

Estudio del rendimiento térmico de un intercambiador de calor de doble tubo recto y compacto en configuración contraflujo mediante el uso de nanofluidos a base de óxido de aluminio  $Al_2O_3$  con simulación CFD.

Iván Darío Romero Cárdenas y Luis Sebastián Flórez Archila

Trabajo de Grado para Optar por el Título de Ingeniero Mecánico.

Director:

PhD Manuel del Jesús Martínez

Co-Director:

PhD Juan Pablo Flórez Mera

Universidad Industrial de Santander

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2026

### **Dedicatoria**

A Dios por siempre guiar mis pasos toda mi vida y a mis padres Gildardo Romero García y María Inés Cárdenas por su amor y apoyo incondicional. A mi hermano Rubén Alejandro Romero Cárdenas por las risas y por acompañarme en este proceso.

Al cielo a mi abuela Alicia Cárdenas que en paz descanse por heredarme el amor hacia Dios y la enseñanza de que con él soy invencible.

A todos los profesores que me han formado en el transcurso de mi carrera universitaria. Por su compromiso como docente, paciencia y dedicación a lo largo de mi formación académica.

Este logro representa la culminación de una etapa importante y el inicio de nuevos retos y oportunidades. Es el comienzo de un camino donde pondré en práctica todo lo aprendido, con la convicción de seguir creciendo tanto a nivel profesional como personal, siempre bajo la guía de Dios y el apoyo de todas las personas que siempre han estado a mi lado, enfrentando cada desafío con determinación y compromiso.

*Iván Darío Romero Cárdenas*

### **Dedicatoria**

Primeramente, a Dios por ayudarme y guiarme en toda mi vida y carrera universitaria, a mis padres Jhon Florez y Sandra Archila que me formaron, instruyeron y me motivaron a seguir estudiando, a mis hermanas Silvia Florez y Jana Florez quienes también son mi motivación y fortaleza seguir adelante en mi vida, les agradezco por cada día tenerme paciencia y ser mi soporte en todos los momentos de mi vida.

A mis abuelos, Luis Ernesto Archila y Nubia Herrera porque me apoyan incondicionalmente y me brindan de su ayuda cuando la necesito, a mi abuela Graciela Florez por siempre darme palabras motivadoras y de aliento.

A mi tía Maribel Archila quien me apoyo y ayudo en muchas ocasiones y por el gran cariño que conmigo. A mis demás tíos; Jairo, Ernesto, Mónica, Jenny, Leydi, Cristian quienes siempre confiaron en mí.

A todos los profesores que me han enseñado y brindado conocimientos, en el colegio, en mi carrera universitaria. Gracias por su dedicación, por su guía y exigencia para brindar los conocimientos que construyeron mi camino académico.

Este logro representa el fin de una etapa y el inicio de una nueva llena de nuevas metas y oportunidades. A partir de aquí y del camino que me resta, con la ayuda de Dios y de mi familia alcanzaré muchos logros más

***Luis Sebastián Florez Archila***

### **Agradecimientos**

A nuestro director de proyecto, el profesor Manuel de Jesús Martínez, por su orientación, dedicación y valiosos aportes durante el desarrollo de este trabajo. A nuestro codirector de proyecto, el profesor Juan Pablo Flórez, por su acompañamiento en el proceso aconsejándonos sobre los retos que fueron surgiendo.

A la Universidad Industrial de Santander y a todos los profesores que nos acompañaron durante toda la carrera de ingeniería mecánica, dándonos los conocimientos y habilidades necesarias para enfrentar cualquier reto del ámbito profesional con responsabilidad y ética.

## Tabla de contenido

Introducción .....	19
1. Objetivos .....	21
1.1 Objetivo General .....	21
1.2 Objetivos Específicos.....	21
1.3 Alcance .....	22
2. Marco teórico .....	23
2.1 Intercambiadores de calor .....	23
2.2 Nanofluidos.....	23
2.3 Métodos de preparación y estabilidad de suspensiones.....	23
2.4 Propiedades de los nanofluidos <i>Al2O3</i> – Agua .....	24
2.5 Parámetros de Transferencia de Calor .....	25
2.6 Parámetros Adimensionales del flujo .....	26
2.7 Dinámica de fluidos computacional.....	26
2.8 Ecuaciones de Navier Stokes .....	27
2.9 Método de Volúmenes Finitos .....	29
2.10 Algoritmos de acoplamiento presión-velocidad .....	32
2.10.1 SIMPLE .....	32
2.10.2 SIMPLEC.....	33
2.10.3 PISO.....	34
2.10.4 Algoritmo acoplado (coupled algorithn).....	34
2.11 Turbulencia .....	35
2.11.1 Flujo Laminar.....	35
2.11.2 Flujo Turbulento .....	35
2.11.3 Flujo de Transición .....	35
2.11.4 Subcapa Viscosa .....	37
2.11.5 Capa de Amortiguamiento .....	37
2.11.6 Capa de Traslape.....	38
2.11.7 Capa Turbulenta.....	38
2.12 Modelos de Turbulencia .....	38
2.12.1 Modelos DNS.....	38
2.12.2 Modelos LES .....	39

2.12.3 Modelo Rans .....	39
2.12.4 Modelo Spalart Allmaras .....	40
2.12.5 Modelo Estándar k- $\epsilon$ .....	40
2.12.6 Modelo RNG k- $\epsilon$ .....	40
2.12.7 Modelo Realizable k- $\epsilon$ .....	41
2.12.8 Modelo Estandar k- $\omega$ .....	41
2.12.9 Modelo Baseline (BSL) k- $\omega$ .....	41
2.12.10 Modelo SST K- $\omega$ .....	42
2.12.11 Modelo de transición k-kl- $\omega$ .....	42
2.12.12 Modelo de Transición SST .....	42
2.12.13 Modelo de Estrés de Reynolds (RSM).....	43
2.13 Errores de Mallado.....	43
2.13.1 Errores de Truncamiento.....	44
2.13.2 Errores de Redondeo.....	44
2.13.3 Estudio de Independencia de Malla .....	44
3. Metodología .....	45
3.1 Definición de las propiedades térmicas aparentes del agua y del nano fluido <i>Al2O3</i> /agua para las diferentes concentraciones volumétricas a partir de correlaciones utilizadas en la literatura científica .....	46
3.2 Desarrollo del modelo geométrico y computacional del intercambiador de calor de doble tubo recto y compacto teniendo en cuenta la normativa para las dimensiones estándar. ....	46
3.3 Análisis en Ansys del comportamiento térmico del intercambiador usando agua y nanofluidos <i>Al2O3</i> – <i>agua</i> a diferentes concentraciones. ....	47
3.4 Comparación del rendimiento térmico para cada concentración del nano fluido con respecto al agua, identificado un rango de concentración favorable para mejorar la transferencia de calor. ....	48
4. Resultados y Análisis.....	49
4.1 Definición de las propiedades térmicas aparentes del agua y del nano fluido <i>Al2O3</i> /agua para las diferentes concentraciones volumétricas a partir de correlaciones utilizadas en la literatura científica .....	49
4.2 Desarrollo del modelo geométrico 3D en Design Modeler y el Mallado del intercambiador de calor de doble tubo recto y compacto teniendo en cuenta la normativa para las dimensiones estándar .....	52

4.2.1 Modelo Geométrico .....	52
4.2.2 Mallado .....	53
4.3 Análisis en Ansys Fluent del comportamiento térmico del intercambiador usando agua y nano fluidos <i>Al2O3</i> – <i>agua</i> a diferentes concentraciones. ....	55
4.3.1 Equipo de Simulación .....	55
4.3.2 Configuración en Fluent .....	55
4.3.3 Método del Solucionador .....	57
4.3.4 Residuales .....	58
4.3.5 Definición de Reportes .....	59
4.3.6 Estudio de Independencia de Malla .....	59
4.3.7 Estudio de Calidad de la Malla .....	66
4.3.8 Análisis de Parámetros.....	69
4.3.9 Resultados .....	76
4.3.10 Postprocesado .....	77
4.4 Comparación del rendimiento térmico para cada concentración del nano fluido con respecto al agua, identificado un rango de concentración favorable para mejorar la transferencia de calor. ....	86
5. Conclusiones .....	94
Referencias Bibliográficas .....	96

### Lista de Figuras

<b>Figura 1:</b> Partes del dominio del FVM .....	30
<b>Figura 2:</b> Perfil de Velocidad en capa límite de una tubería con un flujo turbulento .....	36
<b>Figura 3:</b> Diferentes Modelos de Turbulencia .....	39
<b>Figura 4:</b> Diagrama de flujo del proceso metodológico del proyecto de investigación .....	45
<b>Figura 5:</b> Intercambiador de calor de carcasa y tubo.....	46
<b>Figura 6:</b> Modelo geométrico del intercambiador en Design Modeler.....	52
<b>Figura 7:</b> Flujo de Trabajo Geometria – Mallado en ANSYS Workbench.....	53
<b>Figura 8:</b> Dominios en ANSYS Meshing .....	53
<b>Figura 9:</b> Mallado del intercambiador.....	54
<b>Figura 10:</b> Diseño de la Inflación del Muro Interno del Intercambiador .....	54
<b>Figura 11:</b> Flujo de Trabajo Geometria – Mesh – Fluent en ANSYS Workbench.....	55
<b>Figura 12:</b> Configuración Materiales en ANSYS FLUENT .....	56
<b>Figura 13:</b> Configuración Condiciones de Frontera en ANSYS Fluent .....	56
<b>Figura 14:</b> Algoritmo de acople presión – velocidad seleccionado.....	57
<b>Figura 15:</b> Discretización Espacial .....	58
<b>Figura 16:</b> Configuración de Residuales de la Simulación .....	59
<b>Figura 17:</b> Estudio de Convergencia del Caso 1 (Agua – Agua).....	60
<b>Figura 18:</b> Zoom del estudio de Convergencia del Caso 1 (Agua – Agua) .....	61
<b>Figura 19:</b> Estudio de Convergencia del Caso 2 (Agua – Nanofluido 0.2%) .....	61
<b>Figura 20:</b> Zoom del estudio de Convergencia del Caso 2 (Agua – Nanofluido 0.2%).....	62
<b>Figura 21:</b> Estudio de Convergencia del Caso 3 (Agua – Nanofluido 0.5%) .....	62
<b>Figura 22:</b> Zoom del estudio de Convergencia del Caso 3 (Agua – Nanofluido 0.5%).....	63
<b>Figura 23:</b> Estudio de Convergencia del Caso 4 (Agua – Nanofluido 1%) .....	63
<b>Figura 24:</b> Zoom del estudio de Convergencia del Caso 4 (Agua – Nanofluido 1%).....	64
<b>Figura 25:</b> Estudio de Convergencia del Caso 5 (Agua – Nanofluido 2%) .....	64
<b>Figura 26:</b> Zoom del estudio de Convergencia del Caso 5 (Agua – Nanofluido 2%).....	65
<b>Figura 27:</b> Estudio de Convergencia del Caso 6 (Agua – Nanofluido 3%) .....	65
<b>Figura 28:</b> Zoom del estudio de Convergencia del Caso 6 (Agua – Nanofluido 3%).....	66
<b>Figura 29:</b> Vista plano de sección del Mallado del Intercambiador .....	67
<b>Figura 30:</b> Grafica de Distribución de Frecuencias para la distorsion de elementos .....	68
<b>Figura 31:</b> Grafica de Distribución de Frecuencias para la ortogonalidad de elementos.....	69
<b>Figura 32:</b> Convergencia de residuos para el caso base (agua – agua).....	69
<b>Figura 33:</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso base (agua – agua) .....	70

<b>Figura 34:</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso base (agua – agua)	71
<b>Figura 35:</b> Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso base (agua – agua)	72
<b>Figura 36:</b> Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso base (agua – agua)	73
<b>Figura 37:</b> Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso base (agua – agua)	74
<b>Figura 38:</b> Grafica de convergencia del $y^+$ en el muro interno del intercambiador para el caso base (agua – agua)	75
<b>Figura 39:</b> Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso base (agua – agua)	76
<b>Figura 40:</b> Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L = 0.1$	78
<b>Figura 41:</b> Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L = 0.5$	78
<b>Figura 42:</b> Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L = 0.9$	79
<b>Figura 43:</b> Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L = 0.1$	79
<b>Figura 44:</b> Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L = 0.5$	80
<b>Figura 45:</b> Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L = 0.9$	80
<b>Figura 46:</b> Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L = 0.1$	81
<b>Figura 47:</b> Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L = 0.5$	81
<b>Figura 48:</b> Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L = 0.9$	82
<b>Figura 49:</b> Evolución del perfil de velocidad del nanofluido en el tubo interno del intercambiador ..	82
<b>Figura 50:</b> Evolución del perfil de temperatura del nanofluido en el tubo interno del intercambiador	83
<b>Figura 51:</b> Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L = 0.1$	84
<b>Figura 52:</b> Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L = 0.5$	85
<b>Figura 53:</b> Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L = 0.9$	85
<b>Figura 54:</b> Calor absorbido por el nanofluido de acuerdo a la concentración de Nanopartículas Al2O3	87
<b>Figura 55:</b> Variación del coeficiente de transferencia de calor con respecto a la concentración de nanopartículas Al2O3	90
<b>Figura 56:</b> Variación de la caída de Presión con respecto a la concentración de Nanopartículas Al2O3	91
<b>Figura A. 1</b> Convergencia de residuos para el caso agua – 0.2%.	99

<b>Figura A. 2</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso agua – 0.2%.....	99
<b>Figura A. 3</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso agua – 0.2%. .....	100
<b>Figura A. 4</b> Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso agua – 0.2% .....	100
<b>Figura A. 5</b> Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso agua – 0.2%.....	101
<b>Figura A. 6</b> Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso agua – 0.2%.....	101
<b>Figura A. 7</b> Grafica de convergencia del $y^+$ en el muro interno del intercambiador para el caso agua – 0.2%. .....	102
<b>Figura A. 8</b> Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso agua – 0.2%.....	102
<b>Figura B. 1</b> Convergencia de residuos para el caso agua – 0.5%. .....	103
<b>Figura B. 2</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso agua – 0.5%.....	103
<b>Figura B. 3</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso agua – 0.5%. .....	104
<b>Figura B. 4</b> Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso agua – 0.5% .....	104
<b>Figura B. 5</b> Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso agua – 0.5%.....	105
<b>Figura B. 6</b> Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso agua – 0.5%.....	105
<b>Figura B. 7</b> Grafica de convergencia del $y^+$ en el muro interno del intercambiador para el caso agua – 0.5%. .....	106
<b>Figura B. 8</b> Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso agua – 0.5%.....	106
<b>Figura C. 1</b> Convergencia de residuos para el caso agua – 1%. .....	107
<b>Figura C. 2</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso agua – 1%. .....	107
<b>Figura C. 3</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso agua – 1%. .....	108
<b>Figura C. 4</b> Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso agua – 1% .....	108

<b>Figura C. 5</b> Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso agua – 1%.....	109
<b>Figura C. 6</b> Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso agua – 1%.....	109
<b>Figura C. 7</b> Grafica de convergencia del $y^+$ en el muro interno del intercambiador para el caso agua – 1%.....	110
<b>Figura C. 8</b> Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso agua – 1%.....	110
<b>Figura D. 1</b> Convergencia de residuos para el caso agua – 2%.....	111
<b>Figura D. 2</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso agua – 2%.....	111
<b>Figura D. 3</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso agua – 2%.....	112
<b>Figura D. 4</b> Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso agua – 2%.....	112
<b>Figura D. 5</b> Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso agua – 2%.....	113
<b>Figura D. 6</b> Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso agua – 2%.....	113
<b>Figura D. 7</b> Grafica de convergencia del $y^+$ en el muro interno del intercambiador para el caso agua – 2%.....	114
<b>Figura D. 8</b> Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso agua – 2%.....	114
<b>Figura E. 1</b> Convergencia de residuos para el caso agua – 3%.....	115
<b>Figura E. 2</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso agua – 3%.....	115
<b>Figura E. 3</b> Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso agua – 3%.....	116
<b>Figura E. 4</b> Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso agua – 3%.....	116
<b>Figura E. 5</b> Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso agua – 3%.....	117

<b>Figura E. 6</b> Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso agua – 3%.....	117
<b>Figura E. 7</b> Grafica de convergencia del $y^+$ en el muro interno del intercambiador para el caso agua –3%.....	118
<b>Figura E. 8</b> Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso agua – 3%.....	118
<b>Figura G. 1</b> Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	123
<b>Figura G. 2</b> Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	123
<b>Figura G. 3</b> Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	124
<b>Figura G. 4</b> Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	124
<b>Figura G. 5</b> Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	125
<b>Figura G. 6</b> Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	125
<b>Figura G. 7</b> Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	126
<b>Figura G. 8</b> Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	126
<b>Figura G. 9</b> Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	127
<b>Figura G. 10</b> Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	127
<b>Figura G. 11</b> Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	128
<b>Figura G. 12</b> Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	<b>128</b>
<b>Figura H. 1</b> Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	129
<b>Figura H. 2</b> Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	129
<b>Figura H. 3</b> Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	130
<b>Figura H. 4</b> Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	130
<b>Figura H. 5</b> Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	131
<b>Figura H. 6</b> Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	131
<b>Figura H. 7</b> Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	132
<b>Figura H. 8</b> Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	132
<b>Figura H. 9</b> Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	133
<b>Figura H. 10</b> Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	133
<b>Figura H. 11</b> Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	134
<b>Figura H. 12</b> Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	134
<b>Figura I. 1</b> Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	135

<b>Figura I. 2</b>	Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	135
<b>Figura I. 3</b>	Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	136
<b>Figura I. 4</b>	Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	136
<b>Figura I. 5</b>	Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	137
<b>Figura I. 6</b>	Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	137
<b>Figura I. 7</b>	Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	138
<b>Figura I. 8</b>	Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	138
<b>Figura I. 9</b>	Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	139
<b>Figura I. 10</b>	Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	139
<b>Figura I. 11</b>	Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	140
<b>Figura I. 12</b>	Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	140
<b>Figura J. 1</b>	Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	141
<b>Figura J. 2</b>	Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	141
<b>Figura J. 3</b>	Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	142
<b>Figura J. 4</b>	Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	142
<b>Figura J. 5</b>	Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	143
<b>Figura J. 6</b>	Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	143
<b>Figura J. 7</b>	Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	144
<b>Figura J. 8</b>	Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	144
<b>Figura J. 9</b>	Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	145
<b>Figura J. 10</b>	Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	145
<b>Figura J. 11</b>	Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	146
<b>Figura J. 12</b>	Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	146
<b>Figura K. 1</b>	Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	147
<b>Figura K. 2</b>	Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	147
<b>Figura K. 3</b>	Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	148
<b>Figura K. 4</b>	Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	148
<b>Figura K. 5</b>	Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	149
<b>Figura K. 6</b>	Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	149
<b>Figura K. 7</b>	Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.1$ .....	150
<b>Figura K. 8</b>	Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.5$ .....	150
<b>Figura K. 9</b>	Contorno de velocidades del intercambiador en $x/L=0.9$ .....	151

- Figura K. 10** Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $x/L=0.1$  ..... 151
- Figura K. 11** Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $x/L=0.5$  ..... 152
- Figura K. 12** Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $x/L=0.9$  ..... 152

**Lista de Tablas**

<b>Tabla 1:</b> Propiedades de las Nanoparticulas .....	49
<b>Tabla 2:</b> Propiedades termo físicas para cada concentración de nanofluido .....	51
<b>Tabla 3:</b> Distorsión de elementos de malla .....	67
<b>Tabla 4:</b> Ortogonalidad de elementos de malla .....	68
<b>Tabla 5:</b> Datos recolectados para las diferentes concentraciones de nanopartículas Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ..	77
<b>Tabla 6:</b> Comparación de calor absorbido por el nanofluido par diferentes concentraciones de nanopartículas Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> .....	87
<b>Tabla 7:</b> Parámetros importantes para el calculo de transferencia de calor .....	88
<b>Tabla 8:</b> Procedimiento de cálculo de coeficiente convectivo y numero de nusselt.....	89
<b>Tabla 9:</b> Tabla de cálculo de coeficiente convectivo y numero de nusselt.....	89
<b>Tabla 10:</b> Calculo del rendimiento térmico del intercambiador $\epsilon$ .....	92
<b>Tabla 11:</b> Comparación del porcentaje de mejora en el rendimiento térmico con la caída de presión.....	93

**Lista de apéndices**

Apéndice A. Graficas de convergencia para el nanofluido (0.2%) vs Agua.....	99
Apéndice B. Graficas de convergencia para el nanofluido (0.5%) vs Agua.....	103
Apéndice C. Graficas de convergencia para el nanofluido (1%) vs Agua.....	107
Apéndice D. Graficas de convergencia para el nanofluido (2%) vs Agua.....	111
Apéndice E. Graficas de convergencia para el nanofluido (3%) vs Agua.....	115
Apéndice F. Cálculo de propiedades para cada concentración de nanofluido.....	119
Apéndice G. Figuras de Postprocesado de contorno de velocidad, temperatura y energía turbulenta para el nanofluido 0.2%.....	123
Apéndice H. Figuras de Postprocesado de contorno de velocidad, temperatura y energía turbulenta para el nanofluido 0.5%.....	129
Apéndice I. Figuras de Postprocesado de contorno de velocidad, temperatura y energía turbulenta para el nanofluido 1%.....	135
Apéndice J. Figuras de Postprocesado de contorno de velocidad, temperatura y energía turbulenta para el nanofluido 2%.....	141
Apéndice K. Figuras de Postprocesado de contorno de velocidad, temperatura y energía turbulenta para el nanofluido 3%.....	147

## Resumen

**Título:** Estudio del rendimiento térmico de un intercambiador de calor de doble tubo recto y compacto en configuración contraflujo mediante el uso de nanofluidos a base de óxido de aluminio  $AL_2O_3$  con simulación CFD

**Autor(es):** Iván Darío Romero Cárdenas, Luis Sebastián Flórez Archila

**Palabras Clave:** Nanofluidos, Intercambiador de calor de doble tubo, Configuración en contraflujo, Rendimiento térmico, CFD, Mejora de la transferencia de calor

**Descripción:** El presente trabajo de grado evalúa el efecto de las concentraciones volumétricas de nanopartículas de  $AL_2O_3$  de 0 %, 0.2 %, 0.5 %, 1 %, 2 % y 3 % en agua sobre el rendimiento térmico de un intercambiador de calor de doble tubo recto y compacto en configuración contraflujo.

Debido a las limitaciones de falta de disponibilidad de infraestructura experimental en la universidad, el estudio se desarrolló mediante una simulación numérica computacional (CFD). Los resultados recolectados fueron posteriormente analizados y validados con estudios de la literatura científica. En este contexto, el nanofluido fue modelado con un enfoque monofásico con sus respectivas propiedades aparentes dependientes de la concentración.

La metodología empleada comprendió el desarrollo del modelo geométrico, la generación de la malla, la definición de las condiciones de frontera, la configuración del modelo en Ansys Fluent, ejecución de la simulación y su postprocesamiento de resultados.

A partir del análisis realizado, se identificó un rango óptimo de concentración cercano al 1% en volumen de nanopartículas  $AL_2O_3$  en el cual se maximiza la cantidad de calor absorbido por el nanofluido y consecuentemente, el rendimiento térmico del intercambiador. Este comportamiento mostro concordancia y fue validado con otras investigaciones.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Director Manuel del Jesús Martínez. Codirector Juan Pablo Flórez Mera

### Abstract

**Title:** Thermal Performance Study of a Straight and Compact Double-Pipe Heat Exchanger in Counterflow Configuration Using Aluminum Oxide ( $Al_2O_3$ )-Based Nanofluids through CFD Simulation

**Authors:** Iván Darío Romero Cárdenas, Luis Sebastián Flórez Archila

**Key Words:** Nanofluids, , Double-pipe heat exchanger, Counterflow configuration, Thermal performance, CFD, Heat transfer enhancement.

**Description:** This undergraduate thesis evaluates the effect of volumetric concentrations of  $Al_2O_3$  nanoparticles of 0 %, 0.2 %, 0.5 %, 1 %, 2 % and 3 % in water on the thermal performance of a straight and compact double pipe heat exchanger in counterflow configuration.

Due to limitations in the availability of experimental infrastructure at the university, the study was conducted through computational numerical simulation (CFD). The collected results were subsequently analyzed and validated against studies from the scientific literature. In this context, the nanofluid was modeled using a single-phase approach with its corresponding apparent properties dependent on concentration.

The methodology employed included the development of the geometric model, mesh generation, definition of boundary conditions, configuration of the model in Ansys Fluent, execution of the simulation and post processing of the results.

Based on the analysis performed, an optimal concentration range close to 1% by volume of  $Al_2O_3$  nanoparticles was identified, in which the amount of heat absorbed by the nanofluid is maximized and, consequently, the thermal performance of the heat exchanger. This behavior showed agreement and was validated with other studies.

---

\* Bachelor Thesis

\*\* Faculty of Physical-Mechanical Engineering Director Manuel del Jesús Martínez. Co-director Juan Pablo Flórez Mera

## Introducción

### *Planteamiento del problema*

El rendimiento térmico es uno de los factores que más restricciones tienen en los equipos industriales en los que hay intercambio de energía por medio de calor, y muchas de estas están condicionadas por aspectos de diseño, materiales y construcción. Entre ellos están los intercambiadores de calor, uno de los equipos más importantes en los procesos de transferencia de calor como plantas de energía, líneas de producción de alimentos e instalaciones químicas (Proincar, 2024).

Sin embargo, su desempeño térmico ha estado limitado a los materiales con los que se diseña y construye, debido a esto se reduce la tasa de transferencia de calor entre los fluidos de trabajo, disminuyendo el rendimiento global y aumentando el consumo energético. Esta situación ha impulsado la búsqueda de alternativas que ayuden a aumentar su desempeño, como mejorar las propiedades termofísicas de los refrigerantes usados.

En este contexto, el uso de nanofluidos se presenta como una opción prometedora, dado que al suspender una pequeña cantidad de nanopartículas al fluido base, se incrementan de forma significativa sus propiedades térmicas (Das et al., 2008, pg. 1). Este aumento se traduce en una mejora del rendimiento térmico global del equipo.

Esta tecnología genera nuevas puertas para aplicaciones a gran escala en el campo de los medios de transferencia de calor y la generación de energía. No obstante, al tratarse de un líquido de servicio constituido con partículas en suspensión, su investigación y aplicación debido a limitaciones tecnológicas, no ha permitido una exploración a profundidad en Colombia en el área térmica.

En este trabajo se propone el uso de partículas de óxido de aluminio  $Al_2O_3$  (alúmina) en el agua como medio refrigerante. Investigaciones previas de aplicaciones de nanopartículas

de alúmina a refrigerantes como el R134a, han demostrado un aumento significativo de la conductividad térmica del fluido base (Taopanta Ramos et al., 2020), lo cual constituye un candidato adecuado para aplicar en agua, ya que es el fluido que más se usa en las industrias colombianas como liquido refrigerante.

A partir de lo anterior, se plantea la siguiente pregunta de investigación: ¿Cuál es el efecto del uso de diferentes concentraciones de  $Al_2O_3$  para un nanofluido a base de agua en el rendimiento térmico de un intercambiador de calor de doble tubo recto y compacto en configuración contraflujo? El estudio se desarrollará en el software Ansys mediante simulación CFD, debido a la falta de disponibilidad de la tecnología para realizar experimentos prácticos. Esto también permite incentivar la investigación de este campo de la ingeniería y ampliar el panorama de la aplicación de nanofluidos.

Este documento se organiza en 9 capítulos principales. El capítulo 1 es la introducción y aborda el planteamiento del problema, objetivos y alcance. El capítulo 2 es el marco teórico que expone los conceptos fundamentales de la investigación. El capítulo 3 es la metodología, en donde se describe el procedimiento realizado para llevar a cabo el estudio. El capítulo 4 presenta los resultados y análisis. El capítulo 5 contiene las conclusiones del trabajo. El capítulo 6 reúne toda la bibliografía consultada que respalda la investigación. Por último, los capítulos 7,8 y 9 están compuestos por anexos.

Si bien el presente trabajo se centra exclusivamente en la simulación numérica, sus resultados ofrecen una base para futuros estudios experimentales que permitan validar los resultados obtenidos. Asimismo, también se recomienda cambiar las variables de estudio. Por ejemplo, explorar otros tipos de nanopartículas, diferentes concentraciones y probar otras configuraciones diferentes de intercambiadores de calor con el propósito de profundizar el conocimiento y la aplicabilidad de los nano fluidos.

## 1. Objetivos

### 1.1 Objetivo General

Evaluar mediante simulación CFD el efecto del uso de nanofluidos a base de agua con diferentes concentraciones de  $Al_2O_3$  en el rendimiento térmico global de un intercambiador de calor de doble tubo recto y compacto en configuración contraflujo.

### 1.2 Objetivos Específicos

Definir las propiedades térmicas aparentes del agua y los nano fluidos  $Al_2O_3$ /agua para las diferentes concentraciones volumétricas a partir de correlaciones utilizadas en la literatura científica.

Desarrollar del modelo geométrico 3D en Design Modeler y el mallado del intercambiador de calor de doble tubo recto y compacto teniendo en cuenta la normativa para las dimensiones estándar.

Analizar en Ansys el comportamiento térmico del intercambiador usando agua y nano fluidos  $Al_2O_3$ /agua en diferentes concentraciones, a partir del modelo desarrollado en el objetivo 2.

Comparar el rendimiento térmico del intercambiador para cada concentración del nanofluido con respecto al agua, identificando un rango de concentración favorable para mejorar la transferencia de calor

### 1.3 Alcance

La presente investigación tiene un alcance exploratorio, en donde se desarrolla una simulación en Ansys para determinar el efecto de utilizar diferentes concentraciones de nanofluido AL<sub>2</sub>O<sub>3</sub> en un intercambiador simple de doble tubo en configuración contraflujo.

Se procederá a realizar un análisis de los datos que se recolecten para identificar un rango favorable donde se maximiza el rendimiento térmico. Para lograrlo, se estudiarán tendencias asociadas a los datos recolectados que faciliten la localización del rango favorable para su desempeño térmico.

El estudio se limita a condiciones de flujo estacionario e incompresible. Se emplea un modelo monofásico de nanofluido con propiedades aparentes dependientes de la concentración. La geometría del intercambiador se mantiene fija y no se consideran procesos de optimización. Adicionalmente, los resultados dependen de la simulación CFD, el modelo de turbulencia, la calidad de la malla y las condiciones de frontera. Por último, la validación se realizó mediante la comparación con literatura científica.

## **2. Marco teórico**

El termino de nanofluido surgió a mediados de la década de los 90's por Choi y Eastman, investigadores en el Laboratorio Nacional Argonne en Estados Unidos, dando paso a la generación de nuevos fluidos al suspender partículas inferiores a 100 nm en fluido base, aumentando sus propiedades físicas, principalmente las térmicas (Das et al., 2008, pg.123).

### **2.1 Intercambiadores de calor**

Son dispositivos que son usados en sistemas de refrigeración como en los sistemas de calefacción y acondicionamiento de aire domésticos, en la refrigeración industrial y la producción de energía en las grandes centrales eléctricas; su función principal es el intercambio de energía en forma de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas evitando que haya una mezcla entre ambos fluidos. El proceso de transferencia de calor en el intercambiador ocurre en dos pasos, el primero es en forma de convección a través de cada fluido y el segundo es en forma de conducción a través de las paredes que separan a los fluidos (Çengel & Ghajar, 2011, p.629)

### **2.2 Nanofluidos**

Los nanofluidos son suspensiones coloidales de nanopartículas en fluidos base como agua, etilenglicol o aceites. Se caracterizan por tener partículas con tamaño en el rango nanométrico (1-100 nm). La incorporación de nanopartículas modifica de manera significativa las propiedades térmicas del fluido base, lo que hace a los nanofluidos atractivos en aplicaciones de transferencia de calor. Entre sus usos más comunes se encuentra la refrigeración de sistemas electrónicos, motores automotrices, intercambiadores de calor y procesos de climatización. (Vasco-Calle et al., 2016).

### **2.3 Métodos de preparación y estabilidad de suspensiones.**

La preparación de nanofluidos puede realizarse mediante 2 enfoques principales: el método de 1 etapa y el método de 2 etapas. En el método de 1 etapa las nanopartículas se

sintetizan directamente dentro del fluido (Ejemplo: deposición por láser), lo que minimiza los problemas de aglomeración y mejora la estabilidad de la suspensión. En el método de 2 etapas, las nanopartículas primero se producen en seco mediante técnicas físicas o químicas y después se dispersan en el fluido base mediante agitación, ultrasonido o adición de surfactantes.

La estabilidad de los nanofluidos es un aspecto importante, ya que la aglomeración de nanopartículas puede alterar sus propiedades térmicas. Para mejorarla, se utilizan estrategias como el ajuste del pH del fluido, el uso de surfactantes o recubrimiento superficial de nanopartículas, lo que evita que se unan entre sí. (Das et al., 2008, p. 84-86).

#### 2.4 Propiedades de los nanofluidos $Al_2O_3$ – Agua

Para modelar el comportamiento térmico de los nanofluidos, es necesario remplazar las propiedades del fluido base por sus valores aparentes. Para este trabajo se adoptarán las correlaciones propuestas por Maiga et al (2005) dispuestas en el libro “Nanofluids Science and Technology”.

Densidad:

$$\rho_{nf} = (1 - \varepsilon_p)\rho_{bf} + \varepsilon_p\rho_p \quad (1)$$

Calor Especifico:

$$Cp_{nf} = (1 - \varepsilon_p)(Cp)_{bf} + \varepsilon_p(Cp)_p \quad (2)$$

Viscosidad:

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(123\varepsilon_p^2 + 7.3\varepsilon_p + 1) \quad (3)$$

Conductividad Térmica:

$$K_{nf} = K_{bf}(4.97\varepsilon_p^2 + 2.72\varepsilon_p + 1) \quad (4)$$

Estas ecuaciones permiten estimar de manera practica las propiedades termo físicas del nanofluido en función de la concentración de nanopartículas. Estas ecuaciones provienen de

ajustes experimentales mediante regresión y los mismos autores advierten que estas correlaciones presentan un grado de incertidumbre, ya que el comportamiento convectivo de los nanofluidos no puede solo atribuirse a la variación de sus propiedades físicas. (Das et al., 2008, p. 275).

## 2.5 Parámetros de Transferencia de Calor

La temperatura media del Fluido:

$$T_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (5)$$

Diferencia de Temperatura con respecto a la pared:

$$\Delta T = T_w - T_b \quad (6)$$

Coefficiente Convectivo Promedio:

$$h = \frac{Q}{A * \Delta T} \quad (7)$$

El Numero de Nusselt (Urthi, 2025):

$$Nu = \frac{h * D}{K_{nf}} \quad (8)$$

El porcentaje de Mejora Térmica en el Calor absorbido:

$$\%Mejora Q = \left( \frac{Q_{nf} - Q_b}{Q_b} \right) * 100\% \quad (9)$$

El calor transferido por el fluido (Urthi, 2025):

$$Q = \dot{m} * (Cp)_{nf} * (T_{sal} - T_{ent}) \quad (10)$$

La capacidad calorífica del Flujo (Cengel, 2011):

$$C = \rho * V * A * C_p \quad (11)$$

El rendimiento térmico del intercambiador (Cengel, 2011):

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (12)$$

## 2.6 Parámetros Adimensionales del flujo

Hay dos números adimensionales que permiten determinar cómo es el flujo de un fluido internamente en una tubería, estos son el número de Reynolds (Ecuación 11) que es una relación de las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas de un fluido; el número de Prandtl (Ecuación 12) que es una relación entre la capa límite de velocidad y la capa límite térmica (Bianco V, 2015 p. 114-115.)

$$Re = \frac{\rho_{nf}VD}{\mu_{nf}} \quad (11)$$

$$Pr = \frac{(Cp)_{nf}(\mu)_{nf}}{K_{nf}} \quad (12)$$

## 2.7 Dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una herramienta numérica que permite resolver las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía en flujos de fluidos mediante el método de volúmenes finitos. Para este trabajo, el CFD se emplea mediante el software Ansys, para modelar el comportamiento del nanofluido  $Al_2O_3 - agua$  utilizando la aproximación monofásica. Esto consiste en considerar el fluido como homogéneo y utilizar las propiedades termo físicas que dependen de la concentración de nanopartículas. Este enfoque es comúnmente utilizado en la literatura debido a su simplicidad numérica y por ofrecer resultados confiables en la predicción de la transferencia de calor y caída de presión de los nanofluidos. Sin embargo, su limitación es que no captura otros fenómenos que también influyen en la transferencia de calor como el movimiento browniano, la aglomeración y las interacciones interfaciales.

Este método de dinámica de fluidos computacional (CFD) surgió como alternativa económica para realizar un análisis de diseño de intercambiador de calor y optimización. Los

resultados de estas simulaciones generalmente discrepan entre un 2% y 10% con el resultado experimental cuando el modelo se diseña correctamente. La confiabilidad de estos resultados ha convertido el análisis CFD en una parte del proceso de diseño de un intercambiador, eliminando así la necesidad de construir físicamente un prototipo, que, en el mercado competitivo actual, puede llegar a ser tedioso y costoso. (Bhutta et al, 2011)

## 2.8 Ecuaciones de Navier Stokes

Las ecuaciones de Navier Stokes son ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan el movimiento de los fluidos. Estas ecuaciones se ajustan de acuerdo al contenido del problema y expresan los principios de conservación de masa, momento y energía.

*Conservación de la Masa: Ecuación de Continuidad*

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho(\nabla \cdot \vec{V}) = 0 \quad (13)$$

Donde:

$\rho \rightarrow$  Densidad

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{\partial\rho}{\partial t} + u \frac{\partial\rho}{\partial x} + v \frac{\partial\rho}{\partial y} + w \frac{\partial\rho}{\partial z} \rightarrow \text{cambio de densidad mientras se mueve}$$

$\nabla \cdot \vec{V} \rightarrow$  Divergencia de la velocidad

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \hat{i} + \frac{\partial}{\partial y} \hat{j} + \frac{\partial}{\partial z} \hat{k} \rightarrow \text{Operador Gradiente}$$

En caso de que el fluido sea incompresible entonces se tiene:

$$\frac{D\rho}{Dt} = 0$$

Y la ecuación se simplifica a:

$$\nabla \cdot \vec{V} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (14)$$

*Conservación de Momento: Segunda Ley de Newton*

$$\rho \frac{DV}{Dt} = \rho g - \nabla p + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda (\nabla \cdot V) \right] \quad (15)$$

Donde:

$$\rho \frac{DV}{Dt} \rightarrow \text{cambio total del momento lineal del fluido}$$

$$\rho g \rightarrow \text{Fuerza de masa}$$

$$-\nabla p \rightarrow \text{Fuerza de presión por unidad de volumen}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda (\nabla \cdot V) \right] \rightarrow \text{Fuerza Viscosa}$$

$$\frac{DV}{Dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + u \frac{\partial V}{\partial x} + v \frac{\partial V}{\partial y} + w \frac{\partial V}{\partial z}$$

En caso de que un fluido sea incompresible se tiene:

$$\rho \frac{DV}{Dt} = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 V \quad (16)$$

Para cada dimensión donde la velocidad es  $V(u, v, w)$  se tiene:

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (17)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (18)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (19)$$

*Conservación de la Energía: Primera ley de la Termodinámica*

$$dE_t = dQ + dW$$

$$\rho \left[ \frac{\partial h}{\partial t} + \nabla \cdot (hV) \right] = -\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (k\nabla T) + \phi \quad (20)$$

Donde:

$$\frac{\partial h}{\partial t} \rightarrow \text{cambio local de entalpia con el tiempo en un punto fijo}$$

$\nabla \cdot (hV) \rightarrow$  Conveccion de energia (energia que entra o sale por el mov. del fluido)

$$-\frac{\partial p}{\partial t} \rightarrow \text{Trabajo de presion}$$

$\nabla(k\nabla T) \rightarrow$  difusion termica por gradiente de temperatura

$\phi \rightarrow$  Disipacion viscosa

En caso de que el fluido sea incompresible se tiene:

$$\rho = \text{cte}$$

$$h = c_p T$$

$$\nabla \cdot V = 0$$

Simplificando:

$$\rho c_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + V \cdot \nabla T \right] = -\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (k\nabla T) + \phi \quad (21)$$

En este proyecto se está trabajando con un fluido incompresible, por ende, el software de ANSYS utilizara las 3 ecuaciones gobernantes de continuidad, momento y energía para resolver el problema mediante el método de volúmenes finitos.

## 2.9 Método de Volúmenes Finitos

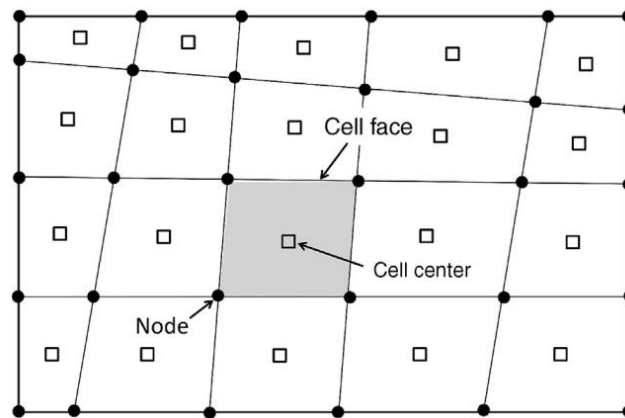
El método de volúmenes finitos consiste en satisfacer las ecuaciones parciales diferenciales que gobiernan el comportamiento físico a través de volúmenes finitos. Este método hace cumplir las leyes de conservación en los volúmenes de control que constituyen todo el dominio computacional. Para explicar mejor el concepto, todos los diagramas de cuerpo libre en estática & dinámica y los balances de masa & energía en bombas, intercambiadores y turbinas vistos en termodinámica, transferencia de calor y mecánica de fluidos son 1 volumen

de control realizado para analizar las ecuaciones gobernantes. Ahora imagina discretizar ese volumen de control en volúmenes de control mas pequeños y resolver las mismas ecuaciones. Esto es lo que realiza el método de volúmenes finitos y convenientemente es solucionado por una computadora. (Mazumder, 2016, pg. 277)

En FVM, el dominio computacional está conformado en pequeños volúmenes de control llamados celdas. Las superficies que entran en contacto entre celdas se llaman caras y los vértices de las celdas se llaman nodos. Esto se puede observar en la figura 1.

**Figura 1.**

*Partes del dominio del FVM.*



*Nota:* explicación grafica de las partes de una malla, obtenida de Mazumder, 2016, pg. 278.

Las ecuaciones algebraicas que se construyen en un volumen de control proveen valores promedio que se almacenan en el centroide geométrico de la celda y de la misma manera se asume que ese valor representa todo el volumen de la celda. Este tipo de aproximación puede producir errores en una malla gruesa, pero este error disminuye a medida que la malla se refina, lo cual entra en concordancia con el comportamiento general de los errores de truncamiento. Los tipos de errores se abordarán más adelante en la sección 2.1.12. (Mazumder, 2016, pg. 279)

En cuanto a las condiciones de frontera en contexto del FVM existen 3 tipos: Condiciones de Dirichlet, Neumann y Robin.

**Condiciones de Dirichlet:** Las condiciones de frontera de Dirichlet son conocidas como condiciones de frontera de primer tipo donde la variable dependiente se prescribe en la frontera. (Mazumder, 2016, pg. 62)

**Condiciones de Neumann:** Las condiciones de frontera de Neumann son conocidas como condiciones de frontera de segundo tipo. En este tipo de condición de frontera el valor del gradiente de la variable dependiente en dirección normal a la frontera. Esta condición se prescribe a la frontera. (Mazumder, 2016, pg. 64)

**Condiciones de Robin:** Las condiciones de frontera de Robin son conocidas como condiciones de frontera de tercer tipo. Este tipo de condición de frontera es una combinación lineal del valor de la variable dependiente y su gradiente normal a la frontera. Esta combinación lineal se prescribe en la frontera. (Mazumder, 2016, pg. 68)

El método de solución en FVM consiste en integrar primero las ecuaciones gobernantes sobre todas las celdas del dominio computacional garantizando así la conservación local como global. A continuación, mediante la discretización de los flujos en las caras de las celdas y la aplicación de las condiciones de frontera, se llega a un sistema de ecuaciones de la forma (Mazumder, 2016, pg. 332):

$$Ax = B \quad (22)$$

Donde:

$A \rightarrow$  Es la matriz de coeficientes

$x \rightarrow$  El vector de incognitas

$B \rightarrow$  El vector con los terminos fuente y contribuciones de condiciones de frontera

Este sistema de ecuaciones algebraicas es resuelto por una computadora mediante métodos numéricos, los cuales permiten obtener los valores promedio de la incógnita que se busca en los centros de las celdas del dominio. (Mazumder, 2016, pg. 333)

## 2.10 Algoritmos de acoplamiento presión-velocidad

En la simulación de flujos mediante CFD, uno de los principales desafíos numéricos consiste en garantizar el correcto acoplamiento entre los campos de presión y velocidad. Ya que en el proyecto se trabaja con flujo incompresible, es importante tener en cuenta que la presión no se puede calcular directamente desde las ecuaciones gobernantes debido a que no existe una relación adicional que permita calcular la presión directamente. Por este motivo, los algoritmos de acoplamiento presión-velocidad se encargan de derivar una ecuación de corrección de presión para satisfacer las ecuaciones gobernantes y asegurar la convergencia de la solución a partir de las condiciones de frontera. Actualmente, Ansys ofrece 4 tipos diferentes de algoritmos de acoplamiento presión – velocidad:

### 2.10.1 SIMPLE

El algoritmo SIMPLE utiliza la relación entre la corrección de velocidad y presión para imponer la conservación de la masa y obtener el campo de presión. De acuerdo al manual de ANSYS versión 2026, su funcionamiento consiste en primero resolver la ecuación de momento con una presión estimada, resultado en un flujo de cara provisional de la forma:

$$J_f^* = \hat{J}_f + d_f(p_{c0}^* - p_{c1}^*) \quad (23)$$

Como este flujo masico en la cara no satisface la ecuación de continuidad, se añade un factor de corrección  $J_f'$  al flujo masico en la cara:

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad (24)$$

Esta corrección de flujo tiene la siguiente estructura:

$$J_f' = d_f(p_{c0}' - p_{c1}') \quad (25)$$

El algoritmo SIMPLE sustituye las 2 ecuaciones anteriores en la ecuación de continuidad obteniendo una ecuación de corrección de presión en la celda:

$$a_p p' = \sum_{nb} a_{nb} p_{nb}' + \sum_f^{N_{caras}} J_f^* A_f \quad (26)$$

La ecuación de corrección se resuelve mediante métodos numéricos para  $p'$ . Una vez resuelto, se actualizan los valores de presión y flujo en la celda con las siguientes ecuaciones:

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (27)$$

$$J_f = J_f^* + d_f(p_{c0}' - p_{c1}') \quad (28)$$

Estos valores actualizados se utilizan para resolver la ecuación de momento y así obtener un nuevo campo de velocidades. Con esto, se verifica si el nuevo campo de velocidades asociados al campo de presión satisface la ecuación de continuidad. En caso de que no, se repite el proceso. De esta manera, se itera hasta llegar a la convergencia. (ANSYS, 2006, pg. 1004)

### 2.10.2 SIMPLEC

El algoritmo SIMPLEC es similar al SIMPLE. De acuerdo a Ansys Fluent versión 2026 la única diferencia esta en el factor de corrección de flujo masico en la cara. Ya que el coeficiente  $d_f$  lo redefinen de esta manera:

$$d_f = \frac{1}{a_p - \sum_{nb} a_{nb}} \quad (29)$$

El uso de esta corrección en la ecuación de corrección de flujo en la cara ha demostrado que acelera la convergencia en los problemas donde el acoplamiento de presión – velocidad es el principal disuasivo a obtener la solución. (ANSYS, 2006, pg. 1004)

### **2.10.3 PISO**

El algoritmo PISO es un método de acoplamiento presión – velocidad que pertenece a la familia de algoritmos SIMPLE. A diferencia de los métodos SIMPLE y SIMPLEC, en los cuales es necesario repetir varias iteraciones para que las velocidades cumplan simultáneamente las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento. El algoritmo PISO realiza múltiples correcciones en una sola iteración para evitar repetir muchas iteraciones. Por ejemplo, la corrección de vecinos que mejora el cumplimiento de las ecuaciones de momento y la corrección por distorsión de malla, que aumenta la precisión en mallas no ortogonales. Es debido a estas correcciones, que se reduce el número total de iteraciones necesarias para la convergencia. Por este motivo, este algoritmo es el adecuado para simulaciones transitorias. (ANSYS, 2006, pg. 1005)

### **2.10.4 Algoritmo acoplado (*coupled algorithm*)**

El algoritmo acoplado a diferencia de los 3 algoritmos anteriores, permite resolver simultáneamente las ecuaciones de momento y continuidad en cada iteración. De esta manera, se ofrece una mayor robustez y eficiencia, especialmente en flujos estacionarios, mostrando un mejor desempeño que los métodos segregados. Al resolver las ecuaciones de momento y continuidad simultáneamente se llega a una convergencia más rápida. Como resultado, se obtiene un sistema global de ecuaciones que involucra todas las celdas, el cual se resuelve mediante métodos numéricos. (ANSYS, 2006, pg. 1006)

En este trabajo se seleccionó el algoritmo acoplado debido a que ofrece una mejor estabilidad en el proceso iterativo, es decir, realiza ajustes suaves y progresivos hasta llegar a la convergencia. Adicionalmente, con este algoritmo se alcanza la convergencia más rápida con respecto a los métodos segregados.

## 2.11 Turbulencia

Primeramente, es importante comprender que existen 3 tipos de flujo

### 2.11.1 *Flujo Laminar*

Un régimen de flujo es laminar cuando sus líneas de corriente son suaves y de movimiento sumamente ordenado. En la mayoría de condiciones prácticas, el flujo en una tubería circular es laminar para  $Re \leq 2300$ . (Çengel & Cimbala, 2006, pg.323-324)

### 2.11.2 *Flujo Turbulento*

Un régimen de flujo es turbulento cuando existen fluctuaciones de velocidad y movimiento desordenado. En la mayoría de condiciones prácticas, el flujo en una tubería circular es turbulento para  $Re \geq 4000$ . (Çengel & Cimbala, 2006, pg.323-324)

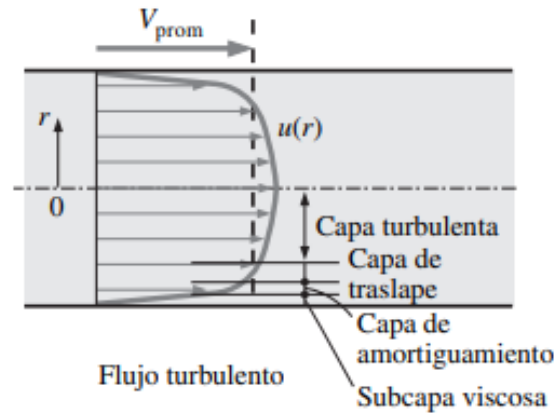
### 2.11.3 *Flujo de Transición*

Un régimen de flujo de transición es cuando el flujo fluctúa entre flujos laminar y turbulento antes de volverse completamente turbulentos. En la mayoría de condiciones prácticas, el flujo en una tubería circular es de transición para  $2300 \leq Re \leq 4000$ . (Çengel & Cimbala, 2006, pg.323-324)

En este proyecto se trabajará con flujo turbulento. Por ende, es importante entender cómo es su comportamiento cerca de la pared, es decir, la capa limite. Este se compone de cuatro regiones, que se caracterizan por su distancia a la pared como se muestra en la figura 2.

**Figura 2.**

*Perfil de Velocidad en capa límite de una tubería con un flujo turbulento.*



*Nota:* descripción del perfil de velocidad de un fluido en el interior de un tubo, obtenida de Çengel & Cimbala, 2006, pg.338

Para poder describir el comportamiento en la capa límite es conveniente trabajar con distancias y velocidades adimensionalizadas de la siguiente forma:

$$y^+ = \frac{y * U_T * \rho}{\mu} \quad y \quad u^+ = \frac{u}{U_T} \quad (30)$$

Donde:

$y^+ \rightarrow$  Distancia adimensional  $u^+ \rightarrow$  Velocidad adimensional

$y \rightarrow$  distancia desde la pared (m)  $u \rightarrow$  Velocidad del fluido  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$U_T \rightarrow$  velocidad de fricción  $\left(\frac{m}{s}\right)$   $\rho \rightarrow$  densidad del fluido  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$\mu \rightarrow$  viscosidad absoluta  $\left(\frac{kg}{m*s}\right)$

La velocidad de fricción utiliza las siguientes ecuaciones para calcularse:

$$\tau_w = \frac{f * \rho * v^2}{8} \quad (31)$$

$$U_T = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (32)$$

$$f = 0.3164Re^{-0.25} \quad (33)$$

Donde:

$f \rightarrow$  es el factor de fricción de darcy para flujo turbulento (adimensional)

$v \rightarrow$  velocidad media de flujo  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$\tau_w \rightarrow$  Esfuerzo cortante en la pared (Pa)

$Re \rightarrow$  Numero de Reynolds (adimensional)

Conociendo estas ecuaciones, se procederá a clasificar cada región del régimen turbulento.

#### **2.11.4 Subcapa Viscosa**

En la región subcapa viscosa el perfil de velocidad es casi lineal y las líneas de flujo de corriente son aproximadamente paralelas como en el flujo laminar. Esta región muy cercana a la pared se encuentra en el rango  $0 < y^+ < 5$ . (Çengel & Cimbala, 2006, pg.534)

#### **2.11.5 Capa de Amortiguamiento**

Esta región se encuentra superior a la subcapa viscosa y es donde los efectos turbulentos se vuelven significativos. Sin embargo, el flujo todavía es dominado por los efectos viscosos. Esta región se encuentra en el rango  $5 < y^+ < 30$ . (Çengel & Cimbala, 2006, pg.339)

### **2.11.6 Capa de Traslape**

Esta región se encuentra sobre la capa de amortiguamiento y es donde los efectos turbulentos son mucho más significativos, pero todavía sin dominar. Esta región se encuentra en el rango  $30 < y^+ < 1000$ . (Çengel & Cimbala, 2006, pg.339)

### **2.11.7 Capa Turbulenta**

Esta región es la parte restante del flujo en la que los efectos turbulentos dominan sobre los efectos viscosos. Esta región se encuentra en el rango  $y^+ > 1000$ . (Çengel & Cimbala, 2006, pg.339)

Estas 4 regiones del flujo turbulento componen 2 zonas principales que son la region interna y la región externa.

Región Interna: La región interna está compuesta por la subcapa viscosa, la capa de amortiguamiento y la capa de traslape. (Hami, 2021)

Región Externa: La región externa está compuesta por la capa turbulenta únicamente. (Hami, 2021)

## **2.12 Modelos de Turbulencia**

Los modelos de turbulencia se pueden agrupar en 3 categorías: Los modelos DNS, LES y Rans.

### **2.12.1 Modelos DNS**

Los modelos DNS se enfocan en simular el flujo turbulento en tiempo y espacio directamente. Esto representa el método de simulación más preciso para resolver las ecuaciones de Navier Stokes. Los resultados que se obtienen con esta simulación equivalen a un experimento en laboratorio. La desventaja de estos modelos son que requieren un enorme poder de computación. (Hami, 2021)

### 2.12.2 Modelos LES

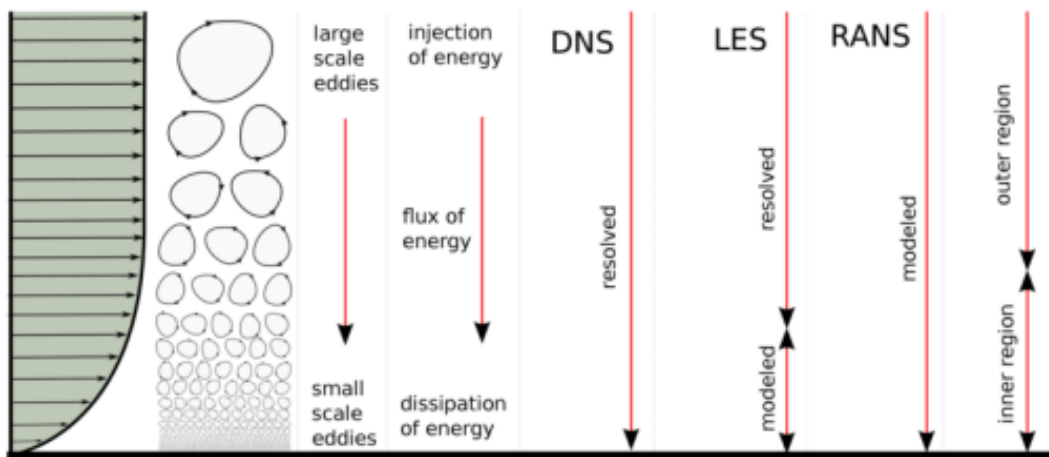
El modelo LES es una combinación del modelo DNS y Rans. Con este modelo se resuelve la región externa de turbulencia y una pequeña parte de la región interna, el resto de la región interna se modela sacrificando precisión. (Hami, 2021)

### 2.12.3 Modelo Rans

El modelo Rans consiste en resolver las ecuaciones gobernantes mediante un promediado de las variables y modelando toda la turbulencia. Este tipo de modelos tienen la ventaja de que son más económicos desde el punto de vista computacional, pero menos preciso que los modelos DNS o LES. Sin embargo, para aplicaciones industriales los modelos Rans son satisfactorios. (Hami, 2021)

**Figura 3.**

*Diferentes Modelos de Turbulencia.*



*Nota:* modelos de turbulencia según el perfil de velocidad, obtenida de Hami, 2021.

Para este proyecto se utilizará la categoría de modelo Rans debido al costo computacional y porque tiene resultados satisfactorios para aplicaciones industriales. Dentro de esta categoría existen múltiples modelos.

#### **2.12.4 Modelo Spalart Allmaras**

El modelo Spalart Allmaras es un modelo de una ecuación que resuelve el modelado de transporte para la viscosidad turbulenta. Este modelo se diseñó específicamente para aplicaciones aeroespaciales involucrando flujos de pared y ha ganado popularidad en aplicaciones de turbomaquinaria. (ANSYS, 2006, pg. 45)

Para utilizar este modelo se requiere resolver la subcapa viscosa con  $y^+ \approx 1$ . Sin embargo, en Ansys Fluent se han implementado mejoras al modelo para que no sea tan sensible al  $y^+$ . En particular, para mallas intermedias con  $1 < y^+ < 30$ , el modelo mantiene su consistencia y proporciona estimaciones adecuadas. (ANSYS, 2006, pg. 45)

#### **2.12.5 Modelo Estándar $k-\varepsilon$**

El modelo Estándar  $k-\varepsilon$  es un modelo de 2 ecuaciones de turbulencia que permiten resolver las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta y su tasa de disipación. Este modelo asume que el flujo es completamente turbulento, es decir, tiene un mejor desempeño lejos de la pared. Adicionalmente, es popular en simulación de flujo industrial y simulaciones de transferencia de calor debido a su robustez, económica y exactitud razonable. (ANSYS, 2006, pg. 50)

#### **2.12.6 Modelo RNG $k-\varepsilon$**

El modelo RNG  $k-\varepsilon$  es una variante mejorada del modelo estándar  $k-\varepsilon$ . Sus principales mejoras consisten en una mayor precisión en flujos con alta deformación, considera los efectos de rotación, utiliza un número de Prandtl turbulento no constante y un mejor tratamiento cerca de la pared. (ANSYS, 2006, pg. 51)

### **2.12.7 Modelo Realizable $k-\varepsilon$**

El modelo Realizable  $k-\varepsilon$  es una mejora del modelo estándar  $k-\varepsilon$  que introduce una formulación alternativa a la viscosidad turbulenta y una ecuación de transporte para la tasa de disipación. El termino realizable significa que el modelo satisface ciertas restricciones matemáticas en relación con la física de flujos turbulentos. Los modelos estándar  $k-\varepsilon$  y RNG  $k-\varepsilon$  no son realizables. (ANSYS, 2006, pg. 54)

El modelo Realizable  $k-\varepsilon$  y RNG  $k-\varepsilon$  muestran mejoras significativas con respecto al modelo estándar  $k-\varepsilon$  con respecto a flujos que incluyen curvatura de líneas de corriente, vórtices y rotación. Como el modelo Realizable  $k-\varepsilon$  es relativamente nuevo, no esta claro en que situaciones este modelo supera al RNG  $k-\varepsilon$ . (ANSYS, 2006, pg. 54)

Una limitación de este modelo es que produce valores no físicos de viscosidad turbulenta en situaciones donde el dominio computacional tiene fluidos en rotación y regiones estacionarias. (ANSYS, 2006, pg. 55)

### **2.12.8 Modelo Estandar $k-\omega$**

El modelo estándar  $k-\omega$  se fundamente en 2 ecuaciones de transporte: una para la energía cinética turbulenta y otra para la tasa de disipación especifica. Estas ecuaciones permiten describir mejor el comportamiento de la turbulencia en regiones cercanas a la pared. Su limitación principal es su sensibilidad a las condiciones en la región de flujo libre, lo cual afecta la precisión de los resultados. (ANSYS, 2006, pg. 61)

### **2.12.9 Modelo Baseline (BSL) $k-\omega$**

El modelo BSL  $k-\omega$  es una mejora al modelo Estandar  $k-\omega$  que incluye su precisión cerca de la pared y la independencia de flujo libre del modelo  $k-\varepsilon$ . Para ello, se emplea una función de mezcla diseñada para tener un valor de 1 cerca de la pared que activaría el modelo

estandar  $k-\omega$  y tener un valor de 0 lejos de la pared que activaría el modelo  $k-\epsilon$ . (ANSYS, 2006, pg. 65)

#### **2.12.10 Modelo SST $K-\omega$**

El modelo SST  $k-\omega$  cuenta con todas las mejoras del modelo BSL  $k-\omega$  y adicionalmente considera el transporte del esfuerzo cortante turbulento en la definición de la viscosidad turbulenta. Estas características hacen que este modelo sea mas exacto y confiable para una clase más amplia de flujos en comparación al modelo estándar  $k-\omega$  y BSL  $k-\omega$ . Tales como flujos con gradientes de presión adversos, perfiles aerodinámicos y ondas de choque transónicas. (ANSYS, 2006, pg. 68)

#### **2.12.11 Modelo de transición $k-kl-\omega$**

El modelo de transición  $k-kl-\omega$  se utiliza para predecir el desarrollo de la capa limite y calcular el inicio de la transición. Este modelo puede emplearse eficazmente para analizar la transición de la capa limite desde un régimen laminar hacia un régimen turbulento. (ANSYS, 2006, pg. 77)

#### **2.12.12 Modelo de Transición SST**

El modelo de transición SST se basa en el acoplamiento de las ecuaciones de transporte del modelo SST  $k-\omega$  con otras 2 ecuaciones de transporte. Esto permite captar la transición del flujo laminar a turbulento. Además, permite la introducción correlaciones empíricas personalizadas para controlar el inicio de la transición. (ANSYS, 2006, pg. 81)

Algunas de sus limitaciones son:

- Solo es válido para flujos cercanos a paredes, por lo que no es adecuado para flujos libres.
- No se recomienda en superficies con movimiento relativo.

- Funciona mejor cuando hay una velocidad de flujo libre definida. No es adecuado en flujos completamente desarrollados en tuberías o canales.
- No esta calibrado para fenómenos como flotación o turbulencia multifásica

### **2.12.13 Modelo de Estrés de Reynolds (RSM)**

El modelo de estrés de Reynolds es el modelo Rans más avanzado disponible en Ansys Fluent, ya que resuelve directamente las ecuaciones de transporte para los esfuerzos de Reynolds junto con una ecuación de tasa de disipación. Esto implica 7 ecuaciones resueltas en 3D. (ANSYS, 2006, pg. 100)

Este modelo permite representar con mayor precisión fenómenos complejos como curvatura de líneas de corriente, rotación, flujo con remolinos y cambios rápidos en la deformación. Sin embargo, su exactitud está limitada por las hipótesis necesarias para cerrar las ecuaciones, especialmente los términos de presión-deformación y disipación. (ANSYS, 2006, pg. 100)

A pesar de su complejidad, el RSM no siempre produce resultados significativamente mejores que los modelos mas simples, por lo que su uso solo se justifica en flujos complicados. (ANSYS, 2006, pg. 100)

Teniendo en cuenta los diferentes modelos de turbulencia Rans en Ansys, para este proyecto se decidió utilizar el modelo de turbulencia SST  $k-\omega$  debido a que combina las ventajas del modelo  $k-\omega$  y  $k-\epsilon$ . Además, este modelo ofrece una mejor predicción de la capa limite, lo cual es importante en este estudio debido a su influencia en la transferencia de calor.

### **2.13 Errores de Mallado**

Existen 2 tipos de errores en el mallado de un modelo computacional. Estos son:

### **2.13.1 Errores de Truncamiento**

El error al aproximar una derivada mediante ecuaciones algebraicas se conoce como error de truncamiento. Esto surge debido a que se utiliza un numero finito de términos en la expansión de la serie de Taylor para representar una función continua. Por ende, para disminuir este tipo de error se debe refinar la malla para obtener distancias mas pequeñas entre los centroides de los volúmenes de control, ya que el error se escala de la siguiente forma (Mazumder, 2016, pg. 56):

$$\varepsilon \sim (\Delta x)^n \quad (34)$$

### **2.13.2 Errores de Redondeo**

Los errores de redondeo surgen debido a que los sistemas computacionales se ven obligados a aproximar después de cierto numero de decimales. En este contexto, la precisión simple utiliza 4 bytes (32 bits) y ofrece una capacidad de 8 lugares decimales, mientras que la doble precisión utiliza 8 bytes (64 bits) y ofrece una capacidad de 16 lugares decimales. En la actualidad, las simulaciones numéricas computacionales suelen utilizar doble precisión, ya que permite reducir los errores de redondeo. (Mazumder, 2016, pg. 56)

### **2.13.3 Estudio de Independencia de Malla**

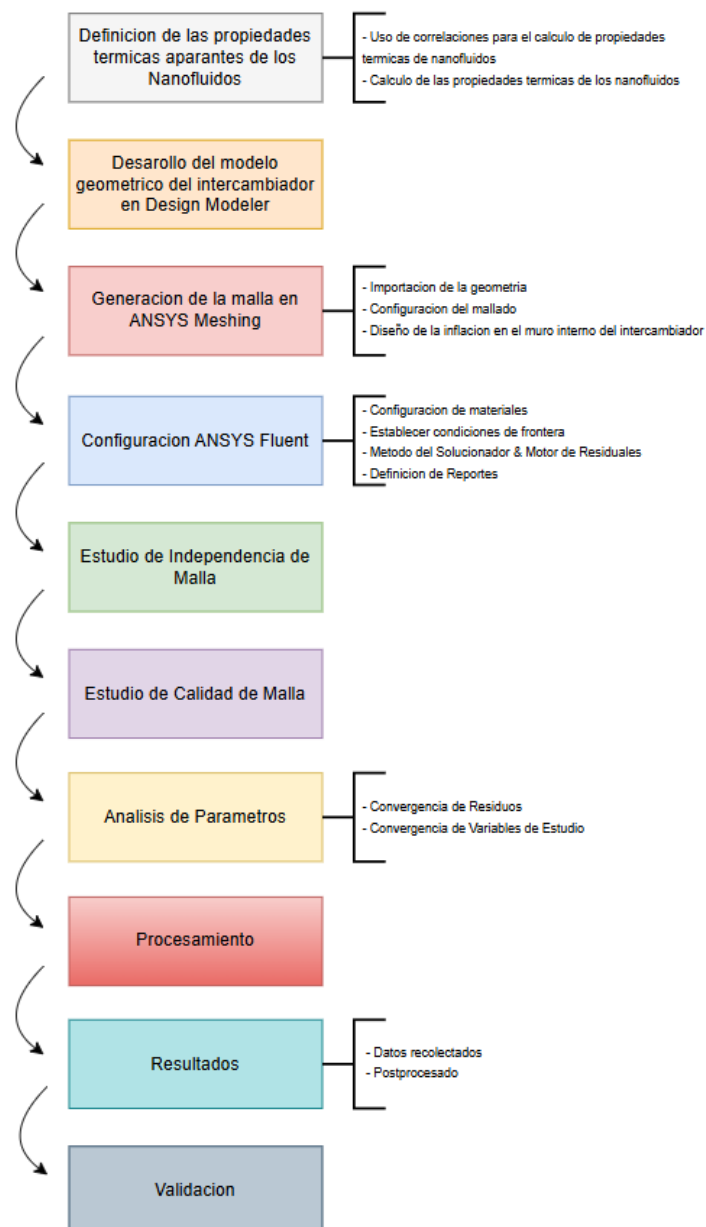
Un estudio de independencia de malla es un procedimiento utilizado para evaluar la influencia de la discretización en los resultados de una simulación CFD. Este estudio se realiza generalmente evaluando 3 tipos de mallas: Gruesa, media y fina con respecto a una variable representativa del fenómeno físico. La malla es considerada independiente cuando la variación de la variable física entre 2 mallas consecutivas es menor al 2%. Esto significa que a partir de esa malla el error de discretización se vuelve despreciable y que los refinamientos posteriores no tienen influencia significativa en los resultados. (Mubashir et al., 2026)

### 3. Metodología

La metodología del presente trabajo de investigación se basa en el diagrama de flujo de la figura 4.

**Figura 4.**

*Diagrama de flujo del proceso metodológico del proyecto de investigación.*



*Nota:* se describen los pasos metodológicos para el desarrollo de este trabajo de investigación.

### 3.1 Definición de las propiedades térmicas aparentes del agua y del nano fluido $Al_2O_3$ /agua para las diferentes concentraciones volumétricas a partir de correlaciones utilizadas en la literatura científica

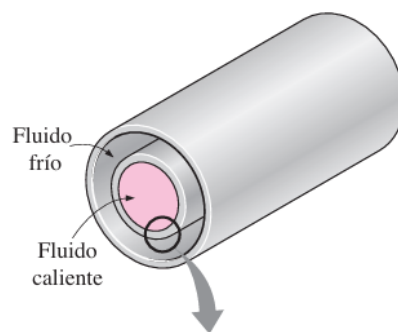
Con base en las ecuaciones de los parámetros de conductividad térmica, viscosidad, calor específico y densidad efectiva definidos en el marco teórico para los nanofluidos  $Al_2O_3$  – agua, se calcularán los valores aparentes de cada uno de estos parámetros para las concentraciones 0.2%, 0.5%, 1%, 2% y 3% de nano partículas de  $Al_2O_3$  en agua.

### 3.2 Desarrollo del modelo geométrico y computacional del intercambiador de calor de doble tubo recto y compacto teniendo en cuenta la normativa para las dimensiones estándar.

En esta etapa se construirá primeramente el modelo tridimensional del intercambiador de calor utilizando el software Design Modeler en Ansys.

#### Figura 5.

*Intercambiador de calor de carcasa y tubo concéntrico.*



*Nota:* tramo de tubo de un intercambiador de tubo concéntrico, obtenida de Çengel & Cimbala, 2006, pg. 633

Las dimensiones propuestas se tomaron un intercambiador de tubo concéntrico TD1360V de la Tecquipment LTD:

- Diámetro de tubo exterior: 20 mm.
- Diámetro de tubo interior: 10 mm.
- Espesor de pared de los tubos: 1 mm.
- Longitud: 0.5 m
- Material: Acero inoxidable.

### **3.3 Análisis en Ansys del comportamiento térmico del intercambiador usando agua y nanofluidos $Al_2O_3$ – agua a diferentes concentraciones.**

Se llevarán a cabo simulaciones numéricas en ANSYS bajo la condición de flujo turbulento. Se evaluará el comportamiento térmico del tubo utilizando como fluido de trabajo agua y nanofluidos  $Al_2O_3$  – agua a fracciones volumétricas 0.2%, 0.5%, 1%, 2% y 3%. Las propiedades de los nanofluidos se calcularán mediante las ecuaciones propuestas para densidad, calor específico, viscosidad y conductividad térmica.

Se realizarán 3 mallas para la geometría del intercambiador: una gruesa, media y fina. Después, se seleccionará la variable de calor absorbido por el nanofluido para hacer un estudio de independencia de malla. Una vez se obtenga la malla independiente se realizará un estudio de calidad para subsiguientemente importar la malla a Fluent, donde se aplicarán las condiciones de frontera: velocidad de entrada, temperaturas de entrada y presión ambiente en la salida. De la simulación se obtendrán las temperaturas de salida, el calor transferido hacia el nanofluido, el calor en la pared interna, el  $y^+$  y la caída de presión. Estos resultados también se parametrizarán.

Posteriormente, se seleccionará una malla para realizar un análisis de parámetros verificando la convergencia de cada uno de ellos y por último un post procesado para observar el contorno de temperatura en plano axial, el contorno de temperatura radial, el contorno de

velocidad en plano axial y la evolución de los perfiles de velocidad y temperatura a lo largo del tubo.

### **3.4 Comparación del rendimiento térmico para cada concentración del nano fluido con respecto al agua, identificado un rango de concentración favorable para mejorar la transferencia de calor.**

Se llevará a cabo un análisis del rendimiento térmico para cada concentración del nanofluido con respecto al agua. Para ello, se graficarán los valores de calor absorbido ( $Q$ ) y coeficiente de transferencia de calor ( $h$ ) para cada concentración de nano fluido. En las gráficas obtenidas se identificarán posibles tendencias o comportamientos que permitan aproximar el valor óptimo de concentración de nanofluido para maximizar la transferencia de calor. Además, este valor se comparará con valores de la literatura para estudios similares que permitan validar los resultados.

#### 4. Resultados y Análisis

##### 4.1 Definición de las propiedades térmicas aparentes del agua y del nano fluido $Al_2O_3$ /agua para las diferentes concentraciones volumétricas a partir de correlaciones utilizadas en la literatura científica

En el marco teórico se estableció que se utilizarían las correlaciones de Maiga para calcular las propiedades térmicas de los nano fluidos. Se desplegarán las ecuaciones 1,2,3 y 4 respectivamente.

$$\rho_{nf} = (1 - \varepsilon_p)\rho_{bf} + \varepsilon_p\rho_p \quad (1)$$

$$Cp_{nf} = (1 - \varepsilon_p)(Cp)_{bf} + \varepsilon_p(Cp)_p \quad (2)$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(123\varepsilon_p^2 + 7.3\varepsilon_p + 1) \quad (3)$$

$$K_{nf} = K_{bf}(4.97\varepsilon_p^2 + 2.72\varepsilon_p + 1) \quad (4)$$

Ahora se debe tener en cuenta las propiedades de las nanopartículas, que se pueden observar en la tabla 1.

**Tabla 1.**

*Propiedades de las Nanopartículas.*

Properties	CuO [38,39]	$Al_2O_3$ [38,39]	$SiO_2$ [40]	MgO [41]
Molecular mass (g/mol)	79.55	101.96	60.08	40.30
Density (kg/m <sup>3</sup> )	6500	3970	2220	3580
Thermal conductivity (W/m K)	20	40	1.4	54.9
Specific heat (J/kg K)	535.6	765	745	937

*Nota:* propiedades físicas de algunas nanopartículas utilizadas comúnmente en la síntesis de nanofluidos, obtenida de Uddin et al., 2025.

En este caso, las propiedades de las nanopartículas  $Al_2O_3$  serian:

$$\rho_p = 3970 \frac{kg}{m^3}$$

$$(Cp)_p = 765 \frac{J}{kg * k}$$

En cuanto a las propiedades del fluido base (agua) serian:

$$\rho_{bf} = 998.2 \frac{kg}{m^3}$$

$$(Cp)_{bf} = 4182 \frac{J}{kg * k}$$

$$\mu_{bf} = 0.001003 \frac{kg}{m * s}$$

$$K_{bf} = 0.6 \frac{W}{m * k}$$

Con esto se calcularán las propiedades aparentes del nanofluido para cada porcentaje de concentración volumétrica de nanopartículas  $Al_2O_3$ . A continuación, se realizará solo el cálculo para la concentración de 0.2% del nanofluido. Los cálculos para las otras concentraciones se adjuntarán en los apendices.

Nanofluido 0.2%:

$$\varepsilon_p = 0.002$$

$$\rho_{nf} = (1 - \varepsilon_p)\rho_{bf} + \varepsilon_p\rho_p$$

$$\rho_{nf} = (1 - 0.002) \left( 998.2 \frac{kg}{m^3} \right) + (0.002) \left( 3970 \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\rho_{nf} = 1004.14 \frac{kg}{m^3}$$

$$Cp_{nf} = (1 - \varepsilon_p)(Cp)_{bf} + \varepsilon_p(Cp)_p$$

$$Cp_{nf} = (1 - 0.002) \left( 4182 \frac{J}{kg * k} \right) + 0.002 \left( 765 \frac{J}{kg * k} \right)$$

$$Cp_{nf} = 4175.17 \frac{J}{kg * k}$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (123\varepsilon_p^2 + 7.3\varepsilon_p + 1)$$

$$\mu_{nf} = \left( 0.001003 \frac{kg}{m * s} \right) (123(0.002)^2 + 7.3(0.002) + 1)$$

$$\mu_{nf} = 0.0010181 \frac{kg}{m * s}$$

$$K_{nf} = K_{bf} (4.97\varepsilon_p^2 + 2.72\varepsilon_p + 1)$$

$$K_{nf} = \left( 0.6 \frac{W}{m * k} \right) (4.97(0.002)^2 + 2.72(0.002) + 1)$$

$$K_{nf} = 0.603 \frac{W}{m * k}$$

En la tabla 2 se listaron las propiedades termo físicas para cada concentración de nanofluido según los cálculos realizados.

**Tabla 2.**

*Propiedades termo físicas para cada concentración de nanofluido.*

	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosidad (kg/m-s)	Conductividad Térmica (W/m-K)	Calor específico (J/kg-K)
Agua	998,2	0,001003	0,6	4182
Nanofluido (0,2%)	1004,14 (0.6% ↑)	0,0010181 (1.5% ↑)	0,603 (0.5% ↑)	4175,17 (0.16% ↓)
Nanofluido (0,5%)	1013,06 (1.5% ↑)	0,0010427 (4% ↑)	0,608 (1.33% ↑)	4164,92 (0.4% ↓)
Nanofluido (1%)	1027,92 (3% ↑)	0,0010886 (8.5% ↑)	0,617 (2.83% ↑)	4147,83 (0.82% ↓)
Nanofluido (2%)	1057,64 (6% ↑)	0,0011988 (19.5% ↑)	0,634 (5.7% ↑)	4113,66 (1.6% ↓)
Nanofluido (3%)	1087,35 (8.9% ↑)	0,0013337 (33% ↑)	0,652 (8.6% ↑)	4079,49 (2.4% ↓)

*Nota:* propiedades efectivas del nanofluido con su porcentaje de mejora con respecto al agua.

## 4.2 Desarrollo del modelo geométrico 3D en Design Modeler y el Mallado del intercambiador de calor de doble tubo recto y compacto teniendo en cuenta la normativa para las dimensiones estándar

### 4.2.1 Modelo Geométrico

Se definió un modelo 3D en Design Modeler de Ansys con el fin de representar la geometría real del intercambiador de calor, esto permite captar el fenómeno completo de la transferencia de calor.

Los valores con los que se realizó el modelo son los siguientes:

$$D1 = 10 \text{ mm}$$

$$D2 = 12 \text{ mm}$$

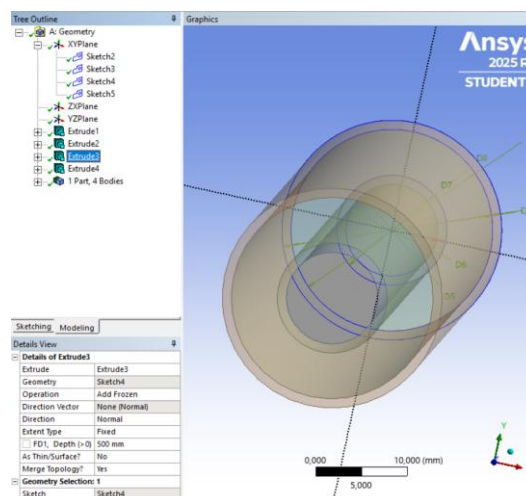
$$D3 = 22 \text{ mm}$$

$$D4 = 24 \text{ mm}$$

En la figura 6 se puede observar cómo es el modelo geométrico del intercambiador de calor.

### Figura 6.

*Modelo geométrico del intercambiador en Design Modeler.*



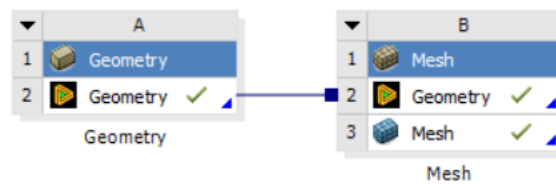
*Nota:* Vista de la geometría realizada en Ansys Modeler para el estudio.

## 4.2.2 Mallado

**4.2.2.1 Importación de la Geometría.** Ya teniendo la geometría ahora podemos realizar el mallado

**Figura 7.**

*Flujo de Trabajo Geometria – Mallado en Ansys Workbench.*

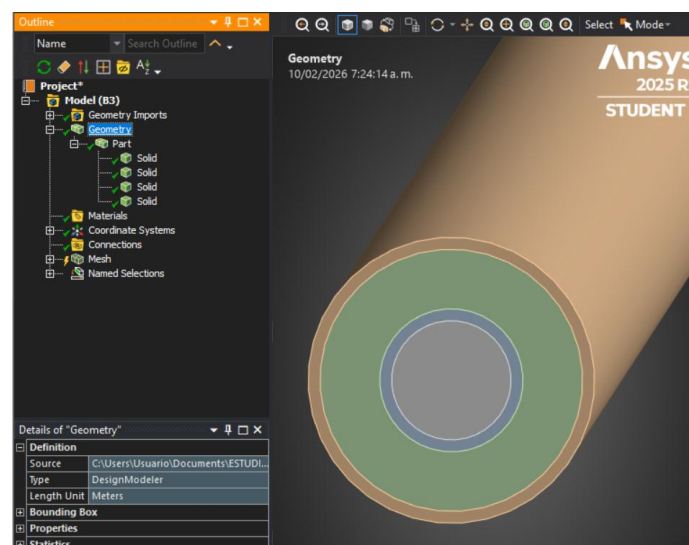


*Nota:* Diagrama del flujo de trabajo en Ansys Workbench.

La geometría importada en la figura 8 tiene las medidas correspondientes establecidas en Design Modeler con sus respectivas divisiones para los diferentes dominios.

**Figura 8.**

*Dominios en Ansys Meshing.*



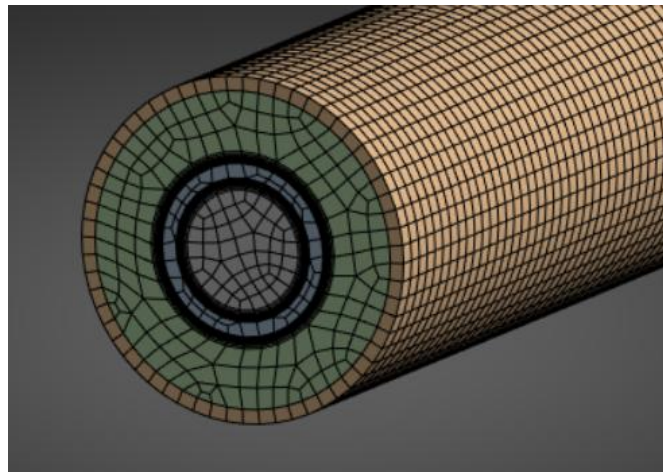
*Nota:* Ejecución del comando de dominio para la geometría del tramo de tubo.

Con la correcta importación de la geometría lo siguiente a realizar es el mallado.

**4.2.2.2 Configuración del Mallado.** Primeramente, se nombraron las entradas, salidas, muros, interfaces y dominios. El método que se utilizó para mallar todo el intercambiador fue “Multizone”. Con este método se aseguró el uso de elementos hexaédricos debido a la geometría simple del intercambiador. El orden de elemento utilizado fue linear debido a que no se justificaron nodos intermedios para esta geometría. Además, se parametrizó el tamaño de elemento y número de elementos con el propósito de crear 3 mallas para su posterior estudio de independencia.

**Figura 9.**

*Mallado del intercambiador.*



*Nota:* Representación de la malla realizada en Ansys Meshing.

**4.2.2.3 Diseño de la inflación en el muro interno del intercambiador.** Es importante realizar una inflación cerca del muro interior para ambos dominios. La zona de interés es la parte del fluido cerca de la pared ya que en esa área se producen los gradientes de temperatura y velocidad. Para ello, a continuación, se explicará cómo se diseñó esta inflación iniciando por el cálculo del  $y^+$ .

### 4.3 Análisis en Ansys Fluent del comportamiento térmico del intercambiador usando agua y nano fluidos $Al_2O_3$ – agua a diferentes concentraciones.

#### 4.3.1 Equipo de Simulación

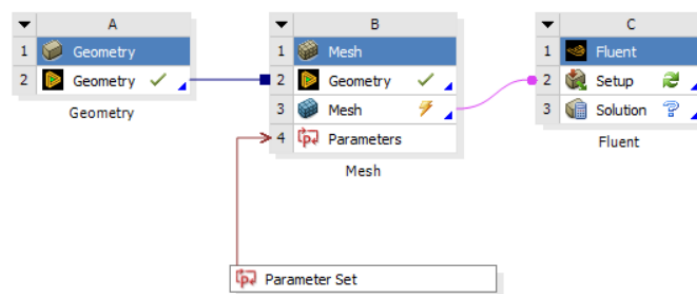
Las simulaciones se realizaron en un equipo con procesador AMD Ryzen 9HX (16 Núcleos), 32GB de RAM y tarjeta Gráfica Nvidia RTX 5060. Debido a las limitaciones de la licencia estudiantil, el máximo de núcleos permitidos en paralelo para la simulación son 4. Adicionalmente, se utilizó doble precisión con el objetivo de reducir errores de redondeo numérico y mejorar estabilidad del solucionador.

#### 4.3.2 Configuración en Fluent

Ya teniendo la configuración correcta del mallado del tubo se procederá a iniciar Ansys Fluent.

**Figura 11.**

*Flujo de Trabajo Geometria – Mesh – Fluent en Ansys Workbench.*



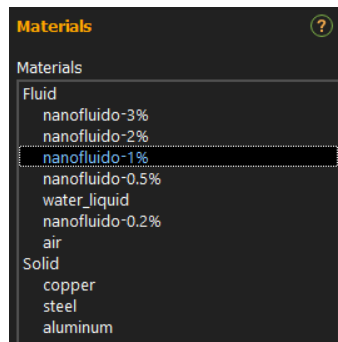
*Nota:* Diagrama de flujo final para la ejecución de la simulación en Ansys.

Generalmente se trabajará con un flujo incompresible de régimen estacionario. Es necesario asegurarse que se estén utilizando las ecuaciones de energía debido a que esa es el área de estudio y el modelo de turbulencia SST K-w.

Dentro del software se deben ingresar los materiales con los que se trabajara la simulación. En este caso, los nano fluidos a sus diferentes concentraciones, el muro interior de cobre y el muro exterior de acero

### Figura 12.

*Configuración Materiales en Ansys Fluent.*

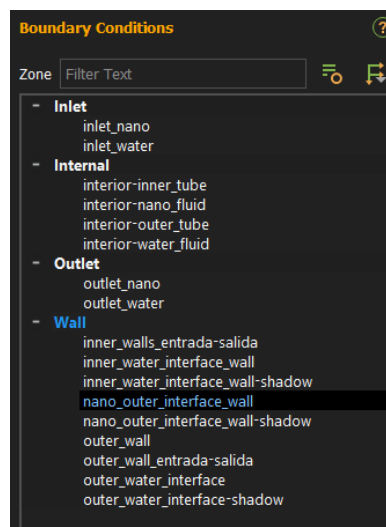


*Nota:* especificación de las concentraciones de nanofluido a trabajar en el estudio.

Asegurarse que en las condiciones de celda cada dominio tenga sus materiales respectivos. Posteriormente, se establecerán las condiciones de frontera.

### Figura 13.

*Configuración Condiciones de Frontera en Ansys Fluent.*



*Nota:* Definición de las condiciones de flujo y frontera para la ejecución del estudio.

En cuanto a las condiciones de frontera de entrada se establece lo siguiente:

Inlet Agua:

$V=1$  m/s

$T=333.15$  K

Inlet Nanofluido:

$V=1$  m/s

$T=298.15$  K

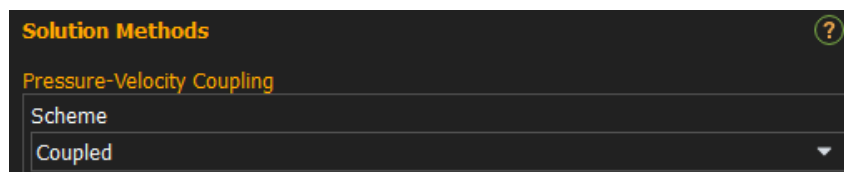
En cuanto a los outlets. Hay que dejarlos con las opciones por default, es decir, con una presión manométrica de 0. Por último, para los muros se debe asegurar que estén acoplados y que tengan su material correspondiente.

#### 4.3.3 Método del Solucionador

El método de acople presión – velocidad utilizado para esta simulación es Acoplado debido a su alta robustez y estabilidad en simulaciones estacionarias de flujo interno con transferencia de calor. El gradiente se calculará con el método de mínimos cuadrados basado en celdas. Este método produce una estimación más precisa de los gradientes, especialmente cuando existe inflación.

#### Figura 14.

*Algoritmo de acople presión – velocidad seleccionada.*

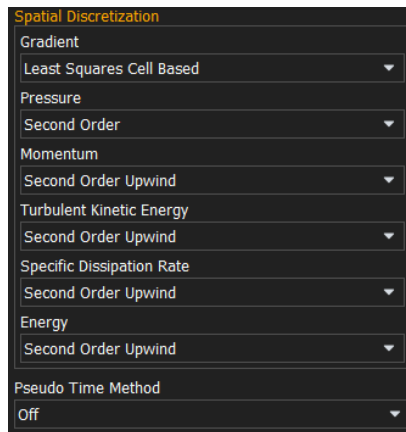


*Nota:* Se define el acople de solución para la ejecución del estudio.

Las demás variables serán discretizadas con esquemas de segundo orden porque esto reduce el error en los gradientes y mejora la precisión de los datos.

### Figura 15.

#### *Discretización Espacial.*



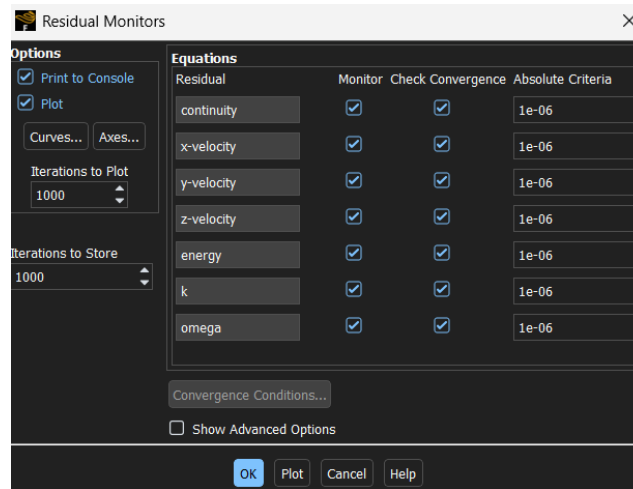
*Nota:* Definición de la discretización espacial en Ansys.

#### 4.3.4 Residuales

En el motor de residuales se estableció un criterio de  $1e-6$  uniformemente, que es un criterio más estricto que Abdelmagid (2022) estableció en su tesis doctoral con  $1e-5$  para residuos de continuidad y momento y  $1e-6$  para energía en un análisis CFD para el mismo tipo de intercambiador con diferentes clases de nanofluidos.

**Figura 16.**

*Configuración de Residuales de la Simulación.*



*Nota:* Se definen los residuales para el monitoreo de las variables a estudiar.

#### 4.3.5 Definición de Reportes

Se definieron un total de 6 reportes para el monitoreo de las variables de interés. Los primeros 2 reportes corresponden a las temperaturas de salidas de los fluidos y son de tipo promedio ponderado de masa en los respectivos outlets del nanofluido y del agua. Los siguientes 2 reportes corresponden al calor que transfiere el agua hacia el muro y el calor que recibe el nanofluido. El quinto reporte corresponde a la temperatura de la pared interna del intercambiador de calor y el último reporte corresponde al valor promedio de  $y^+$  del muro interno del intercambiador.

#### 4.3.6 Estudio de Independencia de Malla

Se procedió a realizar un estudio de convergencia de Malla para cada caso con respecto al calor que absorbe el nano fluido. Para demostrar la convergencia del calor se transfirieron los datos a Excel y se realizaron sus respectivas graficas de convergencia. Para este estudio se

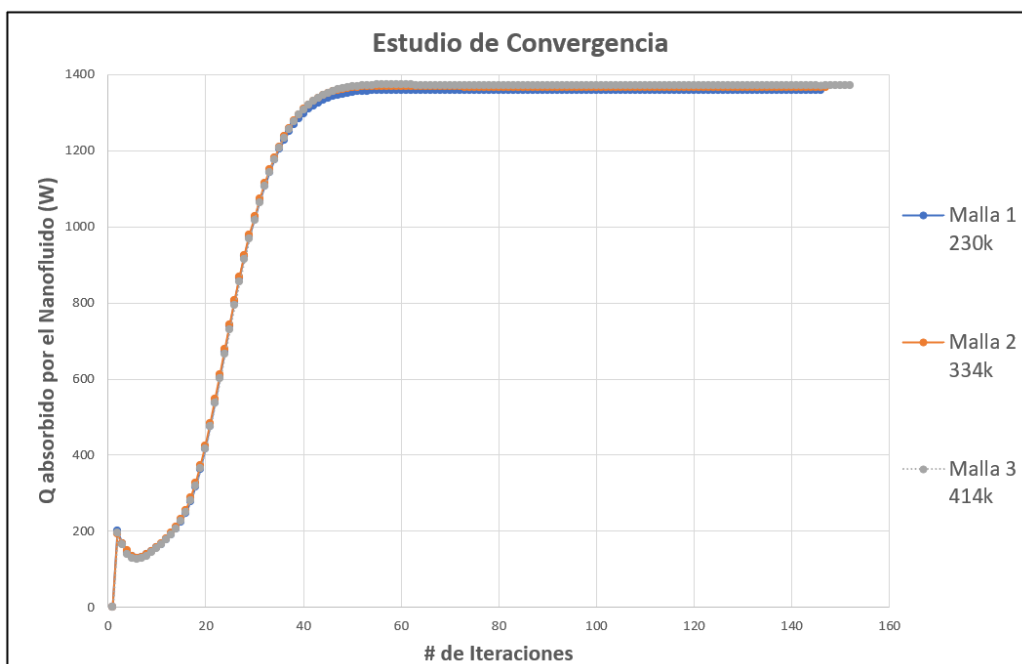
trabajó con 3 mallas: Una malla 1 con 230k elementos, una malla 2 con 334k elementos y una malla 3 con 414k elementos.

Para obtener las gráficas de convergencia se inicializará manualmente cada caso dentro de Fluent cargando su respectiva malla. La razón por la cual no se utilizó la parametrización es debido a que la inicialización con la tabla de puntos de diseño en Workbench es muy brusca y cambia su evolución hacia la estabilización. Sin embargo, si convergen al mismo valor. A continuación, se mostrarán las gráficas de convergencia para cada caso:

#### 4.3.6.1 Caso 1: Agua - Agua

##### Figura 17.

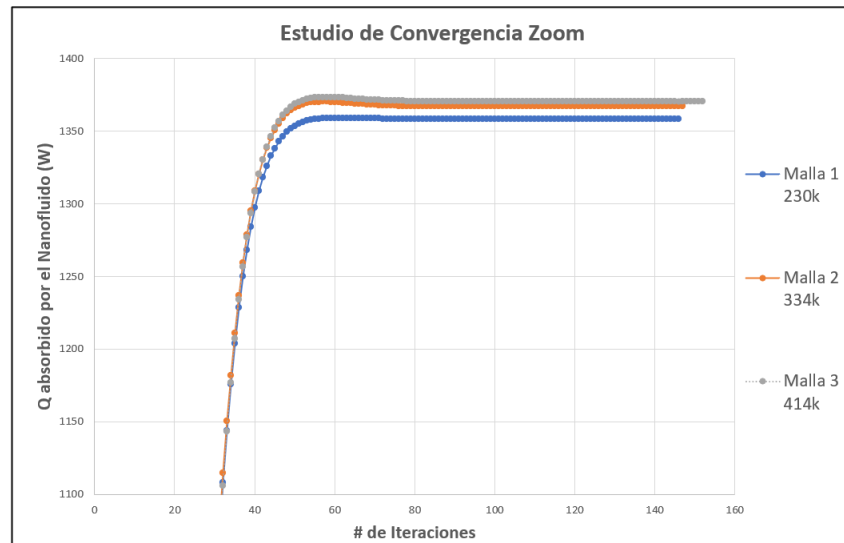
*Estudio de Convergencia del Caso 1 (Agua – Agua)*



*Nota:* las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

**Figura 18.**

*Zoom del estudio de Convergencia del Caso 1 (Agua – Agua)*

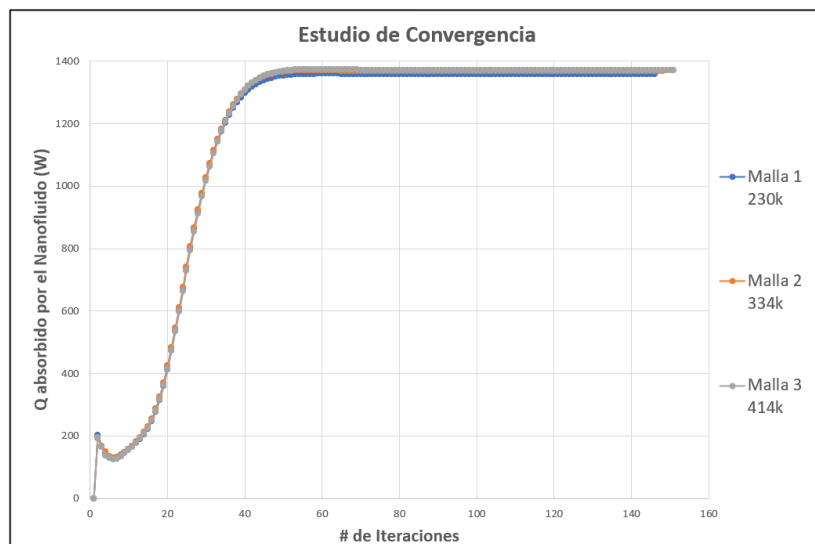


Nota: las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

#### 4.3.6.2 Caso 2: Agua - Nanofluido 0.2%

**Figura 19.**

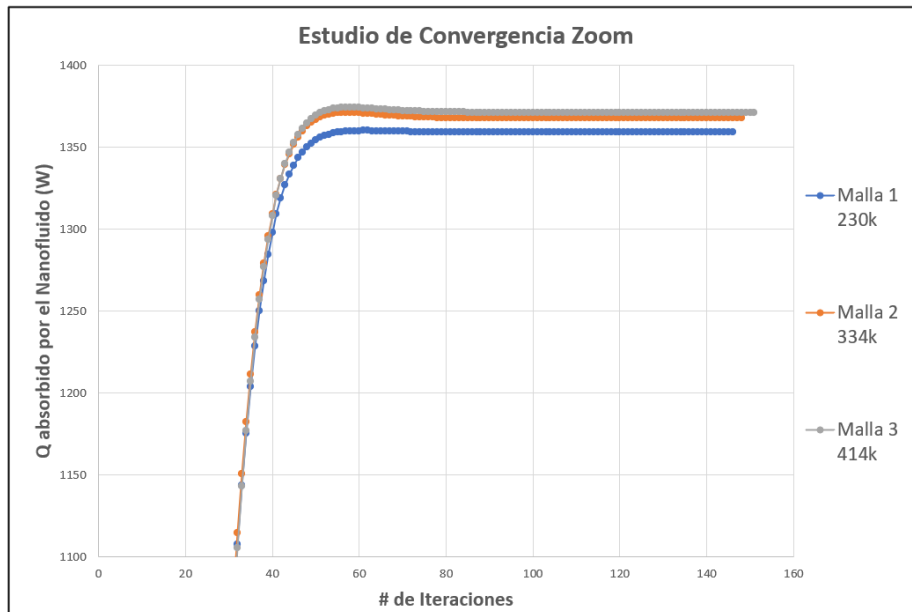
*Estudio de Convergencia del Caso 2 (Agua – Nanofluido 0.2%)*



Nota: las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

**Figura 20.**

*Zoom del estudio de Convergencia del Caso 2 (Agua – Nanofluido 0.2%)*

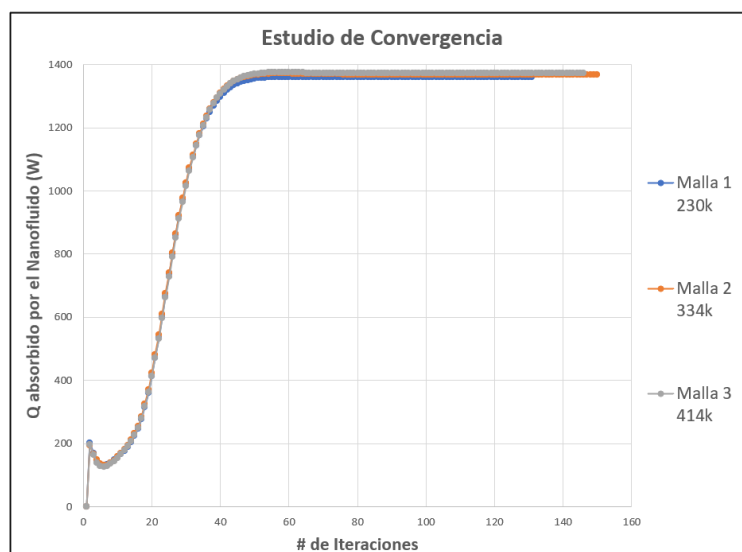


*Nota:* las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

#### 4.3.6.3 Caso 3: Agua - Nanofluido 0.5%

**Figura 21.**

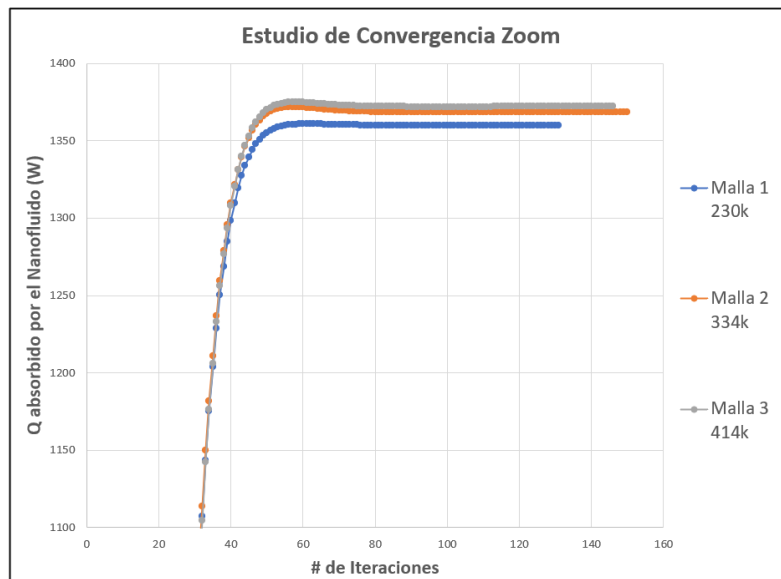
*Estudio de Convergencia del Caso 3 (Agua – Nanofluido 0.5%)*



*Nota:* las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

**Figura 22.**

*Zoom del estudio de Convergencia del Caso 3 (Agua – Nanofluido 0.5%)*

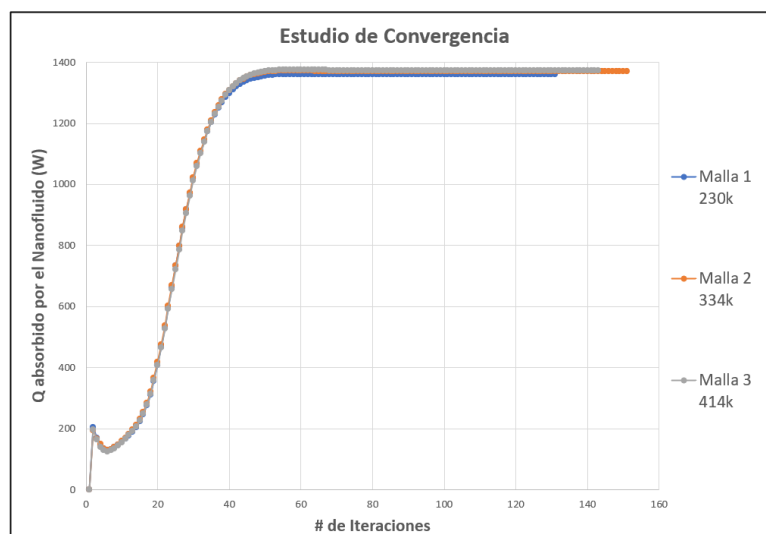


*Nota:* las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

#### 4.3.6.4 Caso 4: Agua - Nanofluido 1%

**Figura 23.**

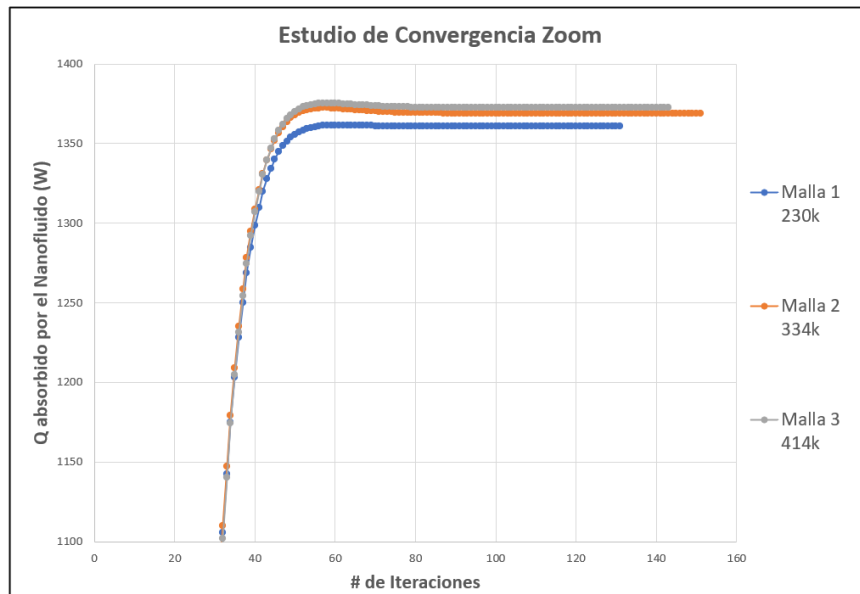
*Estudio de Convergencia del Caso 4 (Agua – Nanofluido 1%)*



*Nota:* las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

**Figura 24.**

*Zoom del estudio de Convergencia del Caso 4 (Agua – Nanofluido 1%)*

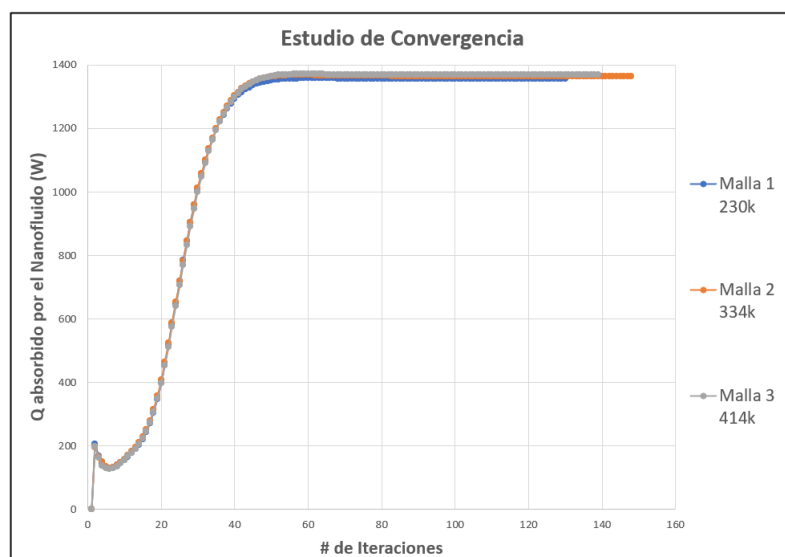


*Nota:* las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

#### 4.3.6.5 Caso 5: Agua - Nanofluido 2%

**Figura 25.**

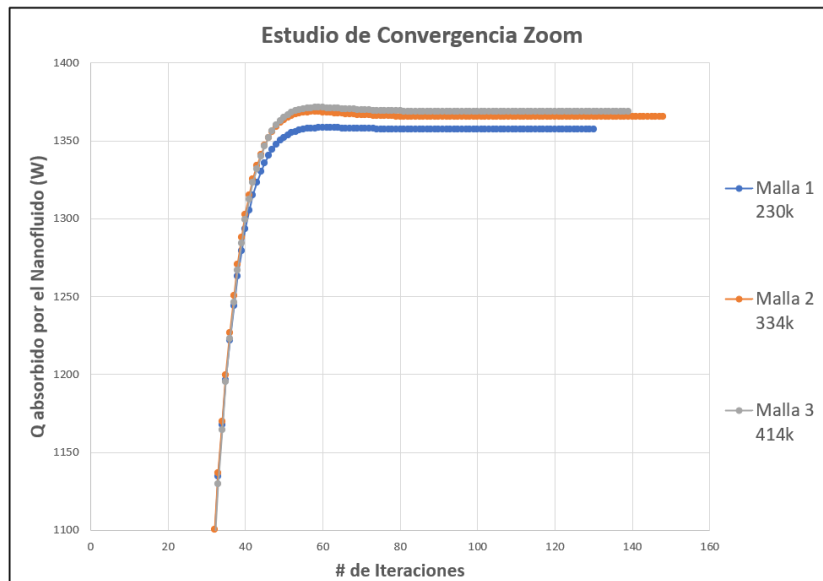
*Estudio de Convergencia del Caso 5 (Agua – Nanofluido 2%)*



*Nota:* las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

**Figura 26.**

*Zoom del estudio de Convergencia del Caso 5 (Agua – Nanofluido 2%)*

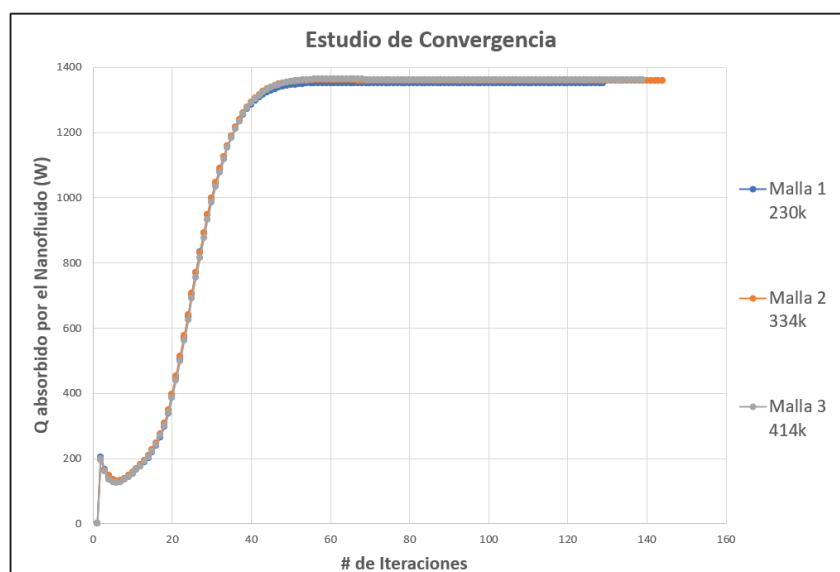


*Nota:* las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

#### 4.3.6.6 Caso 6: Agua - Nanofluido 3%

**Figura 27.**

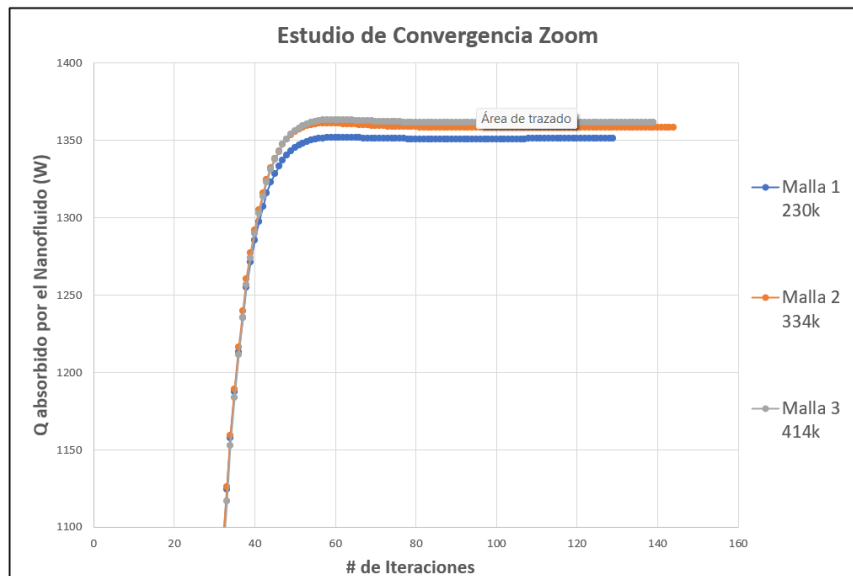
*Estudio de Convergencia del Caso 6 (Agua – Nanofluido 3%)*



*Nota:* las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

**Figura 28.**

*Zoom del estudio de Convergencia del Caso 6 (Agua – Nanofluido 3%)*



*Nota:* las tres mallas utilizadas convergen satisfactoriamente.

Se puede observar que en todos los casos la malla media y la malla fina convergen muy cerca con una diferencia de aproximadamente 0.4% en su valor de convergencia. Esto nos indica que la malla media es independiente de malla. Por ende, se utilizará esta malla para realizar el estudio térmico de este proyecto.

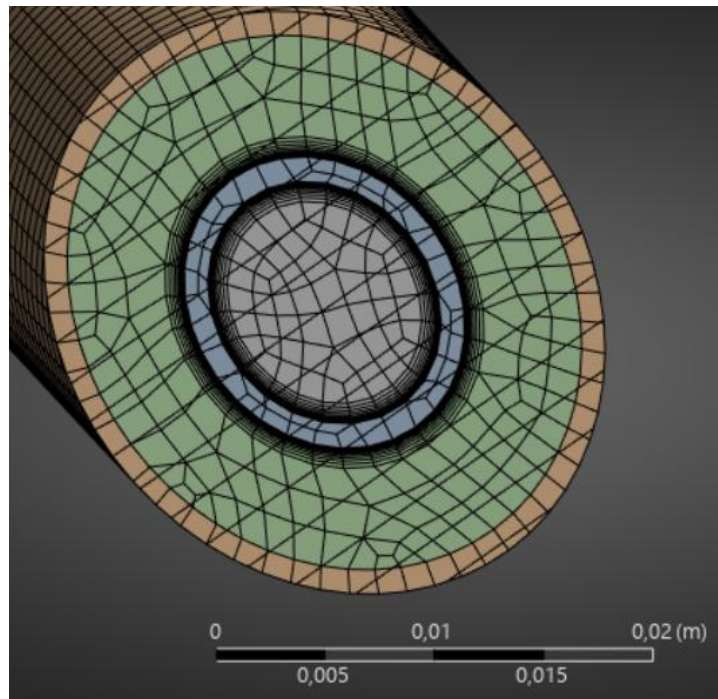
#### **4.3.7 Estudio de Calidad de la Malla**

Ahora se realizará un estudio de calidad a la malla seleccionada. Para ello se evaluarán sus parámetros de distorsión, ortogonalidad y ratio de aspecto de elementos

**4.3.7.1 Vista Plano de Sección.** Antes de proceder con los análisis de parámetros de calidad se realizó un corte transversal al tubo para observar la distribución del mallado.

**Figura 29.**

*Vista plano de sección del Mallado del Intercambiador.*



*Nota:* más densidad de malla en las paredes de la pared del tubo interno.

**4.3.7.2 Distorsión de Elementos.** Los resultados obtenidos en la tabla de Ansys indican que la mayoría de elementos presentan una baja distorsión. Esto se evidencia con un valor promedio cercano a 0.

**Tabla 3.**

*Distorsión de elementos de malla.*

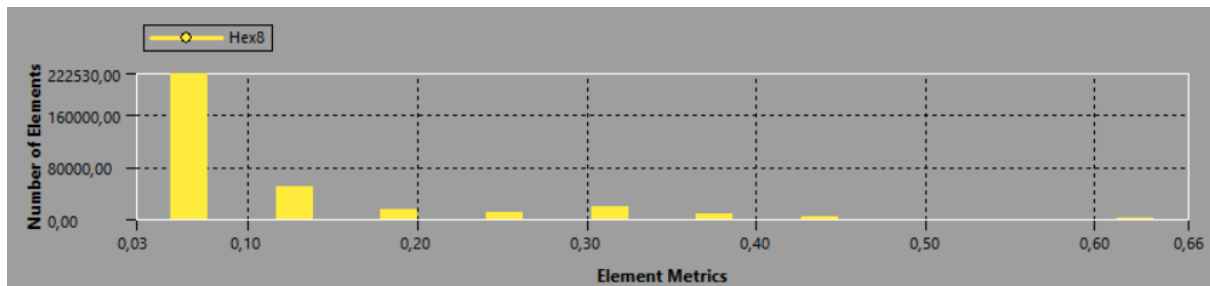
Mesh Metric	Skewness
Min	3,337e-002
Max	0,65514
Average	0,12017
Standard Deviation	0,10513

*Nota:* Se obtiene una buena calidad de malla para el estudio.

En la gráfica de distribución de frecuencias se puede observar que la mayor concentración de elementos se encuentra en los rangos bajos de distorsión. Por ende, la malla es aceptable.

**Figura 30.**

*Grafica de Distribución de Frecuencias para la distorsión de elementos*



*Nota:* Se obtiene una buena calidad de malla para el estudio.

**4.3.7.3 Ortogonalidad de Elementos.** Los resultados obtenidos en la tabla de Ansys indican que la mayoría de elementos tienen valores superiores a 0.95. Esto confirma la correcta alineación de los elementos y una buena discretización numérica.

**Tabla 4.**

*Ortogonalidad de elementos de malla.*

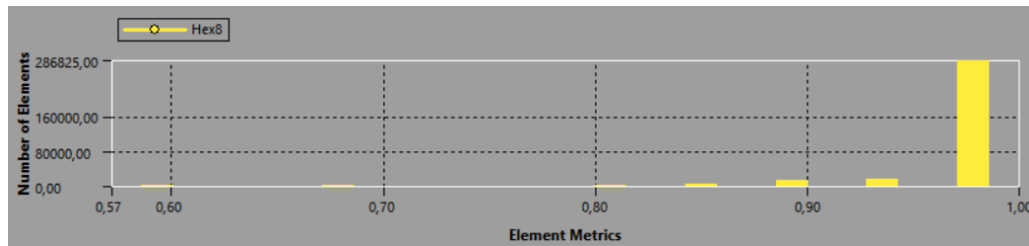
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,5718
Max	0,99932
Average	0,9711
Standard Deviation	6,0079e-002

*Nota:* Se obtiene una buena calidad de malla para el estudio.

En la gráfica de distribución de frecuencias se puede visualizar que la gran mayoría de elementos tienen una ortogonalidad cercana a 1. Lo que confirma que la malla tiene elementos de alta calidad.

**Figura 31.**

*Grafica de Distribución de Frecuencias para la ortogonalidad de elementos*



*Nota:* Se obtiene una buena calidad de malla para el estudio.

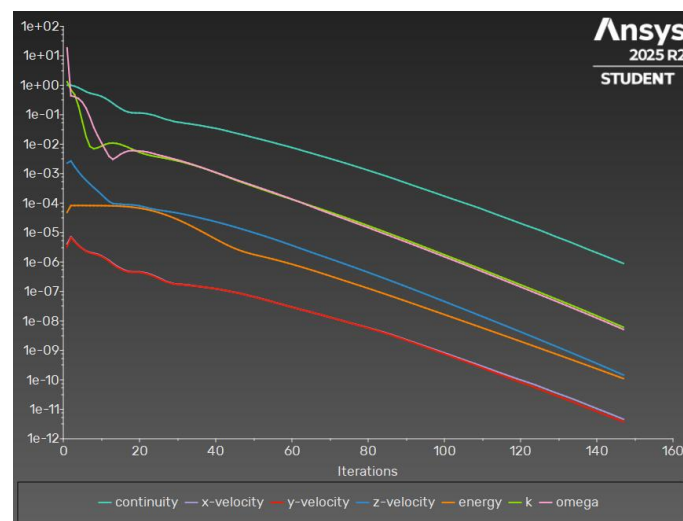
#### 4.3.8 Análisis de Parámetros

Se realizará un análisis de la convergencia de los parámetros para el caso de referencia: agua - agua. Los demás casos se adjuntarán en el anexo 1.

**4.3.8.1 Convergencia de Residuos.** A continuación, se mostrará la gráfica de la convergencia de residuos según los criterios establecidos en el motor de residuales en la figura 32.

**Figura 32.**

*Convergencia de residuos para el caso base (agua – agua).*



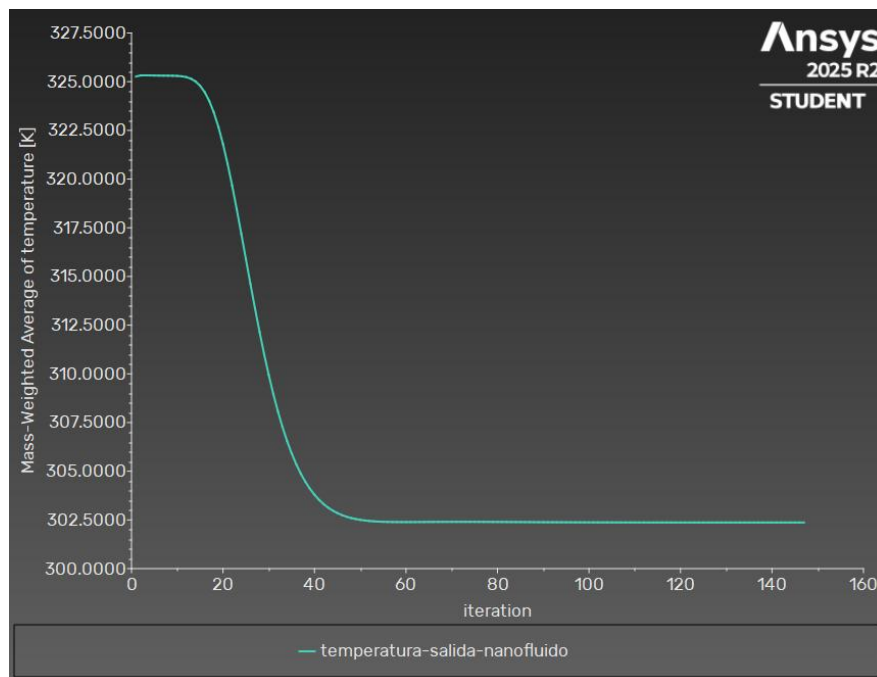
*Nota:* la disminución progresiva indica estabilidad numérica.

La convergencia de la solución se evaluó mediante el monitoreo de residuos. Se observa una disminución progresiva y monótona de todos los residuos, lo que indica una adecuada estabilidad numérica del proceso iterativo. Estos resultados confirman que la solución alcanzó un estado convergente y numéricamente confiable.

**4.3.8.2 Temperatura de Salida del nanofluido.** En la figura 33 se mostrará la gráfica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido.

**Figura 33.**

*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso base (agua – agua).*



*Nota:* Convergencia a un valor inferior de temperatura indicando la pérdida de energía térmica.

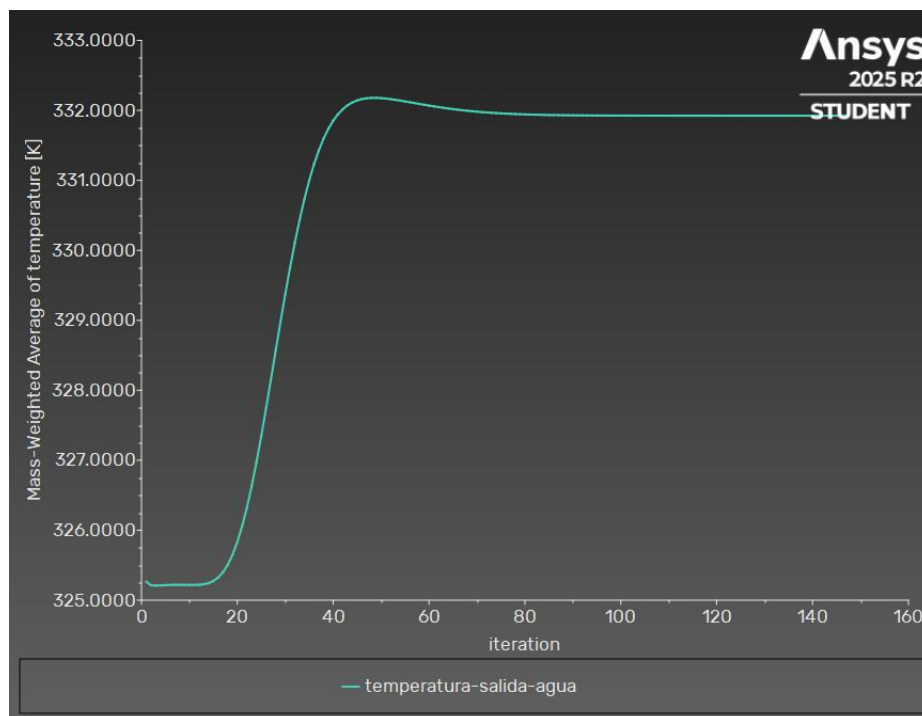
En esta grafica se puede observar como la temperatura de salida del nanofluido converge durante el proceso iterativo. Este se estabiliza en un valor cercano a 302.5 K. Esta

estabilización indica consistencia de la solución obtenida y que la temperatura es confiable desde el punto de vista numérico.

**4.3.8.3 Temperatura de Salida del Agua.** En la figura 34 se mostrará la gráfica de convergencia de la temperatura de salida del agua.

**Figura 34.**

*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso base (agua – agua).*



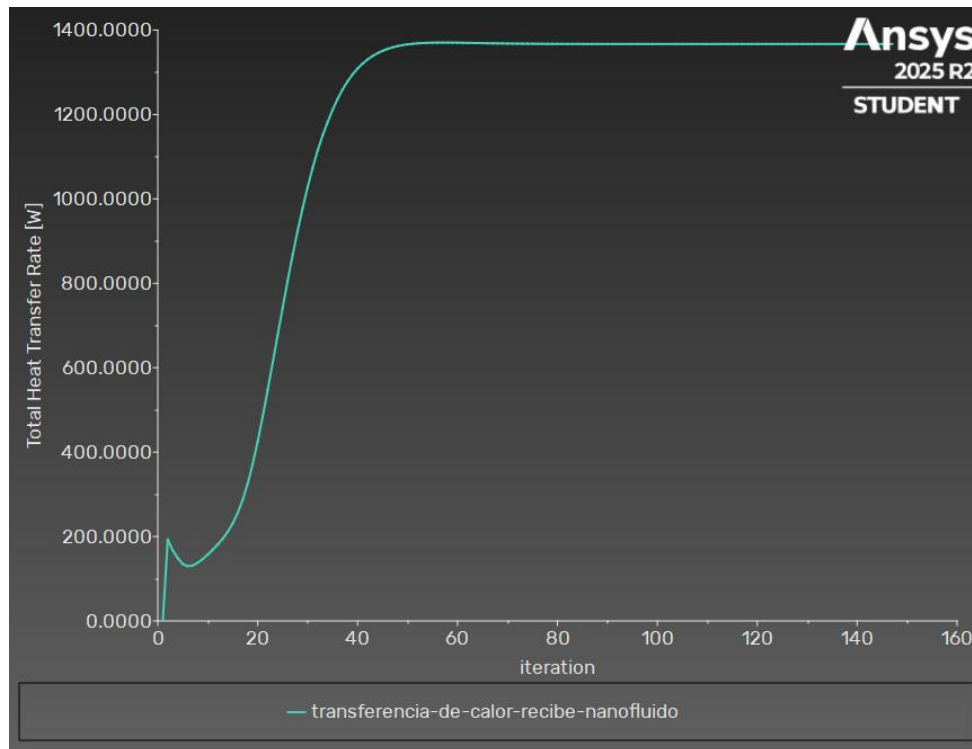
*Nota:* Convergencia a un valor mayor de temperatura indicando la ganancia de energía térmica.

En esta grafica se puede observar la convergencia de la temperatura de salida del agua (fluido caliente). El valor de temperatura en el que se estabiliza es un valor cercano 332 K. De igual manera, se puede observar estabilidad numérica en la solución.

**4.3.8.4 Calor Absorbido por el nanofluido.** En la figura 35 se mostrará la gráfica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido.

**Figura 35.**

*Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso base (agua – agua)*



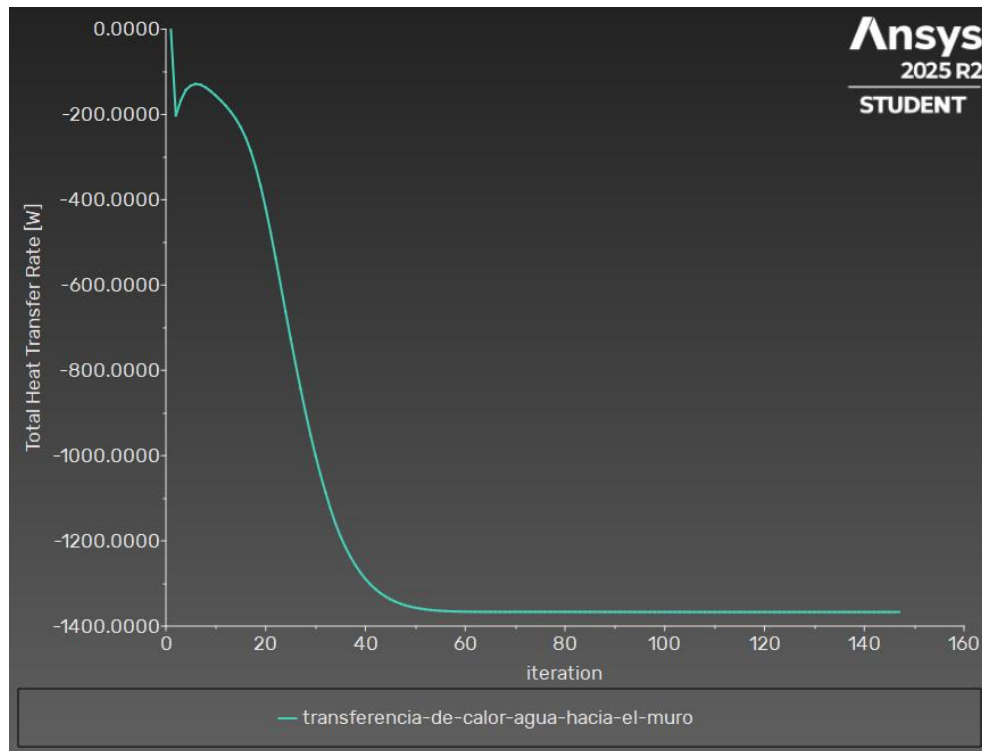
*Nota:* Ganancia de energía térmica en el fluido frío.

Esta es una de las gráficas más importantes para esta investigación ya que indica la convergencia del calor absorbido por el nanofluido. Este se estabiliza en un valor cercano a 1360 W.

**4.3.8.5 Calor Transferido del Agua hacia el Muro.** En la figura 36 se mostrará la gráfica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro.

**Figura 36.**

*Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso base (agua – agua)*



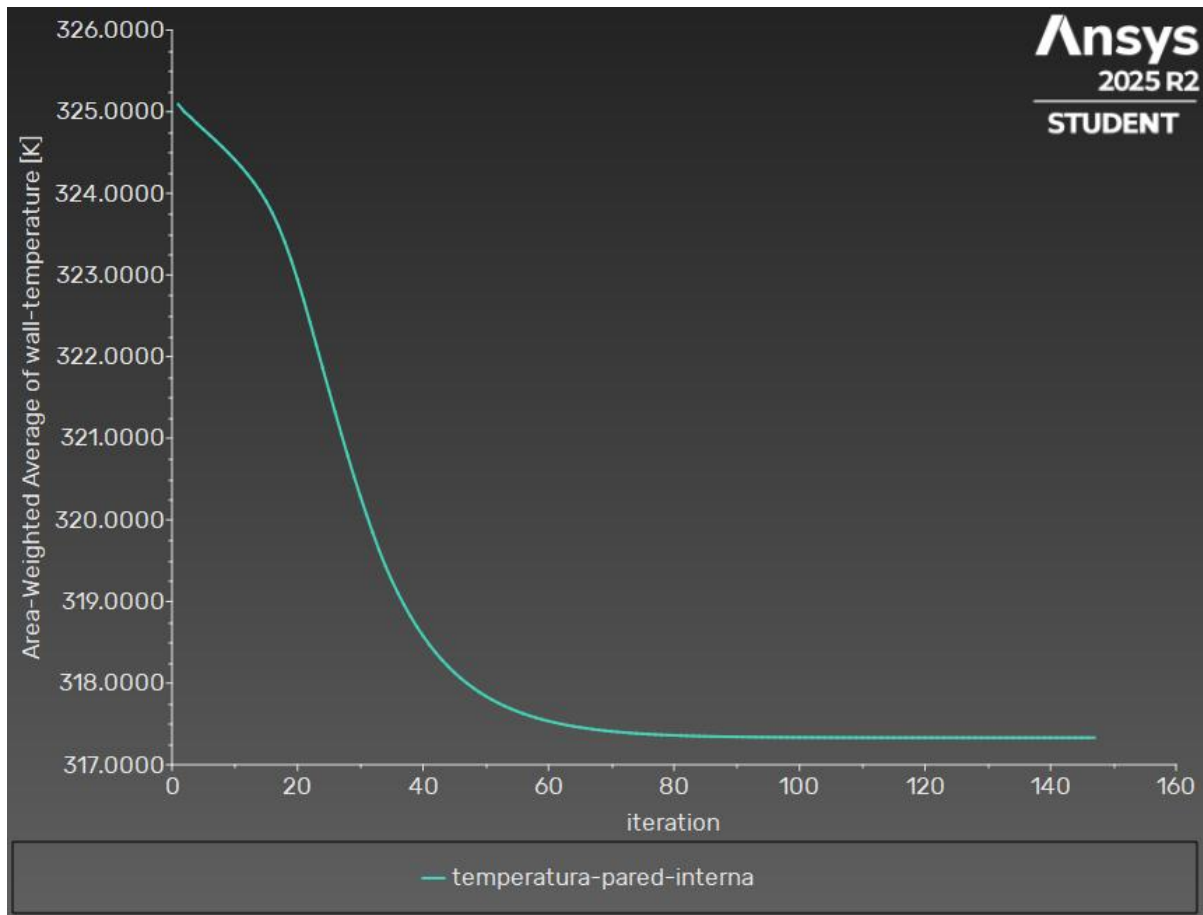
*Nota:* Pérdida de energía térmica en el fluido caliente.

En esta grafica se puede observar el calor transferido del agua hacia el muro interno del intercambiador que separa ambos fluidos. El valor en el que se estabiliza es cercano a -1360 W.

**4.3.8.6 Temperatura en la Pared Interna.** En la figura 37 se mostrará la gráfica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador.

**Figura 37.**

*Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso base (agua – agua).*



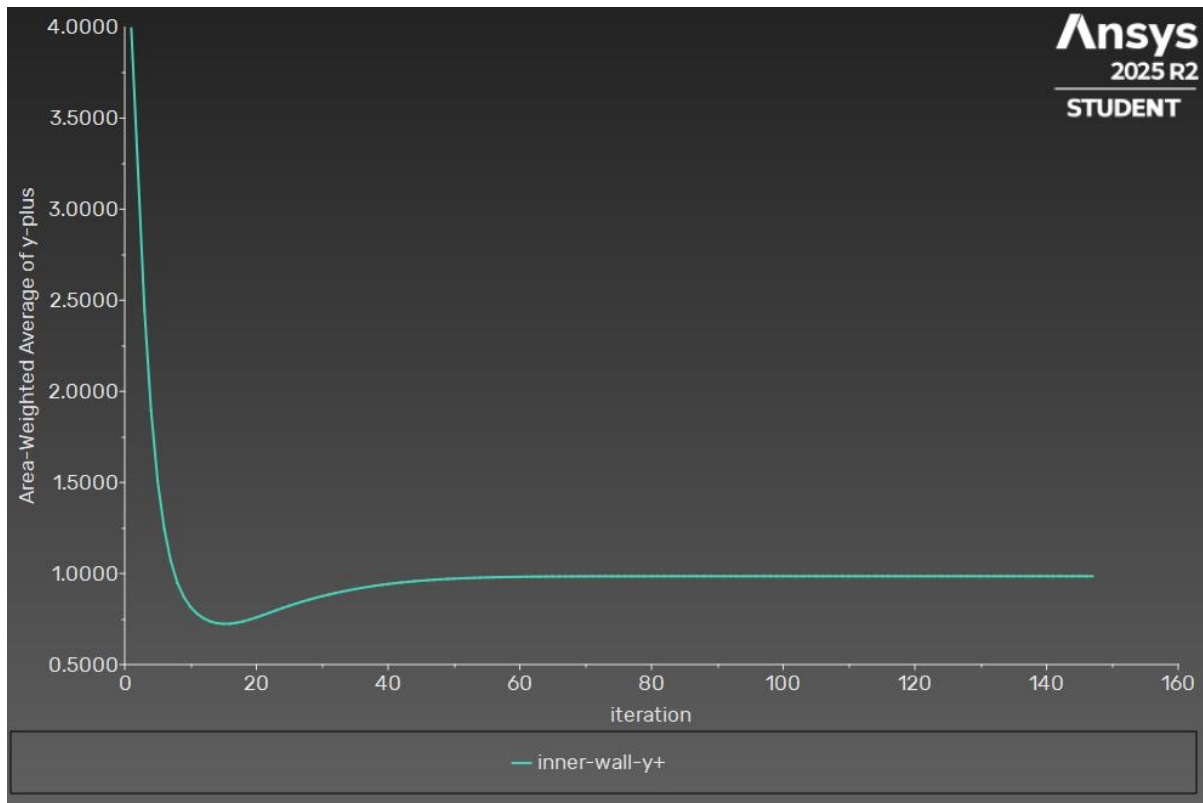
*Nota:* disminución de la temperatura de la pared del tubo interno.

El valor de convergencia de la temperatura promedio en la pared interna en contacto con el nanofluido fue de aproximadamente 317.3 K

**4.3.8.7 Verificación del  $y^+$  en el Muro interno.** En la figura 38 se mostrará la gráfica de convergencia del valor  $y^+$  en el muro interno del intercambiador

**Figura 38.**

*Grafica de convergencia del  $y^+$  en el muro interno del intercambiador para el caso base (agua – agua).*



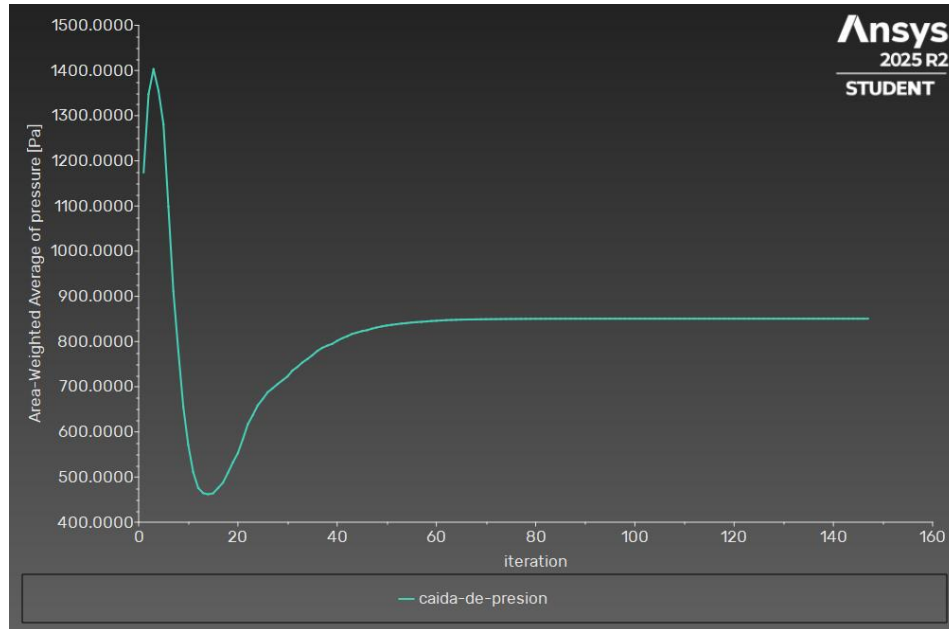
*Nota:* Convergencia del  $y^+$  permite un correcto funcionamiento del modelo de turbulencia utilizado.

El valor del  $y^+$  del muro interno converge muy cercano a 1. Esto confirma que los resultados obtenidos en Ansys concuerdan con el valor de  $y^+$  esperado con el diseño de la inflación. Además, un valor cercano a 1 es necesario para el correcto funcionamiento del modelo de turbulencia SST K-w, permitiendo una mejor predicción de los gradientes de velocidad y temperatura en la región cercana a la pared.

**4.3.8.8 Caída de Presión.** En la figura 39 se mostrará la gráfica de convergencia de la caída de presión en el intercambiador.

**Figura 39.**

*Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso base (agua – agua).*



*Nota:* caída de presión de referencia para los casos del nanofluido a sus diferentes concentraciones.

La caída de presión para la configuración agua-agua fue de 850 pascales aproximadamente. Este resultado se empleó como caso base para compararlo con las caídas de presión causadas por el nanofluido. Esto permitirá analizar la viabilidad de utilización, considerando el incremento en las presiones hidráulicas.

#### **4.3.9 Resultados**

Del análisis de parámetros realizado se obtendrá una tabla de resultados. En este caso, la tabla 5 muestra los resultados obtenidos para las diferentes concentraciones de nanofluido.

**Tabla 5.**

*Datos recolectados para las diferentes concentraciones de nanopartículas Al2O3.*

Concentración de Nanopartículas Al2O3 (%)	Temperatura de Salida del Nanofluido (K)	Temperatura de Salida del Agua (K)	Calor Absorbido por el Nanofluido (W)	Calor transferido del Agua hacia el muro (W)	Temperatura en la pared interna en contacto con el Nano fluido (K)	y+ del Muro Interno	Caida de Presion (Pa)
0,00	302,3674	331,9239	1366,9988	-1366,9986	317,3312	0,9852	850,5329
0,20	302,3515	331,9232	1367,7208	-1367,7209	317,3235	0,9778	858,2228
0,50	302,3274	331,9225	1368,5569	-1368,5571	317,3151	0,9655	870,2366
1,00	302,2856	331,9219	1369,1236	-1369,1238	317,3110	0,9427	891,5588
2,00	302,1921	331,9252	1365,5148	-1365,5149	317,3590	0,8908	939,0945
3,00	302,0940	331,9316	1358,4087	-1358,4089	317,4483	0,8344	993,0990

*Nota:* Datos finales obtenidos de la simulación realizada.

Con estos datos se podrá obtener el coeficiente de transferencia de calor  $h$  y el número de Nusselt  $Nu$ . Antes de proceder a comparar el rendimiento térmico se realizará un Postprocesado para validación visual del intercambiador de calor para el caso agua – agua.

#### 4.3.10 Postprocesado

Para el contorno de temperaturas y velocidades se evaluarán 3 diferentes zonas:

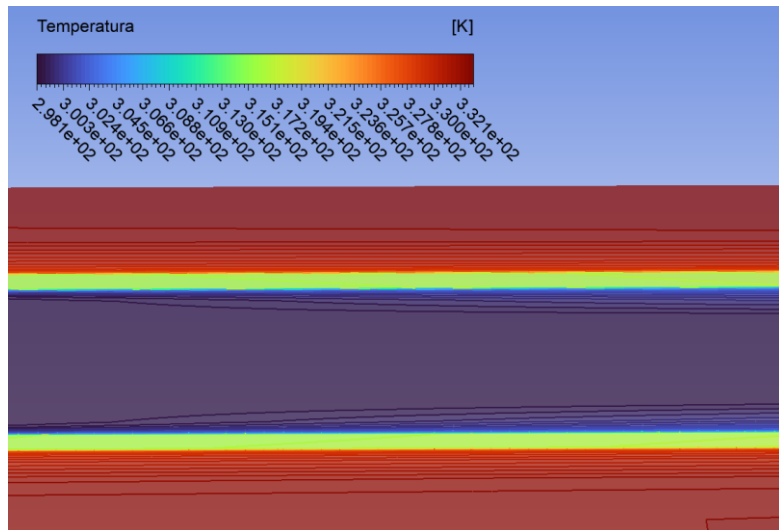
$$\frac{x}{L} = 0.1, \quad \frac{x}{L} = 0.5, \quad \frac{x}{L} = 0.9$$

Estas zonas representan posiciones de entrada, zona media y salida con respecto al inlet del Nanofluido. Es una forma de captar la evolución del flujo y la transferencia de calor a lo largo del tubo. El Postprocesado se realizó para el caso base agua – agua. Los demás casos se adjuntaron en el anexo 3.

#### 4.3.10.1 Contorno de Temperatura en plano axial a diferentes distancias a lo largo del intercambiador.

**Figura 40.**

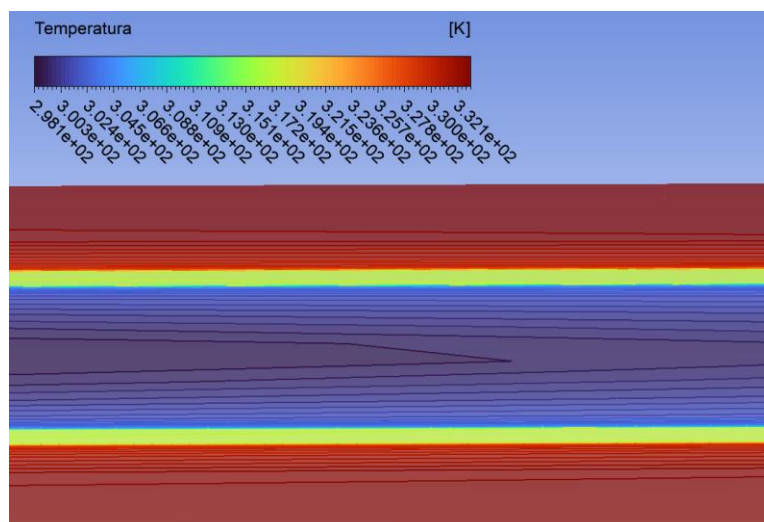
Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura 41.**

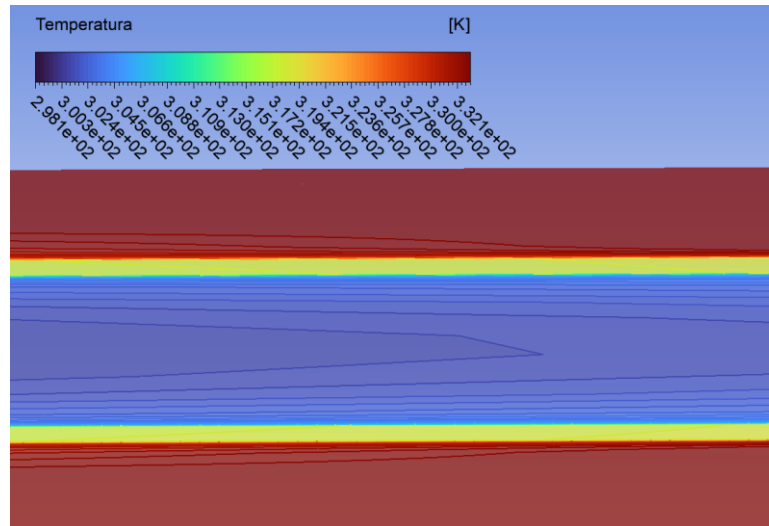
Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura 42.**

Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$

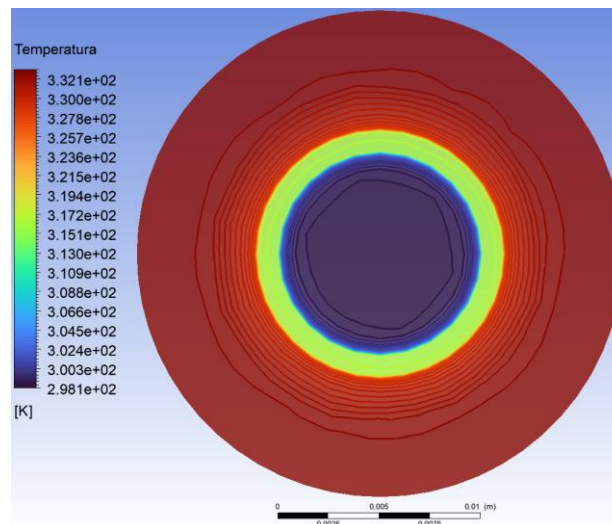


*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

#### 4.3.10.2 Contorno de Temperaturas Radiales a lo largo del intercambiador.

**Figura 43.**

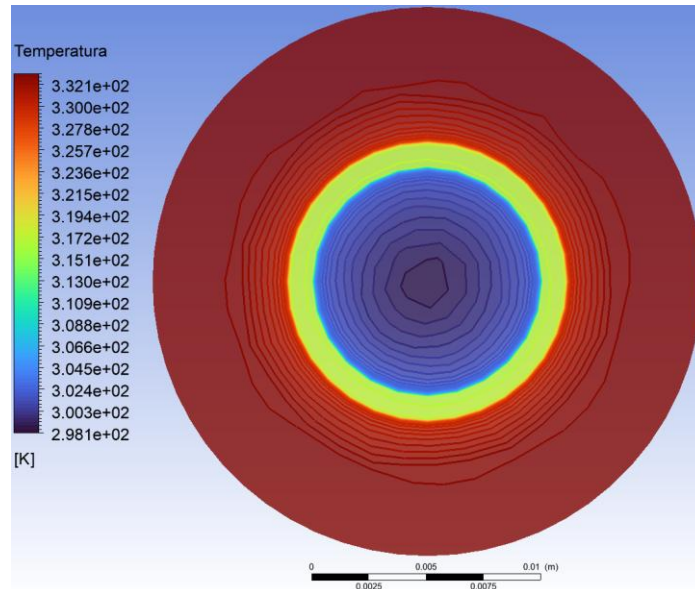
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura 44.**

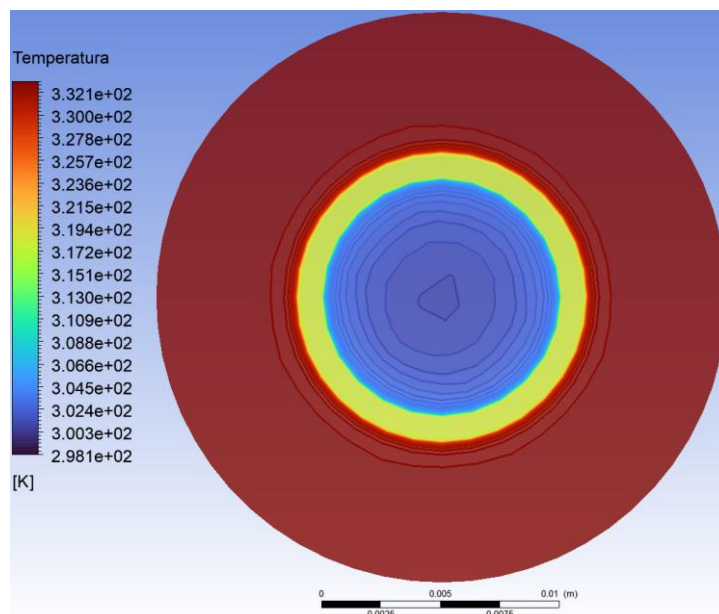
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L}=0.5$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura 45.**

Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$

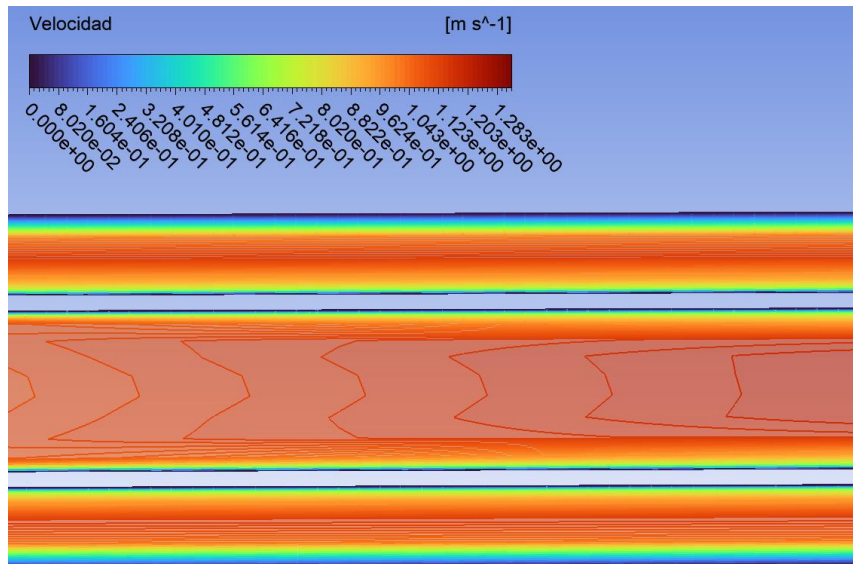


*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

### 4.3.10.3 Contornos de Velocidad a lo largo del intercambiador

**Figura 46.**

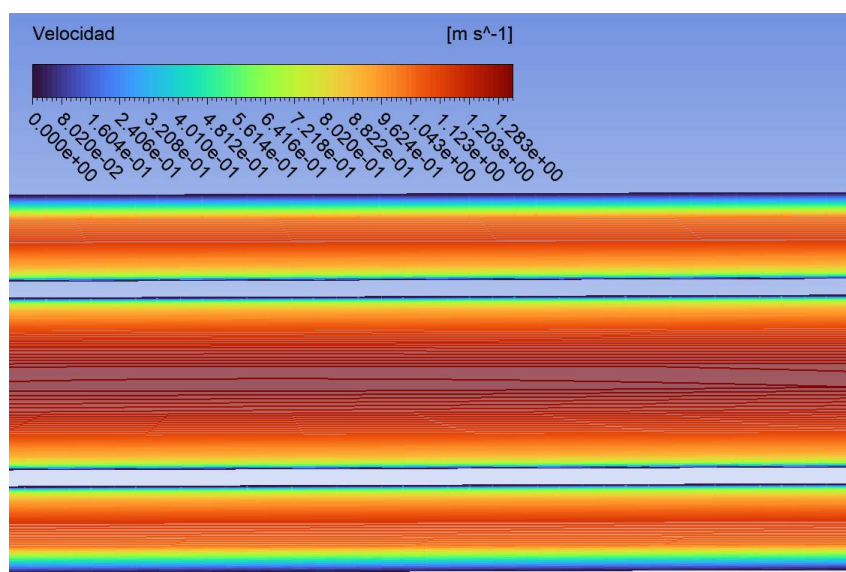
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



*Nota:* Se observa evolución del perfil hidrodinámico.

**Figura 47.**

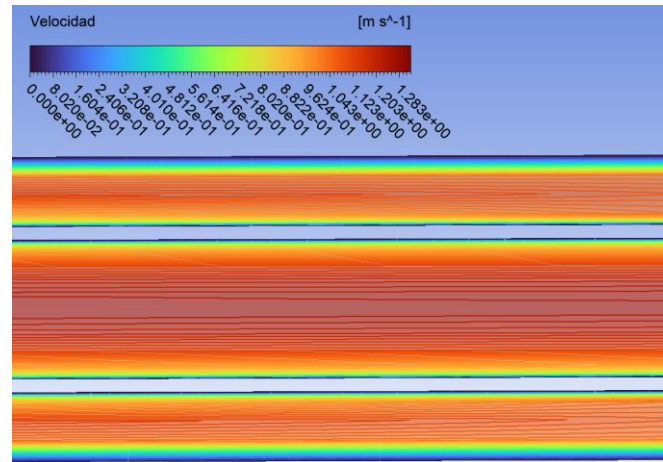
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* Fluido en fase de transición.

**Figura 48.**

Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$

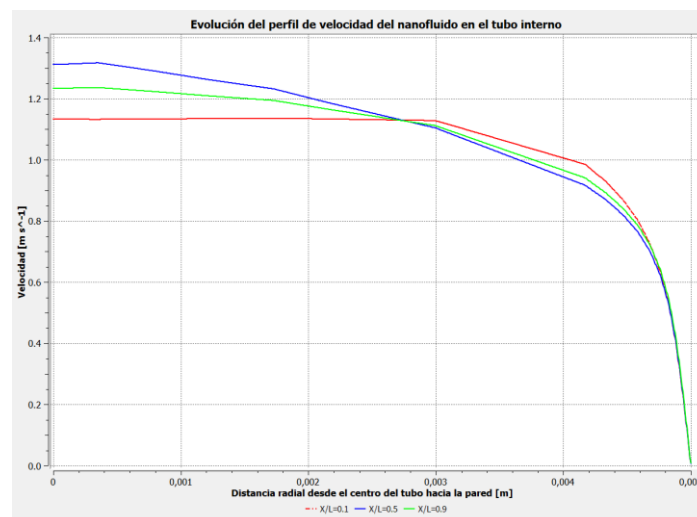


*Nota:* Fluido completamente desarrollado.

#### 4.3.10.4 Análisis de la evolución de los perfiles de velocidad del nano fluido a lo largo del tubo interno del intercambiador.

**Figura 49.**

*Evolución del perfil de velocidad del nanofluido en el tubo interno del intercambiador*



*Nota:* caída de la velocidad en la pared del tubo debido a la condición de no deslizamiento.

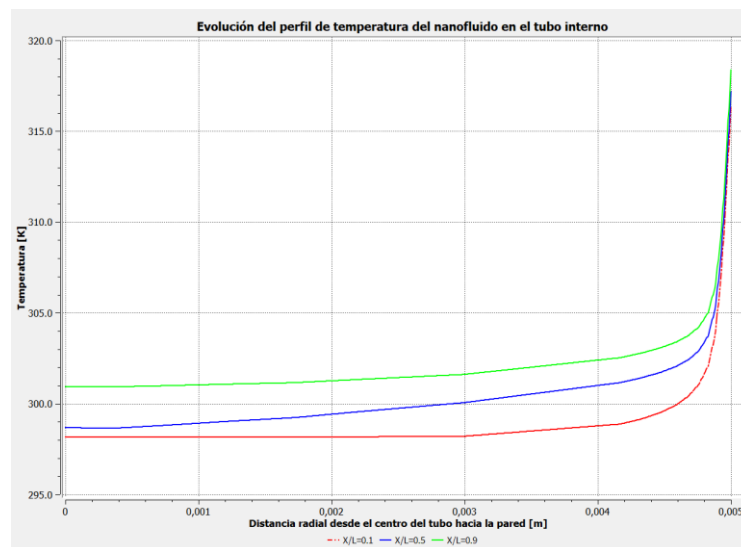
En la figura 49 el eje x representa la distancia desde el centro del tubo interno (0 m) hasta un extremo del tubo interno (0.005 m) y el eje y representa la magnitud de la velocidad en m/s. En cuanto a su comportamiento se puede observar que la velocidad es máxima en la región central del tubo y disminuye progresivamente hacia la pared. En el extremo se tiene una velocidad cero debido a su condición de no deslizamiento.

En la región de entrada (línea roja), el perfil de velocidad presenta una distribución más uniforme. A medida que el fluido avanza, en la región de la mitad (línea azul) y la región cercana a la salida (línea verde), el perfil de velocidad muestra una forma más pronunciada. Adicionalmente, se puede evidenciar que la inflación del mallado cerca de la pared permitió capturar adecuadamente los gradientes de velocidad.

#### 4.3.10.5 Análisis de la evolución de los perfiles de temperatura del nano fluido a lo largo del tubo interno.

##### Figura 50.

*Evolución del perfil de temperatura del nanofluido en el tubo interno del intercambiador.*



*Nota:* El fluido aumenta su temperatura a medida que se acerca a la pared del tubo.

En la figura 50 el eje x representa la distancia desde el centro del tubo interno (0 m) hasta un extremo del tubo interno (0.005 m) y el eje y representa la magnitud de la temperatura en K. En cuanto a su comportamiento se puede observar que la temperatura es menor en la región central del tubo y aumenta progresivamente hacia la pared.

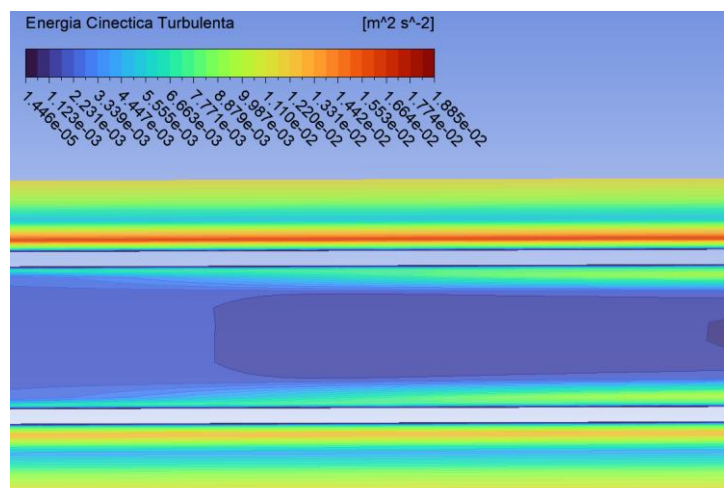
En la región de entrada (línea roja), el perfil de temperaturas presenta una distribución más uniforme debido a que el fluido aún no ha absorbido una cantidad significativa de calor. A medida que el fluido avanza, en la región de la mitad (línea azul) y la región cercana a la salida (línea verde), el perfil de temperaturas muestra un incremento progresivo. Adicionalmente, se puede evidenciar que la inflación del mallado cerca de la pared permitió capturar adecuadamente los gradientes de térmicos en la región cerca de la pared.

Lo siguiente a analizar es la energía turbulenta con respecto a la entrada del nanofluido.

#### 4.3.10.6 Contorno de energía cinética turbulenta en plano axial a diferentes distancias a lo largo del intercambiador

**Figura 51.**

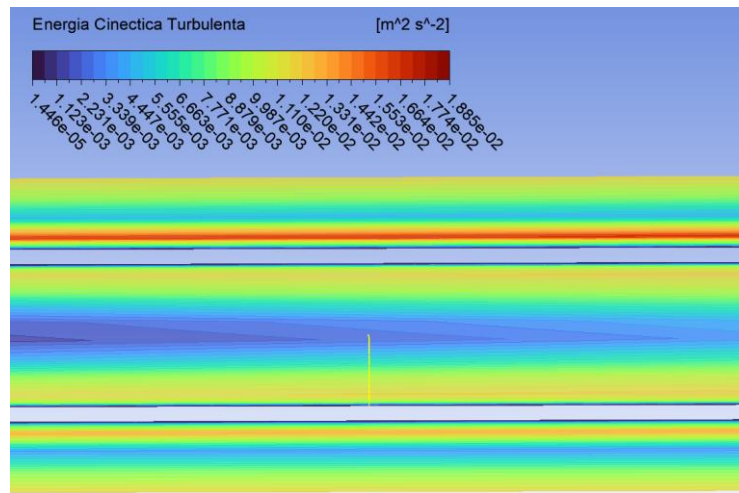
*Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$*



*Nota:* Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura 52.**

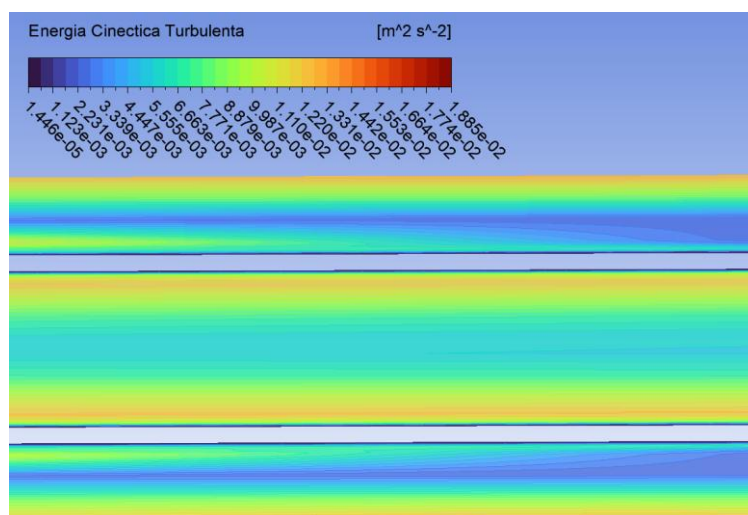
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura 53.**

Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



*Nota:* Flujo más homogéneo y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

Del contorno de la energía cinética en el intercambiador se puede observar que el  $k$  máximo siempre estará cerca de la pared y el  $k$  mínimo en el centro del flujo. Se puede apreciar cierta asimetría en la energía cinética turbulenta en la parte exterior del tubo, especialmente donde se produce la zona de máxima de energía cinética turbulenta. Se infiere que este error puede ser causado debido a la discretización de elementos ya que hubiera sido ideal realizar un mallado con una cantidad mucho mayor de elementos. Sin embargo, no fue posible debido a la limitación de la licencia con un tope de 500k elementos.

En cuanto al desarrollo del fluido, la figura 53 muestra un perfil hidrodinámico desarrollado a lo largo del tubo. En comparación con los perfiles de la figura 51 y 52 en donde se puede observar como el flujo está en un estado de desarrollo. Según Cengel (2006), la longitud de región de entrada se puede aproximar con:

$$L = 10D = 10(10mm) = 0.1m$$

Sin embargo, se debe tener en cuenta que esto es una aproximación y que puede variar como se observó en este caso. Se debe recordar que la longitud del intercambiador es de 0.5 m.

#### **4.4 Comparación del rendimiento térmico para cada concentración del nano fluido con respecto al agua, identificado un rango de concentración favorable para mejorar la transferencia de calor.**

Ahora se procederá a comparar el rendimiento térmico para cada concentración del nanofluido con respecto al agua en la tabla 6.

**Tabla 6.**

*Comparación de calor absorbido por el nanofluido par diferentes concentraciones de nanopartículas Al2O3*

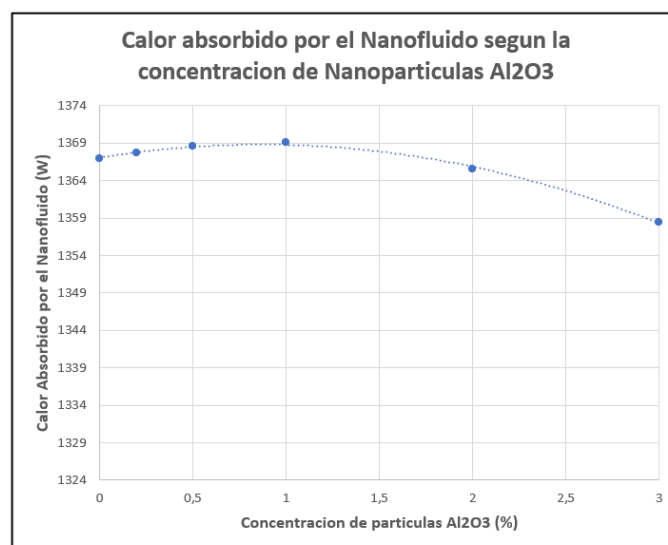
Concentracion de nanoparticulas AL2O3 (%)	Calor absorbido por el Nanofluido (W)	% Mejora de Absorcion de Calor con Respecto al Agua
0	1366,9988	0,00
0,2	1367,7208	0,05
0,5	1368,5569	0,11
1	1369,1236	0,16
2	1365,5148	-0,11
3	1358,4087	-0,63

*Nota:* aumento del calor absorbido hasta la concentración de 1%.

En la tabla 6 se puede observar un porcentaje máximo de 0.16% de mejora en la absorción de calor con respecto al agua para un 1% de concentración de nanopartículas de Al2O3. A continuación, se graficarán los valores de concentración vs calor absorbido por el nanofluido para entender el comportamiento de los datos.

**Figura 54.**

*Calor absorbido por el nanofluido de acuerdo a la concentración de Nanopartículas Al2O3.*



*Nota:* A partir del 1% de concentración el calor absorbido decrece.

En la figura 54 se puede apreciar una relación no lineal entre la concentración de nanopartículas de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> y el calor absorbido por el nanofluido. El comportamiento que se puede apreciar en la gráfica nos indica la existencia de un valor óptimo de concentración alrededor del 1%. Resultados similares han sido reportados en la literatura, donde se evidencia que el desempeño térmico máximo de los nanofluidos Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> – agua en un intercambiador de calor ocurre aproximadamente al 1% en volumen.

En el paper de investigación de Shahmohammadi y Beiki (2016) que consistía en analizar el desempeño de nanofluidos agua – Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> a diferentes concentraciones volumétricas en un intercambiador, llegaron a la conclusión que el mejor desempeño térmico se obtenía con una concentración de 1% y que las concentraciones mayores no fueron adecuadas para mejorar la transferencia de calor.

Lo siguiente a realizar es comparar el coeficiente de transferencia de calor. Para ello, se tienen en cuenta los siguientes parámetros:

**Tabla 7.**

*Parámetros importantes para el cálculo de transferencia de calor.*

<b>Parametro</b>	<b>Simbolo</b>	<b>Unidad</b>
Radio interno del tubo	r <sub>i</sub>	m
Longitud del Tubo	L	m
Temperatura de Entrada	T <sub>in</sub>	k
Temperatura de Salida	T <sub>out</sub>	k
Temperatura Promedio de Pared	T <sub>w</sub>	k
Calor Transferido	Q	W
Diametro Caracteristico del Tubo	D	m
Conductividad Termica del Fluido	k	W/m*k

*Nota:* parámetros y variables necesarios para el cálculo del calor absorbido.

El procedimiento a realizar es el siguiente:

**Tabla 8.**

*Procedimiento de cálculo de coeficiente convectivo, numero de Nusselt.y Prandtl*

Paso	Calculo	Expresion	Unidad
1	Area interna	$A=2*\pi*r_i*L$	m <sup>2</sup>
2	Temperatura media del Fluido	$T_b=(T_{in}+T_{out})/2$	k
3	Diferencia de Temperatura	$\Delta T=T_w-T_b$	k
4	Coficiente Convectivo Promedio	$h=Q/(A*\Delta T)$	W/m <sup>2</sup> *k
5	Diametro Caracteristico del Tubo	$D=2*r_i$	m
6	Numero de Nusselt	$Nu=h*D/k$	adim
7	Numero de Prandtl	$Pr=(\mu*C_p)/k$	adim

*Nota:* parámetros y variables necesarios para el cálculo del calor absorbido.

Automatizando los cálculos en Excel se obtiene lo siguiente:

**Tabla 9.**

*Tabla de cálculo de coeficiente convectivo, numero de Nusselt.y Prandtl*

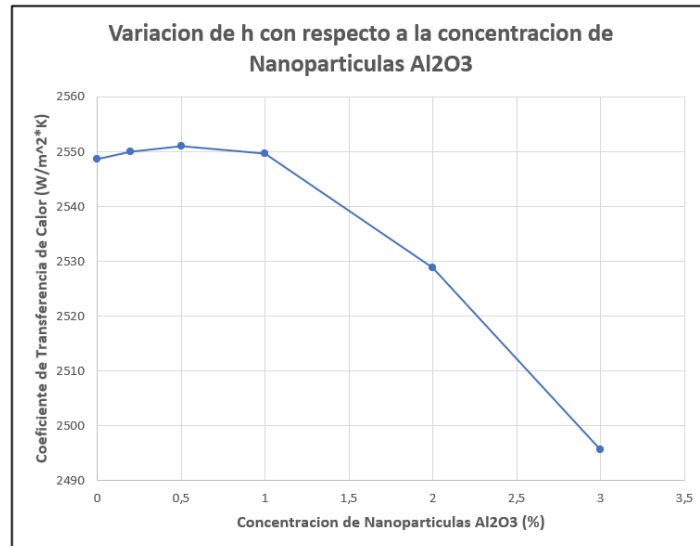
Concentracion de Nanoparticulas Al2O3 (%)	T_in (k)	T_out (k)	T_w (k)	Q (W)	h (W/m <sup>2</sup> *k)	k (W/m*k)	Nu (adim)	Pr (adim)
0	298,15	302,37	317,33	1367,00	2548,72	0,600	84,96	6,99
0,2	298,15	302,35	317,32	1367,72	2550,03	0,603	84,58	7,05
0,5	298,15	302,33	317,32	1368,56	2551,04	0,608	83,92	7,14
1	298,15	302,29	317,31	1369,12	2549,59	0,617	82,64	7,32
2	298,15	302,19	317,36	1365,51	2528,85	0,634	79,77	7,78
3	298,15	302,09	317,45	1358,41	2495,60	0,652	76,55	8,35

*Nota:* Parámetros finales para el estudio del rendimiento térmico.

A continuación, se graficará como varia el coeficiente de transferencia de calor h con respecto a la concentración de Nanopartículas Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

**Figura 55.**

*Variación del coeficiente de transferencia de calor con respecto a la concentración de nanopartículas Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.*



*Nota:* Decrecimiento del número de Nusselt a partir del 1% de concentración.

El comportamiento obtenido en la figura 55 concuerda con lo establecido por Shahmohammadi y Beiki (2016). El coeficiente de transferencia de calor aumenta progresivamente en el rango [0,1] % de concentración de nanopartículas Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. A partir de este punto, el coeficiente de transferencia de calor debería empezar a caer progresivamente debido a que su desempeño térmico empieza a disminuir.

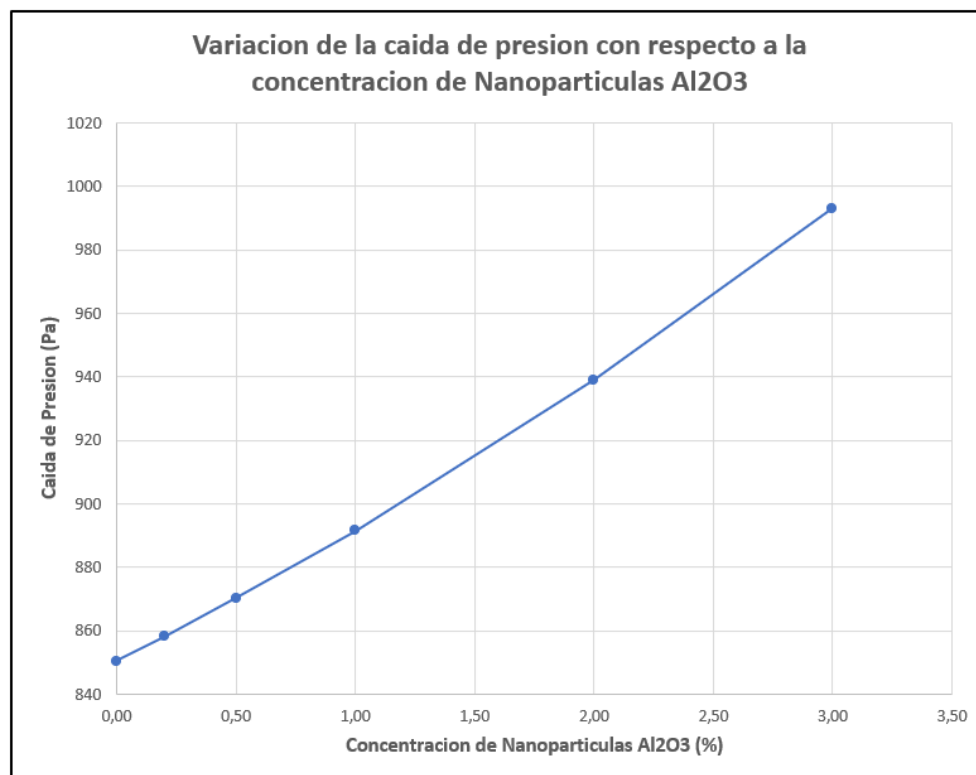
Por otro lado, un estudio experimental de la convección de calor en un régimen laminar y turbulento usando nanofluidos Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> – agua con concentraciones de 0.3, 0.5 y 1% en un tubo de sección rectangular dirigido por Osman et al. (2019), se llegó a la conclusión que la máxima mejora en la transferencia de calor ocurre con una concentración de 1% y en el régimen turbulento.

Estos resultados permiten validar el comportamiento observado en esta investigación, donde se identifica una concentración óptima cercana al 1%, un punto desde donde los efectos viscosos comienzan a dominar sobre las mejoras térmicas.

En cuanto a la caída de presión, la figura 56 muestra como varía la caída de presión con respecto a la concentración del nanofluido.

### Figura 56.

*Variación de la caída de Presión con respecto a la concentración de Nanopartículas Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.*



*Nota:* hay un aumento lineal casi exponencial de la caída de presión.

De la figura 56 se puede observar un comportamiento con tendencia lineal en la caída de presión a medida que aumenta la concentración de nanopartículas. Estos datos se compararán con el rendimiento térmico que se calculará a continuación.

Para ello, se seguirá el procedimiento sugerido por Cengel (2011) obteniendo la tabla 10:

**Tabla 10.**

*Cálculo del rendimiento térmico del intercambiador  $\epsilon$ .*

Concentración de Nanopartículas Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> (%)	C_agua (W/K)	C_nanofluido (W/K)	C_min (W/K)	Q_max (W)	Q_nanofluido (W)	$\epsilon$	Caida de Presion (Pa)
0,00	327,86	327,86	327,86	11475,18	1366,9988	0,1191	850,5329
0,20	327,86	329,28	327,86	11475,18	1367,7208	0,1192	858,2228
0,50	327,86	331,38	327,86	11475,18	1368,5569	0,1193	870,2366
1,00	327,86	334,86	327,86	11475,18	1369,1236	0,1193	891,5588
2,00	327,86	341,71	327,86	11475,18	1365,5148	0,1190	939,0945
3,00	327,86	348,39	327,86	11475,18	1358,4087	0,1184	993,0990

*Nota:* el rendimiento térmico  $\epsilon$  es el obtenido al analizar cada concentración.

En la tabla 10 se obtuvo un rendimiento térmico bajo. Esto puede atribuirse a la velocidad de 1 m/s y es debido a que el fluido permanece poco tiempo dentro del intercambiador por lo que no alcanza a absorber suficiente calor.

Por otro lado, con el cálculo del rendimiento térmico del intercambiador se puede comparar el % de mejora en el rendimiento térmico con el % de aumento en la caída de presión para evaluar viabilidad. La tabla 11 muestra los porcentajes respectivos.

**Tabla 11.**

*Comparación del porcentaje de mejora en el rendimiento térmico con la caída de presión.*

Concentración de Nanopartículas Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> (%)	% Mejora Rendimiento Termico con respecto al Agua	% Aumento Caída de Presion con respecto al Agua
0,00	-	-
0,20	0,053	0,904
0,50	0,114	2,317
1,00	0,155	4,824
2,00	-0,109	10,412
3,00	-0,628	16,762

*Nota:* Rendimiento térmico general para cada concentración.

Los valores de la tabla 11 indican que, aunque se observa un ligero incremento porcentual en el rendimiento térmico del intercambiador, el porcentaje de aumento en la caída de presión es mucho mayor y este aumento no es compensado por la mejora en rendimiento térmico. En otras palabras, el uso de nanofluidos bajo las condiciones evaluadas, no resulta viable.

## 5. Conclusiones

Las ecuaciones empleadas para la determinación de las propiedades de los nanofluidos han sido validadas experimentalmente en muchas investigaciones. A medida que se aumentaba la concentración de las nanopartículas suspendidas en el fluido, la conductividad térmica, la densidad y la viscosidad aumentaban progresivamente con respecto al fluido base (agua). En cambio, el calor específico disminuía gradualmente. Por ejemplo, en el caso de máxima concentración se obtuvo un incremento de las primeras 3 propiedades de 8.6 %, 8.9 % y 33 % respectivamente y una disminución en el calor específico del 2.4 %.

En el modelado y mallado geométrico del intercambiador, la inflación y la densidad de malla permitieron ver con mejor detalle el comportamiento de los gradientes de temperatura y velocidad en la capa límite cerca de la zona de la pared interna. En esta zona es donde se produce todo el intercambio de energía calorífica entre ambos fluidos, además de que el modelo de turbulencia SST  $k - \omega$  favorece el análisis ya que trabaja como un modelo estándar  $k - \omega$  cerca de la pared.

Las gráficas obtenidas al ejecutar la simulación en Ansys y realizar el tratamiento de datos, demuestran los comportamientos esperados dado el fenómeno de transferencia de calor estudiado. La reducción de un promedio de temperatura de 1,2 K es un resultado esperado debido a la magnitud del tramo de tubo analizado y las condiciones de entrada de ambos fluidos. Sin embargo, no se puede apreciar una diferencia significativa de cambio en temperatura de entrada y salida entre las concentraciones utilizadas.

En el calor absorbido por el nanofluido el cambio es un poco más notorio, presentando un aumento progresivo desde 0 % hasta el 1 %, lugar donde alcanza un aumento del 0.16 %, el valor más alto registrado dentro del rango de concentraciones utilizado ya que a partir de este punto, el calor absorbido por el nanofluido empieza a disminuir. Con una concentración del

2% el calor disminuye 0.11 % y con un 3 % disminuye un 0.63 %. Esta disminución se puede explicar debido a que las mejoras en las propiedades térmicas del nanofluido no compensan el aumento en viscosidad, lo que causa que exista un incremento gradual hasta cierto punto en donde los efectos viscosos superan la mejora en conductividad térmica y es a partir de este momento, que la eficiencia térmica empieza a disminuir. De la misma manera, la mejora en el rendimiento térmico es muy pequeña en comparación con el aumento en la caída de presión, por lo que el uso de nanofluidos en este escenario no resulta viable.

En conclusión, el uso del nanofluido Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-agua presenta un pequeño margen de mejora en la transferencia de calor con un valor máximo registrado alrededor del 1%. Este resultado fue validado con otras investigaciones y permitieron obtener una mayor comprensión del comportamiento de los nanofluido a diferentes concentraciones y como estos influyen en la mejora del rendimiento térmico de un intercambiador de doble tubo concéntrico. Para futuras investigaciones se sugiere utilizar modelos multifásicos para describir el comportamiento de los nanofluidos, realizar una malla con una mayor cantidad de elementos, considerar los diferentes fenómenos intrínsecos de los nanofluidos, explorar el comportamiento de más variables y realizar una validación experimental para así contribuir más al desarrollo de este campo.

### Referencias Bibliográficas

ANSYS, Inc. (2026). *Ansys Fluent theory guide* (Release 2026 R1). ANSYS, Inc.

Abdelmagid, M. A. M. (2022). *Mejora de la transferencia de calor en el intercambiador de calor concéntrico/eccéntrico de tubo doble horizontal mediante el uso de nanofluido* (Tesis doctoral). Universidad de Oviedo.

Bhutta, M. M. A., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R., Ahmad, K. N., & Khan, S. (2011). *CFD applications in various heat exchangers design: A review*. *Applied Thermal Engineering*, 32, 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.001>

Bianco, V., Manca, O., Nardini, S., & Vafai, K. (Eds.). (2015). *Heat transfer enhancement with nanofluids*. Taylor & Francis Group.

Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Interamericana.

Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones* (4.<sup>a</sup> ed.). McGraw-Hill Interamericana.

Das, S. K., Choi, S. U. S., Yu, W. y Pradeep, T. (2008). *NANOFLUIDS Science and Technology*. Jhon Wiley & Sons, Inc.

Hami, K. (2021). Turbulence modeling: A review for different used methods. *International Journal of Heat and Technology*, 39(1), 227–234. <https://doi.org/10.18280/ijht.390125>

Intercambiadores de calor: Pilares de la eficiencia térmica industrial, por PROINCAR. (2024, Jan 19). Comunicae Newswire, Spain Retrieved from <https://www.proquest.com/newspapers/intercambiadores-de-calor-pilares-la-eficiencia/docview/2916831634/se-2>

Mazumder, S. (2016). *Numerical methods for partial differential equations: Finite difference and finite volume methods*. Elsevier.

- Mubashir, M., Shen, D., Elbarbary, Z. M. S., Al-Gahtani, S. F., & Aurangzeb, M. (2026). Deep reinforcement learning-CFD framework for optimising NO<sub>x</sub> emissions in combustion systems. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 20(1), 2632237. <https://doi.org/10.1080/19942060.2026.2632237>
- Osman, S., Sharifpur, M., & Meyer, J. P. (2019). Experimental investigation of convection heat transfer in the transition flow regime of aluminium oxide–water nanofluids in a rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133, 895–902. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.169>
- Pliakos, C., Efrem, G., Terzis, D., & Panagiotou, P. (2025). *An automated framework for streamlined CFD-based design and optimization of fixed-wing UAV wings*. *Algorithms*, 18(4), 186. <https://doi.org/10.3390/a18040186>
- Portilla Melo, E. D. (2025). *Análisis de la incertidumbre en la estimación de caudal de fuga en conexiones ilícitas de oleoducto* (Trabajo de grado). Universidad Tecnológica de Pereira.
- Shahmohammadi, P., & Beiki, H. (2016). A numerical investigation of  $\gamma$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–water nanofluids heat transfer and pressure drop in a shell and tube heat exchanger. *Transactions of Phenomena in Nano and Micro Scales*, 4(1), 29–35. <https://doi.org/10.7508/tpnms.2016.01.004>
- Toapanta-Ramos, F., Lobato-Campoverde, A., Quitiaquez, W., Hernández-Revelo, L., y Sánchez, V. (2020). *Estudio numérico comparativo de la conductividad térmica del refrigerante r600a con nanopartículas de Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> y CuO*. *Revista Ibérica de Sistemas e Tecnologías de Informação*, (E30), 16-29.
- Uddin, R. A., Islam, M. A., & Siddiki, M. N. A. (2025). Comparative heat transfer analysis using synthesized nanofluids of SiO<sub>2</sub>, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, CuO, and MgO of a car radiator. *Thermal Advances*, 3, 100049. <https://doi.org/10.1016/j.theradv.2025.100049>

Vasco-Calle, D. A., Chen, D., & Acevedo-Cabello, J. (2016). *Computational simulation of laminar heat convection of nanofluids in a circular tube and squared duct*. *Dyna*, 83 (196), 113–118.

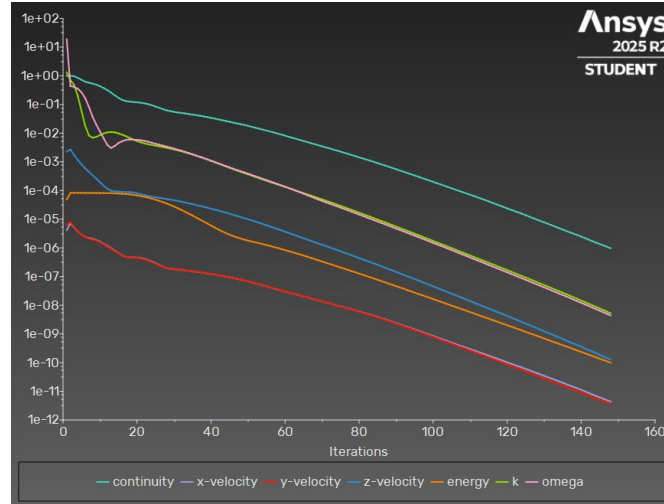
Universidad Nacional de Colombia. <https://doi.org/10.15446/dyna.v83n196.49897>

## Apéndices

### Apéndice A. Graficas de convergencia para el nanofluido (0.2%) vs Agua

**Figura A. 1**

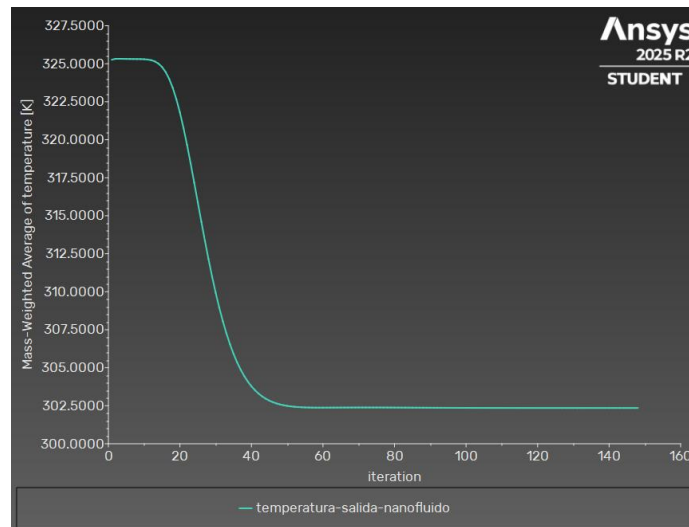
*Convergencia de residuos para el caso agua – 0.2%.*



*Nota:* la disminución progresiva indica estabilidad numérica.

**Figura A. 2**

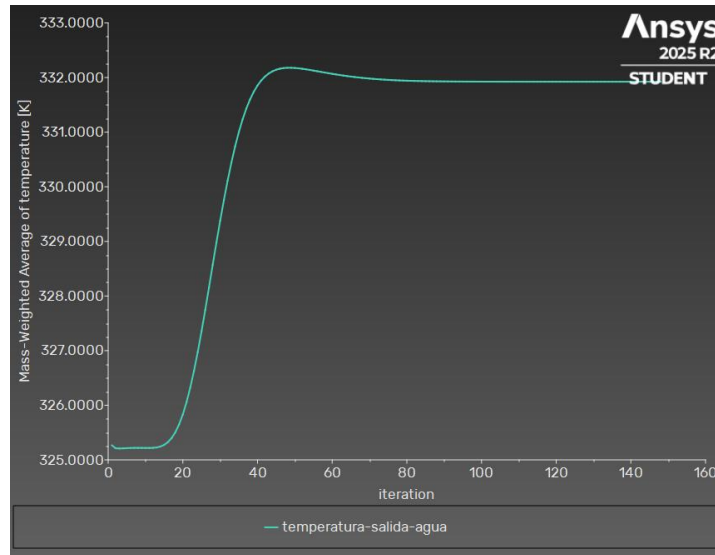
*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso agua – 0.2%.*



*Nota:* Convergencia a un valor inferior de temperatura indicando la pérdida de energía térmica.

**Figura A. 3**

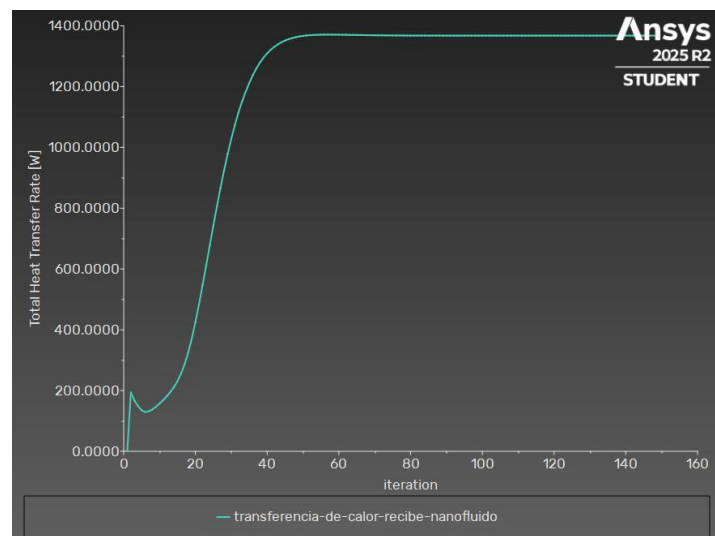
*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso agua – 0.2%.*



*Nota:* Convergencia a un valor mayor de temperatura indicando la ganancia de energía térmica.

**Figura A. 4**

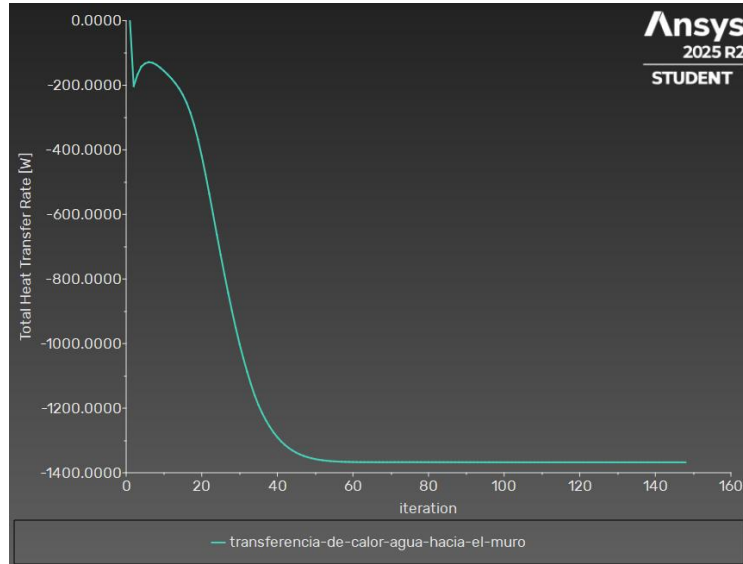
*Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso agua – 0.2%*



*Nota:* Ganancia de energía térmica en el fluido frío.

**Figura A. 5**

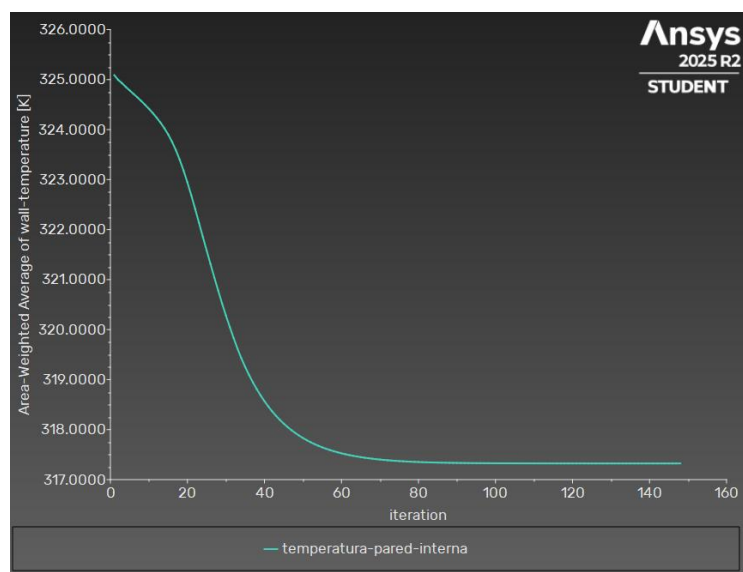
*Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso agua – 0.2%.*



*Nota:* Perdida de energía térmica en el fluido caliente.

**Figura A. 6**

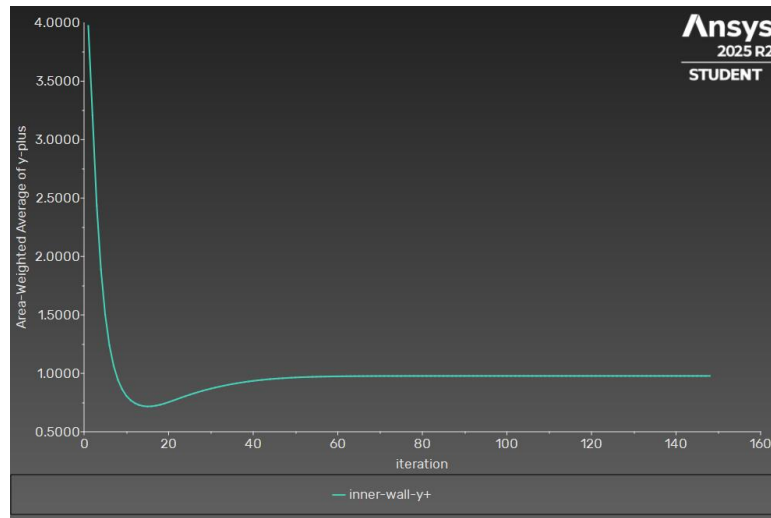
*Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso agua – 0.2%.*



*Nota:* disminución de la temperatura de la pared del tubo interno.

**Figura A. 7**

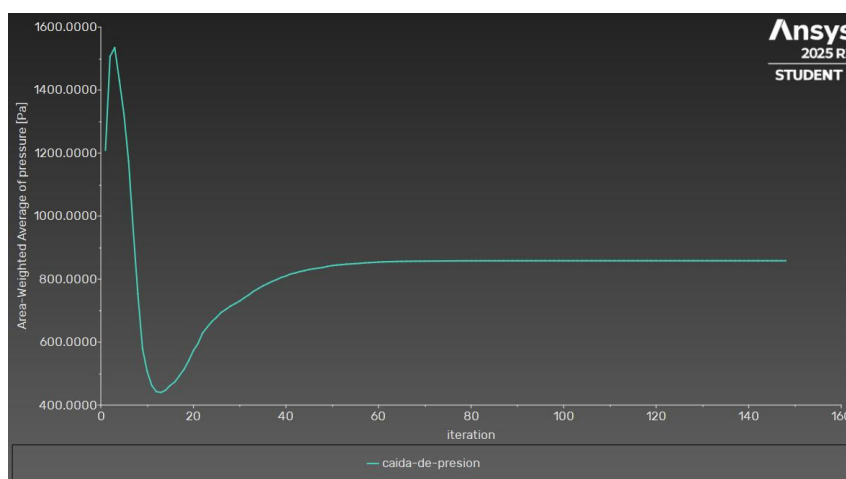
*Grafica de convergencia del  $y^+$  en el muro interno del intercambiador para el caso agua – 0.2%.*



*Nota:* Convergencia del  $y^+$  permite un correcto funcionamiento del modelo de turbulencia utilizado.

**Figura A. 8**

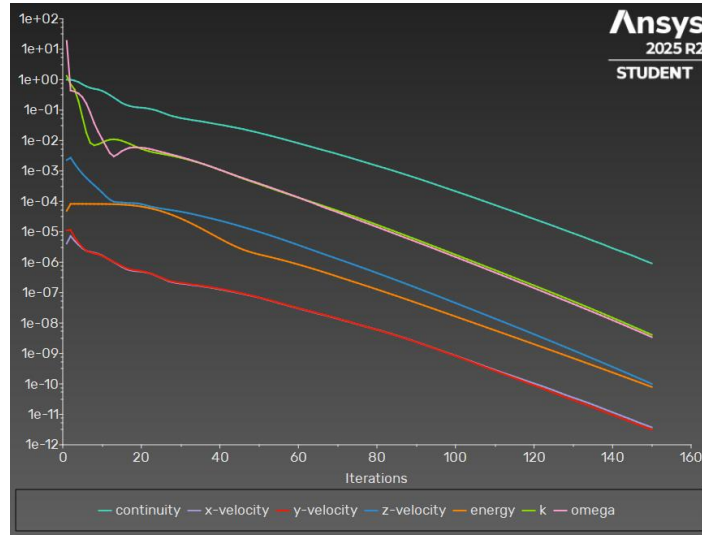
*Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso agua – 0.2%.*



*Nota:* caída de presión de referencia para los casos del nanofluido a sus diferentes concentraciones.

**Apéndice B. Graficas de convergencia para el nanofluido (0.5%) vs Agua****Figura B. 1**

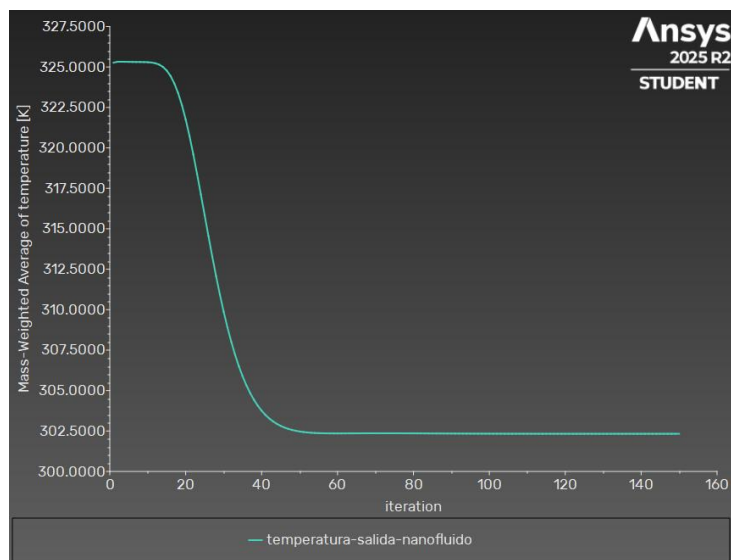
*Convergencia de residuos para el caso agua – 0.5%.*



*Nota:* la disminución progresiva indica estabilidad numérica.

**Figura B. 2**

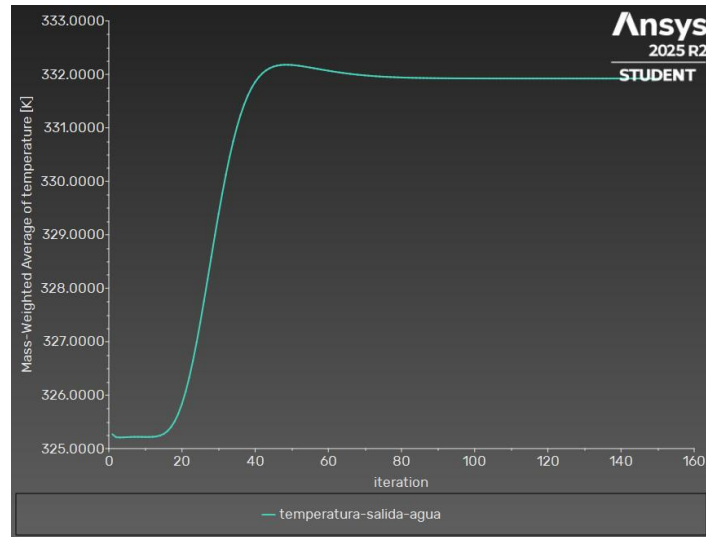
*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso agua – 0.5%.*



*Nota:* Convergencia a un valor inferior de temperatura indicando la pérdida de energía térmica.

**Figura B. 3**

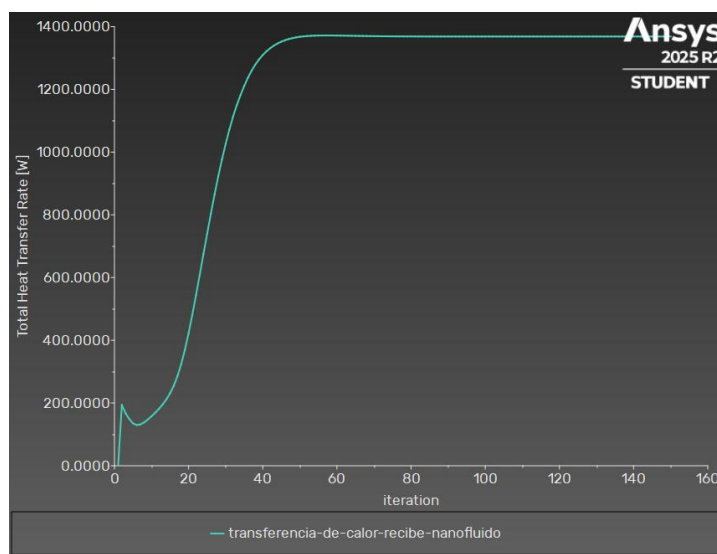
*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso agua – 0.5%.*



*Nota:* Convergencia a un valor mayor de temperatura indicando la ganancia de energía térmica.

**Figura B. 4**

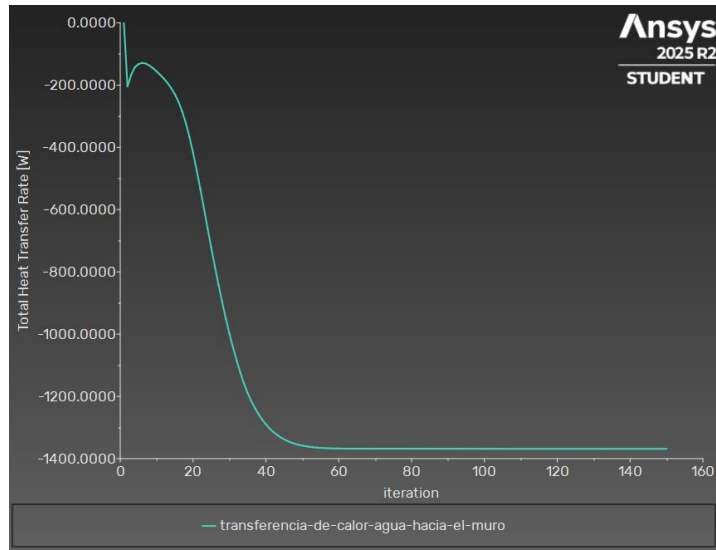
*Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso agua – 0.5%*



*Nota:* Ganancia de energía térmica en el fluido frío.

**Figura B. 5**

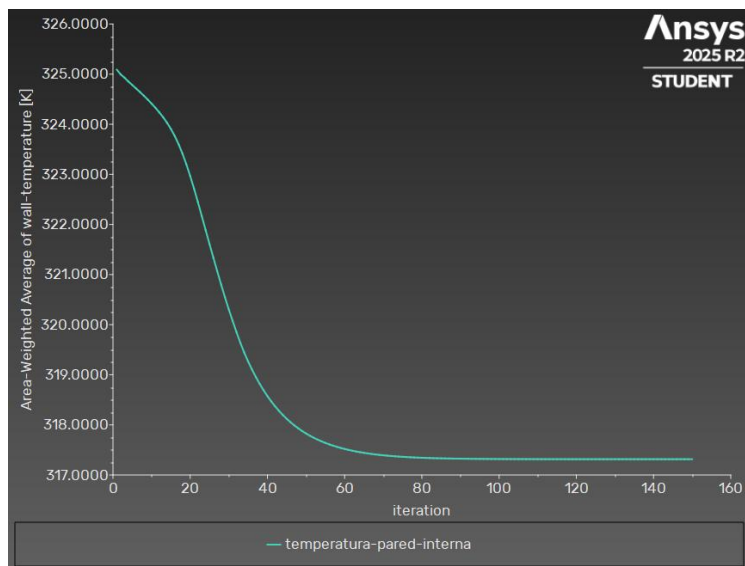
*Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso agua – 0.5%.*



*Nota:* Pérdida de energía térmica en el fluido caliente.

**Figura B. 6**

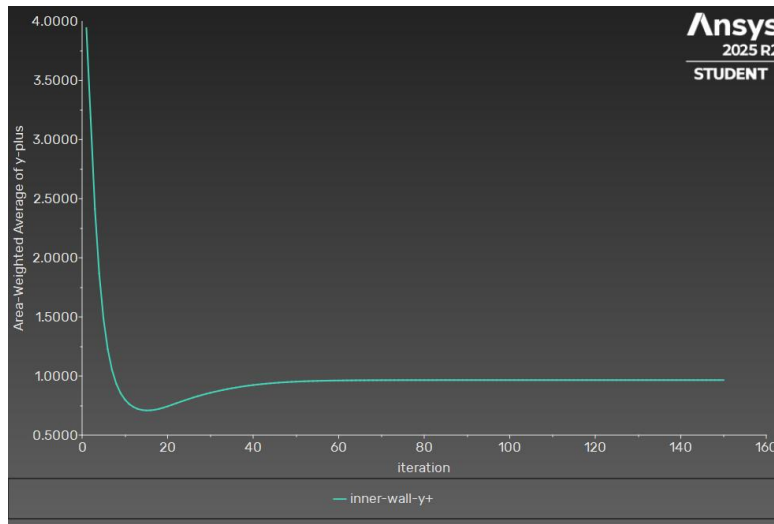
*Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso agua – 0.5%.*



*Nota:* disminución de la temperatura de la pared del tubo interno.

**Figura B. 7**

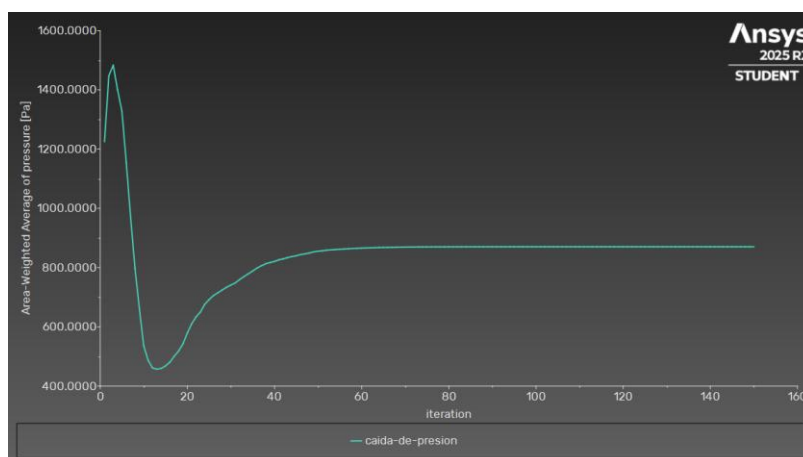
*Grafica de convergencia del  $y^+$  en el muro interno del intercambiador para el caso agua – 0.5%.*



*Nota:* Convergencia del  $y^+$  permite un correcto funcionamiento del modelo de turbulencia utilizado.

**Figura B. 8**

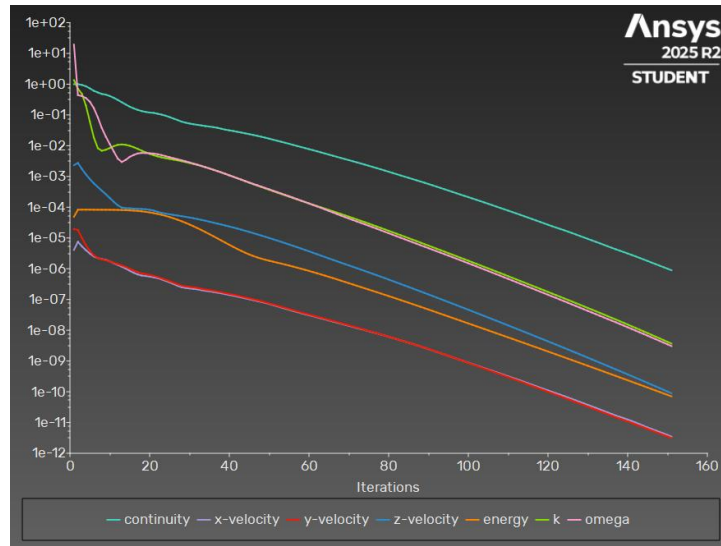
*Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso agua – 0.5%.*



*Nota:* caída de presión de referencia para los casos del nanofluido a sus diferentes concentraciones.

**Apéndice C. Graficas de convergencia para el nanofluido (1%) vs Agua****Figura C. 1**

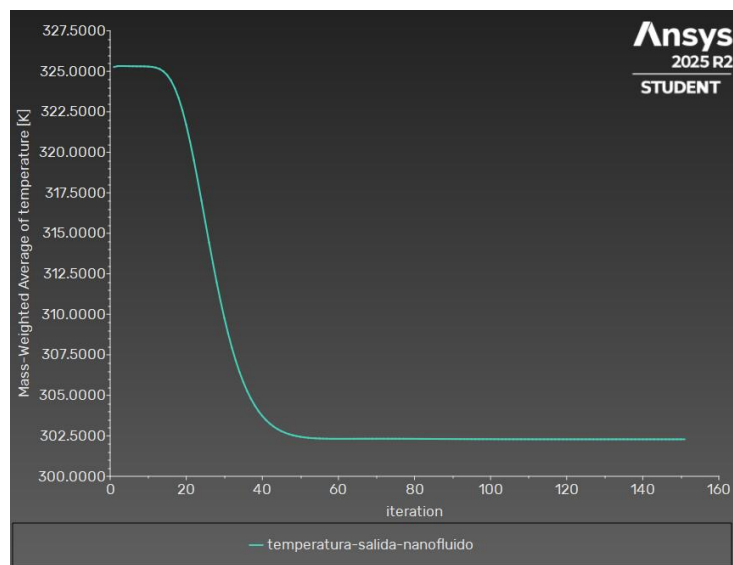
*Convergencia de residuos para el caso agua – 1%.*



*Nota:* la disminución progresiva indica estabilidad numérica.

**Figura C. 2**

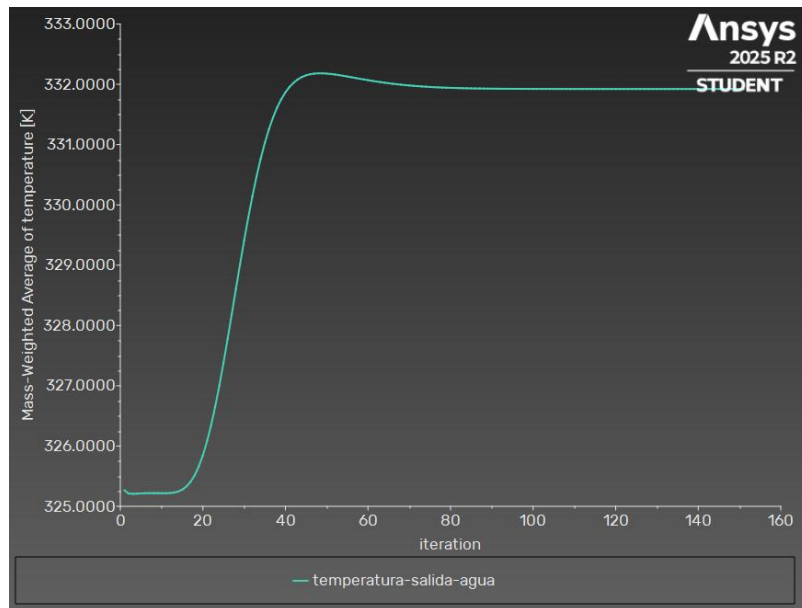
*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso agua – 1%.*



*Nota:* Convergencia a un valor inferior de temperatura indicando la pérdida de energía térmica.

**Figura C. 3**

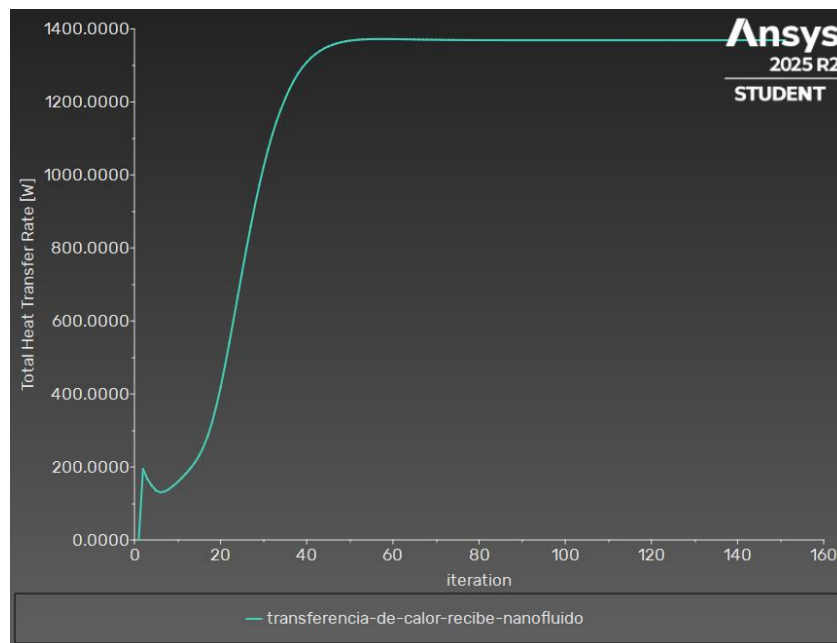
*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso agua – 1%.*



*Nota:* Convergencia a un valor mayor de temperatura indicando la ganancia de energía térmica.

**Figura C. 4**

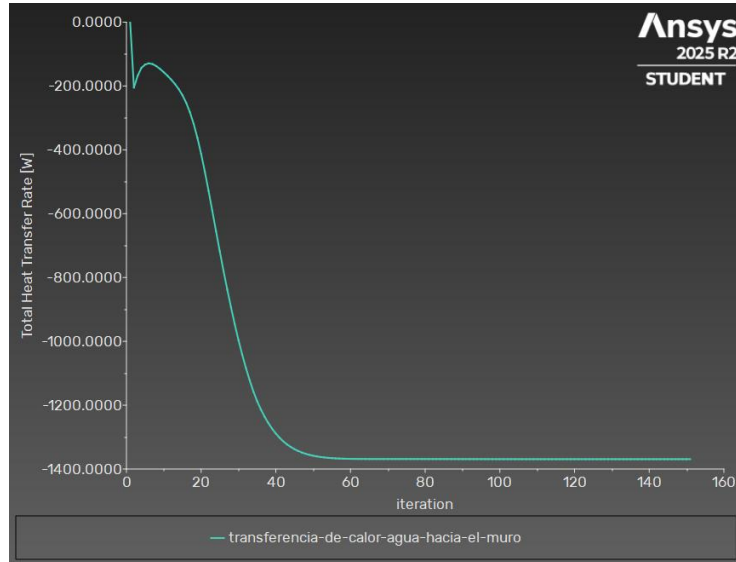
*Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso agua – 1%*



*Nota:* Ganancia de energía térmica en el fluido frío.

**Figura C. 5**

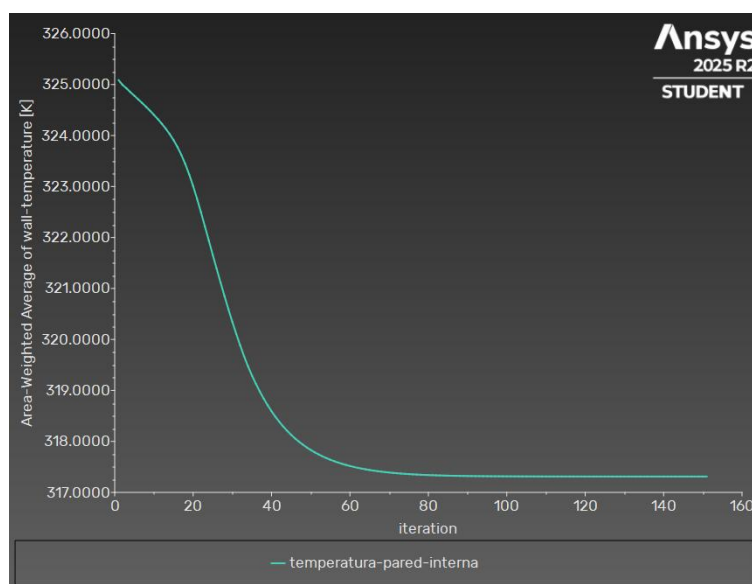
*Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso agua – 1%.*



*Nota:* Pérdida de energía térmica en el fluido caliente.

**Figura C. 6**

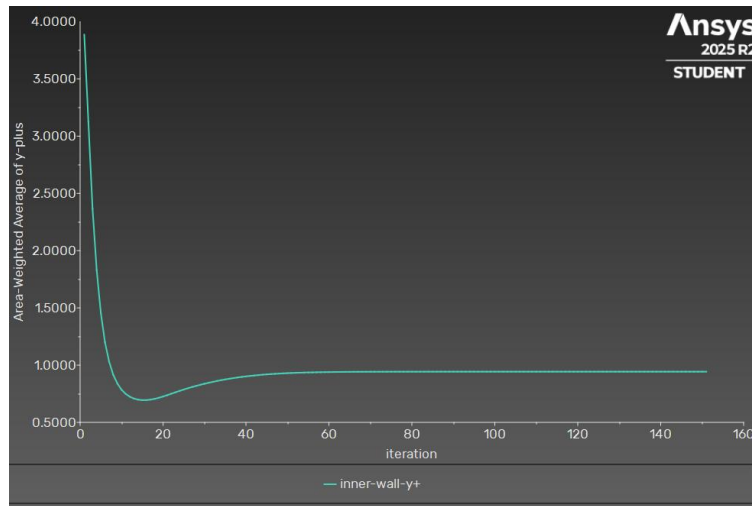
*Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso agua – 1%.*



*Nota:* disminución de la temperatura de la pared del tubo interno.

**Figura C. 7**

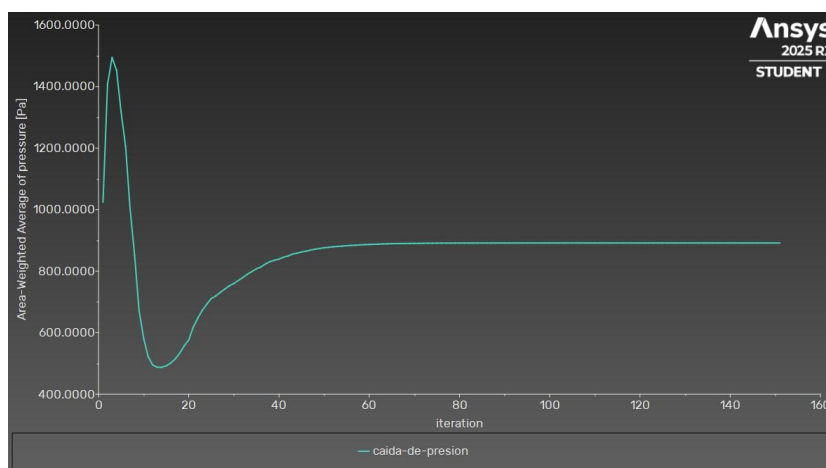
*Grafica de convergencia del  $y^+$  en el muro interno del intercambiador para el caso agua – 1%.*



*Nota:* Convergencia del  $y^+$  permite un correcto funcionamiento del modelo de turbulencia utilizado.

**Figura C. 8**

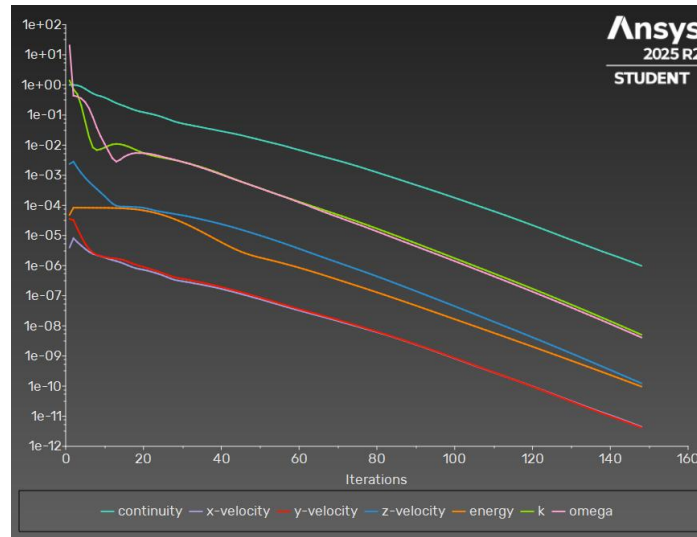
*Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso agua – 1%*



*Nota:* caída de presión de referencia para los casos del nanofluido a sus diferentes concentraciones.

**Apéndice D. Graficas de convergencia para el nanofluido (2%) vs Agua****Figura D. 1**

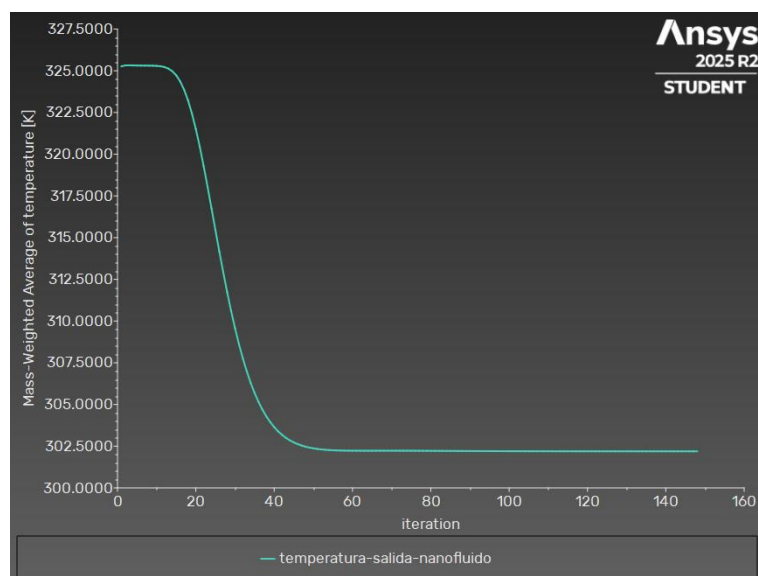
*Convergencia de residuos para el caso agua – 2%.*



*Nota:* la disminución progresiva indica estabilidad numérica.

**Figura D. 2**

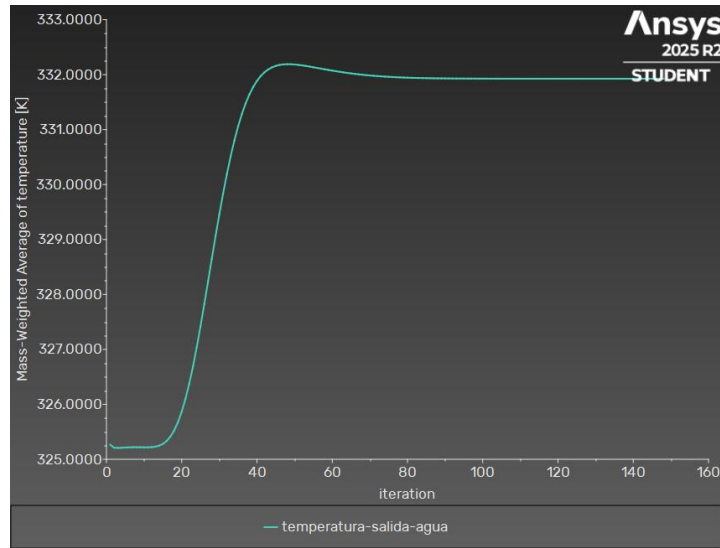
*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso agua – 2%.*



*Nota:* Convergencia a un valor inferior de temperatura indicando la pérdida de energía térmica.

**Figura D. 3**

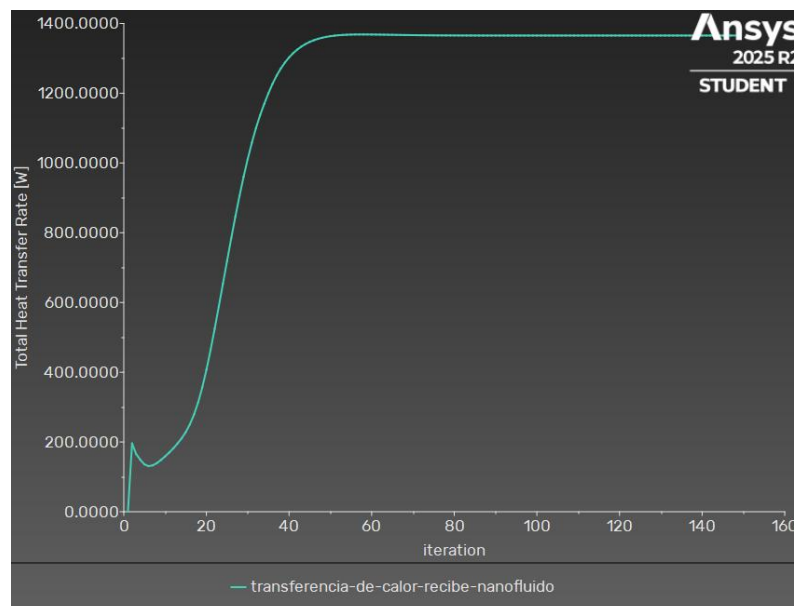
*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso agua – 2%.*



*Nota:* Convergencia a un valor mayor de temperatura indicando la ganancia de energía térmica.

**Figura D. 4**

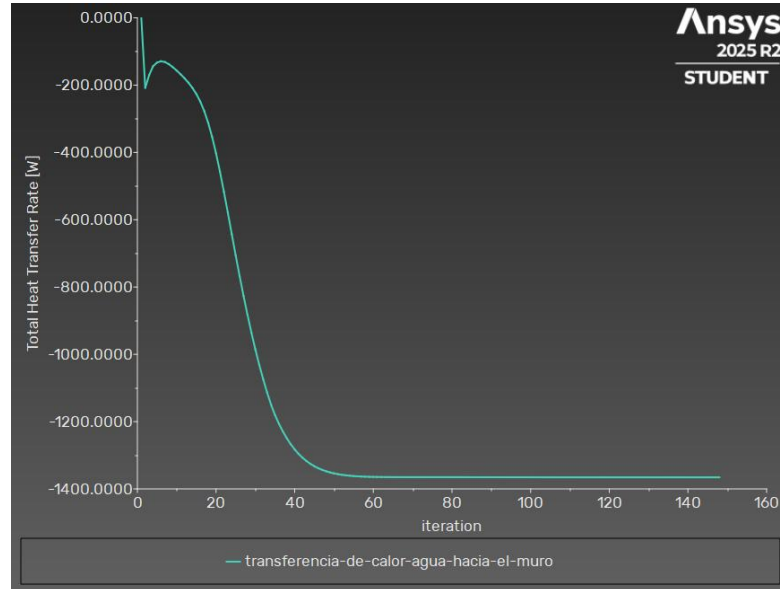
*Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso agua – 2%*



*Nota:* Ganancia de energía térmica en el fluido frío.

**Figura D. 5**

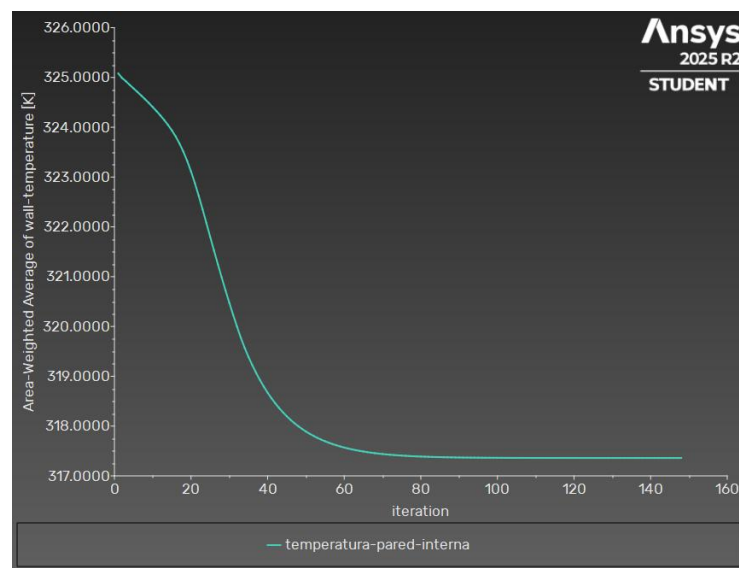
*Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso agua – 2%.*



*Nota: Perdida de energía térmica en el fluido caliente.*

**Figura D. 6**

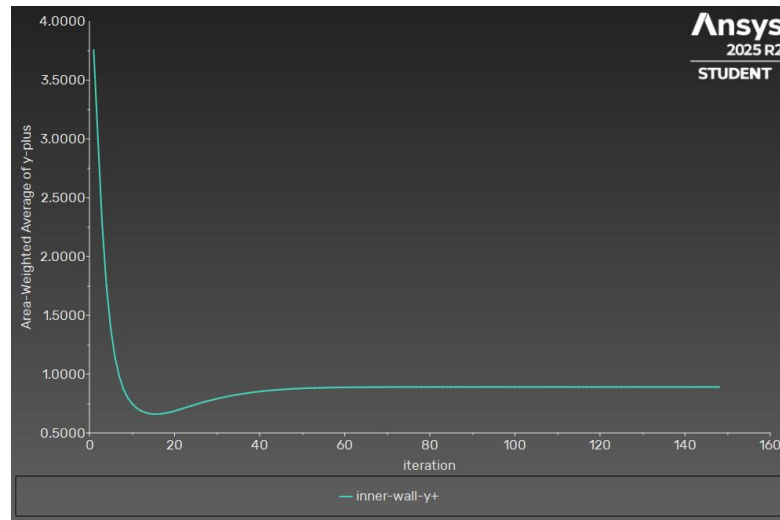
*Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso agua – 2%.*



*Nota: disminución de la temperatura de la pared del tubo interno.*

**Figura D. 7**

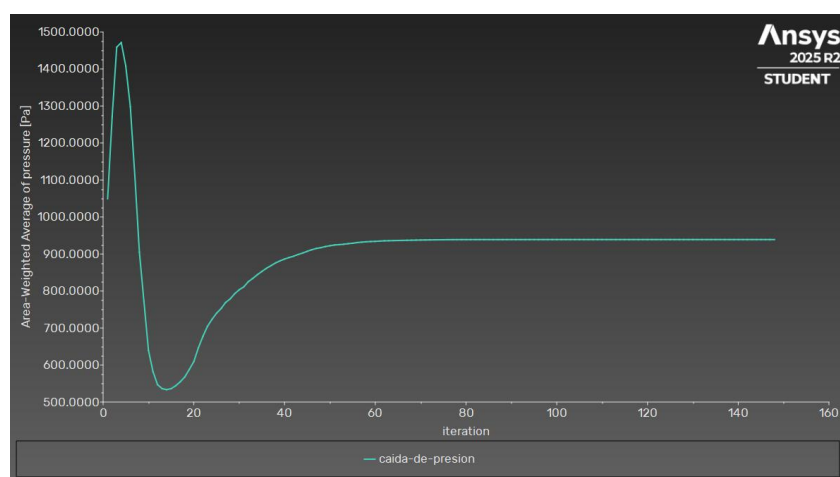
*Grafica de convergencia del  $y^+$  en el muro interno del intercambiador para el caso agua -2%.*



*Nota:* Convergencia del  $y^+$  permite un correcto funcionamiento del modelo de turbulencia utilizado.

**Figura D. 8**

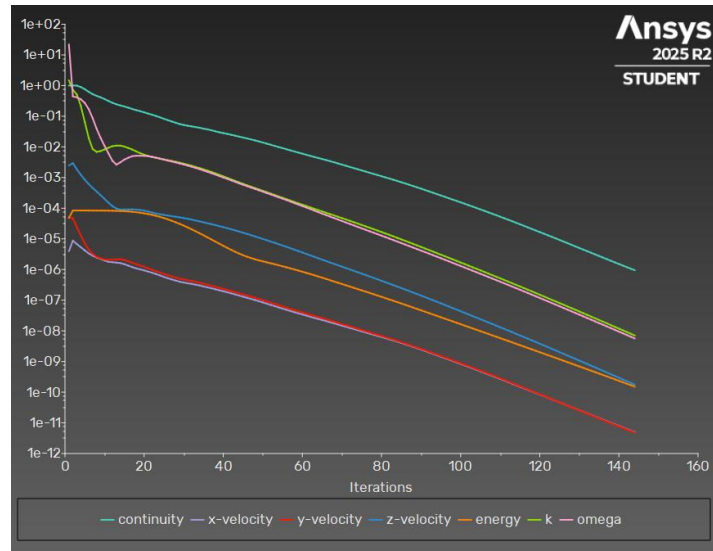
*Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso agua -2%*



*Nota:* caída de presión de referencia para los casos del nanofluido a sus diferentes concentraciones.

**Apéndice E. Graficas de convergencia para el nanofluido (3%) vs Agua****Figura E. 1**

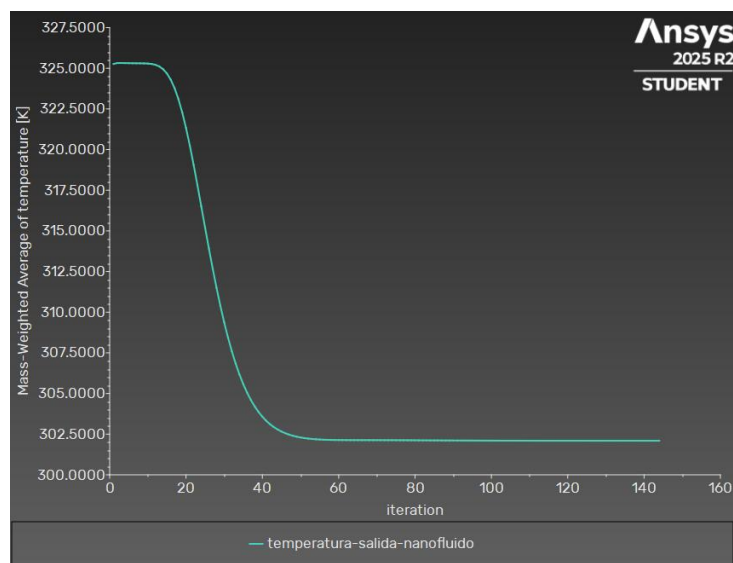
*Convergencia de residuos para el caso agua – 3%.*



*Nota:* la disminución progresiva indica estabilidad numérica.

**Figura E. 2**

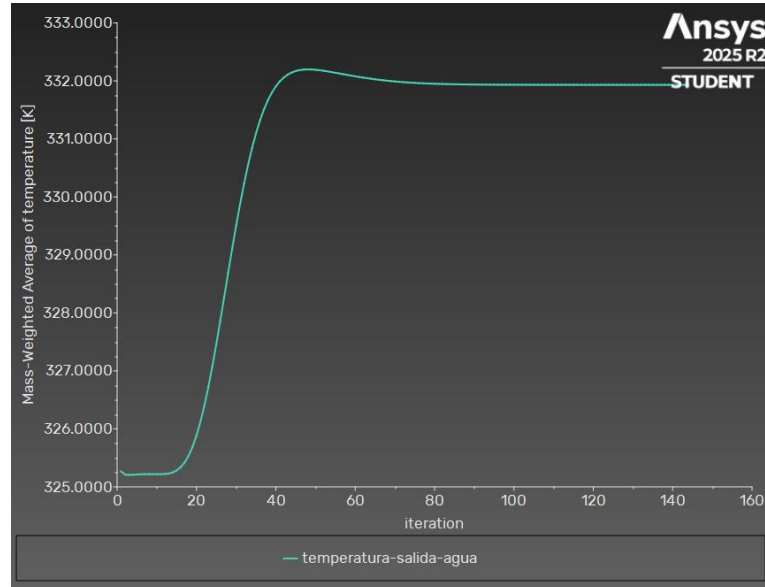
*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del nanofluido para el caso agua – 3%.*



*Nota:* Convergencia a un valor inferior de temperatura indicando la pérdida de energía térmica.

**Figura E. 3**

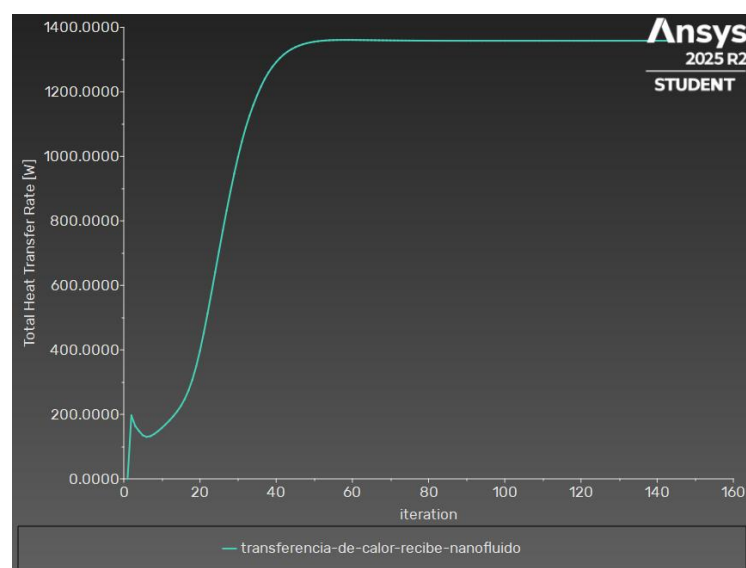
*Grafica de convergencia de la temperatura de salida del agua para el caso agua – 3%.*



*Nota:* Convergencia a un valor mayor de temperatura indicando la ganancia de energía térmica.

**Figura E. 4**

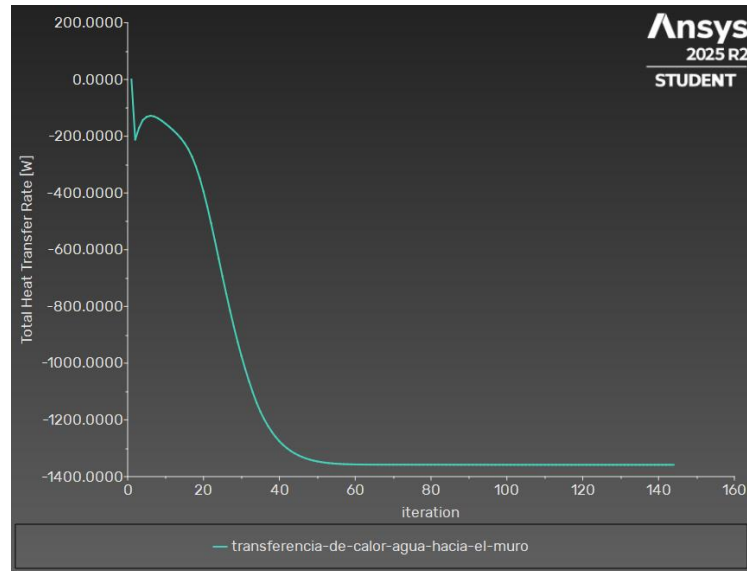
*Grafica de convergencia del calor absorbido por el nanofluido para el caso agua – 3%*



*Nota:* Ganancia de energía térmica en el fluido frío.

**Figura E. 5**

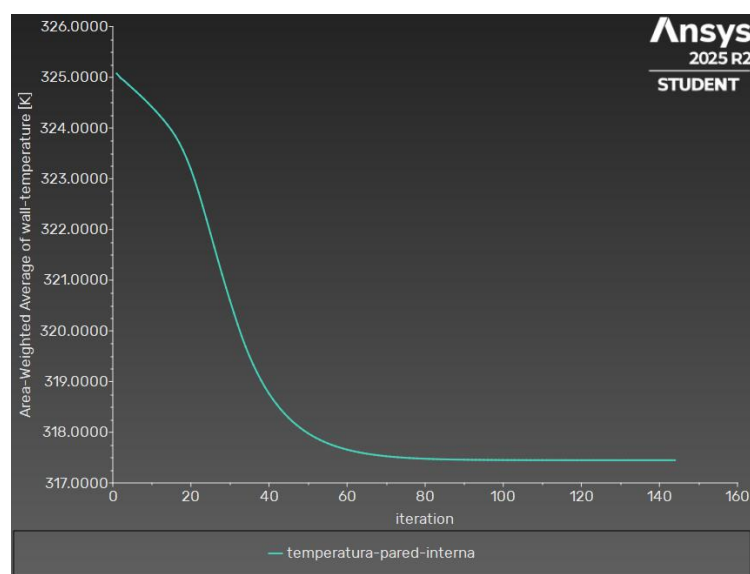
*Grafica de convergencia del calor transferido del agua hacia el muro para el caso agua – 3%.*



*Nota:* Perdida de energía térmica en el fluido caliente.

**Figura E. 6**

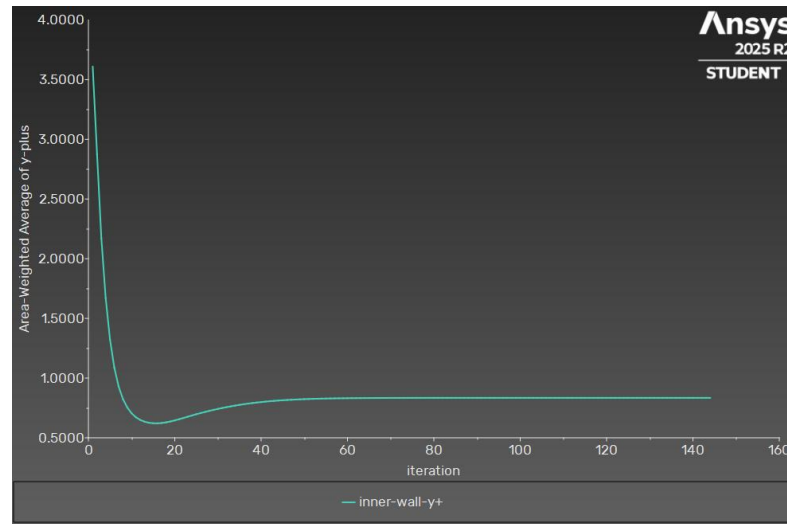
*Grafica de convergencia de la temperatura en la pared interna del intercambiador para el caso agua – 3%.*



*Nota:* disminución de la temperatura de la pared del tubo interno.

**Figura E. 7**

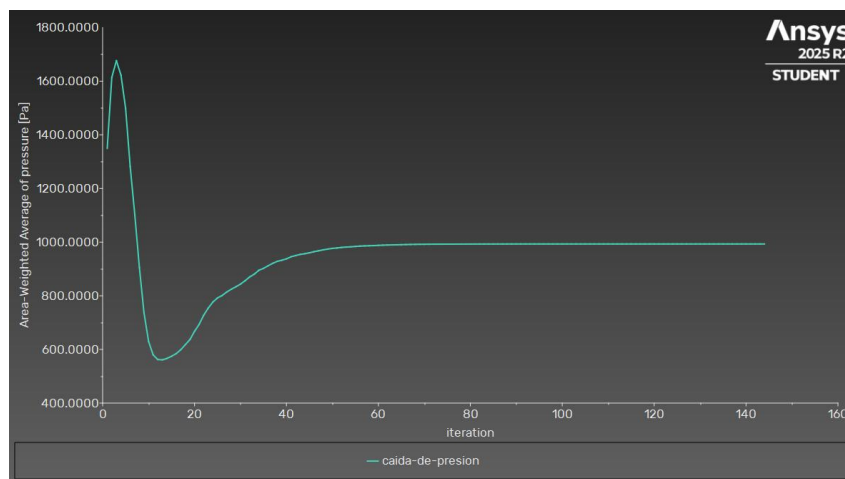
*Grafica de convergencia del  $y^+$  en el muro interno del intercambiador para el caso agua –3%.*



*Nota:* Convergencia del  $y^+$  permite un correcto funcionamiento del modelo de turbulencia utilizado.

**Figura E. 8**

*Grafica de convergencia de la caída de presión del intercambiador para el caso agua – 3%*



*Nota:* caída de presión de referencia para los casos del nanofluido a sus diferentes concentraciones.

**Apendice F. Cálculo de propiedades para cada concentración de nanofluido.****Nanofluido 0.5%**

$$\varepsilon_p = 0.005$$

$$\rho_{nf} = (1 - \varepsilon_p)\rho_{bf} + \varepsilon_p\rho_p$$

$$\rho_{nf} = (1 - 0.005)\left(998.2 \frac{kg}{m^3}\right) + (0.005)\left(3970 \frac{kg}{m^3}\right)$$

$$\rho_{nf} = 1013,06 \frac{kg}{m^3}$$

$$Cp_{nf} = (1 - \varepsilon_p)(Cp)_{bf} + \varepsilon_p(Cp)_p$$

$$Cp_{nf} = (1 - 0.005)\left(4182 \frac{J}{kg * k}\right) + 0.005\left(765 \frac{J}{kg * k}\right)$$

$$Cp_{nf} = 4164,92 \frac{J}{kg * k}$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(123\varepsilon_p^2 + 7.3\varepsilon_p + 1)$$

$$\mu_{nf} = \left(0.001003 \frac{kg}{m * s}\right)(123(0.005)^2 + 7.3(0.005) + 1)$$

$$\mu_{nf} = 0.0010427 \frac{kg}{m * s}$$

$$K_{nf} = K_{bf}(4.97\varepsilon_p^2 + 2.72\varepsilon_p + 1)$$

$$K_{nf} = \left(0.6 \frac{W}{m * k}\right)(4.97(0.005)^2 + 2.72(0.005) + 1)$$

$$K_{nf} = 0.608 \frac{W}{m * k}$$

**Nanofluido 1%**

$$\varepsilon_p = 0.01$$

$$\rho_{nf} = (1 - \varepsilon_p)\rho_{bf} + \varepsilon_p\rho_p$$

$$\rho_{nf} = (1 - 0.01)\left(998.2 \frac{kg}{m^3}\right) + (0.01)\left(3970 \frac{kg}{m^3}\right)$$

$$\rho_{nf} = 1027,92 \frac{kg}{m^3}$$

$$Cp_{nf} = (1 - \varepsilon_p)(Cp)_{bf} + \varepsilon_p(Cp)_p$$

$$Cp_{nf} = (1 - 0.01)\left(4182 \frac{J}{kg * k}\right) + 0.01\left(765 \frac{J}{kg * k}\right)$$

$$Cp_{nf} = 4147,83 \frac{J}{kg * k}$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(123\varepsilon_p^2 + 7.3\varepsilon_p + 1)$$

$$\mu_{nf} = \left(0.001003 \frac{kg}{m * s}\right)(123(0.01)^2 + 7.3(0.01) + 1)$$

$$\mu_{nf} = 0.0010886 \frac{kg}{m * s}$$

$$K_{nf} = K_{bf}(4.97\varepsilon_p^2 + 2.72\varepsilon_p + 1)$$

$$K_{nf} = \left(0.6 \frac{W}{m * k}\right)(4.97(0.01)^2 + 2.72(0.01) + 1)$$

$$K_{nf} = 0.617 \frac{W}{m * k}$$

### Nanofluido 2%

$$\varepsilon_p = 0.02$$

$$\rho_{nf} = (1 - \varepsilon_p)\rho_{bf} + \varepsilon_p\rho_p$$

$$\rho_{nf} = (1 - 0.02)\left(998.2 \frac{kg}{m^3}\right) + (0.02)\left(3970 \frac{kg}{m^3}\right)$$

$$\rho_{nf} = 1057,64 \frac{kg}{m^3}$$

$$Cp_{nf} = (1 - \varepsilon_p)(Cp)_{bf} + \varepsilon_p(Cp)_p$$

$$Cp_{nf} = (1 - 0.02) \left( 4182 \frac{J}{kg * k} \right) + 0.02 \left( 765 \frac{J}{kg * k} \right)$$

$$Cp_{nf} = 4113,66 \frac{J}{kg * k}$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(123\varepsilon_p^2 + 7.3\varepsilon_p + 1)$$

$$\mu_{nf} = \left( 0.001003 \frac{kg}{m * s} \right) (123(0.02)^2 + 7.3(0.02) + 1)$$

$$\mu_{nf} = 0.0011988 \frac{kg}{m * s}$$

$$K_{nf} = K_{bf}(4.97\varepsilon_p^2 + 2.72\varepsilon_p + 1)$$

$$K_{nf} = \left( 0.6 \frac{W}{m * k} \right) (4.97(0.02)^2 + 2.72(0.02) + 1)$$

$$K_{nf} = 0.634 \frac{W}{m * k}$$

### Nanofluido 3%

$$\varepsilon_p = 0.03$$

$$\rho_{nf} = (1 - \varepsilon_p)\rho_{bf} + \varepsilon_p\rho_p$$

$$\rho_{nf} = (1 - 0.03) \left( 998.2 \frac{kg}{m^3} \right) + (0.03) \left( 3970 \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\rho_{nf} = 1087,35 \frac{kg}{m^3}$$

$$Cp_{nf} = (1 - \varepsilon_p)(Cp)_{bf} + \varepsilon_p(Cp)_p$$

$$Cp_{nf} = (1 - 0.03) \left( 4182 \frac{J}{kg * k} \right) + 0.03 \left( 765 \frac{J}{kg * k} \right)$$

$$Cp_{nf} = 4079,49 \frac{J}{kg * k}$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (123 \varepsilon_p^2 + 7.3 \varepsilon_p + 1)$$

$$\mu_{nf} = \left( 0.001003 \frac{kg}{m * s} \right) (123(0.03)^2 + 7.3(0.03) + 1)$$

$$\mu_{nf} = 0.0013337 \frac{kg}{m * s}$$

$$K_{nf} = K_{bf} (4.97 \varepsilon_p^2 + 2.72 \varepsilon_p + 1)$$

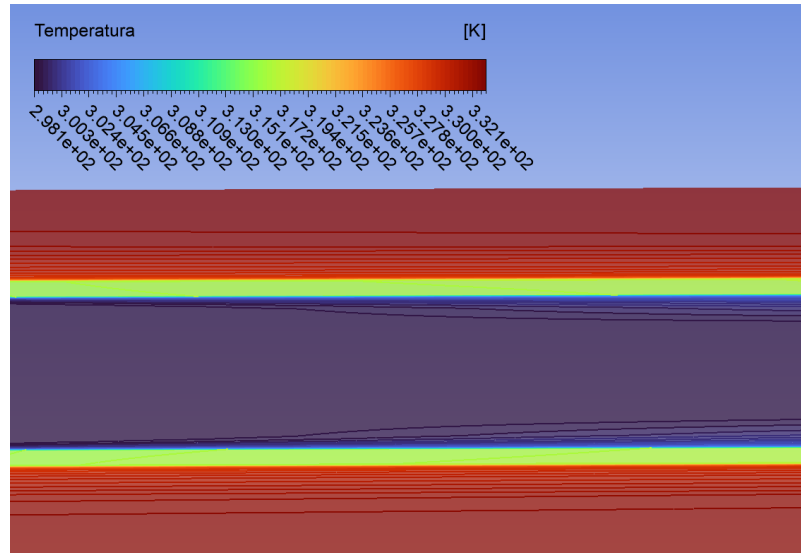
$$K_{nf} = \left( 0.6 \frac{W}{m * k} \right) (4.97(0.03)^2 + 2.72(0.03) + 1)$$

$$K_{nf} = 0.652 \frac{W}{m * k}$$

**Apéndice G. Figuras de Postprocesado de contorno de velocidad, temperatura y energía turbulenta para el nanofluido 0.2%.**

**Figura G. 1**

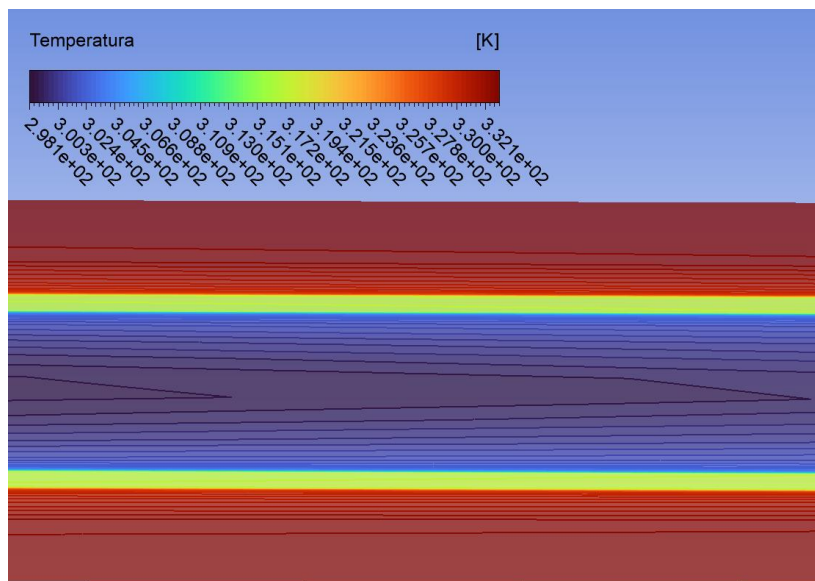
*Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$*



*Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.*

**Figura G. 2**

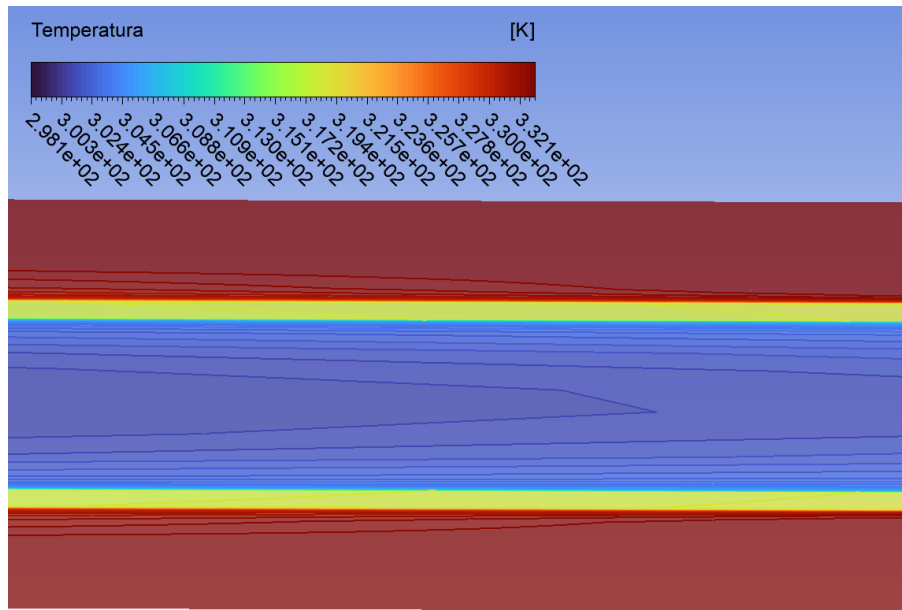
*Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$*



*Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.*

**Figura G. 3**

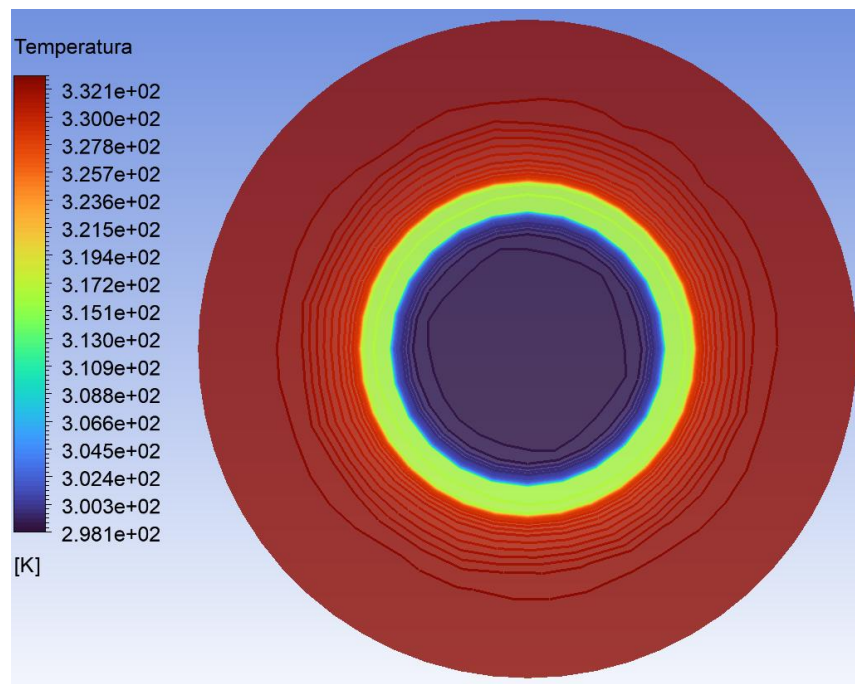
Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura G. 4**

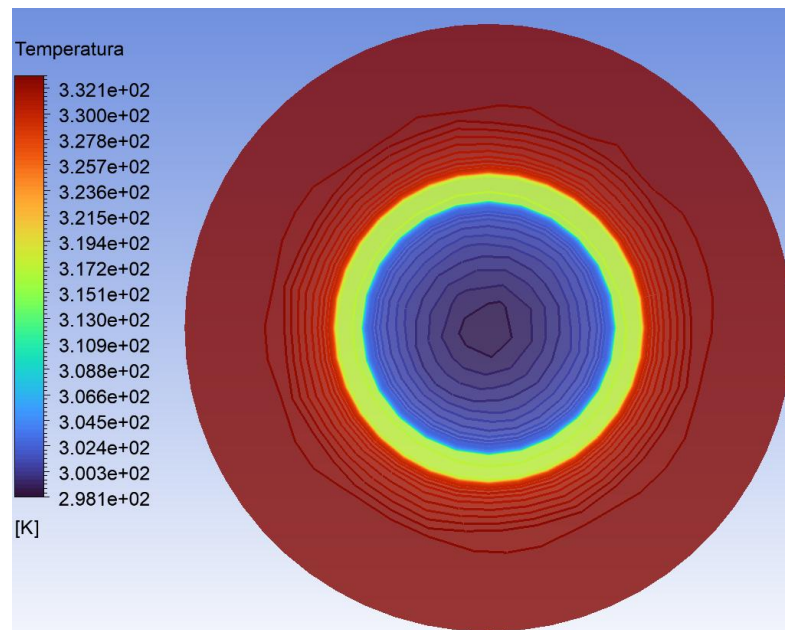
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna

**Figura G. 5**

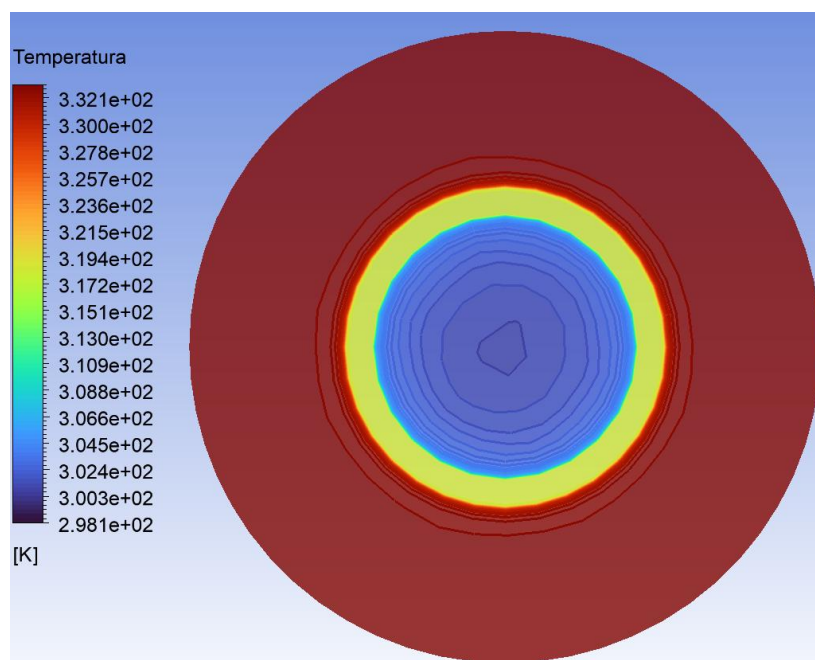
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura G. 6**

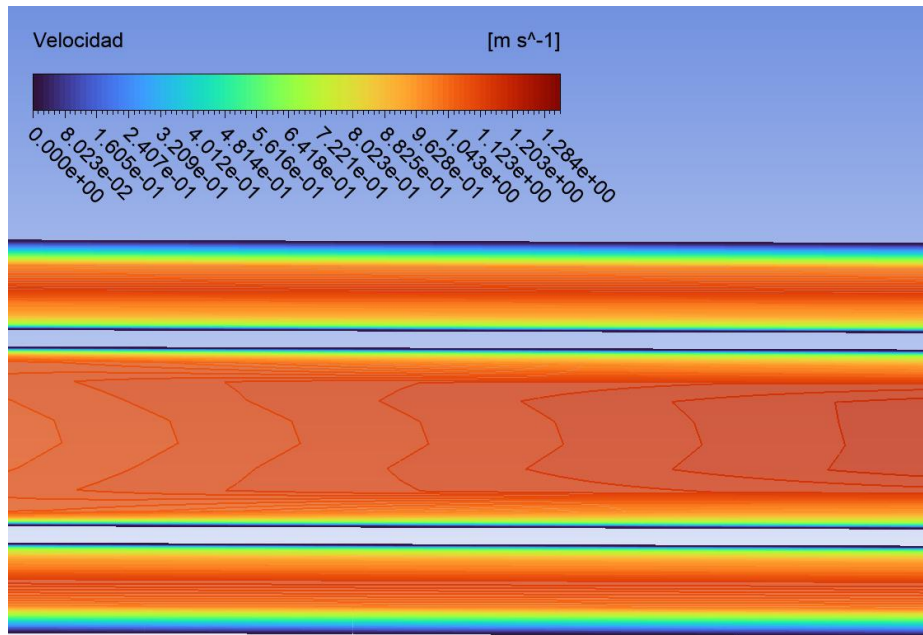
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura G. 7**

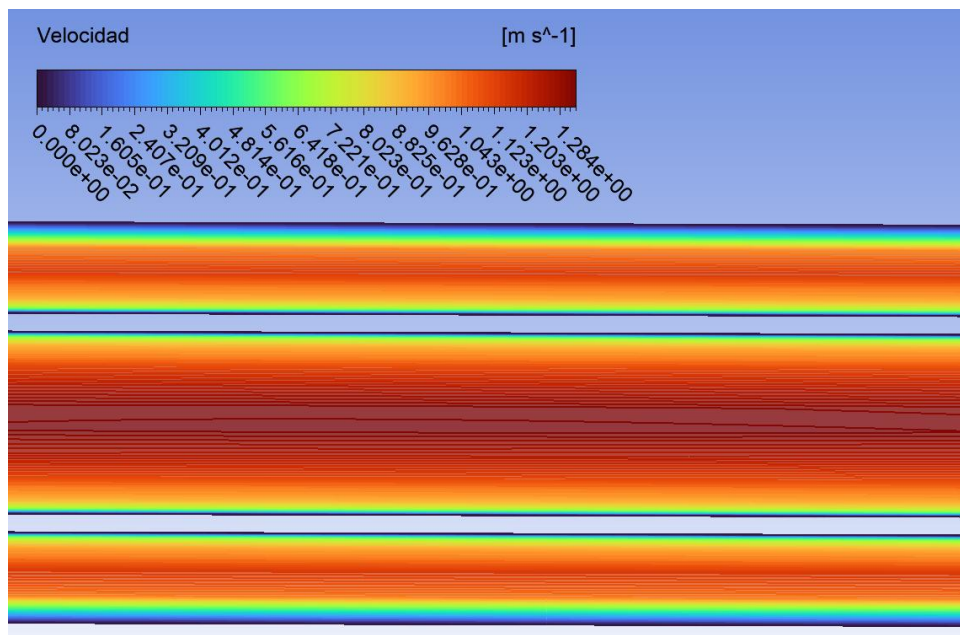
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: Se observa evolución del perfil hidrodinámico.

**Figura G. 8**

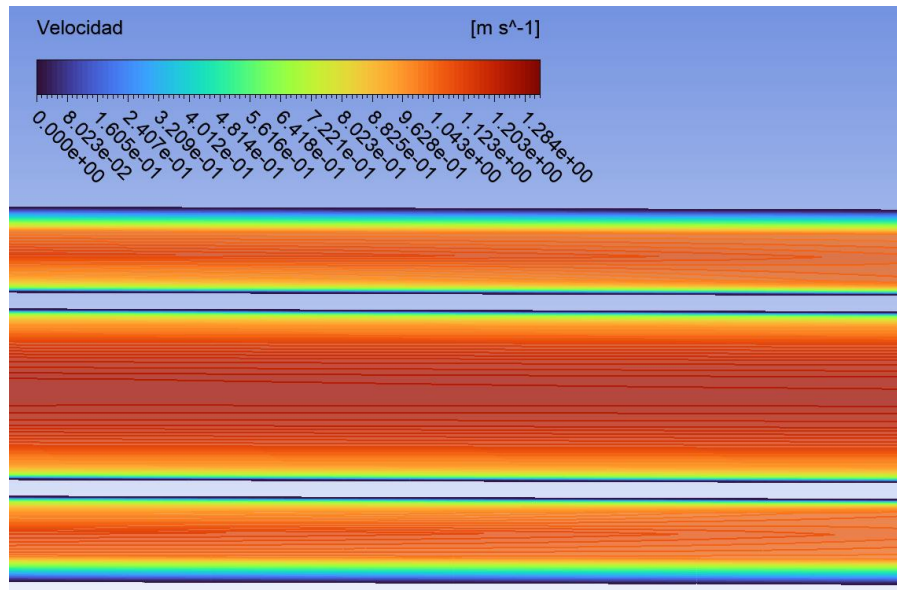
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



Nota: Fluido en fase de transición.

**Figura G. 9**

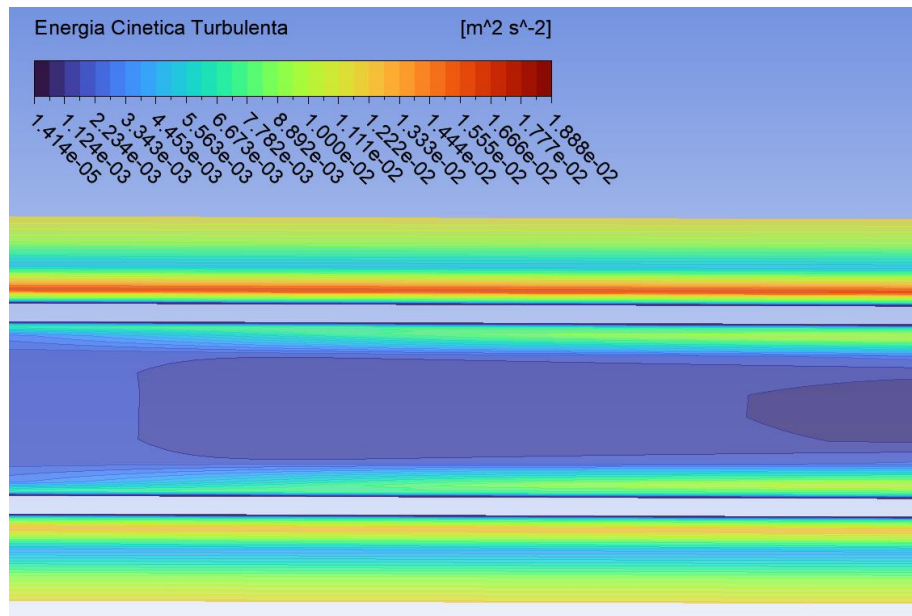
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



Nota: Fluido completamente desarrollado.

**Figura G. 10**

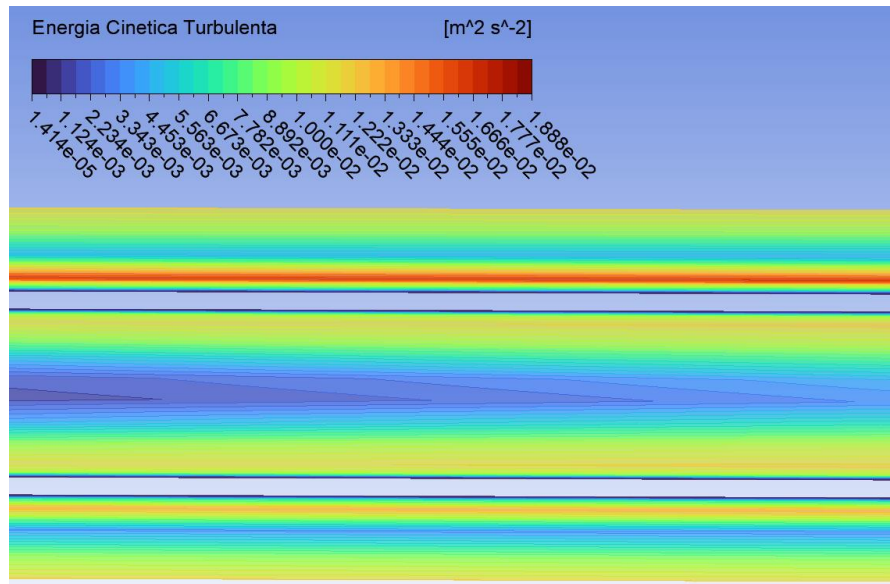
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura G. 11**

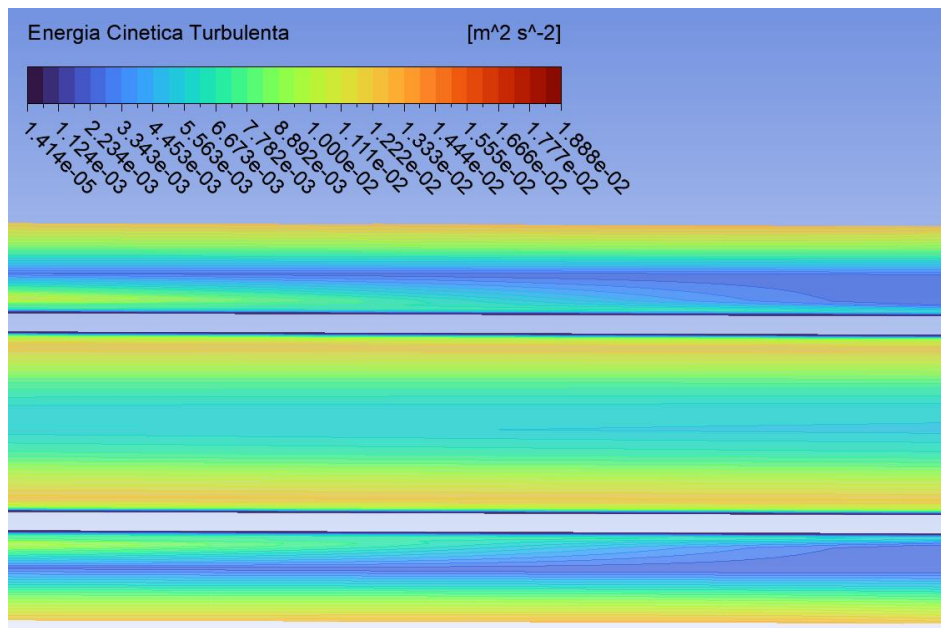
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura G. 12**

Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$

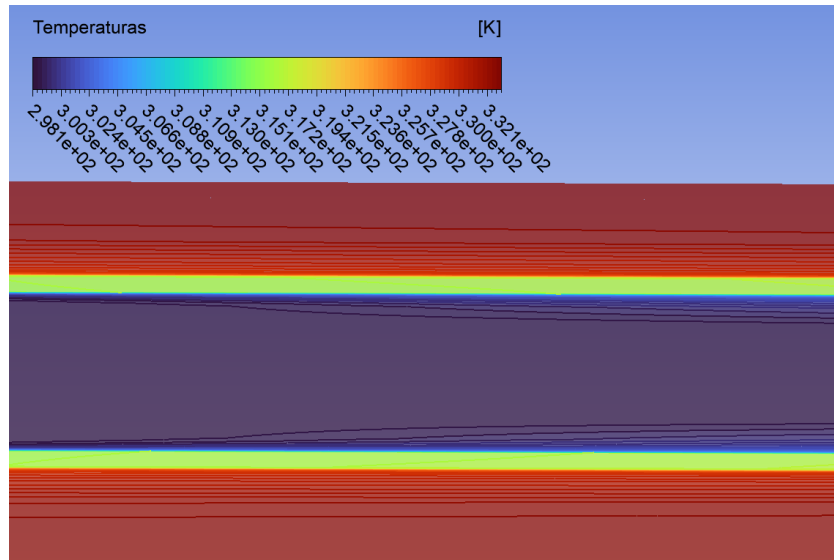


*Nota:* Flujo más homogéneo y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Apéndice H. Figuras de Postprocesado de contorno de velocidad, temperatura y energía turbulenta para el nanofluido 0.5%.**

**Figura H. 1**

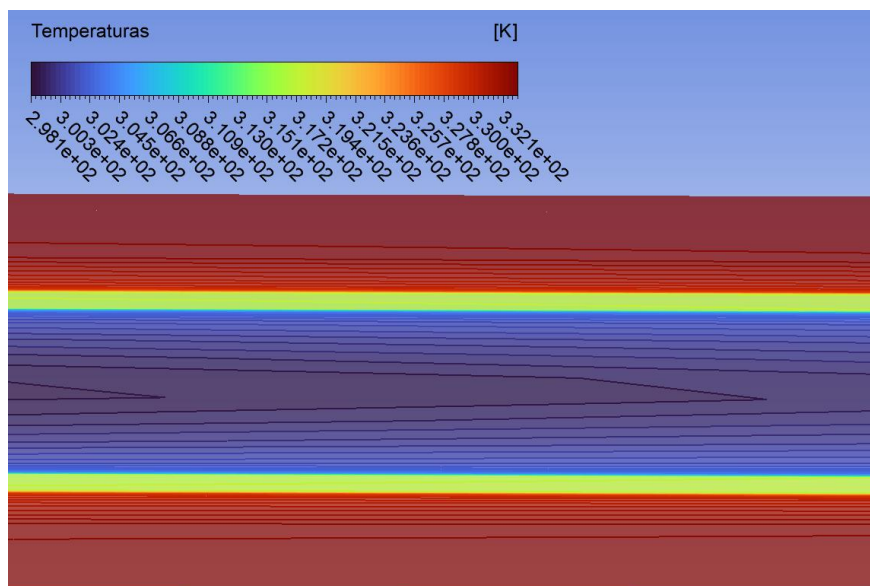
*Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$*



*Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.*

**Figura H. 2**

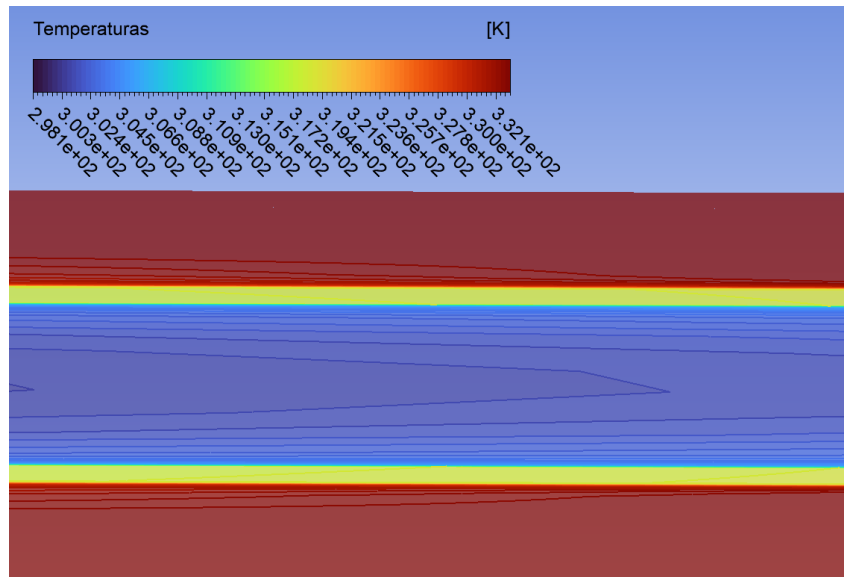
*Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$*



*Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.*

**Figura H. 3**

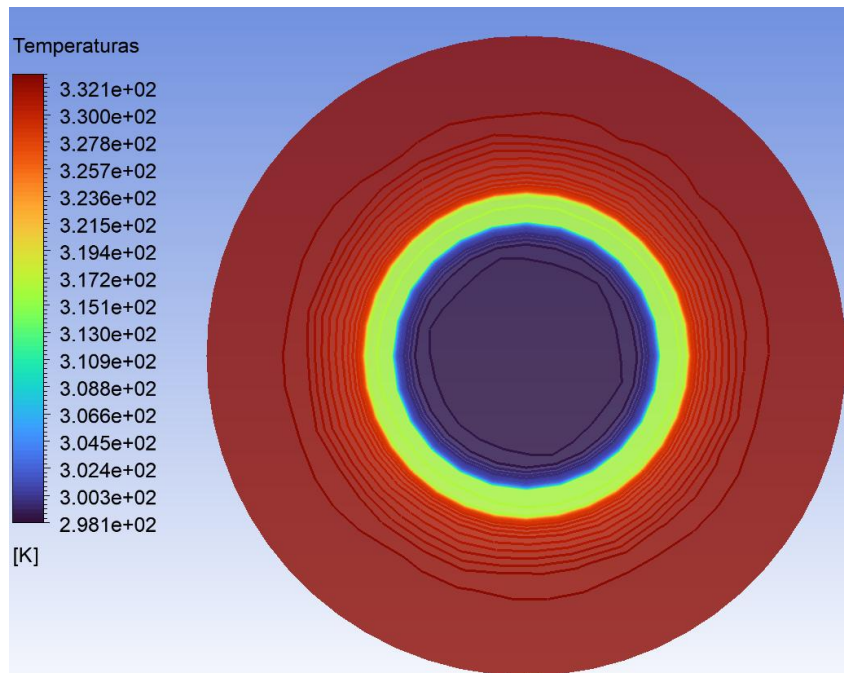
Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura H. 4**

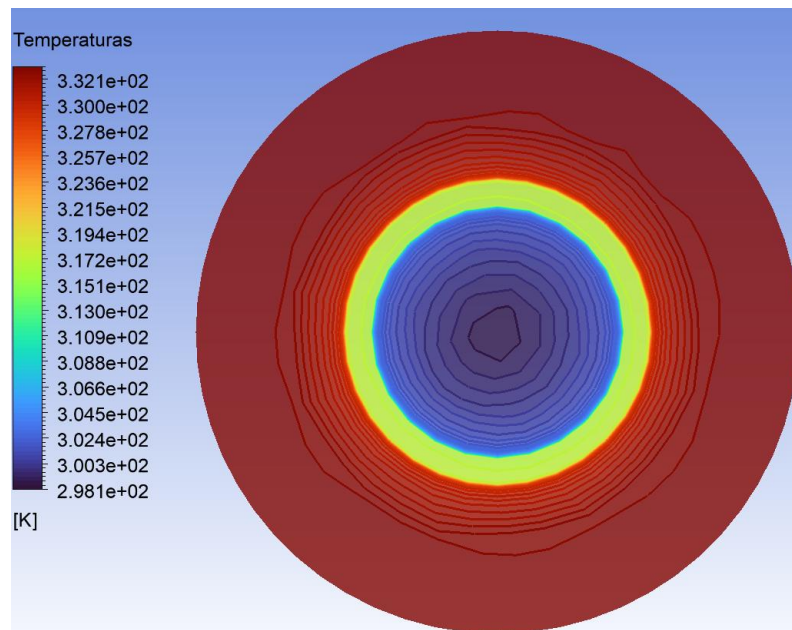
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna

**Figura H. 5**

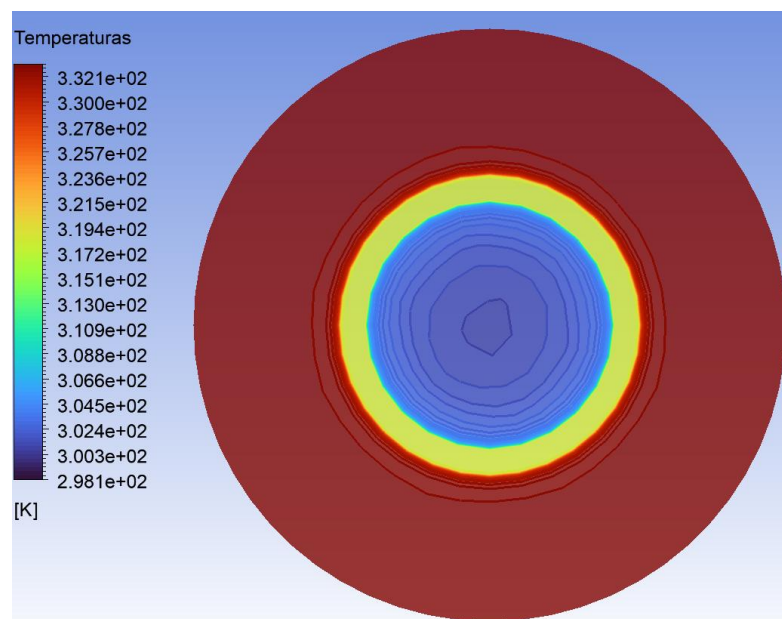
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura H. 6**

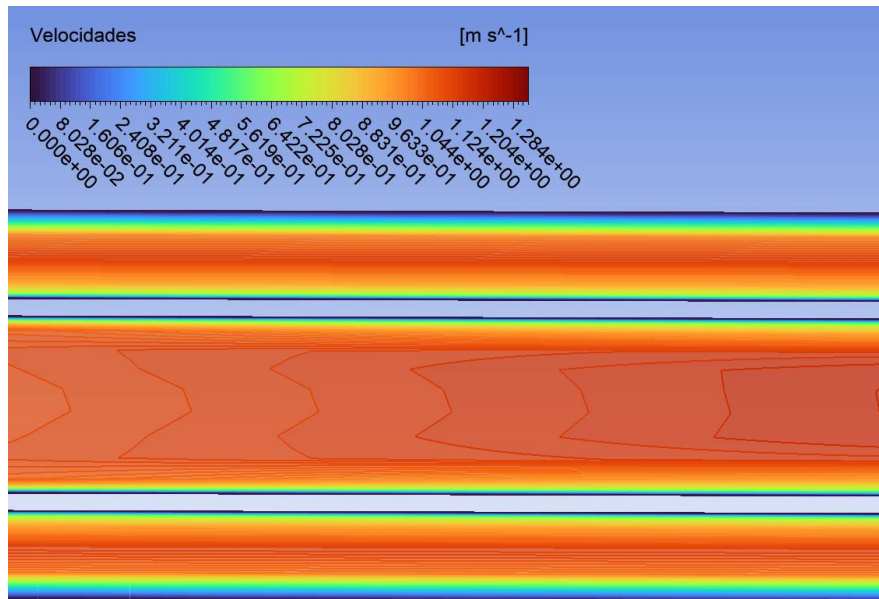
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura H. 7**

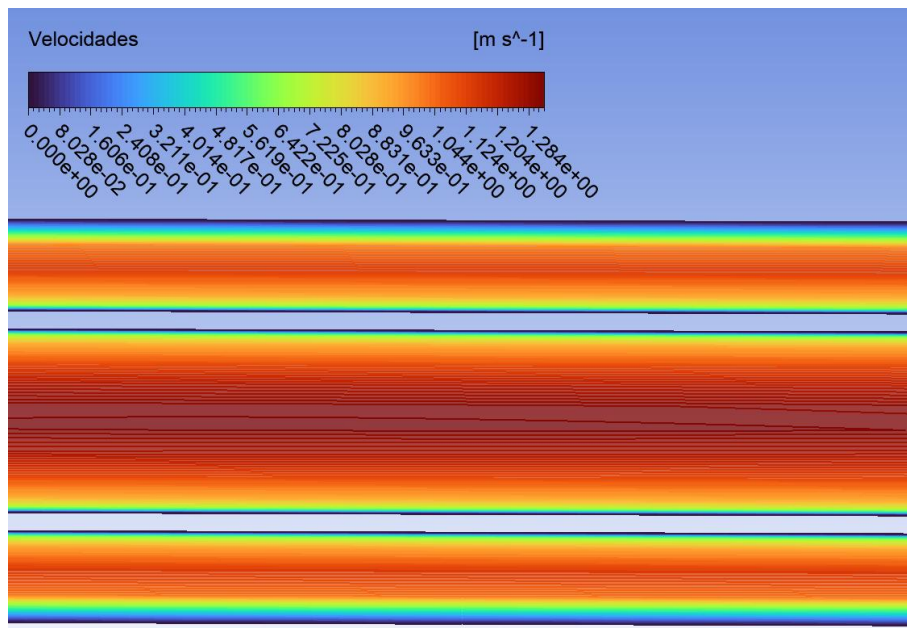
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



*Nota:* Se observa evolución del perfil hidrodinámico.

**Figura H. 8**

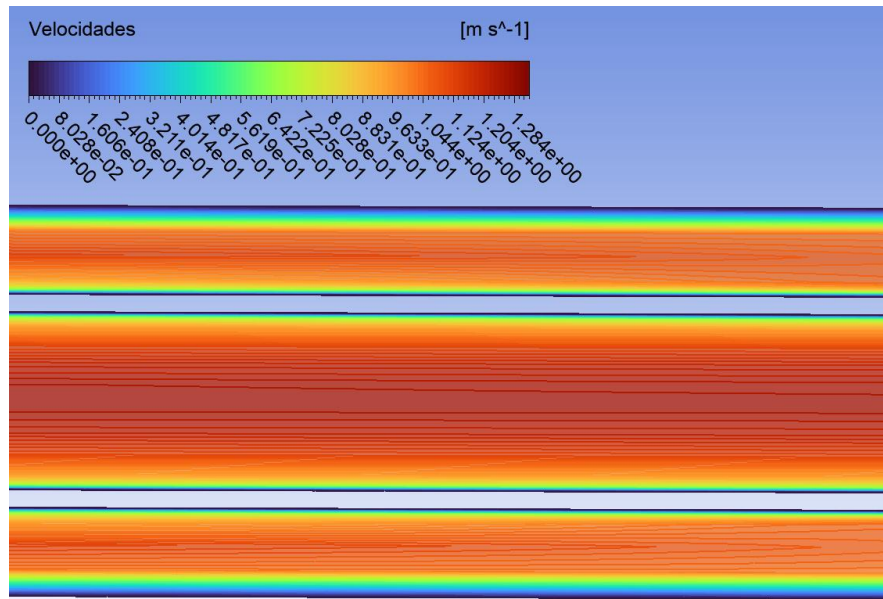
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* Fluido en fase de transición.

**Figura H. 9**

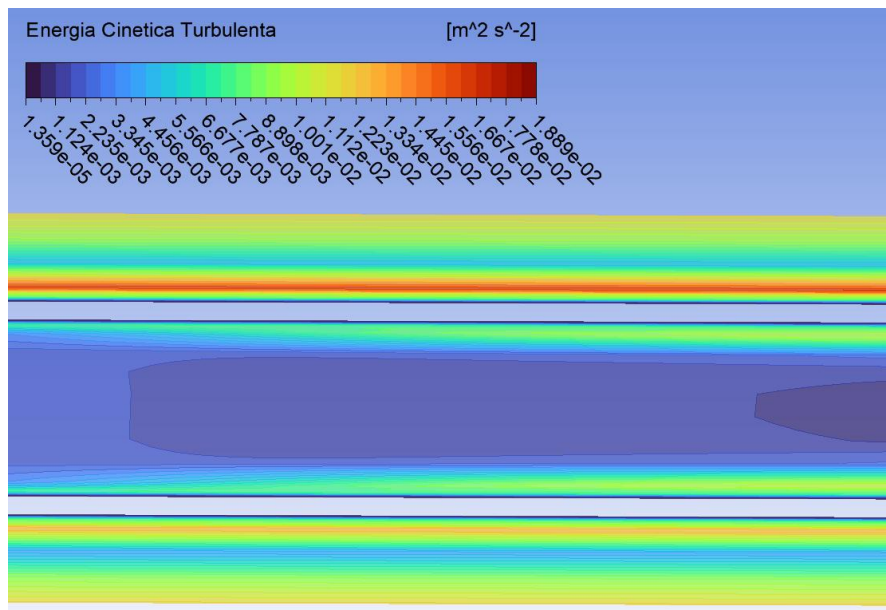
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



Nota: Fluido completamente desarrollado.

**Figura H. 10**

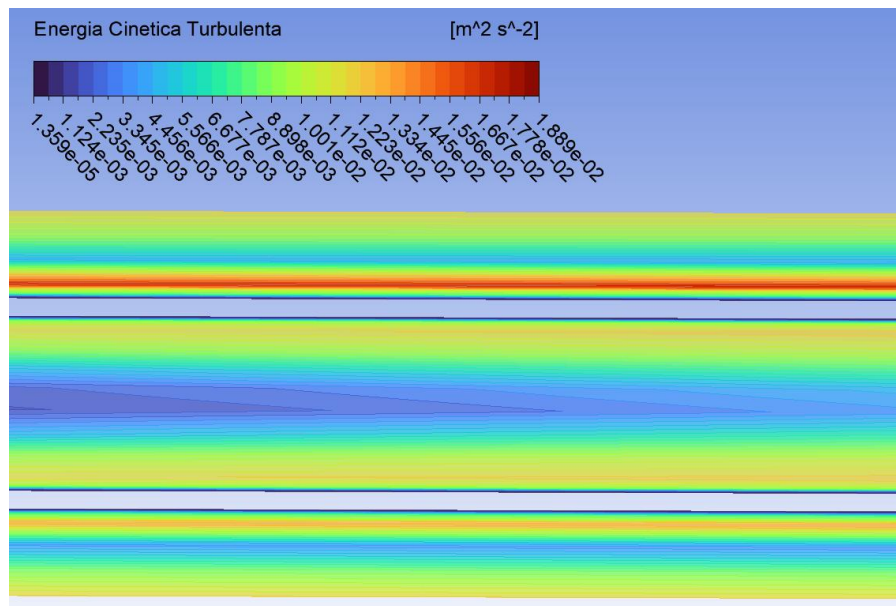
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura H. 11**

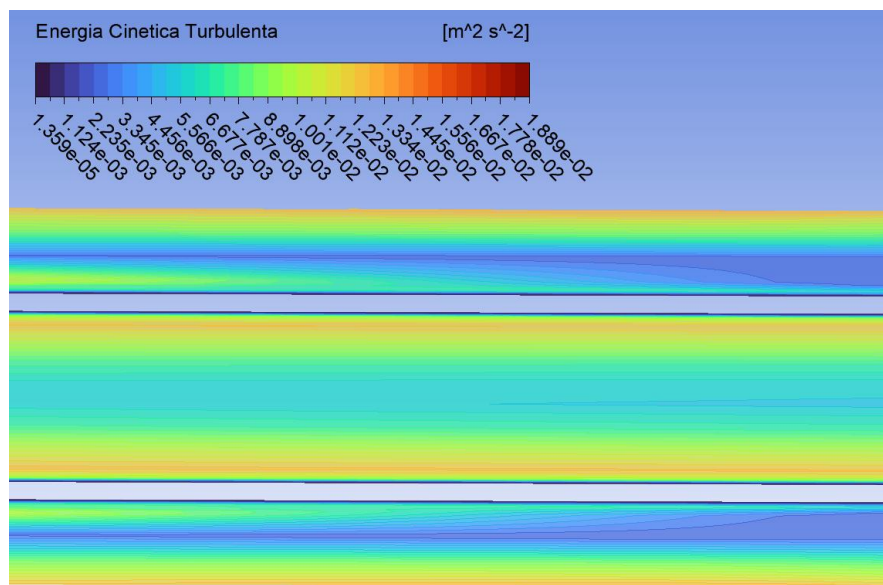
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura H. 12**

Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$

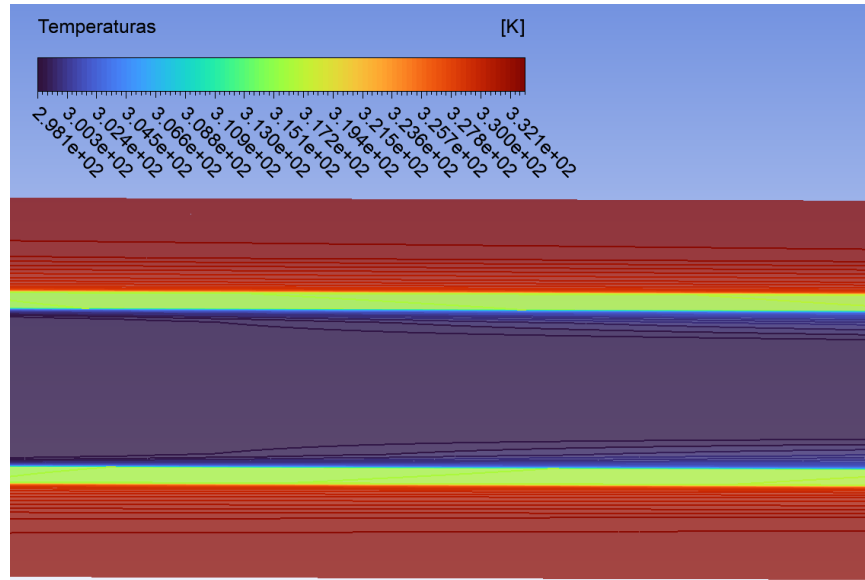


*Nota:* Flujo más homogéneo y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Apéndice I. Figuras de Postprocesado de contorno de velocidad, temperatura y energía turbulenta para el nanofluido 1%.**

**Figura I. 1**

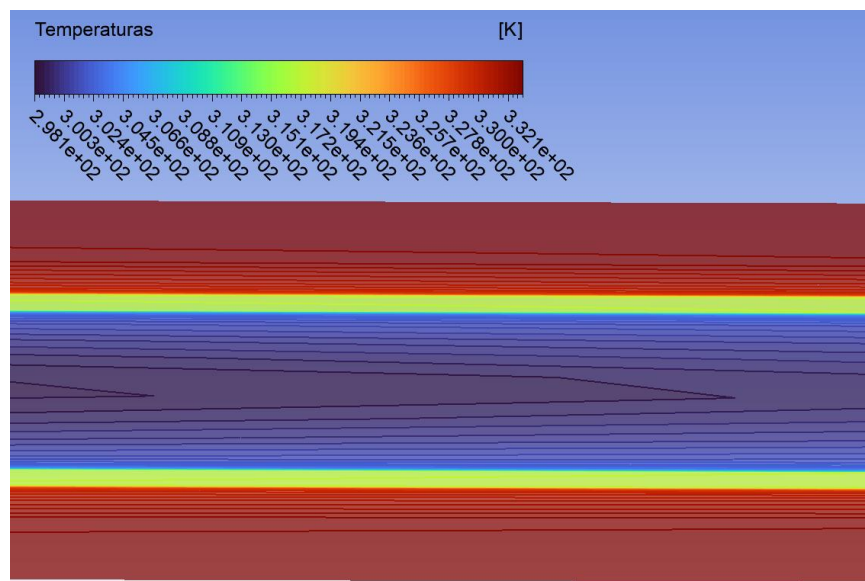
*Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$*



*Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.*

**Figura I. 2**

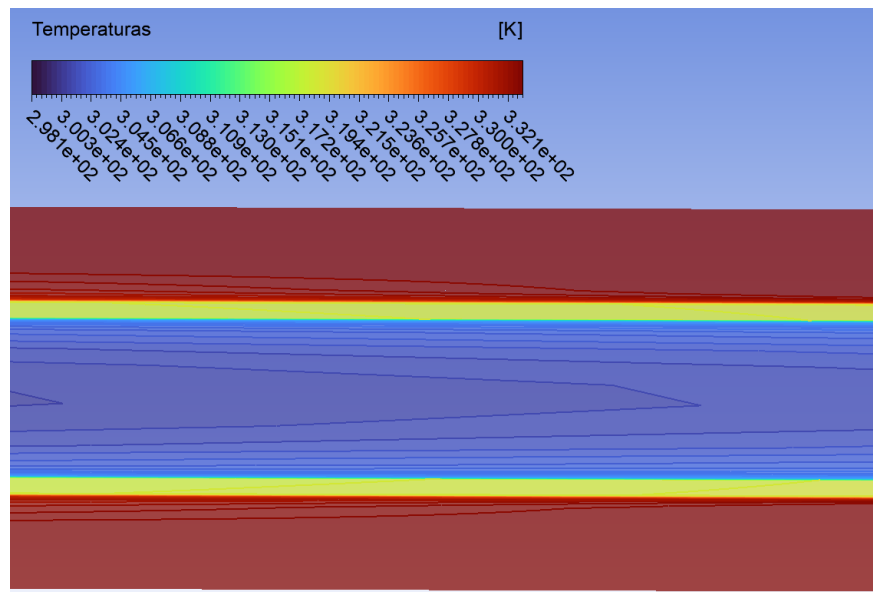
*Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$*



*Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.*

**Figura I. 3**

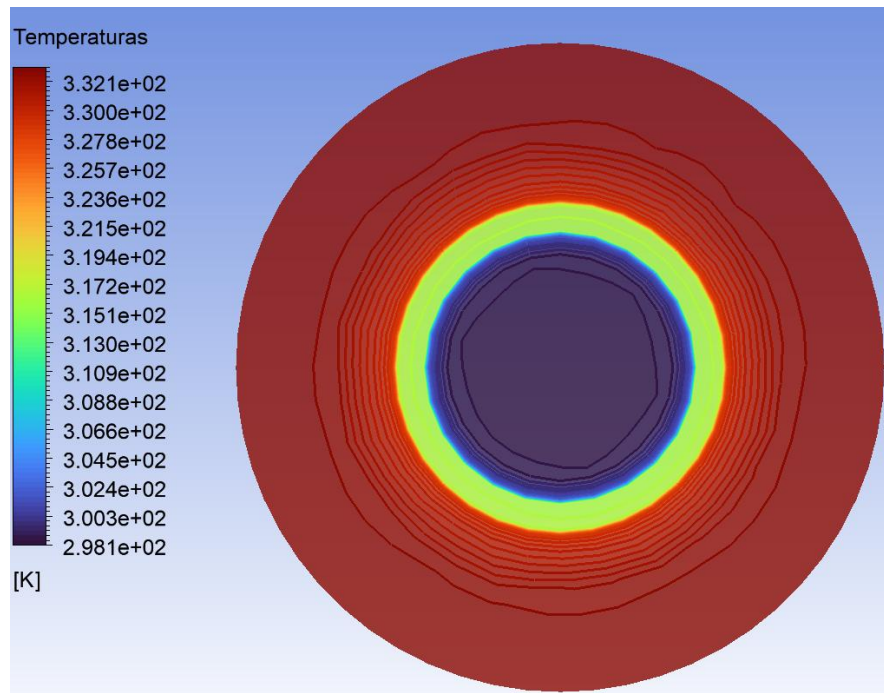
Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura I. 4**

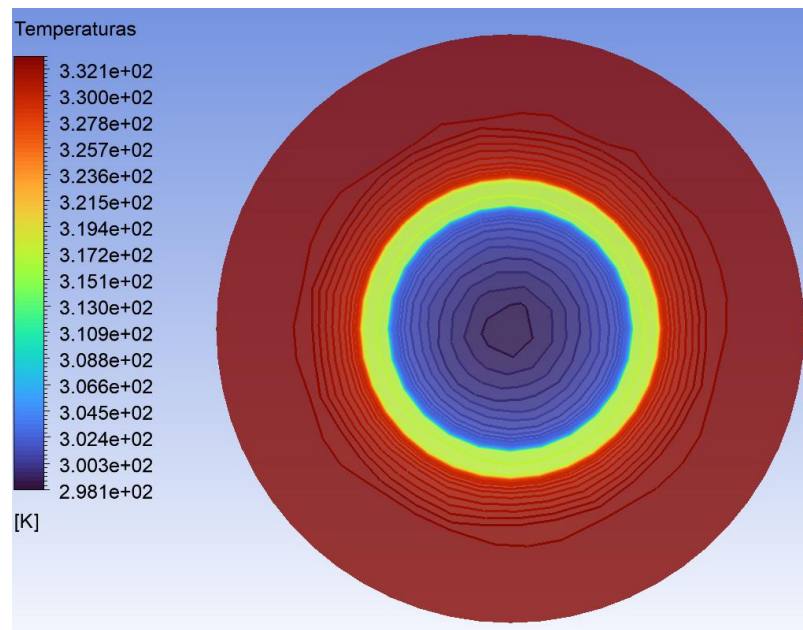
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna

**Figura I. 5**

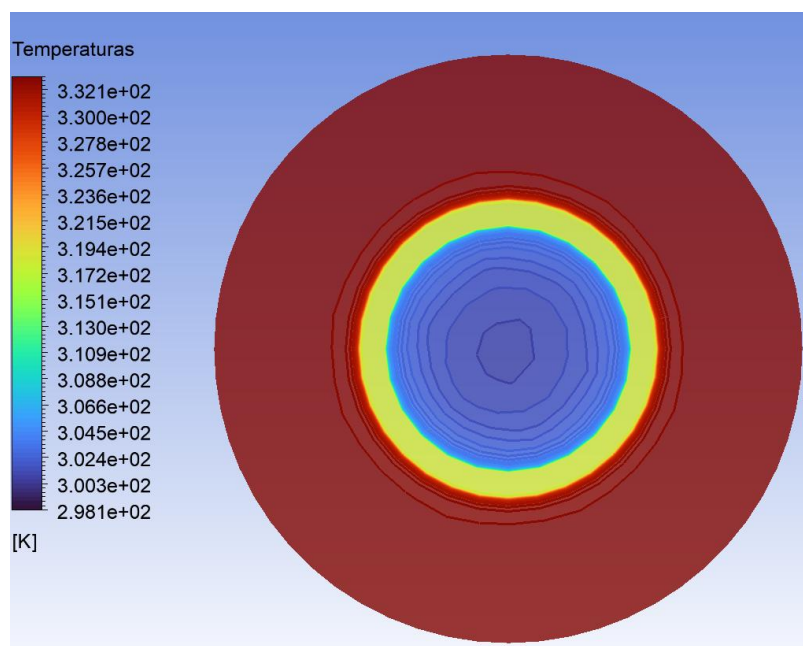
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura I. 6**

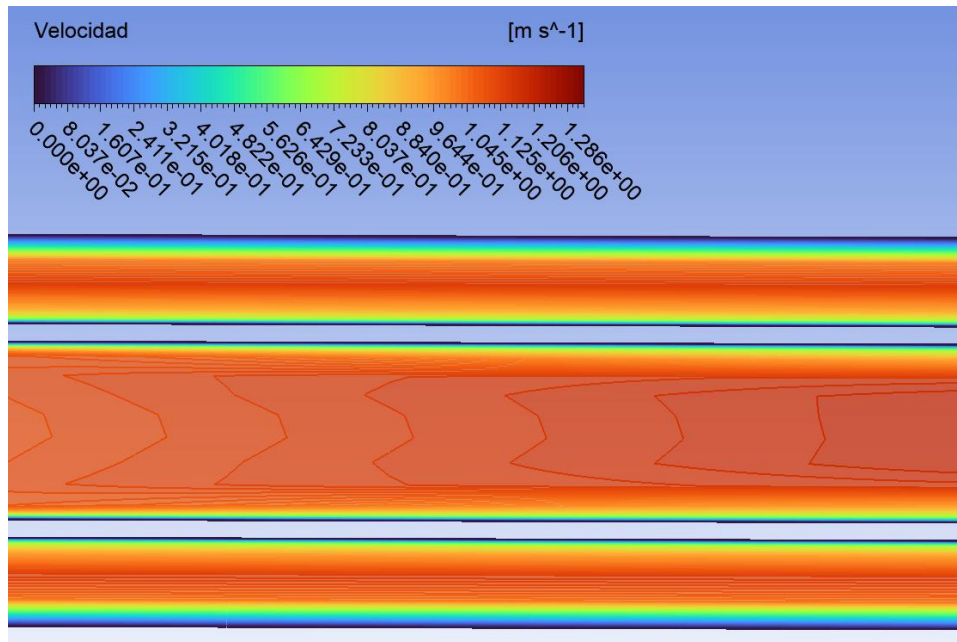
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura I. 7**

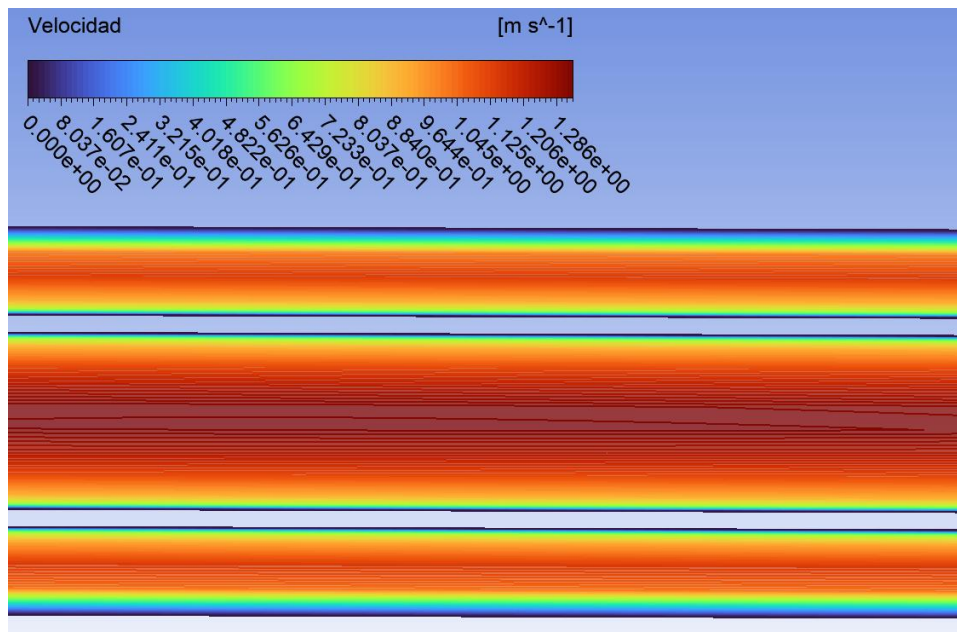
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: Se observa evolución del perfil hidrodinámico.

**Figura I. 8**

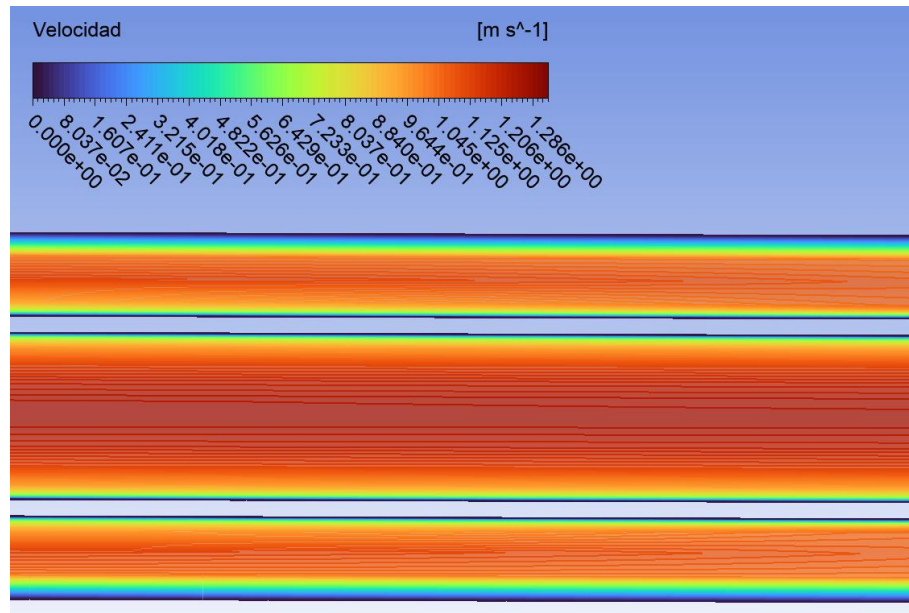
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



Nota: Fluido en fase de transición.

**Figura I. 9**

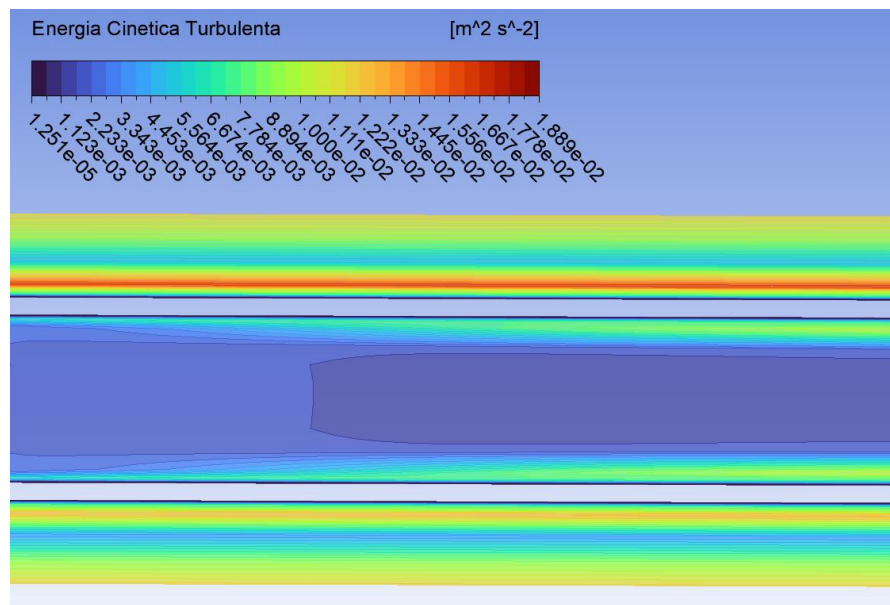
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



Nota: Fluido completamente desarrollado.

**Figura I. 10**

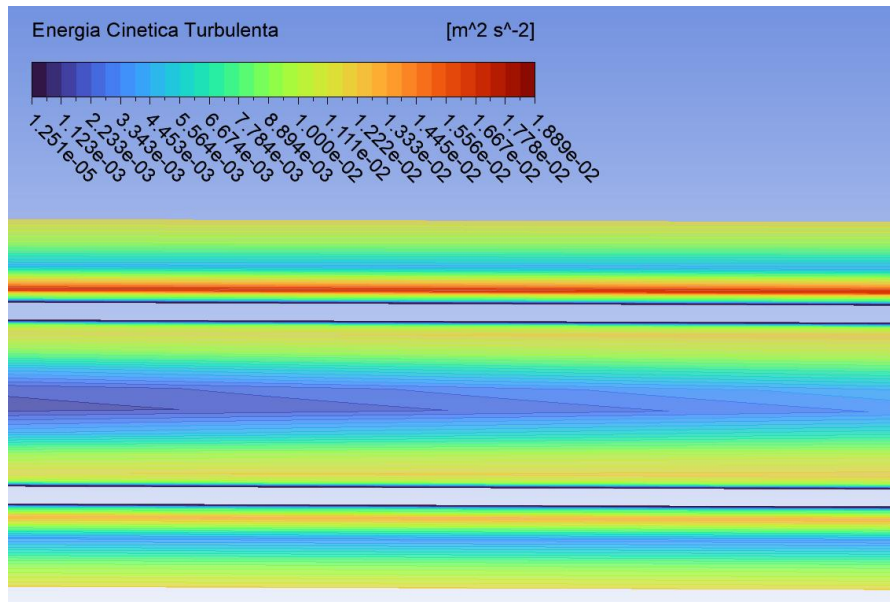
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura I. 11**

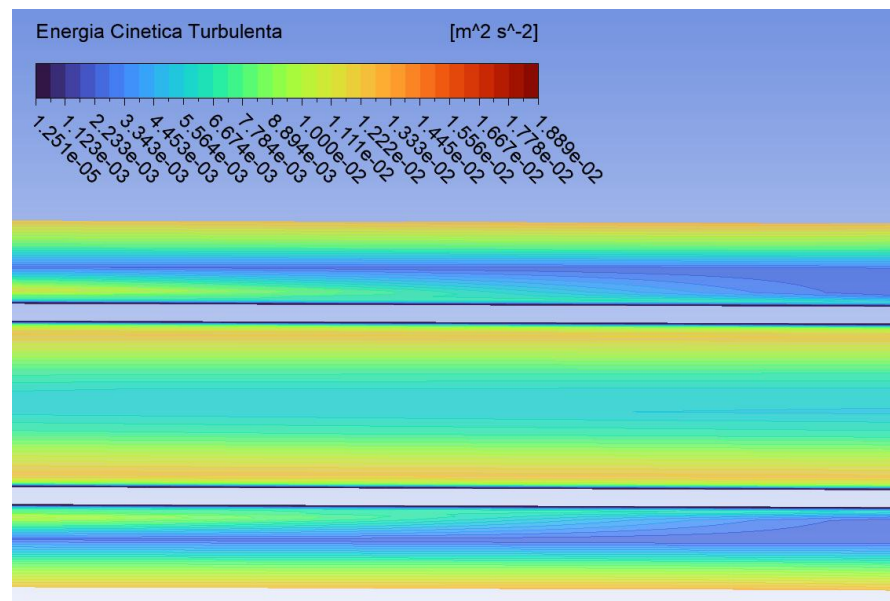
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura I. 12**

Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$

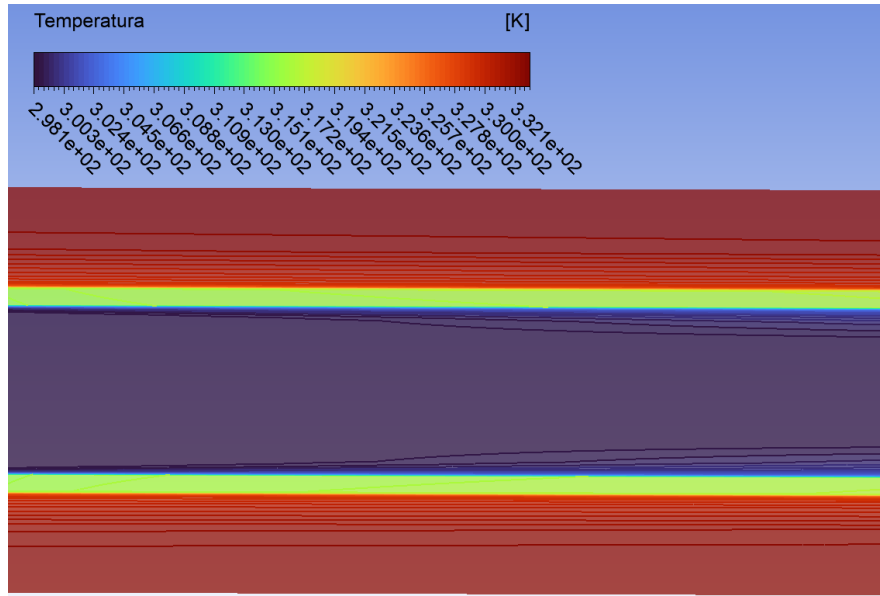


*Nota:* Flujo más homogéneo y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Apéndice J. Figuras de Postprocesado de contorno de velocidad, temperatura y energía turbulenta para el nanofluido 2%.**

**Figura J. 1**

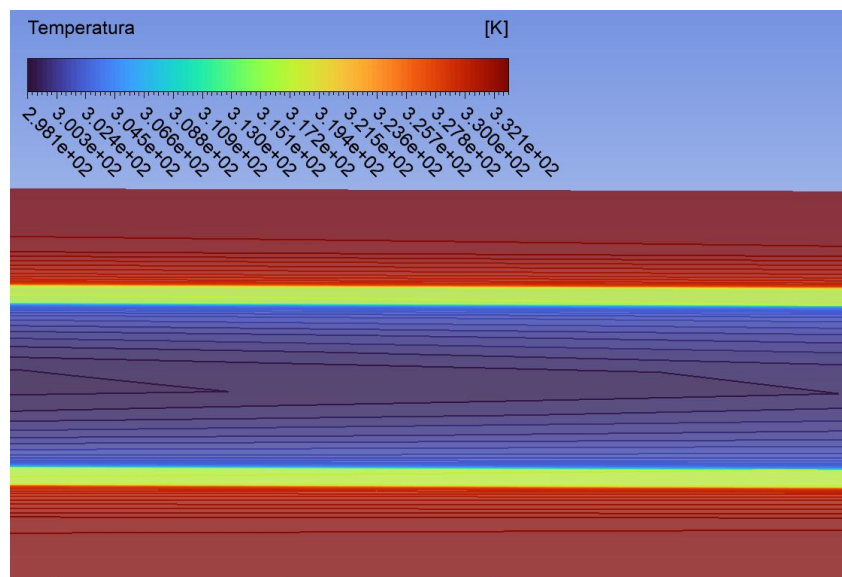
*Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$*



*Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna*

**Figura J. 2**

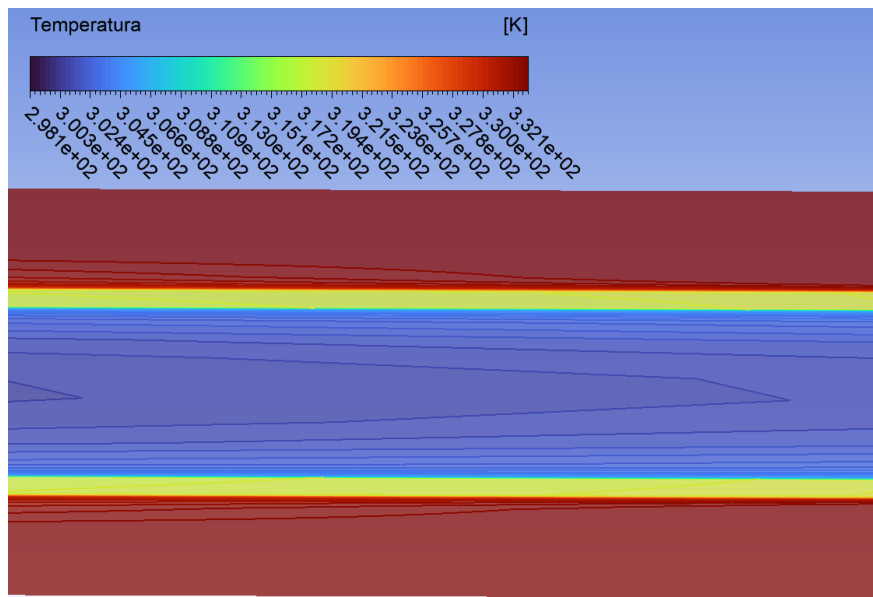
*Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$*



*Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.*

**Figura J. 3**

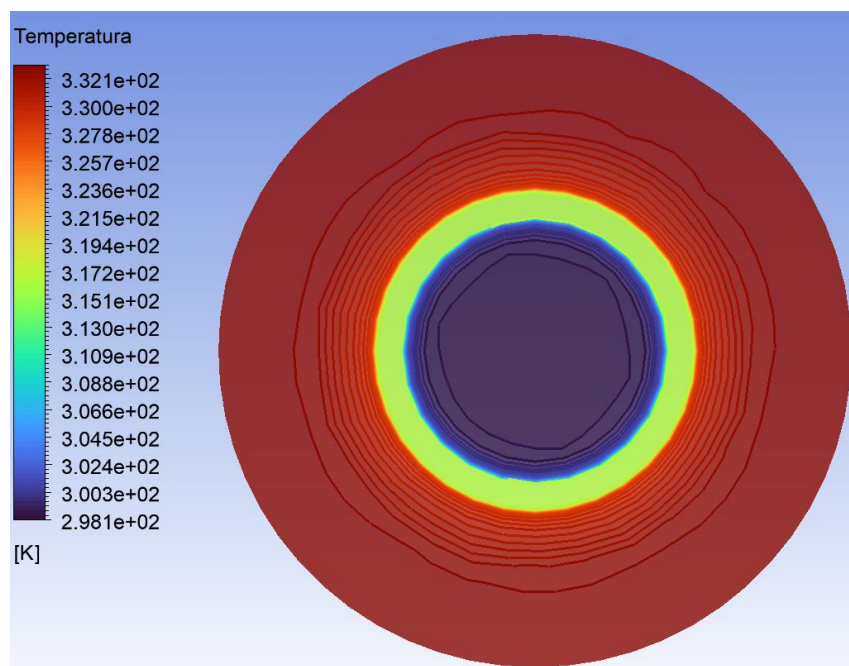
Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura J. 4**

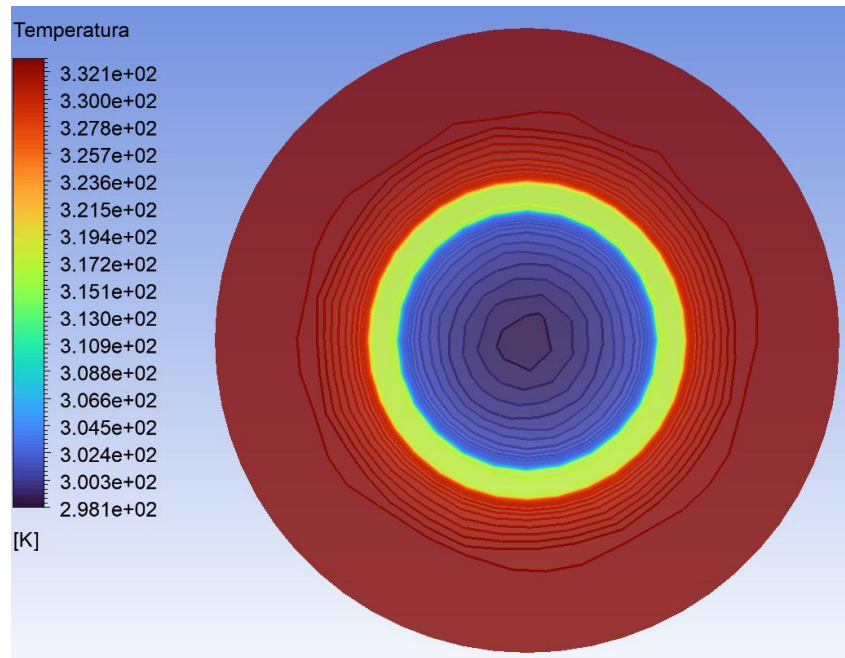
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna

**Figura J. 5**

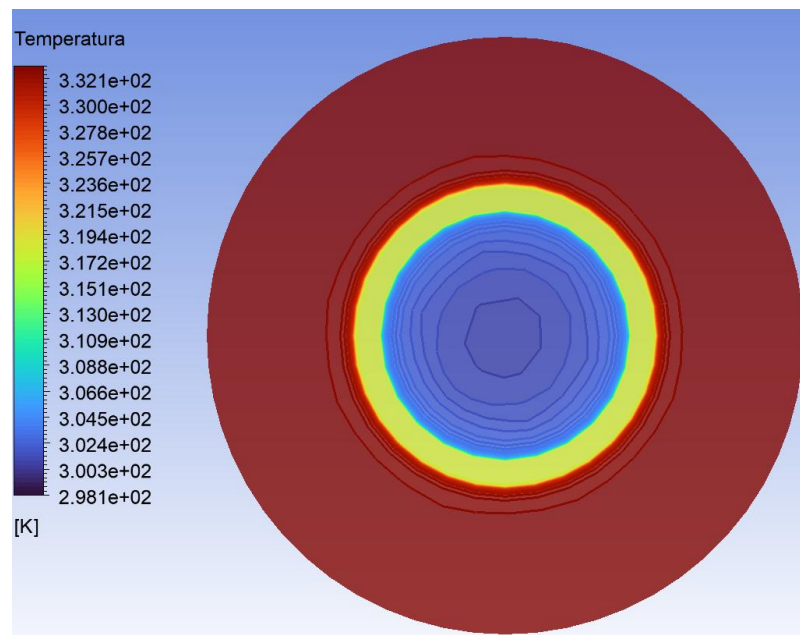
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura J. 6**

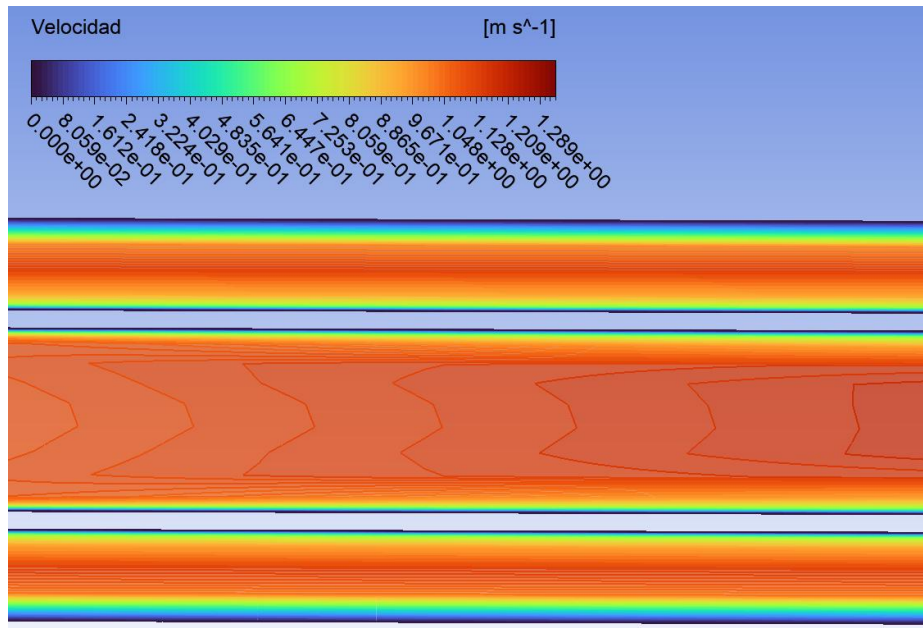
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura J. 7**

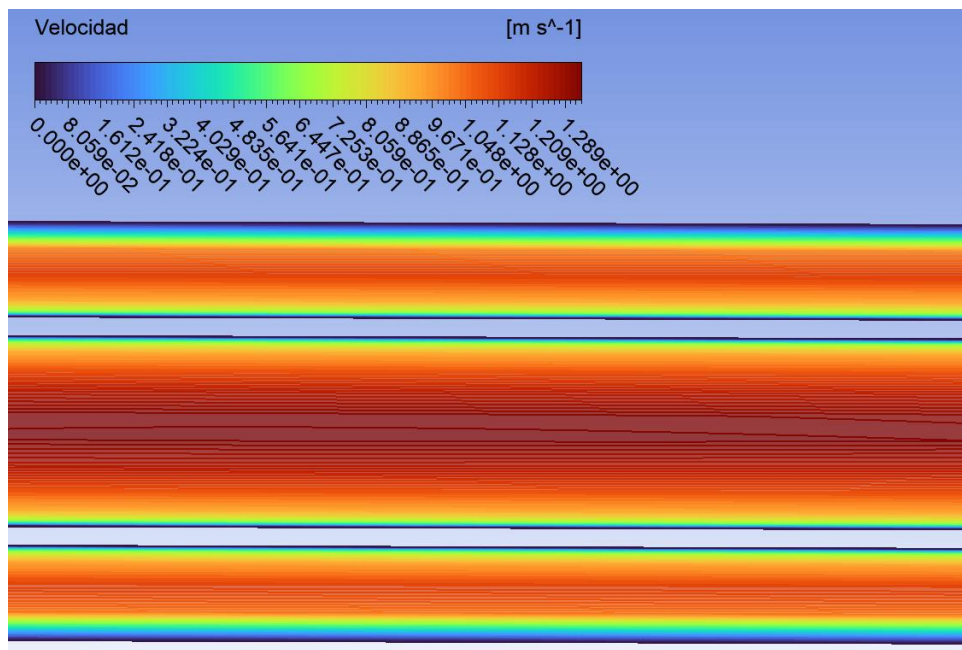
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: Se observa evolución del perfil hidrodinámico.

**Figura J. 8**

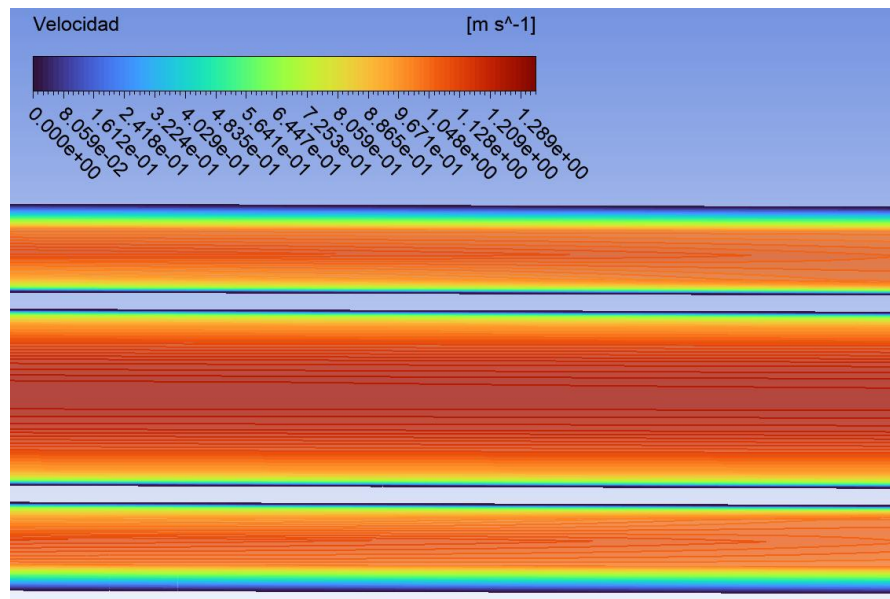
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



Nota: Fluido en fase de transición.

**Figura J. 9**

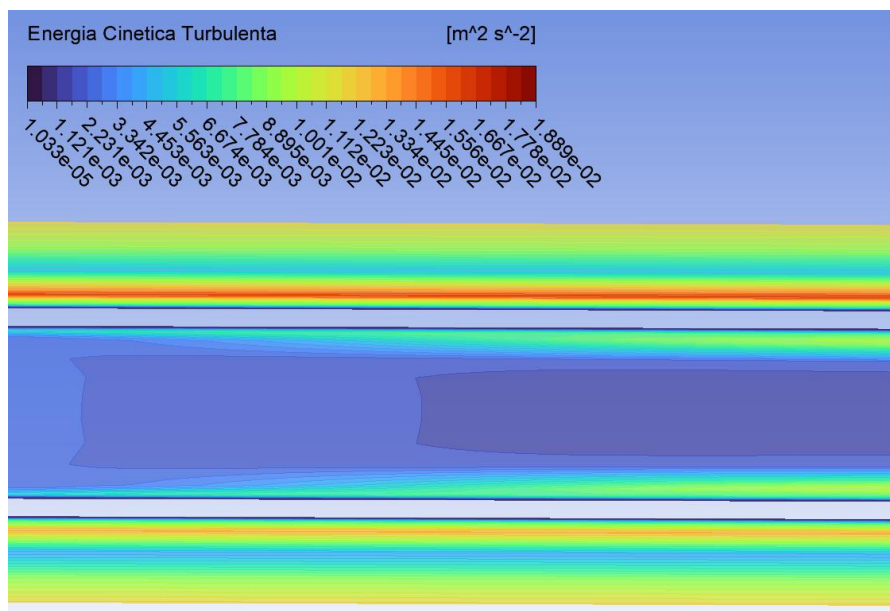
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



Nota: Fluido completamente desarrollado.

**Figura J. 10**

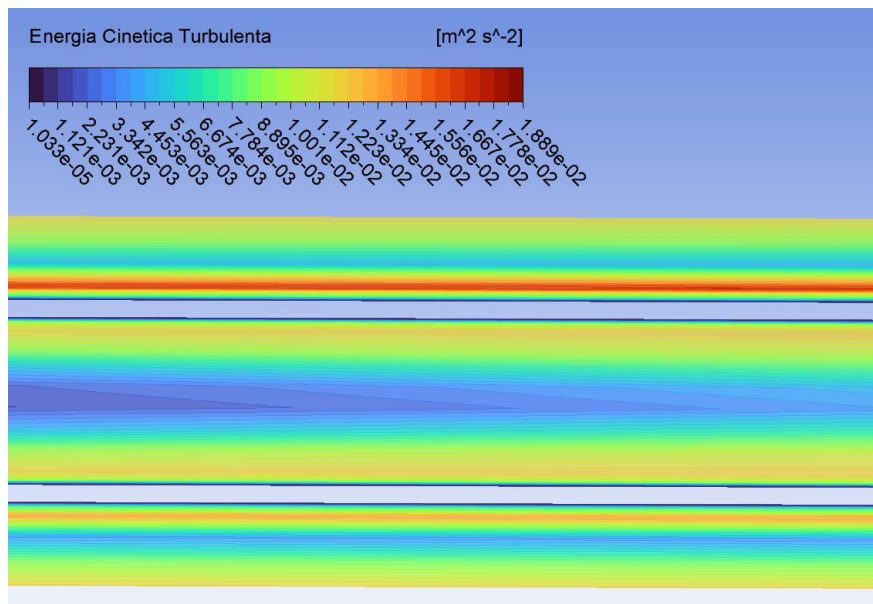
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura J. 11**

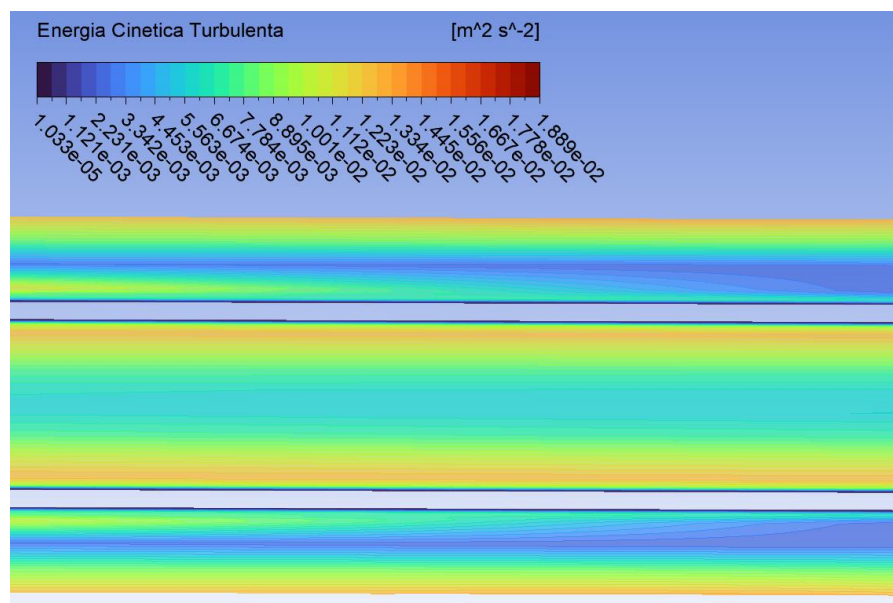
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura J. 12**

Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$

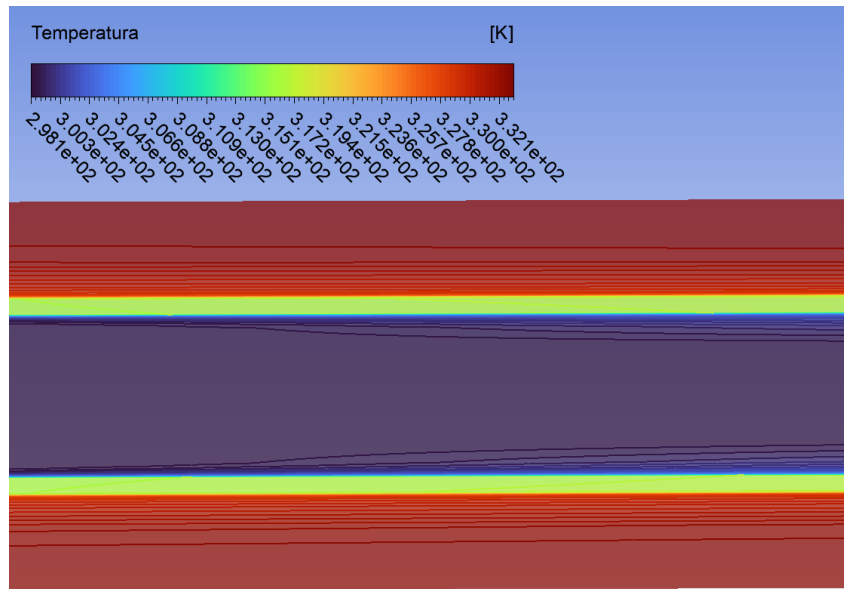


*Nota:* Flujo más homogéneo y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Apéndice K. Figuras de Postprocesado de contorno de velocidad, temperatura y energía turbulenta para el nanofluido 3%.**

**Figura K. 1**

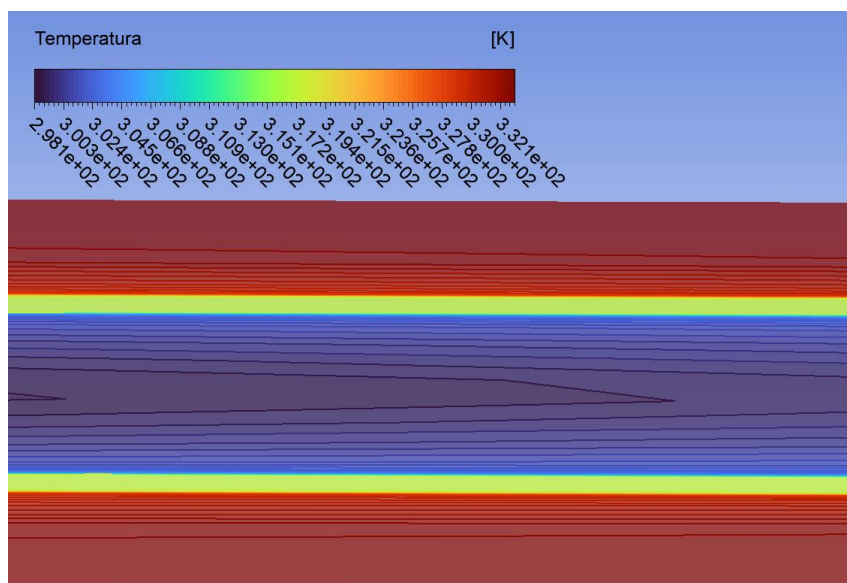
*Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$*



*Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna*

**Figura K. 2**

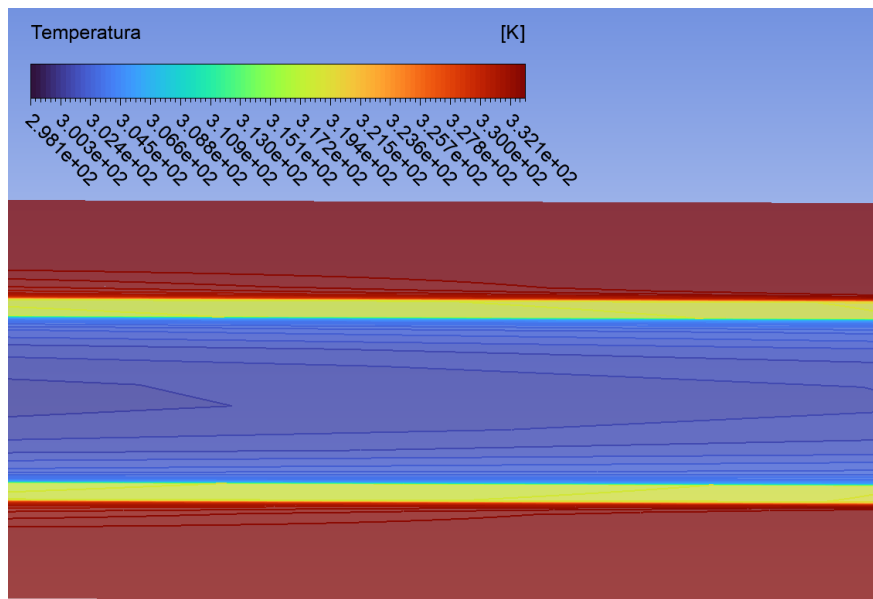
*Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$*



*Nota: mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.*

**Figura K. 3**

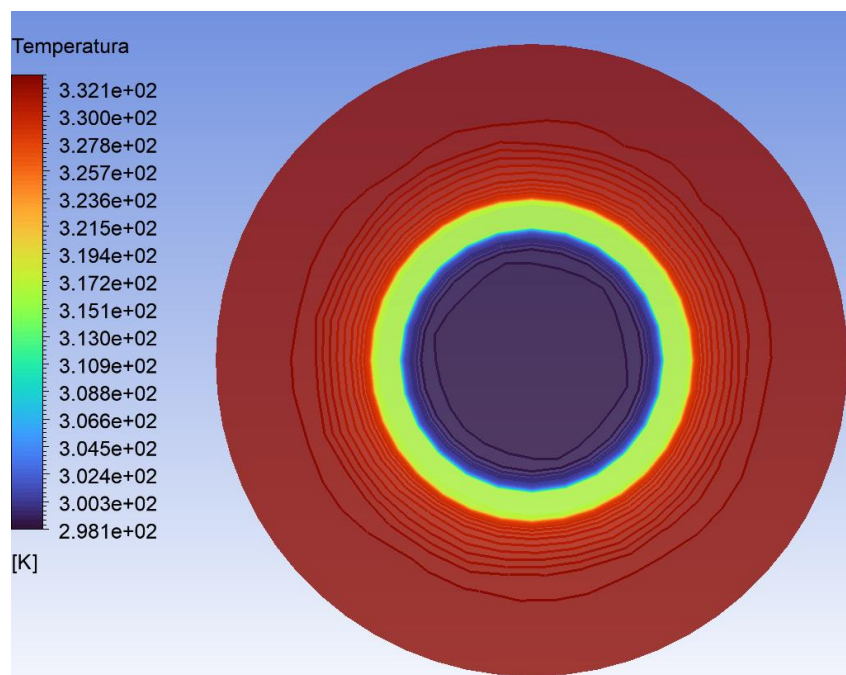
Contorno de Temperatura en plano axial del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura K. 4**

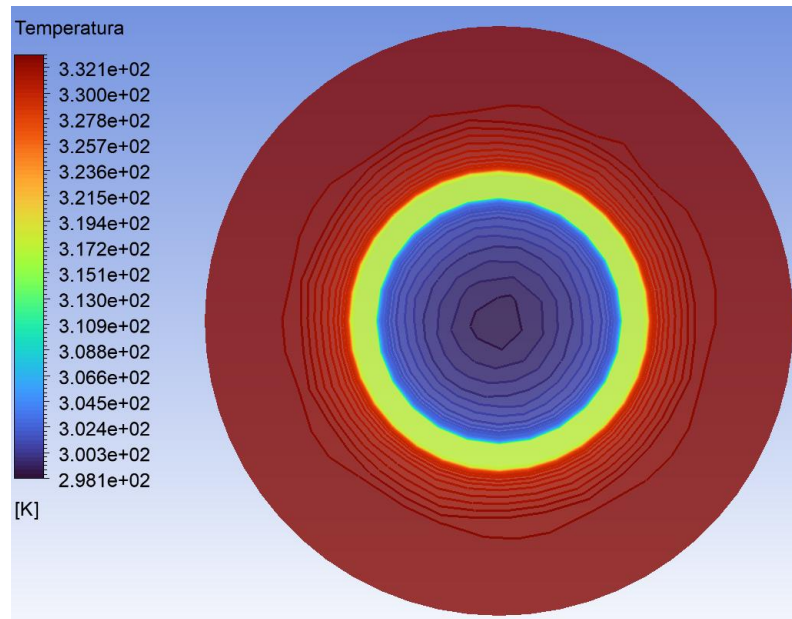
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna

**Figura K. 5**

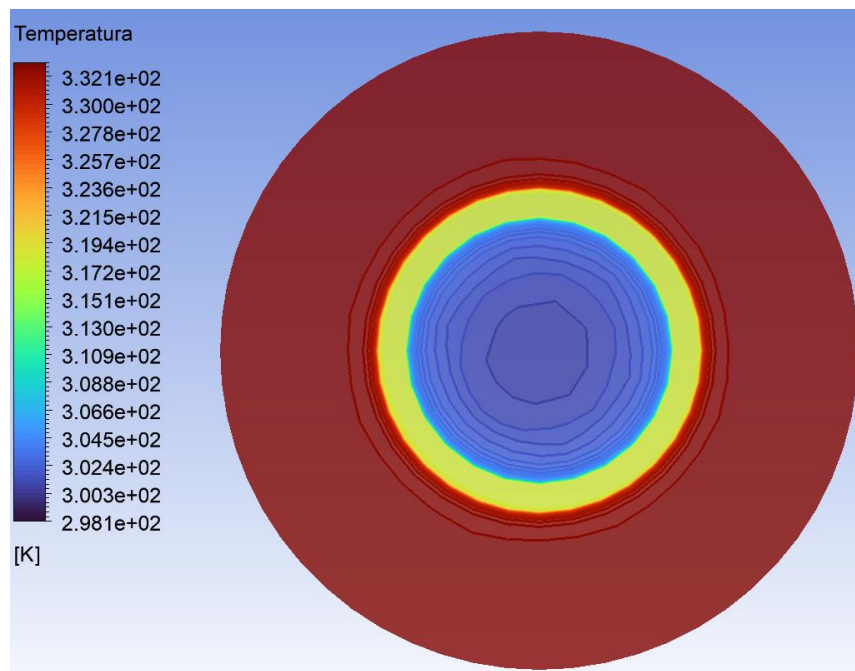
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura K. 6**

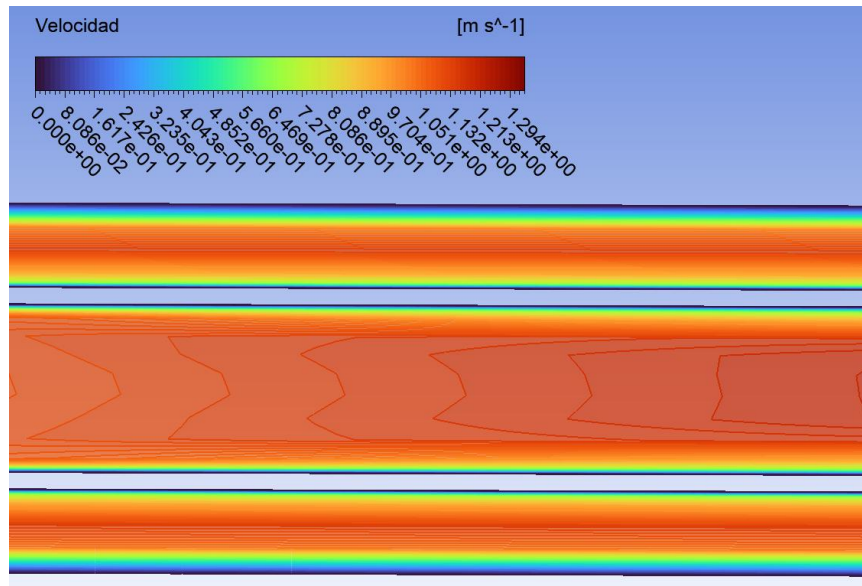
Contorno de temperaturas radiales del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



*Nota:* mayor delta de temperaturas en el punto de contacto con la pared interna.

**Figura K. 7**

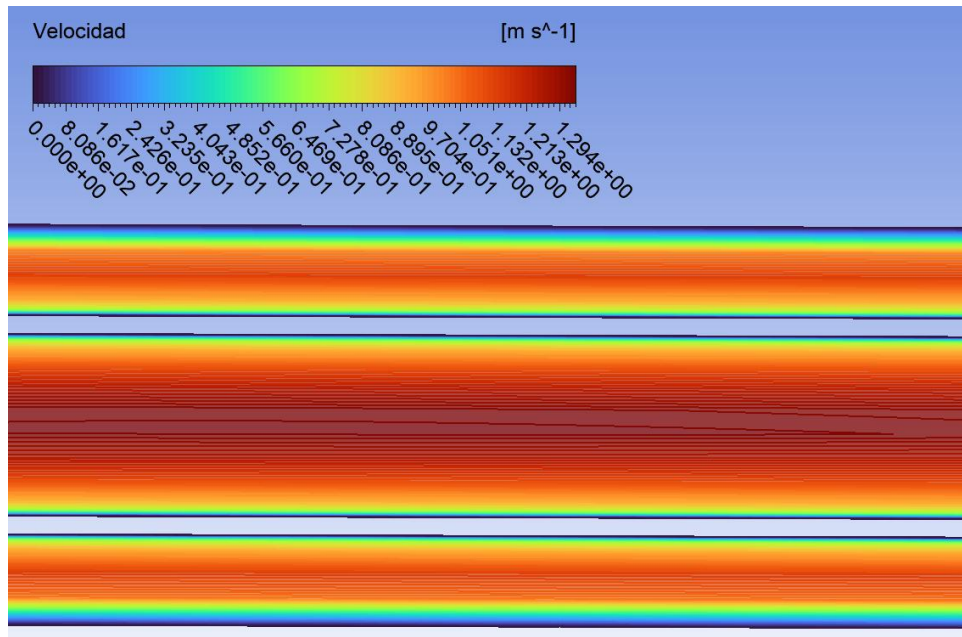
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: Se observa evolución del perfil hidrodinámico.

**Figura K. 8**

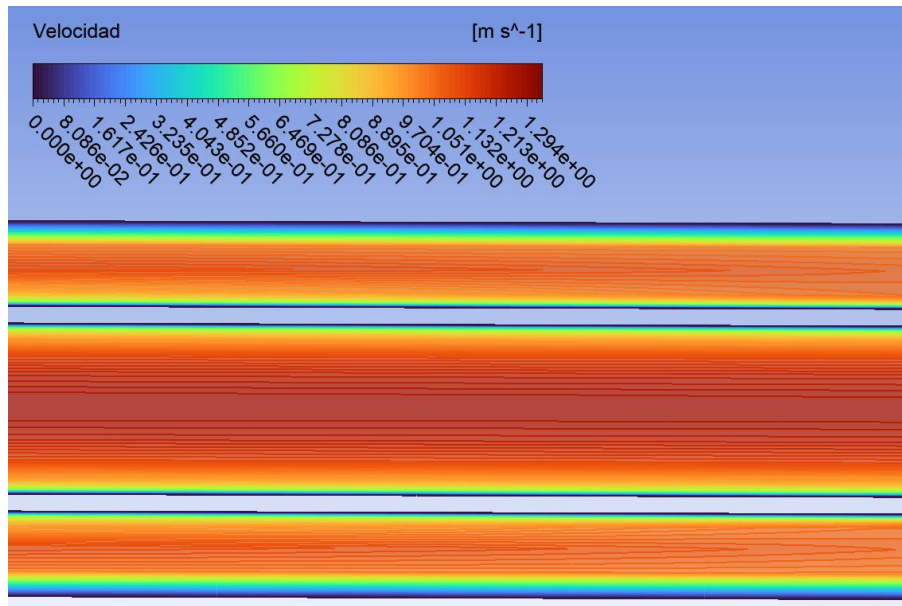
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



Nota: Fluido en fase de transición.

**Figura K. 9**

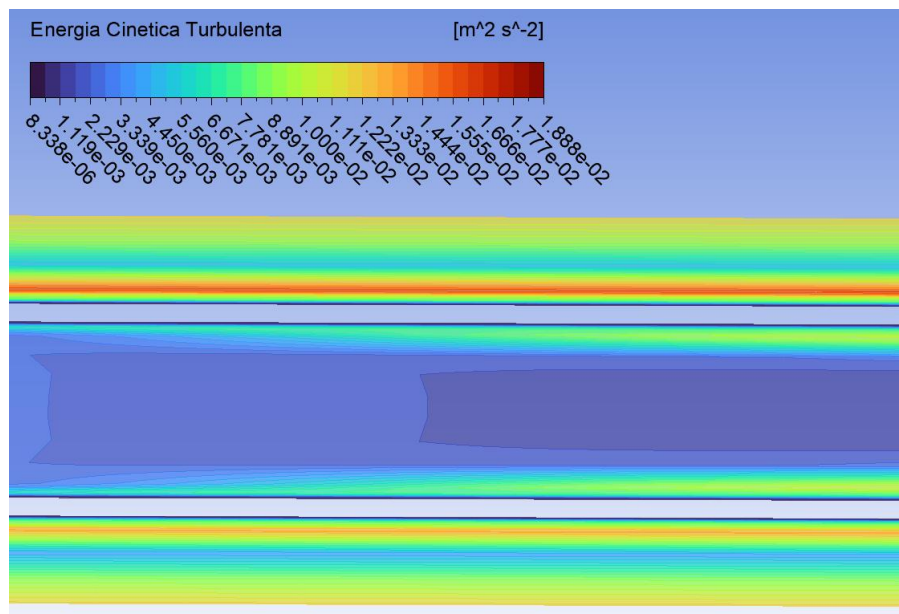
Contorno de velocidades del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



Nota: Fluido completamente desarrollado

**Figura K. 10**

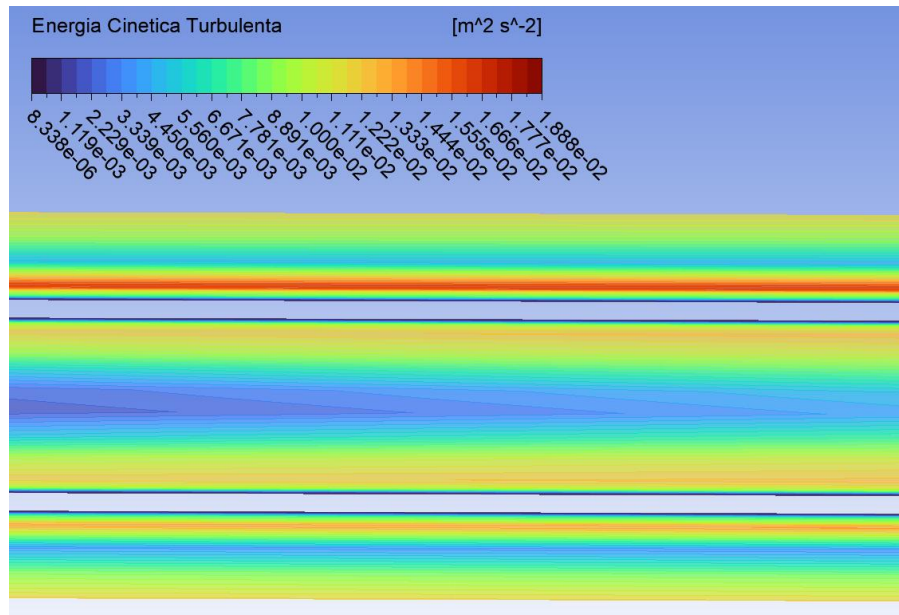
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.1$



Nota: Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura K. 11**

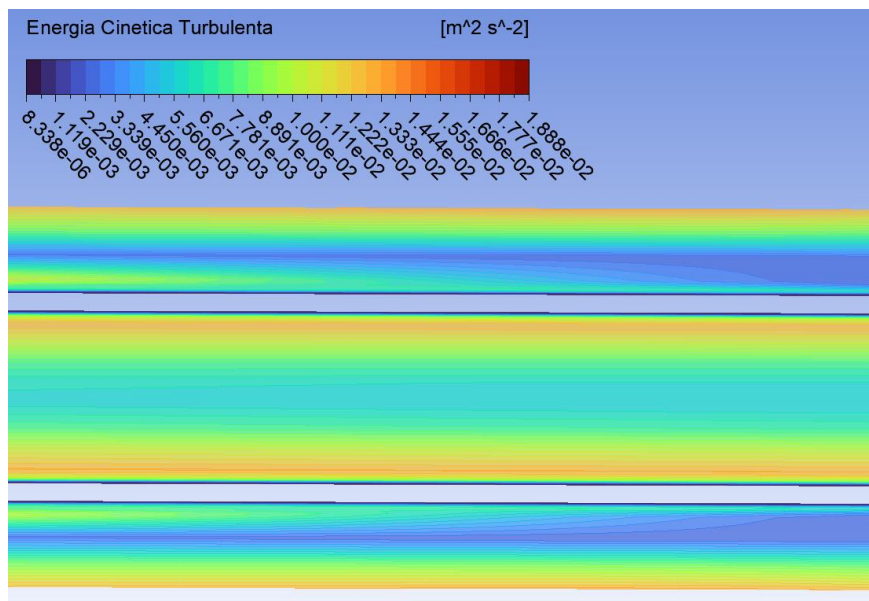
Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.5$



Nota: Evolución del perfil hidrodinámico y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.

**Figura K. 12**

Contorno de energía cinética turbulenta del intercambiador en  $\frac{x}{L} = 0.9$



Nota: Flujo más homogéneo y mayor energía turbulenta en las paredes del tubo.