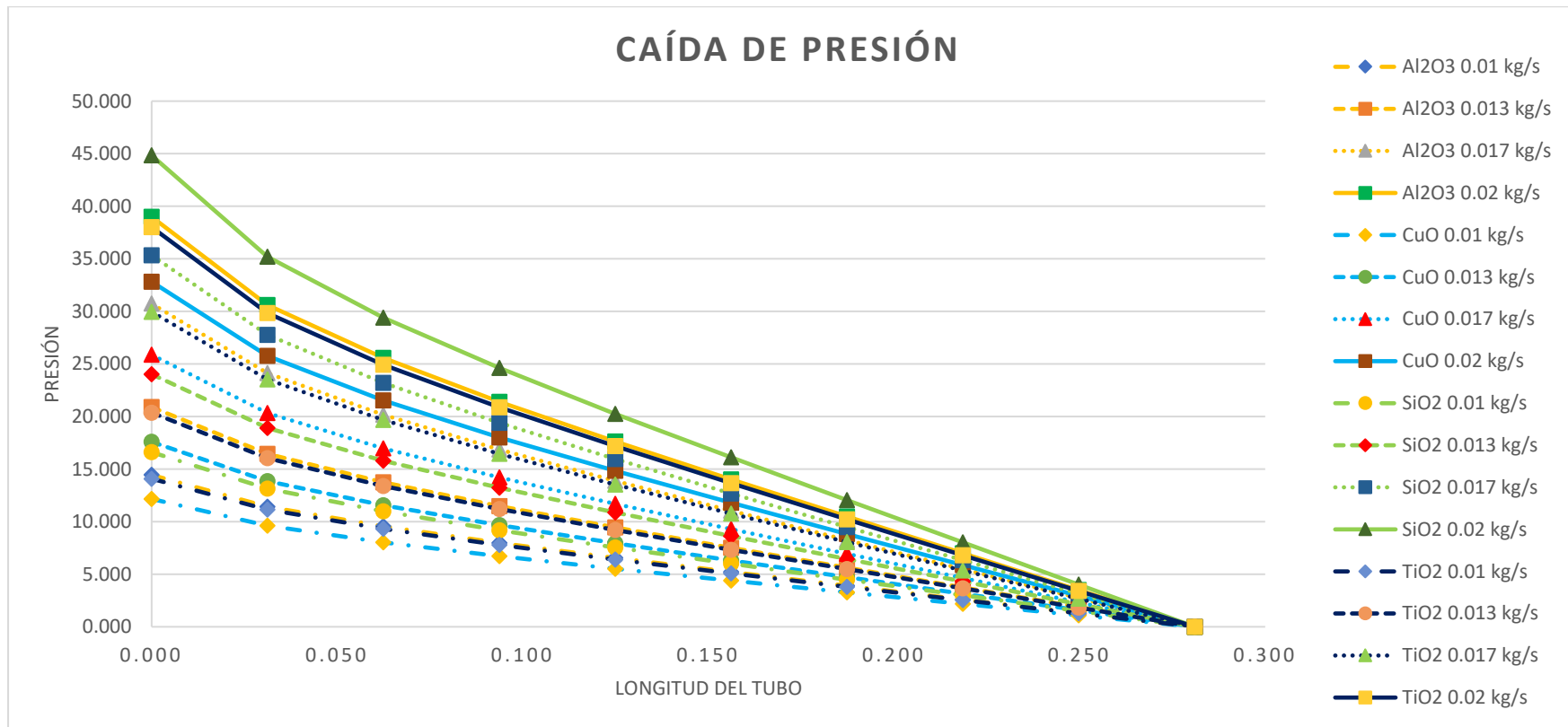
La temperatura máxima alcanzada para una intensidad de turbulencia al 50% fue de 366.2°K y la mínima fue 326.061°K, lo que implica un incremento del 0.012% y un decremento de la temperatura mínima de 0.0012%

Con respecto a la concentración al 5% se alcanzó una temperatura máxima y mínima de 354.149°K y 324.054°K lo que también se traduce en un incremento del 3.4% y del 0.62% respectivamente.

- Caída de presión

Figura 66

Caída de presión del líquido base a una concentración del 10% a 100% de turbulencia



La caída de presión de la Figura 66 a una turbulencia al 100% mantiene la misma tendencia que el resto de las intensidades y concentraciones, manteniendo el óxido de silicio como la nanopartícula que produce un mayor cambio de presión a lo largo de la tubería.

El óxido de silicio con un flujo másico de 0.02 kg/s produce la máxima caída de presión con un valor de 44.839 Pa mientras que el óxido de cobre a 0.01 kg/s tiene un cambio de presión mínimo de 9.618 Pa

El óxido de silicio con un flujo de 0.017 kg/s inclusive produce una caída de presión mayor que el óxido de cobre a 0.02kg/s con valores de 27.756 Pa y 25.762 Pa respectivamente.

A una intensidad de turbulencia del 50% se tuvo un valor máximo y mínimo de 43.89 Pa y 11.875 Pa respectivamente, por lo tanto, existe un incremento del 2.16% y una reducción de 23.47% para el óxido de cobre a 0.01 kg/s

A una concentración del 5% para una intensidad de turbulencia del 100% se obtuvo un valor máximo y mínimo de 44.233 Pa y 13.573 Pa, lo que implica un incremento del 1.37% y una reducción de la caída de presión de 41.12%

El coeficiente de transferencia de calor mantiene un comportamiento decreciente igual que la intensidad de turbulencia del 50%, con porcentajes de variación muy bajos para todos los nanofluidos a flujos máscicos de 0.01, 0.013, 0.017 y 0.02 kg/s.

Los principales cambios del coeficiente de transferencia de calor se presentan entre concentraciones del 5% y 10% con sus correspondientes flujos máscicos.

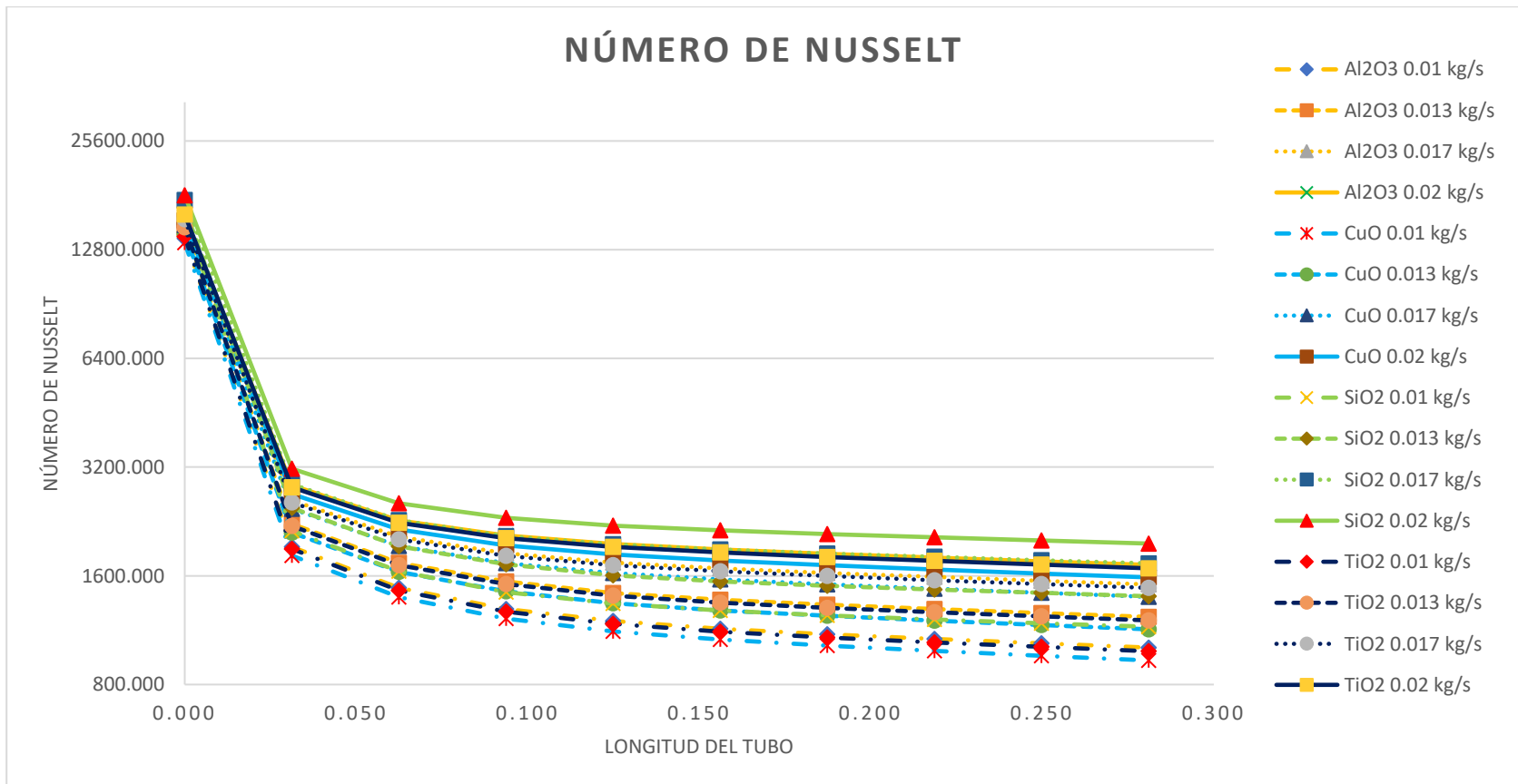
En la Figura 67 se puede observar que la nanopartícula de alúmina con un flujo máscico de 0.02 kg/s tiene un valor máximo de 1356.708 [W/m²°K] y un valor mínimo para la nanopartícula de óxido de cobre con un valor de 735.018[W/m²°K]

Para una concentración del 5% se obtuvieron un valor máximo y mínimo de 1351.677 [W/m²°K] y 788.167 [W/m²°K], por lo cual respecto a la concentración del 10% el coeficiente de transferencia de calor tuvo un incremento para el flujo máscico de 0.02 kg/s de 0.37% mientras que valor mínimo se redujo hasta en un 7.23%

- Número de Nusselt superficial

Figura 68

Número de Nusselt del líquido base a una concentración del 10% a 100% de turbulencia



El comportamiento del número de Nusselt a una intensidad de turbulencia de 10% se asemeja al de una turbulencia al 5%, inclusive sus no tiene variaciones notables a la salida del tubo para sus respectivos flujos máxicos de 0.01, 0.013, 0.017 y 0.02.

Para una concentración del 10% el dióxido de silicio para un flujo de 0.02 kg/s obtiene un número de Nusselt máximo con un valor de 1965.33 mientras que el óxido de cobre con un flujo de 0.01 kg/s tiene un valor mínimo de 932.764.

La nanopartícula de dióxido de silicio es la que obtiene mejores números de Nusselt, inclusive para un flujo máxico de 0.017 kg/s obtiene un valor mayor que las nanopartículas de alúmina, dióxido de cobre y dióxido de titanio a flujos de 0.02 kg/s

En una concentración del 5% se obtuvo un valor máximo y mínimo de 2165.885 y 1143.928, por lo tanto, existe una reducción del número de Nusselt de 9.26% y 18.46% respectivamente.

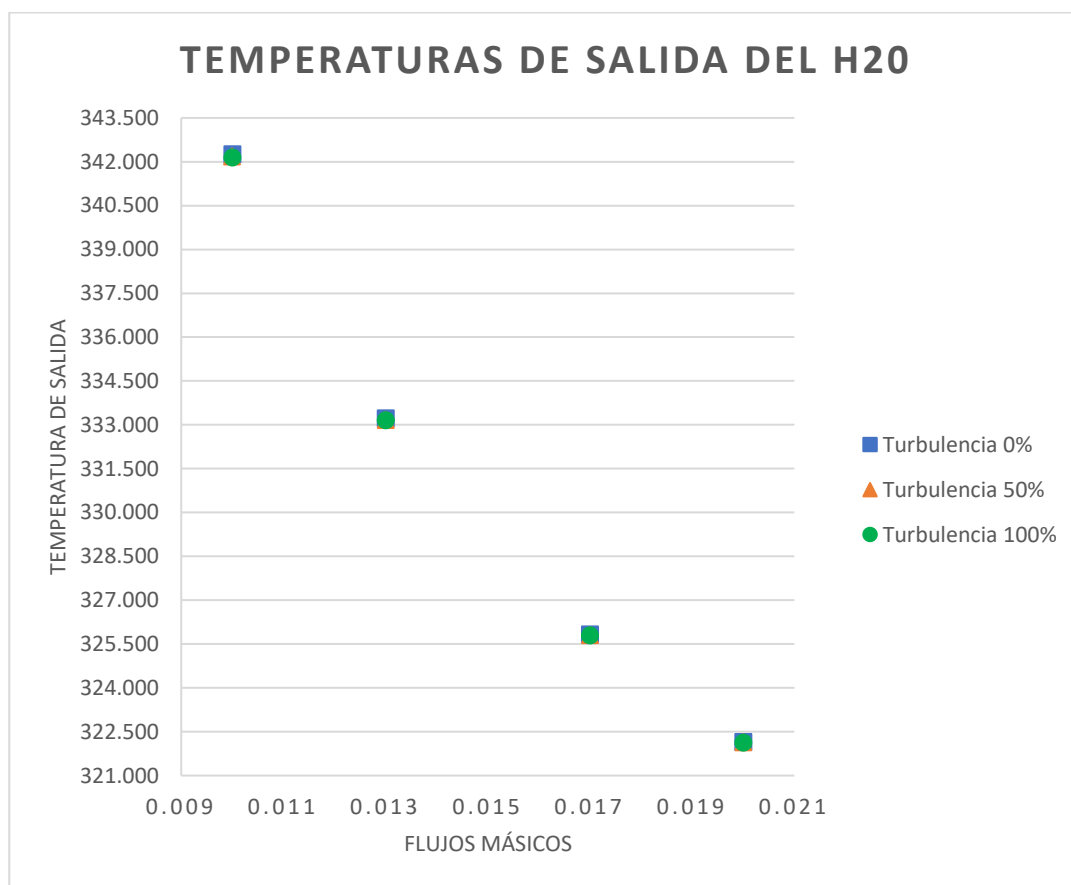
Optimización del intercambiador de calor

Líquido base

- Temperatura de salida

Figura 69

Temperatura de salida del líquido base a diferentes turbulencias

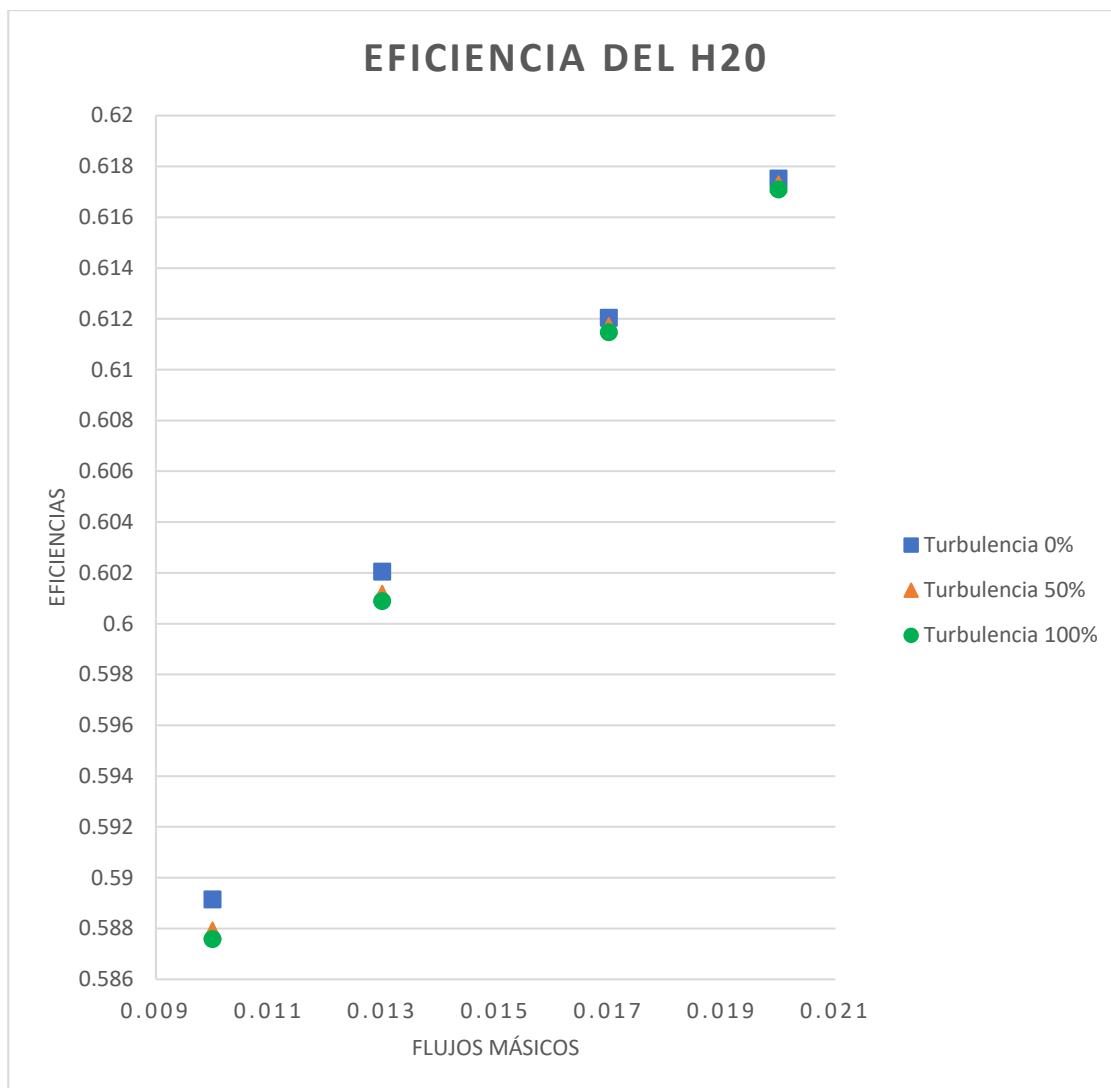


La Figura 69 nos muestra que, a pesar del cambio de las intensidades de turbulencia, no existen cambios significativos en la temperatura de salida del líquido base a 0% de concentración, para un flujo de 0.01 kg/s se tiene una temperatura de salida máxima con 342.151°K mientras que para un flujo de 0.02 kg/s se tiene la temperatura mínima de 322.134°K

- **Eficiencia del intercambiador de calor**

Figura 70

Eficiencia del intercambiador de calor del líquido base a diferentes turbulencias

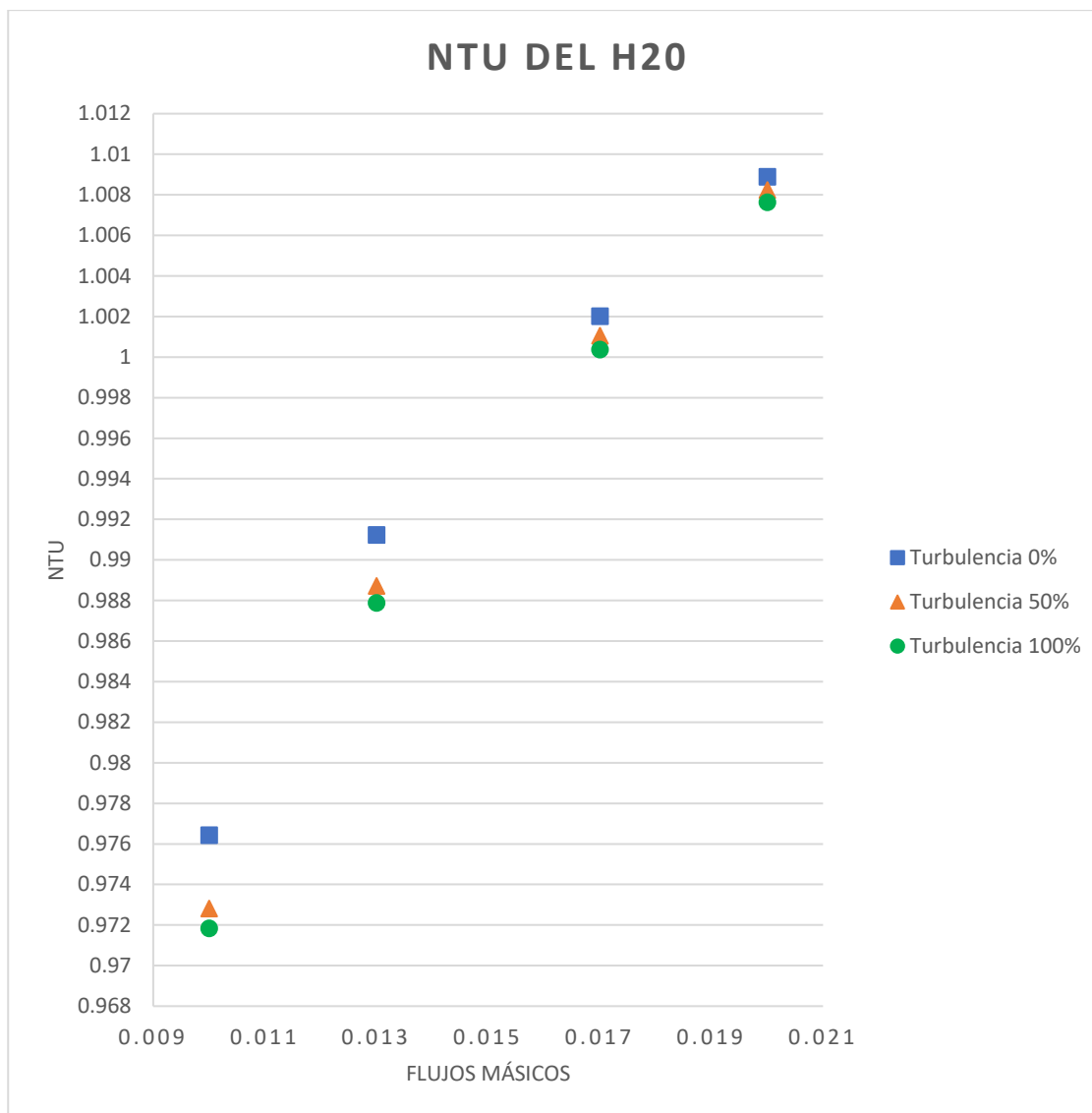


En la Figura 70 se puede evidenciar que la eficiencia del intercambiador de calor es directamente proporcional al flujo másico, para 0.01 y 0.013 kg/s la intensidad de turbulencia del 0% arroja eficiencias más altas, pero a partir del flujo de 0.017 kg/s las intensidades de turbulencia convergen con el mismo valor, siendo la de 0.02 kg/s que alcanza una eficiencia máxima de 61.71%

- Número de unidades de transferencia

Figura 71

NTU del líquido base a diferentes turbulencias



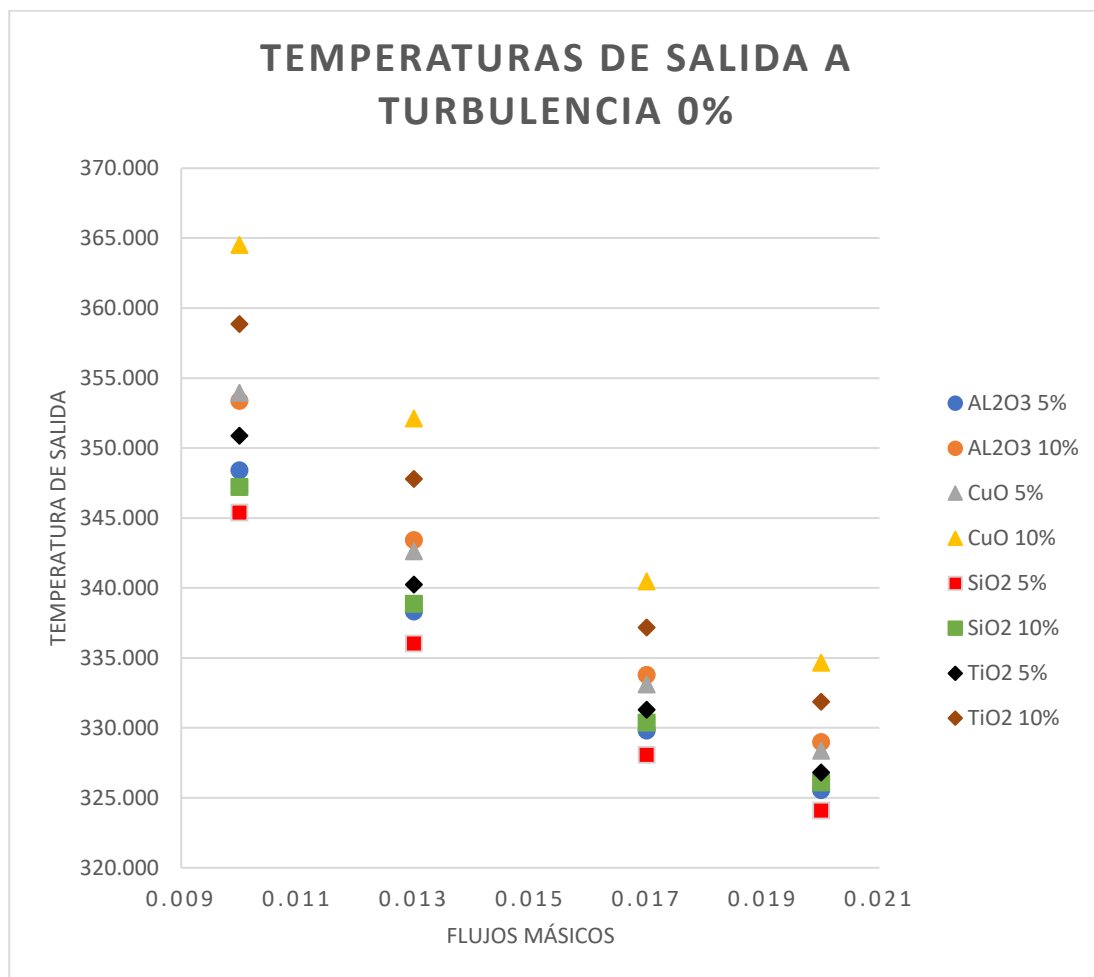
Al igual que la Figura 70 el número de unidades de transferencia es directamente proporcional al flujo, y se puede determinar que a una intensidad de turbulencia del 0% arroja un mayor NTU para un flujo de 0.02 kg/s con un valor de 1.008

Líquido base con nanofluidos al 0% de turbulencia

- Temperaturas de salida

Figura 72

Temperatura de salida de los nanofluidos al 0% de turbulencia

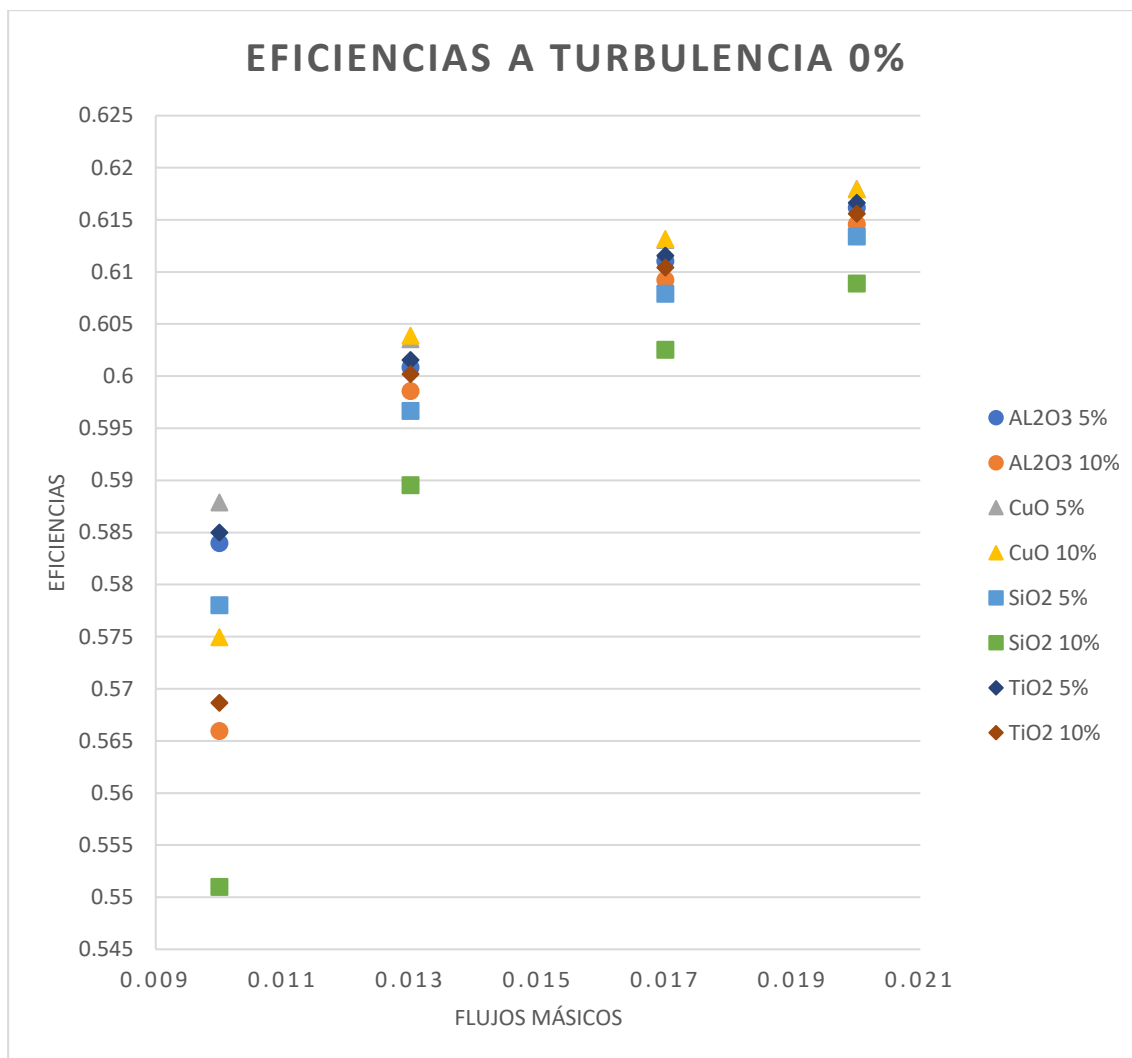


Como se puede observar en la Figura 72 la nanopartícula de óxido de cobre al 10% de concentración alcanza las temperaturas más altas, indistintamente del flujo másico, para un flujo de 0.01 kg/s alcanza una temperatura máxima de 364.504°K, mientras que el dióxido de silicio al 5% de concentración es la que alcanza una temperatura mínima de 324.074°K. para un flujo de 0.02 kg/s.

- Eficiencia del intercambiador de calor

Figura 73

Eficiencias del intercambiador de calor de los nanofluidos al 0% de turbulencia

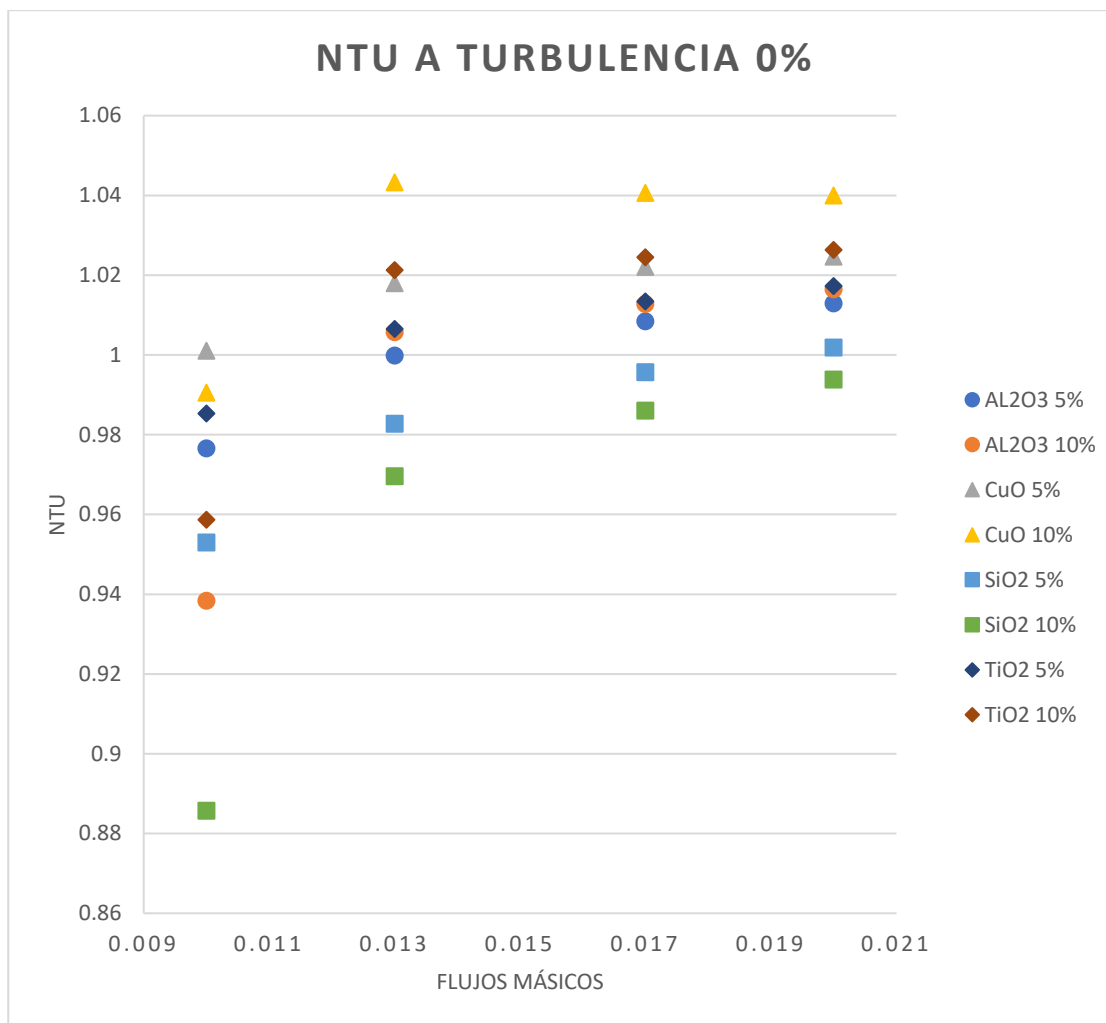


Como se aprecia en la Figura 73 la eficiencia máxima de 61.67% es alcanzada con una nanopartícula de cobre al 10% de concentración con un flujo másico de 0.02 kg/s, mientras que la eficiencia más baja de 55.09% es producida por el dióxido de silicio al 10% de concentración con un flujo másico de 0.01 kg/s.

- Número de unidades de transferencia

Figura 74

NTU de los nanofluidos a 0% de turbulencia



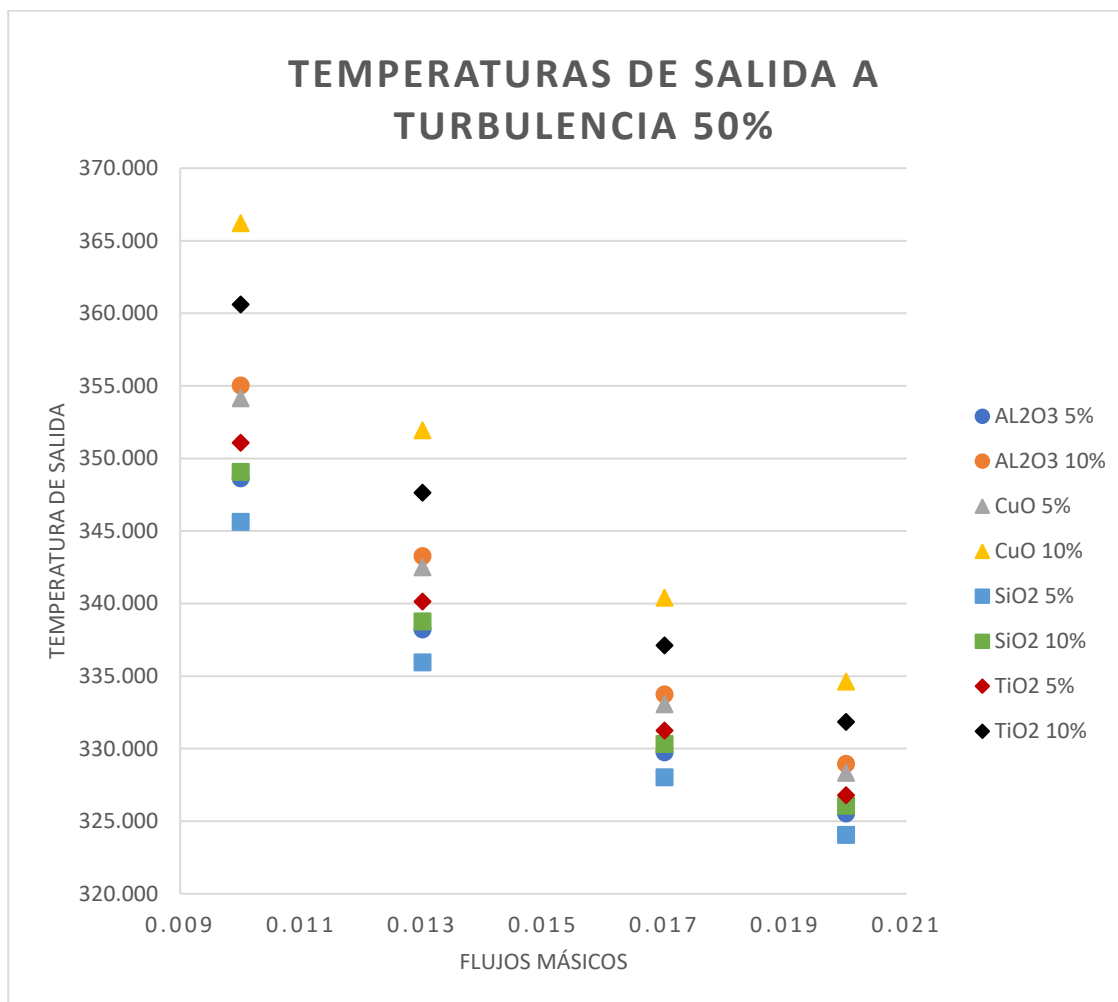
Se tiene que para flujos máscicos de 0.013 kg/s se obtiene un mayor NTU mientras que para un flujo de 0.01 kg/s el óxido de cobre al 5% de concentración es el que alcanza un NTU máximo, mientras la nanopartícula de dióxido de silicio al 10% de concentración y la que obtienes los valores más bajos de unidades de transferencia.

Líquido base con nanofluidos al 50% de turbulencia

- Temperatura de salida

Figura 75

Temperatura de salida de los nanofluidos al 50% de turbulencia

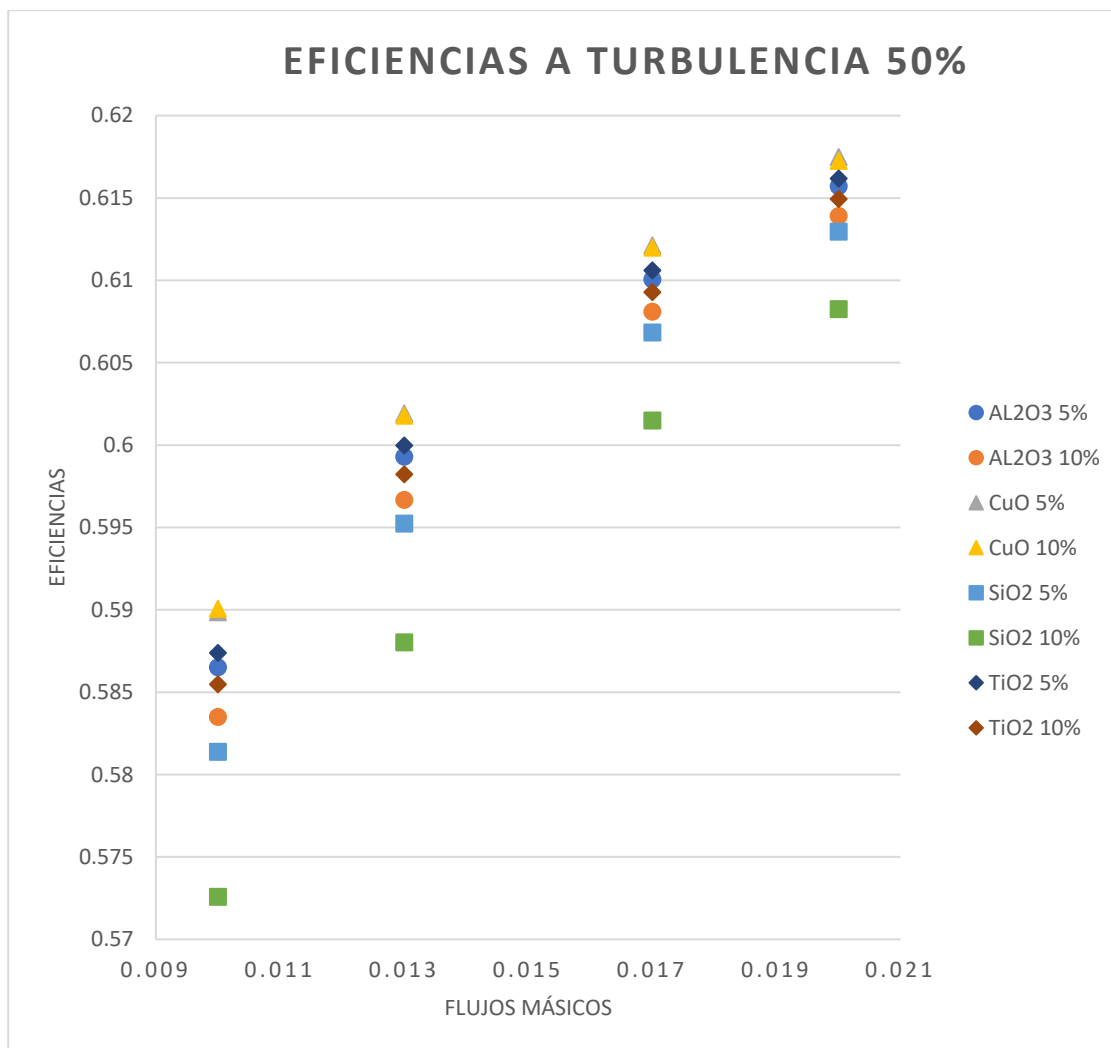


Como se observa en la Figura 75 el óxido de cobre al 10% de concentración alcanza las temperaturas más altas a diferentes flujos másicos, para una intensidad de turbulencia del 50% y un flujo másico de 0.01 kg/s, se obtiene una temperatura de salida máxima de 366.2°K mientras el óxido de silicio al 5% de concentración alcanza una temperatura de 324.071°K

- Eficiencias del intercambiador de calor

Figura 76

Eficiencias del intercambiador de calor de los nanofluidos al 50% de turbulencia

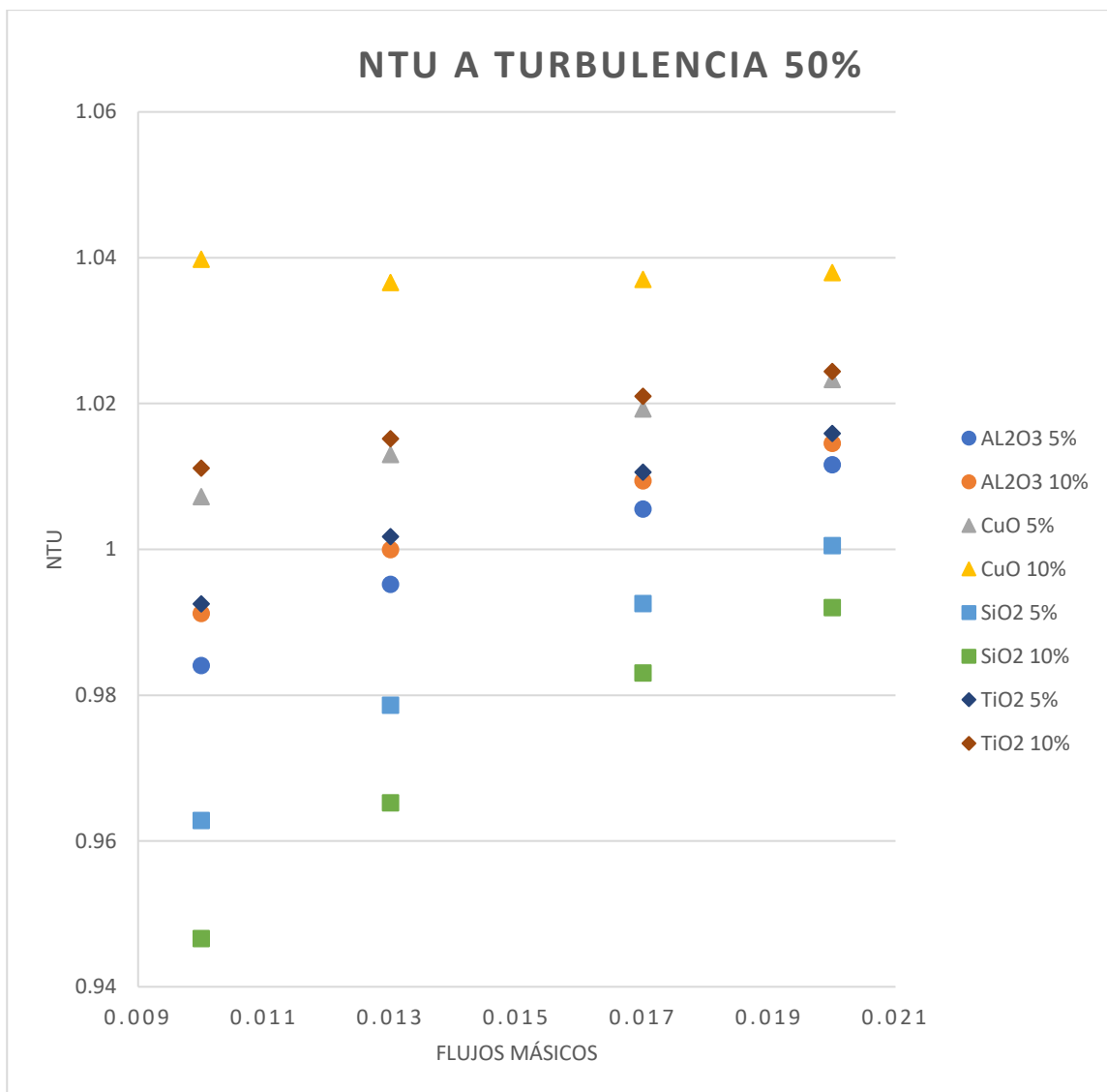


Como puede observarse en la Figura 76 las eficiencias más altas del intercambiador de calor se las obtiene con la nanopartícula del óxido de cobre al 10% de concentración a diferentes flujos másicos, siendo el de 0.02 kg/s el que alcanza la eficiencia máxima con 61.62%, mientras que para un nanofluido con dióxido de silicio al 10% de concentración a un flujo de 0.01 kg/s alcanza una eficiencia mínima de 57.25%

- Número de unidades de transferencia

Figura 77

NTU de los nanofluidos al 50% de turbulencia



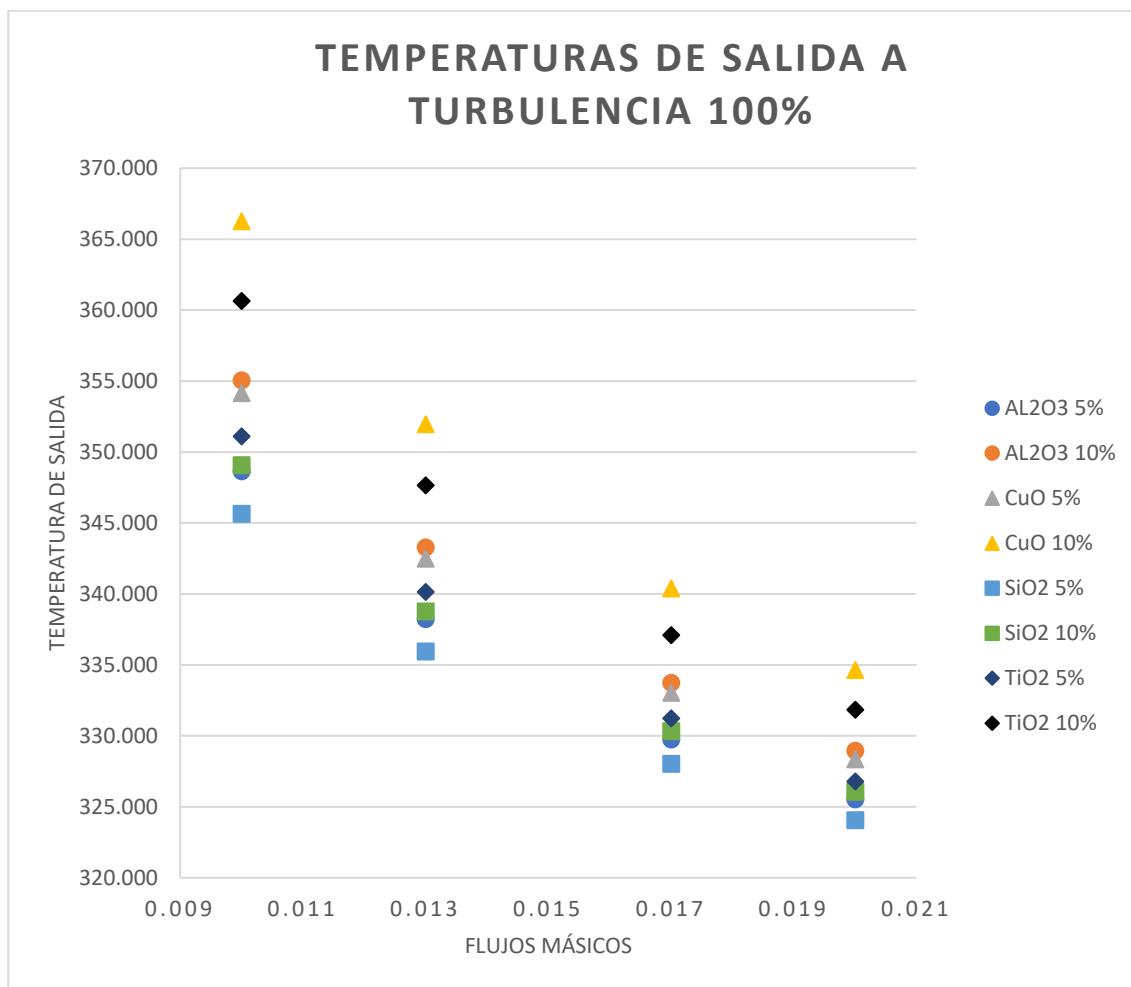
Como se detalla en la Figura 77 la nanopartícula de óxido de cobre con una concentración del 10% es la que alcanza los mayores números de unidades de transferencia, siendo el pico con un valor de 1.04 para flujos máscicos de 0.01 kg/s

Líquido base con nanofluidos al 100% de turbulencia

- Temperatura de salida

Figura 78

Temperaturas de salida de los nanofluidos al 100% de turbulencia

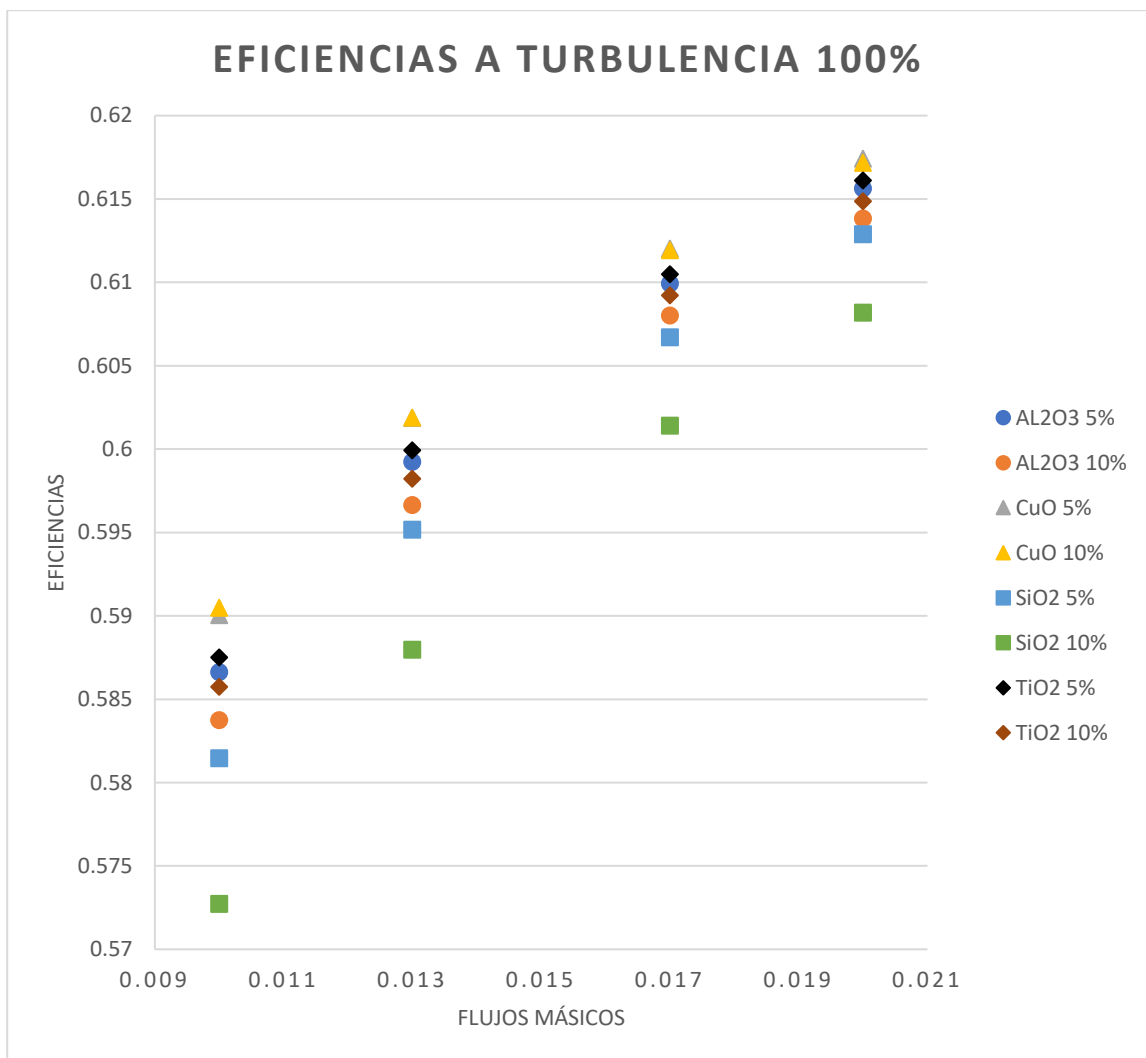


Como se muestra a continuación, el óxido de cobre con una concentración del 10% es la nanopartícula que alcanzan las temperaturas más altas respecto, al resto, y el dióxido de silicio al 5% de concentración, con las más bajas, para un flujo de 0.01 kg/s se tiene una temperatura máxima de 366.246°K y para 0.02 kg/s se tiene una temperatura de 324.054°K

- Eficiencias del intercambiador de calor

Figura 79

Eficiencias del intercambiador de calor de los nanofluidos al 100% de turbulencia

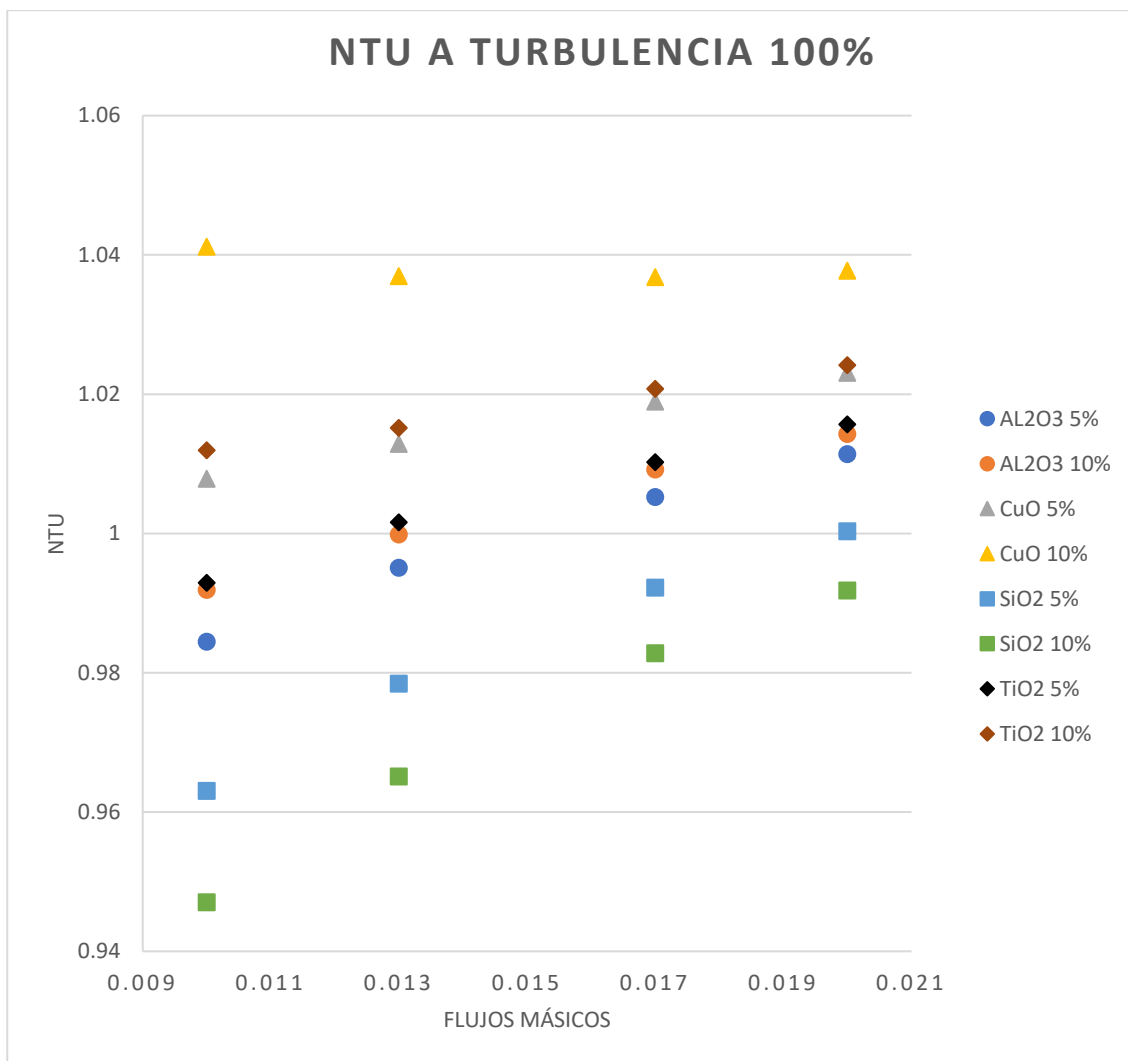


La eficiencia máxima de 61.61% del intercambiador de calor se alcanza para flujos másicos de 0.02 kg/s, y un nanofluido con 10% de concentración de óxido de cobre, mientras que la eficiencia más baja la experimenta la nanopartícula de dióxido de silicio al 10% de concentración y 0.01 kg/s con un valor de 57.27%

- Número de unidades de transferencia

Figura 80

NTU de los nanofluidos al 100% de turbulencia



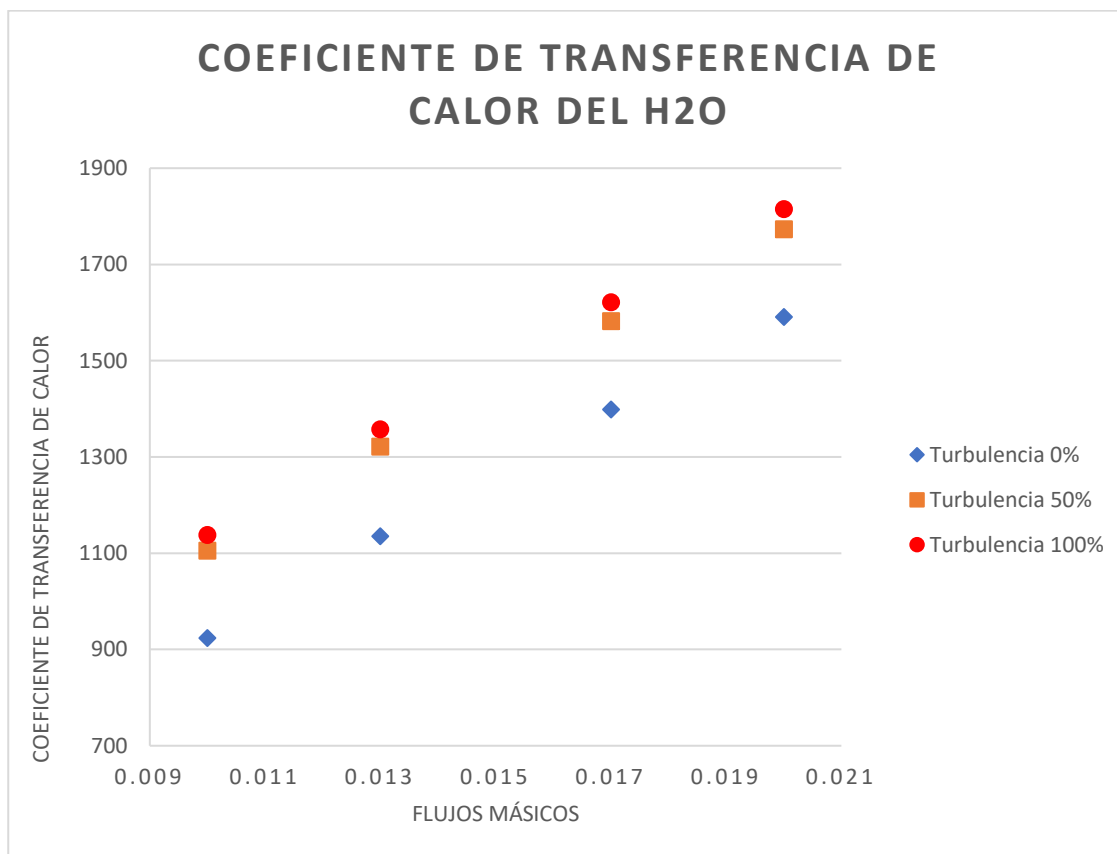
En la siguiente figura se muestra que el NTU más elevado las experimentan las nanopartículas de óxido de cobre para un flujo másico de 0.01 kg/s con un valor de 1.04 manteniendo un comportamiento variable, mientras el resto de las nanopartículas incrementan su respectivo NTU a mayores flujos másicos.

Variación del coeficiente de transferencia de calor promedio

- Líquido base

Figura 81

Coeficiente de transferencia de calor promedio del líquido base



En la Figura 81 se puede observar el crecimiento lineal del coeficiente de transferencia de calor promedio del líquido base a una concentración del 0% para intensidades de turbulencia al 0%, 50% y 100% para sus respectivos flujos máxicos de 0.01, 0.013, 0.017 y 0.02 kg/s.

Se aprecia que a partir de un flujo máxico de 0.01 kg/s, los coeficientes tienen variaciones leves entre 33-41.8 hasta un flujo de 0.02 kg/s para intensidades de 50% y 100%.

Figura 82

Coeficiente de transferencia de calor promedio de los nanofluidos al 0% de turbulencia

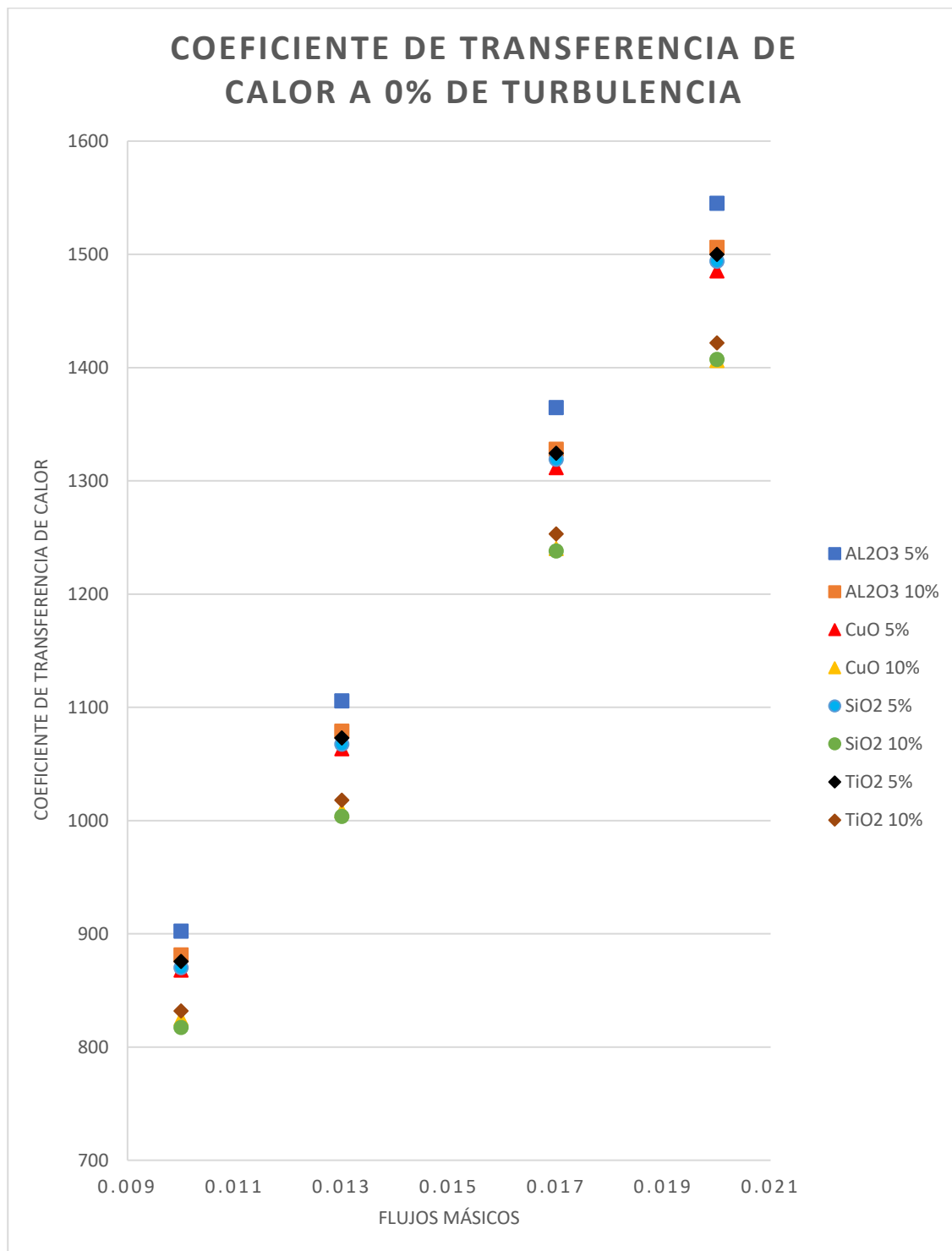


Figura 83

Coeficiente de transferencia de calor promedio de los nanofluidos al 50% de turbulencia

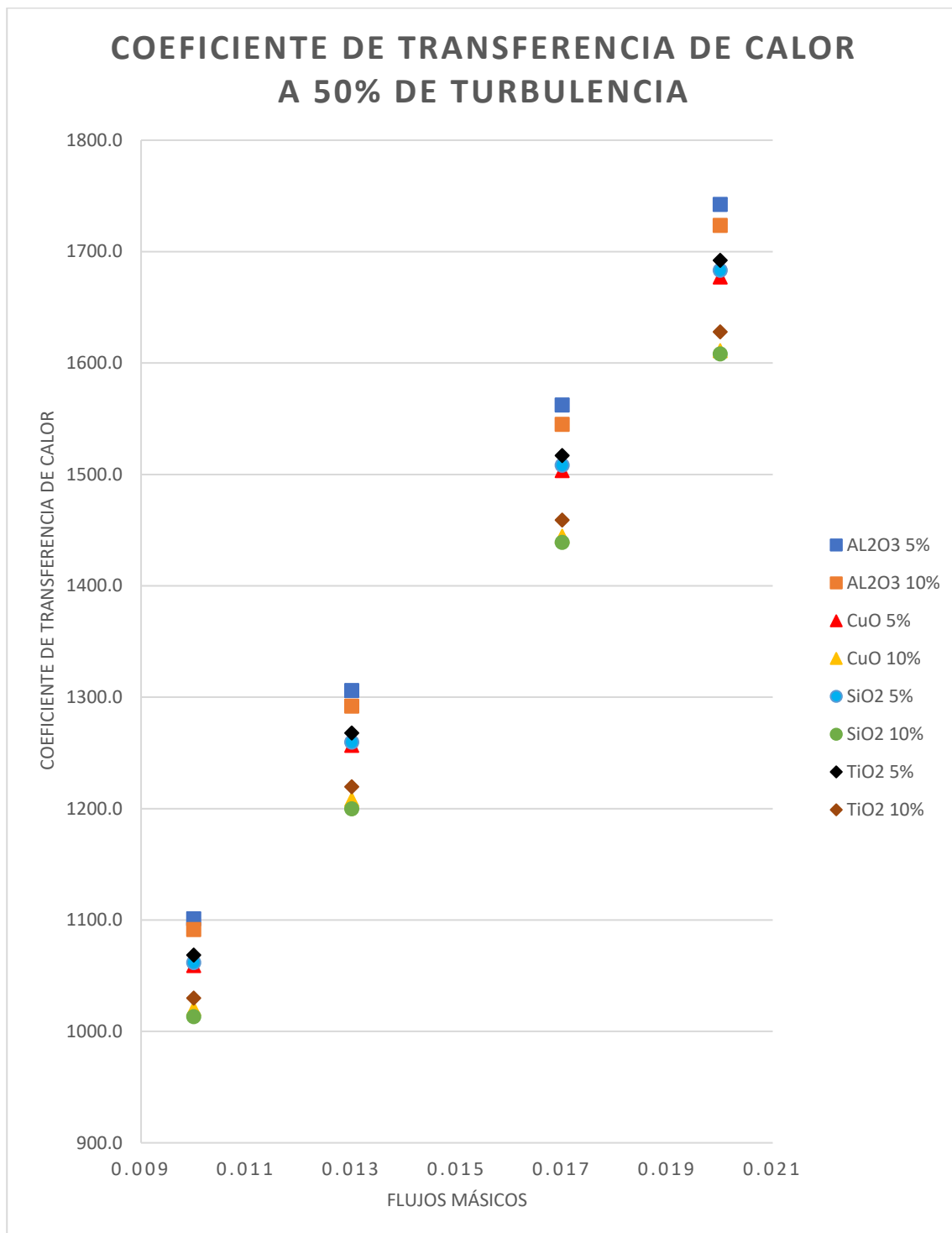
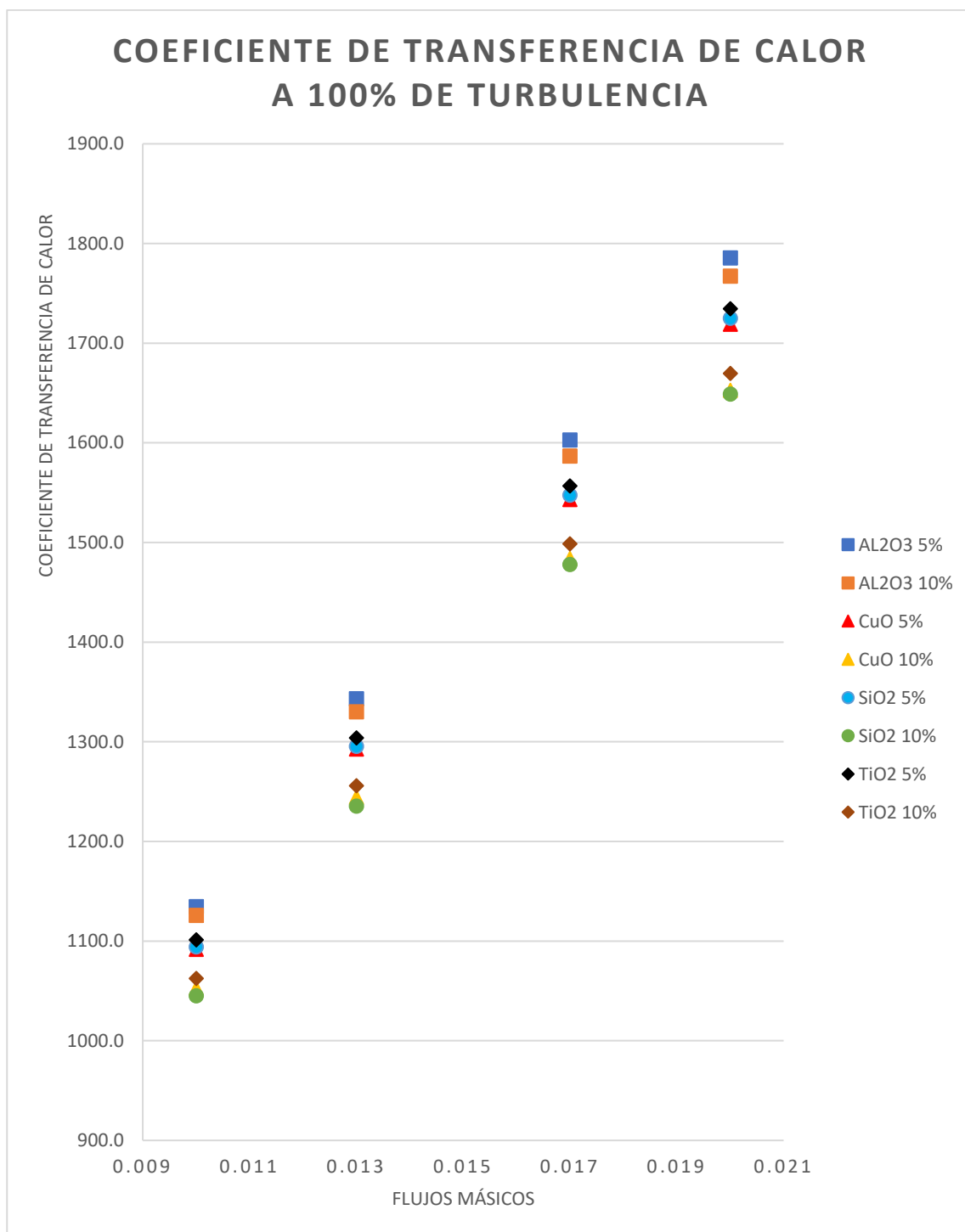


Figura 84

Coefficiente de transferencia de calor promedio de los nanofluidos al 100% de turbulencia



En la Figura 82, Figura 83 y Figura 84 se observa el incremento de los coeficientes de transferencia de calor promedio para concentraciones del 0%, 5% y 10% respectivamente en el que el flujo másico de 0.02 kg/s a una intensidad de turbulencia del 100% producen un incremento máximo de este parámetro para los nanofluidos y el líquido base.

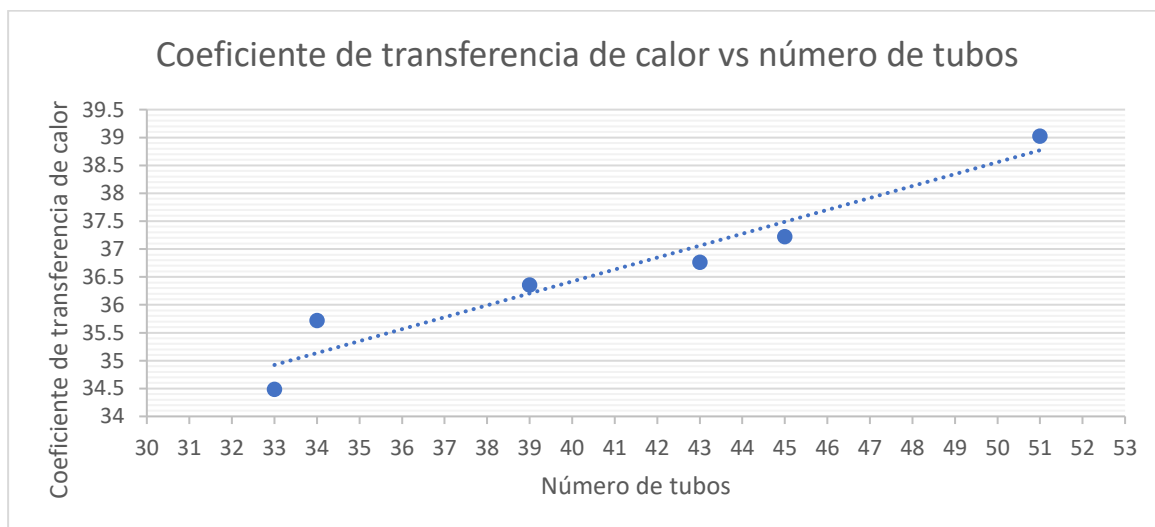
La alúmina al 5% de concentración es la nanopartícula ha incrementado su coeficiente de transferencia de calor promedio respecto a las demás, seguida del dióxido de titanio, dióxido de silicio y finalmente por el óxido de cobre, pero a pesar de esto el líquido base se sigue manteniendo superior a los demás.

Comportamiento del aire en el banco de tubos

- **Coeficiente de transferencia de calor y número de tubos**

Figura 85

Coeficiente de transferencia de calor del aire respecto al número de tubos

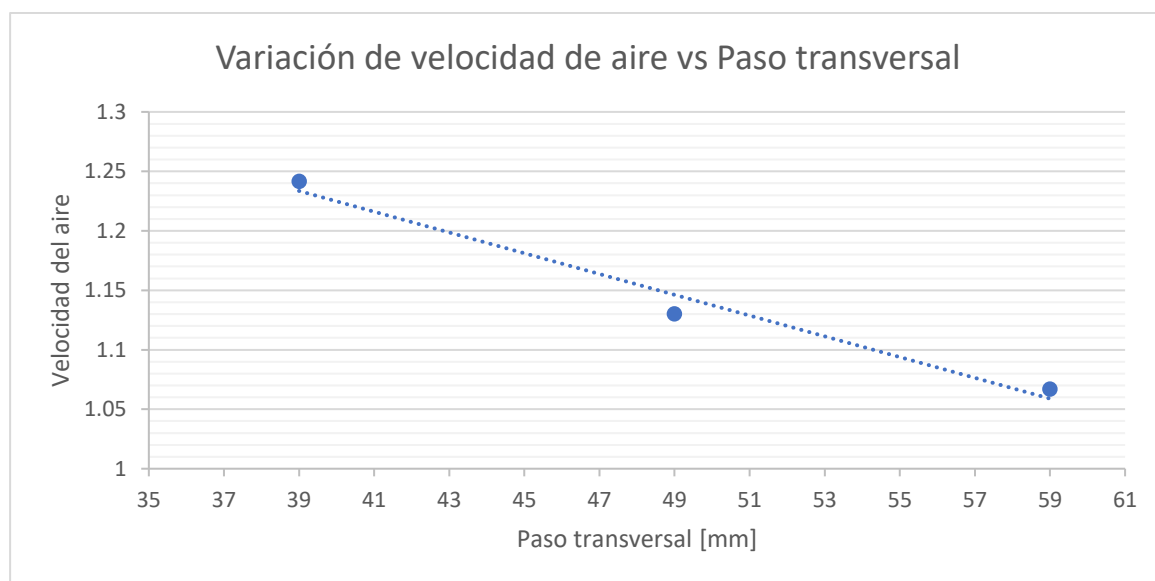


La relación es directamente proporcional, el coeficiente de transferencia de calor incrementa desde los $34.39 \text{ [W/m}^2\text{°K]}$ a $39.03 \text{ [W/m}^2\text{°K]}$ para un banco desde 33 hasta 51 tubos lo que representa un incremento del 13.11% en la transferencia de calor.

- **Variación del paso transversal respecto a la velocidad máxima del aire**

Figura 86

Paso transversal vs velocidad máxima del aire



La influencia del paso de transversal implica una reducción en la velocidad máxima del aire y un decremento del número de Reynolds hasta en un 19.04% para pasos laterales mayores a 39 mm

Capítulo V

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

- Los modelos matemáticos para el comportamiento térmico y fluido dinámico desarrollados para la presente simulación numérica estuvo basado en el modelo viscoso k-epsilon RNG con tratamiento mejorado de pared y efectos térmicos arrojando resultados favorables para intensidades de turbulencia de 50% y 100% con variaciones de resultados para las propiedades termofísicas de hasta el 5% , mientras que a una intensidad de turbulencia del 0% el comportamiento de los nanofluidos fueron inestables a lo largo de la longitud de la tubería debido a que el flujo no pudo desarrollarse completamente en la región de entrada.
- Se realizaron simulaciones axisimétricas de tubos de calor de un intercambiador de calor aire-agua con flujo cruzado para nanofluidos de alúmina, dióxido de titanio, dióxido de silicio y óxido de cobre con flujos máscicos de 0.01, 0.013, 0.017 y 0.02 kg/s divididos en 50000 elementos finitos con una precisión de resultados mayor al 99%.
- Las propiedades termofísicas del óxido de cobre con una concentración del 10% a 100% de turbulencia tuvo resultados favorables en el rendimiento térmico del intercambiador de calor incrementando la eficiencia hasta el 61.71% para un flujo máscico de 0.02 kg/s, así como también tuvo un aumento de temperatura hasta los 366.246°K para un flujo máscico de 0.01 kg/s.

- No se pudieron comparar resultados con artículos científicos, o proyectos de investigación anteriores, debido a que estaban orientados al estudio de la influencia de las nanopartículas en intercambiadores de calor comerciales como: concéntricos, así como también tubos y coraza.

Recomendaciones

- Se recomienda avalar los resultados obtenidos en el presente trabajo de investigación mediante ensayos experimentales.
- Es imprescindible el uso de un computador con al menos 16Gb de RAM y 1Tb de disco duro con la finalidad de obtener resultados favorables para el presente estudio en fase simple.
- Realizar análisis de convergencia para optimizar los recursos computacionales del servidor.

Bibliografía

Ansys. (2018). *Ansys Workbench Help*. Canonsburg: Ansys .

B.S, P. (1910). *Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties*. Moscú: Academy of science of the USSR.

Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica*. México D.F.: McGrawHill.

Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. México D.F.: McGraw-Hill.

Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa*. México D.F.: McGrawHill.

- Ciftci, E., & Sozen, A. (2020). *Heat transfer enhancement in pool boiling and condensation using h-BN/DCM and SiO₂/DCM nanofluids: experimental and numerical comparison*. Ankara: International Journal of Numerical.
- Gravndyan, Q., Ali, O., Toghraie, D., Marzban, A., Mashayekh, R., Karimi, R., & Pourfattah, F. (s.f.). *The effect of aspect ratios of rib on the heat transfer and laminar water/TiO₂ nanofluid flow in a two-dimensional rectangular microchannel*.
- Gupta, A. K., Gupta, B., Bhalavi, J., Baredar, P., Parmar, H., & Senthil, R. (2021). *CFD study on heat transfer and pressure drop of nanofluid in a concentric tube heat exchanger*. Jabalpur: International Journal of Ambient Energy.
- Heyhat, M., Kowsary, F., Rashidi, A., Esfehiani, A. V., & Amrollahi, A. (2012). *Experimental investigation of turbulent flow and convective heat transfer characteristics of alumina water nanofluids in fully developed flow regime*. Tehran: Elsevier.
- Huminic, G., & Huminic, A. (2013). *Numerical study on heat transfer characteristics of thermosyphon*. Brasov: Energy Conversion and Management.
- Jasim, A. K., Freegah, B., & Alhamdo, M. H. (2020). *Numerical and experimental study of a thermosyphon closed-loop system for domestic applications*. Baghdad: Heat transfer wiley.
- Karuppasamy, M., Saravanan, R., Chandrasekaran, M., & Muthuraman, V. (2019). *Numerical exploration of heat transfer in a heat exchanger tube with cone shape inserts and Al₂O₃ and CuO nanofluids*. Chennai: Elsevier.

- Khanafer, K., & Vafai, K. (2011). *A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids*. California: International Journal of Heat and Mass Transfer.
- Khanlari, A., Sözen, A., & Variyenli, H. I. (2018). *Simulation and experimental analysis of heat transfer characteristics in the plate type heat exchangers using TiO₂/water nanofluid*. Ankara: International Journal of Numerical.
- Maïga, S. E., Palm, S. J., Nguyen, C. T., Gilles, R., & Galanis, N. (2005). *Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows*. Sherbrooke: International Journal of Heat and Fluid Flow.
- Navarro, H., & Cabezas, C. G. (2006). *EFFECTIVENESS-NTU COMPUTATION WITH A MATHEMATICAL MODEL FOR CROSS-FLOW HEAT EXCHANGERS*. San Carlos: Brazilian Journal.
- O.A.Jaramillo. (2007). *Intercambiadores de Calor*. México D.F: Universidad Nacional Autónoma de México.
- Sedong, K., Heegeun, S., Baasandulam, T., Soon-Ho, C., Hanshik, C., Junhyo, K., & Jeong, H. (2018). *Comparison of CFD simulations to experiment for heat transfer characteristics with aqueous Al₂O₃ nanofluid in heat exchanger tube*. International Communications in Heat and Mass Transfer.
- Spalding, B. &. (1973). *The numerical computation of turbulent flows*. London: Imperial College of Science and Technology .
- Stogiannis, I., Mouza, A., & Paras, S. (2014). *Efficacy of SiO₂ nanofluids in a miniature plate heat exchanger with undulated surface*. Thessaloniki: Elsevier.
- Wang, X., & Xu, X. (1999). *Thermal Conductivity of Nanoparticle–Fluid Mixture*. Illinois: JOURNAL OF THERMOPHYSICS AND HEAT TRANSFER.

- Yongfeng, J., Tiezhu, Z., Ramin, M., Hayder, M., Afrasyab, K., Pouyan, T., & Wahiba, Y. (2021). *Evaluation of Multiple Semi-Twisted Tape Inserts in a Heat exchanger pipe using Al₂O₃ nanofluid*. MDPI Nanomaterials.
- Zadeh, M., & Ansarifard, G. (2015). *Assessment of the TiO₂/water Nano fluid effects on heat transfer characteristics in VVER-1000 Nuclear Reactor using CFD Modeling*. Isfahan: Nuclear Engineering and Technology.
- Zhang, S., Lu, L., Wen, T., & Dong, C. (2020). *Turbulent heat transfer and flow analysis of hybrid Al₂O₃-CuO/water nanofluid: An experiment and CFD simulation study*. Hong kong: Elsevier.

Anexos