



Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo
Tecnológico

Tesis de maestría

Evaluación térmica de un intercambiador de calor a contraflujo

Presentado por:

Ing. Beltrán López Marte Emmanuel

Ingeniero Mecánico por la Universidad Veracruzana Campus Coatzacoalcos

Como requisito para la obtención del grado de

Maestro en Ciencia en Ingeniería Mecánica

Director de tesis

Dr. Efraín Simá Moo

Codirectora de tesis

Dra. Samanta López Salazar

Cuernavaca, Morelos, México. Junio del 2025



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca Mor, 16/junio/2025

Oficio No. SAC/141/2025

Asunto: Autorización de impresión de tesis

MARTE EMMANUEL BELTRÁN LÓPEZ
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Evaluación térmica de un intercambiador de calor a contra flujo"**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y Tecnología al Servicio de México"

CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



c.c.p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/lmz



2025
Año de

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104,
e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx | tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico





Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., 09/junio /2025

OFICIO No. DIM/087/2025

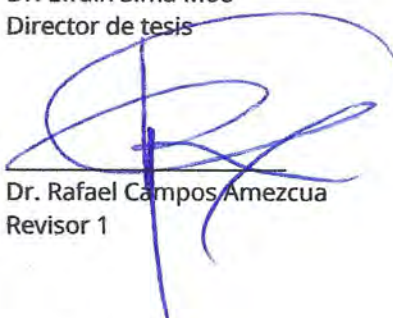
Asunto: Aceptación de documento de tesis
CENIDET-AC-004-M14-OFICIO

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Marte Emmanuel Beltrán López con número de control M23CE019, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado "Evaluación térmica de un intercambiador de calor a contra flujo" y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.


Dr. Efraín Simá Moo
Director de tesis


Dra. Samanta López Salazar
Director de tesis


Dr. Rafael Campos Amezcua
Revisor 1


Dr. Miguel Angel Chagolla Aranda
Revisor 2


Dra. Yvonne Chàvez Chena
Revisor 3

C.c.p. Depto. Servicios Escolares.
Expediente / Estudiante



2025
Año de

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 2108,
e-mail: dir_cenidet@tecnm.mx tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico



Agradecimientos

Con todo mi cariño y gratitud...

Al CONAHCYT Por el apoyo económico que me permitió seguir con mis estudios y el aprendizaje.

A mis asesores, el Dr. Efraín Sima Moo y la Dra. Samanta López Salazar: Gracias por guiarme con paciencia y sabiduría en este camino. Dr. Sima, gracias por confiar en mí y permitirme explorar este tema de estudio, donde aprendí conocimientos nuevos. A ambos, les agradezco por cada enseñanza, cada corrección (¡incluso los regaños!) y, sobre todo, por la amistad que construimos en el proceso.

A mis revisores, el Dr. Miguel Angel Chagolla Aranda, la Dra. Yvonne Chavez Chena y el Dr. Rafael Campos Amezcua: por el tiempo invertido en mí que ayudaron a mejorar el trabajo, muchas gracias.

Al CENIDET Por darme la oportunidad de desarrollar más mis estudios de posgrado.

A mis padres, Marte Beltrán Paz y Norma López Ramírez: Gracias por ser mi mayor inspiración. Su amor incondicional, sus consejos (y hasta esos regaños que ahora entiendo) me hicieron comprender cada sacrificio que han hecho por mí. Este logro es tan suyo como mío, porque sin su apoyo y fortaleza, no habría sido posible. ¡Los amo con todo mi corazón!

A mis hermanos, el Lic. Josué Beltrán López, Pas. Med. Hannia Beltrán López y mi hermano Isaías Fabián Beltrán Juárez: Gracias por estar siempre ahí, motivándome con sus palabras, celebrando mis avances y empujándome a seguir adelante incluso en los momentos difíciles. Este trabajo lleva un pedacito de cada uno de ustedes, porque su cariño fue mi combustible. ¡Los adoro!

A mis fieles compañeros, Kevin y Coda: A mis peludos héroes, que me acompañaron en las largas noches de trabajo, robándome sonrisas con sus travesuras y calentando mis pies cuando el cansancio llegaba. Su amor incondicional fue mi refugio. ¡Les prometo más paseos y premios ahora que termino!

A mis amigos, Alexa Iomara, Jesús Cortés, Adolfo Saenz, Edgar Sotelo, Sergio Elizaeld, Carlos, Hugo Coello, Javier, Jesús Eduardo (guess), Fernanda, María de los Ángeles, María del Carmen, Luis, Alejandro y los demás compañeros del departamento de Ingeniería Mecánica: Gracias por ser mi familia fuera de casa. Por los tacos, las risas, los desahogos y esos momentos que hicieron todo más ligero. Cada uno de ustedes dejó una huella en este proceso, y los llevo en mi corazón.

Al M.C. Ramiro de Aquino García: Por compartir su conocimiento con tanta pasión, por su paciencia infinita y por esos empujones (a veces fuertes, pero necesarios) que me motivaron a profundizar en el mundo del CFD.

A la Lic. Patricia Armas: Por sus enseñanzas académicas, pero sobre todo, por los momentos llenos de aprendizaje y risas.

Este trabajo es el resultado de todos ustedes. ¡Gracias por ser parte de mi historia!

Dedicatoria

Quiero dedicar este trabajo a mi familia quien me ha apoyado con seguir mis estudios. A mi Padre Marte Beltrán Paz que fue un dedicado trabajador, a mi hermosa y querida madre Norma López Ramírez dedicada sobre todo a sus hijos.

A mis hermanos el Lic. Josué Beltrán López, a mi hermanita la Pas. Med Hannia Beltrán López y mi hermanito Isaias Fabian Beltrán Juarez quien ha sido motivación de seguir superándome y el amor y cariño que les tengo.

A tí dios y Jesús por saber que siempre han estado conmigo y tengo mi vida con ellos.

Quiero dedicar este trabajo a mi madre Norma López Ramírez quien ha sido mi mayor motivación en mis estudios. Realmente hago esto por ella, para que se sienta orgullosa de saber que aquel niño de primaria que sacaba bajas calificaciones y notas reprobatorios realmente se está superando.

Por otro lado, quiero dedicarle mi trabajo a mi padre Marte Beltrán Paz quien ha sido otra motivación, lo quiero mucho, lo aprecio, y lo extraño.

A mis chuchos Kevin y Coda que son mis mascotas y los amo con todo mi corazón en especial a mi Kevin mi perro consentido

Para reflexionar

La felicidad no reside en el dinero, ni en los títulos, ni en la búsqueda del poder por el poder, la felicidad es estar bien con uno mismo, con nuestra consciencia y con el prójimo. **Andres Manuel López Obrador (1953 - actual (2025))**.

Me encanta equivocarme porque eso significa que en ese instante he aprendido algo nuevo ese día. **Neil deGrasse Tyson (1958 - actual (2025))**

Nada es demasiado maravilloso para ser verdad, sino es consistente con las leyes de la naturaleza. **Michael Faraday (1791 - 1867)**

Cada uno de nosotros es una preciosidad, en una perspectiva cósmica. Si alguien discrepa de tus opiniones, déjalo vivir. En un trillón de galaxias, no hallarías otro igual. Debemos darnos cuenta del milagro que significa poder experimentar la vida. **Carl Sagan (1934 - 1996)**

Resumen

El presente estudio aborda el problema de la optimización del desempeño térmico en un intercambiador de calor a contra flujo de tubos concéntricos, para utilizarse en aplicaciones de secado de productos. Para enfrentar este problema, se empleó un enfoque teórico-experimental. Se desarrolló un modelo numérico del intercambiador de calor, el cual fue validado experimentalmente. Además, se realizó un análisis paramétrico variando la velocidad del fluido entre 1 y 6 m/s y la temperatura de entrada entre 20 y 60 °C, con el objetivo de analizar el comportamiento térmico del sistema bajo diferentes condiciones operativas. Los resultados demostraron que la velocidad del fluido interno influye significativamente en la constante de tiempo y en la estabilización térmica: a 1.8 m/s la constante alcanzó 670 s, mientras que a 5.2 m/s se redujo a 430 s. La validación numérica mostró diferencias inferiores al 8 % en la mayoría de los casos, salvo en el fluido externo, donde se identificó una discrepancia del 21.7 % atribuida a variaciones en la temperatura de entrada y las condiciones de frontera. Asimismo, se observó que a una velocidad de 1.8 m/s y temperatura de entrada de 20 °C, la efectividad térmica disminuyó de 64.5 % a 39.1 % al aumentar la temperatura a 60 °C. Para velocidades intermedias (3.3 - 4.8 m/s), la efectividad se situó entre 80.8 % y 48.1 %. El coeficiente global de transferencia de calor aumentó con la velocidad del fluido, aunque con una mejora menos significativa a partir de 3 m/s. Se concluye que la metodología empleada permitió evaluar el desempeño térmico del intercambiador. El estudio energético, por simulaciones de dinámica de fluidos computacional, proporciona una información de un análisis detallado y la caracterización del intercambiador de calor, lo cual proporciona una base técnica para su posible implementación en procesos industriales de secado.

Palabras clave: Intercambiador de calor a contra flujo; Tubos concéntricos; Dinámica de Fluidos Computacional; Constante de tiempo; Aire.

Abstract

This study addressed the problem of optimizing the thermal performance of a concentric tube counterflow heat exchanger intended for product drying applications. A theoretical-experimental approach was applied to solve this problem. A numerical model of the heat exchanger was developed and experimentally validated. A parametric analysis was also conducted by varying the fluid velocity from 1 to 6 m/s and the inlet temperature from 20 to 60 °C in order to analyze the thermal behavior of the system under different operating conditions. The results showed that the internal fluid velocity significantly influenced the time constant and thermal stabilization: at 1.8 m/s, the time constant reached 670 s, while at 5.2 m/s, it decreased to 430 s. Numerical validation exhibited differences below 8 % in most cases, except for the external fluid, where a 21.7 % discrepancy was identified, attributed to variations in inlet temperature and boundary conditions. Additionally, it was observed that at a velocity of 1.8 m/s and an inlet temperature of 20 °C, thermal effectiveness decreased from 64.5 % to 39.1 % when the temperature increased to 60 °C. For intermediate velocities (3.3–4.8 m/s), effectiveness ranged between 80.8 % and 48.1 %. The overall heat transfer coefficient increased with fluid velocity, although the improvement became less significant beyond 3 m/s. It was concluded that the applied methodology allowed for a comprehensive evaluation of the heat exchanger's thermal performance. The energy analysis, supported by computational fluid dynamics simulations, provided detailed information for the characterization of the heat exchanger, which proved useful for its implementation in industrial drying processes.

Keywords: Counterflow heat exchanger; Concentric tubes; Computational Fluid Dynamics; Time constant; Air.

Índice general

Índice general	IV
Índice de figuras	VI
Índice de tablas	VIII
Nomenclatura	X
1. Introducción	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Planteamiento del problema	3
1.3. Revisión de la literatura	6
1.3.1. Estudios teóricos	6
1.3.2. Estudios experimentales	8
1.3.3. Estudios teóricos-experimentales	10
1.4. Conclusión de la revisión bibliográfica	12
1.5. Objetivos	13
1.6. Alcance	13
1.7. Descripción de los capítulos	14
2. Marco teórico	16
2.1. Clasificación de los intercambiadores de calor	17
2.1.1. Disposición geométrica	17
2.1.2. Dirección de flujo	22
2.2. Intercambiadores de calor en secado	25
2.3. Modelado de un Intercambiador de calor a contra flujo	26
2.3.1. Modelo físico	26
2.3.2. Modelo matemático	28
2.4. Mecanismos de transferencia de calor	30

2.4.1.	Conducción	30
2.4.2.	Convección	32
2.4.3.	Radiación	34
2.5.	Software de simulación: Ansys Fluent	36
2.5.1.	Preproceso	38
2.5.2.	Procesamiento	38
2.5.3.	Postproceso	39
2.6.	Indicadores de desempeño térmico	40
2.6.1.	Balance de energía del sistema	41
2.6.2.	Método de la diferencia de temperatura media logarítmica	42
2.6.3.	Coeficiente global de transferencia de calor U	46
2.6.4.	Método de la efectividad-Unidades de transferencia	50
2.6.5.	Constante de tiempo	51
3.	Modelo experimental e instrumentación	52
3.1.	Instrumentación	54
3.2.	Puesta en marcha del sistema	58
3.2.1.	Proceso de obtención de datos experimentales	60
3.3.	Resultados de las pruebas experimentales	61
4.	Simulación del intercambiador de calor	65
4.1.	Creación de la geometría	66
4.1.1.	Creación de las selecciones nombradas	69
4.2.	Mallado del sistema	70
4.3.	Procesamiento	74
4.3.1.	Configuración de simulación del intercambiador de calor	76
4.4.	Post-procesamiento y verificación	80
5.	Resultados	83
5.1.	Constante de tiempo	84
5.2.	Validación	88
5.2.1.	Resultados de la validación	91
5.3.	Efectividad del sistema	95
5.4.	Análisis de las variables de desempeño térmico	99
6.	Conclusiones y recomendaciones	103
6.1.	Conclusiones	104
6.2.	Recomendaciones para trabajos futuros	105
A.	Retribuciones sociales	120
B.	Anexo. Cálculo de la incertidumbre de la constante de tiempo	125

Índice de figuras

2.1. Intercambiador de calor de tubos concéntricos.	18
2.2. Intercambiador de calor helicoidal.	19
2.3. Intercambiador de calor con aletas.	20
2.4. Intercambiador de calor de placas planas.	21
2.5. Dirección con flujo cruzado.	23
2.6. Dirección con flujo paralelo.	24
2.7. Dirección a contra flujo.	25
2.8. Temperaturas requeridas para secar diferentes tipos de alimentos.	26
2.9. Intercambiador de calor del presente estudio.	27
2.10. Conducción de calor en una pared plana.	31
2.11. Transferencia de calor de una superficie caliente hacia el aire por convección.	33
2.12. Transferencia de calor por radiación de una superficie.	35
2.13. Balance de energía para los dos fluidos de trabajo del intercambiador de calor.	41
2.14. Elementos diferenciales del comportamiento de la temperatura a lo largo del intercambiador de calor.	43
2.15. Red de resistencias térmicas relacionadas con la tasa de transferencia de calor en los tubos internos.	47
3.1. Partes del equipo experimental del intercambiador de calor. a) intercambiador de calor, b) estructura de soporte, c) cámara de combustión y d) codos a 90°.	53
3.2. Representación de los dos tubos del intercambiador de calor. Tubo externo y tubo interno respectivamente.	54
3.3. Intercambiador de calor a contra flujo experimental.	54
3.4. Instrumentación del intercambiador de calor.	56
3.5. Puntos discretos sobre la salida del fluido interno.	57
3.6. Curva de ajuste para el promedio de la velocidad del ducto interno.	58
3.7. Intercambiador de calor aislado e instrumentado.	58
3.8. Comportamiento de las variables climáticas durante el experimento, a) temperatura ambiente, b) humedad y c) velocidad del viento.	59

3.9. Proceso de las pruebas experimentales.	60
3.10. Temperaturas internas del sistema a diferentes velocidades promedio de entrada: a) 1.8 m/s, b) 3.3 m/s, c) 4.7 m/s y d) 5.2 m/s.	62
4.1. Representación de los tubos concéntricos en un intercambiador de calor a contra flujo.	67
4.2. Creación de las aletas internas en el volumen interno.	67
4.3. Sección del fluido externo con trampas.	68
4.4. Geometría del intercambiador de calor a contra flujo.	68
4.5. Condiciones de entrada y salida para el volumen externo (izquierda) y volumen interno (derecha).	70
4.6. Selección nombrada para las trampas del intercambiador de calor.	70
4.7. Intercambiador de calor diseñado en SpaceClaim.	71
4.8. Geometría del intercambiador de calor.	72
4.9. Mallado del volumen interno.	73
4.10. Mallado del volumen externo.	73
4.11. Pantalla principal de Ansys Fluent.	75
4.12. Creación de las interfaces.	75
4.13. Menú de configuración del método de solución.	78
4.14. Residuales de la simulación numérica, a) residuales de los modelos físicos, b) residual de la temperatura de salida del fluido de baja temperatura y c) fluido de alta temperatura.	79
4.15. Contornos de temperatura a la salida del fluido interno del sistema. a) Tubos concéntricos, b) Tubo interno aletado, c) Tubo externo con anillos, d) Sistema híbrido.	81
4.16. Contornos de temperatura a la salida del fluido externo del sistema. a) Tubos concéntricos, b) Tubo interno aletado, c) Tubo externo con anillos, d) Sistema híbrido.	82
4.17. Campo de velocidad dentro del sistema. a) Tubos concéntricos, b) Tubo interno aletado, c) Tubo externo con anillos, d) Sistema híbrido.	82
5.1. Comportamiento de la constante de tiempo a diferentes velocidades promedios	87
5.2. Comparación correlaciones empíricas propuestas respecto a los datos experimentales, a) $v = 3.3 \text{ m/s}$ $\Delta T = 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$, b) $v = 4.8 \text{ m/s}$ $\Delta T = 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$, c) $v = 5.2 \text{ m/s}$ $\Delta T = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	89
5.3. a) Aislante térmico del sistema, b) división de los volúmenes del fluido externo y c) representación del medio ambiente en el sistema.	90
5.4. Mallado del volumen computacional para el proceso de validación.	91
5.5. Validación de la simulación respecto a las temperaturas medidas dentro del intercambiador de calor, a) $v = 5.2 \text{ [m/s]}$, b) $v = 4.8 \text{ [m/s]}$, c) $v = 3.3 \text{ [m/s]}$ y d) $v = 1.8 \text{ [m/s]}$	94
5.6. Curva de efectividad de un intercambiador de calor a contra flujo.	97
5.7. Variación de la temperatura de salida en función de la temperatura de entrada para distintas velocidades del fluido interno.	100
5.8. Variación del coeficiente global de transferencia de calor en función de la velocidad del fluido interno.	101
5.9. Variación de la efectividad del intercambiador de calor en función de la velocidad del fluido interno para distintas temperaturas de entrada.	102

Índice de tablas

2.1. Conductividad térmica de materiales en intercambiadores de calor [70].	32
2.2. Valores de los coeficientes de transferencia de calor en intercambiadores de calor [1]. .	34
2.3. Emisividad de materiales en intercambiadores de calor.	35
2.4. Criterios de convergencia del intercambiador de calor en Ansys Fluent.	39
3.1. Sensores de medición del sistema.	55
3.2. Condiciones ambientales durante el experimento.	60
3.3. Resultados de las pruebas experimentales	63
4.1. Parámetros de aceptación para la calidad de la malla.	71
4.2. Parámetros mínimos de la calidad de la malla.	73
4.3. Condiciones iniciales para realizar el proceso de simulación.	74
4.4. Resultados de la simulación.	80
5.1. Parámetros iniciales para la constante de tiempo.	85
5.2. Condiciones iniciales para realizar el proceso de validación.	90
5.3. Parámetros mínimos de la calidad de la malla del volumen computacional modificado. .	91
5.4. Condiciones de frontera utilizados en la simulación del intercambiador de calor. . . .	92
5.5. Resultados experimentales y numéricos del intercambiador de calor a contra flujo. . .	93
5.6. Efectividad del intercambiador de calor para cada prueba experimental	98
B.1. Valores para el calculo de la incertidumbre de la constante de tiempo a	126

Nomenclatura

δ_{pared}	Espesor de la pared [m]
ΔT_m	Diferencia de temperatura media logaritmica [°C]
$\dot{m}$	Flujo másico [kg/s]
$\dot{Q}$	Tasa de transferencia de calor [W]
λ	Conductividad térmica [W/mK]
μ	Viscosidad dinámica [Pa s]
μ_t	Viscosidad turbulenta [m ² /s]
ρ	Densidad [kg/m ³]
σ_k	Número de Prandtl turbulento
ε	Efectividad [-]
A	Área de transferencia de calor [m ²]
C_p	Capacidad calorífica [kg/mK]
CT	Constante de tiempo [-]
d_i	Diametro del tubo interno [m]
d_o	Diametro del tubo externo [m]
d_{trampa}	Diametro de la trampa de los gases de combustión [m]
F_i	Fuerzas de cuerpo [N]
h	Entalpía específica [J/kg]

NOMENCLATURA

K	Energía cinetica turbulenta [m^2/s^2]
L_{ale}	Longitud de aleta [m]
NTU	Número de unidades de transferencia [-]
Nu	Número de Nusselt [-]
P	Presión [Pa]
Pr	Número de Prandtl [-]
Re	Número de Reynolds [-]
S_h	Término fuente [W/m^3]
T	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
t	Tiempo [s]
T_{amb}	Temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$]
T_{max}	Temperatura a la salida al inicio de la prueba [$^{\circ}\text{C}$]
T_t	Temperatura del fluido a la salida a traves del tiempo [$^{\circ}\text{C}$]
U	Coeficiente global de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
u	Velocidad [m/s]

Introducción

En este capítulo se presentan los antecedentes de los intercambiadores de calor, la revisión bibliográfica presenta los trabajos relacionados con los métodos de análisis de los intercambiadores de calor en donde los más usados son el LMTD (diferencia de temperatura media logaritmica, por las siglas en ingles) y ε -NTU. También se describen los objetivos generales y particulares del trabajo así como el alcance, además, una descripción de los capítulos que conforman este trabajo de investigación.

1.1. Antecedentes

Los antecedentes documentados de la transferencia de calor inician con el desarrollo de conceptos fundamentales en la antigüedad, cuando los seres humanos comenzaron a utilizar técnicas rudimentarias para calentar o enfriar espacios. Sin embargo, el estudio sistemático de la termodinámica y la transferencia de calor comenzó hasta el siglo XIX, con el trabajo de científicos como Sadi Carnot, quien formuló el ciclo ideal de una máquina térmica, y sentó las bases de la ingeniería térmica moderna. 1

A finales del siglo XIX y principios del siglo XX, el auge de la industria y la electrificación generó una creciente demanda de sistemas de refrigeración y calefacción. Durante este periodo, se

desarrollaron los primeros intercambiadores de calor, que permitían maximizar la eficiencia de los sistemas de generación de vapor y refrigeración. Estos sistemas empezaron a ganar popularidad, debido a su capacidad para manejar grandes volúmenes de fluidos y facilitar el mantenimiento [2].

En la segunda mitad del siglo XX, los avances en materiales y procesos de manufactura posibilitaron el desarrollo de intercambiadores de calor con una mayor densidad de transferencia térmica y reducción en el volumen ocupado. Además, la introducción de nuevos refrigerantes y fluidos de trabajo mejoró significativamente la efectividad de estos dispositivos. Por otro lado, la creciente conciencia ambiental y la necesidad de sostenibilidad impulsaron la investigación en tecnologías de transferencia de calor, donde se fomenta el desarrollo de sistemas ecológicos y eficientes [3].

Con el avance de la ciencia de materiales y la nanotecnología en el siglo XXI, los intercambiadores de calor han experimentado una transformación adicional. Se han desarrollado nuevos diseños que integran nanofluidos y materiales avanzados, lo que optimiza aún más la transferencia de calor y la eficiencia operativa [4].

La evolución histórica y tecnológica ha llevado a una amplia variedad de diseños y aplicaciones de intercambiadores de calor. Estos dispositivos son ahora imprescindibles en industrias como la petroquímica, la energía, la climatización y la refrigeración. A medida que la investigación avanza, se siguen explorando nuevos enfoques para mejorar la eficiencia de estos sistemas, lo que justifica un análisis detallado de su funcionamiento, diseño y aplicaciones en el contexto actual.

El diseño de un intercambiador de calor depende de factores como la temperatura y presión de los fluidos, la eficiencia deseada y el espacio disponible. Por lo tanto, los investigadores han trabajado constantemente en la mejora de estos sistemas, se busca aumentar la eficiencia, reducir costos y minimizar el impacto ambiental. De esta manera, la innovación en el campo de la transferencia de calor continúa en transición, adaptándose a las demandas cambiantes de diferentes sectores.

La transferencia de calor es uno de los fenómenos de gran importancia en la mayoría de las maquinarias, dispositivos y procesos modernos. Se utilizan ampliamente varios tipos de intercambiadores de calor en aplicaciones para suministrar o retirar calor. Estos se pueden clasificar con la disposición de flujo (flujo paralelo, contra flujo, flujo cruzado), construcción (intercambiadores de calor de carcasa y tubo, de placas, de placas aletas, de carcasa y placa), compactación de superficie o el número de fluidos en uso [5].

Los intercambiadores permiten el intercambio de calor entre dos o más medios (metales, agua, aceite, aire, etc.) para fines de calefacción y refrigeración. Actualmente, se utilizan diferentes tipos y configuraciones de intercambiadores de calor en aplicaciones como refrigeración, aire acondicionado, automóviles, industria de procesos, sistemas de calentamiento de agua solar, plantas de energía térmica, entre otros. El tamaño de un intercambiador de calor se determina según la cantidad de calor que se debe añadir o eliminar del sistema bajo condiciones específicas. Además, el tamaño impacta factores como el costo de fabricación, la portabilidad, la apariencia y el mantenimiento.

Por lo tanto, numerosos trabajos de investigación están en desarrollo para mejorar la transferencia de calor en intercambiadores de calor, con el objetivo de reemplazar los intercambiadores convencionales, que son voluminosos y menos eficientes, por diseños compactos avanzados. Esto se realiza con la ayuda de herramientas modernas de diseño y optimización basadas en computadora.

1.2. Planteamiento del problema

La transferencia de calor es un proceso fundamental que influye en una amplia variedad de procesos industriales, sistemas de refrigeración y aplicaciones tecnológicas de la vida moderna. Desde la climatización de edificios hasta la producción de energía, la transferencia eficiente de calor desempeña un papel crítico en la optimización de la eficiencia energética y la reducción de costos operativos. La investigación sobre los intercambiadores de calor es importante por múltiples motivos. En primer lugar, estos dispositivos son esenciales para aumentar la eficiencia energética, lo que resulta en un uso más racional de los recursos. Al optimizar el proceso de transferencia de calor, se reduce considerablemente el consumo de combustibles fósiles y, por ende, la emisión de gases de efecto invernadero. Esto no solo contribuye a la sostenibilidad ambiental, sino que también tiene un impacto positivo en la economía al disminuir los costos operativos y fomentar la adopción de tecnologías más limpias y eficientes [6]. Además, el estudio de los intercambiadores de calor es clave para el desarrollo de soluciones innovadoras en sectores como la industria, la climatización, y la generación de energía, potenciando el avance tecnológico y la mitigación del cambio climático. [7]. Dentro de este amplio campo, los intercambiadores de calor son dispositivos esenciales para la transferencia de calor entre dos o más fluidos sin mezclarse [8].

En la literatura, se han explorado diversos aspectos clave relacionados con los intercambiadores de

calor, por ejemplo, el tipo de diseño: de tubos y carcasa, con placas [9], [10], de doble y tubos múltiples [11], tipo de arreglo de flujos, paralelo, contra corriente y cruzado [12], procesos de transferencia de calor, contacto indirecto: transferencia indirecta y almacenamiento [13], fase de fluido (una fase en ambos tubos y dos fases en el otro tubo y dos fases en ambos tubos [14], cada uno con sus propias ventajas y desventajas en términos de eficiencia, ahorro de energía y aplicaciones específicas. Además, se mencionan los fluidos de trabajo más comunes los cuales son: agua [15], aire [16], gases de combustión [17] y refrigerantes [18], los cuales desempeñan un papel fundamental en la transferencia de calor eficiente dentro de estos dispositivos.

La búsqueda del diseño óptimo de un intercambiador de calor implica un equilibrio entre varios factores, incluida la maximización de la transferencia de calor y la minimización de la caída de presión. **Cao et al. (2019)** [19] mostraron que una placa a 60° de inclinación presenta una mayor tasa de transferencia de calor, así como aumentar la rugosidad de la placa provoca una caída de presión en 15 %. Los métodos de diseño y optimización, como el cálculo de la superficie de transferencia de calor y la selección de materiales adecuados son importantes para lograr un rendimiento óptimo y una mejor eficiencia energética. **Dekhil et al. (2020)** [20] mostraron que un intercambiador de calor de hélice triple presenta una eficiencia del 67 % y un mayor rendimiento térmico en comparación con el sistema de referencia (intercambiador de calor helicoidal). Por su parte, **Ouardi et al. (2020)** [21] concluyeron que el intercambiador de calor a contra flujo ofrece una eficiencia superior, aunque con una caída de presión mayor en comparación con un intercambiador de flujo paralelo. En otro estudio, **Arsenyeva et al. (2021)** [22] demostraron experimentalmente que un intercambiador de calor que emplea aire y calor residual de un proceso de secado puede lograr un ahorro energético del 6 %.

Posteriormente, **Wang et al. (2023)** [23] determinaron que el ajuste del ángulo de las aletas incrementa la transferencia de calor en un 42.1 %. **Broatch et al. (2023)** [24] demostraron que redondear los bordes afilados en un intercambiador de calor mejora la adherencia del flujo de aire, reduce el impacto aerodinámico en un 12 % y optimiza el rendimiento térmico en 20 %. Finalmente, **Tang et al. (2024)** [25] concluyeron que un ángulo de curvatura de las aletas de 45° maximiza la eficiencia en la caída de presión, el factor de fricción y la tasa de transferencia de calor.

Los métodos de diseño y optimización, como el cálculo de la superficie de transferencia de calor y la selección de materiales adecuados son cruciales para lograr un rendimiento óptimo y eficiente. En

esta línea de trabajo, **Sun et al. (2019)** [26] mostraron que un intercambiador de calor ondulado con conos presenta un incremento del área de transferencia de calor en 14 %, por lo tanto, recomienda la fabricación. **Javadi et al. (2019)** [27] mencionan que los materiales óptimos para la transferencia de calor eficiente son aquellos con un valor alto de conductividad térmica, alta resistencia para soportar presiones operativas y resistencia a la corrosión, los materiales más comunes son: cobre, latón, aluminio y acero inoxidable.

El estudio de los intercambiadores de calor es importante por varias razones. En primer lugar, contribuyen a la eficiencia energética y la conservación de recursos al reducir el consumo de combustible y la emisión de gases de efecto invernadero [6]. Además, mejoran la eficiencia en los procesos industriales, en este sentido, **Javadi et al. (2019)** [27] mostraron que un intercambiador de calor con hélice triple presenta una eficiencia de 67 % y un mayor rendimiento térmico. **Ahmed et al. 2021** [28] concluyeron que el intercambiador de calor a contra flujo presenta una mayor eficiencia, no obstante, reporta una mayor caída de presión con respecto al diseño con flujo paralelo.

Este estudio responde a la necesidad de optimizar el diseño de intercambiadores de calor a contra flujo mediante una evaluación integral de su desempeño térmico. A pesar de los avances en configuraciones geométricas, selección de materiales y fluidos de trabajo, persisten limitaciones en la validación experimental y numérica. A diferencia de análisis previos enfocados en diseños convencionales, esta investigación evalúa un diseño alternativo con una sección anular modificada y define parámetros de optimización que mejoran la transferencia térmica y reducen la caída de presión, con aplicación en sistemas industriales y energéticos.

El intercambiador de calor es un componente ampliamente utilizado en procesos industriales para transferir calor entre dos o más fluidos. En este caso, se diseñó un intercambiador de calor en el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) con el objetivo de ser utilizado en un sistema de secado. En el año 2012 **Barrera Roman** [29] diseñó, construyó y analizó un intercambiador de calor a contra flujo con diferentes configuraciones geométricas dentro del tubo interno (aletas helicoidales, aletas verticales a diferentes longitudes respecto al diámetro interior) y temperaturas de salida. Sin embargo, el trabajo no abarcó en mayor detalle el análisis de las variables de desempeño térmico. En este trabajo de tesis se presenta la contribución del análisis térmico del intercambiador de calor para caracterizar el sistema.

1.3. Revisión de la literatura

A continuación se presenta una revisión bibliográfica de estudios relacionados con los análisis térmicos de intercambiadores de calor a contra flujo. En el ámbito de la transferencia de calor, diversos estudios han aportado hallazgos significativos sobre el rendimiento de estos dispositivos. Los trabajos reportados se pueden clasificar en tres grupos: teóricos, experimentales y teórico-experimentales. Todos los estudios presentados abordan diferentes análisis del rendimiento térmico, parámetros de diseño, tipos de fluidos y configuraciones de los flujos.

1.3.1. Estudios teóricos

Los estudios teóricos sobre intercambiadores de calor han permitido desarrollar modelos matemáticos y correlaciones que optimizan la transferencia de calor y minimizan las pérdidas de energía. **Martin (1996)** [30] realizó un análisis numérico en intercambiadores de calor de placas tipo Chevron, demostrando que la inclinación de las placas influye directamente en la eficiencia térmica. Posteriormente, **Taler (2013)** [31] investigó la resistencia térmica en intercambiadores, concluyendo que la conducción en el tubo interior es el factor dominante en la pérdida de eficiencia. En una línea similar, **Giufrida (2018)** [32] evaluó el desempeño de intercambiadores de calor en ciclos Rankine, determinando que las pérdidas energéticas pueden reducir la eficiencia en hasta un 37 %.

El diseño geométrico de los intercambiadores de calor ha sido objeto de múltiples análisis. **Barrera Román (2012)** [29] exploró diferentes configuraciones geométricas con aletas helicoidales y verticales en intercambiadores de doble tubo, identificando diferencias significativas en la eficiencia térmica. Más recientemente, **Fares et al. (2020)** [33] desarrollaron un modelo numérico para intercambiadores de calor a contra flujo con deflectores, concluyendo que una porosidad óptima de 0.2168 y el tamaño de los deflectores superior al 40 % maximizan la transferencia de calor sin incrementar excesivamente la caída de presión. La incorporación de nanofluidos en modelos teóricos ha demostrado ser una estrategia efectiva para mejorar la eficiencia de los intercambiadores.

Además del diseño y los fluidos de trabajo, otros estudios han explorado el impacto de la geometría interna de los intercambiadores en su rendimiento. **Padmanabhan et al. (2021)** [34] evaluaron intercambiadores de doble tubo con aletas helicoidales internas, encontrando que una separación de

5 mm entre las aletas incrementa el coeficiente de transferencia de calor en un 63.9 %. Por otro lado, **Ahmed et al. (2021)** [28] realizaron simulaciones comparativas entre intercambiadores de flujo paralelo y a contra flujo, concluyendo que el diseño a contra flujo mejora la eficiencia térmica debido a una mayor diferencia de temperatura entre los fluidos. Los estudios han demostrado que la variación en la disposición de las aletas puede generar mejoras en la eficiencia térmica y reducción de la caída de presión. **Vivekamandam et al. (2021)** [35] analizaron el efecto de la geometría de aletas helicoidales en la transferencia de calor, mostrando que el espaciamiento entre aletas impacta significativamente la caída de presión, un aspecto crítico en el diseño de intercambiadores eficientes. De manera complementaria, **Ballil y Jolgan (2022)** [36] desarrollaron un código en Matlab para evaluar térmicamente intercambiadores a contra flujo tipo horquilla, demostrando que modificaciones en las condiciones operativas mejoran el rendimiento térmico.

Mansoury et al. (2020) [37] analizaron la influencia del nanofluido Al_2O_3 /agua en diferentes tipos de intercambiadores de calor, demostrando que el incremento en el coeficiente de transferencia de calor varía según el diseño, alcanzando hasta un 60 % en intercambiadores de doble tubo. En otro estudio, **Güneş (2021)** [38] examinó intercambiadores de calor en recuperación de calor de motores, evidenciando que el diseño con mayor sección transversal proporciona temperaturas de salida superiores.

Otro aspecto clave en el diseño de intercambiadores es el número de vueltas en la coraza. **Fetuga et al. (2023)** [39] evaluaron intercambiadores con dos y tres vueltas por la coraza, encontrando que el modelo de tres pasos presenta un coeficiente global de transferencia de calor de $2307.9 \text{ W/m}^2\text{K}$, reduciendo el área de transferencia requerida en un 7 % respecto al diseño de dos pasos.

En cuanto a la selección de materiales, **Karsli y Cekmecelioglu (2023)** [40] concluyeron que el cobre, latón, aluminio y acero inoxidable son los materiales más adecuados para asegurar una alta conductividad térmica y resistencia a la corrosión en aplicaciones exigentes.

En el ámbito de la optimización computacional, **Wang et al. (2023)** [41] realizaron simulaciones tridimensionales de intercambiadores con aletas elípticas y circulares, determinando que la orientación óptima de las aletas incrementa la transferencia de calor en un 42.1 %. **Zhang et al. (2023)** [42] implementaron un modelo dinámico para mejorar el rendimiento de intercambiadores de placas-aletas, logrando un incremento del 108.29 % en la eficiencia térmica en comparación con

modelos convencionales. Finalmente, **Momeni et al. (2023)** [43] analizaron intercambiadores de calor con materiales de cambio de fase (PCM), evidenciando que la integración de estos materiales incrementa la transferencia de calor en un 76.5 %, optimizando la eficiencia térmica en aplicaciones de recuperación de calor.

1.3.2. Estudios experimentales

Los estudios experimentales han permitido validar modelos teóricos y evaluar el desempeño térmico e hidráulico de intercambiadores de calor en condiciones reales. Mediante pruebas controladas, se han analizado variables como el caudal, la geometría de los tubos, la temperatura de entrada y la eficiencia del sistema. Estos experimentos han contribuido a la optimización del diseño y a la mejora del rendimiento térmico en aplicaciones industriales, aeronáuticas y de recuperación de calor.

Luo et al. (2021) [44] investigaron el efecto de los anillos arqueado en la sección anular de un intercambiador de calor de doble tubo, demostrando que estos anillos generan corrientes adicionales que incrementan la tasa de transferencia de calor. En comparación con anillos horizontales, el número de Nusselt aumentó un 157 %, mientras que el factor de fricción alcanzó un valor máximo de 1.98. **Rasheed et al. (2021)** [45] realizaron pruebas con bobinas helicoidales de distintas geometrías (circulares, elípticas y ovaladas) y nanofluidos ZnO-agua al 2 %. Los resultados mostraron que el factor de fricción aumenta con la concentración del nanofluido, destacando que las bobinas circulares presentan la menor resistencia al flujo en regímenes de bajo número de Reynolds.

En aplicaciones energéticas, **Heydari (2022)** [46] estudió un intercambiador de calor impulsado por energía solar, utilizado en procesos de secado de frutas como kiwi, plátano y manzana. Se demostró que el sistema alcanzó temperaturas máximas de 47 °C, 53 °C y 56 °C, utilizando un diseño con 10 pasos por la coraza para maximizar la eficiencia térmica. Por otro lado, **Salman et al. (2023)** [47] evaluaron un intercambiador de calor de placas soldadas con aletas, utilizando propano como fluido de trabajo. Los resultados indicaron que las aletas mejoran la calidad del vapor a 0.43 y permiten alcanzar un coeficiente global de transferencia de calor de 11.900 W/m²K.

El aprovechamiento del calor residual en motores ha sido otro foco de estudio experimental. **Orido et al. (2023)** [48] analizaron un intercambiador de calor de placas diseñado para recuperar calor de los gases de combustión de un motor diésel. Se logró aumentar la temperatura del aire

de 11.8 °C hasta alcanzar un máximo de 62 °C, con una reducción significativa de la humedad del aire de 0.4 a 0.09 en un periodo de 10 horas, lo que destaca la efectividad del sistema en procesos de deshumidificación. En una línea similar, **Jin et al. (2023)** [49] diseñaron un intercambiador de microtubos para optimizar la disipación térmica en sistemas con CO₂ y aire. Tras más de 40 pruebas experimentales, observaron que la tasa de transferencia de calor alcanzó 1350 W cuando el número de Reynolds fue de 16600, confirmando la viabilidad de estos dispositivos en aplicaciones de alta densidad de flujo térmico.

En el sector aeronáutico, **Liu et al. (2023)** [50] evaluaron intercambiadores de calor aire-combustible en sistemas de refrigeración de motores. Sus resultados mostraron que el coeficiente global de transferencia de calor oscila entre 766 y 1322 W/m²K, dependiendo del flujo de aire, mientras que el combustible de tubos concéntricos RP-3 permitió enfriar el aire hasta 303 K con un flujo de 0.0056 kg/s. En otro enfoque, **Luo et al. (2023)** [51] compararon evaporadores y condensadores en sistemas de generación de potencia, determinando que incrementar el flujo másico en un 20 % mejora la eficiencia del intercambio térmico en un 9 %.

La recuperación de calor ha demostrado ser un método efectivo para reducir el consumo energético. **Nassab et al. (2023)** [52] estudiaron un intercambiador que utiliza aire y calor residual en procesos de secado, mostrando que la eficiencia térmica aumentó un 21 % al reducir la caída de presión en 1.05 Pa. Por otro lado, **Murr et al. (2023)** [53] desarrollaron un intercambiador de calor a contra flujo utilizando biogás como fuente térmica para calentar aire en procesos de secado. Sus pruebas revelaron una reducción de 2044.8 kg en emisiones de CO₂, resaltando la contribución ambiental de estas tecnologías.

Finalmente, en aplicaciones médicas, **Hou et al. (2023)** [54] investigaron un intercambiador de calor diseñado para calentar aire utilizando calor residual en procesos de desinfección. Sus experimentos demostraron que el sistema alcanzó una temperatura máxima de 72.9 °C, aumentando la tasa de extracción de humedad de 4.7 % a 14 %, lo que evidencia su efectividad en la eliminación de agentes contaminantes a través del control de temperatura y humedad.

1.3.3. Estudios teoricos-experimentales

El enfoque teórico-experimental ha sido fundamental para validar modelos numéricos y optimizar el diseño de intercambiadores de calor. A través de la combinación de simulaciones computacionales y pruebas experimentales, se han evaluado distintos parámetros de diseño, materiales y configuraciones geométricas, permitiendo mejorar la eficiencia térmica y reducir la caída de presión.

Jouhara et al. (2021) [55] analizaron intercambiadores de calor con tubos de múltiples pasos en los que se utilizó aire caliente de un proceso de refrigeración para calentar agua. Se observó que la implementación de cinco pasos mejoró la eficiencia en un 25 %, incrementando la tasa de transferencia de calor de 264 W a 459 W. En un estudio similar, **Gupta et al. (2022)** [56] compararon tres tipos de nanofluidos ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{SiO}_2/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{CNT}_s/\text{H}_2\text{O}$) en intercambiadores, concluyendo que el uso de $\text{CNT}_s/\text{H}_2\text{O}$ aumentó la tasa de transferencia de calor a 400 W y redujo la caída de presión en 8 kPa.

El impacto de la geometría también ha sido objeto de evaluación. **Jin et al. (2022)** [57] estudiaron un intercambiador a contra flujo, determinando que un aumento en el diámetro del tubo interno a 35 mm eleva el coeficiente global de transferencia de calor a 475 W/m²K, optimizando la eficiencia térmica. Por otro lado, **Santa (2022)** [58] realizó un análisis en intercambiadores de calor en bombas de calor, demostrando que incrementar la eficiencia del intercambiador de 0.6 a 0.8 mejora el coeficiente de rendimiento (COP) en un 5 %, contribuyendo a la eficiencia energética de los sistemas.

El comportamiento de intercambiadores de tubos concéntricos ha sido evaluado en distintos caudales de operación. **Amel et al. (2024)** [59] evaluaron el comportamiento térmico de un intercambiador de calor a contra flujo y paralelo bajo las siguientes condiciones experimentales: agua fría a 3 l/h y agua caliente variada progresivamente de 400 a 900 l/h. Los resultados mostraron que la diferencia de temperatura media logarítmica aumentó en comparación con un flujo paralelo una eficiencia del 65 % con un margen de error inferior al 4 %. En un estudio relacionado, **Sivalakshmi et al. (2021)** [60] examinaron intercambiadores helicoidales, observando incrementos en el coeficiente global de transferencia de calor, la tasa de transferencia y la efectividad en un 88 %, 38 % y 37 %, respectivamente.

El diseño de intercambiadores de placas ha sido otro aspecto clave en la optimización térmica.

Arsenyeva et al. (2022) [61] investigaron el efecto de la inclinación de las placas corrugadas en la eficiencia térmica, concluyendo que un ángulo de 60° mejora la tasa de transferencia de calor, aunque un mayor ángulo incrementa la caída de presión en un 15 %. Determinaron que un ángulo de 45° es el más adecuado para equilibrar eficiencia y resistencia hidráulica.

Sundar et al. (2023) [62] combinaron enfoques teóricos y experimentales para analizar intercambiadores con nanofluidos, mostrando que la turbulencia mejora la eficiencia térmica en flujos con número de Reynolds superior a 3500.

Los modelos dinámicos y simulaciones computacionales han sido herramientas clave en la optimización de intercambiadores. **Mikhaeli et al. (2023)** [63] estudiaron intercambiadores de placas en configuraciones de flujo cruzado, determinando que aumentar el espesor de las placas de 1.5 a 3 mm incrementa el tiempo característico de absorción en un 19 %, lo que sugiere que el flujo de los fluidos es un factor limitante en la transferencia de calor.

En sistemas de bajas temperaturas, **Westhaeuser et al. (2023)** [64] diseñaron un intercambiador de calor de doble tubo para bombas de calor, enfocándose en mitigar la formación de escarcha. Los resultados indicaron que un paso de aletas de 1.4 mm prolonga el tiempo de operación eficiente en un 36 % en comparación con un paso de 1.15 mm, evitando bloqueos por condensación en climas fríos.

Desde una perspectiva ambiental, **Xu et al. (2024)** [65] evaluaron intercambiadores en ciclos de calefacción en ciudades frías como Nueva York y Shenyang. Se demostró que aumentar el área de transferencia de 0.6 a 1.6 m² reduce el consumo de los compresores en un 15 % y disminuye las emisiones de CO₂ en 2701 kg/año y 1277 kg/año, respectivamente, resaltando la importancia de estos dispositivos en la reducción del impacto ambiental.

Finalmente, **Tang et al. (2024)** [25] estudiaron intercambiadores de calor con aletas aerodinámicas, evaluando configuraciones simples y combinadas. Sus hallazgos indicaron que un ángulo de curvatura de las aletas de 45° maximiza la eficiencia en términos de caída de presión, factor de fricción y tasa de transferencia de calor, demostrando la relevancia de la aerodinámica en el rendimiento térmico de estos sistemas.

1.4. Conclusión de la revisión bibliográfica

En la literatura, se han evaluado diversos aspectos relacionados con los intercambiadores de calor, incluyendo el diseño geométrico, los arreglos de flujo y los procesos de transferencia térmica. Los estudios han considerado configuraciones como tubos y carcasa, placas, doble tubo y múltiples tubos, así como arreglos de flujo paralelo, contra flujo y cruzado. También se han analizado procesos de transferencia térmica por contacto directo e indirecto, incluyendo transferencia directa y almacenamiento, así como fluidos en estado monofásico y bifásico. Estos factores han sido estudiados mediante los métodos más utilizados para el análisis de intercambiadores de calor, como la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) y la efectividad–unidades de transferencia de calor (ϵ -NTU), los cuales permiten evaluar el desempeño térmico en función de la eficiencia de transferencia de calor y la caída de presión.

Sin embargo, los estudios previos se han centrado en configuraciones convencionales, sin explorar el impacto de modificaciones geométricas que optimicen la transferencia de calor sin aumentar la resistencia hidráulica. No se identificaron estudios que analicen intercambiadores de calor a contra flujo con aletas horizontales, lo que representa una brecha en el conocimiento sobre su efecto en la mejora de la eficiencia térmica y la reducción de pérdidas de carga.

Este estudio aborda esta limitación mediante la evaluación térmica de un intercambiador de calor a contra flujo con una sección anular modificada con aletas horizontales. A través de un enfoque teórico y experimental, se analizan los parámetros de desempeño térmico bajo distintas condiciones de operación y se obtiene una curva de eficiencia basada en datos experimentales. Esta evaluación permite comparar este diseño con configuraciones convencionales y establecer criterios de optimización aplicables a sistemas industriales y energéticos, con el propósito de mejorar la eficiencia térmica y reducir el impacto de las pérdidas de carga.

1.5. Objetivos

Objetivo general

Analizar de forma teórica y experimental el desempeño térmico de un intercambiador de calor a contra flujo.

Objetivos específicos

- Evaluar un intercambiador de calor diseñado en CENIDET.
- Diseñar un experimento y definir los parámetros de estudio para evaluar el desempeño térmico.
- Instrumentar un intercambiador de calor con base en los requerimientos de las variables de desempeño térmico.
- Poner en marcha el experimento del intercambiador de calor en condiciones exteriores.
- Adquirir los datos de las pruebas experimentales del intercambiador de calor.
- Simular el intercambiador de calor en Ansys Fluent.
- Realizar la validación de la simulación con los datos experimentales.
- Analizar las variables de desempeño térmico y realizar la curva de eficiencia

1.6. Alcance

Rehabilitar un intercambiador de calor a contra flujo y diseñar las pruebas experimentales necesarias para determinar las variables de desempeño térmico y la curva de eficiencia bajo diferentes condiciones de operación. Las pruebas experimentales se llevarán a cabo en condiciones exteriores bajo el clima de Cuernavaca, Morelos. Se realizarán diferentes pruebas experimentales para velocidades promedio de 1.8, 3.2, 4.7 y 5.2 m/s y cinco diferenciales de temperatura ΔT .

1.7. Descripción de los capítulos

En este primer capítulo, se presenta el estado del arte para comprender la evolución y la relevancia de los intercambiadores de calor en la transferencia de calor, así como los desafíos que enfrentan en el contexto actual de sostenibilidad y eficiencia energética. Se han identificado los principales estudios teóricos, experimentales y teóricos-experimentales que han enriquecido el conocimiento en esta área. Los estudios revisados destacan la variedad de diseños, fluidos de trabajo, la relevancia de factores como la geometría, el flujo y las condiciones operativas en el rendimiento de estos dispositivos.

En el capítulo II se presentan fundamentos y conceptos clave para comprender los intercambiadores de calor: tipos de intercambiadores de calor, condiciones de operación y direcciones de flujo. Así como también, la geometría de los intercambiadores de calor y las ecuaciones involucradas para el análisis. Por otro lado, se muestran los métodos para el análisis térmico como el método LMTD (Temperatura Media Logarítmica Diferencial, por sus siglas en inglés) y el método ε -NTU, debido a que son los dos análisis más usados en los intercambiadores de calor. Además, se presenta el modelo físico del sistema.

En el capítulo III se muestra el proceso de rehabilitación del intercambiador de calor bajo estudio, las partes del intercambiador de calor, las dimensiones del sistema así como la descripción geométrica del equipo. Por otro lado, se muestran los sensores utilizados para instrumentar el equipo y los diagramas respectivos. Por último, se presenta la instrumentación del intercambiador de calor.

En el capítulo IV se presenta una introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD, por las siglas en inglés) y la simulación Ansys Fluent. Se describe la creación de la geometría y las diferentes secciones a lo largo de ella. Posteriormente, se presenta como se creó el dominio computacional, descripción del tipo de mallado y la calidad. Posteriormente, se describe el procedimiento para llevar a cabo la simulación, donde se introduce las condiciones de frontera, condiciones iniciales y los resultados de la simulación.

En el capítulo V se presentan los resultados de la simulación en Ansys Fluent y el experimento. Se da a conocer el análisis energético del sistema y la validación de la simulación con respecto a las pruebas experimentales.

Finalmente, en el capítulo VI se presentan las conclusiones de este trabajo y las recomendaciones

para trabajos futuros.

Marco teórico

En este capítulo, se presenta una visión general de los intercambiadores de calor, dispositivos que facilitan la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos. Posteriormente, se presenta la clasificación de los diferentes tipos de intercambiadores de calor, se examinan los diversos tipos de fluidos utilizados en estos equipos, con un análisis específico en las propiedades térmicas y la influencia en el rendimiento térmico. También se abordan las direcciones de flujo, tales como el flujo paralelo, contra flujo y cruzado, y cómo estas configuraciones afectan el rendimiento general del intercambiador. El capítulo incluye las ecuaciones que describen los procesos de transferencia de calor y un marco matemático para entender los fenómenos involucrados.

Un intercambiador de calor es un equipo térmico que permite la transferencia de calor de dos fluidos de trabajo a diferentes temperaturas sin que ocurra un proceso de mezclado entre los fluidos de trabajo. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes.

2.1. Clasificación de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor se clasifican principalmente según la dirección del flujo, la disposición geométrica y los tipos de fluido. En cuanto al flujo, pueden ser en paralelo, contra flujo o cruzado, la disposición geométrica incluye diseños como tubos concéntricos, placas o serpentinas. Por último, el tipo de fluido: líquidos, gases o fluidos mixtos.

2.1.1. Disposición geométrica

Existen diversas configuraciones geométricas, cada una diseñada para optimizar el intercambio térmico en función de las condiciones de operación y los requisitos específicos de cada aplicación. Entre las geometrías más comunes se encuentran los intercambiadores de tubo y carcasa, de placas, de aletas, helicoidales y de doble tubo. Cada una de estas configuraciones presenta características únicas que afectan la eficiencia, la caída de presión, la facilidad de mantenimiento y la adaptabilidad a distintos tipos de fluidos.

Tubos concéntricos

La configuración geométrica de dos tubos concéntricos es considerada una de las representaciones más simples para el análisis de un intercambiador de calor. Este diseño se compone de un tubo interior y un tubo exterior, los cuales están dispuestos de manera que el tubo interior se encuentra rodeado por el tubo exterior, como se muestra en la Figura [2.1](#). La interacción entre estos dos elementos permite la transferencia de calor entre los fluidos que circulan por cada uno de ellos. En esta disposición, el espesor del material que compone los tubos es uniforme o variable, dependiendo de las especificaciones y necesidades de la aplicación particular.

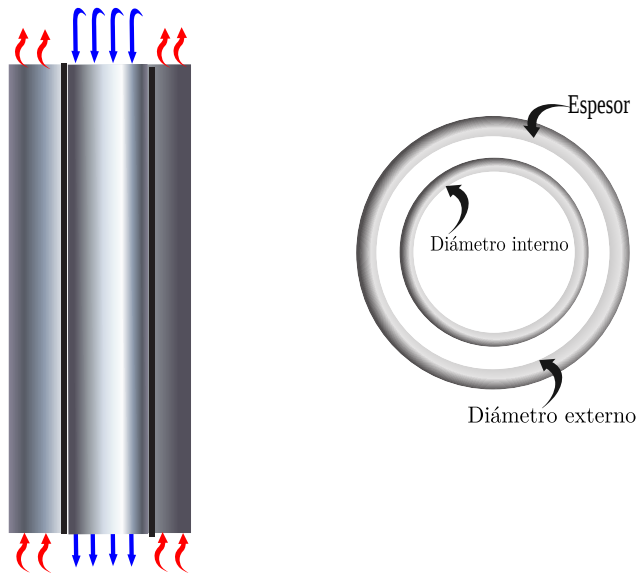


Figura 2.1. Intercambiador de calor de tubos concéntricos.

La selección del espesor del material tiene un impacto en el rendimiento del intercambiador, ya que un mayor espesor presenta una mayor resistencia estructural, mientras que un espesor reducido facilita una transferencia de calor más eficiente. Además, la configuración concéntrica optimiza el contacto térmico entre los fluidos, lo que favorece una mejor eficiencia en la transferencia de calor. La simplicidad de esta geometría también contribuye a su popularidad, ya que facilita el análisis y la simulación del comportamiento térmico en diversas condiciones operativas.

Helicoidal

Los intercambiadores de calor helicoidales se caracterizan por su diseño distintivo, el cual consiste en tubos dispuestos en forma de hélice alrededor de un eje central, como se observa en la Figura [2.2](#). A medida que los fluidos se desplazan a lo largo de la hélice, se observa un incremento gradual en la temperatura de salida, lo que indica una transferencia de calor efectiva. Este diseño también reduce la caída de presión, un aspecto significativo en la optimización de sistemas térmicos, ya que se minimizan los costos operativos asociados al bombeo de fluidos. En consecuencia, los intercambiadores helicoidales se convierten en una opción atractiva para aplicaciones donde se requiere eficiencia térmica combinada con un diseño compacto y versátil.

Una de las principales ventajas de los tubos helicoidales es la capacidad para proporcionar

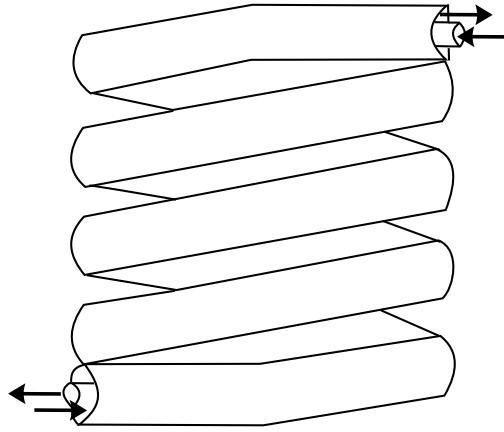


Figura 2.2. Intercambiador de calor helicoidal.

una gran área de transferencia de calor en un espacio reducido lo que se traduce en coeficientes de transferencia de calor elevados. Estas características permiten una mayor eficiencia en la transferencia térmica, lo que es especialmente importante en aplicaciones donde el espacio es limitado y se requieren condiciones de operación óptimas.

Disposición de aletas

Los intercambiadores de calor que incorporan aletas son dispositivos ingeniosamente diseñados para mejorar la transferencia térmica entre dos fluidos mediante la ampliación de la superficie de contacto. En esta configuración, las aletas se integran en las paredes del intercambiador, lo que incrementa notablemente el área disponible para la transferencia de calor sin necesidad de aumentar el tamaño del equipo de manera considerable. Esta optimización del espacio permite que el calor se transfiera de manera más eficiente, ya que las aletas facilitan una exposición más amplia del fluido caliente al fluido de menor temperatura, favoreciendo así un intercambio térmico más efectivo, ver Figura [2.3](#).

Las aletas son fabricadas con diversos materiales, entre los cuales se destacan metales como el aluminio y el cobre, elegidos por un alto valor de conductividad térmica. Esta selección de materiales es de suma importancia, ya que influye directamente en la eficiencia del proceso de transferencia de calor. Además, la geometría y el diseño de las aletas son adaptados de acuerdo con las condiciones específicas de operación, considerando factores como el tipo de fluidos involucrados y las tasas de flujo. Este método optimiza el desempeño del intercambiador, y mejora la eficiencia global del sistema

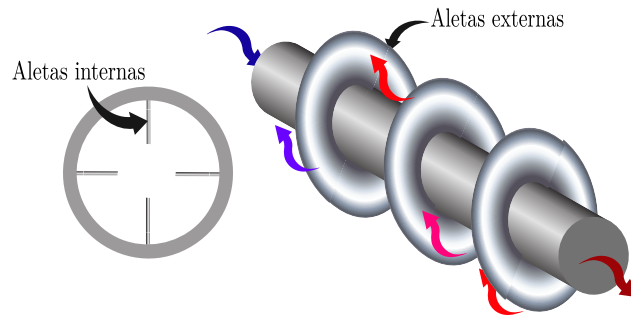


Figura 2.3. Intercambiador de calor con aletas.

térmico, lo que asegura un funcionamiento más efectivo y equilibrado en todo el proceso.

Placas

Los intercambiadores de calor que utilizan placas planas son dispositivos compactos y eficientes que facilitan el intercambio térmico entre dos fluidos mediante una serie de placas dispuestas de manera alterna. En esta disposición, las placas se ensamblan de manera que se forman múltiples canales paralelos, lo que facilita el paso de los fluidos y promueven una transferencia de calor eficiente. Este diseño permite una mayor área de superficie de intercambio térmico en comparación con otros tipos de intercambiadores, y evita un aumento significativo en el volumen total del equipo, haciéndolo adecuado para espacios reducidos.

El flujo de los fluidos en estos intercambiadores se organizan en un patrón contracorriente, lo cual favorece una mayor diferencia de temperatura a lo largo de las placas. Este método optimiza la transferencia de calor, la temperatura del fluido de alta energía disminuye progresivamente mientras que el fluido de baja energía incrementa su temperatura, lo que resulta en un rendimiento térmico mejorado. Las placas son comúnmente fabricadas de acero inoxidable o materiales compuestos, seleccionados específicamente por la resistencia a la corrosión y la capacidad para soportar presiones y temperaturas altas, características que son importantes en aplicaciones industriales.

Además, el diseño modular de los intercambiadores de calor de placas proporciona una flexibilidad considerable en la instalación y mantenimiento. Esta característica permite que el intercambiador sea desmontado con facilidad para la limpieza y el mantenimiento regular, lo que prolonga la vida útil del equipo y asegura un funcionamiento eficiente a largo plazo. El acceso a las placas facilita la eliminación de incrustaciones y residuos.

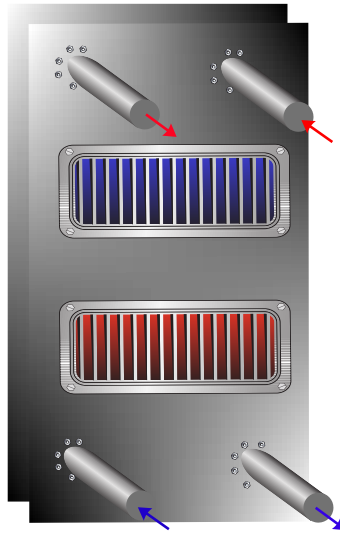


Figura 2.4. Intercambiador de calor de placas planas.

Tubos y carcasa

El intercambiador de calor de tubos y coraza se considera de los más utilizados en aplicaciones industriales, destacándose por el diseño eficiente y funcionalidad. Este tipo de intercambiador consta de un número significativo de tubos, que pueden llegar a ser varios cientos, dispuestos dentro de una carcasa que alberga estos elementos con los ejes paralelos al de la envolvente. La transferencia de calor se lleva a cabo a medida que uno de los fluidos circula por el interior de los tubos, mientras que el otro fluido se desplaza por el espacio exterior, atravesando la coraza. Esta disposición permite maximizar el contacto entre los fluidos, optimizando la eficiencia del intercambio térmico.

Para mejorar aún más la efectividad de la transferencia de calor, es común que se instalen deflectores dentro de la coraza. Estos dispositivos están diseñados para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a la carcasa, lo que favorece un contacto prolongado entre los fluidos y mantienen un espaciamiento uniforme entre los tubos. Esta configuración es importante para evitar la formación de puntos de alta temperatura y garantizar un flujo adecuado, lo que resulta en un rendimiento térmico superior.

En un intercambiador de este tipo, los tubos están diseñados con aberturas que direccionan los flujos a zonas amplias, se le conoce como cabezales, ubicadas en ambos extremos de la carcasa. En estos cabezales, el fluido del lado de los tubos se acumula antes de ingresar y después de salir, lo que facilita así la circulación y contribuye a una operación eficiente del sistema. La disposición de

los cabezales también permite un acceso fácil para el mantenimiento y la limpieza.

2.1.2. Dirección de flujo

Los intercambiadores de calor son dispositivos en los que se encuentran flujos que abarcan todo el sistema térmico involucrado. La dirección de estos flujos juega un papel significativo, ya que influye directamente en las temperaturas de entrada y salida. Al elegir la dirección del flujo, se optimiza la distribución de los fluidos dentro del intercambiador, lo que permite que cada sección del dispositivo opere de manera eficiente. Esta optimización contribuye a que todos los puntos del intercambiador mantengan un rendimiento uniforme, lo cual evita áreas de baja eficiencia que comprometen el funcionamiento general del sistema.

Por lo tanto, la correcta disposición de los flujos afecta el rendimiento del intercambiador, e impacta sobre la eficiencia energética del sistema en su conjunto. De esta manera, se establece una relación directa entre la dirección de los flujos y la eficiencia del intercambiador de calor, lo que destaca la importancia de este aspecto en su diseño y operación.

Cruzado

En los intercambiadores de calor compactos, la disposición de los fluidos generalmente se organiza en direcciones perpendiculares, formando lo que se conoce como flujo cruzado. Esta configuración se puede clasificar aún más en flujo mezclado y no mezclado, según la disposición específica de los elementos dentro del intercambiador.

En el caso del flujo cruzado no mezclado, las aletas de placa están diseñadas de tal manera que dirigen el flujo del fluido a través de un espacio específico entre ellas, limitando el movimiento del fluido en la dirección transversal (es decir, en paralelo a los tubos). Este diseño asegura que los fluidos mantengan su separación y que no haya mezcla, lo cual es de suma importancia en aplicaciones donde se requiere mantener la pureza de los fluidos o cuando es necesario evitar la contaminación cruzada [1], ver Figura 2.5.

Por otro lado, el flujo cruzado mezclado permite que el fluido tenga más libertad de movimiento en la dirección transversal, lo que facilita una interacción más intensa entre los fluidos. Esta mezcla

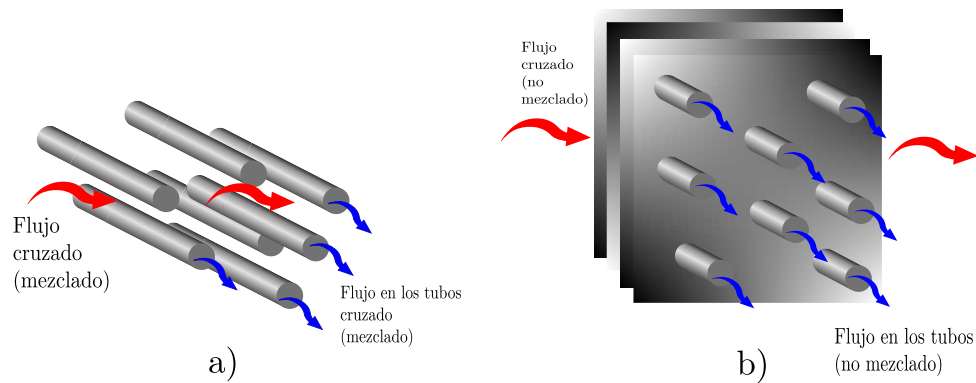


Figura 2.5. Dirección con flujo cruzado.

puede resultar en una mayor eficiencia de transferencia de calor, ya que las partículas de los fluidos intercambian energía de manera más efectiva.

La capacidad de mezclar o no los fluidos en un intercambiador de calor influye significativamente en el rendimiento térmico. En particular, la mezcla mejora la transferencia de calor al reducir la resistencia térmica, pero también complica el control del proceso si se requiere mantener ciertas propiedades del fluido. Por lo tanto, la elección entre flujo mezclado y no mezclado depende de los objetivos específicos del diseño del intercambiador y de las condiciones de operación requeridas como el espacio de instalación y las direcciones de los flujos fijos que son posible cambiar [66].

Flujo paralelo

El flujo paralelo en un intercambiador de calor se caracteriza por la circulación simultánea de dos fluidos en la misma dirección. Esta disposición permite que los fluidos mantengan una diferencia de temperatura constante a lo largo del intercambiador, lo que facilita la transferencia de calor en ciertas aplicaciones como calentamiento de aire para ventilación. La eficiencia de este tipo de diseño se evalúa mediante la comparación de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, lo que proporciona información sobre el rendimiento del sistema. Sin embargo, es importante considerar que, durante el paso de los fluidos a través del intercambiador, la diferencia de temperatura entre ellos tiende a reducirse gradualmente. Este fenómeno limita la eficacia del intercambio térmico a medida que los fluidos se desplazan, ya que la eficiencia de la transferencia de calor está directamente vinculada a la magnitud de esta diferencia de temperatura [66], ver Figura 2.6.

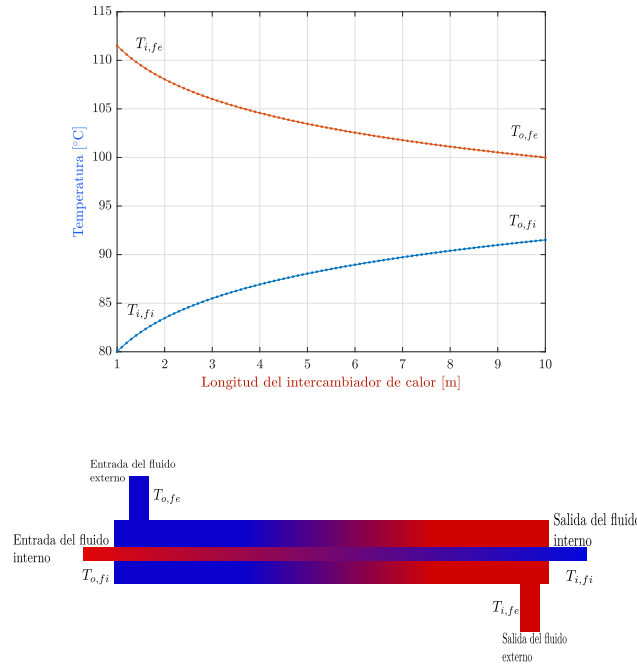


Figura 2.6. Dirección con flujo paralelo.

Contra flujo

Un intercambiador de calor a contra flujo opera mediante la circulación de dos fluidos que se mueven en direcciones opuestas. En esta configuración, como se observa en la Figura 2.7, el fluido de alta temperatura fluye en una dirección mientras que un fluido de baja temperatura avanza en la dirección opuesta. Este diseño permite que la temperatura de los fluidos se mantenga en contacto a lo largo de toda la longitud del intercambiador, lo que maximiza la diferencia de temperatura entre ellos. La transferencia de calor ocurre a medida que el fluido de alta temperatura cede calor al fluido de baja temperatura a través de las paredes del intercambiador. La superficie de contacto, normalmente compuesta de tubos o placas, facilita este intercambio térmico, ya que proporciona un área extensa para la transferencia de energía.

A medida que los fluidos fluyen, el calor se transfiere desde el fluido de alta temperatura al fluido de baja temperatura. A medida que el fluido de alta temperatura se desplaza hacia la salida, la temperatura disminuye gradualmente, mientras que el fluido de baja temperatura aumenta su temperatura de forma continua. Este comportamiento de las temperaturas resulta en una diferencia constante a lo largo del intercambiador, lo que maximiza el intercambio térmico. La eficiencia de este

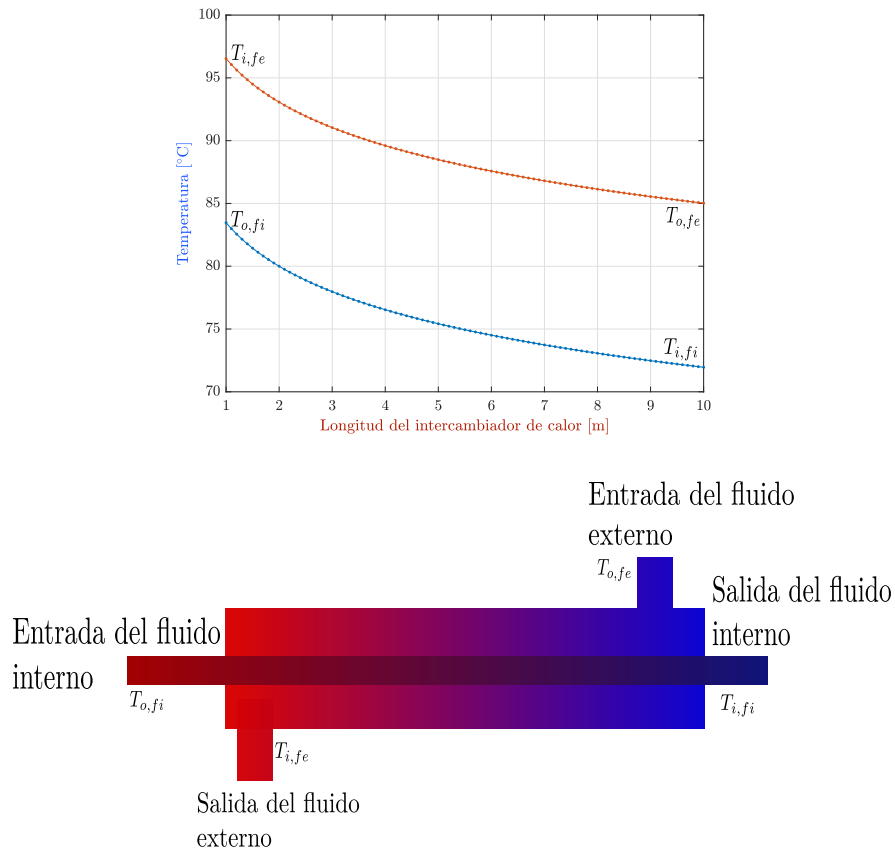


Figura 2.7. Dirección a contra flujo.

proceso se ve influenciada por varios factores, incluyendo la velocidad de los fluidos, las propiedades térmicas de los mismos, y el área de superficie del intercambiador. Al mantener un gradiente térmico constante a lo largo del intercambiador, se optimiza el rendimiento de la transferencia de calor, lo que se logra un intercambio térmico más efectivo en comparación con otros tipos de configuraciones, como el flujo paralelo. La dirección a contra flujo requiere una menor área de superficie para alcanzar un rendimiento térmico comparable. Esto puede dar lugar a un diseño más eficiente en términos de espacio, optimizando las dimensiones del sistema [66].

2.2. Intercambiadores de calor en secado

La utilización de equipos auxiliares en los procesos de secado son los intercambiadores de calor por la cual son usados cuando no hay energía solar debido a que el proceso se usa colectores solares.

En aplicaciones de secado el tiempo puede durar más de un día, por esta razón se usan los intercambiadores de calor. Los intercambiadores de calor deben estar diseñados para que la temperatura de salida del aire de secado esté entre los 50 y 80 °C [29]. En la Figura se muestra alimentos de uso cotidiano y la temperatura que es necesario para realizar el proceso de secado [67].

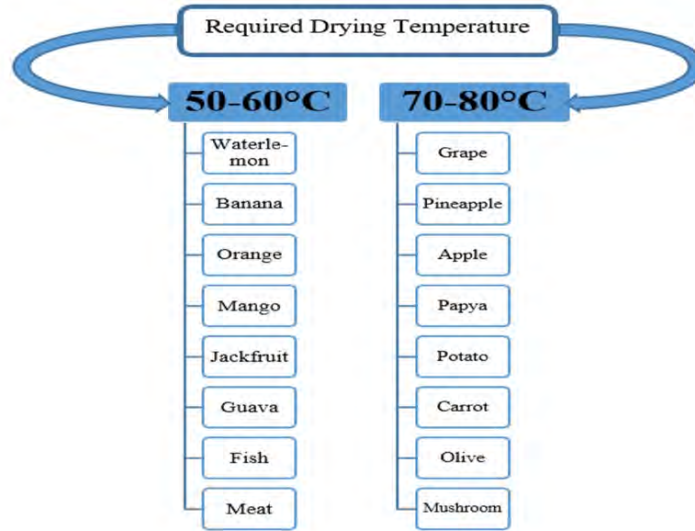


Figura 2.8. Temperaturas requeridas para secar diferentes tipos de alimentos.

2.3. Modelado de un Intercambiador de calor a contra flujo

Los intercambiadores de calor a contra flujo representan una configuración muy estudiada y aplicada en ingeniería térmica debido a su eficiencia en la transferencia de calor entre dos fluidos que circulan en direcciones opuestas. Esta disposición permite un gradiente de temperatura más uniforme a lo largo del intercambiador, lo que se traduce en una mayor efectividad térmica comparada con otras configuraciones, como el flujo paralelo.

2.3.1. Modelo físico

El intercambiador de calor a contra flujo sujeto a estudio presenta un diseño de doble tubo concéntrico que optimiza la transferencia de calor. El conducto interno tiene un diámetro (d_i) de

0.2032 m, y el ducto externo (d_o) 0.3048 m, con un espesor de pared (δ_{pared}) de 0.0009 m y una longitud total de 2 m. En el tubo interno, cuatro aletas verticales recorren el sistema a lo largo, con una extensión (L_{ale}) de 0.076 m desde la pared del tubo hasta el centro, lo cual incrementa el área de contacto para mejorar la transferencia térmica.

En cuanto al tubo externo, se implementa una configuración adicional que eleva la eficiencia del diseño. A lo largo de la estructura se distribuyen siete trampas situadas a intervalos de 0.25 m. Cada trampa se extiende desde la pared del tubo hasta el centro en 0.0381 m y cuenta con un diámetro (d_{trampa}) de 0.2288 m, ver Figura 2.9.

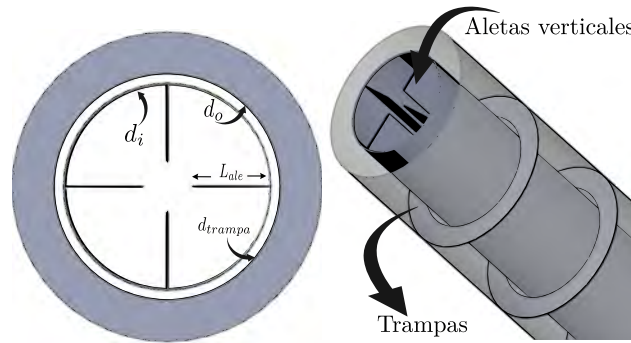


Figura 2.9. Intercambiador de calor del presente estudio.

La configuración de los arreglos de fluidos sigue un diseño a contra flujo, reconocido por la capacidad para mantener un gradiente térmico favorable a lo largo del intercambiador de calor. Este diseño geométrico garantiza un contacto prolongado entre los fluidos, lo que favorece una mayor tasa de transferencia de calor. En el sistema, los fluidos de trabajo son aire, en el conducto interno y gases de combustión en la sección anular.

El funcionamiento del sistema se describe de la siguiente manera: el aire ingresa a través de la parte superior del tubo interno a temperatura ambiente, mientras que los gases de combustión entran por la parte inferior a alta temperatura (400 °C). A medida que el fluido interno avanza a través del intercambiador, aumenta su temperatura, mientras que la temperatura del fluido externo disminuye. Esta disposición permite una eficaz transferencia térmica entre ambos fluidos.

A medida que el fluido avanza, se direcciona hacia la pared del tubo interno, aumentando así el contacto entre el fluido caliente y la superficie del intercambiador. Este proceso de interacción se repite siete veces a lo largo del sistema, lo que incrementa considerablemente la eficiencia en la

transferencia de calor entre los fluidos.

2.3.2. Modelo matemático

En el análisis y diseño de intercambiadores de calor, las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía representan herramientas para describir los procesos físicos que ocurren dentro del sistema. Estas ecuaciones establecen relaciones matemáticas que caracterizan el comportamiento de los fluidos y su interacción térmica, lo que posibilita la evaluación del rendimiento y una predicción de la respuesta del sistema bajo diferentes condiciones operativas. La conservación de masa garantiza que la cantidad de fluido que entra y sale del sistema permanezca constante, reflejando un equilibrio dinámico en la circulación de los fluidos. La conservación de momento analiza las fuerzas que actúan sobre los fluidos durante su flujo, incluyendo las asociadas a la fricción, la presión y las interacciones con las paredes y componentes internos del intercambiador. Por su parte, la conservación de energía describe cómo los fluidos intercambian calor, relacionando el flujo másico, las propiedades termodinámicas y las variaciones de temperatura. La ecuación de continuidad se expresa mediante la Ec.

[2.1](#).

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (2.1)$$

es la forma general de conservación de masa y es válida para flujos compresibles e incompresibles, donde ρ es la densidad del fluido y $\vec{u}$ es el vector velocidad. La ecuación de cantidad de movimiento se presenta en la Ec. [2.2](#).

$$\rho (\vec{u} \cdot \nabla \vec{u}) = -\nabla P + \mu \nabla \cdot (\nabla \vec{u}) + F_i \quad (2.2)$$

El primer término representa el cambio de la velocidad de movimiento, el segundo término es el incremento de movimiento por convección, el tercero representa las fuerzas de presión, el cuarto término es la representación de las fuerzas viscosas donde el primer término se debe a las tensiones tangenciales que origina los gradientes de velocidad respecto al coeficiente de viscosidad μ y el último término representa las fuerzas de cuerpo (gravedad, centrifuga, etc). La ecuación de energía

se describe mediante la Ec. [2.3](#).

$$\rho C_p \nabla \cdot (T \vec{u}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_h \quad (2.3)$$

El lado derecho de la igualdad representa efectos de almacenamiento de energía y la convección y el lado izquierdo es el transporte conductivo y fuentes de calor externas. El primer término es el cambio temporal de la energía interna del sistema, el segundo término es el transporte convectivo debido al movimiento del fluido, el tercer término es la difusión térmica o el transporte de calor por conducción y el último término son las fuentes de calor externas como reacciones químicas exotérmicas, generación de calor etc., donde T es la temperatura, λ es la conductividad térmica.

En los intercambiadores de calor el fluido lleva alta velocidad, comúnmente la velocidad para líquidos y gases varía de 0.7 a 7 m/s y 3 a 30 m/s respectivamente [\[1\]](#), eso conlleva a tener turbulencia dentro del sistema además, la configuración geométrica produce cambios bruscos en la dirección del fluido lo que genera turbulencia. El modelo de turbulencia $K - \varepsilon$ standard se empleo para la simulación. El primer término de la Ec. [2.4](#) del lado derecho de la igualdad representa el transporte convectivo de K , el primer termino después del lado izquierdo de la igualdad representa la difusión de K debido a la viscosidad molecular μ y turbulenta μ_t . Por otro lado, el primer término de la Ec. [2.5](#) del lado derecho de la igualdad representa el transporte convectivo de ε , el primer termino después del lado izquierdo de la igualdad representa la difusión de ε debido a la viscosidad molecular μ y turbulenta μ_t .

$$\nabla \cdot (\rho K \vec{u}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.4)$$

$$\nabla \cdot (\rho \varepsilon \vec{u}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.5)$$

El parámetro G_k es la generación de la energía cinética de turbulencia debido a los gradientes de velocidad media. G_b es la generación de energía cinética de turbulencia a consecuencia de la flotabilidad. Y_M es la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la tasa de disipación general. $C_{1\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ y $C_{2\varepsilon}$, son constantes y σ_ε y σ_k son los números de Prandtl

turbulentos para k y ε , respectivamente. S_k y S_ε son términos fuentes definidas por el usuario. El modelo $K - \varepsilon$ es, probablemente, el modelo de turbulencia completo más simple, y tiene el rango de aplicabilidad más amplio. Está incorporado en la mayoría de los códigos comerciales de CFD y se ha aplicado a una amplia variedad de problemas, incluidos la transferencia de calor, la combustión y los flujos multifásicos [68].

2.4. Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de energía en forma de calor siempre ocurre desde el medio con la temperatura más alta hacia el que tiene una temperatura más baja. Este proceso se detiene cuando ambos medios alcanzan la misma temperatura. El calor se transfiere de tres modos: conducción, convección y radiación. Cada uno de estos modos requiere que exista una diferencia de temperatura, y todos funcionan de la misma manera, moviéndose del medio de alta temperatura al de baja temperatura. En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido, conducción a través de la pared que los separa y radiación debido a la energía emitida del fluido.

2.4.1. Conducción

La conducción es un proceso de transferencia de energía térmica que ocurre cuando las partículas más energéticas de una sustancia transfieren su energía a las partículas adyacentes que tienen menor energía. Este fenómeno se realiza de dos maneras. El primer mecanismo es el de la interacción molecular, en el cual el nivel alto de energía (temperatura) de las partículas imparte energía a las partículas adyacentes que se encuentran en niveles energía bajos. Este tipo de transferencia está presente, en cierto grado, en todos los sistemas de los cuales exista gradiente de temperatura y en los que este presentes moléculas de sólido, líquido o gas. El segundo mecanismo es el de transferencia de calor por medio de electrones libres. El mecanismo de los electrones libres es importante, principalmente en los sólidos puramente metálicos: la concentración de electrones libres varía considerablemente en las aleaciones y baja mucho en sólidos no metálicos [69].

La velocidad de conducción de calor en un material depende de factores como su geometría (forma y tamaño), espesor (a mayor grosor, mayor resistencia térmica) y propiedades del material

(conductividad térmica específica)

Considere una pared plana con vista lateral con un espesor $\Delta x = L$ y área A como se presenta en la Figura 2.10. Existe una diferencia de temperatura ΔT en donde representa las temperaturas de lado derecho y lado izquierdo de la pared plana en la cual son representadas por T_i y T_d respectivamente.

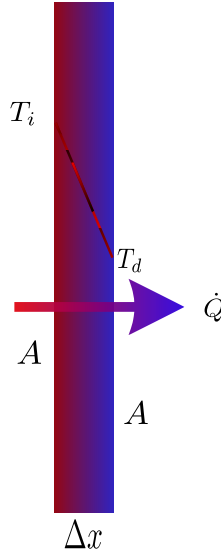


Figura 2.10. Conducción de calor en una pared plana.

Esto sugiere que la tasa de conducción de calor en una capa plana es directamente proporcional a la diferencia de temperatura y al área disponible para la transferencia, mientras que es inversamente proporcional al espesor de la pared. La Ec (2.6) se conoce en la literatura como la **ley de Fourier de la conducción de calor** en honor al matemático J. Fourier. Si se toma el límite cuando $\Delta x \rightarrow 0$ la ecuación de conducción de calor queda como se muestra en la Ec (2.7)

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_i - T_d}{\Delta x} \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.7)$$

donde k es la conductividad térmica del material, A es el área de la superficie de forma perpendicular a la tasa de transferencia de calor y $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura y representa la

rapidez con la que cambia la temperatura a lo largo del elemento.

El calor se transfiere desde las áreas de mayor temperatura hacia las de menor temperatura, siguiendo la dirección en la que la temperatura disminuye. A medida que la fuente de calor se aleja, el cambio en temperatura genera un gradiente térmico que se vuelve negativo, lo que indica que la temperatura baja a medida que se incrementa la distancia x . Este comportamiento es un factor importante en la conducción de calor, ya que determina cómo y dónde se distribuye la energía térmica en un sistema. El signo negativo garantiza que la transferencia de calor en la dirección x positiva sea una cantidad positiva. En la Tabla 2.1 se presenta la conductividad térmica de los diferentes materiales utilizados en intercambiadores de calor.

Tabla 2.1. Conductividad térmica de materiales en intercambiadores de calor [70].

Material	k W/mK
Acero	22
Aluminio	247
Cobre	483
Níquel	158
Plata	450
Negro de carbón	6 ~ 174
Fibra de carbón	8 ~ 70

2.4.2. Convección

La convección es un proceso de transferencia de calor que se produce en fluidos, ya sean líquidos o gases, y se basa en el movimiento de las partículas del fluido. Este fenómeno ocurre cuando una región del fluido incrementa su temperatura, lo que provoca que las partículas se expandan y disminuyan su densidad, provocando su ascenso. Simultáneamente, las partículas más frías y densas descienden para ocupar el espacio dejado, generando así un ciclo continuo de movimiento. La convección puede clasificarse en convección natural, donde el movimiento del fluido es impulsado por diferencias de densidad debidas a cambios de temperatura, y convección forzada, en la que un agente externo, como un ventilador o una bomba, induce el flujo del fluido y emplea los efectos combinados de la conducción y el movimiento del fluido. Para entender mejor el proceso de convección se supone el

enfriamiento de un bloque como se muestra en la Figura 2.11.

La energía se transfiere primero a la capa de aire cercana al bloque por conducción, después la energía se lleva a cada nivel de las capas de aire alejándola de la superficie, por convección; es decir, por los efectos combinados de la conducción dentro del aire, que se debe al movimiento aleatorio de moléculas de este, y del movimiento masivo o macroscópico de ese aire que remueve el aire calentado cercano a la superficie y lo reemplaza por otro más frío [1].

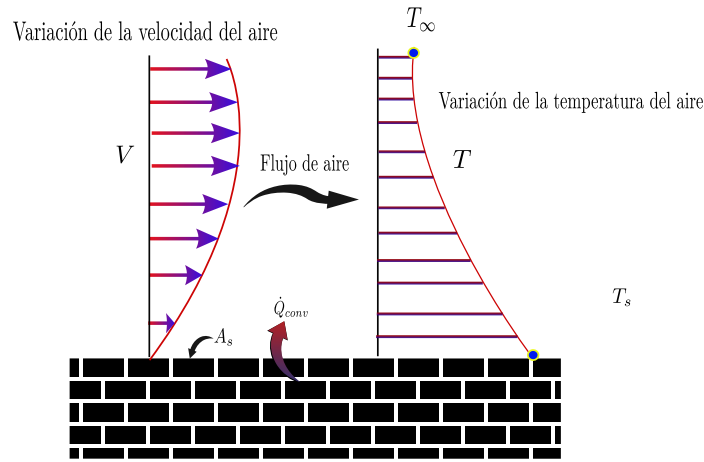


Figura 2.11. Transferencia de calor de una superficie caliente hacia el aire por convección.

La tasa de transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa por la ley de enfriamiento de Newton, en honor al físico y matemático Sir Isaac Newton (1642-1727) y se expresa como en la Ec. 2.8.

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_i - T_\infty) \quad (2.8)$$

Donde h es el coeficiente convectivo, A_s es el área superficial en la que sucede la transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ es la temperatura del medio. En la Tabla 2.2 se presentan los valores de los coeficientes de transferencia de calor utilizados en los intercambiadores de calor.

El parámetro h , conocido como el coeficiente de transferencia de calor por convección, no se considera una propiedad fija del fluido y el material de la superficie, este valor es una función compleja que depende de una variedad de factores que afectan la transferencia de calor. Aspectos

Tabla 2.2. Valores de los coeficientes de transferencia de calor en intercambiadores de calor [1].

Fluidos de trabajo en el intercambiador de calor	h W/m ² K
Agua hacia agua	850 - 1700
Agua hacia aceite	100 - 350
Agua hacia gasolina o queroseno	300 - 1000
Calentadores de agua de alimentación	1000 - 8500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200 - 400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50 - 200
Condensador de vapor de agua	1000 - 6000
Condensador de freón (agua enfriada)	300 - 1000
Condensador de amoníaco (agua enfriada)	800 - 1400
Condensador de alcohol (agua enfriada)	250 - 700
Gas hacia gas	10 - 40
Agua hacia aire en los tubos con aletas (agua en los tubos)	30 - 850

como la geometría de la superficie, la velocidad del fluido circundante y las propiedades termofísicas de ambos, se consideran en la determinación de h . Por lo tanto, esta relación hace que el coeficiente no solo sea variable, sino que también esté sujeto a cambios según las condiciones específicas del entorno. Además, obtener un valor preciso para h a menudo implica realizar estudios experimentales detallados, ya que no existe una fórmula universal que modele todas las situaciones.

2.4.3. Radiación

La radiación se refiere a la energía que emite la materia en forma de ondas electromagnéticas, también conocidas como fotones, como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de átomos o moléculas. A diferencia de los procesos de conducción y convección, la transferencia de calor por radiación no necesita un medio para llevarse a cabo. Esto significa que puede ocurrir incluso en el vacío, donde no hay partículas para facilitar el intercambio de energía. Además, la transferencia de calor por radiación es notablemente rápida, desplazándose a la velocidad de la luz, lo que la convierte en un mecanismo eficiente y efectivo para la propagación de energía.

En el ámbito de la transferencia de calor, uno de los aspectos más relevantes es la radiación térmica, que se refiere a la radiación emitida por los cuerpos en función de la temperatura. Esta forma de radiación se convierte en un tema de interés porque todos los objetos, independientemente de su estado físico, emiten energía térmica en forma de ondas electromagnéticas. La cantidad de

radiación térmica que un cuerpo libera está directamente relacionada con la temperatura; a mayor temperatura, mayor es la energía emitida

Cuando una superficie con una emisividad ε y un área superficial A_s se encuentra a una temperatura termodinámica T_s y está completamente rodeada por una superficie mucho más grande, generalmente considerada como superficie oscura, a una T_{alred} se establece un fenómeno de transferencia de calor. Esta interacción ocurre a través de un gas, que no afecta la radiación. La razón neta de transferencia de calor por radiación entre ambas superficies se puede determinar mediante la Ec. 2.9, que se ilustran en la Figura 2.12.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_i^4 - T_{alred}^4) \quad (2.9)$$

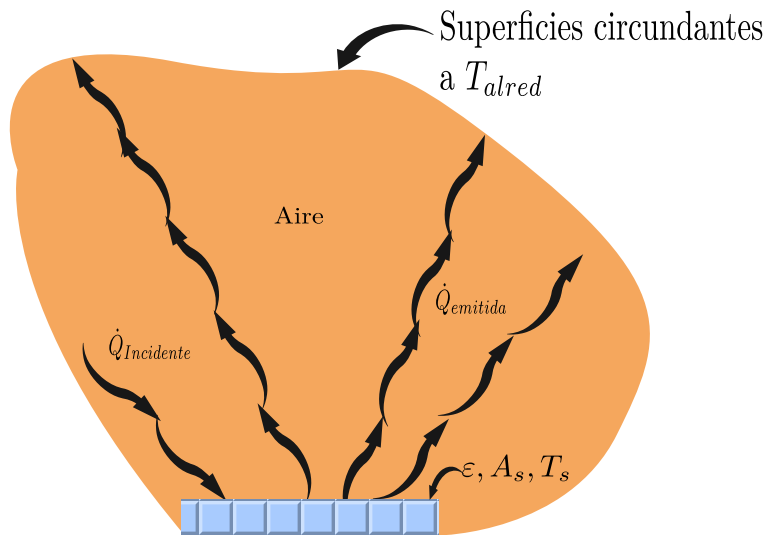


Figura 2.12. Transferencia de calor por radiación de una superficie.

Tabla 2.3. Emisividad de materiales en intercambiadores de calor.

Material	ε
Acero	0.9
Aluminio	0.5
Cobre	0.75
Níquel	0.8
Plata	0.02

En la Tabla 2.3 se presentan los valores de la emisividad utilizados en los intercambiadores de

calor. La radiación generalmente es de suma importancia en comparación con la conducción o la convección natural, pero su relevancia se vuelve mínima en el contexto de la convección forzada debido al movimiento masivo del fluido. Por este motivo, en las aplicaciones que involucran convección forzada, a menudo se puede ignorar el efecto de la radiación, especialmente cuando las superficies involucradas presentan bajas emisividades y operan a temperaturas que oscilan entre bajas y moderadas [1].

2.5. Software de simulación: Ansys Fluent

En el diseño y desarrollo de equipos térmicos, mecánicos o experimentales, resulta común recurrir a herramientas computacionales que complementen el trabajo experimental, aportando una mayor comprensión de los fenómenos estudiados. En este contexto, la dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés, Computational Fluid Dynamics) es una herramienta comúnmente empleada en la industria para la optimización de diseños, permitiendo simular procesos físicos complejos que de otro modo resultarían difíciles de analizar experimentalmente.

Para resolver estas ecuaciones, se emplean métodos numéricos que implican su transformación en un sistema de ecuaciones algebraicas. Este proceso se lleva a cabo mediante la discretización del dominio físico en volúmenes de control, pequeños elementos que dividen el espacio en pequeñas regiones manejables donde se calculan las propiedades del fluido. De esta manera, el enfoque permite dividir el problema global en múltiples problemas locales más simples, facilitando una representación detallada de las interacciones físicas dentro del sistema. La elección de este método se justifica por su adaptabilidad para manejar geometrías complejas, condiciones de frontera variadas y una amplia gama de escalas temporales y espaciales.

Las simulaciones numéricas requieren un hardware avanzado, como memoria RAM (Random Access Memory), procesador y tarjeta gráfica, debido a la gran cantidad de cálculos que el procesador debe realizar junto con la memoria RAM. Un procesador más potente permite realizar cálculos con mayor rapidez, reduciendo el tiempo necesario para completar simulaciones complejas. Esto es especialmente importante en problemas que requieren numerosas iteraciones o cálculos intensivos. En entornos de simulación que ejecutan múltiples procesos o subprocesos, disponer de suficiente RAM asegura que el sistema pueda manejar todos estos procesos sin ralentizarse. Si la RAM es

insuficiente, el sistema recurre al almacenamiento en disco (swap), lo que ralentiza significativamente la simulación. Tener suficiente RAM evita estos cuellos de botella y garantiza un flujo de trabajo eficiente. En simulaciones que requieren visualización en tiempo real o gráficos complejos, como la dinámica de fluidos o simulaciones de procesos físicos, la tarjeta gráfica es un componente importante, ya que permite renderizar estos gráficos de manera más eficiente.

En este contexto, Ansys Fluent se erige como una herramienta avanzada que implementa estos principios fundamentales. Ansys Fluent se basa en la resolución numérica de las ecuaciones de conservación de movimiento, masa y energía, las cuales describen de manera integral el comportamiento de los fluidos en movimiento y su interacción con los sólidos circundantes. Estas ecuaciones, originalmente formuladas como ecuaciones diferenciales parciales, son discretizadas mediante el método de volumen finito, discretizando el dominio en una malla de volúmenes de control. La calidad de esta malla, junto con la elección del modelo físico adecuado y las condiciones de frontera, son elementos determinantes que permiten llevar a cabo la simulación del proceso.

Ansys Fluent optimiza este proceso al ofrecer una interfaz intuitiva y herramientas sofisticadas que facilitan la creación y refinamiento de la malla, así como la selección de modelos físicos específicos según las necesidades del proyecto. La capacidad de Ansys Fluent para manejar geometrías complejas y condiciones de operación variadas se complementa con la eficiencia en el procesamiento de grandes volúmenes de datos, lo que asegura una simulación precisa y rápida de los fenómenos estudiados. Así, la integración de métodos numéricos y la robustez de Ansys Fluent permiten un análisis exhaustivo y detallado, elevando la calidad y la fiabilidad de los diseños en equipos térmicos, mecánicos o experimentales.

Este software permite trabajar con diseños tridimensionales intrincados, simulando fenómenos que abarcan desde flujos turbulentos y reacciones químicas hasta problemas multifásicos y transferencia de calor conjugada. La versatilidad se complementa con un amplio conjunto de modelos físicos predefinidos y herramientas de personalización que permiten a los usuarios ajustar las simulaciones a las necesidades específicas de cada proyecto. El proceso de simulación en Ansys Fluent, se realiza en tres etapas principales: pre-proceso, solución y post-proceso.

2.5.1. Preproceso

El pre-proceso en Ansys Fluent constituye la primera etapa en una simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD). En este paso se define el dominio de estudio mediante la creación o importación del modelo geométrico que representa el sistema o dispositivo. Para esta tarea, se emplean herramientas como Ansys DesignModeler o SpaceClaim, diseñadas para facilitar la generación y adaptación de geometrías.

Posteriormente, el dominio se divide en celdas o volúmenes de control, un proceso conocido como mallado. Este paso permite discretizar el espacio en elementos que se utilizan en los cálculos numéricos. Según la complejidad del problema, el mallado puede ser estructurado, no estructurado o híbrido, se ajusta la densidad en función de los detalles requeridos en zonas críticas, como bordes de ataque, capas límite o regiones con gradientes significativos. La herramienta Ansys Meshing proporciona opciones para crear y optimizar estos mallados.

A continuación se especifican las condiciones de frontera, determinando las características de las entradas y salidas del flujo, así como las condiciones en las paredes del dominio, Estas condiciones permiten modelar con precisión la interacción de los fluidos con las superficies y el entorno.

2.5.2. Procesamiento

El procesamiento implica resolver las ecuaciones que describen los fenómenos físicos en un dominio predefinido. El proceso comienza con la configuración inicial, donde se selecciona un método de solución acoplado para resolver las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía. Por otro lado, se realiza un chequeo detallado de la malla para garantizar su calidad, lo que verifica parámetros como la razón de aspecto, oblicuidad y ortogonalidad, lo que asegura que la discretización del dominio sea adecuada para la simulación.

A continuación, se definen los modelos físicos necesarios según los fenómenos a analizar. Esto incluye la selección entre flujo laminar o turbulento, la inclusión de transferencia de calor por conducción, convección o radiación, y la consideración de interacciones multifásicas o fenómenos químicos como reacciones y combustión. Posteriormente, se asignan las propiedades de los materiales involucrados, se especifica parámetros como densidad, viscosidad, conductividad térmica y

capacidad calorífica. Estas propiedades pueden obtenerse de bases de datos integradas o definirse de manera personalizada según los requerimientos del modelo. Se establecen las condiciones iniciales y de frontera para variables como velocidad, presión y temperatura, lo que proporciona un punto de partida para el proceso iterativo de solución. El método de acople para las ecuaciones fue el método SIMPLEC debido a que es el método numérico más aplicado en intercambiadores de calor y los resultados mostrados están en el rango aceptable [71]. Los criterios de convergencia para la ecuación de continuidad, Navier-Stokes, energía y el modelo de radiación DO se muestran en la Tabla 2.4. Una vez definido los criterios de convergencia se procede a inicializar el dominio computacional en donde se añade valores a las variables que están relacionados con las ecuaciones activadas en Ansys Fluent.

Tabla 2.4. Criterios de convergencia del intercambiador de calor en Ansys Fluent.

Modelo matemático	Criterio de convergencia
Continuidad	0.001
Momento dirección x	0.00001
Momento dirección y	0.00001
Momento dirección z	0.00001
Energía	0.00001
Radiación DO	0.00001
Energía cinética turbulenta k	0.00001
Tasa de disipación de energía turbulenta ε	0.00001

2.5.3. Postproceso

El postproceso en ANSYS Fluent abarca el análisis y la interpretación de los resultados obtenidos tras la simulación. En esta etapa, se extrae la información relevante para evaluar el comportamiento del sistema modelado. El primer paso consiste en visualizar los resultados mediante herramientas gráficas que permiten representar las variables, como presión, velocidad, temperatura o flujos de calor, en formas como mapas de contorno, vectores de flujo y superficies isométricas. Estas visualizaciones permiten la identificación de patrones y fenómenos dentro del dominio.

Adicionalmente, se generan gráficos y perfiles que muestran la evolución de las variables en función de parámetros específicos, como el tiempo, la posición o las condiciones de operación. Esto incluye la extracción de datos numéricos en puntos, líneas o superficies seleccionadas, lo que permite

realizar un análisis detallado de los valores calculados.

Un aspecto en el postproceso es la capacidad de extraer variables de interés que permitan evaluar la eficiencia y funcionalidad de los sistemas analizados. Estos indicadores interpretan los resultados de las simulaciones y son necesarios para comparar diferentes diseños. Entre los parámetros más relevantes se encuentran la efectividad térmica, la transferencia de calor total y el coeficiente global de transferencia de calor, los cuales son indispensables para analizar y optimizar dispositivos como intercambiadores de calor. Estos conceptos se detallan en la siguiente sección.

2.6. Indicadores de desempeño térmico

Los intercambiadores de calor suelen funcionar de manera continua durante tiempos prolongados sin alteraciones con las condiciones operativas, lo que permite clasificarlos como dispositivos de flujo estacionario. En este contexto, el flujo másico de cada fluido se mantiene constante, y las propiedades como la temperatura y la velocidad en las entradas y salidas permanecen estables. Además, las corrientes de fluido experimentan cambios mínimos en sus velocidades y elevaciones, lo que implica que las variaciones en la energía cinética y potencial son despreciables. Aunque el calor específico de un fluido varía con la temperatura, en un rango limitado de temperaturas puede ser tratado como constante, con una pérdida de precisión mínima. La conducción axial de calor a lo largo del tubo se considera insignificante y, por lo tanto, despreciable. Sin embargo, para evaluar correctamente su eficiencia, es importante considerar indicadores de desempeño térmico que reflejen su comportamiento y caracterización. Estos parámetros determinan la capacidad de transferencia de calor y la robustez del diseño ante variaciones operativas. Más adelante, se profundizará en cada uno de ellos, estableciendo su relación con el modelado numérico y las condiciones de flujo. El objetivo de este análisis es proporcionar una comprensión clara de cómo se mide y optimiza el desempeño térmico en intercambiadores, asegurando que su operación cumpla con los requisitos energéticos y de diseño.

En un intercambiador de calor ideal se asume que la superficie externa del intercambiador está perfectamente aislada, para evitar pérdidas de calor hacia el entorno y permitiendo que la transferencia de calor se produzca únicamente entre los dos fluidos. Estas suposiciones, simplifican considerablemente el análisis de un intercambiador de calor.

2.6.1. Balance de energía del sistema

A continuación se describe el modelo energético para el análisis de intercambiadores de calor. Las idealizaciones que acaban de describirse se logran muy cerca en la práctica y simplifican mucho el análisis de un intercambiador de calor con poca desviación en la exactitud. Con estas suposiciones, la primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido de alta temperatura sea igual a la transferencia de calor hacia el de baja temperatura [66], Ver Figura 2.13

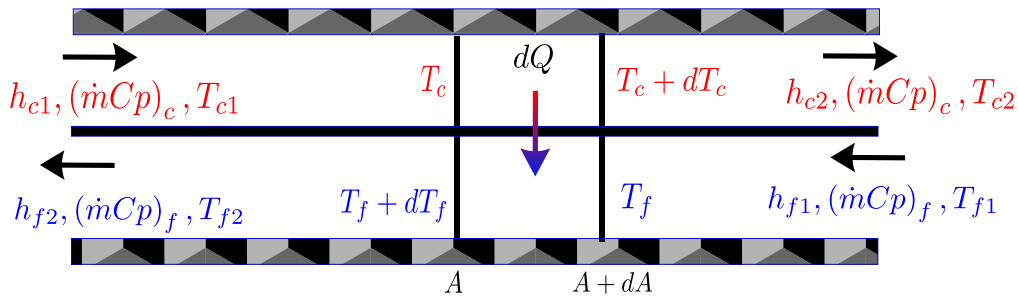


Figura 2.13. Balance de energía para los dos fluidos de trabajo del intercambiador de calor.

$$dQ = \dot{m}dh \quad (2.10)$$

Donde $\dot{m}$ es el flujo másico, h es la entalpía, y dQ es la tasa de transferencia de calor que va del fluido de alta temperatura al de baja temperatura en un intervalo infinitesimal. Se integra la Ec. (2.10) en todo el dominio, y se obtiene la Ec. (2.11).

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.11)$$

Donde h_1 y h_2 son las entalpías a la entrada y salida del sistema. La Ec. 2.11 es válida para todo el proceso térmico que se presenta en la Figura 2.13. Si la tasa de transferencia de calor con los alrededores es despreciada (condición adiabática del intercambiador de calor), la Ec. 2.11 para el fluido de alta y baja temperatura se puede escribir como en las Ecs. 2.12 y 2.13

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f(h_{f2} - h_{f1}) \quad (2.12)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c (h_{c1} - h_{c2}) \quad (2.13)$$

Los subíndices c y f en las ecuaciones, identifican caliente y frío y los números 1 y 2 son la entrada y salida respectivamente. Si los fluidos de trabajo no cambian de fase, entonces el diferencial $dh = Cp\Delta T$ es modificado, se muestra las Ecs. [2.14](#) y [2.15](#) para valores constantes:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f Cp_f (T_{f2} - T_{f1}) \quad (2.14)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c Cp_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2.15)$$

La distribución de temperatura a lo largo del intercambiador varía con la posición. Por lo tanto, es conveniente establecer una diferencia de temperatura media del sistema entre los fluidos de trabajo. La tasa de transferencia de calor se puede calcular por medio de la ley de enfriamiento de Newton como se muestra en la Ec. [2.16](#)

$$\dot{Q}_c = UA_s \Delta T_m \quad (2.16)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A_s es el área superficial donde se lleva a cabo el proceso de transferencia de calor, ΔT_m es la temperatura media a lo largo del sistema, donde están involucradas las temperaturas de entrada y salida. Por otro lado, ΔT_m es la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD, por las siglas en inglés) la cual se utiliza debido a que la temperatura a lo largo del sistema no es lineal.

2.6.2. Método de la diferencia de temperatura media logarítmica

El método LMTD, o diferencia de temperatura logarítmica media, se utiliza para el análisis de intercambiadores de calor en el ámbito de la ingeniería térmica. Este método proporciona un enfoque sistemático para calcular la transferencia de calor a través de un intercambiador, considerando las variaciones de temperatura a lo largo de la superficie del equipo. El LMTD se basa en la diferencia

de temperatura entre dos fluidos que intercambian calor y se define como la temperatura media logarítmica entre la entrada y la salida de los dos fluidos en el intercambiador. A diferencia de una simple media aritmética, la utilización del logaritmo permite considerar la naturaleza exponencial de la transferencia de calor y su relación con la diferencia de temperatura.

El método LMTD se ve afectado por el tipo de flujo del intercambiador, que puede ser paralelo o a contra flujo. Cada uno de estos tipos de flujo presenta diferentes características en cuanto a la distribución de temperaturas e influye en el cálculo del LMTD. Para el caso de flujo a contra flujo, la eficiencia en la transferencia de calor es generalmente superior a la de flujo paralelo, debido a la mayor diferencia de temperatura mantenida entre los fluidos. Se considera la Figura 2.14 para encontrar ΔT_{log} donde T_{1c} , T_{1f} , T_{2c} y T_{2f} son las temperaturas de entrada y salida respectivamente. La temperatura a lo largo del sistema disminuye, pero no de manera lineal, por lo tanto, es un error calcular la temperatura media como un promedio. La forma de encontrar el ΔT_m es por medio de un balance de energía en el elemento diferencial de área A de los fluidos de baja y alta temperatura. El fluido de alta temperatura decrece en dT_c , de la misma manera el fluido de baja temperatura incrementa en dT_f sobre el elemento dA .

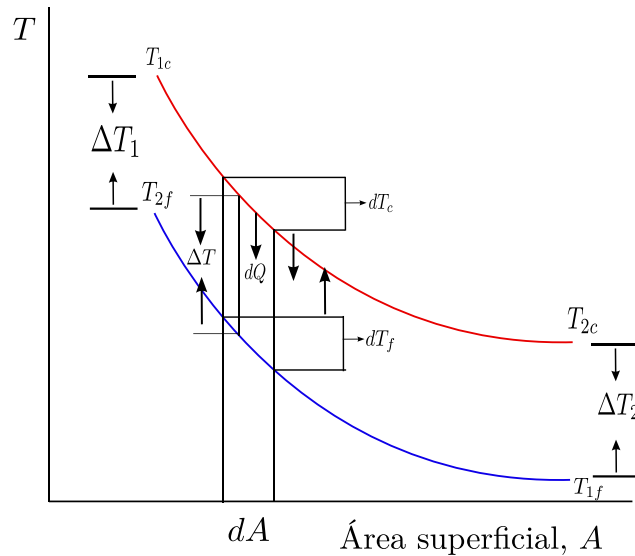


Figura 2.14. Elementos diferenciales del comportamiento de la temperatura a lo largo del intercambiador de calor.

Las hipótesis mencionadas al inicio de esta sección, el balance de energía de ambos flujos se expresa en las Ecs. 2.17, 2.18, el signo negativo de la primera ecuación representa la pérdida de

energía del fluido de alta temperatura y el signo negativo de la segunda ecuación es la dirección del flujo que es a contra flujo.

$$dQ = -\dot{m}_c C p_c dT_c \quad (2.17)$$

$$dQ = -\dot{m}_f C p_f dT_f \quad (2.18)$$

Se despeja dT_c y dT_f y se obtiene la Ecs. [2.19](#) y [2.20](#)

$$-\frac{dQ}{\dot{m}_c C p_c} = dT_c \quad (2.19)$$

$$-\frac{dQ}{\dot{m}_f C p_f} = dT_f \quad (2.20)$$

Restando a la Ec. [2.19](#) la Ec. [2.20](#) y factorizando $d\dot{Q}$, se obtiene la Ec. [2.21](#) que es la diferencia de temperaturas $dT_c - dT_f$.

$$-dQ \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) = d(T_c - T_f) \quad (2.21)$$

Por otro lado, la tasa de transferencia de calor del fluido de alta temperatura hacia el de baja temperatura en el elemento diferencial de área dA , se obtiene de la ley de enfriamiento de Newton como se muestra en la Ec. [2.24](#).

$$dQ = U (T_c - T_f) dA \quad (2.22)$$

Sustituyendo la Ec. [2.22](#) en la Ec. [2.21](#) se obtiene la Ec. [2.23](#), es una ecuación diferencial ordinaria de varias separables.

$$U (T_c - T_f) \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) dA = d(T_c - T_f) \quad (2.23)$$

Se resuelve la ecuación diferencial para dA y $d(T_c - T_f)$ a lo largo del intercambiador de calor, como se muestra en la Ec. [2.24](#)

$$\int_{ent}^{sal} U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) dA = \int_{ent}^{sal} \frac{1}{(T_c - T_f)} d(T_c - T_f) \quad (2.24)$$

Se realiza la sustitución de las condiciones de frontera en la Ec. [2.25](#)

$$U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) A = [\ln(T_c - T_f)]_{ent}^{sal} \quad (2.25)$$

Se tiene la Ec. [2.26](#) y se despeja $U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)$ para llegar a la Ec. [2.27](#)

$$U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) A = (\ln(T_{2c} - T_{2f})) - (\ln(T_{1c} - T_{1f})) \quad (2.26)$$

$$U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) A = \ln \left(\frac{T_{2c} - T_{2f}}{T_{1c} - T_{1f}} \right) \quad (2.27)$$

La Ec. [2.27](#) demuestra el comportamiento de la temperatura a lo largo del intercambiador de calor a contra flujo, el cual es exponencial y no es lineal. De la Ec. [2.21](#) se despeja $\left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)$ y se sustituye en la Ec. [2.27](#) y se obtiene la Ec. [2.28](#) en donde es una ecuación diferencial de ordinaria de variables separables, se resuelve para dQ y $d(T_c - T_f)$

$$\frac{U A d(T_c - T_f)}{\ln \left(\frac{T_{2c} - T_{2f}}{T_{1c} - T_{1f}} \right)} = dQ \quad (2.28)$$

se integra la Ec. [2.29](#) y se llega a la Ec. [2.30](#)

$$\int_{ent}^{sal} \frac{U A}{\ln \left(\frac{T_{2c} - T_{2f}}{T_{1c} - T_{1f}} \right)} d(T_c - T_f) = \int_{ent}^{sal} dQ \quad (2.29)$$

$$U A \frac{(T_{2c} - T_{2f}) - (T_{1c} - T_{1f})}{\ln \left(\frac{T_{2c} - T_{2f}}{T_{1c} - T_{1f}} \right)} = \dot{Q} \quad (2.30)$$

Se puede transcribir la ecuación como

$$UA\Delta T_m = \dot{Q} \quad (2.31)$$

en donde ΔT es la diferencia de temperatura media logarítmica como se muestra en la Ec. (2.32)

$$\Delta T_m = \frac{(T_{2c} - T_{2f}) - (T_{1c} - T_{1f})}{\ln \left(\frac{T_{2c} - T_{2f}}{T_{1c} - T_{1f}} \right)} \quad (2.32)$$

la cual es la temperatura promedio que se debe usar en los intercambiadores de calor.

2.6.3. Coeficiente global de transferencia de calor U

Un intercambiador de calor generalmente involucra dos fluidos que fluyen, separados por una pared sólida. La transferencia de calor se produce del fluido de alta temperatura hacia la pared a través de un proceso de convección. Posteriormente, el calor se transfiere a través de la pared por conducción, y finalmente, se transfiere del material de la pared hacia el fluido de baja temperatura mediante otro proceso de convección. Los efectos de la radiación, cuando se consideran, suelen integrarse en los coeficientes de transferencia de calor por convección. Esto permite simplificar los cálculos y hacer manejable el análisis del rendimiento del intercambiador. Sin embargo, es importante señalar que en situaciones específicas, como en el caso de altas emisividades superficiales o bajos coeficientes de convección, los efectos radiativos pueden volverse significativos y, por lo tanto, no deben ser ignorados en un análisis detallado. Por ello, se recomienda evaluar la influencia de la radiación en el diseño y la operación de los intercambiadores de calor para garantizar su eficacia. El coeficiente que representa los mecanismos de transferencia de calor estudiados en el sistema se llama coeficiente global de transferencia de calor, el cual involucra las resistencias térmicas de los procesos convectivos y conductivos. De acuerdo con la Figura 2.15 se consideró el tubo interno para calcular el coeficiente global de transferencia de calor.

Las resistencias por convección y conducción se muestran en las Ecs. 2.33 y 2.34

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} \quad (2.33)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{Ah} \quad (2.34)$$

en donde, r_i y r_o son los diámetros de los tubos interno y externo, respectivamente, k es la conductividad térmica del material, L es la longitud del tubo, A es el área involucrado en el proceso de transferencia de calor y h es el coeficiente convectivo de los fluidos. Los subíndices i y o denotan interno y externo, respectivamente. Las resistencias mencionadas provienen de la ley de Fourier en coordenadas cilíndricas y la ley de enfriamiento de Newton.

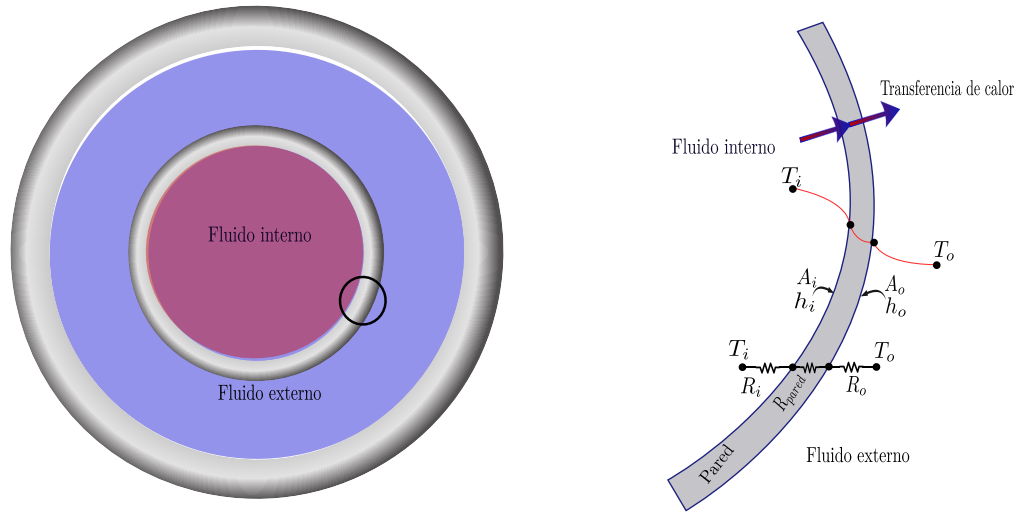


Figura 2.15. Red de resistencias térmicas relacionadas con la tasa de transferencia de calor en los tubos internos.

Por otro lado, se realiza un balance de energía en la pared mediante las Ec. (2.35) y (2.36) y se obtiene la Ec. (2.37).

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{\Delta T}{R_{cond}} \quad (2.35)$$

$$\dot{Q}_{conv} = UA\Delta T \quad (2.36)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} = \frac{\Delta T}{R_{cond}} = UA\Delta T \quad (2.37)$$

se cancela los ΔT y se llega a la Ec. (2.38)

$$\frac{1}{R_{cond}} = U_i A_i = U_o A_o \quad (2.38)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor.

Se realiza la suma de resistencias y se obtiene la ecuación general de resistencias como se muestra en la Ec. (2.39)

$$R = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (2.39)$$

se igualan las Ecs. (2.38) y (2.39) para tener la Ec. (2.40)

$$(U_i A_i)^{-1} = (U_o A_o)^{-1} = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (2.40)$$

Posteriormente, se obtiene las ecuaciones para el cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor. Primero para el fluido interno.

$$(U_i A_i)^{-1} = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (2.41)$$

Se despeja U_i , tomando en cuenta que el área superficial A se calcula como $A = 2\pi r_i L$ y se tiene lo siguiente

$$(U_i)^{-1} = \frac{A_i}{A_i h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{A_o h_o} \quad (2.42)$$

Se simplifica la Ec. (2.42) y se obtiene

$$(U_i)^{-1} = \frac{1}{h_i} + \frac{r_i \ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{r_i}{r_o h_o} \quad (2.43)$$

se despeja U_i de la Ec. (2.43) y se llega a

$$U_i = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{r_i \ln(r_o/r_i)}{2k} + \frac{r_i}{r_o h_o} \right)^{-1} \quad (2.44)$$

la Ec. (2.44) es el coeficiente global dentro del tubo interno del intercambiador de calor.

El coeficiente global de la sección externa se calcula de la siguiente manera:

$$(U_o A_o)^{-1} = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (2.45)$$

De la Ec. (2.45) se despeja U_o y se tiene lo siguiente

$$(U_o)^{-1} = \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_o}{A_o h_o} \quad (2.46)$$

Se simplifica la Ec. (2.46) y se obtiene

$$(U_o)^{-1} = \frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (2.47)$$

se despeja U_o de la Ec. (2.47) y se llega

$$U_o = \left(\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (2.48)$$

La Ec. (2.48) es el coeficiente global de transferencia de calor de la sección anular.

Existen dos coeficientes globales de transferencia de calor U_i y U_o en un intercambiador de calor, la razón es debido a que se presenta con dos superficies que separa los fluidos de trabajo A_i y A_o , las cuales, no son iguales entre sí. De acuerdo con el balance de energía se llega a la conclusión de que $U_i A_i = U_o A_o$, si y solo si el espesor de la pared es muy delgada de lo contrario el coeficiente U no tiene significado.

2.6.4. Método de la efectividad-Unidades de transferencia

El método de efectividad es una herramienta analítica utilizada para evaluar el rendimiento de intercambiadores de calor a contra flujo. Este enfoque se basa en la relación entre la efectividad del intercambiador y el número de transferencias unitarias, lo que permite calcular la transferencia de calor sin requerir datos sobre las temperaturas de salida de los fluidos. Se determina el número de transferencias unitarias, que está relacionado con la configuración del intercambiador y sus características de operación. Posteriormente, se establece la efectividad del sistema en función de este número y de las capacidades térmicas de los fluidos involucrados.

El método NTU es útil en situaciones donde se cuenta con un conocimiento limitado sobre las temperaturas de salida, lo que a menudo ocurre en sistemas complejos. Además, este enfoque proporciona una comprensión de cómo las variaciones en el flujo de los fluidos y sus propiedades térmicas afectan el rendimiento del intercambiador. Al calcular la efectividad, se pueden establecer comparaciones entre diferentes configuraciones y optimizar el diseño del intercambiador para mejorar la eficiencia energética.

La eficiencia de los intercambiadores se define como, la tasa de transferencia de calor real entre la máxima tasa de transferencia de calor que podría haber en el sistema y se muestra en la Ec. (2.49)

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.49)$$

en donde $\dot{Q}$ y $\dot{Q}_{max}$ se define como en las Ecs. (2.50) y (2.51)

$$\dot{Q} = C\Delta T \quad (2.50)$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}\Delta T_{max} \quad (2.51)$$

donde C es la tasa de capacidad del fluido de trabajo y representa la cantidad de energía térmica que un sistema puede transferir por unidad de tiempo. En intercambiadores de calor, se utiliza para describir la capacidad de los fluidos que circulan a través del intercambiador para absorber o liberar

calor.

Otro término de interés son las unidades de transferencia en un intercambiador de calor. Es un parámetro utilizado para analizar y caracterizar el rendimiento de los intercambiadores de calor. El concepto de NTU se basa en la idea de que la transferencia de calor puede ser conceptualizada en términos de un número de etapas o "transferencias" que ocurren en el intercambiador, similar a cómo se podría pensar en un proceso de destilación o absorción.

La ecuación que describe los NTU es la que se presenta en la Ec. (2.52) [66]

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.52)$$

La eficiencia de un intercambiador de calor a contra flujo se describe mediante la Ec. (2.53)

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}})}}{1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right) e^{-NTU(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}})}} \quad (2.53)$$

2.6.5. Constante de tiempo

La constante de tiempo en intercambiadores de calor es un concepto en el análisis dinámico y de control de estos sistemas. Representa el tiempo que tarda el sistema en alcanzar aproximadamente el 63.2 % de su respuesta total ante un cambio en las condiciones de operación, como una variación en la temperatura de salida [72]. La constante de tiempo del intercambiador de calor se calcula por medio de la Ec. (2.54)

$$CT = \frac{T_t - T_{amb}}{T_{max} - T_{amb}} \quad (2.54)$$

Un valor de constante de tiempo bajo indica que el intercambiador responde rápidamente a los cambios de las condiciones de operación. Por el contrario, una constante de tiempo grande señala una respuesta lenta. La constante de tiempo depende de las propiedades térmicas de los materiales del intercambiador de calor y el flujo del fluido.

Modelo experimental e instrumentación

En este capítulo se presenta el procedimiento que se desarrolló para realizar las pruebas experimentales del intercambiador de calor. Se muestra la rehabilitación del sistema, los codos, la cámara de combustión, extractor de aire y el banco de resistencias, la construcción del soporte, sensores y equipos de medición y la instalación del sistema y los equipos para la adquisición de datos.

El intercambiador de calor analizado en este trabajo se presenta en la Figura 3.1, se observa la estructura de soporte, que fue diseñada específicamente para alojar todos los componentes del sistema, se incluye la cámara de combustión, donde se le proporciona energía al fluido de alta temperatura, responsable de proporcionar la energía térmica que se transfiere al intercambiador de calor y los codos de 90°. El sistema experimental, excepto la estructura de soporte, fue construido con lámina de acero negro (lámina lisa negra) calibre 20 (espesor 0.9 mm).

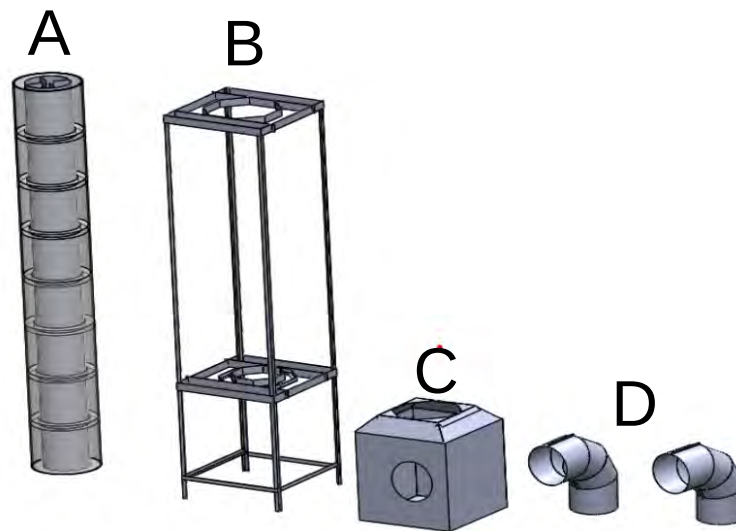


Figura 3.1. Partes del equipo experimental del intercambiador de calor. a) intercambiador de calor, b) estructura de soporte, c) cámara de combustión y d) codos a 90°.

La cámara de combustión es el lugar donde se realiza el proceso de combustión de gas L.P. Los gases de combustión son utilizados como fuente de energía para calentar el aire. La cámara de combustión está compuesta por tres partes principales que son: tapa, base y la cámara. Una vez instalado la cámara de combustión se va a instalar el ducto interno y el ducto externo del intercambiador de calor. En la Figura 3.2 se muestra una representación de los dos tubos concéntricos del intercambiador de calor.

En la Figura 3.3 se muestra el intercambiador de calor montado y ensamblado con la cámara de combustión, los dos codos de 90°, la estructura de soporte y la instalación del quemador de gas LP. Una vez instalado se procedió a aislar el intercambiador de calor con lana de fibra de vidrio.

Una vez que el intercambiador de calor fue aislado, se llevó a cabo la instalación y configuración de los sensores de temperatura necesarios para el desarrollo del proceso experimental.



Figura 3.2. Representación de los dos tubos del intercambiador de calor. Tubo externo y tubo interno respectivamente.

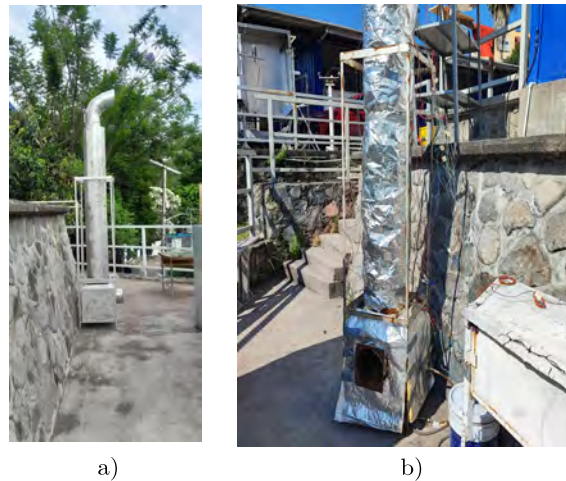


Figura 3.3. Intercambiador de calor a contra flujo experimental.

3.1. Instrumentación

La instrumentación permite el monitoreo y control de diversas variables operativas. En este caso, se cuenta con varios dispositivos, entre los cuales se encuentran termopares, NTC, sensores digitales de Arduino y un sensor de velocidad de viento Omega FMA900A.

Los termopares son sensores de temperatura que miden la diferencia de potencial generada entre dos metales distintos cuando hay una variación de temperatura. Los termopares tienen una amplia

gama de aplicación debido a su robustez y fiabilidad a diferentes temperaturas como se muestra en la Tabla 3.1. En este caso se utilizaron termopares tipo K en la entrada de los gases de combustión debido a que estos sensores son usados para medir altas temperaturas, termopares tipo T a la salida de los gases de combustión y en la pared metálica del intercambiador de calor. El sensor de velocidad Omega FMA900A es un dispositivo de medición diseñado para detectar el flujo de gases o aire en un sistema, y en el contexto de un intercambiador de calor, se utilizó para medir la velocidad de los fluidos involucrados en el proceso de transferencia térmica.

Los sensores antes mencionados emiten señales en términos de diferencia de potencial eléctrico, por lo tanto, es necesario un adquisidor de datos que permita obtener la señal. En este caso se usó el adquisidor de datos Agilent Technologies modelo 34972A. Este dispositivo ayudó a adquirir datos de las pruebas experimentales.

Los sensores de medición NTC (Termistores de Coeficiente de Temperatura Negativo, por las siglas en ingles) tienen la propiedad de que su resistencia disminuye a medida que aumenta la temperatura. Por lo tanto, son útiles para mediciones en un intervalo más restringido de temperaturas, comúnmente en sistemas donde se requiere mayor precisión a temperaturas moderadas.

Los sensores digitales que se usaron fueron DS18B20, son sensores de temperatura digital ampliamente utilizado en proyectos de monitoreo debido a su bajo costo, precisión y facilidad de uso. La adquisición de datos de los sensores NTC y DS18B20 se lograron con un Arduino Mega 2560 en donde se creó un programa para todos los sensores y los datos adquiridos se guardaron en una micro SD conectada al Arduino.

Tabla 3.1. Sensores de medición del sistema.

Sensores	Termopar tipo T [°C]	Termopar tipo K [°C]	FM900A [m/s]	Termistor [°C]	DS18B20 [°C]
Intervalo de operación	(-200 a 350)	(-270 a 1372)	(0 a 24.7)	(-50 a 150)	(-55 a 125)
Incertidumbre	± 0.5	± 1	$\pm 2\%$	± 0.2	± 0.5

En la Figura 3.4 se muestra la posición de los sensores de temperatura, velocidad, extractor de aire y el banco de resistencias. El intercambiador de calor tuvo en la pared del aislante 36 sensores de temperatura DS18B20 en la cual se colocaron en grupos de 4 en 9 alturas diferentes separados 25 cm. Por otro lado, en la sección interna del fluido de baja temperatura se establecieron 9 sensores analógicos con una separación de equidistante de 25 cm a lo largo del intercambiador

de calor. Además, 4 termopares tipo K a la entrada del ducto externo en donde está presente la mayor temperatura del sistema. Se instalaron 10 termopares tipo T en el sistema en los cuales, 4 se colocaron a la salida del intercambiador de calor, y los 6 restantes se instalaron dos grupos de 3 y cada grupo estuvo colocado a 1 m respecto al codo superior e inferior en donde la instalación fue entre el aislante y la pared metálica del sistema. Por otro lado, se instaló el sensor de velocidad de viento a la salida en el centro del codo inferior.

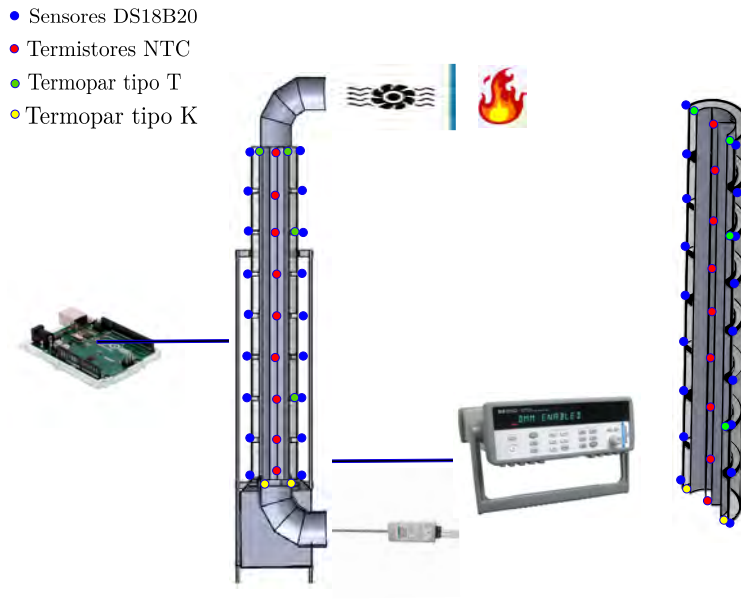


Figura 3.4. Instrumentación del intercambiador de calor.

En las pruebas experimentales se encontró que la velocidad en el área perpendicular a la salida del aire del codo no era uniforme. Debido a esto, se procedió al diseño de una malla de alambre, la cual fue instalada en la zona del codo. En cada uno de los puntos de la malla, se realizaron mediciones de la velocidad con un termo-anemómetro marca ALNOR y se promediaron. Los resultados obtenidos para la velocidad promedio del aire en el ducto fueron 2.7, 3.7, 4.7 y 5.5 m/s.

La idea principal de este proceso fue determinar la velocidad promedio del ducto y relacionarlo con la velocidad en el centro del ducto por medio de una ecuación. En este enfoque, la variable independiente corresponde a la velocidad medida por el sensor en el punto 11, mientras que la variable dependiente se obtiene como el promedio de las velocidades de todos los puntos que fueron evaluados durante el experimento. Para llevar a cabo este procedimiento, se realizaron pruebas a diferentes voltajes en el extractor de aire, que proporcionaron velocidades promedios de 2.7, 3.7, 4.7,

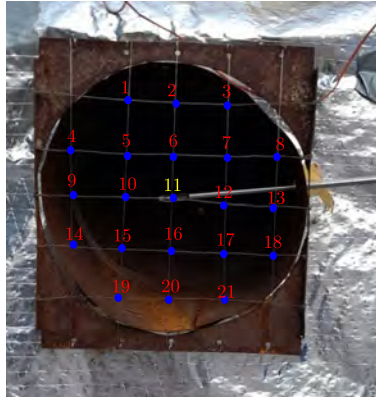


Figura 3.5. Puntos discretos sobre la salida del fluido interno.

y 5.5 m/s. Estas mediciones permitieron recopilar los datos necesarios para establecer una relación entre la velocidad promedio y la medida en el centro del ducto (punto 11). El comportamiento se muestra en la Figura 3.6 en donde se puede apreciar que la Ecuación 3.1 obtenida por el método de mínimos cuadrados cruza todos los puntos experimentales y con un valor de $R^2 = 0.99$. La ecuación que se desarrolló previamente, permite estimar la velocidad promedio en el ducto, cuando la velocidad del centro (punto 11), medida por el sensor FMA900A es de 4 m/s, sin necesidad de realizar más pruebas experimentales, dado que ya se dispone de la correlación obtenida. Esto optimiza el proceso de medición, ya que, con el uso de dicha relación, se puede estimar la velocidad de manera directa sin ajustes adicionales en el sistema. En la Figura 3.7 se presenta el intercambiador de calor aislado, el cual se equipó con los sensores de medición necesarios para el monitoreo de las variables pertinentes. La imagen muestra el banco de resistencias y el extractor de aire, componentes esenciales para el funcionamiento del sistema.

$$v_{prom} = 5.9336 - 5.541v_{sensor} + 1.9572v_{sensor}^2 - 0.17672v_{sensor}^3 \quad (3.1)$$

Para la caracterización de las condiciones ambientales durante los ensayos experimentales del intercambiador de calor, se emplearon datos proporcionados por una estación meteorológica ubicada en CENIDET Campus Mecánica. Esta estación está equipada con sensores para la medición de temperatura ambiente, velocidad y dirección del viento, humedad relativa y presión atmosférica. En este estudio, se utilizaron exclusivamente los valores de temperatura ambiente °C y velocidad del viento m/s, los cuales fueron registrados en intervalos de cada 10 min.

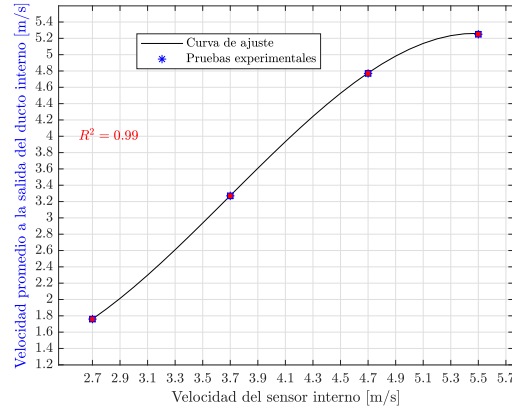


Figura 3.6. Curva de ajuste para el promedio de la velocidad del ducto interno.



Figura 3.7. Intercambiador de calor aislado e instrumentado.

3.2. Puesta en marcha del sistema

Una vez concluida la fase de construcción, ensamblaje e instrumentación del intercambiador de calor, se procedió a la ejecución de las pruebas experimentales. Estas pruebas se llevaron a cabo los días 10, 11, 12, 16 y 18 de diciembre del 2024, en un intervalo horario comprendido entre las 18:00 y las 22:00 horas. Los días 13, 14, 15 y 17 no se realizó pruebas debido a políticas de seguridad en el CENIDET y al mantenimiento de los sensores de medición. La selección de este horario es debido a que el intercambiador de calor se encontraba instalado a la intemperie, y durante este periodo la incidencia de la radiación solar es significativamente menor. Esto permitió minimizar su impacto sobre las mediciones, lo que aseguró que los datos recopilados reflejaran el comportamiento térmico

del sistema. En las Figura 3.8 se presenta el intervalo de días en los que se realizaron las pruebas experimentales, junto con el comportamiento de la temperatura ambiente, humedad y velocidad del viento registrada durante dicho periodo respectivamente. En la Tabla 3.2 se presentan las condiciones ambientales registradas durante cada prueba experimental en los días correspondientes. En esta tabla, se detallan la temperatura ambiente, la humedad relativa y la velocidad del viento asociadas a cada experimento. Los datos meteorológicos se obtuvieron a partir del promedio de las mediciones realizadas durante cada prueba, ya que las condiciones climáticas mostraron un comportamiento transitorio a lo largo del periodo de experimentación. Este enfoque permitió registrar las condiciones ambientales durante cada prueba, lo que resultó relevante para el análisis de los resultados y su correlación con el desempeño del sistema bajo estudio. Por otro lado, el término ΔT representa la diferencia de temperatura entre el sensor y la temperatura ambiente.

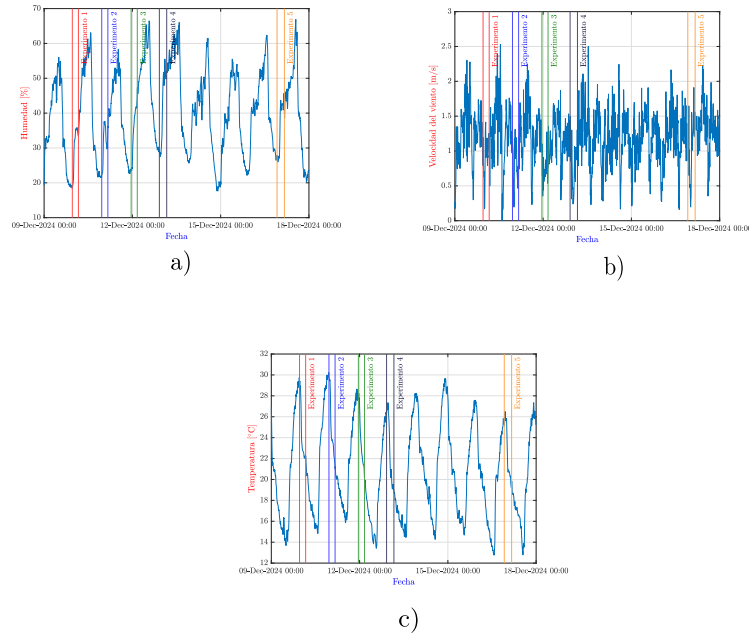


Figura 3.8. Comportamiento de las variables climáticas durante el experimento, a) temperatura ambiente, b) humedad y c) velocidad del viento.

Tabla 3.2. Condiciones ambientales durante el experimento.

Fechas	Experimento	T_{amb} [°C]	Humedad%	vel_{viento} [m/s]
10 de dicimebre 2024	$\Delta T_0 = 0.0$	29.9	21.9	1.1
	$\Delta T_1 = 2.9$	28.8	25.5	0.5
	$\Delta T_2 = 15.8$	24.9	35.2	0.9
	$\Delta T_3 = 22.2$	23.7	36.7	1.0
	$\Delta T_4 = 32.2$	21.7	37.3	0.6
11 de dicimebre 2024	$\Delta T_0 = 0.0$	27.7	27.6	0.9
	$\Delta T_1 = 3.6$	24.7	32.5	0.6
	$\Delta T_2 = 13.8$	22.8	38.0	0.7
	$\Delta T_3 = 19.6$	21.7	41.0	0.8
	$\Delta T_4 = 24.8$	20.9	41.7	0.8
12 de diciembre 2024	$\Delta T_0 = 0.0$	26.5	29.6	0.7
	$\Delta T_1 = 2.2$	22.2	44.6	0.4
	$\Delta T_2 = 10.4$	20.4	50.4	0.8
	$\Delta T_3 = 15.0$	19.3	53.2	0.9
	$\Delta T_4 = 20.6$	19.1	51.3	1.0
16 de dicimebre 2024	$\Delta T_0 = 0.0$	24.6	30.8	0.7
	$\Delta T_1 = 1.9$	20.7	42.0	1.2
	$\Delta T_2 = 9.1$	20.4	42.2	1.2
	$\Delta T_3 = 11.7$	20.4	42.2	1.4
	$\Delta T_4 = 16.9$	19.6	42.3	1.4

3.2.1. Proceso de obtención de datos experimentales

Por otra parte, en la Figura 3.9 se describe el procedimiento experimental seguido durante la ejecución de las pruebas. A continuación, se detalla el protocolo implementado.

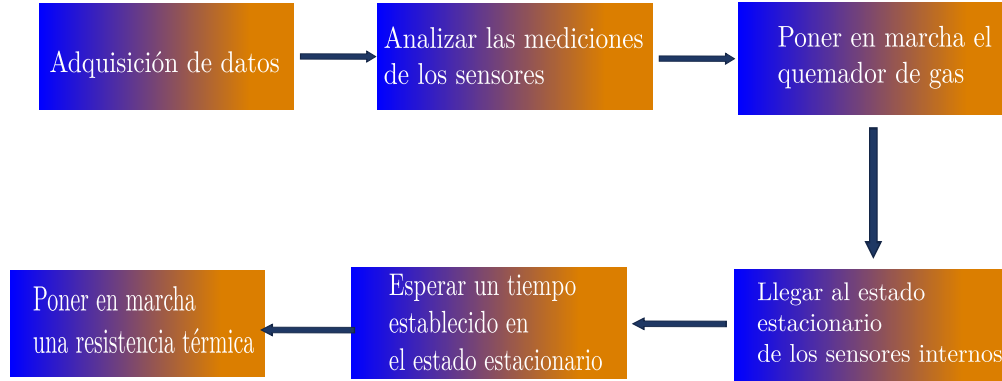


Figura 3.9. Proceso de las pruebas experimentales.

- 1. Adquisición de datos de medición:** en esta etapa se activaron todos los sensores de medición y el extractor de aire. El tiempo entre cada medición de las pruebas experimentales fue de 10 s programados en el Arduino y en el adquisidor de datos Agilent.
- 2. Analizar las mediciones de los sensores:** una vez que los sensores estuvieron activos, se

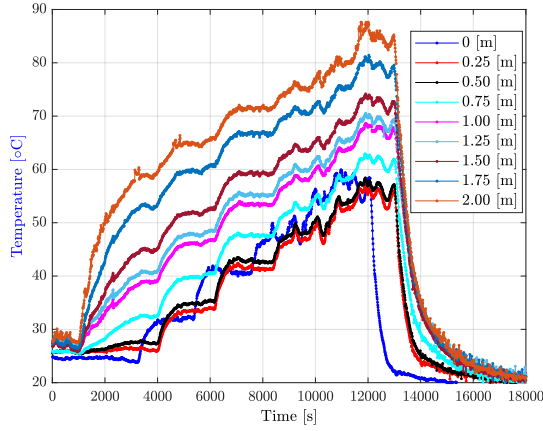
realizó la inspección de los sistemas de medición y se verificó que los equipos no presentaran fallas cuando estuvieron encendidos, posteriormente se verificó que los datos de medición sean consistentes.

3. **Poner en marcha el quemador de gas:** Se determinó la masa de gas consumida después del experimento pesando el depósito de gas antes y después del experimento. Con base en el punto 2, se procedió a encender el quemador de gas del intercambiador de calor y se realizó el ajuste de la flama con el objetivo de tener un buen proceso de combustión.
4. **Alcanzar el estado permanente:** Durante esta fase de desarrollo del equipo experimental, los sensores de medición estuvieron operativos y registrando datos. Inicialmente, los sensores internos requirieron un periodo de estabilización, donde las variaciones detectadas fueron mínimas aproximadamente $\pm 0.7^\circ\text{C}$, lo que confirmó el alcance del estado estacionario. Una vez alcanzado este estado, se procedió con el periodo de medición programado.
5. **Poner en marcha una resistencia térmica:** En esta parte del experimento, la adquisición de datos inició en condiciones ambientales; sin embargo, se cuenta con un banco de 4 resistencias térmicas que al activarse incrementa la temperatura de entrada del sistema. Por lo tanto, se activó una resistencia térmica y se volvió a repetir el proceso desde el punto 3 hasta completar las cuatro resistencias y las tres velocidades restantes.

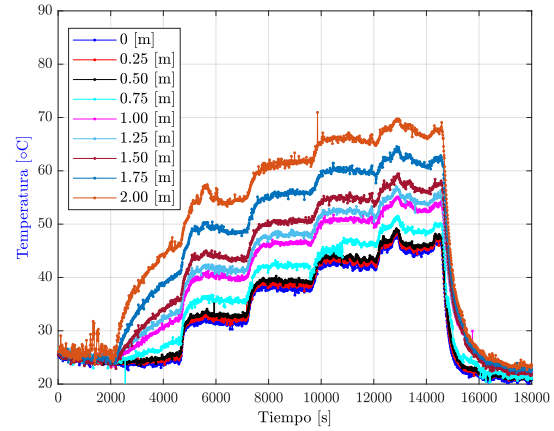
3.3. Resultados de las pruebas experimentales

En esta sección se presentan los resultados derivados de las pruebas experimentales realizadas bajo diversas condiciones de entrada. La primera prueba del intercambiador de calor fue ejecutada a una velocidad de flujo predeterminada, y la temperatura de entrada del sistema fue modificada para cada velocidad promedio. A continuación, se repitieron las mediciones a diferentes velocidades de entrada. En la Figura [3.10](#) se muestra el comportamiento de las temperaturas internas del ducto en función de las velocidades de flujo y las temperaturas de entrada. Se puede observar la presencia de dos fases: una transitoria y otra estable. Como se indicó anteriormente, cuando el sistema operó a una velocidad y temperatura de entrada específicas, el fluido alcanzó un estado estable. Por otro lado, al variar la temperatura de entrada, el sistema experimentó un estado transitorio, hasta que, después

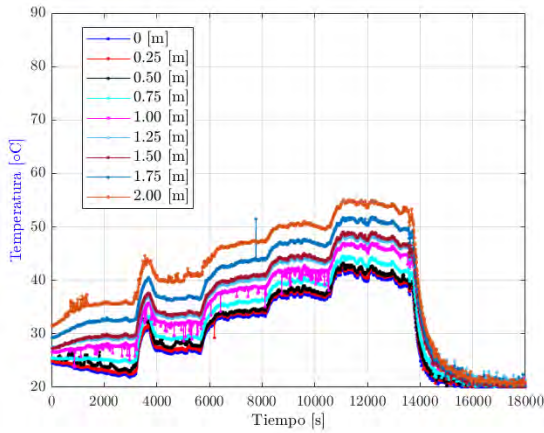
de un cierto tiempo, las temperaturas internas se estabilizaron en un valor constante, alcanzando el estado estable.



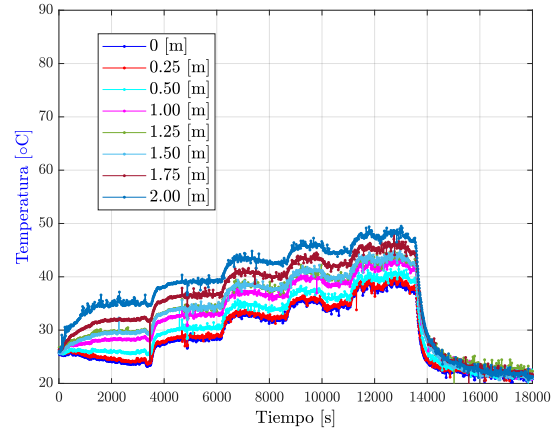
a) 1.8 [m/s].



b) 3.7 [m/s].



c) 4.7 [m/s].



d) 5.7 [m/s].

Figura 3.10. Temperaturas internas del sistema a diferentes velocidades promedio de entrada: a) 1.8 m/s, b) 3.3 m/s, c) 4.7 m/s y d) 5.2 m/s.

Las áreas de interés dentro del sistema se enfocan en la sección que opera en estado estable, dado que los intercambiadores de calor están diseñados para funcionar principalmente bajo estas condiciones. Este régimen estable se analizó debido a que representa el estado en el que el sistema alcanzó un equilibrio térmico y fluido-dinámico, lo que permite que las variables termo físicas, como la temperatura, la presión y el flujo másico, permanecieran con variaciones mínimas en el tiempo. La operación en estado permanente se empleó para evaluar el comportamiento térmico del intercambiador de calor bajo condiciones operativas estables, lo que proporciona una región de análisis para

evaluar su rendimiento en diferentes situaciones de funcionamiento. En este contexto, en la Tabla 3.3 se presentan las temperaturas registradas en estado estacionario para cada altura del intercambiador de calor, junto con las condiciones iniciales del experimento, como la velocidad promedio de entrada y la temperatura inicial del fluido de trabajo en la cual se representó como una diferencia de temperatura del sensor a la entrada del intercambiador de calor y el ambiente $\Delta T_i = T_{sensor} - T_{amb}$. Estos datos mostrados es el promedio de las regiones cuasipermanentes donde i es el número de resistencias activas.

El estudio de estas zonas en régimen cuasi-permanente permite la determinación de parámetros como la eficiencia térmica del intercambiador, la capacidad de transferencia de calor, la distribución de temperaturas a lo largo del sistema. Estos datos se utilizaron para la validación del modelo de simulación del intercambiador de calor.

Tabla 3.3. Resultados de las pruebas experimentales

Velocidad [m/s]	Temperaturas [°C]	Altura del intercambiador de calor [m]								
		0.00	0.25	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00
1.8	$\Delta T_0 = 0.0$	24.1	26.2	27.5	32.5	38.9	40.7	44.9	53.1	58.8
	$\Delta T_1 = 2.9$	31.9	33.0	34.7	40.5	48.3	48.4	52.3	60.3	64.0
	$\Delta T_2 = 15.8$	40.7	41.3	42.6	47.5	53.5	55.3	59.1	66.7	71.4
	$\Delta T_3 = 22.2$	45.9	46.1	47.6	53.1	58.9	60.5	64.3	71.2	76.6
	$\Delta T_4 = 32.2$	53.9	54.6	56.1	62.0	67.4	69.2	72.8	79.4	84.5
3.3	$\Delta T_0 = 0.0$	23.6	25.0	25.5	28.0	32.4	33.7	35.8	40.9	46.3
	$\Delta T_1 = 3.6$	31.3	32.2	33.1	35.9	40.2	42.0	43.9	49.4	54.7
	$\Delta T_2 = 13.8$	38.5	38.9	39.5	42.1	46.1	47.8	50.1	55.2	61.4
	$\Delta T_3 = 19.6$	42.4	42.8	44.4	46.6	51.2	52.6	55.1	60.3	65.7
	$\Delta T_4 = 24.8$	45.7	46.2	46.8	49.8	53.4	55.1	57.3	62.2	67.9
4.7	$\Delta T_0 = 0.0$	22.7	23.1	23.6	24.9	27.9	29.3	29.7	32.8	35.9
	$\Delta T_1 = 2.2$	26.9	27.5	28.0	29.5	32.3	33.5	34.0	36.9	40.8
	$\Delta T_2 = 10.4$	33.2	33.8	34.2	35.9	38.4	40.2	40.8	43.8	47.1
	$\Delta T_3 = 15.0$	36.7	37.2	37.6	39.1	41.6	43.1	43.7	46.4	49.7
	$\Delta T_4 = 20.6$	41.5	41.9	42.2	43.7	46.2	47.9	48.3	51.1	54.3
5.2	$\Delta T_0 = 0.0$	23.8	24.2	24.4	26.4	28.4	29.9	29.8	32.1	35.0
	$\Delta T_1 = 1.9$	28.2	28.9	29.7	30.5	32.9	34.2	34.2	36.6	39.2
	$\Delta T_2 = 9.1$	32.4	32.7	33.0	34.7	36.8	38.2	38.4	40.5	43.0
	$\Delta T_3 = 11.7$	34.1	35.0	35.6	36.3	38.9	39.9	40.1	42.5	45.2
	$\Delta T_4 = 16.9$	38.2	39.2	36.8	40.3	42.8	43.5	44.2	45.5	48.4

El modelo experimental permitió la caracterización del comportamiento térmico del intercambiador de calor a contra flujo bajo distintas condiciones operativas. La instrumentación instalada

garantizó la medición de la velocidad promedio del fluido y de las temperaturas de entrada y salida de los gases de combustión. Los datos obtenidos en las pruebas experimentales servirán para la validación de la simulación numérica en Ansys Fluent, donde las condiciones de frontera se definirán a partir de las mediciones realizadas. Este procedimiento permitirá evaluar el desempeño térmico del sistema y establecer una comparación con los resultados experimentales. El siguiente capítulo presenta la metodología utilizada para la configuración del dominio computacional, el esquema de discretización, la selección del modelo de turbulencia y las condiciones de contorno aplicadas en el análisis numérico.

Simulación del intercambiador de calor

Este capítulo describe la simulación de un intercambiador de calor a contra flujo en donde se utilizaron herramientas de dinámica de fluidos computacional (CFD) para analizar su desempeño térmico y validar los resultados con datos experimentales. La simulación inició con la creación de la geometría en Ansys SpaceClaim, seguida de la generación de la malla en Ansys Meshing. Posteriormente, se configuraron los modelos físicos en Ansys Fluent, se incluyeron las ecuaciones de masa, cantidad de movimiento, energía, y los modelos de turbulencia. Finalmente, se analizaron los resultados mediante la herramienta de postproceso.

Se usó Ansys Fluent para resolver las ecuaciones presentadas en el capítulo 2. El programa consta de tres pasos para la simulación, el Pre-procesador (creación de la geometría y mallado), procesador y post-procesador Fluent.

En el primer paso se desarrolló la geometría y las condiciones físicas (aletas, ducto interno, anillos, etc). Una vez definido la geometría se desarrolló la malla numérica y se realizó un análisis de calidad de malla para asegurar la convergencia de la simulación. Se analizó la malla creada para no tener errores de convergencia en la simulación y disminuir el tiempo de cómputo.

El segundo paso es el procesador donde se generan las condiciones de frontera para realizar la simulación y se definen las propiedades físicas de los fluidos de trabajo y los materiales del intercambiador de calor. Se resuelven las ecuaciones de masa, momentum, energía y radiación aplicados en la geometría y malla numérica creada.

El tercer paso es el postprocesador, es en donde se analizan los resultados utilizando herramientas, y funciones especializadas para la visualización y el análisis de los resultados.

4.1. Creación de la geometría

El intercambiador de calor está diseñado con dos tubos concéntricos, el diámetro interno fue de 0.2032 m y el externo 0.3048 m. El tubo interno tenía instalado cuatro aletas verticales que van a lo largo del intercambiador de calor. Al tubo externo se le soldaron siete trampas horizontales con una separación equidistante de 0.25 m en todo el tubo externo.

Ansys Fluent proporciona una herramienta de modelado 3D llamado SpaceClaim la cual permite crear, manipular y modificar geometrías complejas de manera rápida. SpaceClaim permite unir múltiples cuerpos en una única geometría, útil para definir zonas de flujo y superficies de frontera. También permite la creación de superficies complejas, necesarias para simular el comportamiento del fluido en simulaciones avanzadas.

Fluido interno

En el presente trabajo el espesor de pared no fue tomado en cuenta en la creación de la geometría, sino hasta el procesamiento de la simulación. Se crearon los dos tubos del sistema de 2 m como se

muestra en la Figura 4.1. En el diseño de la geometría, se consideró que la sección por la cual circula el fluido interno cuenta con cuatro aletas verticales, situadas a una distancia de 0.076 m desde la pared interna hasta el centro del ducto interno.

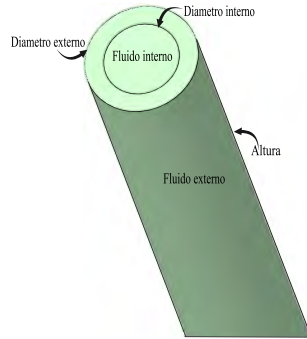


Figura 4.1. Representación de los tubos concéntricos en un intercambiador de calor a contra flujo.

Para el modelado y análisis, el volumen interno se dividió en cinco secciones distintas. Esta división permitió la creación de interfaces entre las secciones y la capacidad de gestionar de manera efectiva el mallado numérico de la geometría. Al dividir el volumen en secciones, se pueden adaptar y refinar los detalles del mallado con precisión, mejorando la calidad y exactitud de las simulaciones.

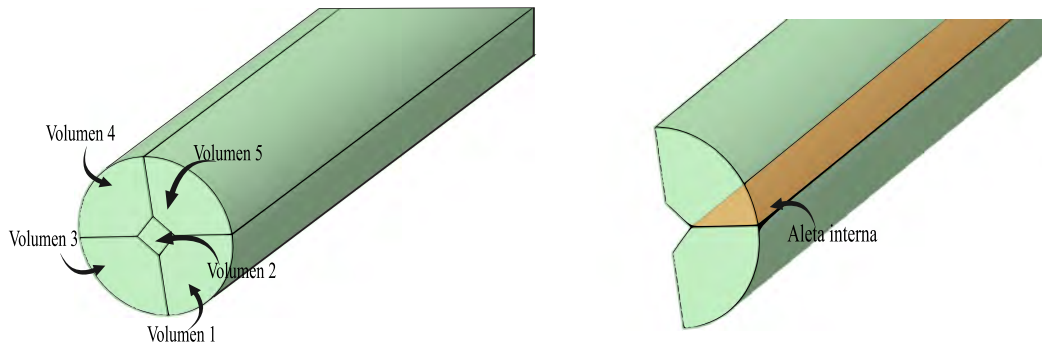


Figura 4.2. Creación de las aletas internas en el volumen interno.

Fluido externo

La estructura segmentada facilita la aplicación de condiciones de frontera y la integración de interfaces complejas entre los distintos volúmenes, permitiendo un análisis detallado del comportamiento del fluido y de las interacciones entre las paredes, ver Figura 4.2. Cada trampa está instalada a una distancia de 0.25 m desde el centro del tubo, teniendo una distribución a lo largo de la altura

del tubo. Para integrar las trampas de fluido de alta temperatura, el volumen externo se subdividió en siete secciones distintas. Cada una de estas secciones está definida por las trampas, creando áreas específicas donde pasa el fluido de alta temperatura.

Al segmentar el volumen en siete partes, se facilita la creación y la modelación de las trampas y se permite una evaluación del impacto de cada trampa en el flujo de aire. Cada trampa actúa como un elemento de control que modifica el patrón de flujo del fluido y la mezcla a lo largo del tubo, ver Figura 4.3. La sección A1 representa la trampa de aire, la sección A2 es la pared interna que separa los dos fluidos de trabajo y la sección A3 es la parte donde pasa el fluido de trabajo. La Figura 4.4 presenta la geometría general del intercambiador de calor a contra flujo utilizada para realizar el proceso de mallado.

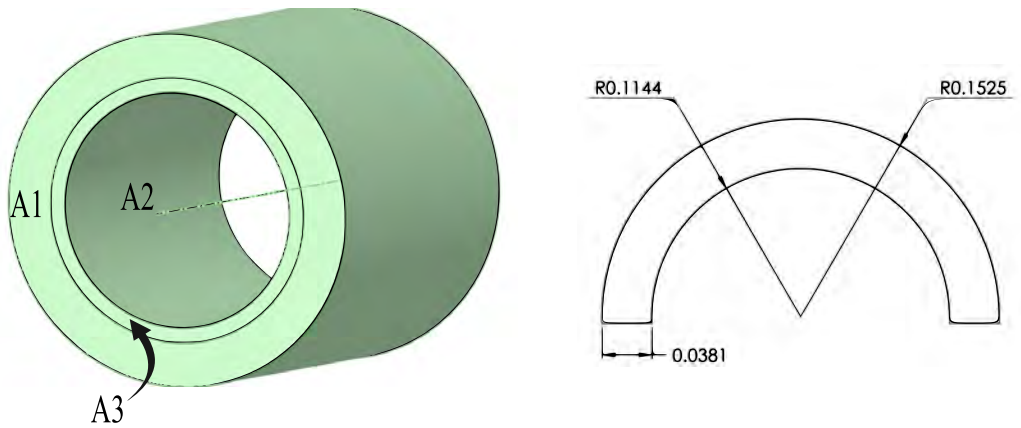


Figura 4.3. Sección del fluido externo con trampas.

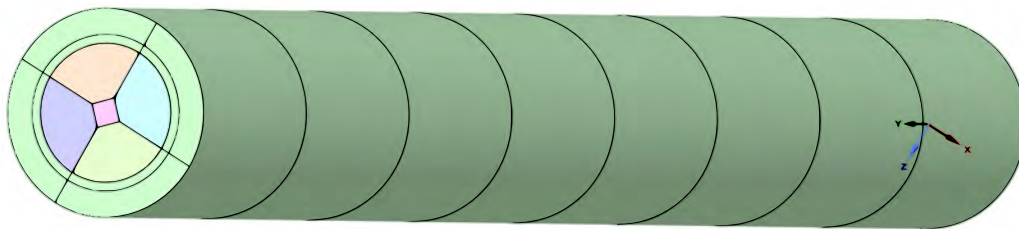


Figura 4.4. Geometría del intercambiador de calor a contra flujo.

4.1.1. Creación de las selecciones nombradas

Las selecciones nombradas funcionan como indicadores en la geometría que sirven para indicar, gestionar y simplificar condiciones de frontera, tales como: condiciones de entrada, salida, establecer zonas de pared, zonas por donde pasa un fluido de un volumen a otro. En este trabajo se considera un intercambiador de calor a contra flujo, por lo tanto, en la entrada como en la salida fueron definidas con selecciones nombradas de tipo **inlet1**, **outlet1** para el volumen interno y **inlet2**, **outlet2** para el volumen externo. Las selecciones nombradas previamente en Ansys Fluent permiten que el software reconozca automáticamente dichas secciones como condiciones de entrada y de salida, ya sea de velocidad, flujo másico, presión, flujo volumétrico etc., ver Figura [4.5](#). Generar las selecciones nombradas como condiciones de entrada y salida se pueden especificar condiciones como: velocidad, presión flujo másico, flujo volumétrico. En este estudio se utilizó velocidad como condición de entrada y presión como condición de salida. La pared se construyó con la superficie que separa los dos volúmenes. El volumen interno tiene una superficie externa que a su vez es la superficie interna del volumen externo, se nombró la pared como **paredinterna** y **pared-interna** para el fluido interno y externo, respectivamente. Las superficies que se crearon en el volumen externo son de dos tipos: la superficie de las trampas (pared) y donde pasa el fluido externo. Se crearon secciones nombradas para las superficies donde están presentes las trampas horizontales, por ejemplo **ani1**, el número indica la trampa creada en ese volumen. La superficie por donde pasa el fluido se nombró como **paso1**. Además, se nombraron otras dos superficies como: **ani-1** y **paso-1**, estas superficies pertenecen al volumen adyacente al volumen principal. Es necesario nombrar las superficies, asignándoles un nombre que faciliten su identificación, ya que durante el procesamiento se generan las interfaces correspondientes. Ver Figura [4.6](#).

La Figura [4.7](#) muestra la geometría final del intercambiador de calor, destacando la pared interna que separa los dos fluidos de trabajo, las aletas que recorren el intercambiador en el ducto interno y los anillos en la sección anular. La geometría consta de un total de 13 volúmenes, de los cuales 8 corresponden al volumen externo y 5 al volumen interno.

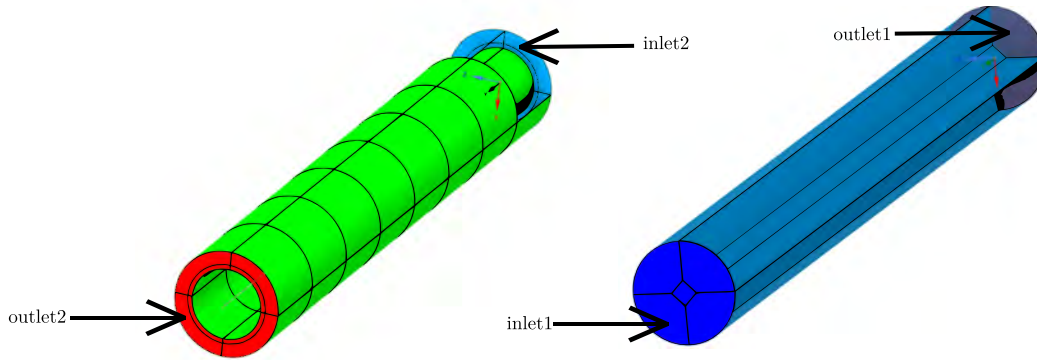


Figura 4.5. Condiciones de entrada y salida para el volumen externo (izquierda) y volumen interno (derecha).

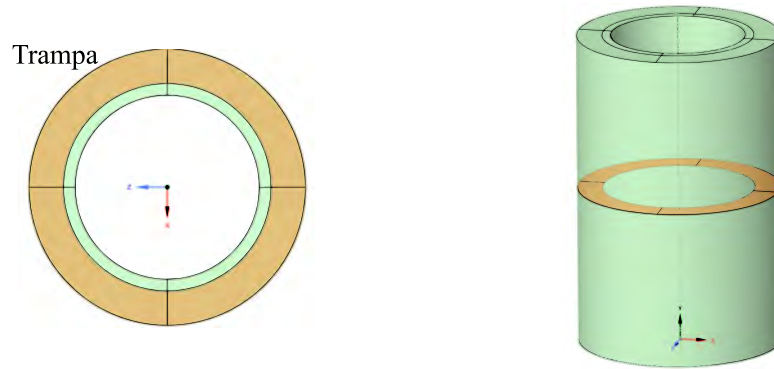


Figura 4.6. Selección nombrada para las trampas del intercambiador de calor.

4.2. Mallado del sistema

Una vez creada la geometría del sistema se procedió a realizar la malla numérica. El mallado consiste en la discretización del dominio computacional en una serie de puntos discretos. Existen varias formas de mallar un dominio computacional, siendo las más comunes: estructurada, no estructurada e híbrida. En una malla estructurada, los elementos tienen una forma uniforme, como cuadrados en 2D o cubos en 3D, siguiendo un patrón regular. Por otro lado, una malla no estructurada no sigue un patrón específico y utiliza elementos de formas variables. El mallado híbrido combina ambos tipos, empleando elementos hexaédricos y tetraédricos en 3D. La elección del tipo de mallado depende de la geometría; en geometrías complejas se recomienda un mallado estructurado, híbrido o no estructurado.

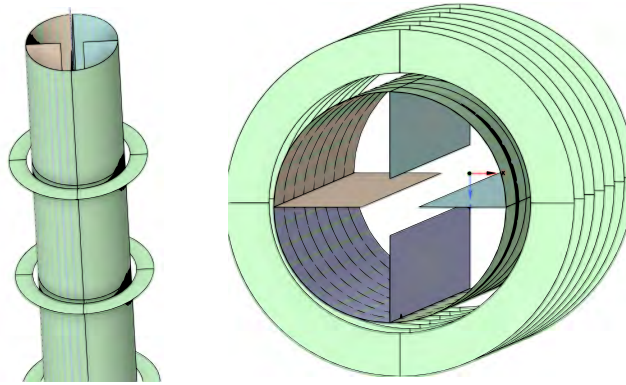


Figura 4.7. Intercambiador de calor diseñado en SpaceClaim.

La calidad de la malla es fundamental para obtener resultados precisos. En este caso, se optó por un mallado estructurado para garantizar estabilidad y precisión, lo que ayuda a evitar problemas de convergencia durante la simulación del intercambiador de calor. Los tres factores que determinan la calidad de una malla son la ortogonalidad, la razón de aspecto y la oblicuidad. Cada uno de estos parámetros ofrece información sobre la calidad de la malla. Según Ansys Fluent, la Tabla 4.1 presenta los valores de referencia para evaluar dicha calidad.

La relación de aspecto es una medida del tamaño del elemento, que se refiere a la proporción entre su longitud y su ancho o altura. La oblicuidad indica el grado de desviación de un elemento, respecto a una forma ideal, siendo los elementos ideales aquellos cuyos ángulos se acercan a 90° . Los valores ideales de los tres factores de calidad son: 1 para la relación de aspecto, 1 para la ortogonalidad y 0 para la oblicuidad. Tener valores cercanos a lo ideal asegura la convergencia de la simulación.

Tabla 4.1. Parámetros de aceptación para la calidad de la malla.

Descripción	Rango
Relación de aspecto	1-10
Ortogonalidad	0.3 - 1
Oblicuidad	0 - 0.5

En la Figura 4.8 se muestra la geometría importada a Ansys Meshing, con sus condiciones de pared, interior, entrada y salida, así como los 13 volúmenes del intercambiador de calor.

La estructura del mallado se realizó de adentro hacia fuera, es decir, se comenzó por mallar los volúmenes internos y luego se procedió con los volúmenes externos. En la Figura 4.9 se muestra el

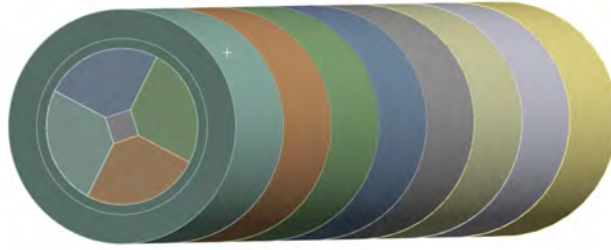


Figura 4.8. Geometría del intercambiador de calor.

mallado interno del sistema, donde se utilizarón las divisiones del volumen interior y tres edge sizing para generar una malla con hexaedros. El edge sizing es una opción para mallar volúmenes con un sistema de referencia basado en sus ejes. Los ejes seleccionados fueron los bordes del fluido interno, las líneas en dirección radial hacia el exterior y el eje que representa la longitud del fluido interno, con 20, 15 y 253 elementos, respectivamente. Tras definir el número de nodos, se procedió a ejecutar el mallado sobre dicho volumen interno. En la Figura [4.9](#) se presenta el mallado del fluido interno. Para el desarrollo del mallado en el volumen externo se utilizó la opción Multizone, que proporciona herramientas para generar una malla hexaédrica. Con el apoyo de edge sizing, se logró un mallado hexaédrico, colocando un edge sizing adicional en los ejes del fluido externo, con 20 elementos, Ver Figura [4.10](#)

La Tabla [4.2](#) presenta los valores mínimos de los parámetros de oblicuidad, ortogonalidad y relación de aspecto del fluido interno y externo del intercambiador de calor, los cuales indican la calidad del mallado. Los resultados muestran que la relación de aspecto está dentro del rango aceptable, al igual que los valores de oblicuidad y ortogonalidad, lo que sugiere el mallado es de buena calidad.

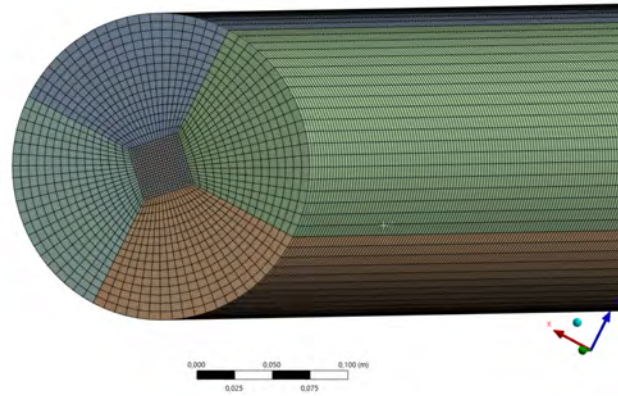


Figura 4.9. Mallado del volumen interno.

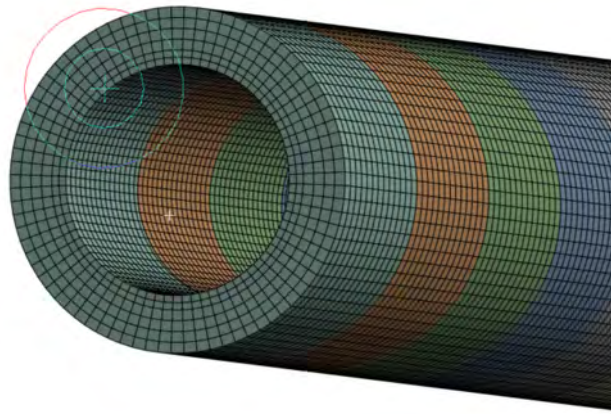


Figura 4.10. Mallado del volumen externo.

Tabla 4.2. Parámetros mínimos de la calidad de la malla.

Descripción	Intervalo	Parametro de calidad
Relación de aspecto	1-10	1.24
Ortogonalidad	0.3 - 1	0.73
Oblicuidad	0 - 0.5	1.30e-010

4.3. Procesamiento

Los valores iniciales del sistema se muestran en la Tabla 4.3 en donde se presenta la velocidad de entrada, temperaturas, tipo de material del intercambiador de calor, presión de salida y los fluidos de trabajo considerados en la sección interna y sección anular.

Tabla 4.3. Condiciones iniciales para realizar el proceso de simulación.

Descripción	Tubo interno	Tubo externo
Velocidad de entrada	4.28 m/s	0.5 m/s
Temperatura	25 °C	400 °C
Presión de salida	101.325 kPa	101.325 kPa
Fluido de trabajo	Aire	Aire
Material de los ductos	Acero AISI 304	Acero AISI 304

La Figura 4.11 muestra el menú principal de Ansys Fluent, donde se encuentran diversas opciones para ajustar los parámetros de la simulación. Después de definir la geometría y el mallado del equipo en Ansys Fluent, se generó un informe de la malla para asegurar que se había cargado correctamente y que cumplía con los estándares de ortogonalidad. Para verificar la calidad del mallado, se utilizó la opción *Check/Performance Mesh*, que permite comprobar si el software procesó correctamente el mallado con los parámetros de calidad establecidos. Ansys Fluent tiene la capacidad de acoplar interfaces entre regiones adyacentes. Para modelar las paredes delgadas y las zonas de fluido, se utilizaron las opciones *matching* y *couple wall*, las cuales permiten modelar una pared compuesta por dos superficies unidas, creando una interfaz que facilita la transferencia de calor y el flujo de fluidos. Estas opciones fueron clave para las zonas de pared, como la superficie interna del intercambiador de calor, las aletas del ducto interno y los anillos de la sección externa.

Para definir una pared interna del intercambiador de calor se accede a la opción *interface/manual creat/creat* lo que despliega una ventana con todas las interfaces no definidas junto con sus selecciones nombradas, como se muestra en la Figura 4.12. Por ejemplo, para crear la aleta 1 del intercambiador de calor, se hizo clic derecho sobre las superficies **ale1** y **ale-1**. Las opciones asignadas a la interfaz fueron *matching* y *couple wall*, lo que permitió que Ansys Fluent tratara ambas superficies como una sola. Para declarar las zonas de paso del fluido, se seleccionaron las superficies **paso1** y **paso-1**, y se aplicó la opción *matching*, ya que por esa sección fluye fluido. Este proceso se repitió para crear

CAPÍTULO 4. SIMULACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

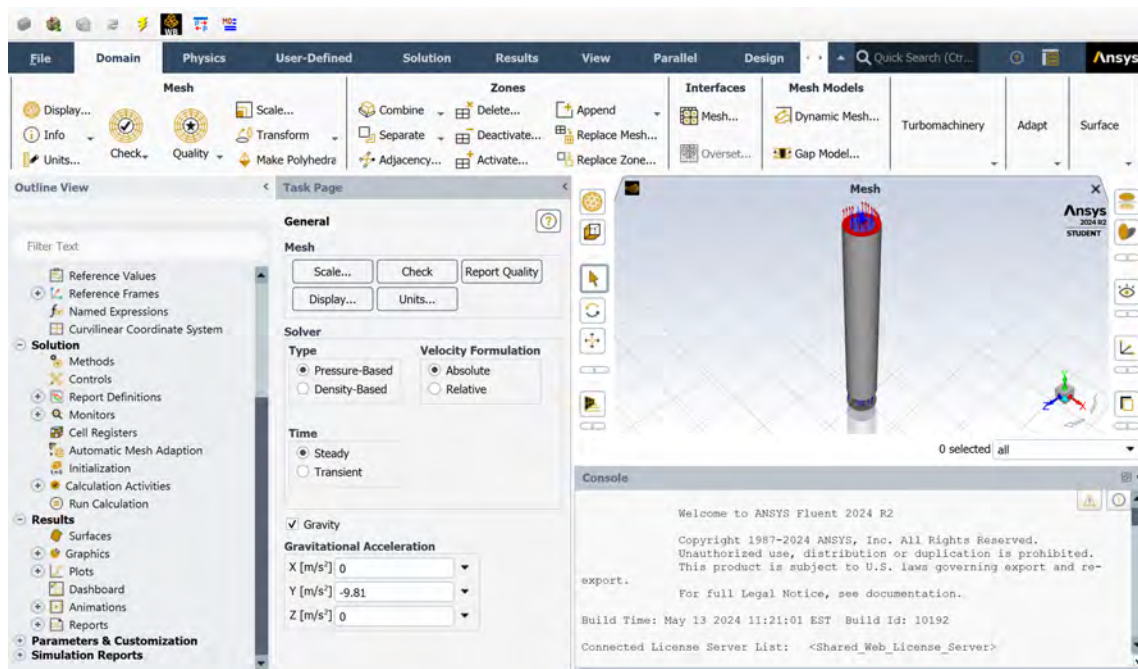


Figura 4.11. Pantalla principal de Ansys Fluent.

todas las interfaces por donde circula el fluido de trabajo.

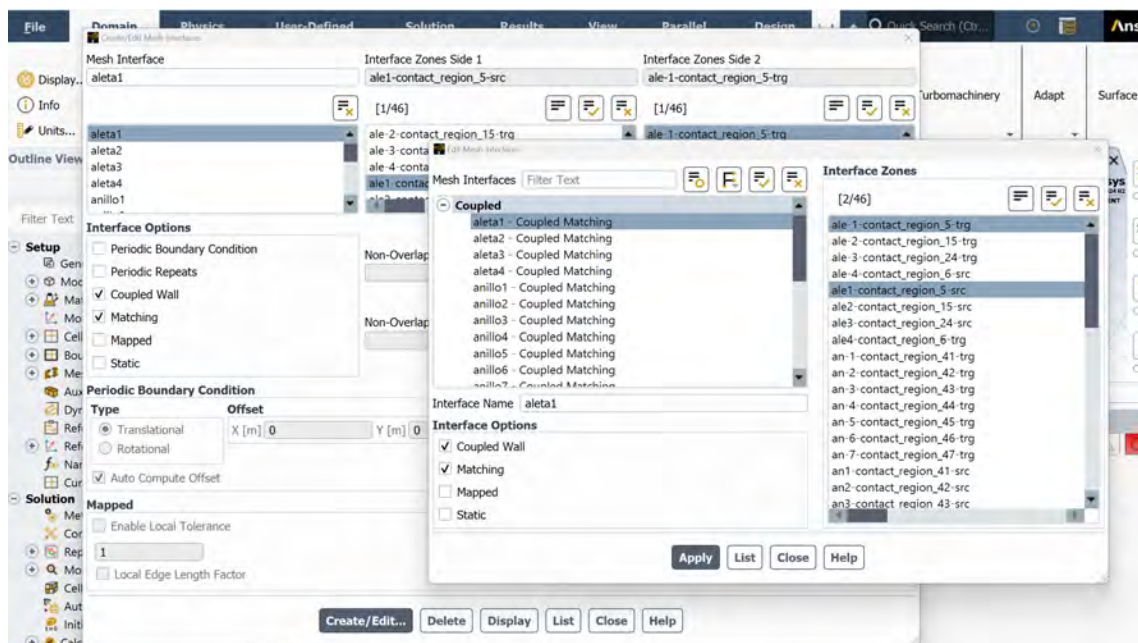


Figura 4.12. Creación de las interfaces.

4.3.1. Configuración de simulación del intercambiador de calor

- **Elección de las ecuaciones básicas a resolver:** en esta sección se seleccionaron las ecuaciones de momentum para flujo turbulento en *Define / Models / Viscous / $k-\epsilon$* , la ecuación de energía en *Define / Models / Energy*, y la ecuación de radiación en *Define / Models / Radiation / Discrete Ordinates*.
- **Especificación de las propiedades de los materiales.** El fluido de trabajo en ambos ductos se consideró como aire, y el material de los ductos fue especificado como acero. En la ventana principal del programa, se seleccionó *Define / Materials*, y en la ventana desplegada se eligieron los tipos de materiales (fluidos y/o sólidos) presentes en el dominio durante la simulación y sus respectivas propiedades termo-físicas.
- **Especificación de las condiciones de frontera:** 29 en este paso, se definieron los parámetros de entrada, como la velocidad y la temperatura, para las entradas de cada ducto, así como el tipo de condición de salida correspondiente. Además, se asignaron los materiales a los sólidos presentes en la simulación. Las condiciones de frontera se declararon seleccionando *Define / Boundary Conditions* en la ventana principal. Para la zona denominada inlet2 (entrada del ducto exterior), en la pestaña *Momentum*, se estableció una velocidad de entrada de 0.5 m/s para los gases de combustión, y en la pestaña *Thermal*, se especificó una temperatura de entrada de 400°C (673 K). De manera similar, para la zona definida como inlet1 (entrada del ducto interior), en la pestaña *Momentum*, se asignó una velocidad de entrada de 4.28 m/s para el aire de secado, y en la pestaña *Thermal*, se estableció una temperatura de entrada de 25°C (298 K).

Posteriormente, se asignaron los valores de la presión a la salida para ambos ductos del sistema, especificando presión atmosférica. En Ansys Fluent se declaró un valor de 0 pascales para indicar que la zona seleccionada se encuentra a presión atmosférica. Para la zona Outlet2 (salida del ducto exterior) en la pestaña *Momentum* se estableció un valor de cero, y en la pestaña *Thermal*, se especificó una temperatura de salida de 25 °C (298 K). El mismo procedimiento se siguió para la zona Outlet1 (salida del ducto)

Para la declaración de los materiales presentes, en la ventana de *Boundary Conditions*, primero se definieron las aletas del intercambiador de calor. Se seleccionó la zona aletas, y en la

pestaña *Momentum* se mantuvieron las configuraciones predeterminadas del programa. En la pestaña *Thermal*, se especificaron las propiedades térmicas de las aletas. En la sección *Thermal Condition*, se consideró una transferencia de calor conjugada (conducción-convección-radiación), por lo que se seleccionó la opción *Coupled*. A continuación, se cargó el material Acero AISI 304 desde la librería en la sección *Material Name*, se especificó un espesor de 0.0009 m (calibre 20), y se activó la opción *Shell Conduction* para que se resolviera la conducción a través de las aletas, el ducto interno y el ducto externo.

Para la especificación de las características térmicas del ducto exterior del intercambiador de calor, en la pestaña *Thermal*, en la sección *Thermal Condition* se consideró que la pared es adiabática (físicamente aislada). Por ello, se seleccionó *Heat Flux* y se le asignó un valor de 0 W/m². Las demás características se mantuvieron según las configuraciones predeterminadas Ansys Fluent.

Posteriormente, se establecieron los datos de solución del sistema. En la pestaña *Solutions*, se desplegaron las opciones de configuración para definir las condiciones de solución de las ecuaciones, como se muestra en la Figura [4.13](#). El método utilizado para resolver el sistema fue SIMPLEC, una metodología para el acoplamiento de las ecuaciones de masa, momentum y energía. Para la discretización espacial de las ecuaciones (Momentum, Energía, Cinética Turbulenta, Velocidad de Disipación Turbulenta, Modelado de Ordenadas Discretas), se empleó el esquema de aproximación Upwind de segundo orden. Finalmente, se activó la opción High Order Term Relaxation para mejorar la estabilidad de la solución.

Los criterios de convergencia que utiliza Ansys Fluent para las ecuaciones de continuidad y velocidad en las direcciones x , y , y z , así como para la energía cinética turbulenta y la disipación de energía turbulenta, son de 0.001. Para las ecuaciones de energía y el modelo de radiación DO, el criterio de convergencia es de 0.000001. Estos valores vienen predeterminados en el procesador, por lo que no se modificaron, y los factores de relajación también se mantuvieron por defecto. El procedimiento para ejecutar la simulación comienza en la pestaña *Solution/Initialization*, donde Ansys Fluent establece un punto de partida para el cálculo de la solución. Tras la inicialización, se procede a resolver. El número máximo de iteraciones se fijó en 1000. La simulación se realizó en una PC equipada con un procesador intel de 12^a generación, 32 GB de memoria RAM DDR5, y una tarjeta gráfica GTX 1050 Ti.

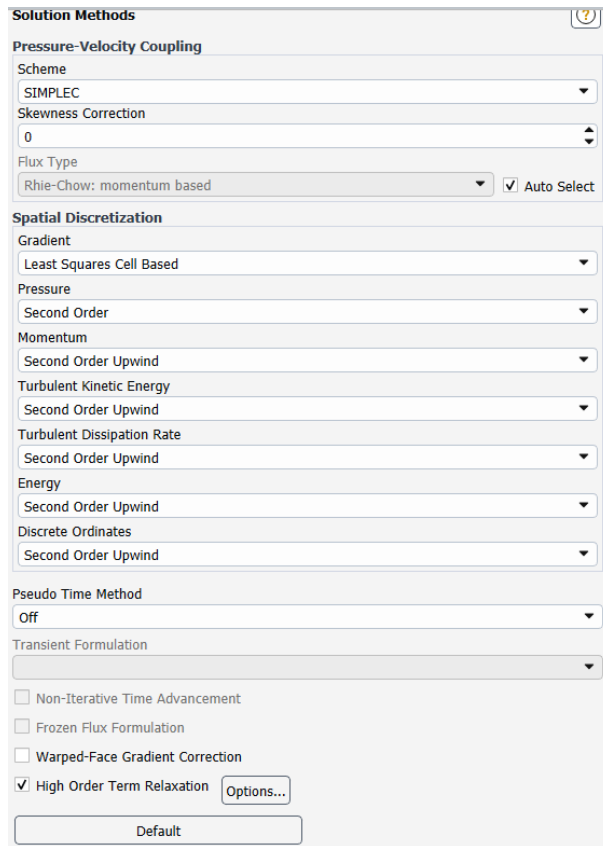


Figura 4.13. Menú de configuración del método de solución.

Una vez definidos todos los parámetros de la simulación, incluidas las condiciones de entrada y salida, las zonas de fluido y de pared, así como el método de solución, se procedió a ejecutar la simulación con un número máximo de iteraciones establecido. Ansys Fluent, como parte de sus funciones estándar, genera automáticamente gráficos de los residuales para cada modelo físico utilizado en la simulación. En la Figura 4.14, se muestra el comportamiento de los residuales, que presentan una tendencia descendente. Esta tendencia indica que la solución se está acercando a la convergencia, lo cual sugiere que el modelo ha sido configurado correctamente.

No obstante, la aparición de picos en los residuales puede ser un indicio de problemas que requieren atención, como inestabilidad numérica o un mallado de calidad insuficiente. Aunque se observaron picos en la ecuación de energía, su impacto disminuyó conforme avanzaban las iteraciones, lo que sugiere que el modelo comienza a estabilizarse.

En este caso particular, la simulación alcanzó la convergencia en 370 iteraciones. Sin embargo,

la temperatura del fluido de alta temperatura logró estabilizarse en solo 100 iteraciones, mientras que la temperatura del fluido externo continuó fluctuando hasta converger en 450 iteraciones. Esto es debido a que, los criterios de convergencia son altos, por lo tanto se disminuyó más los criterios de convergencia para que la temperatura del fluido externo se estabilizara. A pesar de alcanzar las condiciones de convergencia para todas las variables, se optó por continuar con las iteraciones para obtener un análisis más detallado del comportamiento del sistema. Durante estas iteraciones adicio-

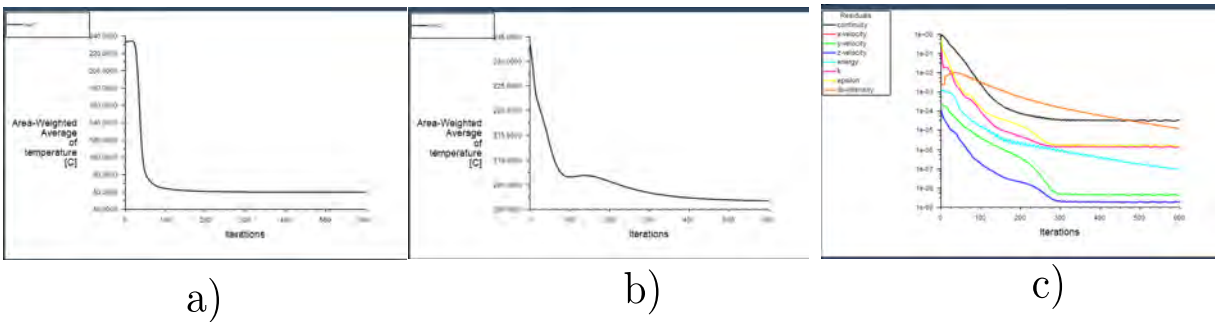


Figura 4.14. Residuales de la simulación numérica, a) residuales de los modelos físicos, b) residual de la temperatura de salida del fluido de baja temperatura y c) fluido de alta temperatura.

nales, se observó que las curvas de temperatura no experimentaron variaciones significativas, lo que confirma que el sistema había llegado a un estado de convergencia estable y robusto. Este procedimiento adicional asegura que no se omiten fluctuaciones residuales que compromete la precisión y validez de los resultados obtenidos.

La simulación del intercambiador de calor permitió analizar el desempeño térmico mediante herramientas de dinámica de fluidos computacional. El proceso incluyó la generación de la geometría, el mallado y la configuración de los modelos físicos, con la incorporación de las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, además de los modelos de turbulencia. Los resultados obtenidos en el postproceso proporcionaron información detallada sobre los perfiles de temperatura, los campos de velocidad y los flujos de calor, lo que permitió evaluar la exactitud del modelo numérico en comparación con los datos experimentales.

4.4. Post-procesamiento y verificación

En este apartado se muestra los resultados de la simulación del sistema. Se muestra las condiciones de entrada y la salida del sistema. Se presenta las temperaturas, velocidades y presiones. Por otro lado los contornos de velocidad, presión y temperatura en el sistema en donde se puede notar el comportamiento térmico del equipo. Una vez simulado el intercambiador de calor se procedió a realizar superficies en el dominio computacional para realizar el análisis térmico. La razón de ello es debido a realizar contornos de temperatura, presión, líneas de corriente para analizar los resultados del intercambiador de calor.

Las condiciones de operación del intercambiador de calor (temperaturas T_{in} , T_{out}) establecidas en la sección 4.3 se simularon para las cuatro configuraciones geométricas reportados por **Barrera Román. (2012)** [29], como se muestra en la Tabla 4.4. La verificación garantizó que el modelo computacional mostrara resultados congruentes con respecto a la literatura en las temperaturas de salida de los fluidos de trabajo del intercambiador de calor. Los términos f_i y f_e representan el fluido interno y externo respectivamente.

Tabla 4.4. Resultados de la simulación.

Geometría	Temperaturas de salida			
	f_i		f_e	
	Presente trabajo	Barrera Román. (2012) [29]	Presente trabajo	Barrera Román. (2012) [29]
Tubos concéntricos	46.0	46.1	281.6	270.0
Tubo interno aleteado	47.0	47.4	274.3	269.7
Tubo externo con anillos	56.1	-	225.1	-
Sistema híbrido	59.6	58.4	201.8	201.8

A continuación, se presentan los contornos de temperatura y de velocidad dentro del volumen computacional. En la Figura 4.15, se muestran los contornos de temperaturas a la salida del fluido interno correspondientes a las cuatro configuraciones del sistema. En la Figura 4.16 se muestra los contornos de temperatura a la salida del fluido externo. Por otro lado, en la Figura 4.17, se presenta el comportamiento de la velocidad dentro del intercambiador de calor para cada configuración.

$$C = \dot{m}Cp$$

De acuerdo con los contornos de temperatura, se observa que la temperatura del fluido interno aumentó a medida que se modificó la configuración geométrica del sistema. El crecimiento del área de transferencia de calor y al aumento del coeficiente global de transferencia de calor, lo que generó

un efecto en la temperatura de salida del fluido interno. Las aletas fueron diseñadas para incrementar el área de transferencia de calor, pero se registró una mayor caída de presión en comparación con la configuración de tubos concéntricos.

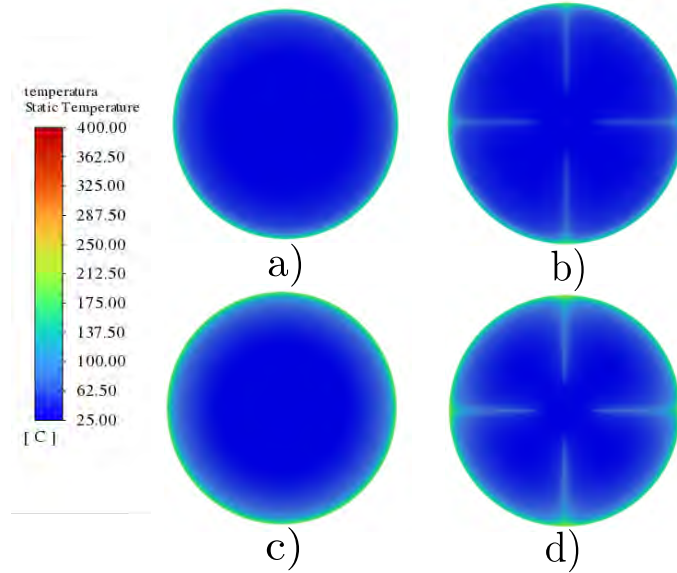


Figura 4.15. Contornos de temperatura a la salida del fluido interno del sistema. a) Tubos concéntricos, b) Tubo interno aletado, c) Tubo externo con anillos, d) Sistema híbrido.

Se demostró que la disposición de aletas en la sección interna y anillos en la sección anular incrementó la tasa de transferencia de calor, lo que resultó en un aumento de la temperatura en la salida del sistema. Como consecuencia, la temperatura del fluido interno experimentó una disminución adicional. Este fenómeno se atribuye al hecho de que los anillos desviaron el fluido externo hacia la pared del tubo interno, lo que aumentó el tiempo de contacto en dicha sección.

A medida que el fluido avanzaba cada 0.25 cm de cada anillo, con un espesor de 0.0009 m, se provocó re-circulación debido a un cambio brusco de la geometría. En esta configuración, se observó, además, un incremento en la caída de presión, generado por la resistencia impuesta por el flujo de los fluidos dentro del sistema. La fricción originada por la interacción entre las partículas del fluido y las paredes del intercambiador fue identificada como un factor que contribuyó al aumento de la caída de presión.

El siguiente capítulo presenta el análisis de los resultados obtenidos, para el caso donde existen flujo de calor en el ducto externo, con la determinación de la constante de tiempo, la efectividad

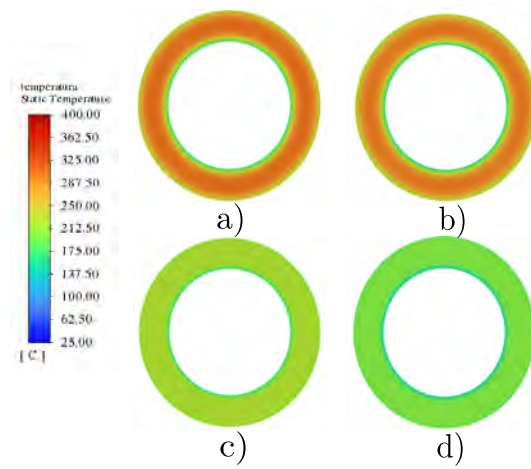


Figura 4.16. Contornos de temperatura a la salida del fluido externo del sistema. a) Tubos concéntricos, b) Tubo interno aletado, c) Tubo externo con anillos, d) Sistema híbrido.

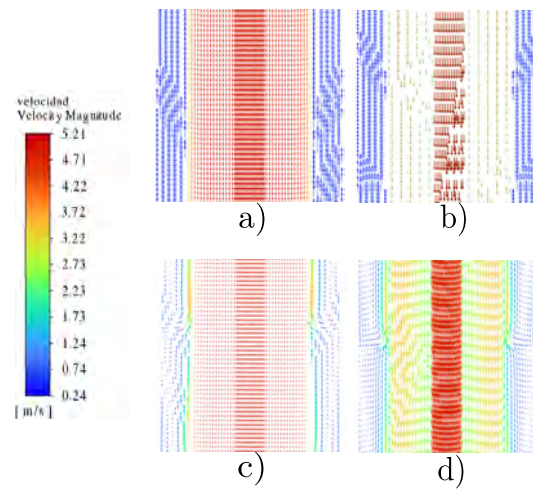


Figura 4.17. Campo de velocidad dentro del sistema. a) Tubos concéntricos, b) Tubo interno aletado, c) Tubo externo con anillos, d) Sistema híbrido.

del intercambiador de calor y las variables de desempeño térmico. Estos indicadores permitirán establecer comparaciones entre diferentes condiciones operativas y evaluar la eficiencia del sistema a partir de los resultados experimentales y numéricos

Resultados

En este capítulo se presentan los resultados experimentales y de simulación obtenidos para el intercambiador de calor a contra flujo. Se analizan variables clave del desempeño térmico, como las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, la efectividad del intercambiador y el coeficiente global de transferencia de calor. La validación del modelo teórico se realiza mediante la comparación con datos experimentales, lo que permite evaluar su precisión y aplicabilidad. Además, se determina cómo la velocidad del fluido y las condiciones del contorno afectan la respuesta térmica del sistema, lo que influye en la distribución de temperatura y en la eficiencia de transferencia de calor.

El estudio paramétrico permitió evaluar el comportamiento térmico de un intercambiador de calor a contra flujo bajo diferentes condiciones operativas. Se realizaron pruebas experimentales utilizando cuatro velocidades del fluido interior que fueron: 2.7, 3.7, 4.7 y 5.5 m/s, con el propósito de analizar su efecto en la transferencia de calor y en la dinámica térmica del sistema. Además, la temperatura de entrada del fluido caliente se ajustó mediante un banco de resistencias para establecer distintos escenarios de operación.

A partir de estos experimentos, se determinaron parámetros, como la constante de tiempo, la efectividad del intercambiador y el coeficiente global de transferencia de calor. También se analizaron las temperaturas de entrada y salida de los fluidos para evaluar el desempeño térmico del sistema. La validación del modelo computacional se llevó a cabo mediante la comparación con los datos experimentales, lo que permitió identificar discrepancias y ajustar las condiciones de simulación

5.1. Constante de tiempo

La constante de tiempo es un parámetro empleado en ingeniería para describir la respuesta dinámica de un sistema ante variaciones en sus condiciones de operación. Su aplicación abarca diversas áreas, como el control de procesos, la termodinámica, la electrónica y la mecánica. En sistemas térmicos, incluidos los calentadores, colectores solares e intercambiadores de calor.

De acuerdo con la norma ASHRAE 93-86, la constante de tiempo en los calentadores solares se define como el intervalo necesario para que el fluido a la salida del sistema alcance una variación equivalente a $\left(1 - \frac{1}{e}\right) = 0.632$ del cambio total entre su valor inicial y su valor final en estado estacionario, después de una modificación abrupta en la fuente de calor. Este parámetro permite caracterizar la respuesta dinámica del sistema ante perturbaciones en las condiciones de operación.

Para determinar la constante de tiempo del intercambiador de calor se siguieron estos pasos:

El procedimiento establecido en la norma para determinar la constante de tiempo requiere operar el sistema en condiciones estables y aplicar un cambio abrupto en la fuente de calor. En el caso de los colectores solares de aire, la fuente de energía es la radiación solar, por lo que un objeto bloquea dicha radiación para generar la perturbación. En este estudio, la fuente de energía corresponde al aire caliente generado por un quemador de gas. Por esta razón, después de completar la última

prueba para cada condición de velocidad, se apagó el quemador de gas y se registró la variación de temperatura en función del tiempo, manteniendo el ventilador en operación.

1. Al final del experimento del intercambiador de calor a cada velocidad promedio de 1.8 m/s, 3.3 m/s, 4.7 m/s y 5.2 m/s y con el banco de resistencia activo se gira la perilla del tanque de gas para eliminar el fuego del quemador.
2. El ventilador se deja encendido una vez apagado la llama.
3. Se deja el intercambiador de calor operando durante 9 horas.
4. Se procesan los datos obtenidos en ese tiempo.
5. Se calcula la constante de tiempo.

La Ec. 5.1 expresa la definición de la constante de tiempo establecida en la norma.

$$CT = \frac{T_{out}(t) - T_{amb}}{T_{out}(0) - T_{amb}} \quad (5.1)$$

$T_{out}(t)$ representa la temperatura medida a la salida del sistema del ducto interno, en función del tiempo. T_{amb} corresponde la temperatura del medio ambiente, mientras que , $T_{out}(0)$ es la temperatura registrada en el sensor antes de aplicar el cambio abrupto en la fuente de calor. La Tabla 5.1 muestra las condiciones utilizadas para el cálculo de la constante de tiempo. Los resultados mostrados corresponden a las mediciones obtenidas en condiciones de estado estacionario.

Tabla 5.1. Parámetros iniciales para la constante de tiempo.

Fecha	Velocidad [m/s]	T_{amb} [°C]	T_0 [°C]
10/12/24	1.8	23.6	84.5
11/12/24	3.3	23.4	67.9
12/12/24	4.8	22.8	54.3
18/12/24	5.2	20.6	48.4

Las mediciones se realizó una vez que el sistema alcanzó la estabilidad, es decir, cuando las variaciones en las variables de interés, como la temperatura, permanecieron dentro de un intervalo

aceptable y constante. La verificación del estado estacionario se llevó a cabo al confirmar la ausencia de cambios significativos en las lecturas durante un periodo de tiempo determinado.

La Figura 5.1 muestra la evolución de la constante de tiempo en función del tiempo para distintas velocidades del fluido interno en el intercambiador de calor. Se observa que, a medida que la velocidad del fluido disminuye, la constante de tiempo aumenta el cual está relacionado con el tiempo de respuesta del sistema. Los valores obtenidos fueron 410 s (6.83 min, $0.2 \pm ^\circ\text{C}$), 410 s (6.83 min, $0.3 \pm ^\circ\text{C}$), 440 s (7.33 min, $0.5 \pm ^\circ\text{C}$) y 640 s (10.66 min, $1.7 \pm ^\circ\text{C}$), correspondientes a velocidades de 5.2, 4.8, 3.3, y 1.8 m/s, respectivamente. Ver el Anexo B para el cálculo de la incertidumbre de la constante de tiempo.

La curva asociada a la menor velocidad (1.8 m/s) muestra el mayor tiempo de respuesta del sistema. En contraste, a velocidades más altas, como 5.2 m/s, la constante de tiempo se reduce significativamente en un menor intervalo de tiempo, reflejando una respuesta térmica más rápida.

La tendencia de las curvas evidencia que la constante de tiempo es lineal en la primera etapa del proceso, especialmente en los primeros 300 segundos, donde la diferencia entre las curvas es notable. Posteriormente, los valores tienen un comportamiento exponencial decreciente hasta la estabilización del sistema. Estos resultados indican que la relación entre la velocidad del fluido y la constante de tiempo es inversamente proporcional, y puede utilizarse para optimizar el diseño y la operación del sistema en aplicaciones donde la rapidez de respuesta térmica y la eficiencia en la transferencia de calor son fundamentales.

De acuerdo con los datos experimentales obtenidos, se observó que la constante de tiempo está influenciada por la velocidad del fluido y la temperatura en la entrada del sistema del intercambiador de calor. Debido a que las condiciones iniciales fueron diferentes en los cuatro experimentos realizados, lo que generó variaciones en los resultados, se determinó una correlación empírica donde las variables independientes incluyen la diferencia de temperatura entre la entrada y la temperatura ambiente, además de la velocidad media del fluido a la salida del sistema.

El análisis del comportamiento térmico del sistema reveló que la evolución de la temperatura sigue una tendencia que se asemeja a una función exponencial negativa. Esta observación sustenta la elección de una correlación basada en un modelo exponencial, tal como se presenta en la Ecuación

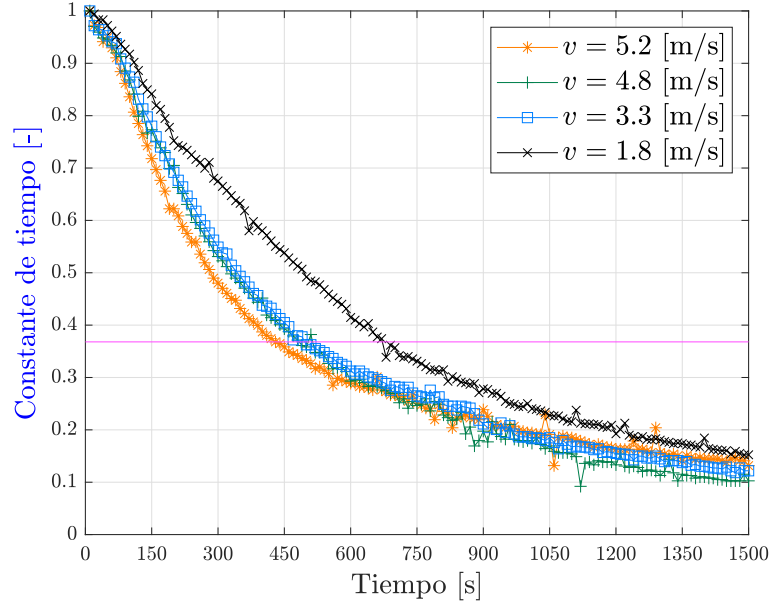


Figura 5.1. Comportamiento de la constante de tiempo a diferentes velocidades promedios

5.2.

$$CT = e^{-pt^n} \quad (5.2)$$

$$p = av^b e^{-\frac{c}{\Delta T}} \quad (5.3)$$

$$n = xv^y \Delta T^z \quad (5.4)$$

En este modelo, los valores de p y n dependen de la velocidad v y la diferencia de temperatura ΔT . Los coeficientes a, b, c, x, y, z representan constantes del modelo, obtenido a partir de los datos experimentales cuyas relaciones se describen mediante ecuaciones de tipo Arrhenius, como se detalla en las Ecs. 5.3 y 5.4. Estas ecuaciones capturan la dependencia de las constantes con respecto a las variables operativas del sistema. Para determinar los valores de estos coeficientes, se utilizó el software SPSS Statistics, para realizar un ajuste no lineal a los datos experimentales a las condiciones específicas del estudio. La Ec. 5.5 representa la constante de tiempo en función de las variables mencionadas, mostrando un alto grado de correlación con los datos experimentales, evidenciado por

un coeficiente de determinación R^2 promedio de 0.98. Este valor indica que el modelo propuesto explica de manera efectiva el comportamiento observado en las pruebas.

$$CT = e^{-(60.551v^{-0.692}\Delta T^{-3.132})}t^{0.177v^{0.122}\Delta T^{0.524}} \quad (5.5)$$

En la Figura 5.2 se ilustra la comparación entre los valores predichos por la ecuación y los datos experimentales. Además, se presenta el valor de R^2 para cada prueba individual, lo que permite evaluar la precisión del modelo en diferentes condiciones operativas. La concordancia entre los resultados experimentales y las predicciones del modelo confirma la validez de la correlación propuesta para describir la constante de tiempo en el intercambiador de calor.

Antes de examinar la distribución de temperatura y la efectividad del sistema, se verificó la precisión del modelo teórico a través de la comparación con datos experimentales. La validación de la simulación permitió detectar discrepancias y modificar las condiciones del modelo computacional para identificar inconsistencias y ajustar las condiciones del modelo computacional para lograr una mayor concordancia con el comportamiento térmico observado experimentalmente. La siguiente sección presenta este proceso y su impacto en la fiabilidad de los resultados obtenidos. Los resultados experimentales obtenidos permitió abordar los objetivos planteados, demostrando concordancia entre los resultados experimentales y el modelo propuesto en este trabajo. La caracterización de la constante de tiempo (CT) bajo distintas velocidades del fluido (1.8 a 5.2 m/s) y diferencias de temperatura (ΔT), mediante el diseño experimental y la instrumentación (Objetivos 2 y 3), reveló una relación inversamente proporcional entre la velocidad y la CT (Fig. 5.1), con valores que variaron desde 410 s (5.2 m/s) hasta 640 s (1.8 m/s). Esta dependencia, junto con el modelo exponencial propuesto (Ecs. 5.2 y 5.5), validado con un $R^2 = 0.98$ (Fig. 5.2), satisface los Objetivos 6 y 7 al correlacionar las variables operativas (v , ΔT) con la dinámica térmica del sistema.

5.2. Validación

La validación de una simulación numérica permite verificar la capacidad de un modelo computacional para reproducir el comportamiento de un sistema físico dentro de un margen de error aceptable. Este procedimiento consiste en comparar los resultados obtenidos de la simulación con

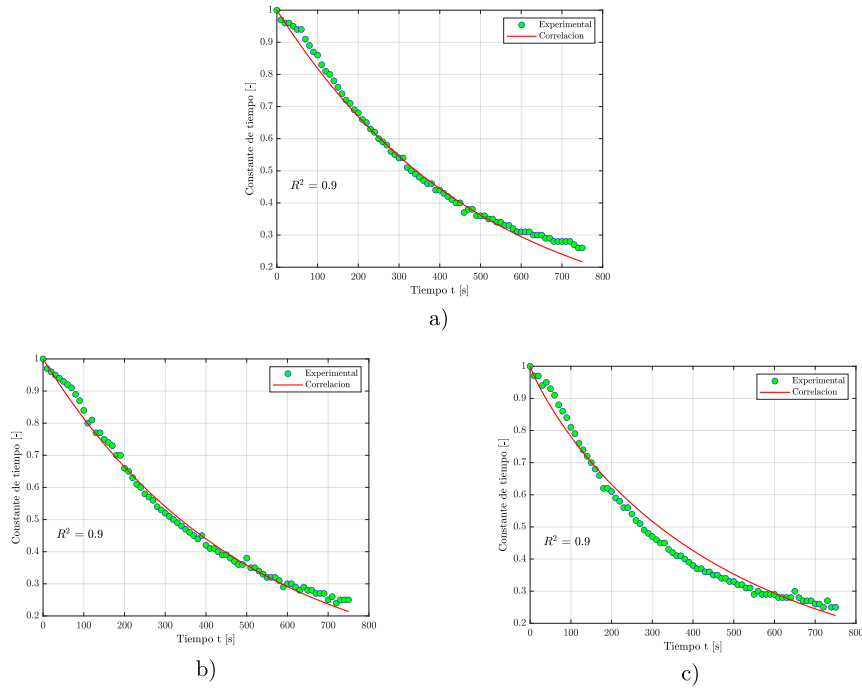


Figura 5.2. Comparación correlaciones empíricas propuestas respecto a los datos experimentales, a) $v = 3.3$ m/s $\Delta T = 21$ °C, b) $v = 4.8$ m/s $\Delta T = 19$ °C, c) $v = 5.2$ m/s $\Delta T = 15$ °C.

datos experimentales. La evaluación de la exactitud del modelo se basa en datos cuantitativos que determinan la desviación entre las predicciones numéricas y los valores experimentales. El propósito de este proceso fue garantizar que la simulación representara fielmente el sistema real. Para realizar la simulación real, se utilizaron los valores de las variables medidas durante el experimento.

La Tabla 5.2 presenta las condiciones iniciales establecidas para la validación del modelo computacional. Se incluyen los parámetros principales de operación para los fluidos interno y externo, especificando sus velocidades y temperaturas de entrada, la presión, el tipo de fluido y el material de los ductos.

Para representar con mayor fidelidad el proceso experimental, se incorporaron ajustes en la configuración del fluido externo. Se añadieron dos nuevos volúmenes al modelo: el primero representó el aislante térmico utilizado en el experimento, mientras que el segundo permitió simular el efecto del entorno sobre el intercambiador de calor. La Figura 5.3 ilustra esta configuración en detalle. Se observa que el fluido externo se dividió en cuatro volúmenes independientes, lo que permitió asignar individualmente las condiciones de temperatura y velocidad de entrada en cada una de sus caras.

Tabla 5.2. Condiciones iniciales para realizar el proceso de validación.

Descripción	Fluido interno	Fluido externo
Velocidad de entrada	4.8 [m/s]	0.3 [m/s]
Temperatura de entrada	22.7 [°C]	400 [°C]
Presión	101.325 [kPa]	101.325 [kPa]
Fluido de trabajo	Aire	Aire
Material de los ductos	Acero AISI 304	Acero AISI 304

Esta estrategia representa de mejor manera el experimento.

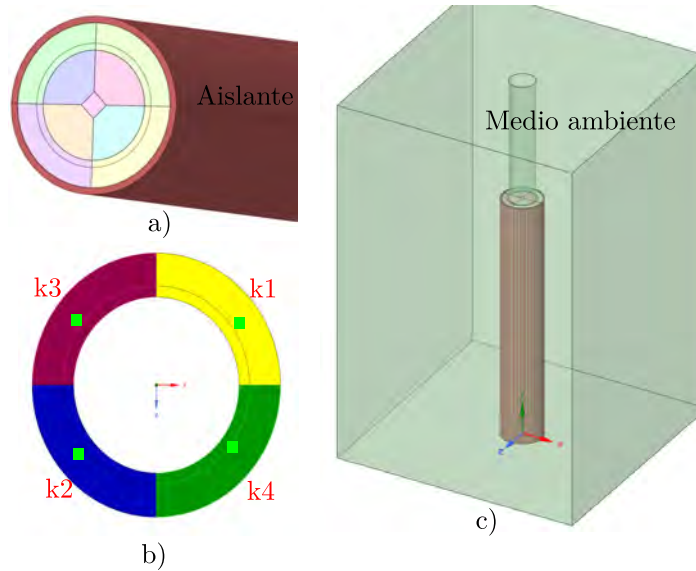


Figura 5.3. a) Aislante térmico del sistema, b) división de los volúmenes del fluido externo y c) representación del medio ambiente en el sistema.

Tras implementar estos cambios en el modelo, se llevó a cabo el proceso de mallado computacional. La Figura 5.4 muestra el mallado del volumen computacional utilizado en la validación, donde se implementó una malla estructurada con elementos hexaédricos para optimizar la resolución de las ecuaciones gobernantes y mejorar la estabilidad numérica de la simulación.

Por otro lado en la Tabla 5.3 se presenta los parámetros mínimos del sistema de calidad de malla.

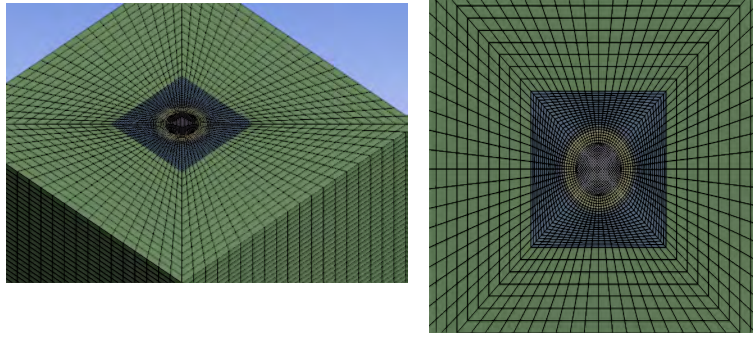


Figura 5.4. Mallado del volumen computacional para el proceso de validación.

Tabla 5.3. Parámetros mínimos de la calidad de la malla del volumen computacional modificado.

Descripción	Rango	Parametro de calidad
Relación de aspecto	1-10	9.23
Ortogonalidad	0.3 - 1	0.70
Oblicuidad	0 - 0.5	1.30e-010

5.2.1. Resultados de la validación

La Tabla 5.4 presenta las temperaturas de entrada y salida de los fluidos interno y externo de las pruebas experimentales y de la simulación. En esta simulación se utilizaron como condiciones de frontera los valores de las variables medidas en el experimento. Además, se incorporaron las condiciones ambientales específicas de cada día de prueba, utilizando los datos registrados por la estación meteorológica del edificio del Departamento de Mecánica (Sección 3.2). Estos parámetros incluyeron la temperatura ambiente, la velocidad del viento y la presión atmosférica, los cuales fueron integrados en la simulación para garantizar la mayor fidelidad posible con respecto a las condiciones reales.

En la Tabla 5.5 se presentan las temperaturas de entrada y salida del fluido interno y externo experimental y simulado bajo diferentes velocidades promedio del fluido interno (1.8 m/s, 3.3 m/s, 4.7 m/s y 5.2 m/s).

La comparación entre los valores experimentales y los obtenidos mediante simulación muestra una correspondencia general favorable, con diferencias mínimas en las temperaturas de salida del intercambiador de calor. Sin embargo, en condiciones de menor velocidad del fluido interno, como a

Tabla 5.4. Condiciones de frontera utilizados en la simulación del intercambiador de calor.

Velocidad m/s	Temperatura °C	
	Fluido interno	Fluido externo
1.8	24.1	280.7
	38.8	
	40.7	
	45.9	
	53.8	
3.3	23.6	254.0
	31.2	
	38.4	
	42.3	
	45.6	
4.7	22.6	210.2
	26.6	
	33.1	
	36.7	
	41.5	
5.2	23.7	204.5
	28.1	
	32.1	
	34.0	
	38.2	

1.8 m/s, las discrepancias entre ambos conjuntos de datos son ligeramente más pronunciadas. Esto podría atribuirse a una menor estabilidad del flujo y a variaciones en la transferencia de calor, dado que a bajas velocidades el intercambio térmico tiende a depender más de efectos convectivos locales y puede verse influenciado por fluctuaciones en las condiciones experimentales.

A medida que la velocidad del fluido interno aumenta, los resultados numéricos se aproximan a los valores experimentales. Este comportamiento sugiere que el modelo computacional representa con mayor fidelidad los mecanismos de transferencia de calor en condiciones de flujo más estable, donde el gradiente térmico se mantiene mejor definido y las pérdidas de calor por efectos secundarios se reducen. Además, la temperatura de entrada del fluido externo varía según las condiciones ambientales del día en que se realizaron los experimentos, lo que se ha integrado en la simulación para mejorar la coherencia en la comparación.

Tabla 5.5. Resultados experimentales y numéricos del intercambiador de calor a contra flujo.

		Temperat ura °C									
Velocidad promedio	Diferencia de temperatur a	Experiment al				Simulado				Diferencia porcentual%	
		Fluido interno		Fluido externo		Fluido interno		Fluido externo		Fluido interno	Fluido externo
m/s		T_{in}	T_{out}	T_{in}	T_{out}	T_{in}	T_{out}	T_{in}	T_{out}	T_{out}	T_{out}
1.8	0.0	24.1	58.7		60.9	24.1	55.7		70.0	4.7	14.8
	2.9	31.8	64.9		57.8	31.8	62.9		70.1	3.0	21.2
	15.8	40.7	71.4	280.7 °C	67.8	40.7	70.8	280.7 °C	71.1	0.7	4.7
	22.2	45.9	76.6		68.1	45.9	75.5		71.6	1.4	5.1
	32.2	53.8	84.5		67.1	53.8	82.6		73.1	2.2	8.8
3.3	0.0	23.6	46.2		46.5	23.6	40.4		56.7	12.5	21.7
	3.6	31.2	54.6		53.8	31.5	48.8		53.6	11.5	9.3
	13.8	38.4	61.4	254.0 °C	56.8	38.4	55.5	254.0 °C	55.7	9.5	1.8
	19.6	42.3	65.7		60.2	42.3	63.0		57.2	4.7	4.8
	24.8	45.6	67.8		66.2	45.6	62.2		57.3	8.2	13.3
4.7	0.0	22.6	35.8		42.7	22.6	33.6		44.6	6.1	4.2
	2.2	26.6	40.8		47.0	26.6	37.6		45.5	7.7	3.2
	10.4	33.1	47.1	210.2 °C	51.2	33.1	43.6	210.2 °C	52.5	7.3	2.6
	15.0	36.7	49.6		53.9	36.7	47.0		53.4	5.3	0.3
	20.6	41.5	54.1		58.8	41.5	51.5		54.7	4.7	6.9
5.2	0.0	23.7	35.0		45.4	23.7	33.5		44.4	4.2	2.1
	1.9	28.1	39.9		50.2	28.1	37.7		45.7	3.7	9.0
	9.1	32.3	43.0	204.5 °C	51.8	32.3	41.7	204.5 °C	46.8	3.0	9.5
	11.7	34.0	45.1		47.5	34.0	43.3		48.9	4.1	2.9
	16.9	38.2	48.7		53.8	38.2	47.2		49.2	2.2	8.5

En términos cuantitativos, la mayor diferencia porcentual entre los valores experimentales y los obtenidos por simulación se registró a una velocidad promedio del fluido interno de 3.3 m/s, a una temperatura de entrada de 23.64 °C, con una discrepancia del 12.59 %. En este caso, la temperatura de salida medida experimentalmente fue de 46.29 °C, mientras que el modelo computacional predijo un valor de 40.46 °C, lo que indica una ligera subestimación de la disipación térmica en la simulación. Por otro lado, la menor diferencia porcentual fue de 0.75 %, observada a una velocidad de 1.8 m/s a una temperatura de entrada de 40.74 °C. En esta situación, la temperatura de salida registrada experimentalmente fue de 71.40 °C mientras que la simulación arrojó un valor de 70.86 °C, lo que muestra una buena concordancia con el modelo computacional.

En general, los resultados sugieren que el modelo computacional es capaz de reproducir adecuadamente el comportamiento térmico del intercambiador de calor, con pequeñas discrepancias que pueden atribuirse a variaciones experimentales o incertidumbres en la medición. La mayor precisión a velocidades más altas confirma la validez del modelo en condiciones de flujo más estable, mientras que las diferencias en bajas velocidades indican que ciertos efectos de convección natural o interacción con el entorno pueden no estar completamente capturados en la simulación.

La Figura [5.5](#) presenta la comparación entre los resultados experimentales y los obtenidos me-

diente Ansys Fluent para validar el modelo de simulación en un intercambiador de calor. Se evaluaron cuatro velocidades promedio del fluido interno: 5.2 m/s (a), 4.8 m/s (b), 3.3 m/s (c) y 1.8 m/s (d). Cada gráfico muestra la evolución de la temperatura a lo largo de la altura del intercambiador de calor, lo que permite analizar la variación del perfil térmico en función de la velocidad del fluido y las condiciones de entrada.

Se observa una tendencia creciente en la temperatura conforme el fluido avanza a través del intercambiador, lo que refleja el aumento progresivo de la transferencia de calor. A mayores velocidades del fluido interno, la variación térmica a lo largo de la altura es menos pronunciada, indicando una mayor capacidad de disipación de calor debido al incremento en la convección forzada.

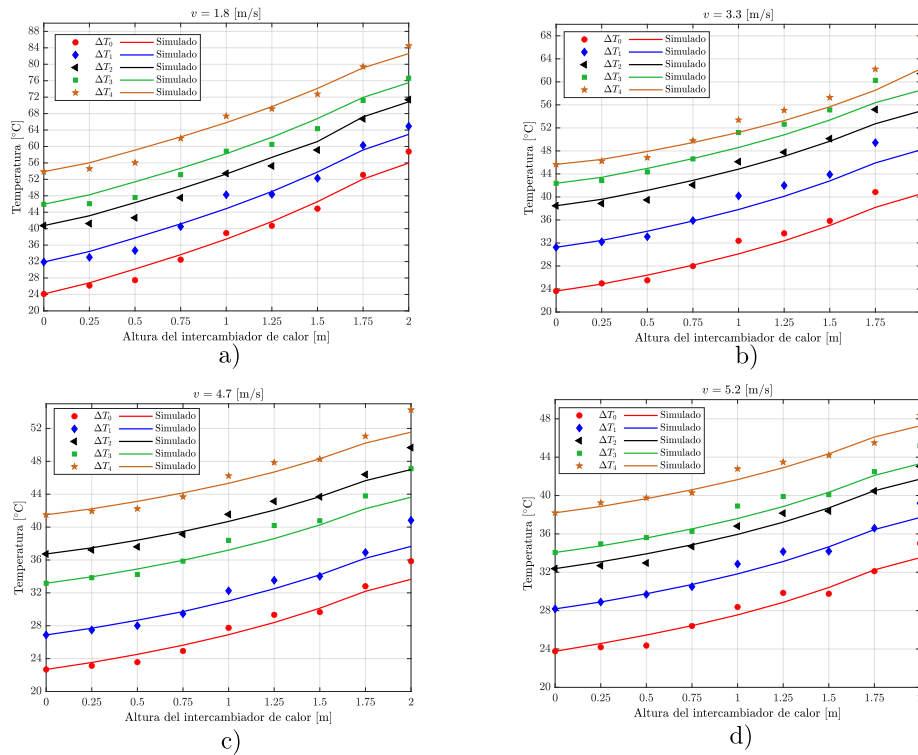


Figura 5.5. Validación de la simulación respecto a las temperaturas medidas dentro del intercambiador de calor, a) $v = 5.2$ [m/s], b) $v = 4.8$ [m/s], c) $v = 3.3$ [m/s] y d) $v = 1.8$ [m/s].

En términos de concordancia, los valores experimentales y simulados muestran una buena correspondencia, con discrepancias más evidentes en ciertas condiciones, particularmente a velocidades más bajas, como 1.8 m/s (figura d). En este caso, la transferencia de calor se ve más influenciada por efectos convectivos locales, lo que puede generar diferencias en la predicción numérica. En contraste,

a velocidades más altas, como 5.2 m/s (figura a), el modelo numérico reproduce con mayor precisión el comportamiento térmico del sistema, ya que el flujo es más estable y la disipación térmica se rige predominantemente por convección forzada.

Dado que los datos climáticos utilizados en la simulación provienen de mediciones reales registradas en la estación meteorológica del Departamento de Mecánica, se ha considerado la influencia de factores ambientales, como la temperatura ambiente, la velocidad del viento y la presión atmosférica. Esto permite que las condiciones de simulación se asemejen lo más posible a las condiciones reales de los experimentos.

La Figura 5.5 muestra una buena concordancia entre los datos experimentales y los de la simulación, con variaciones térmicas bien representadas a lo largo de la altura del intercambiador de calor. Aunque se observan pequeñas discrepancias en ciertas condiciones, especialmente a menores velocidades del fluido interno, el modelo logra capturar de manera precisa la evolución térmica del sistema.

La validación del modelo computacional (Objetivo 7) confirmó su capacidad para reproducir el comportamiento térmico del intercambiador de calor a contra flujo, cumpliendo con el objetivo general de analizar su desempeño. Mediante la comparación con datos experimentales (Tablas 5.5 y 5.4), se observó una concordancia significativa en las temperaturas de salida, con diferencias inferiores al 12.6 % (mayor discrepancia a 3.3 m/s) y mínimas de 0.75 % (a 1.8 m/s).

5.3. Efectividad del sistema

Después de validar el modelo numérico, se analiza la efectividad del intercambiador de calor en cada una de las condiciones experimentales evaluadas. La efectividad, definida como un parámetro adimensional, cuantifica el rendimiento térmico del sistema al establecer la relación entre la cantidad de calor realmente transferida y la máxima transferencia de calor teóricamente posible en condiciones ideales. Este parámetro permite evaluar la eficiencia del intercambiador de calor en la transferencia de energía térmica entre los fluidos involucrados en el proceso.

El valor de la efectividad depende de múltiples factores, como la geometría del intercambiador, las propiedades termofísicas de los fluidos, las condiciones operativas y las pérdidas térmicas asociadas

a las paredes del sistema. Una efectividad cercana a la unidad indica un sistema operando cerca de su límite teórico de transferencia de calor, mientras que valores más bajos reflejan restricciones en el diseño o limitaciones en las condiciones de operación.

La Figura 5.6 muestra la curva de efectividad del intercambiador de calor en configuración de contra flujo, representando la relación entre la efectividad y las unidades de transferencia de calor (NTU).

En la Figura 5.6 a) se presentan curvas teóricas para distintos valores de la relación de capacidades térmicas (C_{min}/C_{max}) con valores de 0.00, 0.25, 0.50, 0.75 y 1.00. Se observa que a medida que esta relación aumenta, la efectividad del intercambiador de calor disminuye para un mismo valor de NTU. Esto se debe a que, en sistemas donde C_{min}/C_{max} es bajo, el fluido con menor capacidad térmica absorbe o libera calor más eficientemente, maximizando la efectividad del intercambiador.

En la Figura 5.6 b) se incorpora la curva experimental obtenida a partir de las pruebas realizadas. En este caso, el valor experimental de C_{min}/C_{max} fue de 0.033, lo que se asemeja al comportamiento de la curva teórica para $C_{min}/C_{max} = 0$. La tendencia de los datos experimentales confirma que el intercambiador de calor opera en un régimen donde la diferencia de capacidades térmicas entre los fluidos es significativa, favoreciendo una mayor efectividad en la transferencia de calor.

En general, las curvas obtenidas reflejan que la efectividad del intercambiador obtenida utilizando la Ec. 5.6, aumenta con el número de NTU, determinada con la ec. lo que implica que una mayor superficie de intercambio térmico o un mejor coeficiente global de transferencia de calor mejoran el rendimiento del sistema. Sin embargo, el límite máximo de efectividad está condicionado por la relación entre las capacidades térmicas de los fluidos, lo que explica la convergencia de las curvas en valores superiores de NTU.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} \quad (5.6)$$

La Tabla 5.6 presenta los valores de efectividad del intercambiador de calor obtenidos en cada prueba experimental, considerando las diferentes condiciones de velocidad del fluido interno y temperatura de entrada. La efectividad se evaluó para todas las combinaciones de parámetros utilizadas en el análisis, permitiendo cuantificar el desempeño del sistema bajo distintas condiciones operativas.

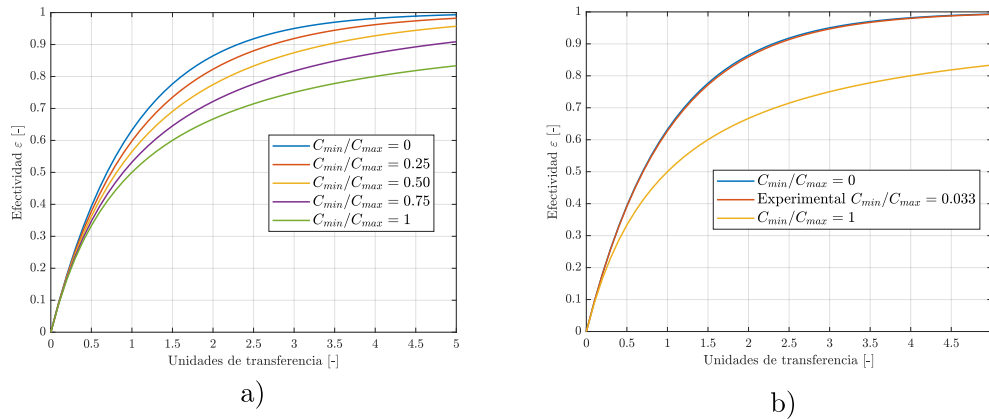


Figura 5.6. Curva de efectividad de un intercambiador de calor a contra flujo.

Los resultados muestran que la efectividad varía en función de la velocidad del fluido interno y la temperatura de entrada. Para una velocidad de 1.8 m/s, la efectividad disminuye conforme aumenta la temperatura de entrada, pasando de 57.58 % a 44.18 %. Este comportamiento sugiere que a temperaturas más altas la transferencia de calor no es tan eficiente, debido a una menor diferencia de temperatura entre los fluidos, lo que reduce el potencial de intercambio térmico y a que existe mayor pérdida con el entorno.

A velocidades intermedias, como 3.3 m/s y 4.8 m/s, la efectividad muestra una tendencia más estable, con valores comprendidos entre 53.81 % y 59.10 %, indicando que en este intervalo de velocidades el intercambiador de calor mantiene un rendimiento relativamente estable.

Para la mayor velocidad analizada, 5.2 m/s, los valores de efectividad alcanzan los niveles más altos, con un máximo de 62.64 %. Esto indica que un incremento en la velocidad del fluido interno favorece la transferencia de calor, debido a una mejora en la convección forzada dentro del sistema. Sin embargo, a medida que la temperatura de entrada aumenta, se observa una reducción en la efectividad, lo que sugiere que el gradiente térmico entre los fluidos sigue siendo un factor determinante en el desempeño del intercambiador.

En general, los resultados muestran que la efectividad del intercambiador de calor es mayor en condiciones de baja temperatura de entrada y alta velocidad del fluido interno, mientras que una temperatura de entrada elevada tiende a reducir la eficiencia térmica del sistema. Estos valores permiten caracterizar el comportamiento del intercambiador bajo distintas condiciones operativas y

sirven como referencia para su optimización en aplicaciones prácticas.

Tabla 5.6. Efectividad del intercambiador de calor para cada prueba experimental

Velocidad [m/s]	Temperatura de entrada [°C]	Efectividad ε %
1.8	24.1	57.5
	31.9	51.4
	40.7	53.8
	45.9	50.6
	53.9	44.1
3.3	23.6	56.1
	31.2	56.8
	38.4	53.8
	42.3	53.8
	45.6	57.2
4.8	22.6	57.6
	26.6	59.1
	33.1	57.7
	36.7	56.7
	41.5	58.7
5.2	23.6	61.2
	28.1	62.6
	32.3	60.6
	34.0	53.5
	38.2	57.3

El análisis de la efectividad del intercambiador de calor a contra flujo, tanto teórico como experimental, permitió validar su desempeño térmico bajo diversas condiciones operativas. La efectividad, calculada mediante la relación entre el calor real transferido y el máximo teórico (Ec. 5.6), mostró una dependencia crítica con las unidades de transferencia de calor (NTU) y la relación de capacidades térmicas (C_{min}/C_{max}). Los resultados experimentales, representados en la Figura 5.6, confirmaron que valores bajos de (0.033) se presenta una mayor efectividad, alineándose con las curvas teóricas para $\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0$.

5.4. Análisis de las variables de desempeño térmico

El análisis del intercambiador de calor se complementa con la evaluación de tres variables clave de desempeño térmico: el Número de Unidades de Transferencia de Calor (NTU), la efectividad (ε) y el coeficiente global de transferencia de calor (U). El NTU caracteriza la eficiencia del sistema al relacionar el área de intercambio térmico con la capacidad térmica mínima de los fluidos de trabajo, mientras que la efectividad cuantifica el rendimiento del intercambiador comparando la cantidad de calor transferida con la máxima transferencia teórica posible. Por otro lado, el coeficiente global de transferencia de calor refleja la capacidad del sistema para intercambiar energía térmica, considerando las resistencias térmicas asociadas a la convección y conducción dentro del intercambiador. Estas variables se determinaron mediante un análisis paramétrico, en el cual la velocidad de entrada del fluido en el ducto interno se varió entre 1 y 6 m/s en intervalos de 1 m/s, y la temperatura de entrada del fluido interno osciló entre 20 °C y 60 °C, con incrementos de 10 °C. A continuación, se presentan los resultados obtenidos para cada una de estas variables, permitiendo una evaluación del comportamiento térmico del intercambiador de calor bajo distintas condiciones operativas.

La Figura [5.7](#) muestra la variación de la temperatura de salida del fluido en función de la temperatura de entrada, considerando diferentes valores de velocidad del fluido interno en el estudio paramétrico. Se analizaron velocidades entre 1 y 6 m/s, reflejadas en las distintas curvas del gráfico. Los resultados evidencian que, para una misma temperatura de entrada, la temperatura de salida disminuye conforme la velocidad del fluido interno aumenta.

Además, la pendiente de cada curva indica que el incremento en la temperatura de entrada se refleja en un aumento casi lineal de la temperatura de salida, lo que sugiere una relación directamente proporcional entre ambas variables dentro del intervalo evaluado. Sin embargo, a velocidades más altas, las curvas tienden a converger, lo que indica que el efecto del aumento de la temperatura de entrada se ve atenuado cuando la velocidad del fluido interno es mayor, debido a la reducción del tiempo de exposición al gradiente térmico disponible.

La Figura [5.8](#) muestra la variación del coeficiente global de transferencia de calor (U) con respecto a la velocidad del fluido interno, reflejando el impacto de la convección forzada en la eficiencia del intercambio térmico. Los resultados evidencian un incremento del coeficiente global a medida que la velocidad aumenta, debido a la reducción de la resistencia térmica en la interfaz sólido-fluido, lo

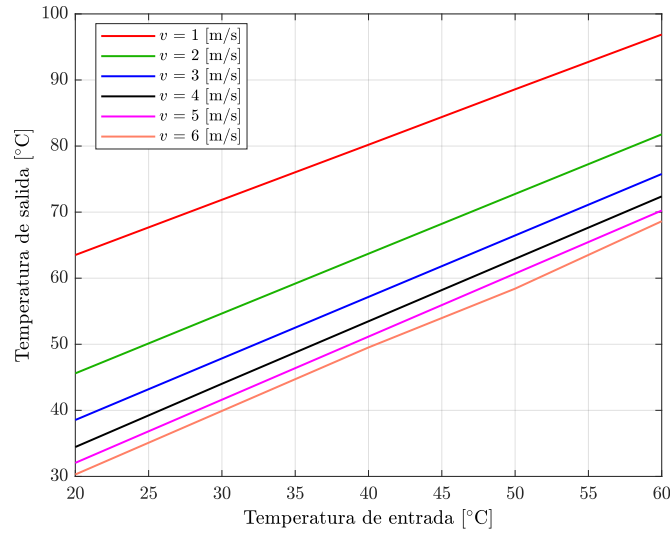


Figura 5.7. Variación de la temperatura de salida en función de la temperatura de entrada para distintas velocidades del fluido interno.

que mejora la transferencia de calor.

En el intervalo de 1 a 3 m/s, el coeficiente global presenta un crecimiento más pronunciado, indicando que en este rango la velocidad del fluido influye significativamente en la capacidad de transferencia térmica. A partir de 3 m/s, la pendiente de la curva se reduce, lo que sugiere que el efecto del aumento de velocidad en la convección forzada comienza a estabilizarse, y el beneficio adicional en la mejora del coeficiente global se vuelve menos significativo.

Un punto relevante en la gráfica es la transición alrededor de 3 m/s, donde se observa un cambio en la tendencia de la variación del coeficiente global. El recuadro ampliado en la figura permite visualizar esta región con mayor detalle, confirmando que, aunque el coeficiente global sigue aumentando, la tasa de crecimiento disminuye progresivamente.

Estos resultados confirman la influencia de la velocidad del fluido en la transferencia de calor dentro del intercambiador. A velocidades bajas, la convección forzada se ve notablemente mejorada, mientras que en velocidades altas, el beneficio adicional se reduce debido a la estabilización del régimen de flujo. Esto indica que existe un punto óptimo de operación donde se maximiza la eficiencia térmica sin requerir incrementos innecesarios en la velocidad del fluido, lo que es clave para la optimización del rendimiento del sistema.

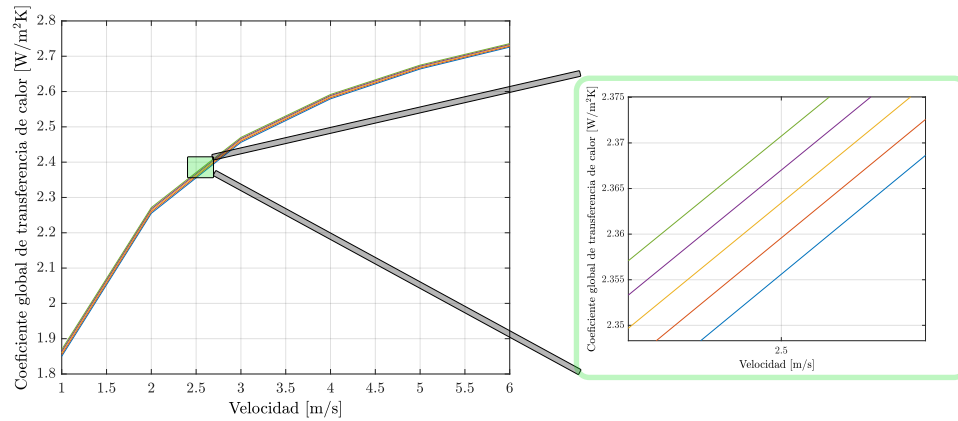


Figura 5.8. Variación del coeficiente global de transferencia de calor en función de la velocidad del fluido interno.

La Figura 5.9 muestra la relación entre la efectividad del intercambiador de calor y la velocidad del fluido interno, considerando diferentes temperaturas de entrada ($T_{in}=20, 30, 40, 50$ y 60°C). Los resultados reflejan el impacto combinado de la velocidad del fluido y la temperatura de entrada en el rendimiento térmico del sistema.

Desde un punto de vista físico, la efectividad del intercambiador de calor aumenta con la velocidad del fluido interno debido a la intensificación de la convección forzada. A mayor velocidad, la transferencia de calor entre los fluidos mejora porque el coeficiente convectivo del fluido interno se incrementa, reduciendo la resistencia térmica y favoreciendo una mayor absorción de energía. Sin embargo, este incremento en la efectividad se vuelve menos pronunciado a velocidades más altas, lo que sugiere que el sistema se acerca a un límite térmico donde el tiempo de residencia del fluido ya no es suficiente para incrementar significativamente la transferencia de calor.

Por otro lado, se observa que la efectividad disminuye conforme la temperatura de entrada del fluido interno aumenta. Esto sucede debido a temperaturas de entrada más altas, la diferencia de temperatura entre los fluidos se reduce, disminuyendo el gradiente térmico disponible para la transferencia de calor. Como resultado, el intercambiador de calor opera con menor efectividad, ya que el potencial de intercambio térmico se ve limitado por la menor diferencia de temperatura entre los fluidos.

En términos de tendencias, la curva correspondiente a $T_{in} = 20$ presenta los valores más altos

de efectividad, mientras que la curva para $T_{in} = 60$ muestra la menor eficiencia del sistema. A bajas temperaturas de entrada, la alta diferencia de temperatura entre los fluidos favorece una mayor transferencia de calor, lo que mejora el desempeño térmico del intercambiador. En contraste, a temperaturas más elevadas, la menor diferencia térmica reduce la capacidad de intercambio de energía.

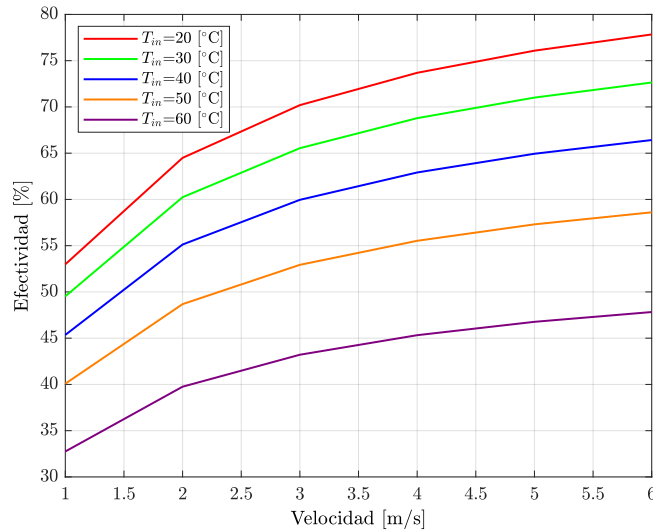


Figura 5.9. Variación de la efectividad del intercambiador de calor en función de la velocidad del fluido interno para distintas temperaturas de entrada.

Los resultados sugieren que es posible mejorar la efectividad del intercambiador de calor mediante el control de la velocidad del fluido interno y la temperatura de entrada. Mientras que un aumento en la velocidad favorece la transferencia térmica, lo que incrementa el gradiente térmico disponible para la transferencia de calor y mejora el desempeño térmico del sistema.

El análisis de las variables de desempeño térmico el coeficiente global de transferencia de calor reveló relaciones entre las condiciones operativas y la eficiencia del intercambiador de calor a contra flujo. La Figura 5.7 demostró que la temperatura de salida disminuye al aumentar la velocidad del fluido interno (1-6 m/s), manteniendo una tendencia lineal con la temperatura de entrada. La Figura 5.9 destacó que la efectividad (ε) aumenta con la velocidad por la intensificación de la convección, pero disminuye con temperaturas de entrada elevadas (20°C vs. 60°C) debido a la reducción del gradiente térmico.

Conclusiones y recomendaciones

El presente capítulo resume los hallazgos obtenidos a lo largo de este estudio, enfocándose en el desempeño térmico del intercambiador de calor a contra flujo evaluado mediante un enfoque teórico y experimental. Se presentan las principales conclusiones derivadas del análisis de las variables de desempeño térmico, incluyendo la constante de tiempo, la efectividad del sistema y el coeficiente global de transferencia de calor, así como la validación del modelo numérico con los datos experimentales.

Adicionalmente, se exponen recomendaciones para trabajos futuros, con el propósito de mejorar la eficiencia del sistema y ampliar el conocimiento sobre su comportamiento térmico. Estas recomendaciones incluyen la exploración de configuraciones geométricas alternativas, la evaluación de nuevos materiales y la implementación de técnicas de optimización para maximizar la transferencia de calor y minimizar la caída de presión en el sistema.

6.1. Conclusiones

Se realizó un análisis paramétrico de un intercambiador de calor a contra flujo, con variaciones en la velocidad del fluido interno entre 1 y 6 m/s y con temperatura de entrada entre 20 y 60 °C. Este análisis permitió caracterizar el comportamiento térmico del intercambiador bajo diversas condiciones operativas y aportar información clave para optimizar su desempeño en aplicaciones prácticas.

- Los datos experimentales permitieron observar que una relación de capacidad de 0.033 generó una curva de efectividad del intercambiador de calor cercana a un valor de 0, en donde indica que los dos fluidos de trabajo al tener menor tasa de capacidad la relación de capacidades depende de los flujos máscicos y por tanto a menor velocidad disminuyó la temperatura del fluido interno como se pudo observar en el proceso experimental.
- Se obtuvo el modelo no lineal de la constante de tiempo (Ec. 5.5) mostró un coeficiente de determinación (R^2) promedio de 0.9 en comparación con los datos experimentales, lo que indica una alta exactitud en la estimación de la constante de tiempo bajo diversas condiciones operativas.
- El coeficiente global de transferencia de calor se mantuvo constante en todos los casos debido a la influencia del coeficiente convectivo predominante en la sección anular. Este comportamiento se atribuye a la temperatura de entrada del fluido de alta temperatura y a la geometría de la sección anular, lo que indica que la variación de otros parámetros tiene un impacto limitado en la mejora del coeficiente global.
- Se realizó un análisis paramétrico de un intercambiador de calor a contra flujo, con variaciones en la velocidad del fluido interno entre 1 y 6 m/s y con temperatura de entrada entre 20 y 60 °C, obteniendo las curvas de efectividad y coeficiente global de transferencia de calor en ese intervalo.
- Se verificó el modelo computacional considerando únicamente el intercambiador de calor a contra flujo con datos reportados por [29] teniendo una diferencia porcentual del 2 %.
- El análisis paramétrico permitió evaluar la influencia conjunta de la velocidad del fluido y

la temperatura de entrada en la transferencia de calor y la efectividad del intercambiador. Los resultados mostraron que, a temperaturas de entrada de 60 °C, la reducción del gradiente térmico disponible alcanzó 30 % a 1.8 m/s, 20 % a 3.3 m/s, 10 % a 4.7 m/s y 8 % a 5.2 m/s, lo que afectó la eficiencia del sistema.

- Se simuló el intercambiador de calor a contra flujo considerando las condiciones ambientales y se validó teniendo un error <8 % en comparación con los datos obtenidos experimentales.
- La constante de tiempo estuvo en el rango entre 410 s (48.4 °C y 5.2 m/s) y 640 s (84.5 °C y 1.8 m/s).
- Se obtuvo la curva de efectividad para un rango de 0 a 5 unidades de transferencia.
- La efectividad estuvo en el rango entre 44.1 % (53.9 °C y 1.8 m/s) y 62.6 % (28.1 °C y 5.2 m/s).
- Las condiciones del aire de secado a la salida del intercambiador de calor satisfacen las temperaturas de operación para un proceso de secado.
- Los resultados sugieren que el intercambiador de calor evaluado posee características técnicas adecuadas para su implementación en procesos de secado..

6.2. Recomendaciones para trabajos futuros

A partir de los resultados obtenidos, se proponen las siguientes mejoras para optimizar la caracterización y desempeño del sistema:

- Incorporación de sensores de velocidad a la salida del ducto externo. Su inclusión permitiría una medición con menor error de simulación del flujo a la salida, mejorando la evaluación del comportamiento aerodinámico y térmico del sistema.
- Medición de la velocidad de los gases de combustión a la entrada. Contar con estos datos permitiría una validación más detallada de los modelos y un mejor control de las condiciones de operación.

- Rediseño de la cámara de combustión. El tipo de configuración actual no permitió realizar modificaciones en la geometría de la cámara. Un rediseño orientado a optimizar la distribución del flujo y la transferencia de calor podría mejorar la eficiencia del intercambiador.
- Simulación del comportamiento térmico considerando los codos en la entrada y salida del intercambiador de calor. La presencia de codos introduce pérdidas de carga y alteraciones en el perfil de flujo que no fueron incluidas en la modelación actual. Su incorporación en futuras simulaciones permitiría obtener una representación más realista del sistema.
- Simulación de la cámara de combustión. La modelación de esta sección proporcionaría un análisis detallado de la transferencia de calor desde la fuente térmica hasta el intercambiador, permitiendo evaluar posibles mejoras en el diseño y operación del sistema.
- Realizar un estudio teórico-experimental de un secador que involucre el intercambiador de calor de este estudio.

Estas acciones permitirían una caracterización cuantitativa más precisa del intercambiador de calor y facilitarían mejoras específicas en su desempeño térmico bajo condiciones operativas representativas.

Bibliografía

- [1] Yunus A Cengel y Afshin Jahanshahi Ghajar. *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. 7.^a ed. McGraw-Hill, 2020.
- [2] Ramesh K Shah y Dusan P Sekulic. *Fundamentals of heat exchanger design*. 2.^a ed. John Wiley & Sons, 2003.
- [3] Theodore L Bergman. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7.^a ed. John Wiley & Sons, 2011.
- [4] Sarit Kumar Das, Stephen US Choi y Hrishikesh E Patel. «Heat transfer in nano-fluids—a review». *Heat transfer engineering* 27.10 (2006), págs. 3-19. DOI: <https://doi.org/10.1080/01457630600904593>.
- [5] Geoffrey F Hewitt y Jader Barbosa. *Heat exchanger design handbook*. Vol. 98. Begell house New York, 2008. DOI: <https://doi.org/10.1201/9781420026870>.
- [6] M Attalla y Hussein M Maghrabie. «Investigation of effectiveness and pumping power of plate heat exchanger with rough surface». *Chemical Engineering Science* 211 (2020), pág. 115277. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2019.115277>.
- [7] Shu-Rong Yan, Hazim Moria, Samira Pourhedayat, Mehran Hashemian, Soheil Asaadi, Hamed Sadighi Dizaji y Kittisak Jermsittiparsert. «A critique of effectiveness concept for heat exchangers; theoretical-experimental study». *International Journal of Heat*

- and Mass Transfer* 159 (2020), pág. 120160. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120160>.
- [8] Poongavanam GaneshKumar, S VinothKumar, VS Vigneswaran, Seong Cheol Kim y Vanaraj Ramkumar. «Advancing heat exchangers for energy storage: A comprehensive review of methods and techniques». *Journal of Energy Storage* 99 (2024), pág. 113334. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.113334>.
- [9] SA Marzouk, MM Abou Al-Sood, Emad MS El-Said, MM Younes y Magda K El-Fakharany. «Evaluating the effects of bifurcation angle on the performance of a novel heat exchanger based on contractual theory». *Renewable Energy* 219 (2023), pág. 119463. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119463>.
- [10] Zhongbing Liu, Weijiao Li, Yazhen Chen, Yongqiang Luo y Ling Zhang. «Review of energy conservation technologies for fresh air supply in zero energy buildings». *Applied Thermal Engineering* 148 (2019), págs. 544-556. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.085>.
- [11] Wei Wang, Yong Shuai, Bingrui Li, Bingxi Li y Kwan-Soo Lee. «Enhanced heat transfer performance for multi-tube heat exchangers with various tube arrangements». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 168 (2021), pág. 120905. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.120905>.
- [12] Chidanand K Mangrulkar, Ashwinkumar S Dhoble, Sunil Chamoli, Ashutosh Gupta y Vipin B Gawande. «Recent advancement in heat transfer and fluid flow characteristics in cross flow heat exchangers». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 113 (2019), pág. 109220. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.06.027>.
- [13] MY Abdelsalam, HM Teamah, MF Lightstone y JS Cotton. «Hybrid thermal energy storage with phase change materials for solar domestic hot water applications: Direct versus indirect heat exchange systems». *Renewable Energy* 147 (2020), págs. 77-88. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.08.121>.

-
- [14] Katarzyna Węglarz, Dawid Taler, Jan Taler y Mateusz Marcinkowski. «General numerical method for hydraulic and thermal modelling of the steam superheaters». *Energy* 291 (2024), pág. 130371. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.130371>.
- [15] Sheng-hui Liu, Yan-ping Huang, Jun-feng Wang, Rui-long Liu y Jin-guang Zang. «Experimental study of thermal-hydraulic performance of a printed circuit heat exchanger with straight channels». *International journal of heat and mass transfer* 160 (2020), pág. 120109. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120109>.
- [16] Rand Ahmed Adeeb Babat, Kerim Martin, Erdem Çiftçi y Adnan Sözen. «Experimental study on the utilization of magnetic nanofluids in an air-to-air heat pipe heat exchanger». *Chemical Engineering Communications* 210.5 (2023), págs. 687-697. DOI: <https://doi.org/10.1080/00986445.2021.1977634>.
- [17] Zhi Li, Yiji Lu, Rui Huang, Jinwei Chang, Xiaonan Yu, Ruicheng Jiang, Xiaoli Yu y Anthony Paul Roskilly. «Applications and technological challenges for heat recovery, storage and utilisation with latent thermal energy storage». *Applied Energy* 283 (2021), pág. 116277. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.116277>.
- [18] Vedat Oruç, Atilla G Devocioğlu y Derviş B İlhan. «Retrofit of an internal heat exchanger in a R404A refrigeration system using R452A: Experimental assessment on the energy efficiency and CO2 emissions». *Next Energy* 3 (2024), pág. 100107. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.nxener.2024.100107>.
- [19] Feng Cao, Yikai Wang y Zuliang Ye. «Theoretical analysis of internal heat exchanger in transcritical CO2 heat pump systems and its experimental verification». *International Journal of Refrigeration* 106 (2019), págs. 506-516. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.022>.
- [20] Mohamed Amine Dekhil, Jules Voguelin Simo Tala, Odin Bulliard-Sauret y Daniel Bougeard. «Development of an innovative heat exchanger for sensible heat storage in agro-food industry». *Applied Thermal Engineering* 177 (2020), pág. 115412. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115412>.

- [21] E Ouardi, S Darfi, K Khallouq y A Mousaid. «A novel approach for thermal designing a single pass counter flow shell and tube heat exchanger». *Int. J. Mech. Prod. Eng. Res. Dev* 10 (2020), págs. 269-280. URL: https://scholar.google.es/scholar?hl=es&as_sdt=0%2C5&q=A+novel+approach+for+thermal+designing+a+single+pass+counter+flow+shell+and+tube+heat+exchanger&btnG=
- [22] Olga Arsenyeva, Jiří Jaromír Klemeš, Petro Kapustenko, Olena Fedorenko, Sergiy Kusakov y Dmytro Kobylnik. «Plate heat exchanger design for the utilisation of waste heat from exhaust gases of drying process». *energy* 233 (2021), pág. 121186. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121186>.
- [23] Jinghan Wang, Kai Chen, Min Zeng, Ting Ma, Qiuwang Wang y Zhilong Cheng. «Assessment of flow and heat transfer of triply periodic minimal surface based heat exchangers». *Energy* 282 (2023), pág. 128806. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.128806>.
- [24] A Broatch, J García-Tiscar, A Felgueroso, M Chávez-Modena, LM González y E Valero. «Numerical and experimental analysis of rounded fins for high speed air-cooled heat exchangers». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 201 (2023), pág. 123575. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123575>.
- [25] Linghong Tang, Yulin Tian, Jialun Liu, Gongnan Xie y Bengt Sundén. «Investigation on Thermal and Hydraulic Performances in a Printed Circuit Heat Exchanger with Airfoil and Vortex Generating Fins». *Heat Transfer Engineering* 45.14 (2024), págs. 1206-1221. DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2023.2249729>.
- [26] Hongchuang Sun, Jiang Qin, Tzu-Chen Hung, Hongyan Huang, Peigang Yan y Chih-Hung Lin. «Effect of flow losses in heat exchangers on the performance of organic Rankine cycle». *Energy* 172 (2019), págs. 391-400. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.01.131>.
- [27] Hossein Javadi, Seyed Soheil Mousavi Ajarostaghi, Mohsen Pourfallah y Mohammad Zaboli. «Performance analysis of helical ground heat exchangers with different confi-

- gurations». *Applied Thermal Engineering* 154 (2019), págs. 24-36. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.021>.
- [28] Farid Ahmed, M Minaruzzaman Sumon, Muhtasim Fuad, RAVI Gugulothu y AS Mollah. «Numerical simulation of heat exchanger for analyzing the performance of parallel and counter flow». *WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer* 16 (2021), págs. 145-52. URL: https://scholar.google.es/scholar?hl=es&as_sdt=0%2C5&q=Numerical+simulation+of+heat+exchanger+for+analyzing+the+performance+of+parallel+and+counter+flow&btnG=
- [29] Daniel Barrera Roman. *Evaluación térmica de un intercambiador de calor a contraflujo*. Tesis de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, 2012. URL: <http://187.188.90.136:8880/file.php?code=ZjpWutNnCU22>.
- [30] Holger Martin. «A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers». *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 35.4 (1996), págs. 301-310. DOI: [https://doi.org/10.1016/0255-2701\(95\)04129-X](https://doi.org/10.1016/0255-2701(95)04129-X).
- [31] Dawid Taler. «Experimental determination of correlations for average heat transfer coefficients in heat exchangers on both fluid sides». *Heat and Mass Transfer* 49 (2013), págs. 1125-1139. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-013-1148-5>.
- [32] Antonio Giuffrida. «A theoretical study on the performance of a scroll expander in an organic Rankine cycle with hydrofluoroolefins (HFOs) in place of R245fa». *Energy* 161 (2018), págs. 1172-1180. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.146>.
- [33] Mohammad Fares, AL-Mayyahi Mohammad y AL-Saad Mohammed. «Heat transfer analysis of a shell and tube heat exchanger operated with graphene nanofluids». *Case Studies in Thermal Engineering* 18 (2020), pág. 100584. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100584>.
- [34] S Padmanabhan, Obulareddy Yuvatejeswar Reddy, Kanta Venkata Ajith Kumar Yadav, VK Bupesh Raja y K Palanikumar. «Heat transfer analysis of double tube heat ex-

- changer with helical inserts». *Materials Today: Proceedings* 46 (2021), págs. 3588-3595. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.337>.
- [35] M Vivekanandan, R Venkatesh, R Periyasamy, S Mohankumar y L Devakumar. «Experimental and CFD investigation of helical coil heat exchanger with flower baffle». *Materials Today: Proceedings* 37 (2021), págs. 2174-2182. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.07.642>.
- [36] Ahmed Ballil y Shaban Jolgam. «Analysis and Performance Evaluation of Counter Flow Hairpin Heat Exchangers». *American Academic Scientific Research Journal for Engineering, Technology, and Sciences* 85 (2022), págs. 170-188. URL: https://scholar.google.es/scholar?q=Analysis+and+Performance+Evaluation+of+Counter+Flow+Hairpin+Heat+Exchangers&hl=es&as_sdt=0,5.
- [37] Dariush Mansoury, Faramarz Ilami Doshmanziari, Abolfazl Kiani, Ali J Chamkha y Mohsen Sharifpur. «Heat transfer and flow characteristics of Al₂O₃/water nanofluid in various heat exchangers: experiments on counter flow». *Heat Transfer Engineering* (2020). DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2018.1528051>.
- [38] Haluk Güneş. «Investigation of temperature distribution performances of three different heat exchanger models for exhaust gas waste heat energy recovery system used with thermoelectric generator in gasoline engines». *International Journal of Automotive Science and Technology* 5.4 (2021), págs. 308-315. DOI: <https://doi.org/10.30939/ijastech..973694>.
- [39] Ibrahim A Fetuga, Olabode T Olakoyejo, Sogo M Abolarin, Joshua K Gbegudu, Adrian Onwuegbusi y Adekunle O Adelaja. «Numerical analysis of thermal performance of waste heat recovery shell and tube heat exchangers on counter-flow with different tube configurations». *Alexandria Engineering Journal* 64 (2023), págs. 859-875. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.09.017>.
- [40] Gokcem Tonyali Karsli y Deniz Cekmecelioglu. «Design and simulation of heat exchangers for the food industry». *Thermal Processing of Food Products by Steam and Hot*

- Water*. Elsevier, 2023, págs. 67-108. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-818616-9.00012-2>.
- [41] Haijun Wang, Ting Fu, Jiangbo Wang, Feng Zhang, Kan Zhang y Xiaolei Deng. «Study on heat transfer performance of fin-and-tube heat exchanger with elliptical fins». *Journal of Energy Storage* 56 (2022), pág. 105956. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105956>.
- [42] Lidong Zhang, Tianyu Hu, Linxin Zhang, Zhile Yang, Seán McLoone, Muhammad Ilyas Menhas y Yuanjun Guo. «A novel dynamic opposite learning enhanced Jaya optimization method for high efficiency plate-fin heat exchanger design optimization». *Engineering Applications of Artificial Intelligence* 119 (2023), pág. 105778. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engappai.2022.105778>.
- [43] Mahdi Momeni y Amir Fartaj. «Numerical thermal performance analysis of a PCM-to-air and liquid heat exchanger implementing latent heat thermal energy storage». *Journal of Energy Storage* 58 (2023), pág. 106363. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.106363>.
- [44] Chao Luo y KeWei Song. «Thermal performance enhancement of a double-tube heat exchanger with novel twisted annulus formed by counter-twisted oval tubes». *International Journal of Thermal Sciences* 164 (2021), pág. 106892. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106892>.
- [45] Adnan Hameed Rasheed, Hajar Binti Alias y Sami Dawood Salman. «Experimental and numerical investigations of heat transfer enhancement in shell and helically micro-tube heat exchanger using nanofluids». *International Journal of Thermal Sciences* 159 (2021), pág. 106547. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106547>.
- [46] Ali Heydari. «Experimental analysis of hybrid dryer combined with spiral solar air heater and auxiliary heating system: Energy, exergy and economic analysis». *Renewable Energy* 198 (2022), págs. 1162-1175. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.08.110>.

- [47] Mohammad Salman, Rajendran Prabakaran, Poongavanam Ganesh Kumar, Dongchan Lee y Sung Chul Kim. «Saturation flow boiling characteristics of R290 (propane) inside a brazed plate heat exchanger with offset strip fins». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 202 (2023), pág. 123778. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123778>.
- [48] George Onyango Orido, Erick Kiplangat Ronoh, Patrick Ochuodho Ajwang y Benson Baari Gathitu. «Performance assessment of hybrid recuperative heat exchanger for diesel engine generated exhaust gas». *International Journal of Thermofluids* 19 (2023), pág. 100392. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100392>.
- [49] Kaiyuan Jin, Akshay Bharadwaj Krishna, Zachary Wong, Portonovo S Ayyaswamy, Ivan Catton y Timothy S Fisher. «Thermohydraulic experiments on a supercritical carbon dioxide–air microtube heat exchanger». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 203 (2023), pág. 123840. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123840>.
- [50] Penghua Liu, Renting Wang, Shaobei Liu y Zewei Bao. «Experimental study on the thermal-hydraulic performance of a tube-in-tube helical coil air–fuel heat exchanger for an aero-engine». *Energy* 267 (2023), pág. 126626. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.126626>.
- [51] Junwei Luo, Pei Lu, Kaihuang Chen, Xianglong Luo, Jianyong Chen, Yingzong Liang, Zhi Yang y Ying Chen. «Experimental and simulation investigation on the heat exchangers in an ORC under various heat source/sink conditions». *Energy* 264 (2023), pág. 126189. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126189>.
- [52] Seyyed Abdolreza Gandjalikhan Nassab, Amir Babak Ansari y Ebrahim Jahanshahi Javaran. «Waste heat recovery of exhaust gas in a ribbed double-pipe heat exchanger». *Heat Transfer Engineering* 44.15 (2023), págs. 1372-1390. DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2022.2134078>.

-
- [53] Rabih Murr, Georges El Achkar, Jalal Faraj, Hicham El Hage, Cathy Castelain y Mahmoud Khaled. «Using solar air heating for fruit drying: Thermo-economic and environmental studies». *International Journal of Thermofluids* 18 (2023), pág. 100366. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100366>.
- [54] Yaxiang Hou, Weidong Wu, Zhenbo Li, Xinyi Yu y Tao Zeng. «Effect of drying air supply temperature and internal heat exchanger on performance of a novel closed-loop transcritical CO₂ air source heat pump drying system». *Renewable Energy* 219 (2023), pág. 119516. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119516>.
- [55] Hussam Jouhara, Sulaiman Almahmoud, Daniel Brough, Valentin Guichet, Bertrand Delpech, Amisha Chauhan, Lujean Ahmad y Nicolas Serey. «Experimental and theoretical investigation of the performance of an air to water multi-pass heat pipe-based heat exchanger». *Energy* 219 (2021), pág. 119624. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119624>.
- [56] Ankit Kumar Gupta, Bhupendra Gupta, Jyoti Bhalavi, Prashant Baredar, Hemant Parmar y Ramalingam Senthil. «CFD study on heat transfer and pressure drop of nanofluids (SiO₂/H₂O, Al₂O₃/H₂O, CNTs/H₂O) in a concentric tube heat exchanger». *International Journal of Ambient Energy* 43.1 (2022), págs. 4578-4593. DOI: <https://doi.org/10.1080/01430750.2021.1913222>.
- [57] Feng Jin, Deqi Chen, Lian Hu, Yanping Huang, Hao Zeng y Junfeng Wang. «Thermo-Hydraulic performance of printed circuit heat exchanger as precooler in supercritical CO₂ Brayton cycle». *Applied Thermal Engineering* 210 (2022), pág. 118341. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118341>.
- [58] Róbert Sánta. «Investigations of the performance of a heat pump with internal heat exchanger». *Journal of thermal analysis and calorimetry* 147.15 (2022), págs. 8499-8508. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10973-021-11130-5>.
- [59] Trabelsi Amel, Bouchekima Bachir y Bouaraour Kamel. «Experimental and numerical simulation of heat transfer inside a concentric heat exchanger». *Studies in Engineering*

- and Exact Sciences* 5.1 (2024), págs. 3373-3386. DOI: <https://doi.org/10.54021/seesv5n1-167>.
- [60] S Sivalakshmi, M Raja y G Gowtham. «Effect of helical fins on the performance of a double pipe heat exchanger». *Materials Today: Proceedings* 43 (2021), págs. 1128-1131. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.563>.
- [61] Olga Arsenyeva, Jiří Jaromír Klemeš, Sergiy Plankovskyy y Petro Kapustenko. «The influence of plate corrugation geometry on heat and mass transfer performance of plate heat exchangers for condensation of steam in the presence of air». *Thermal Science and Engineering Progress* 30 (2022), pág. 101248. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101248>.
- [62] L Syam Sundar y Feroz Shaik. «Heat transfer and exergy efficiency analysis of 60 % water and 40 % ethylene glycol mixture diamond nanofluids flow through a shell and helical coil heat exchanger». *International Journal of Thermal Sciences* 184 (2023), pág. 107901. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107901>.
- [63] Makram Mikhaeil, Matthias Gaderer y Belal Dawoud. «On the application of adsorber plate heat exchangers in thermally driven chillers; An experimental and analytical study». *Applied Thermal Engineering* 220 (2023), pág. 119713. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119713>.
- [64] Jochen Westhaeuser, Luisa Brauchle, Jan-Christoph Albrecht, Wilhelm Tegethoff, Nicholas Lemke y Juergen Koehler. «Flat tube heat exchangers: Experimental analysis of frosting and water retention». *Applied Thermal Engineering* 218 (2023), pág. 119319. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119319>.
- [65] Yingjie Xu, Jiahe Zhang, Xi Shen, Xiaohong Han, Hongyu Chen y Xiaoxiao Xu. «Experimental and theoretical investigation on the energetic and economic performance of low-temperature cascade air-source heat pump considering the effects of cascade heat exchanger». *Applied Thermal Engineering* 236 (2024), pág. 121672. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121672>.

- [66] Sadik Kakac y Hongtan Liu. *Heat exchangers selection, rating and thermal design*. 2.^a ed. CRC PRESS, 2002.
- [67] M Masud, Mohammad UH Joardder, Md Tariqul Islam, Md Munthakimoon Hasan y Md Muntasir Ahmed. «Feasibility of utilizing waste heat in drying of plant-based food materials». *International conference on mechanical, industrial and materials engineering*. 2017, pág. 500.
- [68] Stephen B. Pope. *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 2000. DOI: [DOI10.1088/0957-0233/12/11/705](https://doi.org/10.1088/0957-0233/12/11/705).
- [69] J Welty. «Fundamentos de transferencia de calor y masa». *México, México: Imusa* (1994).
- [70] Afrin Roja Jahir Hussain, Abbas A Alahyari, Scott A Eastman, Catherine Thibaud-Erkey, Stephen Johnston y Margaret J Sobkowicz. «Review of polymers for heat exchanger applications: Factors concerning thermal conductivity». *Applied Thermal Engineering* 113 (2017), págs. 1118-1127. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.041>.
- [71] Muhammad Mahmood Aslam Bhutta, Nasir Hayat, Muhammad Hassan Bashir, Ahmer Rais Khan, Kanwar Naveed Ahmad y Sarfaraz Khan. «CFD applications in various heat exchangers design: A review». *Applied Thermal Engineering* 32 (2012), págs. 1-12. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.001>.
- [72] John A Duffie, William A Beckman y Nathan Blair. *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind*. 14.^a ed. John Wiley & Sons, 2020.
- [73] Karim y Hawlader. «Development of solar air collectors for drying applications». *Energy conversion and management* 45.3 (2004), págs. 329-344. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00158-4](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00158-4).
- [74] Aytunc Erek, Barış Özerdem, Levent Bilir y Zafer Ilken. «Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat ex-

- changers». *Applied Thermal Engineering* 25.14-15 (2005), págs. 2421-2431. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.12.019>.
- [75] Flavio CC Galeazzo, Raquel Y Miura, Jorge AW Gut y Carmen C Tadini. «Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger». *Chemical Engineering Science* 61.21 (2006), págs. 7133-7138. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2006.07.029>.
- [76] Ahmad Fakheri. «Heat Exchanger Efficiency». *Journal of Heat Transfer* 128 (2006), págs. 1268-1276. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2739620>.
- [77] Giovanni Antonio Longo y Andrea Gasparella. «Refrigerant R134a vaporisation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger». *International journal of refrigeration* 30.5 (2007), págs. 821-830. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.11.011>.
- [78] Zengyuan Y Guo, Xiongbín B Liu, Wenquan Q Tao y Ramesh K Shah. «Effectiveness-thermal resistance method for heat exchanger design and analysis». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53.13-14 (2010), págs. 2877-2884. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.008>.
- [79] Foued Chabane, Nouredine Moumni y Said Benramache. «Experimental study of heat transfer and thermal performance with longitudinal fins of solar air heater». *Journal of advanced research* 5.2 (2014), págs. 183-192. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jare.2013.03.001>.
- [80] N Jamshidi, M Farhadi, D Domeiry Ganji y K Sedighi. «Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers». *Applied thermal engineering* 51.1-2 (2013), págs. 644-652. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.008>.
- [81] Radia Eldeeb, Vikrant Aute y Reinhard Radermacher. «A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers».

- International Journal of Refrigeration* 65 (2016), págs. 12-26. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.11.013>.
- [82] Ehsan Ebrahimnia-Bajestan, Mohammad Charjouei Moghadam, Hamid Niazmand, Weerapun Daungthongsuk y Somchai Wongwises. «Experimental and numerical investigation of nanofluids heat transfer characteristics for application in solar heat exchangers». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 92 (2016), págs. 1041-1052. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.08.107>.
- [83] Harsh Tamakuwala, Ryan Von Ness y Debjyoti Banerjee. «Numerical Modeling of Chevron Plate Heat Exchangers for Thermal Management Applications». *Heat Transfer Summer Conference*. Vol. 50329. American Society of Mechanical Engineers. 2016, V001T05A010. DOI: <https://doi.org/10.1115/HT2016-7312>.
- [84] Olga P Arsenyeva, Lidija Čuček, Leonid L Tovazhnyanskyy, Petro O Kapustenko, Yana A Savchenko, Sergey K Kusakov y Oleksandr I Matsegora. «Utilisation of waste heat from exhaust gases of drying process». *Frontiers of Chemical Science and Engineering* 10 (2016), págs. 131-138. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11705-016-1560-8>.
- [85] Bhupal Kumar, Akhilesh Soni y SN Singh. «Effect of geometrical parameters on the performance of chevron type plate heat exchanger». *Experimental Thermal and Fluid Science* 91 (2018), págs. 126-133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.09.023>.
- [86] HB Luan, JP Kuang, Z Cao, Z Wu, WQ Tao y B Sundén. «CFD analysis of two types of welded plate heat exchangers». *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* 71.3 (2017), págs. 250-269. DOI: <https://doi.org/10.1080/10407782.2016.1264761>.
- [87] Sakthivel Perumal, Dinesh esan, Rajkumar Sivanraju, Nega Tesfie, Kamalakannan Ramalingam y Sathish Thanikodi. «Heat transfer analysis in counter flow shell and tube heat exchanger using of design of experiments». *Thermal science* 26.2 Part A (2022), págs. 843-848. URL: <https://doiserbia.nb.rs/Article.aspx?id=0354-98362100077P>.



Retribuciones sociales

En esta sección se muestran los trabajos académicos realizados durante el curso de la maestría. En el campo de la retribución social he publicado dos trabajos en el CITCAT (Congreso Nacional de Ciencia y Tecnología). Por otro lado se ha impartido un curso de ecuaciones diferenciales en donde se abordaron diferentes métodos para encontrar la solución analítica.



EL TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
A TRAVÉS DEL CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

OTORGA EL PRESENTE

RECONOCIMIENTO

A

**Marte E. Beltrán-López, E. Simá, Y. Chávez-Chena,
Samanta López Salazar**

Por su destacada participación con la presentación del Artículo
en el área Ingeniería Mecánica, eje estratégico Energía y Cambio Climático titulado:
Intercambiadores de Calor a Contraflujo: Análisis de Configuraciones, Fluidos de Trabajo y Optimización Térmica

En el marco del 3er Congreso Internacional de Tecnología y Ciencias Aplicadas (CITCA), celebrado en el
Tecnológico Nacional de México, campus Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
(TecNM/CENIDET), del 19 al 22 de noviembre de 2024

Cuernavaca, Morelos, 22 de noviembre de 2024

LORENZO O. HERNÁNDEZ
DIRECTOR DEL CENTRO NACIONAL DE
INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

ALICIA MARTÍNEZ REBOLLAR
COORDINADORA GENERAL
III CITCA

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

CITCA
III CONGRESO INTERNACIONAL
DE TECNOLOGÍA Y CIENCIAS APPLICADAS

**100%
PLÁSTICO**

OTORGA EL PRESENTE

RECONOCIMIENTO

A

**Marte E. Beltrán-López, E. Simá, Y. Chávez-Chena,
Samanta López Salazar**

Por su destacada participación con la presentación del Artículo
en el área Ingeniería Mecánica, eje estratégico Energía y Cambio Climático titulado:
Intercambiadores de Calor a Contraflujo: Análisis de Configuraciones, Fluidos de Trabajo y Optimización Térmica

En el marco del 3er Congreso Internacional de Tecnología y Ciencias Aplicadas (CITCA), celebrado en el Tecnológico Nacional de México, campus Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (TecNM/CENIDET), del 19 al 22 de noviembre de 2024

Cuernavaca, Morelos, 22 de noviembre de 2024.



LORENZO O. HERNÁNDEZ
DIRECTOR DEL CENTRO NACIONAL DE
INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

Sello Digital

[illegible]

ALICIA MARTÍNEZ REBOLLAR
COORDINADORA GENERAL
III CITCA





Counterflow Heat Exchangers: Analysis of Configurations, Working Fluids, and Thermal Optimization

Marte E. Beltrán-López* E. Simá* Y. Chávez-Chena*
Samanta López Salazar*

* TecNM/CENIDET, Interior internado Palmira S/N, 62490, Cuernavaca, Morelos. (e-mail: m23ce019@cenidet.tecnm.mx; efrain.sm@cenidet.tecnm.mx; yvonne.cc@cenidet.tecnm.mx; d18ce057@cenidet.tecnm.mx).

Abstract: The study analyzes the optimization of heat exchangers, with emphasis on the counterflow configuration, whose arrangement allows for the maximization of the temperature difference along the device for efficient heat transfer. Counterflow configurations are examined and evaluated based on the performance and adaptability in specific industrial applications. The selection of working fluids, such as water, thermal oils, air, and refrigerants, is determined by system's thermodynamic characteristics that impact thermal efficiency and operational costs. This analysis presents calculation tools such as the Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD) method and the effectiveness-NTU (ϵ -NTU) method, which are used to predict thermal performance in various configurations. Furthermore, the geometric design and material selection optimize heat transfer and minimize pressure losses, which impact performance under diverse operating conditions. This comparative approach offers technical guidelines to optimize heat exchanger efficiency and aids in decision-making for industrial applications, with solutions tailored to thermal control requirements and energy sustainability.

Keywords:

Counterflow heat exchangers, Flow configurations in thermal systems, Optimization of heat transfer, Selection of industrial working fluids, Thermal evaluation using LMTD.

1. INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor es un proceso fundamental que influye en una amplia variedad de procesos industriales, sistemas de refrigeración y aplicaciones tecnológicas de la vida moderna. Desde la climatización de edificios hasta la producción de energía, la transferencia eficiente de calor desempeña un papel crítico en la optimización de la eficiencia energética y la reducción de costos operativos. Dentro de este amplio campo, los intercambiadores de calor son dispositivos esenciales para la transferencia de calor entre dos o más fluidos sin mezclarse (Ganesh Kumar et al. (2024)).

En la literatura, se han explorado diversos aspectos clave relacionados con los intercambiadores de calor, por ejemplo, el tipo de diseño: de tubos y carcasa (Marzouk et al. (2023)), con placas (Liu et al. (2019)), de doble y tubos múltiples (Wang et al. (2021)), tipo de arreglo de flujos, paralelo, contra corriente y cruzado (Mangrulkar et al. (2019)), procesos de transferencia de calor, contacto indirecto: transferencia directa y almacenamiento (Abdel-salam et al. (2020)), fase de fluido (una fase en ambos lados, una fase de un lado y dos fases en ambos lados (Węglarz et al. (2024))), cada uno con sus propias ventajas y desventajas en términos de eficiencia, ahorro de energía y aplicaciones específicas. Además, se mencionan los fluidos de trabajo más comunes los cuales son: agua (Liu et al.

(2020)), aire (Babat et al. (2023)), gases de combustión (Li et al. (2021)) y refrigerantes (Oruç et al. (2024)), los cuales desempeñan un papel fundamental en la transferencia de calor eficiente dentro de estos dispositivos.

La búsqueda del diseño óptimo de un intercambiador de calor implica un equilibrio entre varios factores, incluida la maximización de la transferencia de calor y la minimización de la caída de presión. En este sentido, Wang et al. (2023) que el ajuste del ángulo de las aletas mejoró la transferencia de calor en 42.1%. Por otro lado, Broatch et al. (2023) mostraron que redondear los bordes afilados en un intercambiador de calor mejora el apegamiento del flujo de aire, reduce el impacto aerodinámico y mejora el rendimiento térmico. Tang et al. (2024) concluyeron que un ángulo de curvatura de las aletas de 45° maximiza la eficiencia en la caída de presión, el factor de fricción y la tasa de transferencia de calor.

Los métodos de diseño y optimización, como el cálculo de la superficie de transferencia de calor y la selección de materiales adecuados son cruciales para lograr un rendimiento óptimo y eficiente. En esta línea de trabajo, Cao et al. (2019) mostraron que un intercambiador de calor ondulado con conos presenta un incremento del área de transferencia de calor en 14%, por lo tanto, recomienda la fabricación. Javadi et al. (2023) mencionan que los materiales óptimos para la transferencia de calor

Advances in Thermal Insulation Materials: Aerogels, Vacuum Insulation Panels, Phase Change Materials, and Eco-Insulators

Samanta López Salazar*, Alexa I. Estrada Zuñiga*, Marte E. Beltrán López*, E. Simá*

*TecNM/CENIDET, Interior internado Palmira S/N, 62490, Cuernavaca, Morelos.

(dl18ce0157@cenidet.tecnm.mx, m23ce022@cenidet.tecnm.mx, m23ce019@cenidet.tecnm.mx, efrain.sm@cenidet.tecnm.mx)

Abstract: Recent advances in thermal insulation materials are highlighted in this article, with a focus on aerogels, vacuum insulation panels (VIPs), phase change materials (PCMs), and eco-insulators. A substantial increase in thermal efficiency is offered by aerogels, though challenges related to moisture sensitivity and high costs are recognized. VIPs are well-suited to energy-efficient buildings due to their high thermal resistance at minimal thickness, though obstacles in installation and durability remain. Considerable potential for thermal regulation is demonstrated by PCMs, though climate adaptation is essential for effective implementation. Eco-insulators, derived from plant fibers and industrial waste, present a sustainable alternative; however, further research and optimization are required to enhance their effectiveness across diverse climates. In Mexico, additional challenges arise in adopting these materials, such as limited resource availability, lack of standardization in the construction industry, and climate variations that complicate adaptation of solutions developed in other regions. Despite these barriers, potential is seen for these materials to integrate into Mexican architecture, aligning with global standards for energy efficiency and sustainability. The presentation of this information is considered essential to stimulate local research and development, thus facilitating the overcoming of these obstacles and promoting the adoption of advanced thermal insulation technologies.

Keywords: thermal insulation, aerogels, phase change materials, energy efficiency, sustainable construction.

1. Introducción

La eficiencia energética en el sector de la construcción es fundamental para alcanzar los objetivos globales de sostenibilidad y reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. Los edificios representan aproximadamente el 36% del consumo mundial de energía y el 39% de las emisiones de CO₂ relacionadas con la energía (Somu et al., 2021). En este contexto, el aislamiento térmico es importante para disminuir la demanda de calefacción y refrigeración y obtener ahorros de hasta un 60% en climas extremos (Buonomano et al., 2019).

A pesar de las normativas y códigos energéticos en varios países, la adopción de tecnologías avanzadas de aislamiento térmico sigue siendo limitada, especialmente en regiones con recursos económicos restringidos, debido a la brecha tecnológica y barreras económicas. En este artículo se analiza exhaustivamente las tecnologías emergentes de aislamiento térmico, incluyendo aerogeles, paneles de vacío aislantes (VIP), materiales de cambio de fase (PCM) y materiales eco-aislantes, para evaluar la viabilidad técnica y económica en diversos contextos climáticos y socioeconómicos a nivel global.

Los aerogeles, con conductividad térmica baja, destacan por tener la capacidad de reducir la transferencia de calor hasta en un 90% en climas extremos (Rezaei et al., 2017). Por otro lado, los VIP, debido a su pequeño espesor, son ideales para construcciones donde el espacio es limitado y ofrecen un aislamiento altamente eficaz (Zach et al., 2023). Los PCM, por otro lado, presentan una regulación térmica eficiente,

especialmente en regiones con grandes variaciones de temperatura entre el día y la noche (Shah et al., 2022). Por otro lado, los materiales eco-aislantes, elaborados a partir de fibras vegetales y residuos industriales, ofrecen buenas propiedades térmicas y además contribuyen a la reducción de la huella de carbono (Asdrubali et al., 2015).

La implementación de estas tecnologías avanzadas de aislamiento térmico tiene el potencial de transformar el sector de la construcción, con un impacto significativo en la eficiencia energética de los edificios y una contribución a la sostenibilidad global. Sin embargo, para maximizar el impacto, es necesario superar las barreras técnicas y económicas existentes, adaptar estas soluciones a las necesidades específicas de cada región y promover políticas de apoyo que faciliten la adopción generalizada. Por lo tanto, el objetivo de este artículo es presentar una base sólida para futuras investigaciones y aplicaciones prácticas, subrayando la importancia de integrar estas innovaciones en los estándares de construcción contemporánea.

2. Aislamiento térmico

La eficiencia energética de las edificaciones depende en gran medida del aislamiento térmico, que reduce la transferencia de calor entre el interior y el exterior de un edificio. Este proceso de transferencia de calor se rige por tres mecanismos principales: conducción, convección y radiación. Los materiales de aislamiento térmico están diseñados para minimizar estos mecanismos, principalmente mediante la reducción de la conductividad térmica, medida en $Wm^{-1}K^{-1}$.

Anexo. Cálculo de la incertidumbre de la constante de tiempo

En esta sección se muestra el procedimiento para calcular la incertidumbre de la constante de tiempo. De acuerdo con Holman 1998 la incertidumbre de una función (ecuación) que depende de múltiples variables medidas, propagando las incertidumbres individuales de cada variable. Se usa cuando el resultado experimental (R) es una combinación de mediciones ($x_1, x_2, \dots, x_n$) con sus respectivas incertidumbres ($w_{x_1}, w_{x_2}, \dots, w_{x_n}$).

La incertidumbre combinada (w_R) se calcula por medio de las derivadas parciales (ley de propagación de incertidumbres) por medio de la Ec. [B.1](#)

$$w_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}\right)^2} \quad (\text{B.1})$$

El cálculo de la constante de tiempo se presenta en la Ec. [B.2](#)

$$CT = \frac{T_{(t)} - T_{amb}}{T_{max} - T_{amb}} \quad (\text{B.2})$$

donde $(T_{(t)})$, (T_{amb}) y (T_{max}) son las variables independientes. Las variables w_{x_n} son las incertidumbres. Por lo tanto, se calcula la derivada a cada término independiente de la Ec. [B.2](#) y se llegaron a las siguientes Ecs. [B.3](#), [B.4](#), [B.5](#).

$$\frac{\partial CT}{\partial T_{(t)}} = \frac{-1}{(T_{amb} - T_{max})} \quad (B.3)$$

$$\frac{\partial CT}{\partial T_{amb}} = \frac{-T_{max} + T_{(s)}}{(T_{amb} - T_{max})^2} \quad (B.4)$$

$$\frac{\partial CT}{\partial T_{max}} = \frac{T_{amb} - T_{(s)}}{(-T_{max} + T_{amb})^2} \quad (B.5)$$

Por lo tanto, la ecuación para el calculo de la incertidumbre se muestra en la Ec. [B.6](#), donde w es la incertidumbre del termistor que tiene un valor igual a 0.2 °C. En la tabla se muestra los valores de la incertidumbre de la constante de tiempo para las cuatro pruebas experimentales realizadas. Es importante mencionar que el término T_{max} es la temperatura máxima del sensor de velocidad en la salida del intercambiador de calor. Por lo tanto habrá cuatro incertidumbres para cada prueba experimental debido a que la temperatura a la salida del intercambiador de calor es diferente.

$$w_R = \sqrt{\left(\frac{-w}{(T_{amb} - T_{max})}\right)^2 + \left(\frac{-T_{max} + T_{(s)}}{(T_{amb} - T_{max})^2}w\right)^2 + \left(\frac{T_{amb} - T_{(s)}}{(-T_{max} + T_{amb})^2}w\right)^2} \quad (B.6)$$

Tabla B.1. Valores para el calculo de la incertidumbre de la constante de tiempo a .

Temperatura máxima	Incertidumbre
85.2 °C	±0.2 s
69.0 °C	±0.3 s
53.3 °C	±0.5 s
45.5	±1.7 s