



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN
LECHO EMPACADO DE ROCAS HORIZONTAL**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

DANIEL ALEJANDRO ORELLANA GALAZ

PROFESOR GUÍA:
IGNACIO CALDERÓN VÁSQUEZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
MÓNICA ZAMORA ZAPATA
BENJAMÍN HERRMANN PRIESNITZ

SANTIAGO DE CHILE
2024

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN LECHO EMPACADO DE ROCAS HORIZONTAL

A pesar de la amplia adopción de sistemas de almacenamiento térmico con sales fundidas en plantas solares de concentración comerciales, estas tecnologías enfrentan desafíos en términos de costos y un control exhaustivo para su operación. Como alternativa, se han investigado sistemas de almacenamiento térmico de calor sensible de lecho empacado que son más económicos y operan con rangos de temperaturas más elevados.

En este estudio, se ha investigado experimentalmente un sistema de almacenamiento térmico de calor sensible mediante un lecho empacado de escoria de cobre con aire como fluido de transferencia de calor. A diferencia de investigaciones anteriores, donde comúnmente se colocaba el lecho en posición vertical, en este caso se presenta dispuesto en posición horizontal con un flujo de aire longitudinal. Se llevaron a cabo una serie de experimentos para obtener datos experimentales que sirvieron para ajustar parámetros de un modelo numérico basado en modelos de transferencia de calor, y en particular, determinar los coeficientes de transferencia de calor convectivo entre la fase sólida y gaseosa del sistema. Los experimentos abarcaron valores del número de Reynolds entre 170 y 550, rango que corresponde a regímenes de flujo de transición hasta turbulentos.

Los resultados revelan que el flujo de aire tiene un impacto significativo en el coeficiente de transferencia de calor. A partir de los datos recopilados, se ha desarrollado una correlación entre el número de Nusselt (Nu), el número de Reynolds (Re) y el número de Prandtl (Pr). Esta correlación está relacionada con el flujo de aire a través del número de Reynolds, una cantidad adimensional utilizada en la construcción de la correlación del número de Nusselt, que a su vez relaciona la transferencia de calor por convección forzada y la conductiva en la superficie de los sólidos. Además, se ha cuantificado el valor de la métrica de error R^2 , el cual se aproxima a la unidad. Este resultado indica que los valores predichos por la correlación se acercan de manera significativa a los valores experimentales.

$$Nu = 1.32 \cdot Re^{0.59} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}, R^2 = 0.98$$

Los Nusselt de la correlación obtenida fueron superiores en un 30% al de los estudios anteriores para un mismo rango de Reynolds. Esta mejora se atribuye a la consideración de la forma irregular del material de empaque, lo que produce una mayor turbulencia en la interfaz sólido-fluido y, por consiguiente, un aumento en la transferencia de calor.

*Para Verónica y Luis, los pilares de mi vida.
Agradecido por su amor incondicional e inmenso apoyo.*

Agradecimientos

Me complace llegar a este momento, mi estadía en la universidad fue eterna, pero cada segundo valió la pena.

Estoy profundamente agradecido, principalmente, con mis padres Verónica y Luis, su constante apoyo hizo posible estar donde estoy ahora y ser quien soy en este momento.

También me gustaría expresar mi gratitud hacia mi polola, Macarena, por su apoyo inquebrantable, motivación y cariño durante todo este último proceso de mi carrera universitaria.

No puedo dejar de agradecer a todas las personas que me han apoyado a lo largo de mi carrera. A mis compañeros de hace más de 10 años, desde el colegio, quienes siempre estuvieron presentes tanto en lo académico como en las experiencias fuera de las aulas. A los compañeros del DIMEC, que me acogieron en actividades dentro y fuera de la universidad.

Mis amistades también merecen mi agradecimiento por preocuparse siempre por mi progreso académico y por brindarme su compañía en los momentos de descanso.

Agradezco al personal del Laboratorio de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica de la Universidad Católica, especialmente a Don Patricio y Don Marcelo, quienes siempre mostraron buena disposición y me brindaron su valiosa ayuda para el correcto desarrollo de mis ensayos experimentales.

Por último, quiero expresar mi profundo agradecimiento a mi profesor guía, Ignacio Calderón, por brindarme esta oportunidad y por su amabilidad, paciencia y dedicación durante el desarrollo de este trabajo de título y valoro profundamente los consejos que me proporcionó para formarme como un buen profesional. Agradezco a la profesora Mónica Zamora y a Benjamín Herrmann por unirse a la comisión y por escucharme y ayudarme con nuevas ideas para el buen desarrollo de mi trabajo de título.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Antecedentes generales	1
1.2. Objetivos	3
Objetivo general	3
Objetivos específicos	4
1.3. Alcances	4
2. Marco Teórico	5
2.1. Sistemas de almacenamiento de energía de lecho empacado	5
2.1.1. Operación de un lecho empacado	6
2.1.2. Tipos de contenedores	7
2.1.3. Fluidos de transferencia de calor	8
2.1.4. Materiales de almacenamiento	8
2.2. Transferencia de calor en lechos empacados	9
2.2.1. Convección entre la fase fluida y sólida	10
2.2.2. Gradiente térmico en la fase sólida	11
2.2.3. Radiación emitida por la fase sólida	12
2.2.4. Conducción por contacto entre sólidos	12
2.2.5. Conducción en la fase fluida	12
2.2.6. Fenómenos relacionados a las paredes del lecho	13
2.2.7. Caída de presión	13
2.3. Modelo de transferencia de calor	13
Modelo de Schumann	14
2.4. Estudios experimentales	15
2.4.1. Correlaciones de la literatura	20
3. Metodologías	22
3.1. Metodología experimental	22
3.1.1. Recursos	22
3.1.2. Planificación de experimentos	23
3.1.2.1. Análisis dimensional	23
3.1.3. Montaje de bancada experimental	29
3.1.4. Ensayos	32
3.2. Metodología analítica	33
3.2.1. Ecuaciones de conservación	33
3.2.1.1. Conservación de masa	34
3.2.1.2. Conservación de Energía	34

3.2.2.	Postprocesamiento de datos	38
3.2.3.	Algoritmos de optimización	38
3.2.3.1.	Algoritmo least squares	39
3.2.3.2.	Algoritmo dual annealing	42
4.	Resultados y análisis	46
4.1.	Postprocesamiento	46
4.2.	Resultados de los algoritmos de optimización	48
4.3.	Diferencia entre temperatura de fluido y de los sólidos	51
4.4.	Velocidades superficiales	52
4.5.	Coefficientes de transferencia de calor (h)	54
4.6.	Influencia de la temperatura de entrada del aire	56
4.7.	Nusselt v/s Reynolds	58
4.8.	Construcción de correlación para el número de Nusselt	60
4.9.	Comparación con correlaciones existentes	60
5.	Conclusiones	62
5.1.	Trabajos futuros	63
	Bibliografía	63
	Anexos	68
A.	Código completo utilizado	68
B.	Gráficos de experimentos con parámetros de temperatura y flujo intermedios	86
B.1.	Experimento (PT:4, PF:10)	86
B.2.	Experimento (PT:5, PF:7)	89
B.3.	Experimento (PT:5, PF:5)	91

Índice de Tablas

1.1.	Rangos de temperatura de los materiales utilizados en la industria de CSP [8, 9].	2
2.1.	Algunas correlaciones empíricas del coeficiente de transferencia de calor. . . .	21
3.1.	Valores promedios de las propiedades termofísicas de la escoria de cobre [27, 28].	23
3.2.	Temperaturas de entrada del aire (aproximadas) al sistema dependiendo de la posición del potenciómetro de potencia térmica	28
3.3.	Caudal de entrada del aire (aproximadas) al sistema dependiendo de la posición del potenciómetro de flujo	28
3.4.	Posición de las termocuplas a lo largo de la dirección axial del lecho.	31
3.5.	Experimentos realizados.	33
4.1.	Resultados obtenidos desde los algoritmos de optimización.	49
4.2.	Error Absoluto Medio (MAE) entre matrices con datos experimentales y matrices con datos ajustados.	49
4.3.	Error relativo del coeficiente de transferencia de calor entre experimentos. . . .	57

Índice de Ilustraciones

1.1.	Irradiación normal directa global [5].	2
2.1.	Esquema de operación de lecho empacado típico [16].	6
2.2.	Termoclina dentro de un lecho empacado [15].	7
2.3.	Fenómenos físicos que participan en el comportamiento térmico de un lecho empacado [15].	10
2.4.	Perfiles de temperatura dentro de los sólidos en función del número adimensional de Biot [34].	12
3.1.	Componentes del ventilador utilizado [47].	27
3.2.	Ajustes del ventilador [47].	28
3.3.	Curvas de operación del ventilador [47].	28
3.4.	Diagrama PID de la bancada experimental utilizada.	31
3.5.	Montaje de bancada experimental completada.	32
3.6.	Diagrama sobre el procedimiento de la realización de ensayos.	33
3.7.	Biot en función del flujo másico por unidad de área [48].	35
3.8.	Coefficiente de transferencia de calor volumétrico en función de (G/d) [40].	36
3.9.	Diagrama del algoritmo de optimización.	45
4.1.	Resultados postprocesamiento PT:5, PF:10.	46
4.2.	Temperaturas obtenidas del experimento PT:3, PF:10.	47
4.3.	Resultados postprocesamiento PT:5, PF:2.	47
4.4.	Velocidades de salida de los experimentos previamente mencionados.	48
4.5.	Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 5, PF: 10.	50
4.6.	Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 3, PF: 10.	50
4.7.	Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 5, PF: 2.	50
4.8.	Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:5, PF:10.	51
4.9.	Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:3, PF:10.	51
4.10.	Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:5, PF:2.	52
4.11.	Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:5, PF:10.	53
4.12.	Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:3, PF:10.	53
4.13.	Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:5, PF:2.	54

4.14.	Resultados obtenidos del coeficiente de transferencia de calor interfaz partícula-aire del experimento PT:5, PF:10.	55
4.15.	Resultados obtenidos del coeficiente de transferencia de calor interfaz partícula-aire del experimento PT:3, PF:10.	55
4.16.	Coefficiente de transferencia de calor de la interfaz partícula-aire del experimento PT:5, PF:2.	55
4.17.	Nu vs Re del experimento PT: 5, PF: 10.	58
4.18.	Nu vs Re del experimento PT: 3, PF: 10.	58
4.19.	Nu vs Re del experimento PT: 5, PF: 2.	58
4.20.	Nu vs Re general de todos los experimentos juntos.	59
4.21.	Regresión lineal.	60
4.22.	Comparación de la correlación obtenida en este estudio con las correlaciones existentes.	61
B.1.	Temperaturas obtenidas del experimento PT:4, PF:10.	86
B.2.	Velocidades de salida del aire del experimento PT:4, PF:10.	87
B.3.	Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 4, PF: 10.	87
B.4.	Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:4, PF:10.	87
B.5.	Resultados obtenidos del coeficiente de transferencia de calor interfaz partícula-aire del experimento PT:4, PF:10.	88
B.6.	Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:4, PF:10.	88
B.7.	Nu vs Re del experimento PT: 4, PF: 10.	88
B.8.	Resultados postprocesamiento PT:5, PF:7.	89
B.9.	Velocidades de salida del aire del experimento PT:5, PF:7.	89
B.10.	Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 5, PF: 7.	89
B.11.	Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:5, PF:7.	90
B.12.	Resultados obtenidos del coeficiente de transferencia de calor interfaz partícula-aire del experimento PT:5, PF:7.	90
B.13.	Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:5, PF:7.	90
B.14.	Nu vs Re del experimento PT: 5, PF: 7.	91
B.15.	Resultados postprocesamiento PT:5, PF:5.	91
B.16.	Velocidades de salida del aire del experimento PT:5, PF:5.	91
B.17.	Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 5, PF: 5.	92
B.18.	Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:5, PF:5.	92
B.19.	Coefficiente de transferencia de calor de la interfaz partícula-aire del experimento PT:5, PF:5.	92
B.20.	Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:5, PF:5.	93
B.21.	Nu vs Re del experimento PT: 5, PF: 5.	93

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes generales

En septiembre de 2015, Chile se unió a otros 192 países comprometidos con la Organización de las Naciones Unidas (ONU) en el programa de desarrollo sostenible titulado “Agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible”, que incluye 17 Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) [1]. El ODS7 es especialmente relevante en lo que respecta a esta tesis debido a su enfoque en fomentar el desarrollo sostenible y combatir la contaminación ambiental mediante el uso de energías asequibles y no contaminantes.

Es por el compromiso anterior que en Chile se han implementado tecnologías para aprovechar las energías renovables que se presentan a lo largo y ancho del país, tales como la energía solar, que el territorio nacional ha experimentado un notable crecimiento desde el 1 % de capacidad instalada en el 2014 hasta alcanzar un 18 % en 2021 [2]. Uno de los principales factores que ha impulsado el crecimiento de la capacidad instalada de la energía solar en el norte de Chile es por sus cielos despejados durante 300 días al año [3], la baja humedad en su ambiente y por la intensidad de este recurso natural en esta zona [4]. En la figura 1.1 se puede observar que Chile se caracteriza por poseer niveles altos de radiación directa normal de aproximadamente $3500 \frac{kWh}{m^2}$ por año [5].

Un ejemplo del aprovechamiento de la energía solar en Chile y Latinoamérica es la planta termosolar Cerro Dominador. Esta planta se encuentra ubicada en el Desierto de Atacama, en la Región de Antofagasta, específicamente en la comuna de María Elena. Fue inaugurada el 9 de junio de 2021 y cuenta con una capacidad neta de 210 MW, de los cuales 110 MW son proporcionados por una torre central solar de concentración. Su funcionamiento se basa en la concentración de radiación solar directa mediante espejos planos móviles llamados helióstatos, que reflejan los rayos del sol hacia un punto focal. En este punto focal, se encuentra un receptor que calienta un fluido, utilizado para generar vapor y, posteriormente, electricidad a través de ciclos termodinámicos convencionales. Lo que hace destacar a Cerro Dominador es su sistema de almacenamiento térmico de sales fundidas. Gracias a este sistema, la planta logra generar electricidad incluso durante las horas sin luz solar [6], lo que se traduce en un factor de planta del 80 % [7]. Aunque existen otros materiales que han sido utilizados para el almacenamiento térmico en CSP, como el agua/vapor, aceites vegetales y aceites térmicos sintéticos, las sales fundidas son preferidas debido a su mayor rango de temperatura útil, lo que implica una mayor capacidad de almacenamiento y eficiencia en la generación de energía

eléctrica [8]. La tabla 1.1 muestra un resumen de los rangos de temperatura de operación de los principales materiales utilizados en la industria de CSP [9]. Sin embargo, es importante mencionar que, a pesar de la amplia utilización de los sistemas de almacenamiento térmico con sales fundidas en plantas solares de concentración comerciales, estas tecnologías también presentan desventajas en cuanto a costos de inversión. Se requiere invertir en grandes cantidades de material, múltiples tanques de almacenamiento y material de aislación para evitar la cristalización del material a altas temperaturas (220 °C) [8].

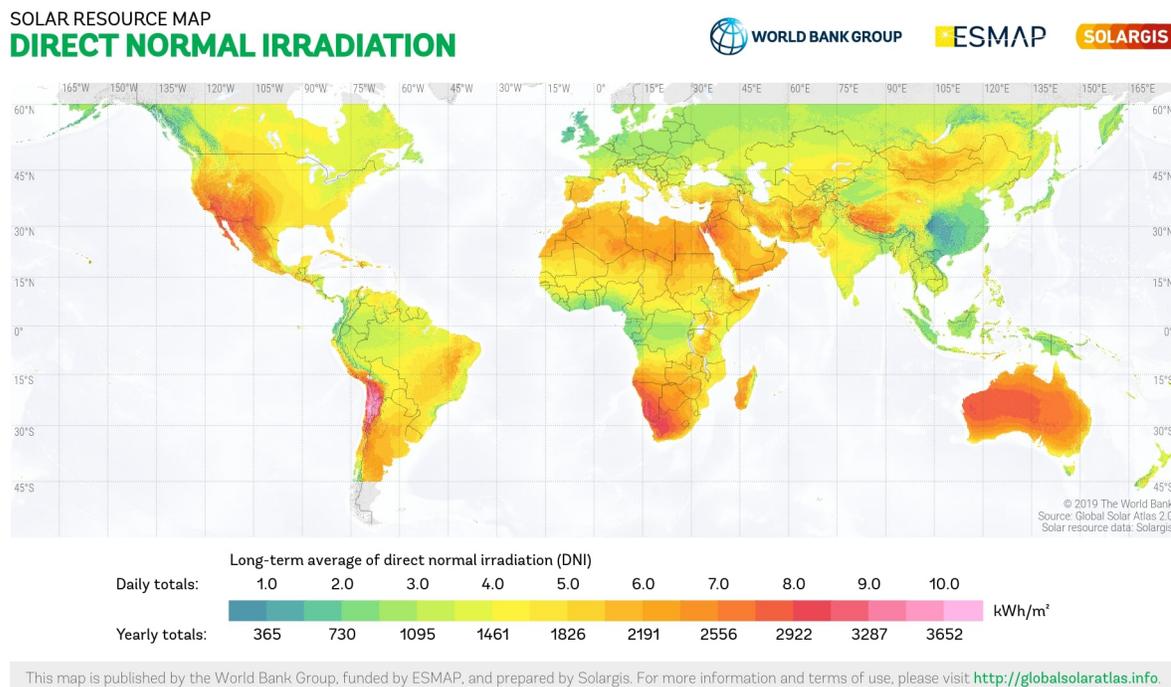


Figura 1.1: Irradiación normal directa global [5].

Tabla 1.1: Rangos de temperatura de los materiales utilizados en la industria de CSP [8, 9].

Material	T_{min} °C	T_{max} °C
Sales fundidas de nitratos	265	565
Therminol VP-1	12	400
Therminol-66	0	345
Aceite vegetal	-11	250
Agua/Vapor	0	100

Como alternativa, se han investigado sistemas de almacenamiento térmico de calor sensible mediante lechos empacados. Estos sistemas utilizan sólidos confinados dentro de un tanque de almacenamiento donde ocurre el intercambio de calor con un fluido que circula a través de los intersticios resultantes del empaquetamiento del material. Los materiales de empaquetamiento que se pueden utilizar en estos sistemas son diversos, incluyendo rocas naturales, cerámicas, metales, madera, ladrillos, materiales sinterizados e incluso subproductos

industriales obtenidos de procesos de alta temperatura [8, 9, 10, 11, 12, 13, 14]. Además de ser una tecnología coste-efectiva, estos sistemas ofrecen estabilidad mecánica, térmica y química, lo que los hace seguros y no corrosivos [14]. En comparación con las sales fundidas, los materiales como rocas, cerámicas, ladrillos y subproductos industriales tienen la capacidad de almacenar energía térmica de manera estable incluso a temperaturas superiores a 1000 °C [9, 10, 11, 12, 13, 14], lo que resulta en una mayor eficiencia en la generación de energía eléctrica [8]. Un aspecto positivo adicional relacionado con la utilización de subproductos industriales se destaca en el estudio de Gutierrez et al. [13], donde se menciona que al aprovechar estos subproductos, que de otro modo serían desechos, se crea una nueva cadena de valor y al mismo tiempo se podrían reducir las emisiones contaminantes de las industrias mineras.

Es crucial comprender el comportamiento térmico de estos sistemas, ya que se utilizan cada vez más en la industria. Aunque la necesidad de desarrollar modelos predictivos y sistemas de control aún no está completamente resuelta, se está avanzando en esa dirección. Los primeros pasos implican comprender fenómenos de flujo y transferencia de calor en la interfaz sólido-fluido de estos sistemas. En este contexto, se lleva a cabo una revisión de la literatura científica sobre estudios experimentales de sistemas de almacenamiento térmico de lechos empacados.

Considerando las revisiones de la literatura [9, 14, 15, 16], es común encontrar configuraciones verticales y una idealización de los fenómenos de transferencia de calor al asumir que la forma de las partículas sólidas es esférica. Este trabajo de tesis busca ampliar el conocimiento en los fenómenos de transferencia de calor en lechos empacados con disposición horizontal y flujo en la dirección axial del sistema, una orientación que ha recibido atención limitada en la literatura científica. El objetivo principal es desarrollar una correlación específica para lechos empacados horizontales que facilite la estimación de los coeficientes de transferencia de calor en la interfaz sólido-fluido del sistema. Estos coeficientes pueden ser empleados en trabajos futuros que utilicen modelos de transferencia de calor para el diseño y control de sistemas de almacenamiento térmico con características similares a las utilizadas en el presente estudio, asegurando que los números adimensionales, como la porosidad (ε), la esfericidad promedio del material de empaquetamiento (Φ), y el número adimensional de Reynolds (Re), sean consistentes con los del presente estudio. Al final, se comparan los valores predichos por la correlación del presente estudio con algunas de las correlaciones existentes en la literatura publicada.

1.2. Objetivos

Objetivo general

Determinar, a partir de datos experimentales, una correlación que caracterice los coeficientes de transferencia de calor convectivos entre la fase sólida y fluida en un sistema de almacenamiento térmico de lecho empacado de rocas dispuesto horizontalmente, bajo un flujo de aire unidireccional en el sentido axial del sistema.

Objetivos específicos

1. Establecer y ejecutar metodologías para llevar a cabo ensayos en una bancada experimental. Estos ensayos tienen como finalidad obtener datos experimentales que, junto con algoritmos de optimización, permitan determinar los coeficientes de transferencia de calor convectivos.
2. Investigar la influencia de la velocidad del flujo de aire de entrada y la temperatura del aire de entrada en los coeficientes de transferencia de calor convectivos. Este análisis tiene como propósito corroborar la importancia de tales parámetros en el coeficiente de transferencia de calor.
3. Obtener una correlación del número de Nusselt en función del Reynolds y Prandtl con el objetivo de alcanzar el objetivo general.
4. Comparar gráficamente la correlación generada con correlaciones existentes de la literatura con el fin de validarla.

1.3. Alcances

- Los experimentos se llevan a cabo en el banco de pruebas ubicado en el Laboratorio de Ensayos Térmicos de Alta Temperatura del Departamento de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica de la Pontificia Universidad Católica de Chile.
- Los experimentos se llevan a cabo en un rango del número adimensional de Reynolds entre 170 y 550, valores que se encuentran asociados con las condiciones operacionales del ventilador disponible en el laboratorio.
- La metodología de cálculo de esta tesis es aplicable a lechos empacados horizontales de flujo longitudinal rellenos con material de forma irregular cuya esfericidad promedio Φ es de 0.66 y porosidad del lecho ε es de 0.47.
- Los coeficientes de transferencia de calor convectivos se calculan exclusivamente utilizando los datos del proceso de calentamiento de la escoria de cobre.

Capítulo 2

Marco Teórico

En este capítulo, se llevará a cabo una revisión exhaustiva de la literatura científica y los estudios experimentales previos relacionados con el tema de estudio. Esta revisión es fundamental para comprender el funcionamiento de los sistemas de almacenamiento térmico de lechos empacados de rocas con aire como fluido de trabajo. Además, nos permitirá conocer cómo se determina el coeficiente de transferencia de calor en estos sistemas y cómo se construyen las correlaciones necesarias para obtener esta información.

2.1. Sistemas de almacenamiento de energía de lecho empacado

La energía solar se caracteriza por su naturaleza cíclica, ya que proviene del sol, se colecta durante el día y, debido a la ausencia de esta fuente natural durante la noche, es necesario incorporar sistemas de almacenamiento de energía. Estos sistemas permiten absorber los excesos de energía durante el día y utilizarlos durante la noche, asegurando un suministro continuo de energía.

Según Singh et al. [14], uno de los métodos más fáciles y ampliamente aceptados para la conversión de energía solar es transformarla en energía térmica. Los investigadores también destacan que, entre los sistemas de almacenamiento térmico existentes, el almacenamiento de calor sensible se presenta como la opción más simple y económica. Esto se debe a la posibilidad de llevar a cabo un intercambio de calor mediante contacto directo entre el fluido de trabajo y el material de empaquetamiento, que, por ejemplo, puede consistir en aire y rocas, materiales abundantes en el entorno. Esta característica contribuye a reducir los costos operacionales asociados a estos sistemas.

Existen tecnologías de almacenamiento de calor sensible que corresponden a unidades de lechos empacados que generalmente consisten en tanques cilíndricos dispuestos en posición vertical [14]. Estos tanques suelen aislarse para disminuir pérdidas de calor [14]. Se llenan con material sólido dispuesto de manera aleatoria a través del cual circula el fluido de transferencia de calor [14].

2.1.1. Operación de un lecho empacado

Como se muestra en la Figura 2.1, un lecho empacado generalmente pasa por dos procesos: carga y descarga. Estos procesos se han descrito detalladamente en diversos estudios [9, 14, 15, 16] y consisten en lo siguiente:

Durante el proceso de carga, el aire previamente calentado en el receptor de la torre concentradora solar de potencia ingresa al lecho empacado desde la parte superior hasta la parte inferior, realizando un intercambio térmico con el material sólido del empaquetado. A medida que el aire avanza, el material sólido cercano a la entrada se calienta, mientras que la temperatura del material en la salida se mantiene en la temperatura inicial del lecho. Con el paso del tiempo, la temperatura de los sólidos en la salida del lecho empieza a aumentar, hasta que el lecho alcanza una temperatura uniforme similar a la de la fuente de energía [14].

En el proceso de descarga, el flujo de aire se invierte. Aire a temperatura ambiente es forzado desde la parte inferior del lecho y recorre toda la superficie del material sólido caliente hasta la parte superior del lecho, recuperando el calor para su uso en sistemas de climatización o en sistemas de ciclos termodinámicos generadores de electricidad [16].

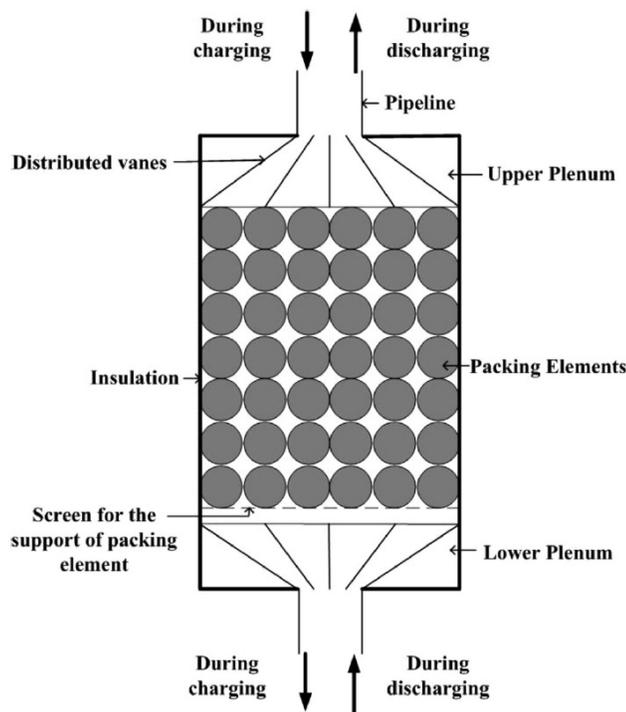


Figura 2.1: Esquema de operación de lecho empacado típico [16].

Los procesos de carga y descarga se realizan estrictamente en las direcciones establecidas debido a la existencia de efectos de flotabilidad causados por la presencia de fluidos calientes y fríos. Estos efectos pueden afectar el gradiente térmico o “termoclina” (Figura 2.2) que separa las zonas calientes y frías dentro del lecho, es decir, afectar la “estratificación” del sistema [15, 16].

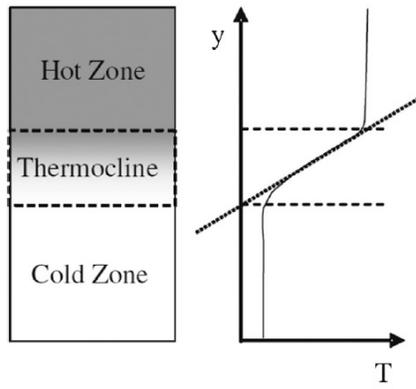


Figura 2.2: Termoclina dentro de un lecho empacado [15].

Según Haller et al. [17], una buena estratificación está relacionada con una mayor capacidad de almacenamiento de energía y la posibilidad de prolongar los procesos de conversión de energía térmica a eléctrica dentro del rango de temperaturas operativas. Además, esta idea es corroborada por Calderón et al. [9], quienes mencionan que en la literatura se acepta que la eficiencia térmica de estos sistemas se mide mediante el grado de estratificación, es decir, la magnitud de las porciones de la zona caliente y fría en comparación con el largo total del lecho.

Trevisan et al. [18] citan a Geissbühler et al. [19] para afirmar que la degradación de la termoclina, y por lo tanto, la degradación de la estratificación, se puede deber por un pobre coeficiente de transferencia de calor entre la interfaz sólido fluido del sistema o por singularidades en el flujo del fluido, como por ejemplo, geometrías de un lecho empacado que generan caminos preferenciales del flujo de fluido a través del tanque de almacenamiento.

2.1.2. Tipos de contenedores

Dentro de los sistemas de almacenamiento de energía térmica mediante lechos empacados, se utilizan distintos tipos de contenedores: cilíndricos, rectangulares o con forma de cono truncado [16]. La elección del tipo de contenedor depende de diversos factores, como el rendimiento mecánico, la distribución del flujo al pasar por el medio poroso, la minimización de pérdidas de calor y la estratificación dentro del sistema [15].

Por lo general, se prefiere utilizar tanques cilíndricos cuando la relación entre la altura y el diámetro es mayor a uno, como se menciona en diversos estudios [15, 16, 20]. Esta elección favorece la eficiencia térmica y mejora la uniformidad del flujo. Sin embargo, al aumentar la relación de aspecto del lecho, se presenta el inconveniente de un aumento en la caída de presión en el sistema. Esto implica la necesidad de inyectar más energía cinética al fluido lo que puede provocar una disminución en la eficiencia general del sistema, como se señala en el estudio de Mertens et al. [21].

Los contenedores rectangulares pueden ser utilizados para implementar lechos empacados estructurados [22] o para reducir costos utilizando materiales como tablas de madera [23]. Sin embargo, presentan un mayor efecto de pérdida de presión debido a las esquinas [15, 16].

Los contenedores con forma de cono truncado, que tienen una sección transversal más

grande en la parte superior, son estudiados para reducir tensiones termomecánicas en las paredes y minimizar las pérdidas de calor [15, 24]. Esta forma de contenedor puede aumentar la eficiencia térmica y mejorar la distribución del flujo en el lecho.

En cuanto a los materiales utilizados para los contenedores, los diseños a gran escala comúnmente emplean concreto como material principal debido a su alta estabilidad mecánica [24]. Además, se han considerado aleaciones de acero con materiales aislantes y revestimientos de aluminio para evitar pérdidas de calor y mejorar el rendimiento térmico del sistema [9, 25].

2.1.3. Fluidos de transferencia de calor

Los sistemas de almacenamiento de energía térmica mediante lechos empacados son una solución versátil que puede utilizar distintos fluidos como medios de transferencia de calor en diversas aplicaciones industriales y comerciales.

En lechos empacados se han utilizado fluidos de transferencia de calor líquidos y gaseosos dependiendo de los rangos de la aplicación y la temperatura a la que se opera [9, 12, 15, 16].

Los fluidos de transferencia de calor de fase líquida, como los aceites térmicos y sales fundidas, se han utilizado en conjunto con sólidos como medio de almacenamiento debido a que es necesario disminuir el uso efectivo del fluido por su alto costo y al utilizar sólidos se rellena el espacio interior del sistema de almacenamiento disminuyendo con esto la utilización de fase líquida costosa. Los fluidos de transferencia de calor líquidos ofrecen una buena capacidad térmica volumétrica y conductividad térmica en comparación con los gases. Esto permite que trabajen a bajas velocidades, manteniendo un buen coeficiente de transferencia de calor y una adecuada estratificación térmica [15, 16]. No obstante, es importante considerar las restricciones de temperatura operacional que los fluidos líquidos tienen en comparación con los gases. Por ejemplo, los aceites térmicos suelen operar hasta los 400 °C, mientras que las sales fundidas son eficientes en el rango de temperaturas entre los 220 °C y los 600 °C [8, 15]. Además, la utilización de estos líquidos puede requerir dos contenedores que separen los fluidos calientes de los fríos, así como equipos para mantener los fluidos a sus temperaturas operacionales en todo el sistema, lo que puede aumentar el costo de inversión [9, 15].

Por otro lado, el uso del aire como fluido de transferencia de calor ofrece ventajas como ser abundante y seguro, dado que no es tóxico, ni inflamable [9, 15, 16]. Es químicamente estable incluso a altas temperaturas, superando los 1000 °C [10, 11, 12], lo que permite un almacenamiento de mayor densidad energética y una eficiente conversión de energía térmica a eléctrica. Sin embargo, es importante tener en cuenta que el aire debe operar a grandes velocidades de flujo para cargar y descargar el sistema, lo que puede conllevar a grandes caídas de presión en el sistema y en definitiva afectar la eficiencia del sistema [15, 16].

2.1.4. Materiales de almacenamiento

En los sistemas de almacenamiento de energía térmica mediante lechos empacados, se han estudiado diversos materiales para actuar como medios de transferencia de calor.

Los materiales estudiados por los investigadores han sido metales [14], cementos [24], arena, ladrillos [26], piedras, rocas, subproductos industriales [9, 10, 27, 28] y materiales sinterizados [29]. Los metales, como aluminio, magnesio y zinc, se utilizan cuando se requiere alta conductividad térmica, aunque pueden tener un costo más elevado [14].

Estudios anteriores han investigado la utilización de piedras y rocas naturales para el almacenamiento de energía a temperaturas de hasta 1000 °C [10, 11, 12]. Estos materiales no son tóxicos ni inflamables y son económicos [9]. Actúan tanto como superficie de transferencia de calor como medio de almacenamiento. La transferencia de calor entre el aire y un lecho de rocas es buena debido a su gran área de transferencia de calor y baja conductividad térmica efectiva del lecho de rocas, lo que contribuye a una pérdida de calor mínima del lecho [16, 30].

Se han realizado novedosos estudios sobre el uso de subproductos ferrosos de la minería como material de almacenamiento de lechos empacados, en particular, las escorias de cobre, hierro y aluminio en conjunto con el aire [9, 10, 11, 27, 28]. Estos materiales presentan una alta capacidad y estabilidad térmica además de no ser corrosivos. Sin embargo, la desventaja operacional radica en la necesidad de un gran caudal de aire debido a la baja capacidad térmica del aire [9, 15], lo que resulta en un alto costo energético para los equipos de desplazamiento de aire.

Por último, durante la última década se han realizado estudios experimentales sobre el rendimiento de la transferencia de calor utilizando materiales sinterizados en conjunto con aire como fluido de trabajo [29, 31]. En dichos estudios, se compara la transferencia de calor entre estos materiales amorfos con esferas, llegando a la conclusión de que la forma y la configuración del material de empaquetamiento que se encuentra dentro de los contenedores toman un rol fundamental en la transferencia de calor.

En resumen, la elección del material adecuado dependerá de factores como la temperatura de operación, la eficiencia térmica y los costos del material [9, 16].

2.2. Transferencia de calor en lechos empacados

Dentro del ámbito de los sistemas de almacenamiento de energía, un aspecto de gran relevancia es el comportamiento térmico de los lechos empacados que se encuentra influenciado por distintos fenómenos físicos que ocurren en el interior del sistema tal como se muestra en la figura 2.3.

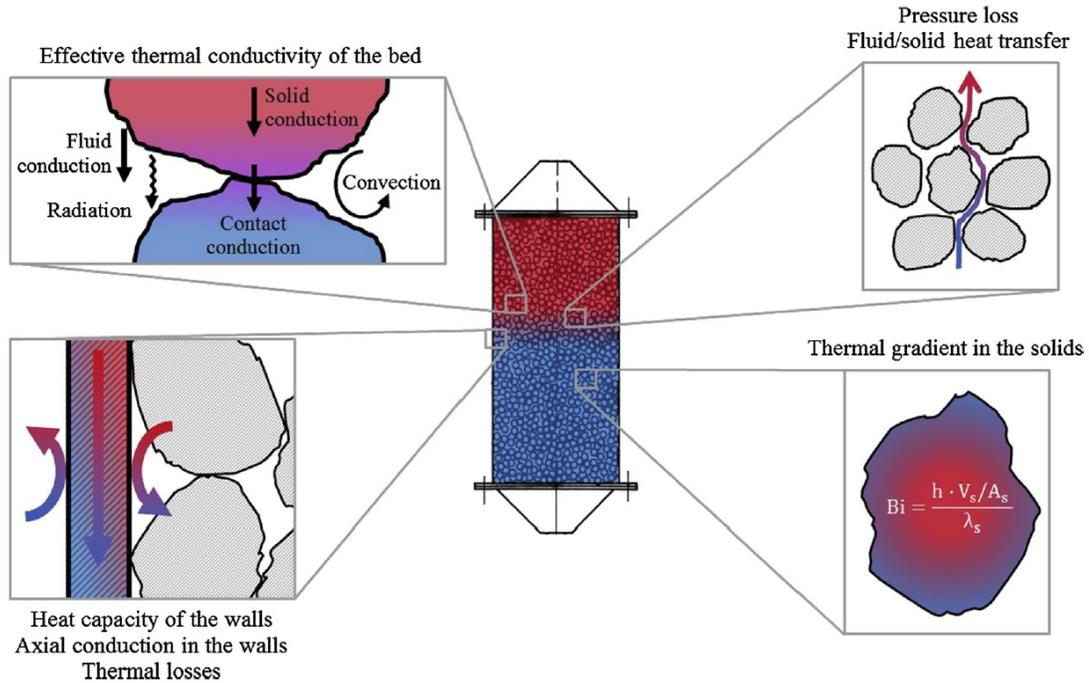


Figura 2.3: Fenómenos físicos que participan en el comportamiento térmico de un lecho empacado [15].

De la figura 2.3 se desprende que los fenómenos físicos que afectan el comportamiento térmico de un lecho empacado son:

1. Convección entre fases fluida y sólida.
2. Gradiente térmico en la fase sólida.
3. Radiación emitida por la fase sólida.
4. Conducción por contacto entre sólidos.
5. Conducción en la fase fluida.
6. Conducción axial, capacidad calorífica y pérdidas térmicas a través de las paredes del lecho.
7. Caída de presión a lo largo del lecho.

2.2.1. Convección entre la fase fluida y sólida

En lechos empacados, el fenómeno de la convección se produce debido al flujo forzado de fluido a través de los intersticios generados por la geometría del material de empaque en el medio de almacenamiento. En la interfaz entre ambas fases, se produce un intercambio térmico cuando estas se encuentran a diferentes temperaturas.

El fenómeno de la transferencia de calor por convección es de principal relevancia en este trabajo de título ya que se estima que se trabajará con fluido forzado logrando operar en rangos de Reynolds turbulentos y en aquellos rangos los fenómenos advectivos prevalecen

por sobre los conductivos. Según Gautam [16], existe un fenómeno que limita la eficiencia en la transferencia de calor por convección. Esta limitación se presenta en forma de resistencia térmica, que reduce el intercambio de calor entre el fluido térmico de trabajo (HTF) y los elementos de empaque. Aunque esta resistencia térmica puede influir en la eficiencia, Gautam sugiere que es posible superar esta limitación al optimizar la velocidad de flujo y la temperatura de entrada del fluido. Este ajuste no solo contribuye a mejorar la eficiencia de carga/descarga, sino que también tiene un impacto positivo en la eficiencia general del sistema.

En el contexto de la transferencia de calor en sistemas de almacenamiento en lechos empacados, tanto el texto de Gautam et al. [16] como el de Esence et al. [15] detallan el comportamiento e influencia de la termoclina en la temperatura de entrada y salida del fluido térmico de trabajo. Durante la carga, la temperatura de entrada permanece constante después de presentar fluctuaciones en el inicio debido a una fase transitoria al encender la fuente de calor, mientras que la temperatura de la salida inicialmente se mantiene constante a la temperatura inicial del lecho, pero luego aumenta gradualmente debido al desplazamiento de la termoclina hacia la salida del tanque. Por otro lado, durante la descarga y suponiendo que la carga y descarga ocurren en contracorriente, la temperatura de entrada permanece baja y constante, mientras que en la salida se mantiene constante y empieza a bajar lentamente bajo la presencia de la termoclina.

2.2.2. Gradiente térmico en la fase sólida

Lo que determina si existe una distribución de temperaturas dentro de las rocas o no, es por medio de la obtención del valor del número adimensional de Biot que cuantifica la razón entre las resistencia debido a la convección que ocurre en la superficie de un sólido y la resistencia debido a la conducción que ocurre dentro de ese mismo sólido [15, 32] y se describe por medio de la siguiente fórmula:

$$Bi = \frac{\frac{L_c}{k_s \cdot A_s}}{\frac{1}{h \cdot A_s}} = \frac{h \cdot L_c}{k_s} \quad (2.1)$$

Donde “ L_c ” corresponde al largo característico, “ k_s ” corresponde a la conductividad del sólido, “ A_s ” es la superficie del sólido y “ h ” corresponde al coeficiente de transferencia de calor convectivo.

Si la razón anterior es menor que 0.1, entonces se asume que no existe un gradiente térmico dentro de los sólidos y, por lo tanto, utilizar modelos que consideran una distribución de temperatura dentro de los sólidos despreciable conllevarían a resultados confiables [15, 32]. En cambio si el número de Biot es mayor a 0.1 entonces es necesario utilizar modelos numéricos más complejos para describir los fenómenos que ocurren en el sistema [15, 33].

En la figura 2.4 obtenida de Tuttle et al. [34] se puede observar las diferencias de las distribución de temperaturas dentro de los sólidos para distintos valores del número de Biot. Para números de Biot < 0.1 la diferencia de temperatura entre la superficie del sólido y el centro es despreciable. Mientras que para Biot > 0.1 la diferencia de temperaturas entre la superficie y el centro es considerable y por lo tanto el modelo de dispersión concéntrica llevaría a un mejor modelado del fenómeno a estudiar.

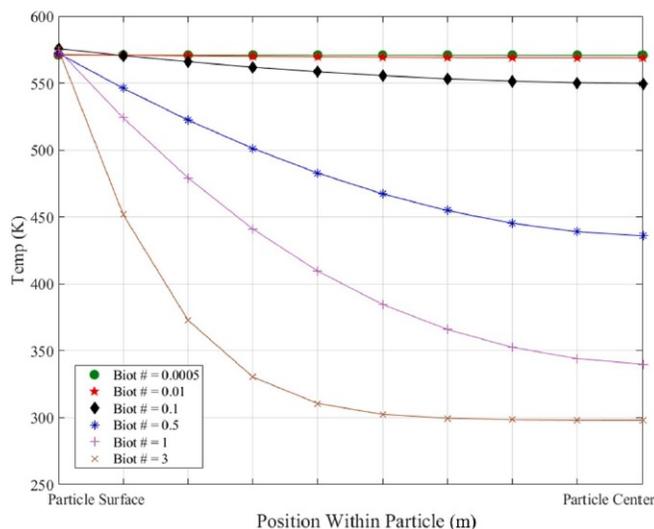


Figura 2.4: Perfiles de temperatura dentro de los sólidos en función del número adimensional de Biot [34].

2.2.3. Radiación emitida por la fase sólida

La radiación se suele despreciar con respecto al mecanismo de transferencia de calor por convección. Calderón et al. [9] realizaron un estudio sobre la relevancia de la radiación en los modelos de transferencia de calor de lechos empacados y concluyeron que cuando se trabajan a altas temperaturas, superiores a los 750 °C, la radiación no es despreciable y puede alcanzar valores altos que logran alcanzar valores correspondientes a un 32 % del coeficiente de transferencia de calor por convección. De lo anterior, se puede deducir que la convección es de mayor relevancia en aplicaciones tanto a bajas como altas temperaturas.

2.2.4. Conducción por contacto entre sólidos

Esence et al. [15] mencionan que cuando el fluido se encuentra circulando a través del lecho la difusión térmica por conducción suele ser un fenómeno de segundo orden en comparación a la convección. Pero en los casos en que el movimiento de fluido es lento, la difusión térmica por conducción toma un papel relevante en el comportamiento térmico del lecho. Durante procesos de reposo del sistema de almacenamiento, la difusión térmica por conducción es un fenómeno de primer orden en conjunto con las pérdidas térmicas a través de las paredes y también la radiación que emiten los sólidos.

La conducción por contacto entre sólidos queda determinada por la cantidad de contactos y el área de contacto [9].

2.2.5. Conducción en la fase fluida

Calderón et al. [9] mencionan que debido a la posibilidad del fluido de quedar atrapado en los intersticios, existe la posibilidad de que exista conducción entre partículas fluidas.

2.2.6. Fenómenos relacionados a las paredes del lecho

Singh et al. [14] explica que si las paredes del lecho no son recubiertas de un material aislante, las pérdidas de calor y de temperatura serían considerables. Lo anterior implica que los fenómenos térmicos al interior del lecho se podrían ver influenciados por los fenómenos físicos relacionados a las paredes del lecho.

2.2.7. Caída de presión

La caída de presión dentro del lecho se presenta por la resistencia generada por el empaquetado sólido que se contrapone al flujo de fluido a lo largo del lecho. En investigaciones se contabiliza la caída de presión para el dimensionamiento del lecho o estimar costos de bombeo [15].

2.3. Modelo de transferencia de calor

En la literatura se menciona que existen distintos modelos para describir los fenómenos físicos y de transferencia de calor que ocurren dentro de los lechos empacados. Esence et al. [15] menciona que Ismail y Stuginsky [35] realizaron una revisión exhaustiva de los modelos de transferencia de calor existentes para lechos empacados. Los modelos se derivan de ecuaciones de energía aplicados a los componentes del sistema de almacenamiento, que son el fluido, el material de empaquetamiento y las paredes del lecho, y se describen asumiendo las siguientes características generales:

- No existe intercambio de masa.
- No existe generación de energía en su interior.
- El intercambio de calor entre el fluido y el sólido es proporcional a la diferencia de temperatura entre ellos obedeciendo la ley de enfriamiento de Newton.
- Se asume que las propiedades termofísicas del material de empaque son constantes para cada instante y cada posición del lecho.

Dependiendo de asunciones y simplificaciones adicionales que se consideren, conllevan a la utilización de un modelo u otro.

Los modelos se pueden agrupar en dos grandes categorías dependiendo si se considera o no la presencia de una distribución de temperaturas dentro de las rocas. Además, otra diferenciación entre modelos es por medio de la cantidad de dimensiones consideradas (1D o 2D) y número de fases que se estén considerando (sólido, líquido y paredes).

A continuación, se presentará sólo el modelo que se utilizará en el presente estudio considerando además de las asunciones generales mencionadas anteriormente, las siguientes asunciones específicas y simplificaciones:

- La fracción de vacío es constante para cada instante de tiempo y para cada posición del lecho.

- El tamaño del empaquetado sólido es constante para cada instante de tiempo y para cada posición del lecho.
- El gradiente de temperatura en la dirección radial se asume despreciable.
- Debido al rango de temperaturas en el que se trabaja, que es igual o inferior a 350 °C, se considerará que la transferencia de calor por radiación de las rocas es despreciable y, por lo tanto, no se tendrá en cuenta en el estudio [9].
- Sólo se considera intercambio de calor entre la fase gaseosa y sólida del lecho, por lo tanto, se utilizan modelos bifásicos.
- No se consideran pérdidas de calor.
- Se asume que se trabajarán con número de Reynolds muy superiores a 25. Calderón et al. [9] mencionan que para rangos del Reynolds superiores a 25 los fenómenos conductivos se pueden despreciar. Los cálculos para corroborar esto se expondrán en la sección de la metodología cuando se posean más datos sobre las características de los equipos y de las dimensiones del material de empaque a utilizar.
- Se asume que no existe distribución de temperaturas dentro de la fase sólida. Esto será corroborado mediante cálculos en la sección de la metodología cuando se posean más datos sobre las características de los equipos y de las dimensiones del material de empaque a utilizar.

Dicho lo anterior, el modelo a utilizar es el modelo de Schumann [36].

Modelo de Schumann

El modelo de Schumann [36] o también llamado modelo de elementos agrupados o “Lumped-element model” en inglés [37] es el modelo que más se utiliza por los investigadores [15, 27] debido a su simplicidad. Es un modelo de transferencia de calor de una dimensión y bifásico que en conjunto con las suposiciones anteriores también se considera que el flujo dentro del lecho es del tipo “pistón” y además no se considera la conducción ni en las partículas sólidas ni en el fluido. Las ecuaciones utilizadas para la fase líquida/gaseosa y sólida son las mostradas a continuación:

$$\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f \cdot \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = h \cdot a_s \cdot (T_s - T_f) \quad (2.2)$$

$$(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = h \cdot a_s \cdot (T_f - T_s) \quad (2.3)$$

Donde los subíndices “f” y “s” representan la fase fluida y sólida, respectivamente; “t” se refiere al tiempo, “z” indica la posición a lo largo de la dirección axial del lecho. El parámetro “ ε ” denota la porosidad o fracción de vacío del lecho. Los símbolos “ ρ ”, “ C_p ” y “T” corresponden a la densidad, calor específico y temperatura, respectivamente. El coeficiente de transferencia de calor convectivo se denota como “h”, y la velocidad intersticial del fluido se representa como “u”. Por último, el término “ a_s ” se refiere al factor de forma, que corresponde a la razón entre el área superficial de los sólidos por unidad de volumen del lecho, expresada en unidades de $\frac{m^2}{m^3}$, y se calcula de la siguiente manera:

$$a_s = \frac{A_s}{V_{pb}} = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{d_p} \quad (2.4)$$

Donde d_p corresponde al diámetro equivalente de los sólidos.

2.4. Estudios experimentales

Como se pudo observar en la figura 2.3, varios fenómenos físicos afectan al comportamiento de la transferencia de calor en un lecho empacado de rocas.

El coeficiente de transferencia de calor convectivo se utiliza para cuantificar la transferencia de calor entre la fase sólida y la fase gaseosa en un lecho empacado de rocas. Puede expresarse en su forma volumétrica, h_v , o en su forma superficial, h . Ambas representaciones están relacionadas mediante la siguiente expresión obtenida de Chandra y Willits [23]:

$$h_v = h \cdot a_s \quad (2.5)$$

Existen diversas metodologías desarrolladas por investigadores previos para la determinación de estos coeficientes en lechos empacados de rocas con aire como fluido de trabajo. Estas metodologías se detallarán en los siguientes párrafos de esta sección.

El método más relevante para este trabajo de título, consiste en comparar resultados experimentales con los de un modelo de transferencia de calor [15]. El coeficiente de transferencia de calor es ajustado y en consecuencia de esto los valores experimentales y los valores numéricos son concordantes. Al utilizar este método, los valores del coeficiente de transferencia de calor dependen de los fenómenos considerados en el modelo, es decir, que los fenómenos físicos que no se han considerado en el modelo, pueden estar implícitamente involucrados en el valor del coeficiente de transferencia de calor. Este método se basa en el modelo de Schumann y fue introducido por Furnas [38] y esta metodología fue posteriormente utilizada por Löff y Hawley [39] y Chandra y Willits [23]. Modelos más robustos fueron desarrollados por Coutier y Farber [40]. Un modelo de conducción intrapartícula, y por lo tanto, uno de los modelos más completos fue desarrollado por Wakao et al. [41].

Se han encontrado investigaciones con lechos dispuestos de forma horizontal pero en ningún caso se determina experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor de la interfaz sólido-gas. Prenzel et al. [42] utilizaron balances de energía de las fases gaseosa, sólida y de la pared del lecho y analizaron la distribución y evolución de la temperatura en sistemas de almacenamiento térmico con lecho empacado horizontal de sección transversal rectangular durante varios ciclos de carga y descarga. Destacan la influencia de factores como el aislamiento térmico y proporciones del lecho. Factores como los vacíos en las paredes superiores y aislamiento térmico afectan la eficiencia. Soprani et al. [43] investigaron experimentalmente el rendimiento de una unidad de almacenamiento de energía térmica de alta temperatura en un lecho empacado de rocas. Analizaron ciclos de carga y descarga bajo diferentes condiciones operativas y evaluaron la distribución de temperatura en el lecho. Examinaron cómo los efectos de flotación afectan el gradiente de temperatura y la eficiencia del almacenamiento. Exploraron variaciones en potencias de carga, variaciones de flujo y configuraciones de lecho para optimizar las operaciones. Por último, Tuttle et al. [34] desarrollaron una novedosa me-

metodología de modelado para predecir el comportamiento de un sistema de almacenamiento de energía térmica con lecho empacado durante operaciones transitorias, utilizando una cantidad relativamente baja de recursos computacionales. En su metodología utilizan un modelo de dispersión concéntrica. El modelo, que fue validado, también se utilizó para predecir el comportamiento de diferentes materiales en el dispositivo de almacenamiento, identificando su robustez para aplicaciones a gran escala. La metodología que desarrollaron demostró una mejora significativa en el tiempo de evaluación en comparación con modelos tradicionales, manteniendo la precisión de las predicciones.

En los estudios experimentales de Liu et al. [29] y Feng et al. [31], trabajaron con materiales sinterizados dispuestos de forma aleatoria como material de empaque. En dichos estudios, se determinó que la forma del material de empaque y la porosidad son parámetros importantes para cuantificar la transferencia de calor. En ambos casos, se desarrollaron correlaciones para determinar el número de Nusselt en función del factor de forma del material de empaque, la fracción de vacío, así como otros factores comunes como el número de Reynolds y el número de Prandtl.

A continuación se detalla la metodología de obtención de coeficientes de transferencia de calor de algunos de los investigadores anteriores:

- Chandra y Willits [23]: Mencionan que existen dos consideraciones importantes a tener en cuenta en el diseño y operación de un lecho empacado de rocas con aire como fluido de trabajo: La primera es la potencia requerida para movilizar el aire a través del lecho y la segunda es la tasa de transferencia de calor entre el aire y las rocas. Mencionan que la transferencia de calor puede ser contabilizada con el término " h_v ". La bancada experimental consistió en aire de un ventilador de velocidad variable pasaba a través de la cámara de acondicionamiento y posteriormente por el lecho empacado. La velocidad del flujo de aire que sale de la cámara de acondicionamiento se midió utilizando un medidor de flujo laminar. Las propiedades del aire utilizadas en el análisis de los datos correspondían a las condiciones estándar. Para recoger los datos de caída de presión, la cámara de acondicionamiento no estaba activada y, por lo tanto, el aire estaba a temperatura ambiente. Colocaron termopares de cinco puntos en la entrada y la salida de la cámara de la cama de roca para medir las temperaturas del aire en las ubicaciones correspondientes. Colocaron cinco termopares a una distancia de aproximadamente 0.15 m en la cama de roca para medir la distribución de temperatura en ella. Todos los termopares y termopilas estaban hechos de uniones de cobre-constantán y las temperaturas se registraron mediante un registrador de temperatura multicanal. Se utilizó un micromanómetro para medir la caída de presión a través del lecho. Todos los límites del aparato se sellaron para minimizar las fugas de aire. Las muestras de cama de roca utilizadas en los experimentos se tomaron tanto de grava de río lavada como de granito triturado. Mientras que algunas de las muestras estaban clasificadas, otras solo tenían eliminadas las partículas finas. La porosidad, el diámetro equivalente de partícula, la densidad de partícula y la densidad a granel de las muestras de cama de roca se determinaron experimentalmente. Para cada prueba, el aire de la cámara de acondicionamiento se controló a la temperatura deseada en la entrada de la cama con el conducto desconectado de la cama de roca. La tasa de flujo de aire también se ajustó a su valor deseado. Cuando el aire alcanzó la temperatura deseada, se conectó el conducto a la cama. El registro de la temperatura del aire de salida comenzó en este

punto y continuó hasta que la temperatura se acercó a la temperatura constante del aire de entrada. Este registro de temperatura del aire de salida se utilizó luego para obtener el coeficiente de transferencia de calor volumétrico. Las tasas de flujo de aire para estas pruebas variaron entre 0.0075 y 0.046 $\frac{m^3}{s}$. Para una muestra de cama de roca dada y una tasa de flujo fija, se realizaron experimentos con el valor del grupo $\frac{(T_{a_i}-T_{b_i})}{T_{a_i}}$ variando entre 0.05 y 0.2 para observar los efectos de las temperaturas de entrada de aire y de la cama inicial en los coeficientes de transferencia de calor volumétrico. Las temperaturas del aire y la cama variaron entre 15 y 90°C. Los coeficientes de transferencia de calor resultantes para dos tasas de flujo diferentes y dos muestras de cama de roca diferentes no mostraron ningún efecto significativo de la temperatura. Para el rango de porosidades empleadas en ese estudio (0.38-0.46), se observó que el efecto de la porosidad era insignificante. Los valores experimentales se correlacionaron luego solo para el efecto del número de Reynolds y se obtuvo la siguiente correlación:

$$\frac{h_v \cdot d_p^2}{k} = 1.45 \cdot (Re_p)^{0.7}$$

- Coutier y Farber [40]: El estudio muestra cómo se puede obtener un diseño optimizado de un lecho de roca a partir de un modelo de transferencia de calor. Mencionan que el método utilizado para calcular el coeficiente h_v se basaba en la aplicación de un modelo de Schumann. Construyeron instalaciones experimentales para cumplir con los requisitos involucrados en el modelo analítico: sin pérdidas de calor, sin conducción, sin radiación y temperatura de entrada constante. En su estudio construyó un lecho de roca y probaron su rendimiento en diversas condiciones. Las dimensiones de la unidad de almacenamiento eran de 0.57 m (1.9 pies) de diámetro interno y 0.84 m (3.08 pies) de longitud interna. Las ganancias de calor se simularon utilizando un controlador de potencia con salida variable. Se utilizó un soplador de 1/8 HP para circular el aire a través del sistema de conductos. Se investigaron diferentes tipos de roca con tamaños variables y se midieron sus propiedades térmicas. Se asumieron tasas de flujo que iban desde 0.4 hasta 2 $\frac{m^3}{s}$. Realizaron mediciones de la caída de presión a través del lecho de roca con un manómetro inclinado, de la tasa de flujo de aire con un “Annuba” y de las temperaturas con termopares. Registraron las temperaturas del aire y de las rocas, y las temperaturas de las rocas se midieron mediante termopares colocados dentro de las rocas después de perforar pequeños agujeros en ellas. Diez rocas de diferentes tamaños (de 1.8 a 3.0 cm) tenían un termopar en su interior. Encontraron que el número de Biot ($Bi = hd/k$) para las rocas siempre era inferior a 0.1, lo que significa que se podía suponer que la distribución de temperaturas dentro de las rocas era constante. Las temperaturas las midieron en la entrada y la salida de la unidad de almacenamiento, pero también dentro del lecho de rocas. Las temperaturas dentro del lecho se promediaron a partir de los valores leídos en diferentes ubicaciones de una sección transversal dada. Por lo tanto, solo se consideró la variación en el eje axial del lecho. Todos los datos necesarios para ejecutar la simulación por computadora eran conocidos, excepto la expresión del coeficiente de transferencia de calor “ h_v ”. Mencionan que la principal ventaja de este método es limitar las restricciones experimentales. No es necesario cumplir con los requisitos para utilizar el modelo de Schumann, por lo que la precisión de las mediciones no es tan importante como en estudios anteriores. Probaron varias expresiones de la forma: $h_v = c_1 \cdot (G/d)^{c_2}$ sucesivamente hasta encontrar un buen acuerdo con los resultados ex-

perimentales. Utilizaron un método de mínimos cuadrados para obtener el mejor ajuste de la curva. La expresión final elegida por los autores es:

$$h_v = 700 \cdot \left(\frac{G}{d}\right)^{0.76}$$

- Wakao [41]: Corrigieron los coeficientes de transferencia de calor de mediciones estacionarias y no estacionarias de estudios anteriores utilizando los valores propuestos por Wakao para el coeficiente de dispersión térmica axial del fluido. Con estos coeficientes de transferencia de calor corregidos calculan los valores de los números adimensionales del Nusselt y Reynolds y esos valores fueron utilizados para construir la correlación que se presenta en tal artículo:

$$Nu = 2 + 1.1 \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

- Liu et al. [29]: Investigaron las características de transferencia de masa entre el aire y un lecho empacado de material sinterizado mediante la técnica de sublimación de naftaleno. Para ello utilizaron un compresor como dispositivo de fuente de aire y utilizaron varias válvulas de control de flujo para ajustar la tasa de flujo de aire. La temperatura del aire fue medida con un termómetro al final del sistema. Midieron la caída de presión de la sección de prueba mediante un escáner de presión inteligente. Justo antes y después de una ejecución, midieron el peso de las partículas sinterizadas recubiertas de naftaleno con una balanza electrónica. El tiempo de sublimación se registra con un cronómetro. Luego de la reducción de datos experimentales, encontraron que las características de transferencia de calor en el lecho empacado aleatorio con partículas irregulares son diferentes de las de las esferas regulares. La superficie complicada puede causar perturbaciones intensas, lo que a su vez puede dar lugar a un fuerte flujo de fluido e intercambio de calor. También observaron que, en comparación a la ecuación de Wakao, el Nu obtenido por los investigadores mostraron un aumento mucho más pronunciado con el Reynolds. Indicaron que la perturbación causada por la superficie complicada aumenta con el aumento del Reynolds. Los resultados experimentales también muestran que la ecuación de Wakao puede no ser adecuada para describir las características de transferencia de calor del lecho empacado (la esfericidad de las partículas sinterizadas no ha sido tenida en cuenta en la ecuación de Wakao). Por lo tanto, la ecuación de Wakao no era adecuada para describir las características de transferencia de calor de su experimento y con el fin de obtener una comprensión integral de las características de transferencia de calor de su experimento, utilizaron algoritmos genéticos para derivar una nueva correlación de transferencia de calor. Mencionan que la técnica de algoritmo genético (GA) puede ser adoptada para minimizar el error entre un conjunto de datos y una correlación que se desea derivar, al encontrar los coeficientes de ajuste apropiados. Los algoritmos genéticos están inspirados en la teoría de la evolución de Darwin. En esta teoría, diferentes problemas se resuelven a través de un proceso evolutivo que produce la mejor solución o el superviviente más apto. En otras palabras, la solución evoluciona. Con los algoritmos genéticos, encontrar la mejor solución se representa como un punto en el espacio de búsqueda, entre varias soluciones posibles. Buscar una solución implica encontrar el valor mínimo o máximo en el espacio de búsqueda. A veces, el espacio de búsqueda puede estar bien definido, pero generalmente solo se conocen unos pocos puntos en él. El proceso de búsqueda de soluciones en GA genera otras soluciones posibles a medida que

avanza la evolución. Con los algoritmos genéticos lograron determinar los coeficientes “a” y “b” de las siguientes expresiones donde la primera corresponde a la ecuación de Wakao:

$$Nu = 2 + a \cdot Re^b \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$\varepsilon \cdot Nu = 2 + a \cdot Re^b \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Después de utilizar los algoritmos genéticos, obtuvieron los valores de los coeficientes:

$$Nu = 2 + 0.437 \cdot Re^{0.79} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$\varepsilon \cdot Nu = 2 + 0.157 \cdot Re^{0.845} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Y por último, cuando consideran la esfericidad del material sinterizado, obtuvieron los siguientes coeficientes:

$$Nu = 2 + 0.903 \cdot (\Phi \cdot Re_p)^{0.772} \cdot \varepsilon^{0.391} Pr^{\frac{1}{3}}$$

- Feng et al. [31]: Con el objetivo de obtener una correlación adecuada para la transferencia de calor gas-sólido en el proceso de sinterización en un tanque vertical midieron datos experimentales de la transferencia de calor gas-sólido en un lecho empacado con partículas de sinterización de diferentes diámetros bajo diferentes velocidades superficiales de gas en un montaje experimental de transferencia de calor gas-sólido. También determinaron el efecto del diámetro de las partículas de sinterización y la velocidad superficial del gas en el proceso de transferencia de calor gas-sólido. La correlación de transferencia de calor en forma de número de Nusselt se presenta en función de los datos de medición experimental. Utilizaron un tanque vertical térmicamente aislado. El flujo de aire de enfriamiento se inducía mediante un soplador de aire. El aire de enfriamiento primero pasaba por una válvula de estrangulamiento y luego a través de un medidor de flujo de placa de orificio. El aire de enfriamiento era expulsado desde la parte superior del tanque vertical experimental después de intercambiar calor con las partículas de sinterización calientes en el tanque vertical. La válvula de estrangulamiento era ajustada para controlar la tasa de flujo de aire de enfriamiento, y el valor específico de la tasa de flujo de aire de enfriamiento se obtenía a través del medidor de flujo de placa de orificio. La temperatura de salida del aire de enfriamiento se medía para evaluar la eficacia del proceso. La temperatura del aire lo midieron con un termopar de succión. El termopar de succión lo conectaron a una tabla de visualización digital de temperatura, y el valor específico de la temperatura medida se mostraba a través de la tabla de visualización digital. Utilizaron tres tipos de partículas de sinterización como materiales de empaque, y se separaron mediante tamices de prueba estándar de diferentes tamaños. El diámetro de partícula, d , de los casos de prueba realizados era el diámetro promedio de las partículas de sinterización tamizadas. El diámetro equivalente de la partícula, d_p , era el producto del diámetro promedio de la partícula y la esfericidad de la partícula. Las partículas de sinterización con diámetros promedio de 18, 27 y 36 mm, calentadas por el horno de resistencia, se cargaron en el tanque vertical experimental. La temperatura inicial de las partículas de sinterización calientes se midió con un termopar tipo K, y el termopar estaba conectado a la tabla de visualización digital de temperatura. La altura de la capa de lecho de sinterización fue de 600 mm. El rango de temperatura de las partículas de sinterización calientes en los experimentos varió de 100 °C a 750 °C. La

velocidad superficial del gas de referencia a través de la capa de lecho de sinterización varió de 1.04 a 1.75 $\frac{m}{s}$. Correlaciones de investigaciones anteriores se ajustaron a los datos experimentales con una desviación considerable debido a una mayor influencia de la porosidad de la capa de lecho en la transferencia de calor gas-sólido en la capa de lecho de sinterización. Determinaron que correlaciones de estudios anteriores para la transferencia de calor en los lechos empacados con partículas esféricas son difíciles de aplicar para resolver el proceso de transferencia de calor gas-sólido en su tanque vertical de sinterización. Concluyeron que una correlación para el número de Nusselt en el lecho empacado de partículas no uniformes debe incluir los efectos de la velocidad superficial del gas, el diámetro equivalente de la partícula y la porosidad de la capa de lecho. Debido a que la naturaleza física del aire de enfriamiento cambia con la temperatura en los experimentos, declaran que es probable que el número de Prandtl también tenga un efecto en el número de Nusselt de transferencia de calor. En este artículo, se emplea la siguiente expresión para realizar el análisis de regresión de los valores experimentales del coeficiente global de transferencia de calor:

$$Nu_p = \frac{h \cdot d_p}{k} = K \varepsilon^a \cdot Re_p^b \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

donde K , a , b y f son los parámetros de ajuste, y Re_p se calcula utilizando la velocidad superficial del gas, u , como velocidad del aire y el diámetro equivalente de la partícula, d_p , como longitud característica. La ecuación anterior es una ecuación no lineal multivariable, que se convierte en ecuaciones lineales aplicando el enfoque logarítmico en ambos lados de la expresión. El resultado se obtiene como:

$$Nu_p = 0.198 \cdot \varepsilon^{0.07} \cdot Re_p^{0.66} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Las correlaciones construidas por los investigadores anteriores son resumidas y listadas en la tabla 2.1.

Los estudios previos corroboran y respaldan el objetivo central de este trabajo de título, que consiste en determinar coeficientes de transferencia de calor convectivos y crear correlaciones que permitan predecir dichos coeficientes. Estos estudios anteriores resaltan la necesidad de desarrollar una correlación específica para este estudio, ya que las condiciones operativas, temperaturas, flujos, dimensiones y propiedades del material de empaque difieren de las investigaciones previas. Además, no existen investigaciones que aborden la determinación de coeficientes de transferencia de calor convectivo en lechos empacados dispuestos horizontalmente con aire como fluido de trabajo, y mucho menos utilizando subproductos industriales como materiales de empaque. Por tanto, este trabajo adquiere un valor e importancia significativos en este contexto.

2.4.1. Correlaciones de la literatura

De los estudios experimentales mencionados, se han desarrollado correlaciones empíricas para determinar los coeficientes de transferencia de calor bajo las condiciones experimentales que abordaron. Estas correlaciones se encuentran resumidas en la tabla 2.1.

Según Esence et al. [15] las correlaciones más utilizadas son las de Coutier y Farber [40] y

Tabla 2.1: Algunas correlaciones empíricas del coeficiente de transferencia de calor.

Autor	Correlación	Restricciones
Chandra y Willits [23]	$\frac{h_v \cdot d_p^2}{k_f} = 1.45(Re_p)^{0.7}$	$0.36 < \varepsilon < 0.46$ $100 < Re < 1000$
Liu et al. [29]	$Nu_p = 2 + 0.903 \cdot (\Phi \cdot Re_p)^{0.772} \cdot \varepsilon^{0.391} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$	$0.52 < \varepsilon < 0.58$ $393 < Re_p < 3319$ $\Phi = 0.625$
Feng et al. [31]	$Nu_p = 0.198 \cdot \varepsilon^{0.07} \cdot Re_p^{0.66} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$	$0.48 < \varepsilon < 0.54$ $538 < Re_p < 2233$ $0.68 < \Phi < 0.89$
Coutier y Farber [40]	$h_v = 700\left(\frac{G}{d}\right)^{0.76}$	$56 < \frac{G}{d} < 470$
Wakao et al.[41]	$Nu = 2 + 1.1 \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$	$15 < Re < 8500$

la correlación de Wakao et al. [41] por su facilidad en la implementación y por su robustez. Las correlaciones previamente mencionadas servirán para estimar el coeficiente de transferencia de calor como enfoque inicial.

Capítulo 3

Metodologías

En este capítulo se describen las metodologías utilizadas para obtener los coeficientes de transferencia de calor. El proceso se divide en dos partes: en primer lugar, se lleva a cabo una metodología experimental para obtener datos empíricos, y en segundo lugar, se aplica una metodología analítica para procesar esos datos y calcular los coeficientes buscados mediante un modelo de transferencia de calor válido para el problema.

3.1. Metodología experimental

La metodología experimental es el paso a paso realizado para obtener los datos experimentales que posteriormente servirán para determinar los coeficientes de transferencia de calor buscados. Esta metodología se subdivide en la planificación de los experimentos, montaje de bancada experimental y ensayos.

3.1.1. Recursos

Los recursos utilizados para realizar los experimentos fueron los siguientes:

- Un tanque cilíndrico de acero al carbono con una capacidad interna de 7.45 l. Posee un diámetro interior (D_{pb}) de 0.154 m, una longitud total (L_{tot}) de 0.4 m y una longitud interior donde se ubica el material de empaquetado sólido (L_{pb}) de 0.38 m.
- Un ventilador con resistencia eléctrica integrada marca LEISTER modelo HOTWIND SYSTEM de 3700 W de potencia máxima.
- Tuberías de entrada de acero inoxidable que conecta al ventilador con el sistema y una tubería de salida que conecta al sistema con el ducto de salida al exterior. Tanto la tubería de entrada como de salida poseen un diámetro interior de 0.054 m ($D_{in} = D_{out} = 0.054$ m).
- Ducto de salida para trasladar el aire que sale del sistema hacia el exterior del edificio.
- Particulado sólido que es escoria de cobre de diámetro promedio (d) de 0.02 m y esfericidad promedio (Φ) de 0.66. Este material proviene de los procesos de fundición al arco en mineras ubicadas en Chile y es suministrada por la Empresa Nacional de Minería (ENAMI).

- Un termoaanemómetro modelo Anemomaster 6162 de KANOMAX con sonda de filamento caliente.
- Ocho termocuplas tipo K mineralmente aisladas capaces de medir temperaturas de hasta 900 °C.
- Un dispositivo de adquisición de datos o “Datalogger” marca Campbell Scientific modelo CR1000 donde se conectan todas las termocuplas y se encarga de monitorear en tiempo real, registrar y coleccionar los datos de temperaturas que posteriormente son guardados en la computadora utilizada.
- Una computadora con CPU Intel(R) Core(TM) i5-8300H CPU @ 2.30GHz y 8 GB de RAM, donde se guardan los datos de temperaturas y velocidades de salida experimentales y donde también se realiza el postprocesamiento y ejecución de algoritmos de optimización.
- Lana mineral para disminuir pérdidas de calor del sistema.

La escoria de cobre utilizada corresponde a la muestra “ES-2” que se presenta en el texto de investigación realizado por Calderón et al. [27, 28] en donde el comportamiento y las propiedades termofísicas de este material fueron estudiadas y determinadas. Las propiedades termofísicas de la muestra utilizada corresponden a los siguientes valores promedio:

Tabla 3.1: Valores promedios de las propiedades termofísicas de la escoria de cobre [27, 28].

$k_s [\frac{W}{m \cdot K}]$	$\rho_s [\frac{kg}{m^3}]$	$C_{ps} [\frac{J}{kg \cdot K}]$
1.595	3500	668

3.1.2. Planificación de experimentos

En la etapa de planificación, es esencial considerar cuidadosamente los objetivos, alcances, investigaciones previas y recursos disponibles para garantizar la correcta ejecución de los experimentos. En este trabajo, los objetivos se centran en investigar la influencia del flujo y la temperatura del aire de entrada en los coeficientes de transferencia de calor. Esto implica la realización de experimentos con diferentes valores de temperatura y flujos de aire. En los alcances de la tesis se especifica que el coeficiente de transferencia de calor convectivo se calculará utilizando datos obtenidos durante el proceso de calentamiento de la escoria de cobre. Antes de llevar a cabo los experimentos, es fundamental realizar un análisis dimensional para identificar y verificar las variables que se medirán.

3.1.2.1. Análisis dimensional

En lo que sigue, se realiza un análisis dimensional para identificar las variables a medir en los experimentos utilizando el teorema de Π Buckingham [44, 45].

Según la literatura revisada el coeficiente de transferencia de calor de la interfaz sólido fluido se puede determinar a partir de las siguientes variables:

$$h = \Psi_1(d, \varepsilon, \Phi, \rho_f, C_{pf}, k_f, \mu_f, u_{sup}) \quad (3.1)$$

Para obtener los grupos adimensionales se utiliza el método de las variables repetidas [45]. Como paso inicial se realiza un listado de las (9) variables mencionadas anteriormente con sus respectivas dimensiones fundamentales, que en este caso son cuatro: el tiempo t , masa M , temperatura T y longitud L . A continuación se detallan las variables con sus respectivas dimensiones fundamentales:

- h : Coeficiente de transferencia de calor cuyas dimensiones son $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ y por lo tanto las dimensiones fundamentales que lo definen son $[\frac{M}{t^3 \cdot T}]$
- d : Diámetro promedio de la escoria de cobre en m , por lo tanto la dimensión fundamental es $[L]$
- ε : Fracción de vacío del lecho sin dimensión $[-]$
- Φ : Esfericidad promedio de la escoria de cobre sin dimensión $[-]$
- ρ_f : Densidad del aire en $\frac{kg}{m^3}$ por lo tanto queda en $[\frac{M}{L^3}]$
- Cp_f : Calor específico del aire en $\frac{J}{kg \cdot K}$ por lo tanto queda en $[\frac{L^2}{t^2 \cdot T}]$
- k_f : Conductividad térmica del aire en $\frac{W}{m \cdot K}$ por lo tanto queda en $[\frac{M \cdot L}{t^3 \cdot T}]$
- μ_f : Viscosidad dinámica del aire en $Pa \cdot s$ por lo tanto queda en $[\frac{M}{L \cdot t}]$
- u_{sup} : Velocidad superficial del aire dentro del lecho en $\frac{m}{s}$ por lo tanto queda en $[\frac{L}{t}]$

El teorema fundamental del análisis dimensional de Π Buckingham postula que si un fenómeno físico se encuentra descrito por “ m ” variables y tales variables se forman a partir de “ k ” dimensiones fundamentales, entonces el fenómeno puede ser descrito por una relación formada por “ $m-k$ ” variables adimensionales que se crean a partir de las variables originales [44].

En este caso, como se tienen 9 variables y 4 dimensiones fundamentales por el teorema se obtiene que el fenómeno de la transferencia de calor en la interfaz sólido-aire puede ser descrita por una relación formada por 5 variables adimensionales.

Para determinar las variables adimensionales, se eligen una cantidad de variables igual a la cantidad de dimensiones fundamentales del problema, siempre tratando de elegir un conjunto de variables que se encuentren definidas por las dimensiones fundamentales. Las variables seleccionadas deben ser dimensionalmente independientes entre sí, es decir, las dimensiones de una no puede obtenerse como una combinación de las dimensiones de las otras variables base [45].

Dicho lo anterior, se eligen como variables base las siguientes:

- d : Diámetro promedio de la escoria de cobre.
- u_{sup} : Velocidad superficial del aire dentro del lecho.
- μ_f : Viscosidad dinámica del aire.
- k_f : Conductividad térmica del aire.

Se forman los grupos adimensionales multiplicando las variables excluidas de la lista de variables base elevadas cada una a un exponente por determinar:

$$\Pi_1 = h \cdot d^a \cdot u_{sup}^b \cdot \mu_f^c \cdot k_f^d$$

$$\Pi_2 = \rho_f \cdot d^a \cdot u_{sup}^b \cdot \mu_f^c \cdot k_f^d$$

$$\Pi_3 = C_{pf} \cdot d^a \cdot u_{sup}^b \cdot \mu_f^c \cdot k_f^d$$

$$\Pi_4 = \varepsilon$$

$$\Pi_5 = \Phi$$

Para que Π_1 , Π_2 y Π_3 sean adimensionales se tiene que cumplir que:

$$\Pi_1 = (M^1 \cdot t^{-3} \cdot T^{-1}) \cdot (L^a) \cdot (L^b \cdot t^{-b}) \cdot (M^c \cdot L^{-c} \cdot t^{-c}) \cdot (M^d \cdot L^d \cdot t^{-3d} \cdot T^{-d}) = M^0 \cdot L^0 \cdot t^0 \cdot T^0$$

\implies

$$T: -1 - d = 0 \implies d = -1$$

$$M: 1 + c + d = 0 \implies c = 0$$

$$t: -3 - b - c - 3d = 0 \implies b = 0$$

$$L: a + b - c + d = 0 \implies a = 1$$

\implies

$$\Pi_1 = \frac{h \cdot d}{k_f} = Nu$$

$$\Pi_2 = (M^1 \cdot L^{-3}) \cdot (L^a) \cdot (L^b \cdot t^{-b}) \cdot (M^c \cdot L^{-c} \cdot t^{-c}) \cdot (M^d \cdot L^d \cdot t^{-3d} \cdot T^{-d}) = M^0 \cdot L^0 \cdot t^0 \cdot T^0$$

\implies

$$T: -d = 0 \implies d = 0$$

$$M: 1 + c + d = 0 \implies c = -1$$

$$t: -b - c - 3d = 0 \implies b = 1$$

$$L: -3 + a + b - c + d = 0 \implies a = 1$$

\implies

$$\Pi_2 = \frac{\rho_f \cdot d \cdot u_{sup}}{\mu_f} = Re$$

$$\Pi_3 = (L^2 \cdot t^{-2} \cdot T^{-1}) \cdot (L^a) \cdot (L^b \cdot t^{-b}) \cdot (M^c \cdot L^{-c} \cdot t^{-c}) \cdot (M^d \cdot L^d \cdot t^{-3d} \cdot T^{-d}) = M^0 \cdot L^0 \cdot t^0 \cdot T^0$$

\implies

$$T: -1 - d = 0 \implies d = -1$$

$$M: c + d = 0 \implies c = 1$$

$$\begin{aligned}
t: -2 - b - c - 3d = 0 &\implies b = 0 \\
L: 2 + a + b - c + d = 0 &\implies a = 0 \\
&\implies
\end{aligned}$$

$$\Pi_3 = \frac{C_{pf} \cdot \mu_f}{k_f} = Pr \quad (3.2)$$

Con las variables adimensionales definidas, se define la siguiente relación del fenómeno a estudiar:

$$Nu = \Psi_2(Re, Pr, \varepsilon, \Phi)$$

El diámetro promedio de partícula (d), la fracción de vacío (ε), y la esfericidad (Φ) se consideran constantes en cada experimento, por lo tanto, no serán parámetros que hay que variar en los experimentos. De los tres parámetros mencionados anteriormente, solamente la fracción de vacío (ε) será eliminada de la relación ya que es necesario tener una longitud característica que defina al número adimensional de Nusselt y Reynolds.

Es importante señalar también, que el coeficiente de esfericidad (Φ) se utiliza comúnmente en la literatura ponderándolo por el diámetro promedio de partícula (d) generando con esto una nueva longitud característica llamada diámetro equivalente (d_p) [31, 46].

Considerando los puntos anteriores, la relación construida entre los números adimensionales quedará definida de la siguiente manera:

$$Nu_p = \Psi_3(Re_p, Pr) \quad (3.3)$$

Donde Nu_p y Re_p se definen como:

$$Nu_p = \frac{h \cdot (d \cdot \Phi)}{k_f} = \frac{h \cdot d_p}{k_f} \quad (3.4)$$

$$Re_p = \frac{\rho_f \cdot u_{sup} \cdot (d \cdot \Phi)}{\mu_f} = \frac{\rho_f \cdot u_{sup} \cdot d_p}{\mu_f} \quad (3.5)$$

La función Ψ_3 será construida a partir de los datos experimentales obtenidos.

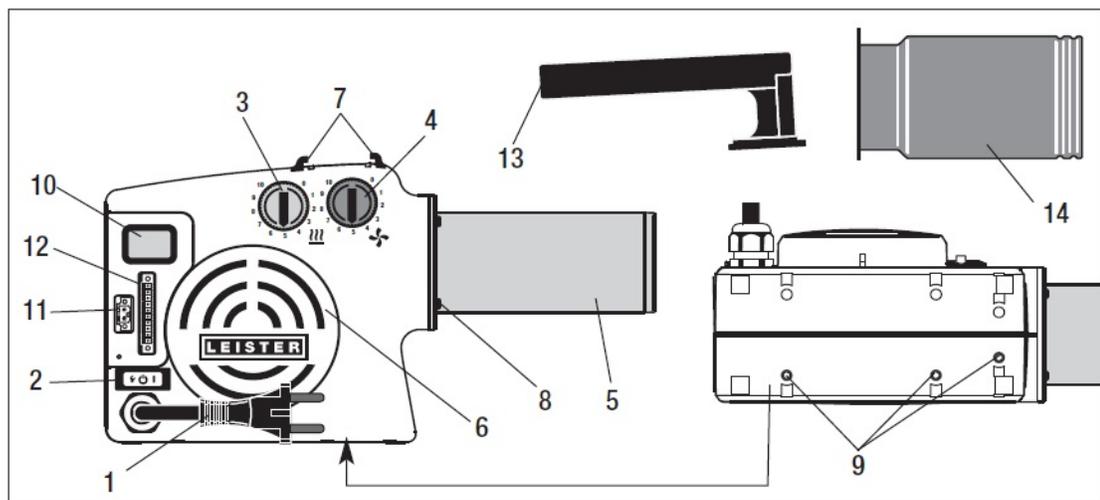
De acuerdo con lo mencionado anteriormente, el coeficiente de transferencia de calor (h) en su forma adimensional (Nu_p) se relaciona con el número de Reynolds (Re_p) y el número de Prandtl (Pr). Como se explicó en el marco teórico, en el lecho empacado se observa una distribución de temperaturas a lo largo de la dirección axial, y esta temperatura también varía con el tiempo debido a la evolución de la termoclina. Por lo tanto, se colocan termocupas equidistantes a lo largo del lecho empacado para medir las temperaturas de los sólidos y del aire circundante en puntos específicos. Esto conlleva a que se obtengan diferentes temperaturas en los distintos puntos del lecho y, en consecuencia, existirán variaciones de las propiedades termofísicas del fluido, lo que afecta a los valores de los números adimensionales de Reynolds y Prandtl.

A su vez, el número de Reynolds se encuentra determinado por la velocidad superficial dentro del lecho empacado y esta será determinada por la medición de velocidades del flujo

de aire a altas temperaturas en la salida del sistema (v_{out}) mediante la sonda de filamento caliente del termoanemómetro en conjunto con la utilización de la ley de conservación de masa que menciona que el flujo de entrada tendrá el mismo flujo del aire a la salida.

Tanto la distribución de temperatura como la velocidad superficial del aire dentro del lecho se encontrarán directamente relacionadas y determinadas por la temperatura y flujo de aire que ingresa al sistema, parámetros que son proporcionados por el ventilador.

En la figura 3.1 se puede observar que el ventilador utilizado posee dos potenciómetros, uno que controla el calor suministrado al aire atmosférico que ingresa al sistema (3) y otro que regula el caudal de entrada del aire que ingresa al sistema (4). Si bien, en la figura 3.2 se pueden ver los valores de la potencia de calentamiento y caudal de aire que proporcionan las posiciones de ambos potenciómetros, el ventilador se rige por una curva de operación que se encuentra restringida por la potencia límite del equipo de 3700 W (Ver figura 3.3). Entonces, existe la posibilidad de que al aumentar el caudal de aire, se generará una disminución la temperatura de salida debido a la restricción de potencia límite del ventilador.



HOTWIND PREMIUM o SYSTEM

- 1 Cable de conexión de red
- 2 Interruptor principal con tecla de función
- 3 Potenciómetro para la temperatura (rojo)
- 4 Potenciómetro para el caudal de aire (azul)
- 5 Tubo del elemento calentador
- 6 Brida de entrada de aire para filtros de acero inoxidable
- 7 Soporte para el mango
- 8 Cuatro tornillos de fijación
- 9 Tres insertos roscados M5 de fijación para el montaje

HOTWIND SYSTEM

- 10 Pantalla
- 11 Contacto de alarma
- 12 Interfaz

Aparato manual HOTWIND PREMIUM o SYSTEM

- 13 Mango
- 14 Tubo protector

Figura 3.1: Componentes del ventilador utilizado [47].

Posición del potenciómetro	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Potencia de calentamiento %	OFF	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Caudal de aire l/min	200	270	340	410	480	550	620	690	760	830	900
Temperatura (3680 W) a 300 l/min °C	Ambiente	90	150	215	275	340	400	465	525	590	650

Figura 3.2: Ajustes del ventilador [47].

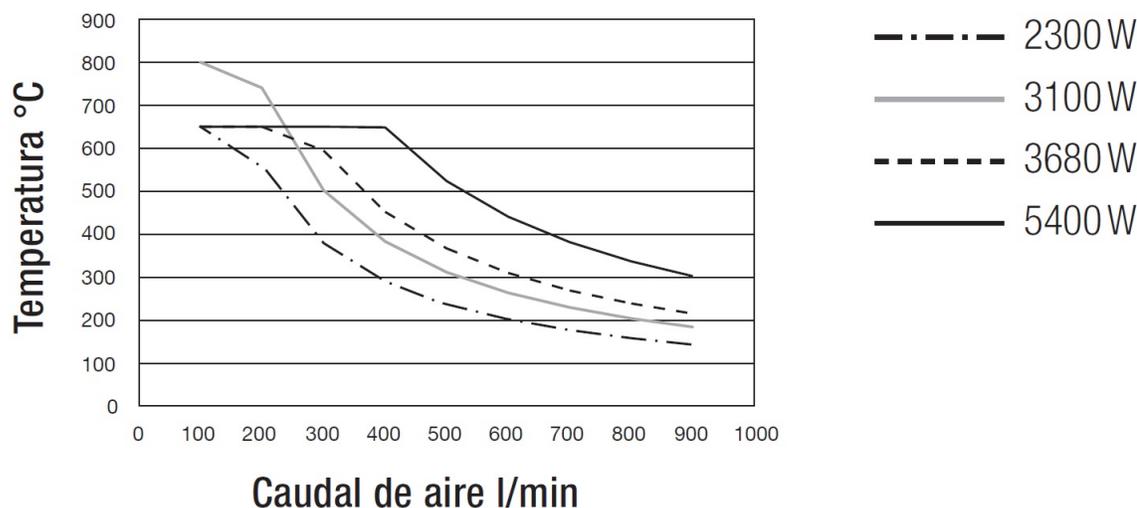


Figura 3.3: Curvas de operación del ventilador [47].

Para mayor entendimiento de los valores presentados en la figura 3.2, se transforman los porcentajes de potencia de calentamiento a temperaturas:

Tabla 3.2: Temperaturas de entrada del aire (aproximadas) al sistema dependiendo de la posición del potenciómetro de potencia térmica

Posición del potenciómetro	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Potencia de calentamiento (%)	OFF	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Temperatura del aire (°C)	20	65	130	195	260	325	390	455	520	585	650

Lo mismo para el caudal del aire, se convierte en dimensiones más utilizables:

Tabla 3.3: Caudal de entrada del aire (aproximadas) al sistema dependiendo de la posición del potenciómetro de flujo

Posición del potenciómetro	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Caudal ($\frac{L}{min}$)	200	270	340	410	480	550	620	690	760	830	900
Caudal ($\frac{m^3}{s}$)	0.003	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009	0.010	0.012	0.013	0.014	0.015

El límite superior para la posición del potenciómetro térmico será la posición 5 donde se calentará el aire a una temperatura aproximada de 325 °C. Si se considerara la posición 6 o superior, se estaría evadiendo el límite de temperatura establecido de 350 °C. No tiene sentido posicionar el potenciómetro térmico en la posición 0, ya que no se estaría calentando el aire y por lo tanto no existiría un proceso de carga en el lecho empacado. Con el fin de estudiar a

profundidad la transferencia de calor en estos sistemas se eligen las posiciones 3, 4 y 5 (195 °C, 260 °C y 325 °C) del potenciómetro térmico, al utilizar temperaturas altas necesariamente al lecho le tomará más tiempo cargarse de energía y por lo tanto se obtendrán una base de datos extensa y robusta para estimar el coeficiente de transferencia de calor. Tal como se propuso en los objetivos específicos, se utilizan tres distintas posiciones para investigar la influencia de la temperatura del aire de entrada en los coeficientes de transferencia de calor considerando para los tres casos una misma posición del potenciómetro de flujo.

Por otra parte, una limitación importante del potenciómetro de flujo es evitar que los fenómenos conductivos prevalezcan sobre los fenómenos convectivos. Según Calderón et al. [9] mencionan que para rangos del Reynolds inferiores a 25 los fenómenos conductivos dejarían de ser despreciables, esto ocurre cuando el aire fluye a velocidades bajas y temperaturas elevadas. Para mitigar este problema, se ha establecido un límite inferior para la posición del potenciómetro de flujo, fijándola en la posición 2. A continuación se realizan unos cálculos del número de Reynolds para respaldar lo anterior.

Para la posición del potenciómetro de flujo en la posición “0” y considerando la temperatura máxima posible según la tabla 3.2 es de unos 325 °C se tiene que el número de Reynolds se encontrará cercano al valor:

$$Re_p = \frac{\rho_f(350^\circ C) \cdot u_{sup} \cdot d_p}{\mu(350^\circ C)} = \frac{\rho_f(350^\circ C) \cdot \frac{Q(PF:0)}{A_{pb}} \cdot (d \cdot \Phi)}{\mu(350^\circ C)} = \frac{0.591 \cdot \frac{0.003}{0.018} \cdot (0.02 \cdot 0.66)}{3.01 \cdot 10^{-5}} = 43$$

Mientras que para la posición del potenciómetro de flujo en la posición “1” se estima que el número de Reynolds se encontrará cercano al siguiente valor:

$$Re_p = \frac{\rho_f(350^\circ C) \cdot u_{sup} \cdot d_p}{\mu(350^\circ C)} = \frac{\rho_f(350^\circ C) \cdot \frac{Q(PF:1)}{A_{pb}} \cdot (d \cdot \Phi)}{\mu(350^\circ C)} = \frac{0.591 \cdot \frac{0.005}{0.018} \cdot (0.02 \cdot 0.66)}{3.01 \cdot 10^{-5}} = 72$$

Para evitar valores cercanos a 25 del número de Reynolds, las posiciones posibles del potenciómetro de flujo se establecen desde 2 hasta 10. Es importante destacar que no se realizan experimentos en todas estas posiciones. Una de las aplicaciones del análisis dimensional es evitar la pérdida de recursos al estimar el parámetro de interés mediante la realización de la menor cantidad de experimentos posible. Teniendo esto en cuenta, se han seleccionado cuatro posiciones para el potenciómetro de flujo que abarcan completamente el rango de Reynolds que se pretende estudiar. Estas posiciones incluyen los extremos, es decir, las posiciones 2 y 10, así como dos posiciones intermedias adicionales, a saber, las posiciones 5 y 7. Estas selecciones proporcionan robustez al estudio.

3.1.3. Montaje de bancada experimental

Previo a la obtención de realización de experimentos y toma de datos, se tuvo que realizar un montaje de la bancada experimental.

Algunas consideraciones previas al detalle del montaje son que el lecho empacado ya se encontraba con escoria de cobre dispuesta dentro del lecho y se determinó su “porosidad” o “fracción de vacío” (ε) mediante el método de inmersión de agua [39] y su valor es de 0.47. La escoria de cobre fue cuidadosamente seleccionada y clasificada mediante un proceso de

tamizado y se dispuso dentro del lecho mediante rejillas que se fijan en los extremos del mismo.

Además, todas las termocuplas ya se encontraban acopladas al sistema, una termocupla se encontraba conectada en la tubería de entrada del lecho (T_0), la cual se encarga de medir la temperatura del aire de entrada y siete termocuplas se encontraban conectadas en distintos puntos a lo largo del eje axial del lecho (T_1 a T_7) cuyas sondas de medición se encuentran en contacto con el aire y la escoria de cobre en ese punto.

Considerando lo anterior, el montaje de la bancada experimental se realizó en el orden que sigue a continuación:

- Obtener materiales para realizar montaje.
- Realizar una limpieza del lecho empacado. Debido a ensayos para determinar la fracción de vacío del sistema por medio del método de inmersión en agua, el lecho se encontraba con goma eva pegada con silicona líquida (que en ese momento ya se encontraba seca) en una de las caras de la sección transversal del tanque cilíndrico, este material se tuvo que sacar completamente para los experimentos a realizar.
- Ensamblar una tubería de entrada y otra de salida en cada extremo del lecho empacado. Entre los flanges se disponen sellos de EcoGraf para evitar fugas de aire por medio de esas zonas. La tubería de entrada como la de salida se encontraban aisladas por lana mineral.
- Disponer de forma horizontal el sistema descrito, sobre una base de acero al carbono que se ubica encima de una mesa de trabajo.
- Recubrir tanto el lecho empacado como los flanges con lana mineral. Las tuberías de entrada y salida, ya se encontraban cubiertas con este material aislante. La lana mineral se mantiene en su lugar gracias a la sujeción proporcionada por mallas metálicas de acero inoxidable y alambres que las presionan firmemente contra el sistema.
- Colocar el soporte del ventilador encima de la mesa de trabajo y ensamblar el ventilador a la tubería de entrada del sistema.
- Acoplar el sistema a la tubería de salida del lecho un ducto que guía el flujo de aire hasta una ventana del laboratorio donde finalmente el aire es expulsando al exterior del edificio.
- Disponer la sonda de filamento caliente del termoanemómetro en un orificio que se encuentra en la parte superior de la tubería de salida del sistema con un pegamento de cemento térmico para la medición de la velocidad del aire a altas temperaturas. Se posicionó la sonda del instrumento de forma tal que realizara la medición de velocidad lo más centrada posible del diámetro interno del tubo.
- Conectar las termocuplas al dispositivo de adquisición de datos.
- Conectar la sonda de filamento caliente al termoanemómetro digital Kanomax.
- Conectar el anemómetro y el dispositivo de adquisición de datos a la computadora.
- Programar “Datalogger” y del termoanemómetro.

- Verificar mediante monitoreo visual la correcta medición de parámetros.

En la figura 3.4 se puede observar el diagrama P&ID de los equipos y la instrumentación utilizada para realizar las mediciones de temperatura a lo largo del lecho y velocidad del aire en la salida del sistema. En la tabla 3.4 se detallan las posiciones de las termocuplas a lo largo del lecho. Cabe destacar que se asume que la temperatura medida por la termocupla T_0 es la misma en todo el largo del tubo de entrada como también en la entrada del lecho hasta la posición de las primeras rocas.

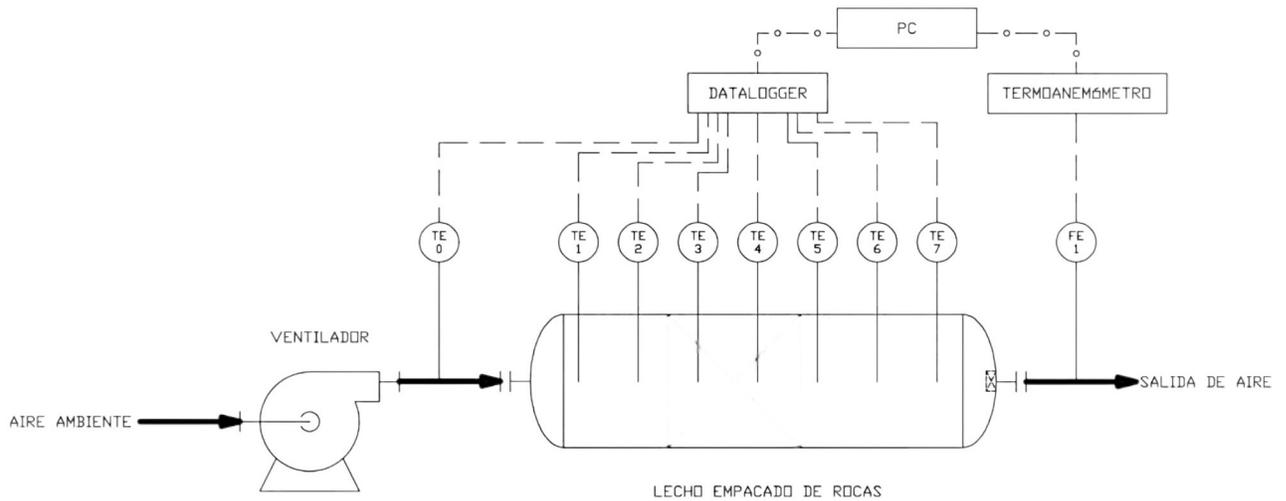


Figura 3.4: Diagrama PID de la bancada experimental utilizada.

Tabla 3.4: Posición de las termocuplas a lo largo de la dirección axial del lecho.

Termocupla	Posición (z) [m]
T0	0
T1	0.04
T2	0.09
T3	0.14
T4	0.19
T5	0.24
T6	0.29
T7	0.34

El montaje completo de la bancada experimental se puede observar en la figura 3.5.



Figura 3.5: Montaje de bancada experimental completada.

3.1.4. Ensayos

Una vez montada la bancada experimental y considerando también todo lo dicho en la subsección de planificación de los experimentos, los ensayos se llevaron a cabo de la forma en que se muestra en el diagrama 3.6.

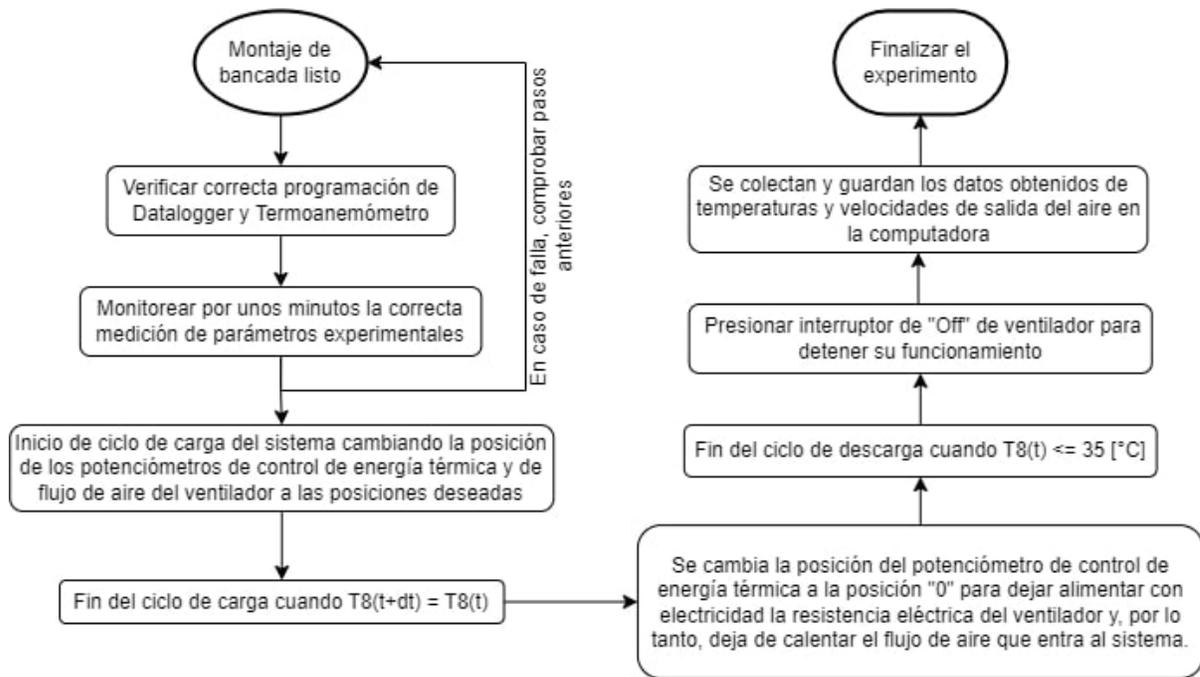


Figura 3.6: Diagrama sobre el procedimiento de la realización de ensayos.

Los experimentos que se realizaron se muestran en la tabla 3.5. Los valores de temperaturas y caudales son estimados a partir de los ajustes mostrados en la figura 3.2.

Tabla 3.5: Experimentos realizados.

Nivel de calentamiento	Tmax entrada aire [°C]	Nivel de flujo	Caudal [$\frac{m^3}{s}$]
3	195	10	0.015
4	260	10	0.015
5	325	10	0.015
5	325	7	0.012
5	325	5	0.009
5	325	2	0.006

3.2. Metodología analítica

En esta sección, se proporcionará una descripción de las herramientas y los pasos necesarios para calcular los coeficientes de transferencia de calor. En primer lugar, se presentarán las ecuaciones de conservación de masa y de energía que se emplearon para modelar los fenómenos observados en los experimentos. A continuación, se abordará el proceso de postprocesamiento de datos, incluyendo su visualización, así como la transformación de estos datos para que sean utilizables y adecuados para la obtención de los coeficientes deseados. Por último, se discutirán los algoritmos de optimización que se aplicaron para determinar los coeficientes de transferencia de calor.

3.2.1. Ecuaciones de conservación

3.2.1.1. Conservación de masa

El flujo másico del aire del sistema se calcula utilizando:

$$\dot{m} = \rho_f(T_7) \cdot v_{out} \cdot A_{out} \quad (3.6)$$

Utilizando el conocimiento recopilado de experimentos anteriores realizados por el profesor guía, se asume que la termocupla más cercana a la salida del sistema (T_7) realiza mediciones de temperaturas similares a las temperaturas del aire en la tubería de salida, donde se encuentra el termoanemómetro midiendo la velocidad de salida del aire (v_{out}).

3.2.1.2. Conservación de Energía

En este estudio, se empleará un modelo de una dimensión y dos fases, con un gradiente térmico intraparticular despreciable y con números de Reynolds aproximados en el rango de 150 a 550. Dadas estas características, se ha optado por utilizar el modelo de “Schumann” [36] o también llamado modelo de “Lumped” [37], el cual es ampliamente aceptado y utilizado por investigadores anteriores debido a su simplicidad y su bajo requerimiento computacional para obtener resultados [35].

Conservación de Energía del fluido:

$$\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f \cdot \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = h \cdot a_s \cdot (T_s - T_f) \quad (3.7)$$

Conservación de Energía de los sólidos:

$$(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = h \cdot a_s \cdot (T_f - T_s) \quad (3.8)$$

Donde los subíndices “f” y “s” representan al fluido y sólido respectivamente, “t” es el tiempo, “z” es la coordenada axial del lecho, “ ε ” es la fracción de vacío, “u” es la velocidad intersticial, “ ρ ”, “ C_p ” y “T” corresponden a la densidad, calor específico y temperatura respectivamente.

Con el fin de validar la utilización del modelo de “Lumped” es necesario calcular el número de Biot que según incropera [32] se define como la razón entre la resistencia conductiva interna del sólido y la resistencia convectiva externa:

$$Bi = \frac{\frac{L_c}{k_s \cdot A}}{\frac{1}{h \cdot A}} = \frac{h \cdot L_c}{k_s} \quad (3.9)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor superficial entre la interfaz sólido fluido, L_c es el largo característico de los sólidos y k_s es la conductividad térmica de los sólidos.

Como aún no se determinan los coeficientes de transferencia de calor entre la interfaz sólido-fluido es necesario utilizar correlaciones empíricas para estimar este parámetro. Para ello se utiliza la correlación de Coutier y Farber [40] de donde se obtiene el coeficiente de transferencia volumétrico por medio del flujo másico por unidad de área (G) y del diámetro promedio de partículas (d_p).

Existen varias razones para utilizar esta correlación para estimar los coeficientes de transferencia de calor. En primer lugar, destaca su simplicidad y facilidad de uso, ya que solo

requiere los parámetros de flujo másico por unidad de área (G) y el diámetro equivalente de partículas (d_p). En segundo lugar, es especialmente útil cuando no se disponen de datos precisos sobre las temperaturas del fluido para determinar las propiedades termofísicas necesarias para calcular los números adimensionales de correlaciones más complejas.

Además, esta correlación fue construida a partir de datos experimentales utilizando rocas de dimensiones de 18 a 30 mm. Asimismo, se aplicó a un amplio rango de caudales de aire desde 0.4 a 2 $\frac{m^3}{s}$ llegando a alcanzar valores de flujo de aire por unidad de área “ G ” desde los 0.12 $\frac{kg}{m^2s}$.

La correlación se presenta de la siguiente manera:

$$h_v = 700\left(\frac{G}{d_p}\right)^{0.76}$$

El valor del flujo másico por unidad de área es desconocido y la forma de determinarlo es como sigue:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \rho_f(T) \cdot u_{sup} = \rho_f(T) \cdot \frac{Q}{A_{pb}} = \rho_f(T) \cdot \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D_{pb}^2}{4}}$$

Donde $\rho_f(T)$ corresponde a la densidad del aire a una temperatura dada en $\frac{kg}{m^3}$, u_{sup} corresponde a la velocidad superficial del fluido dentro del lecho en m/s , Q corresponde al caudal volumétrico del aire dentro del lecho en $\frac{m^3}{s}$ y A_{pb} corresponde al área de la sección transversal del lecho en m^2 .

Es necesario obtener el valor máximo aproximado del número de Biot para validar el modelo. Anderson et al. [48], logró determinar curvas del número de Biot en función del flujo másico por unidad de área de acuerdo a los parámetros de sus experimentos. En la figura 3.7 se puede observar que el número de Biot aumenta a medida que se trabaja con temperaturas mayores y flujos másicos mayores.

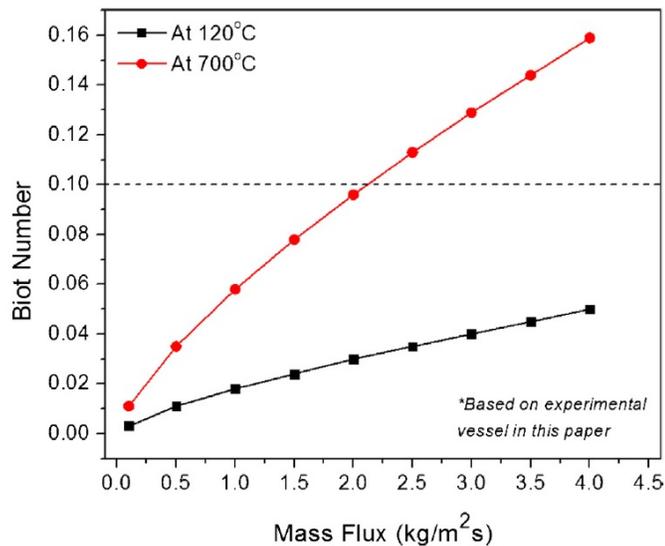


Figura 3.7: Biot en función del flujo másico por unidad de área [48].

Por lo tanto, los valores a elegir para el cálculo del número de Biot para el caso en particular de este estudio, se utilizará la temperatura máxima con la que se va a trabajar que corresponde aproximadamente a 350 °C en conjunto con un caudal máximo aproximado de $900 \frac{L}{min}$, valor que es otorgado por el fabricante del ventilador utilizado [47]. Considerando que $900 \frac{L}{min}$ es lo mismo que $0.015 \frac{m^3}{s}$, el valor del flujo másico se calcula como sigue:

$$G = \rho_f(350^\circ C) \cdot \frac{0.015}{\pi \cdot \frac{0.154^2}{4}} = 0.5897 \cdot \frac{0.015}{0.0186} = 0.475 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

La correlación de Coutier y Farber es obtenida por experimentos realizados con valores de (G/d) entre 56 y 470. A pesar de ello, muestran en su artículo un gráfico (ver figura 3.8) de valores del coeficiente de transferencia de calor volumétrico en función de (G/d) con valores entre 1 y 500 extendiendo con esto el rango de validez de su correlación.

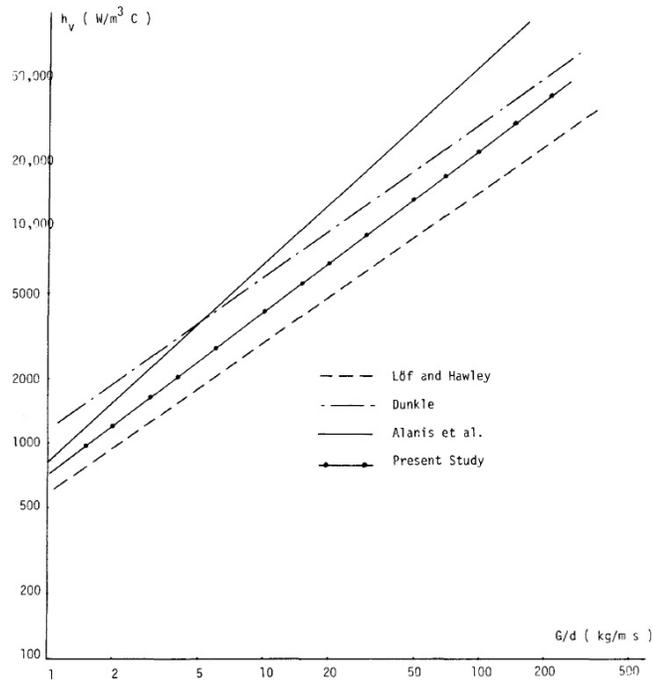


Figura 3.8: Coeficiente de transferencia de calor volumétrico en función de (G/d) [40].

En el caso de este estudio experimental G/d tiene un valor máximo de 23.75, entonces, se valida la utilización de la correlación y en consecuencia el valor del coeficiente de transferencia de calor volumétrico es el siguiente:

$$h_v = 700 \left(\frac{G}{d_p} \right)^{0.76} = 700 \cdot 35.98^{0.76} = 10659.8 \frac{W}{m^3 \cdot K}$$

Para obtener h se utiliza la relación de Chandra y Willits [23] entre el coeficiente de transferencia de calor volumétrico y superficial:

$$h_v = h \cdot a_s \tag{3.10}$$

El término a_s corresponde a la superficie de los sólidos por unidad de volumen del lecho.

Para esferas se define como:

$$a_s = \frac{A_s}{V_{pb}} = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{d} \quad (3.11)$$

Para sólidos similares a esferas de superficie irregular se calcula utilizando la definición anterior para esferas multiplicandolo por un factor de forma [29]:

$$a_s = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \phi}{d} \quad (3.12)$$

El factor de forma es el recíproco de la esfericidad [29]:

$$\phi = \frac{1}{\Phi} \quad (3.13)$$

Entonces la expresión de “ a_s ” para la escoria de cobre, que se consideran como sólidos parecidos a esferas de superficie irregular, quedaría de la siguiente manera:

$$a_s = \frac{A_s}{V_{pb}} = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{d \cdot \Phi}$$

Reemplazando los valores correspondientes a los experimentos a realizar:

$$a_s = \frac{6 \cdot (1 - 0.47)}{0.02 \cdot 0.66} = 240.91 \left[\frac{1}{m} \right]$$

Obtenido este valor, se puede predecir el coeficiente de transferencia de calor superficial utilizando la relación de Chandra y Willits:

$$h = \frac{h_v}{a_s} = \frac{7773}{240.91} = 44.25 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (3.14)$$

Faltaría obtener el largo característico (L_c). Incropera et al. [32] sugieren dos opciones para obtener este valor. La primera es obteniéndola de forma conveniente realizando la relación entre el volumen de un sólido con respecto a su área superficial. Suponiendo inicialmente que los sólidos son esferas, el largo característico quedaría de la siguiente manera:

$$L_c = \frac{V_s}{A_s} = \frac{\frac{4 \cdot \pi \cdot r_p^3}{3}}{4 \cdot \pi \cdot r_p^2} = \frac{r_p}{3} = \frac{d}{6}$$

Para un sólido de forma irregular, esta expresión puede ser modificada por el factor de forma, que se pondera con el área superficial del sólido:

$$L_c = \frac{V_s}{A_s \cdot \phi} = \frac{d}{6 \cdot \phi} = \frac{d \cdot \Phi}{6} = \frac{0.02 \cdot 0.66}{6} = 0.0022[m]$$

Con este valor ya se puede calcular el número de Biot:

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k_s} = \frac{44.25 \cdot 0.0022}{1.595} = 0.06 (< 0.1)$$

La segunda forma que sugieren para determinar el largo característico es utilizando un

valor convencionalmente utilizado en la literatura que en el caso de esferas correspondería a:

$$L_c = r_p = \frac{d}{2}$$

Para sólidos irregulares hay que ponderar el diámetro promedio de partículas por la esfericidad promedio:

$$L_c = \frac{d \cdot \Phi}{2} = \frac{0.02 \cdot 0.66}{2} = 0.0066[m]$$

Calculamos nuevamente el numero de Biot:

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k_s} = \frac{44.25 \cdot 0.0066}{1.595} = 0.18(> 0.1)$$

Los números de Biot calculados utilizando un largo característico convencional se aleja ligeramente de la validez del modelo de Lumped. No obstante, si el número de Biot obtenido no difiere significativamente del límite de validez del modelo de Lumped, se puede concluir que su uso podría ocasionar errores minúsculos en la estimación de los fenómenos de transferencia de calor.

3.2.2. Postprocesamiento de datos

Para la visualización de los datos experimentales, se empleó Microsoft Excel, donde se importaron los datos recopilados de temperaturas y velocidades, asegurando la sincronización de los relojes para ambos parámetros. Se generaron gráficos de Temperatura vs. Tiempo y Velocidad de Salida (v_{out}) vs. Tiempo.

Para la lectura y transformación de los datos experimentales, se emplearon las librerías “Pandas” y “NumPy” de Python. Inicialmente, se importaron los datos experimentales utilizando la biblioteca “Pandas”. Posteriormente, mediante “NumPy”, se realizaron las conversiones necesarias de los datos de texto a tipo numérico. A continuación, se procedió a construir dos matrices para cada experimento realizado. La primera matriz se generó a partir de los datos de temperaturas experimentales (T_{exp}). Cada columna de esta matriz representaba las termocuplas utilizadas desde T_1 hasta T_8 , mientras que cada fila correspondía a un instante temporal en el que se realizó una medición, con una resolución temporal de 30 segundos.

La segunda matriz construida corresponde a la velocidad de salida (v_{out}) y tiene una sola columna, ya que mide únicamente la velocidad del aire en la salida del lecho. Cada fila de esta matriz corresponde al instante temporal en que se midió la velocidad, coincidiendo con el mismo instante de tiempo en que se registraron las temperaturas.

El código en lenguaje Python utilizado para el postprocesamiento se encuentra en la sección de Anexos del presente texto.

3.2.3. Algoritmos de optimización

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor de los experimentos realizados se necesitó utilizar herramientas computacionales que sean capaces de ejecutar algoritmos de

optimización con la capacidad de trabajar con una considerable cantidad de datos y calcular parámetros a partir de modelos no lineales.

Primeramente se utiliza un algoritmo llamado “least squares” de la librería “scipy.optimize” de Python para obtener temperaturas cercanas a las experimentales y obtener valores estimados del coeficiente de transferencia de calor utilizando la correlación de Wakao [41]. Obtener temperaturas cercanas a las experimentales y valores estimados del coeficiente de transferencia de calor servirán como valores iniciales del siguiente algoritmo de optimización. Otorgar a los algoritmos de optimización buenos valores iniciales conlleva a una convergencia más rápida, se evitan mínimos locales, la optimización es más estable y se reduce el consumo de recursos computacionales.

Una vez obtenidos tales valores iniciales de parámetros, se utiliza el algoritmo llamado “dual annealing” que corresponde a un algoritmo de optimización global para obtener valores óptimos de las variables de decisión T_{origen} , h y a . Los valores de “h” obtenidos por medio de este algoritmo corresponde a los “h” que se pretenden determinar como objetivo general de este trabajo de título.

Como se desconoce la temperatura de qué fase se encuentran midiendo las termocuplas, en los algoritmos de optimización se utilizó la siguiente expresión que corresponde a una interpolación lineal para determinar la ponderación de temperaturas de cada fase que medía cada termocupla:

$$T = a \cdot T_s + (1 - a) \cdot T_f \quad (3.15)$$

Donde T corresponde a la temperatura que se ajusta a las temperaturas experimentales T_{exp} . El coeficiente a , corresponde al coeficiente de “contacto”, define en porcentaje la cantidad de temperatura que mide del material de empaquetado y del aire, y sus valores se encuentran entre (0,1). T_s y T_f corresponden a la temperatura de los sólidos y del aire respectivamente.

Al ser un lecho empacado fijo (no fluidizado), se espera que el coeficiente “a” sea el mismo para cada experimento.

3.2.3.1. Algoritmo least squares

La finalidad de este algoritmo es obtener parámetros que permitan facilitar la convergencia del siguiente algoritmo. Mediante las siguientes expresiones se logran obtener los valores de temperaturas teóricas cercanas a las temperaturas experimentales y también estimaciones de los coeficientes de transferencia de calor “h” utilizando la correlación de Wakao [41].

El algoritmo tiene por objetivo realizar la siguiente minimización no lineal:

$$Min \left[\sum_{i=1}^n \sum_{j=0}^7 (T_{exp_{ij}} - T_{teo_{ij}})^2 \right]$$

Donde T_{exp} corresponde a los datos obtenidos de temperaturas experimentales y T_{teo} corresponde a las temperaturas teóricas y es una de las variables de decisión del algoritmo. Esta se define analíticamente utilizando la ecuación de interpolación lineal de temperatura entre

fases que corresponde a la Ecuación 3.15:

$$T_{teo} = a \cdot T_s + (1 - a) \cdot T_f \quad (3.16)$$

En cuanto a las condiciones iniciales, es necesario determinar la distribuciones de temperaturas al inicio de la fase de carga, tal como se muestra en la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} h(z, t = 0) &= 0 \\ T_s(z, t = 0) &= T_{exp}(z, t = 0) \\ T_f(z, t = 0) &= T_{exp}(z, t = 0) \\ T_{teo}(z, t = 0) &= T_{exp}(z, t = 0) \end{aligned}$$

En la termocupla $T0$ sólo hay aire, por lo tanto se definen las siguiente condiciones de borde:

$$\begin{aligned} h(z = 0, t) &= 0 \\ T_s(z = 0, t) &= 0 \\ T_f(z = 0, t) &= T_{exp}(z = 0, t) \\ T_{teo}(z = 0, t) &= T_{exp}(z = 0, t) \end{aligned}$$

T_s se calcula utilizando la ecuación 3.8:

$$(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = h \cdot a_s \cdot (T_f - T_s)$$

Despejando queda la siguiente relación:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{h \cdot a_s}{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s} \cdot (T_f - T_s)$$

Utilizando diferencias finitas queda lo siguiente:

$$\frac{T_s(z, t) - T_s(z, t - \Delta t)}{\Delta t} = \frac{h(z, t) \cdot a_s}{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s} \cdot (T_f(z, t) - T_s(z, t))$$

Despejando queda que:

$$T_s(z, t) = \frac{h(z, t) \cdot a_s \cdot \Delta t}{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s} \cdot (T_f(z, t) - T_s(z, t)) + T_s(z, t - \Delta t)$$

En este algoritmo no se necesita con precisión la temperatura del fluido, basta con calcularla de la siguiente manera:

$$T_f(z, t) = \frac{T_{teo}(z, t) - a \cdot T_s(z, t)}{(1 - a)} \quad (3.17)$$

Al reemplazar T_f en la ecuación de T_s queda lo siguiente:

$$T_s(z, t) = \frac{h(z, t) \cdot a_s \cdot \Delta t}{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s} \cdot \left(\frac{T_{teo}(z, t) - a \cdot T_s(z, t)}{(1 - a)} - T_s(z, t) \right) + T_s(z, t - \Delta t)$$

Reordenando términos queda que:

$$T_s(z, t) = \frac{h(z, t) \cdot a_s \cdot \Delta t}{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s} \cdot \left(\frac{T_{teo}(z, t) - a \cdot T_s(z, t) - (1 - a) \cdot T_s(z, t)}{(1 - a)} \right) + T_s(z, t - \Delta t)$$

Simplificando términos:

$$T_s(z, t) = \frac{h(z, t) \cdot a_s \cdot \Delta t}{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot (1 - a)} \cdot (T_{teo}(z, t) - T_s(z, t)) + T_s(z, t - \Delta t)$$

Agrupando términos:

$$\left(1 + \frac{h(z, t) \cdot a_s \cdot \Delta t}{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot (1 - a)} \right) \cdot T_s(z, t) = \frac{h(z, t) \cdot a_s \cdot \Delta t}{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot (1 - a)} \cdot T_{teo}(z, t) + T_s(z, t - \Delta t)$$

Finalmente, se obtiene la formula que describe a T_s :

$$T_s(z, t) = \frac{\frac{h(z, t) \cdot a_s \cdot \Delta t}{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot (1 - a)} \cdot T_{teo}(z, t) + T_s(z, t - \Delta t)}{\left(1 + \frac{h(z, t) \cdot a_s \cdot \Delta t}{(1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot (1 - a)} \right)} \quad (3.18)$$

Con los valores obtenidos de T_f , se calculan las propiedades térmicas del fluido, dependientes de la temperatura y presión, utilizando la librería “CoolProp” de Python.

Según Calderón et al. [9], los lechos empacados operan a presiones cercanas a la atmosférica. Por lo tanto, para obtener valores aproximados de las propiedades termofísicas del fluido en cada posición e instante, se utilizó un valor de presión constante en todo el lecho de $P_{atm} = 101325$ Pa.

Posteriormente se utiliza la ecuación de conservación de masa 3.6 para determinar los valores de las velocidades superficiales del aire en cada punto donde se realizan mediciones de temperatura en el lecho empacado.

$$\dot{m} = \rho_f(T_f(t)) \cdot v_{out}(t) \cdot A_{out} = \rho_f(T_f(z, t)) \cdot u_{sup}(z, t) \cdot A_z \quad (3.19)$$

Como las propiedades térmicas del aire, y en específico, la densidad ya fue determinada previamente y A_z que corresponde al área de la sección transversal en la posición z es conocida, el cálculo de la velocidad superficial en la posición z viene dado por:

$$u_{sup}(z, t) = v_{out}(t) \cdot \frac{\rho_f(T_f(t))}{\rho_f(T_f(z, t))} \cdot \frac{A_{out}}{A_z} \quad (3.20)$$

Con las propiedades termofísicas del fluido calculadas y con las velocidades superficiales del aire, se determinan los números de Prandtl y Reynolds utilizando las ecuaciones 3.2 y 3.5, respectivamente.

Estos números adimensionales, junto con la correlación empírica de Wakao et al. [41], permiten obtener los valores de “h” estimados para cada posición e instante de tiempo. La correlación mencionada es:

$$Nu_p = 2 + 1.1 \cdot Re_p^{0.6} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

El parámetro “a”, que es otra variable de decisión del algoritmo, su ajuste en esta instancia no es relevante ya que el parámetro “h”, que es la última variable de decisión del algoritmo, tampoco será ajustado de buena forma al estar ausente para el cálculo de la temperatura del fluido (T_f). A pesar de esto, T_{teo} se ajusta igualmente a los valores experimentales y estos valores sirven para la convergencia del siguiente algoritmo.

3.2.3.2. Algoritmo dual annealing

Con el algoritmo de optimización “dual_annealing” se puede encontrar el óptimo global de funciones no lineales.

Este algoritmo tiene como variables de decisión “ T_{origen} ”, “a” y “h”. Los valores iniciales de cada parámetro son:

- T_{origen} : Temperaturas óptimas obtenidas del algoritmo anterior.
- a : Se toma como valor inicial un valor intermedio entre 0 y 1, en este caso, 0.5.
- h : Se toman como valores iniciales los valores de los coeficientes obtenidos por la correlación de Wakao [41] utilizando datos del algoritmo de optimización anterior.

Al utilizar valores iniciales, le tomará menos tiempo converger a valores óptimos al algoritmo.

La función objetivo se encuentra descrita por la siguiente expresión:

$$Min[\sum_{i=1}^n \sum_{j=0}^7 (T_{exp_{ij}} - T_{teo_{ij}})^2 + (T_{origen_{ij}} - T_{teo_{ij}})^2]$$

En cuanto a las condiciones iniciales, es necesario determinar la distribuciones de temperaturas al inicio de la fase de carga, tal como se muestra en la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} h(z, t = 0) &= 0 \\ T_s(z, t = 0) &= T_{exp}(z, t = 0) \\ T_f(z, t = 0) &= T_{exp}(z, t = 0) \\ T_{teo}(z, t = 0) &= T_{exp}(z, t = 0) \\ T_{origen}(z, t = 0) &= T_{exp}(z, t = 0) \end{aligned}$$

En la termocupla T_0 sólo hay aire, por lo tanto se definen las siguiente condiciones de borde:

$$\begin{aligned}
h(z = 0, t) &= 0 \\
T_s(z = 0, t) &= 0 \\
T_f(z = 0, t) &= T_{exp}(z = 0, t) \\
T_{teo}(z = 0, t) &= T_{exp}(z = 0, t) \\
T_{origen}(z = 0, t) &= T_{exp}(z = 0, t)
\end{aligned}$$

Se establece como restricción de la optimización, las temperaturas temporales y de cada posición de la fase sólida. Para ello se utiliza la ecuación 3.18 pero reemplazando el término T_{teo} por T_{origen} ya que esta es la temperatura que se utiliza como variable de decisión en este algoritmo.

$$T_s(z, t) = \frac{\frac{h(z,t) \cdot a_s \cdot \Delta t}{(1-\varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot (1-a)} \cdot T_{origen}(z, t) + T_s(z, t - \Delta t)}{\left(1 + \frac{h(z,t) \cdot a_s \cdot \Delta t}{(1-\varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_s \cdot (1-a)}\right)} \quad (3.21)$$

Otra restricción a imponer es el cálculo de temperaturas temporales y de cada posición de la fase gaseosa. Para ello se utiliza la ecuación 3.17 pero reemplazando el término T_{teo} por T_{origen} , por el mismo motivo anterior.

$$T_f(z, t) = \frac{T_{origen}(z, t) - a \cdot T_s(z, t)}{(1 - a)} \quad (3.22)$$

Estas no son temperaturas del aire precisas ya que no se encuentra el término de la transferencia de calor convectiva en su expresión.

Para calcular de buena forma la temperatura de la fase gaseosa se necesita utilizar la fórmula de la conservación de energía del modelo de transferencia de calor elegido que aparece en la ecuación 3.7. Entonces, será necesario conocer los valores de las propiedades térmicas de la fase gaseosa, en particular, faltaría conocer la densidad ρ_f y el calor específico C_{p_f} . Para ello se utilizan la librería “CoolProp” en conjunto con los valores de la temperatura del fluido calculadas en 3.22 y utilizando una presión de 101325 Pa. Una vez obtenidas las propiedades termofísicas del gas en las distintas posiciones y en distintos intervalos de tiempo, se calculan las velocidades superficiales en los distintos puntos y en distintos intervalos de tiempo utilizando la expresión 3.20. Con estas velocidades en conjunto con el valor de la fracción de vacío se obtienen los valores de las velocidades intersticiales (u) en cada punto de la siguiente manera:

$$u = \frac{u_{sup}}{\varepsilon} \quad (3.23)$$

Al obtener todos los valores anteriores, se pueden obtener los valores de la temperatura del aire en cada posición del lecho y en cada posición desarrollando de la siguiente manera la ecuación de conservación de energía del aire:

Inicialmente se tiene que:

$$\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f \cdot \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z}\right) = h \cdot a_s \cdot (T_s - T_f)$$

Utilizando diferencias finitas se logra obtener la siguiente expresión:

$$\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f \cdot \left(\frac{(T_f(z, t) - T_f(z, t - \Delta t))}{\Delta t} + u \cdot \frac{(T_f(z, t) - T_f(z - \Delta z, t))}{\Delta z} \right) = h \cdot a_s \cdot (T_s(z, t) - T_f(z, t))$$

Desarrollando un poco la expresión, se logra llegar a lo siguiente:

$$\Delta z \cdot (T_f(z, t) - T_f(z, t - \Delta t)) + u \cdot \Delta t \cdot (T_f(z, t) - T_f(z - \Delta z, t)) = \frac{h \cdot a_s \cdot \Delta t \cdot \Delta z}{\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f} \cdot (T_s(z, t) - T_f(z, t))$$

Reagrupando términos queda lo siguiente:

$$(\Delta z + u \cdot \Delta t) \cdot T_f(z, t) - \Delta z \cdot T_f(z, t - \Delta t) - u \cdot \Delta t \cdot T_f(z - \Delta z, t) = \frac{h \cdot a_s \cdot \Delta t \cdot \Delta z}{\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f} \cdot (T_s(z, t) - T_f(z, t))$$

Desarrollandolo aún más resulta en:

$$(\Delta z + u \cdot \Delta t + \frac{h \cdot a_s \cdot \Delta t \cdot \Delta z}{\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f}) \cdot T_f(z, t) = \frac{h \cdot a_s \cdot \Delta t \cdot \Delta z}{\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f} \cdot T_s(z, t) + \Delta z \cdot T_f(z, t - \Delta t) + u \cdot \Delta t \cdot T_f(z - \Delta z, t)$$

Donde finalmente encontramos la expresión para determinar la temperatura del fluido en cada instante de tiempo y en cada posición del lecho:

$$T_f(z, t) = \frac{\frac{h \cdot a_s \cdot \Delta t \cdot \Delta z}{\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f} \cdot T_s(z, t) + \Delta z \cdot T_f(z, t - \Delta t) + u \cdot \Delta t \cdot T_f(z - \Delta z, t)}{(\Delta z + u \cdot \Delta t + \frac{h \cdot a_s \cdot \Delta t \cdot \Delta z}{\varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_f})}$$

Al tener bien definidas las temperaturas de los sólidos y del aire en cada instante y posición, se calcula la temperatura teórica utilizando la expresión 3.16.

En cada iteración, el algoritmo selecciona valores aleatorios diferentes a los valores iniciales para las variables “h”, “a”, y “ T_{origen} ”. La decisión de si se deben adoptar o no estos nuevos valores candidatos para las variables de decisión se basa en una función de probabilidad de aceptación. Esta función depende de las funciones objetivo obtenidas tanto por los candidatos actuales como por los nuevos candidatos. Los candidatos que logren una función objetivo inferior a la función objetivo generada por los candidatos actuales se convierten en los nuevos candidatos preferidos por el algoritmo, y se adoptan para la siguiente iteración. Este proceso iterativo continúa hasta que se alcance un valor de la función objetivo lo más cercano posible a cero, es decir, hasta que las diferencias entre las temperaturas experimentales y teóricas sean mínimas [49].

Una vez terminada la ejecución de ambos algoritmos, se guardan los datos en un archivo Excel.

Los algoritmos se representan de forma resumida en la figura 3.9.

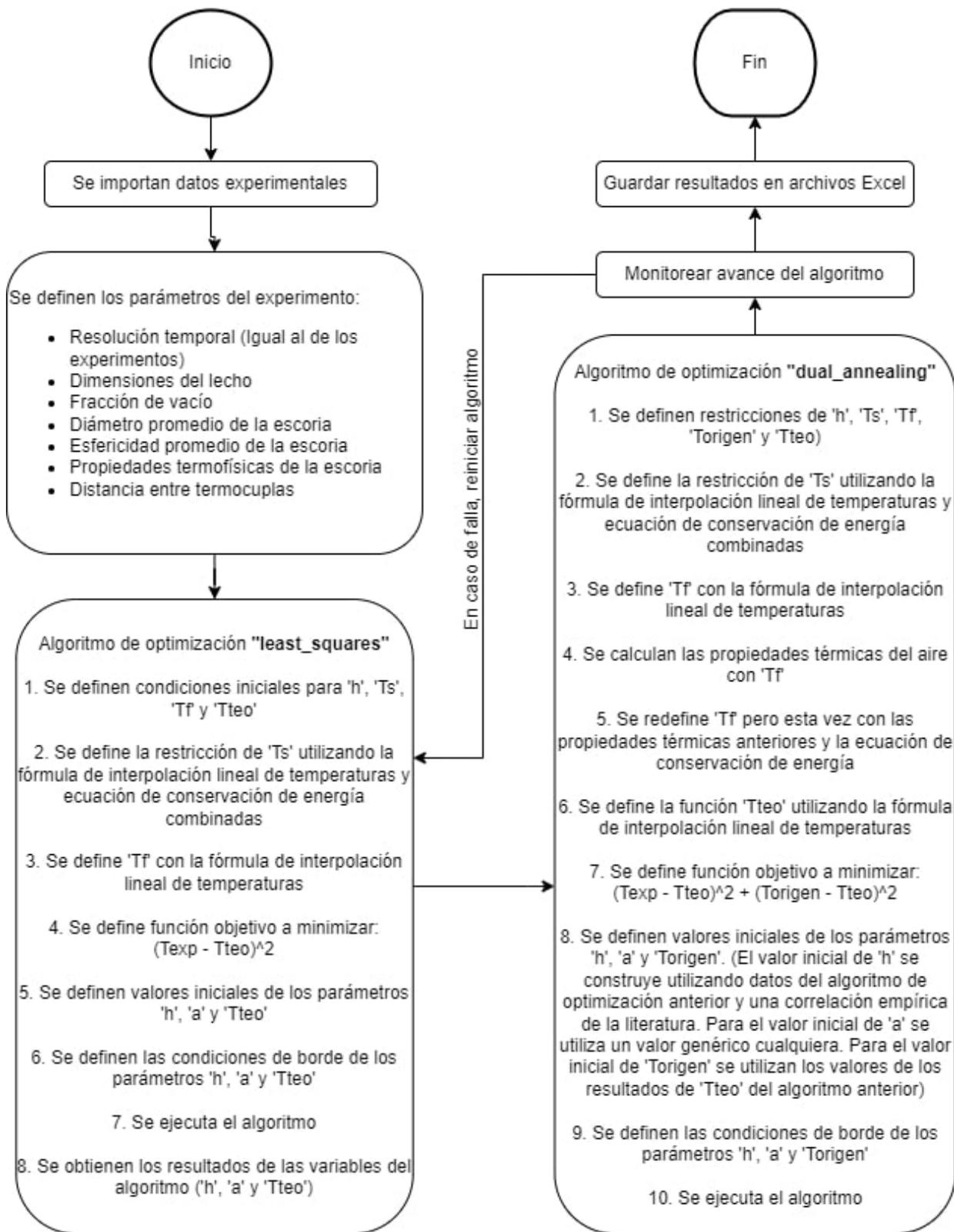


Figura 3.9: Diagrama del algoritmo de optimización.

Capítulo 4

Resultados y análisis

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos de los experimentos realizados siguiendo las metodologías experimentales y analíticas previamente mencionadas. En conjunto con ello, se realiza un análisis de los resultados obtenidos, contrastándolos con los fenómenos descritos en el marco teórico.

En los títulos de los gráficos generados, se detallan los experimentos a los que corresponden los datos mostrados. Para discernir a qué experimento corresponde cada gráfico, se menciona la posición del potenciómetro de energía térmica (PT), que modifica la temperatura del aire que ingresa al sistema, y también se menciona la posición del potenciómetro de flujo (PF), que modifica el caudal del aire que ingresa al sistema.

4.1. Postprocesamiento

Con la herramienta computacional de Excel se postprocesaron los datos de los archivos de formato .dat generados por la herramienta computacional “PC400” del Datalogger y archivos “csv.” colectados por la herramienta computacional “Anemomaster Measuring Software” del Termoanemómetro. En las figuras 4.1, 4.2 y 4.3 se muestran series temporales de temperaturas obtenidas por las termocuplas en las distintas posiciones de los distintos experimentos y también la figura 4.4 muestra las series temporales de velocidades de salida del aire de cada experimento.

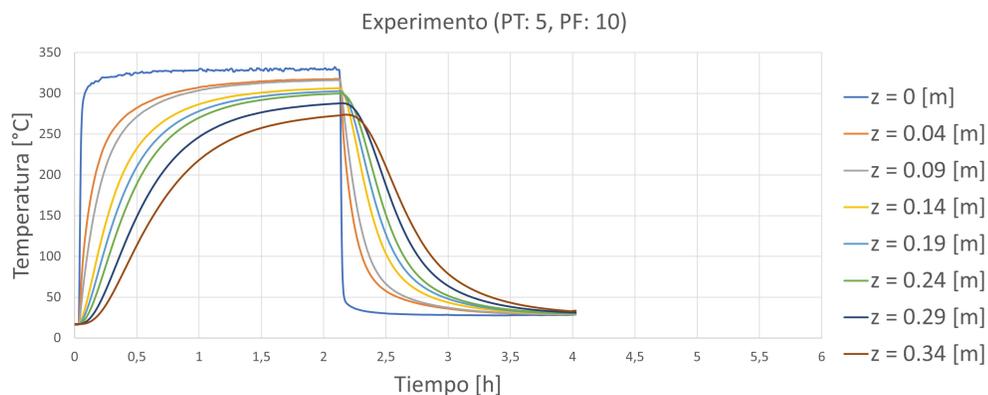


Figura 4.1: Resultados postprocesamiento PT:5, PF:10.

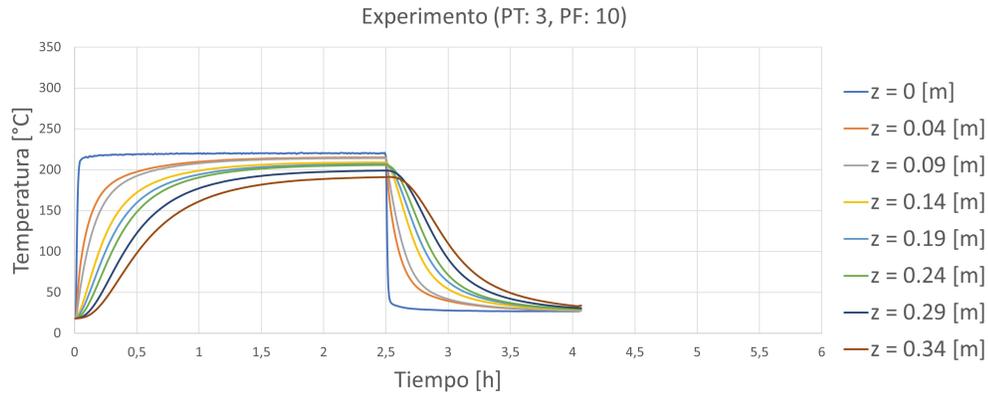


Figura 4.2: Temperaturas obtenidas del experimento PT:3, PF:10.

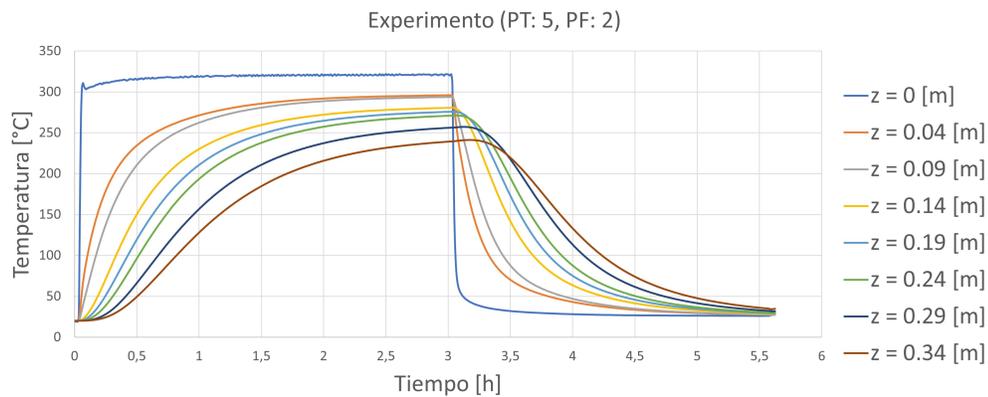


Figura 4.3: Resultados postprocesamiento PT:5, PF:2.

De los tres experimentos presentados, es evidente que la temperatura del aire de entrada muestra una respuesta temporal del tipo escalón. Otra observación está relacionada con las variaciones de temperatura a lo largo del sistema. Estas diferencias se deben principalmente a diversos fenómenos físicos que ocurren en el lecho empacado. En la entrada, prevalece la convección forzada que es inducida por el ventilador y es aquí donde la diferencias de temperaturas entre las fases son máximas y el fenómeno de la convección es más intensa. Por otro lado, en la salida, a medida que el flujo de aire reduce su velocidad debido a la resistencia al flujo generado por el medio poroso a lo largo del lecho, los fenómenos convectivos se ven disminuidos debido a que las diferencias de temperaturas entre las fases sólida y fluida son menos pronunciadas. En esta posición (salida) los fenómenos conductivos comienzan a adquirir importancia en la transferencia de calor.

Se observa también que en los experimentos con flujos de aire más elevados, el tiempo requerido para la carga y descarga del sistema fue menor en comparación con los experimentos de flujos bajos. En este contexto, el flujo de aire desempeña un papel crucial al transferir energía, ya sea proveniente de las resistencias eléctricas del ventilador hacia la escoria durante la carga, o al transportar la energía almacenada en la escoria hacia la demanda. Un flujo de aire más alto resulta en una mejor convección y por lo tanto una mayor transferencia de energía a las rocas, lo que acelera el cambio de temperatura en estas últimas. En resumen, un mayor flujo de aire conlleva a un intercambio de energía más rápido.

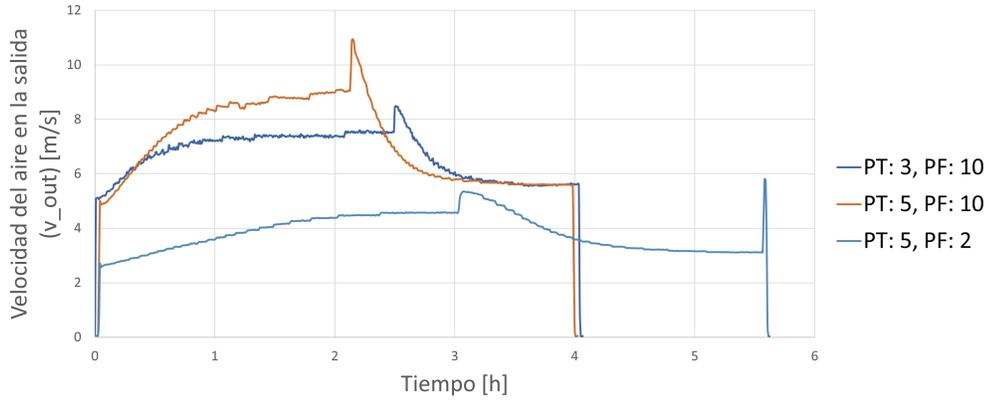


Figura 4.4: Velocidades de salida de los experimentos previamente mencionados.

La figura 4.4 evidencia que las velocidades en cada experimento fueron diferentes. En los experimentos donde se colocó el potenciómetro de flujo en la misma posición, se observa que, aunque las velocidades son idénticas durante los primeros 30 minutos, se presenta una notable diferencia entre los puntos de medición sucesivos. Específicamente, en el experimento con una temperatura de entrada del aire más alta exhibe una velocidad de salida considerablemente superior al experimento con una temperatura de entrada más baja.

Este fenómeno se origina debido a las variaciones en las propiedades térmicas del aire entre los distintos experimentos. A medida que la temperatura del aire aumenta, su viscosidad disminuye, lo que provoca que los efectos cinéticos predominen y, por lo tanto, la velocidad de salida sea mayor en condiciones de mayor temperatura.

4.2. Resultados de los algoritmos de optimización

Empleando modelos numéricos y los algoritmos de optimización descritos en la subsección de la metodología analítica, se obtienen las temperaturas teóricas correspondientes a cada experimento.

En todos los gráficos, se puede apreciar que los datos experimentales (representados como puntos) muestran una estrecha correspondencia con las curvas teóricas (representadas en forma de líneas), lo que indica una sólida concordancia entre las predicciones de los modelos y las temperaturas observadas en los experimentos. Esto se refuerza al observar los datos de la tabla 4.1, donde la suma de las diferencias absolutas entre las temperaturas experimentales y teóricas es cercana a cero, mientras que la suma de las diferencias absolutas entre las temperaturas de origen y temperaturas teóricas es significativa. A pesar de esto, al tener una gran cantidad de datos en las matrices, se asume que las diferencias son pequeñas. Para confirmar esto, se calculó el Error Absoluto Medio (MAE - Mean Absolute Error en inglés), cuya fórmula se define en la ecuación 4.1.

$$MAE = \frac{\sum_{i,j} |A_{ij} - B_{ij}|}{N} \quad (4.1)$$

Donde A_{ij} y B_{ij} son las dos matrices a comparar, y N es la cantidad de datos en las matrices

de m filas (que depende de la duración del proceso de carga de cada experimento) y 7 columnas correspondientes a los datos de las termocuplas de T_1 a T_7 (T_0 no se considera debido a ser una condición de borde en los algoritmos).

Al examinar la tabla 4.2, se evidencia que las discrepancias entre las temperaturas experimentales y teóricas fueron mínimas, con un rango que osciló entre 0.0005 y 0.0026 °C en promedio. Por otro lado, las diferencias entre las temperaturas medidas y las temperaturas teóricas fueron ligeramente superiores, aunque aún insignificantes, con un rango que varió entre 0.06 y 0.09 °C en promedio.

Anteriormente, se había mencionado que, al tratarse de experimentos en lechos empacados estáticos (no fluidizados), el coeficiente “a” debería ser constante para todos los casos, y esto se confirma. En todos los experimentos, el coeficiente “a” tuvo un valor de 0.99. Al observar la ecuación 3.15, se deduce que las temperaturas registradas por las termocuplas miden principalmente la temperatura de los sólidos.

Tabla 4.1: Resultados obtenidos desde los algoritmos de optimización.

PT	PF	“a” óptimo	$\sum_{i,j} T_{exp_{ij}} - T_{teo_{ij}} [^{\circ}C]$	$\sum_{i,j} T_{origen_{ij}} - T_{teo_{ij}} [^{\circ}C]$	\sqrt{FO}
5	10	0.99	0.8	150	5
4	10	0.99	1.5	115	4
3	10	0.99	1.1	86	3
5	7	0.99	1.4	156	5
5	5	0.99	5.3	169	5
5	2	0.99	3.5	213	5

Tabla 4.2: Error Absoluto Medio (MAE) entre matrices con datos experimentales y matrices con datos ajustados.

MAE				
PT	PF	N	$\frac{\sum_{i,j} T_{exp_{ij}} - T_{teo_{ij}} }{N} [^{\circ}C]$	$\frac{\sum_{i,j} T_{origen_{ij}} - T_{teo_{ij}} }{N} [^{\circ}C]$
5	10	1757	0.0005	0.09
4	10	1610	0.0009	0.07
3	10	1505	0.0008	0.06
5	7	1890	0.0007	0.08
5	5	2065	0.0026	0.08
5	2	2506	0.0014	0.09

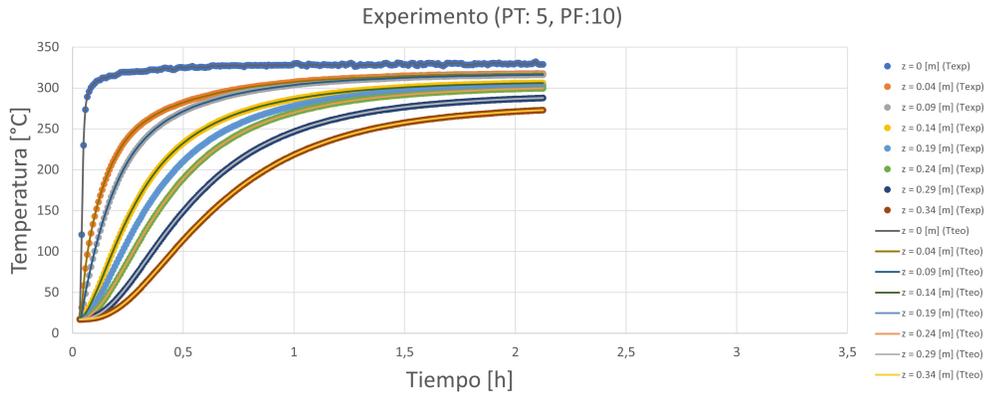


Figura 4.5: Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 5, PF: 10.

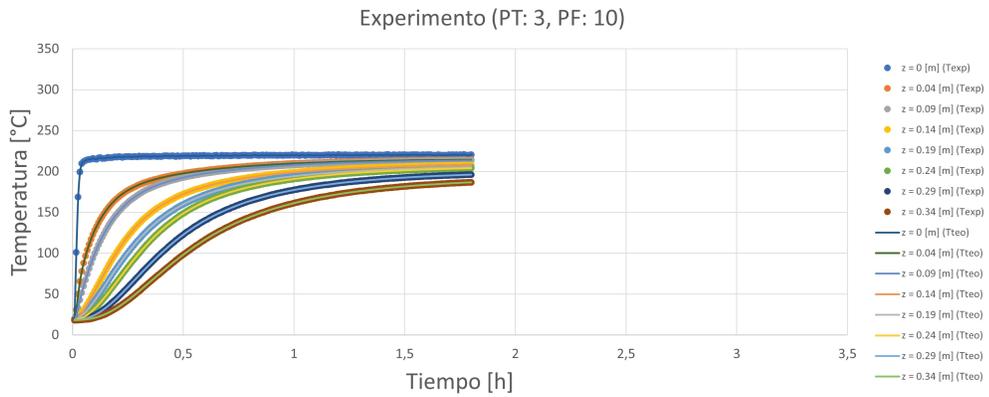


Figura 4.6: Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 3, PF: 10.

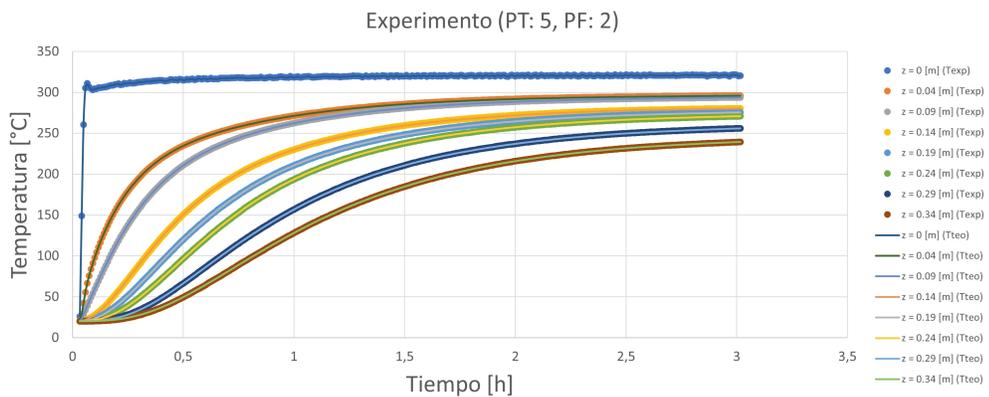


Figura 4.7: Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 5, PF: 2.

4.3. Diferencia entre temperatura de fluido y de los sólidos

Las figuras 4.8, 4.9 y 4.7 muestran la series temporales de diferencia de temperatura entre los sólidos y el fluido en cada posición del lecho en distintos experimentos.

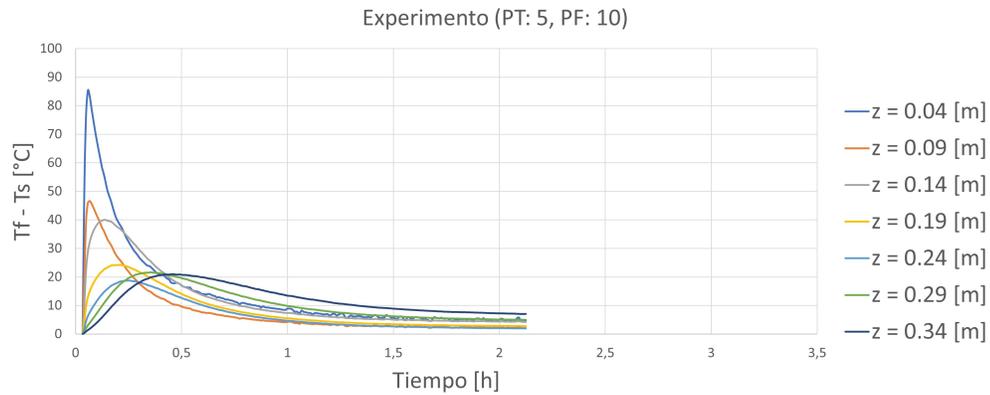


Figura 4.8: Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:5, PF:10.

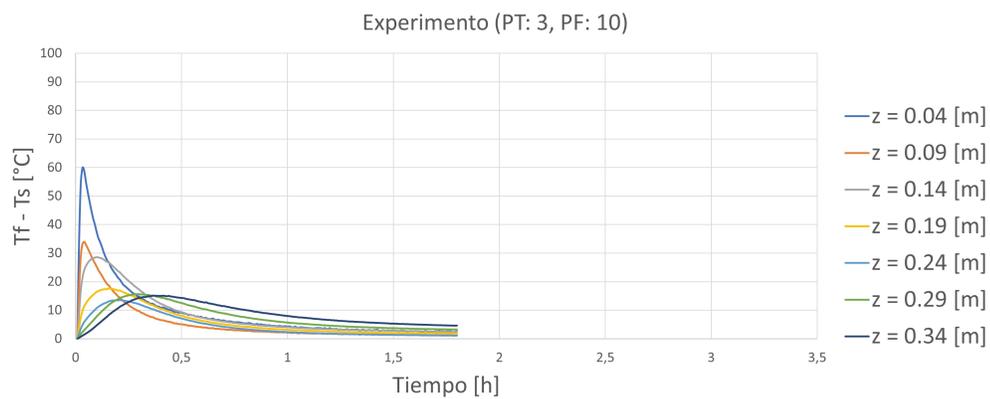


Figura 4.9: Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:3, PF:10.

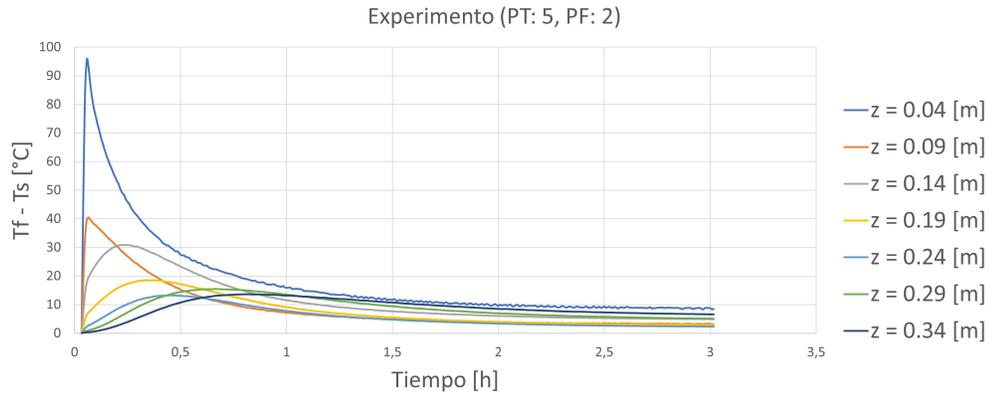


Figura 4.10: Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:5, PF:2.

En los tres gráficos anteriores se pueden identificar “peaks” en las diferencias de temperatura entre el fluido y la escoria en diferentes posiciones del lecho. Estos “peaks” emergen de forma secuencial desde la entrada hasta la salida del lecho a medida que el tiempo avanza. En los diversos experimentos, es en la entrada donde se presenta el “peak” de mayor amplitud, alcanzando un valor cercano a $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el caso del experimento con el potenciómetro térmico en la posición 5 y el potenciómetro de flujo en la posición 10, cerca de $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el experimento con el potenciómetro térmico en la posición 3 y el potenciómetro de flujo en la posición 10, y finalmente, una diferencia de temperatura entre fases cercana a $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el experimento con el potenciómetro térmico en la posición 5 y el potenciómetro de flujo en la posición 2. Esto se debe a que, en el último experimento, el flujo de aire es más lento en la entrada, lo que ralentiza la evolución de la temperatura de los sólidos, mientras que la temperatura del aire alcanza su máximo en pocos segundos, generando una notable diferencia de temperatura entre las fases en la entrada. Por otro lado, cuanto más rápido es el flujo del aire, más rápidamente la escoria aumenta su temperatura, y en consecuencia, se obtienen con el tiempo diferencias más pequeñas entre el fluido y los sólidos.

En cuanto a la salida, la dinámica es completamente distinta. Tanto la temperatura del aire como la temperatura de la escoria cerca de la salida evolucionan de manera lenta. El aire entra a altas temperaturas, pero a lo largo del lecho esta va perdiendo temperatura ya que en su trayecto va cediendo energía a los sólidos. Lo anterior genera que, el aire al llegar con menor energía, genera una tasa de cambio de temperaturas de los sólidos menor en esta posición. El “peak” en esta posición se alcanza cuando la tasa de cambio de temperatura de la fase sólida es idéntica a la de la fase fluida. Con el paso del tiempo, la temperatura de la escoria aumenta de forma gradual y progresiva hasta que alcanza una temperatura cercana a la del fluido.

4.4. Velocidades superficiales

Las velocidades superficiales de los experimentos son mostradas en las figuras 4.11, 4.12 y 4.13 donde se muestran las velocidades superficiales en función del tiempo y cada curva representa una posición del lecho empacado.

Estas curvas fueron creadas utilizando la ecuación de conservación de masa (Ec. 3.6). En

esta ecuación, se consideran varios factores, como la velocidad de salida, la densidad del aire en la salida (medida mediante la termocupla T7), el área de la sección transversal de salida, el área de la sección transversal del lecho empacado y, por último, la densidad determinada a partir de la temperatura medida en diversas posiciones dentro del lecho que fue determinada mediante el algoritmo de optimización.

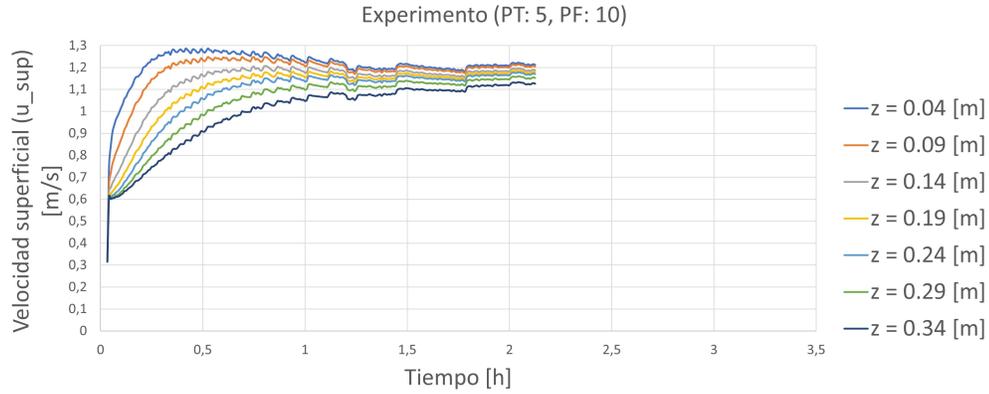


Figura 4.11: Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:5, PF:10.

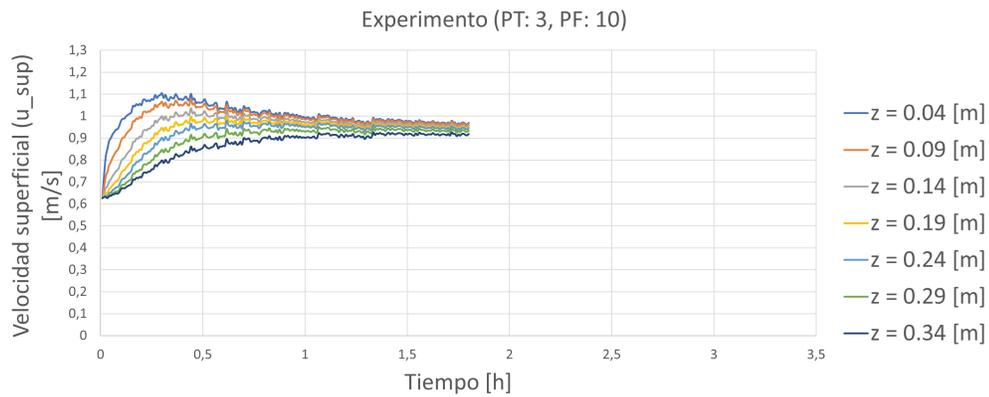


Figura 4.12: Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:3, PF:10.

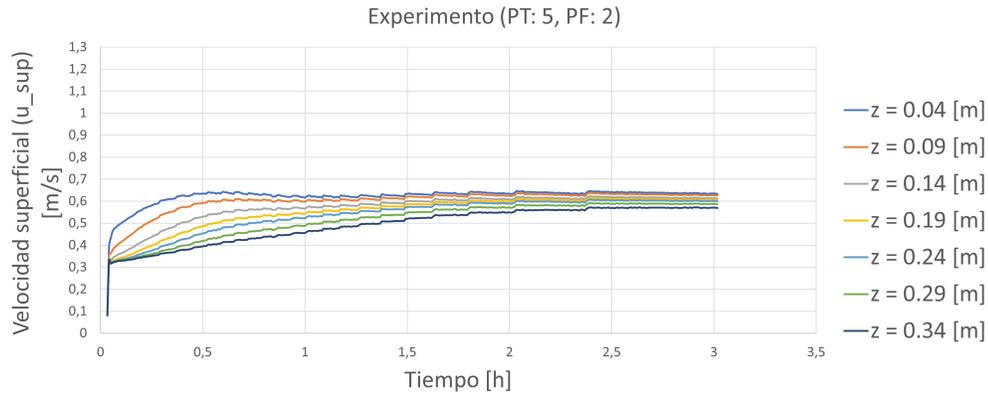


Figura 4.13: Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:5, PF:2.

Los gráficos ilustran una velocidad superficial transitoria creciente durante el inicio y transcurso del proceso de carga. Posteriormente, a medida que el tiempo se acerca al término del proceso, las velocidades presentan una fase estacionaria.

En la entrada, se observan las velocidades más altas. Sin embargo, a medida que el flujo se desplaza a lo largo del lecho, disminuye su velocidad debido a la resistencia generada por el medio poroso. Es evidente que a lo largo del lecho, se produce una disminución en la energía cinética del gas, lo que resulta en una caída de presión dentro del lecho.

Se nota también que cuando el lecho empacado se acerca a tener una temperatura uniforme en toda su extensión, las velocidades en diferentes posiciones en un mismo instante de tiempo difieren en menor medida. Esto ocurre porque el fluido presenta pequeñas variaciones de temperatura en todo el lecho, lo que se traduce en propiedades térmicas similares, como densidades y viscosidades idénticas en cada posición. Por lo tanto, su comportamiento se asemeja a lo largo del lecho en tiempos de carga elevados.

Las velocidades del flujo del aire desempeñan un papel crucial en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor, un aspecto que se abordará en la siguiente sección.

4.5. Coeficientes de transferencia de calor (h)

El coeficiente de transferencia de calor “h” es un parámetro a ajustar utilizando el algoritmo previamente detallado. Los valores que se obtuvieron para cada experimento se muestran en las figuras 4.14, 4.15 y 4.16 donde se exponen los coeficientes de transferencia de calor en función del tiempo y cada curva representa una posición del lecho.

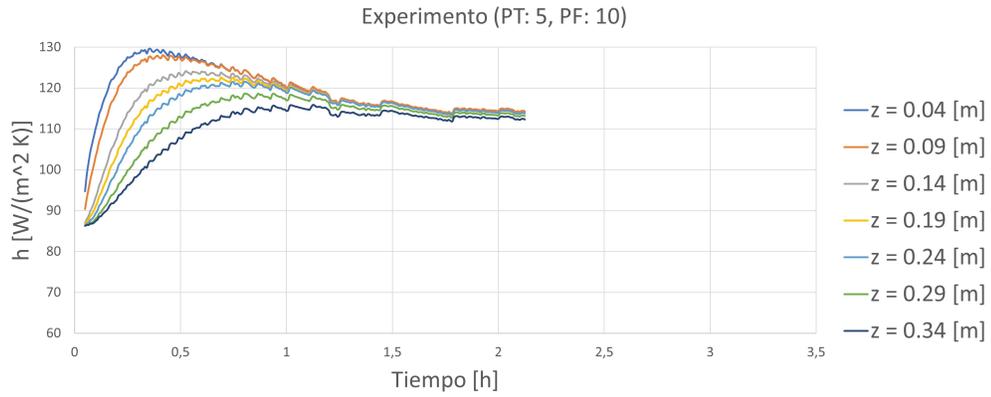


Figura 4.14: Resultados obtenidos del coeficiente de transferencia de calor interfaz partícula-aire del experimento PT:5, PF:10.

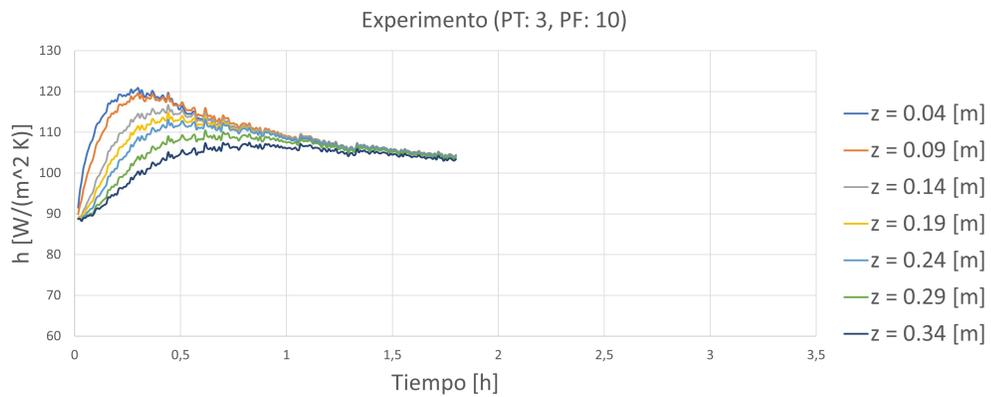


Figura 4.15: Resultados obtenidos del coeficiente de transferencia de calor interfaz partícula-aire del experimento PT:3, PF:10.

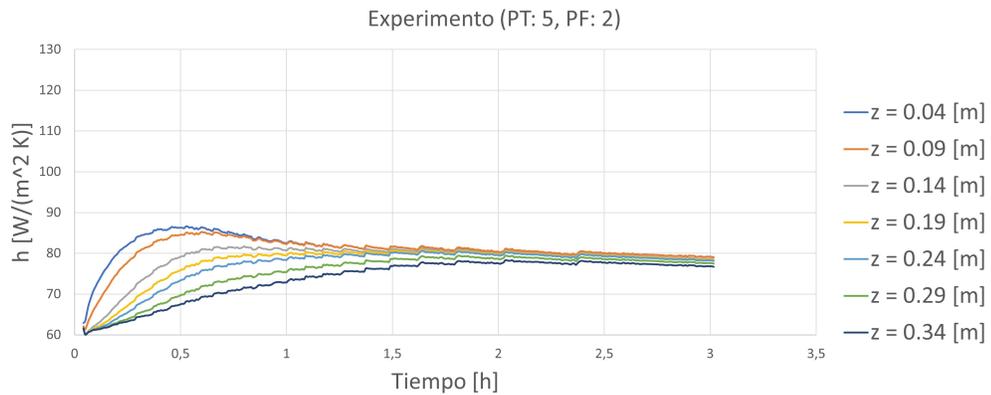


Figura 4.16: Coeficiente de transferencia de calor de la interfaz partícula-aire del experimento PT:5, PF:2.

De la literatura estudiada se desprende que los coeficientes de transferencia de calor dependen fuertemente del flujo del aire y en menor medida de la temperatura del aire de entrada [38, 23]. Esta relación se ve reflejada en los gráficos previos, donde los experimentos con un

mayor flujo de aire en la entrada muestran valores del coeficiente de transferencia de calor entre 85 y 130 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$, mientras que el experimento con un flujo más bajo alcanza valores entre 60 y 85 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$. La influencia del flujo del aire es claramente evidente, las curvas de velocidades superficiales se asemejan a las curvas de los coeficientes de transferencia de calor.

Durante la fase transitoria del encendido del ventilador, el coeficiente aumenta debido a la intensificación de la transferencia de calor en la interfaz sólido-fluido. Esta intensificación se produce cuando las dos fases no están en equilibrio térmico, siendo más significativa con una mayor diferencia de temperatura entre ellas y una tasa de cambio de velocidad del flujo de fluido más alta. Una vez que el ventilador alcanza un estado estacionario de flujo, el coeficiente de transferencia de calor se estabiliza en un valor constante para todas las posiciones del lecho.

El “peak” del coeficiente de transferencia de calor en la entrada del lecho es más pronunciado que en la salida. Esto se debe a las diferencias de temperatura más marcadas en la entrada (ver figuras 4.8, 4.9 y 4.10), lo que resulta en una transferencia de calor más intensa.

La siguiente sección abordará la influencia de la temperatura de entrada del aire en los coeficientes de transferencia de calor.

4.6. Influencia de la temperatura de entrada del aire

Para evaluar la relación entre la temperatura de entrada del aire y los coeficientes de transferencia de calor, se emplearon como parámetros comparativos los coeficientes obtenidos de tres experimentos realizados en diferentes ajustes del potenciómetro térmico: 3, 4 y 5. Estos ajustes resultaron en temperaturas máximas de entrada de aire al sistema de 220°C, 280°C y 330°C, respectivamente. Cabe destacar que en todos los experimentos se mantuvo constante la posición del potenciómetro de flujo en el nivel 10, lo cual, según la tabla 3.3, se traduce en un caudal volumétrico de 0.015 $\frac{m^3}{s}$.

No obstante, es importante señalar que la igualdad de la posición del potenciómetro de flujo no garantiza uniformidad en el caudal proporcionado por el ventilador en los tres experimentos. Al analizar los datos recopilados (ver figura 4.4) y considerando el principio de conservación de la masa, se hace evidente que, a pesar de mantener constante la posición del potenciómetro de flujo, las velocidades superficiales de salida del aire varían. Dado que las temperaturas de entrada son diferentes en cada experimento, las densidades del aire también difieren, lo que afecta al valor de las velocidades superficiales en las distintas posiciones del lecho.

A pesar de estas diferencias, se obtuvieron valores de coeficientes de transferencia de calor relativamente próximos entre sí, aunque con notables discrepancias (ver figuras 4.15 y 4.14) entre los experimentos realizados a la misma posición del potenciómetro de flujo pero en ajustes distintos del potenciómetro térmico. El experimento correspondiente a la posición 4 del potenciómetro térmico arrojó valores de coeficientes de transferencia de calor intermedios, ubicados entre los obtenidos en los experimentos con los ajustes 3 y 5 del potenciómetro térmico. En consecuencia, las mayores discrepancias en los coeficientes de transferencia de calor se presentaron entre los experimentos realizados con los ajustes 3 y 5 del potenciómetro térmico.

Para comprender mejor estas discrepancias, se calculó el error relativo entre los experimentos con los ajustes 3 y 5, lo que permitió determinar la influencia de la temperatura de entrada (y posiblemente también del flujo de entrada). Estos datos de error se presentan en la tabla 4.3.

El error relativo fue calculado de la siguiente manera:

$$\epsilon_{rel} = \frac{|h_5(z, t) - h_3(z, t)|}{h_5(z, t)} \cdot 100 \quad (4.2)$$

Tabla 4.3: Error relativo del coeficiente de transferencia de calor entre experimentos.

Posición (z) [m]	Máximo	Promedio
0.04	11.4 %	8.5 %
0.09	10.7 %	7.9 %
0.14	10.3 %	7.4 %
0.19	10.0 %	7.1 %
0.24	9.7 %	6.8 %
0.29	9.2 %	6.3 %
0.34	8.8 %	5.7 %

A partir de la tabla de análisis anterior, se destacan las diferencias más notables en los coeficientes de transferencia de calor entre los experimentos realizados a diversas temperaturas de entrada. Estas diferencias son más pronunciadas en los coeficientes asociados a la entrada del lecho empacado. En esta área, se evidencia una desviación promedio del 8.5 % y una desviación máxima del 11.4 %. Por otro lado, en la salida del lecho, las discrepancias entre estos coeficientes son menores, con una desviación promedio del 5.7 % y una desviación máxima del 8.8 %. Es relevante señalar que estas discrepancias entre los coeficientes se intensificaron a medida que avanzaba el tiempo de los experimentos. Es decir, las diferencias más pequeñas entre los coeficientes se observaron en los momentos iniciales de los experimentos, mientras que las mayores discrepancias surgieron después de los 30 minutos de cada prueba. Este comportamiento se atribuye a las diferencias en las velocidades del flujo de cada experimento (ver figura 4.4).

Debido a la considerable disparidad en los valores de los coeficientes de transferencia de calor observados en los experimentos con distintos ajustes del potenciómetro térmico, se sugiere considerar estos experimentos como si tuvieran diferentes parámetros de flujo. Por lo tanto, no es posible evaluar de manera precisa la influencia del cambio en la temperatura de entrada del aire en los coeficientes de transferencia de calor. Esto se debe a que, a pesar de que los potenciómetros se encuentren en la misma posición, el flujo de aire varía entre los distintos ajustes.

4.7. Nusselt v/s Reynolds

Se grafican los valores del número de Nusselt y de Reynolds utilizando las ecuaciones 3.4 y 3.5, respectivamente. Utilizando los datos generados de los algoritmos.

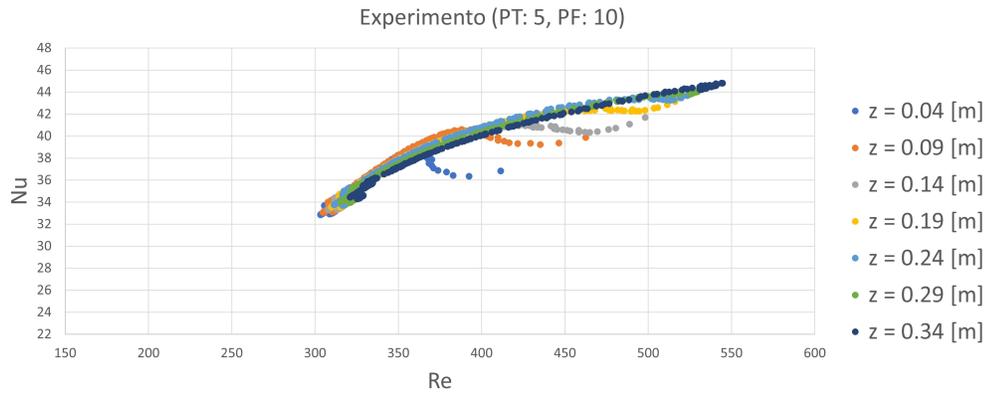


Figura 4.17: Nu vs Re del experimento PT: 5, PF: 10.

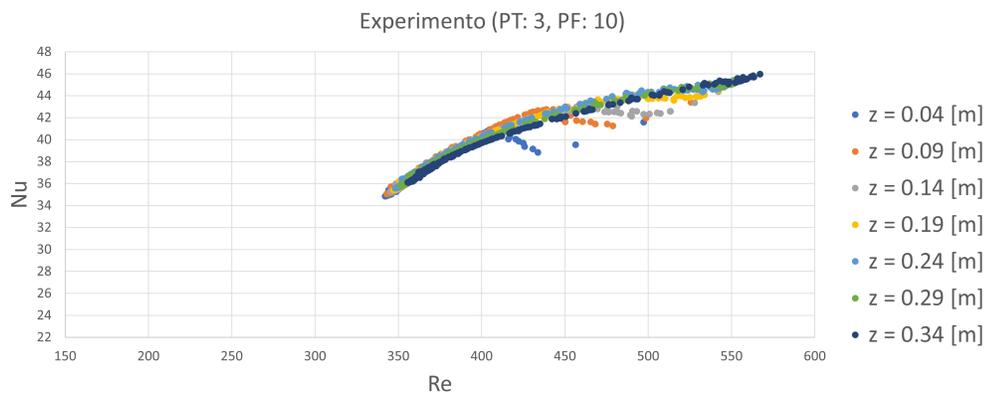


Figura 4.18: Nu vs Re del experimento PT: 3, PF: 10.

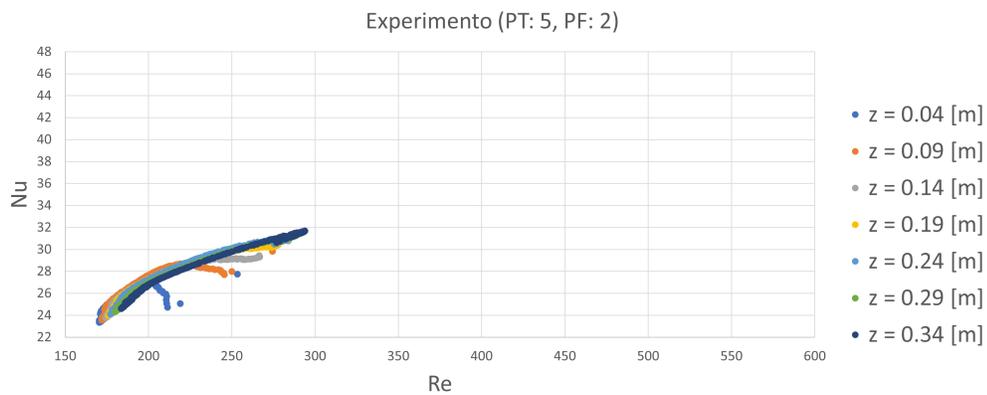


Figura 4.19: Nu vs Re del experimento PT: 5, PF: 2.

De las figuras 4.17, 4.18 y 4.19 se puede observar de forma general que el número de Nus-

selt aumenta en conjunto con el número de Reynolds de forma exponencial con un exponente inferior a la unidad. Lo anterior concuerda con lo estudiado en el marco teórico de investigadores anteriores, esto se debe principalmente porque mientras más turbulento se encuentra el flujo de aire, más intensa es la transferencia de calor por convección.

Se observa también de los gráficos anteriores que existen puntos que se alejan de la curva lineal, estos puntos corresponden a números de Nusselt y Reynolds asociados a la etapa transitoria del ventilador durante su encendido donde la temperatura del aire y el flujo aumentan de forma progresiva hasta alcanzar su fase estacionaria que corresponde a los puntos que definen la forma lineal de las curvas mostradas.

Una observación adicional se desprende al comparar los gráficos de los experimentos con el “mismo” flujo pero diferentes temperaturas de entrada del aire (ver figuras 4.17 y 4.18). Estos gráficos presentan curvas idénticas con valores de Nusselt que oscilan entre 34 y 46, y con valores del número de Reynolds variando en el rango de 300 a 550. Según Bu et al. [50], estos resultados se relacionan con el comportamiento típico de flujos turbulentos en lechos empacados.

Por otro lado, al contrastar los gráficos de los experimentos con la misma temperatura de entrada del aire pero con distintos flujos de entrada (ver figuras 4.17 y 4.19), se observa una notoria diferencia en los valores tanto del número de Nusselt como del número de Reynolds. Este fenómeno se origina principalmente por las variaciones en la velocidad del aire, lo cual afecta el número de Reynolds, y también por la marcada influencia del coeficiente de transferencia de calor en relación con el flujo del aire. En el experimento con menor flujo de entrada de aire, los valores del número de Nusselt se sitúan entre 24 y 32, mientras que el número de Reynolds disminuye a un intervalo de 150 a 300, lo cual se corresponde con flujos de transición en lechos empacados [50].

En la figura 4.20 se pueden observar los valores del número de Nusselt y Reynolds de todos los experimentos realizados, donde cada color es un experimento distinto.

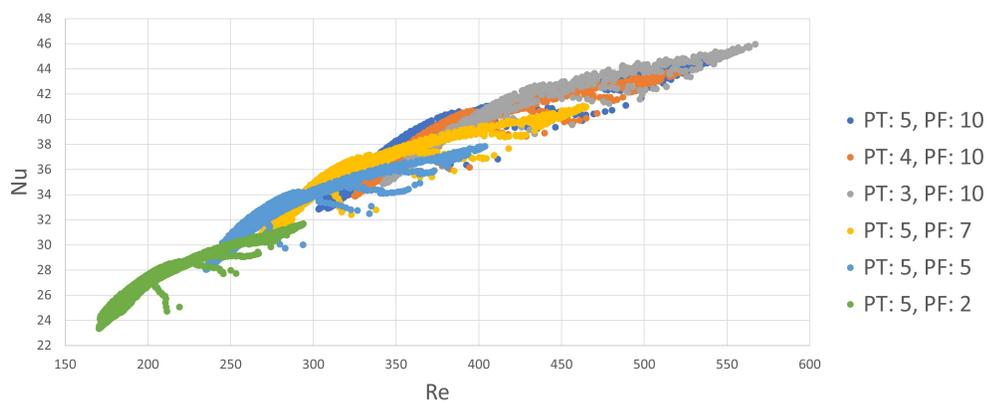


Figura 4.20: Nu vs Re general de todos los experimentos juntos.

Se construye la figura 4.20 con la finalidad de encontrar la función Ψ_3 definida en el análisis dimensional del marco teórico mediante una regresión lineal. Esta función define la correlación que permite estimar los coeficientes de transferencia de calor bajo distintas

condiciones operacionales, dentro de los rangos establecidos en los experimentos realizados.

4.8. Construcción de correlación para el número de Nusselt

Se utiliza la siguiente relación como base:

$$Nu_p = \alpha \cdot (Re_p)^\beta \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.3)$$

El coeficiente “ α ” y “ β ” se obtiene por medio de una regresión lineal. Para ello, se divide el número de Nusselt por el número de Prandtl que se encuentra en el lado derecho de la relación anterior y luego se aplica el logaritmo natural a toda la relación para que esta quede de la forma de una ecuación de la recta ($y = mx + c$):

$$\ln\left(\frac{Nu_p}{Pr^{\frac{1}{3}}}\right) = \beta \cdot \ln(Re_p) + \ln(\alpha) \quad (4.4)$$

Se lleva a cabo un filtrado de los datos experimentales representados en el gráfico 4.20, con el fin de eliminar aquellos puntos que se encuentran fuera de la fase estacionaria de los experimentos. Posteriormente, se aplica una regresión lineal para obtener los coeficientes deseados:

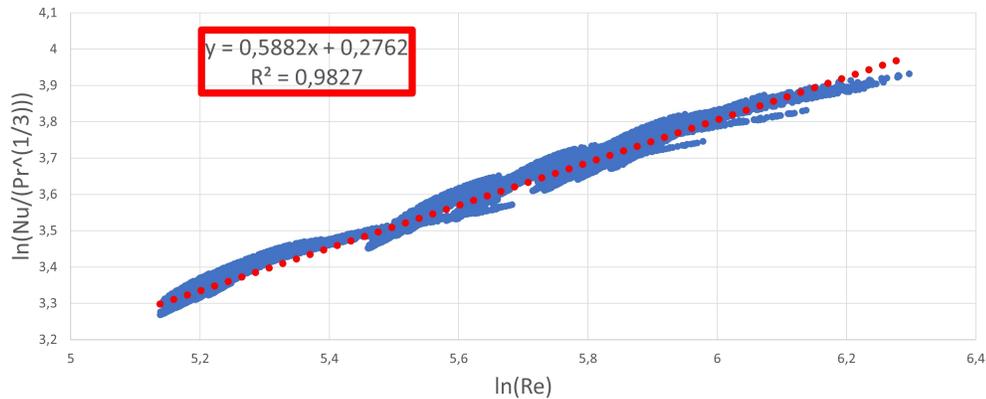


Figura 4.21: Regresión lineal.

En la figura 4.21 aparecen los valores de los coeficientes de la correlación, donde la pendiente corresponde al valor de “ β ” y el valor de “ α ” se obtiene al aplicar la función exponencial al valor del coeficiente de posición. La relación entonces, queda definida de la siguiente manera:

$$Nu_p = 1.32 \cdot Re_p^{0.59} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.5)$$

4.9. Comparación con correlaciones existentes

En la figura 4.22, se exhibe gráficamente la correlación obtenida en este estudio, junto con las correlaciones previas de Chandra y Willits, Liu et al. y Wakao et al.[23, 29, 41]. Estos investigadores fueron mencionados en el capítulo del Marco Teórico, y sus correlaciones se detallan en la tabla 2.1. La representación gráfica de estas correlaciones tiene como objetivo facilitar la comparativa de los resultados obtenidos.

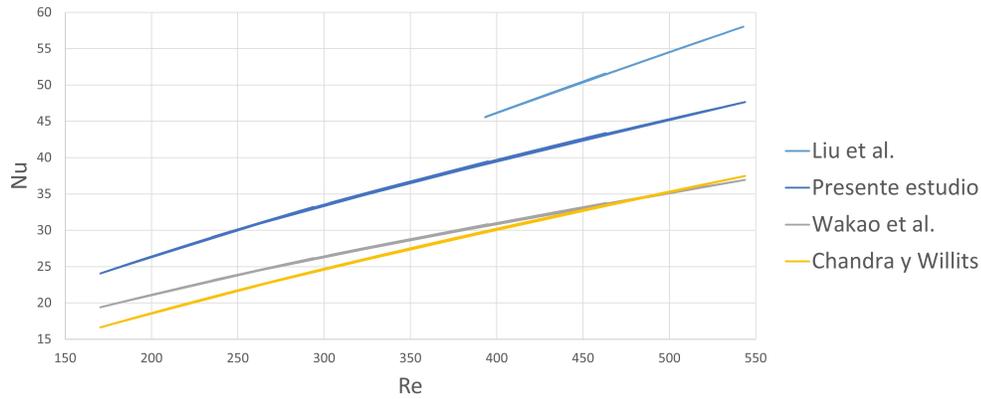


Figura 4.22: Comparación de la correlación obtenida en este estudio con las correlaciones existentes.

Al analizar el gráfico, se observa que los valores experimentales de este estudio siguen una tendencia similar a las curvas de Wakao y Chandra. No obstante, en términos generales, los datos del presente estudio superan en un 30 % a los recopilados por los investigadores previamente mencionados. La razón de esta discrepancia radica en la consideración del factor de forma del material de empaquetamiento, a diferencia de los estudios anteriores que se basaron en una forma esférica regular.

La obtención de datos superiores indica una mayor transferencia de calor en la interfaz sólido-fluido. La forma irregular del material de empaquetamiento y la geometría del lecho generan más turbulencias en comparación con lechos llenos de material esférico regular.

La pendiente del Nusselt en este estudio es ligeramente superior a la de Wakao, sugiriendo un aumento más pronunciado de las turbulencias con sólidos irregulares a medida que aumenta el número de Reynolds.

En el gráfico se incorpora la correlación de Liu et al., quienes también consideraron la esfericidad en su correlación, logrando pendientes superiores a las de nuestro estudio y estudios previos. Esto se debe a condiciones experimentales distintas, como una porosidad diferente, material distinto y flujo de mayores magnitudes. Lograron una mayor transferencia de calor al presente estudio debido a la alta porosidad utilizada ($\varepsilon = [0.52 - 0.58]$). Una mayor porosidad implica más espacio para el flujo de fluido, lo que resulta en una mayor transferencia de calor.

Para finalizar con el análisis, la metodología empleada para obtener una correlación propia resultó acertada, ya que difiere considerablemente de las correlaciones de estudios previos. Esto demuestra su inadecuación para describir los fenómenos de transferencia de calor en el sistema de almacenamiento estudiado, especialmente al no considerar la esfericidad del material de empaquetamiento.

Capítulo 5

Conclusiones

Este estudio experimental ha explorado la transferencia de calor en un sistema de almacenamiento térmico cilíndrico dispuesto de forma horizontal con flujo unidireccional de aire en sentido axial, utilizando escoria de cobre como material de almacenamiento. A través de la recopilación de datos experimentales y la aplicación de algoritmos de optimización, se lograron ajustar los parámetros necesarios para obtener los coeficientes de transferencia de calor convectivos entre la fase sólida y fluida del sistema.

Los resultados y análisis revelan la eficacia del algoritmo en ajustar sus parámetros a los datos experimentales, con diferencias absolutas promedio de menos de $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre las temperaturas experimentales y teóricas. El parámetro 'a' del algoritmo de optimización, ajustado por el algoritmo, indica que las termocuplas miden predominantemente la temperatura de los sólidos.

El coeficiente de transferencia de calor convectivo resultante, analizado en un rango de 60 a $130\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$, muestra una fuerte relación con la velocidad del flujo de aire y la influencia de la temperatura de entrada del lecho no pudo ser definida por la variación del flujo de aire aunque se mantuviera la posición del potenciómetro de flujo del ventilador utilizado.

En el análisis se destaca que la intensidad de la transferencia de calor y, por ende, la magnitud de los coeficientes, son superiores en la entrada del lecho durante el proceso de carga. Este fenómeno se atribuye a la predominancia de la convección forzada en la entrada, mientras que en la salida, los fenómenos convectivos disminuyen y los conductivos se intensifican lo cual genera una menor magnitud de estos coeficientes en la salida del lecho.

Los experimentos con distintos caudales de aire sugieren que a mayor caudal, se logra una transferencia de calor más intensa, acelerando el proceso de carga/descarga del sistema.

Se construyó una correlación del número adimensional de Nusselt en función del Reynolds y Prandtl mediante regresión lineal. Los Nusselt de la correlación obtenida fueron superiores en un 30% al de los estudios anteriores para un mismo rango de Reynolds. Esta mejora se atribuye a la consideración de la forma irregular del material de empaque, lo que produce una mayor turbulencia en la interfaz sólido-fluido y, por consiguiente, un aumento en la transferencia de calor.

En última instancia, la investigación subraya la relevancia de utilizar subproductos industriales, como la escoria de cobre, como material de almacenamiento térmico. La eficiente transferencia de calor no solo reduce costos de inversión y operación, sino que también contribuye a la creación de una nueva cadena de valor y a la disminución de emisiones contaminantes en las industrias mineras. Esta ventaja se proyecta como crucial tanto para proyectos de gran envergadura en plantas de energía solar concentrada (CSP) como para iniciativas de menor escala. No obstante, se enfatiza la necesidad de futuras investigaciones para fortalecer las predicciones de transferencia de calor, explorando diversas configuraciones operacionales y variables relacionadas al flujo de aire y geometría del lecho.

5.1. Trabajos futuros

Se proponen los siguientes trabajos futuros para una mayor profundidad del estudio de la transferencia de calor de estos sistemas:

- Realizar los mismos experimentos en la bancada vertical del laboratorio para comparar resultados.
- Utilizar distintos valores de tamaños de rocas, esfericidades y geometría del empaque dentro del lecho, que varíen la fracción de vacío del lecho para estudiar la variabilidad del coeficiente de transferencia de calor con respecto a estos parámetros.
- Según los resultados obtenidos de los valores del coeficiente de transferencia de calor, estos difieren en gran medida con respecto a los estimados y utilizados para el cálculo del número de Biot, por lo tanto, se propone utilizar modelos que consideren gradiente de partícula no despreciable. Para ello, se propone considerar la utilización de instrumentación que permitan medir temperaturas en el centro de la roca, en su superficie y temperaturas del aire a una distancia definida de la superficie de las rocas (capa límite térmica).
- Considerar la utilización de instrumentos de medición de presión para obtener cálculos de propiedades termofísicas del aire de forma más precisa.
- En futuros estudios que involucren lechos empacados horizontales con flujo de aire en la dirección axial, utilizando escoria de cobre u otro material similar cuya esfericidad promedio es de 0.66 y una porosidad del lecho de 0.47, con valores de Reynolds entre 170 y 550, se sugiere la adopción de la nueva correlación propuesta para la estimación de los coeficientes de transferencia de calor entre la fase sólida y fluida del sistema.

Bibliografía

- [1] “Sustainable Development Goal 7: Energía asequible y no contaminante”. Sustainable Development Goal 7: Energía asequible y no contaminante | Las Naciones Unidas en Chile. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: <https://chile.un.org/es/sdgs/7>
- [2] “Estado de cumplimiento del ODS7 por parte de Chile. Instrumentos legislativos para mitigar consumo y gastos de recursos energéticos.” bcn.cl. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: http://www.bcn.cl/asesoriatecnicaparlamentaria/detalle_documento.html?id=81099
- [3] C. L. M. “Los mejores tours astronómicos en Chile”. GoChile. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: <https://www.gochile.cl/es/articulos/la-ruta-de-las-estrellas-en-chile-los-mejores-lugares-para-hacer-tours-astronomicos.htm#:~:text=El%20norte%20de%20Chile%20es,gu%EF%BF%BD%EF%BF%BDa%20para%20hacerlo%20en%20Chile.>
- [4] “REPORTE SOSTENIBILIDAD 2020”. CERRO DOMINADOR CONCENTRATED SOLAR POWER. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: <https://cerrodominador.com/reporte2020/images/ReporteSostenibilidad-CerroDominador-2020.pdf>
- [5] Colaboradores de los proyectos Wikimedia. “Irradiación solar - Wikipedia, la enciclopedia libre”. Wikipedia, la enciclopedia libre. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: https://es.wikipedia.org/wiki/Irradiación_solar
- [6] Colaboradores de los proyectos Wikimedia. “Planta termosolar Cerro Dominador - Wikipedia, la enciclopedia libre”. Wikipedia, la enciclopedia libre. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: https://es.wikipedia.org/wiki/Planta_termosolar_Cerro_Dominador
- [7] Abengoa :: Soluciones tecnológicas innovadoras para el desarrollo sostenible. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: https://www.abengoa.com/export/sites/abengoa_corp/resources/pdf/cerro-dominador-prensa/Proyecto-solar-Cerro-Dominador-presenta-un-9-de-grado-de-avance-en-construccion.pdf
- [8] “Tecnología de Almacenamiento de CSP - 4e Chile”. 4e Chile. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: <https://4echile.cl/publicaciones/tecnologia-de-almacenamiento-de-csp/>
- [9] I. Calderón-Vásquez et al., “Review on modeling approaches for packed-bed thermal storage systems”, *Renewable Sustain. Energy Rev.*, vol. 143, p. 110902, junio de 2021. doi: 10.1016/j.rser.2021.110902.
- [10] I. Ortega, A. Faik, A. Gil, J. Rodríguez-Aseguinolaza y B. D’Aguanno, “Thermo-physical Properties of a Steel-making by-product to be used as Thermal Energy Storage Material in a Packed-bed System”, *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 968–977, mayo de 2015. doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.180.

- [11] H. Agalit, N. Zari, M. Maalmi y M. Maaroufi, “Numerical investigations of high temperature packed bed TES systems used in hybrid solar tower power plants”, *Sol. Energy*, vol. 122, pp. 603–616, diciembre de 2015. doi: 10.1016/j.solener.2015.09.032
- [12] M. Liu et al., “Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies”, *Renewable Sustain. Energy Rev.*, vol. 53, pp. 1411–1432, enero de 2016. doi: 10.1016/j.rser.2015.09.026.
- [13] A. Gutierrez et al., “Advances in the valorization of waste and by-product materials as thermal energy storage (TES) materials”, *Renewable Sustain. Energy Rev.*, vol. 59, pp. 763–783, junio de 2016. doi: 10.1016/j.rser.2015.12.071.
- [14] H. Singh, R. P. Saini y J. S. Saini, “A review on packed bed solar energy storage systems”, *Renewable Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, n.º 3, pp. 1059–1069, abril de 2010. doi: 10.1016/j.rser.2009.10.022.
- [15] T. Esence, A. Bruch, S. Molina, B. Stutz y J.-F. Fourmigué, “A review on experience feedback and numerical modeling of packed-bed thermal energy storage systems”, *Sol. Energy*, vol. 153, pp. 628–654, septiembre de 2017. doi: 10.1016/j.solener.2017.03.032.
- [16] A. Gautam y R. P. Saini, “A review on technical, applications and economic aspect of packed bed solar thermal energy storage system”, *J. Energy Storage*, vol. 27, p. 101046, febrero de 2020. doi: 10.1016/j.est.2019.101046.
- [17] M. Y. Haller, C. A. Cruickshank, W. Streicher, S. J. Harrison, E. Andersen y S. Furbo, “Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes – Review and theoretical comparison”, *Sol. Energy*, vol. 83, n.º 10, pp. 1847–1860, octubre de 2009. doi: 10.1016/j.solener.2009.06.019.
- [18] S. Trevisan, W. Wang, R. Guedez y B. Laumert, “Experimental evaluation of an innovative radial-flow high-temperature packed bed thermal energy storage”, *Appl. Energy*, vol. 311, p. 118672, abril de 2022. doi: 10.1016/j.apenergy.2022.118672.
- [19] L. Geissbühler, A. Mathur, A. Mularczyk y A. Haselbacher, “An assessment of thermocline-control methods for packed-bed thermal-energy storage in CSP plants, Part 1: Method descriptions”, *Sol. Energy*, vol. 178, pp. 341–350, enero de 2019. doi: 10.1016/j.solener.2018.12.015.
- [20] B. Cárdenas, T. R. Davenne, J. P. Rouse y S. D. Garvey, “Effect of design parameters on the exergy efficiency of a utility-scale packed bed”, *J. Energy Storage*, vol. 18, pp. 267–284, agosto de 2018. doi: 10.1016/j.est.2018.05.005.
- [21] N. Mertens, F. Alobaid, L. Frigge y B. Epple, “Dynamic simulation of integrated rock-bed thermocline storage for concentrated solar power”, *Sol. Energy*, vol. 110, pp. 830–842, diciembre de 2014. doi: 10.1016/j.solener.2014.10.021.
- [22] S. Kuravi, J. Trahan, Y. Goswami, C. Jotshi, E. Stefanakos y N. Goel, “Investigation of a High-Temperature Packed-Bed Sensible Heat Thermal Energy Storage System With Large-Sized Elements”, *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 135, n.º 4, junio de 2013. doi: 10.1115/1.4023969.
- [23] P. Chandra y D. H. Willits, “Pressure drop and heat transfer characteristics of air-rockbed thermal storage systems”, *Sol. Energy*, vol. 27, n.º 6, pp. 547–553, 1981. doi: 10.1016/0038-092x(81)90050-5.
- [24] G. Zanganeh, A. Pedretti, S. Zavattoni, M. Barbato y A. Steinfeld, “Packed-bed thermal storage for concentrated solar power – Pilot-scale demonstration and industrial-

- scale design”, *Sol. Energy*, vol. 86, n.º 10, pp. 3084–3098, octubre de 2012. doi: 10.1016/j.solener.2012.07.019.
- [25] I. González, C. D. Pérez-Segarra, O. Lehmkuhl, S. Torras y A. Oliva, “Thermo-mechanical parametric analysis of packed-bed thermocline energy storage tanks”, *Appl. Energy*, vol. 179, pp. 1106–1122, octubre de 2016. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.124.
- [26] R. Singh, R. P. Saini y J. S. Saini, “Nusselt number and friction factor correlations for packed bed solar energy storage system having large sized elements of different shapes”, *Sol. Energy*, vol. 80, n.º 7, pp. 760–771, julio de 2006. doi: 10.1016/j.solener.2005.07.001.
- [27] I. Calderón-Vásquez, V. Segovia, J. M. Cardemil y R. Barraza, “Assessing the use of copper slags as thermal energy storage material for packed-bed systems”, *Energy*, vol. 227, p. 120370, julio de 2021. doi: 10.1016/j.energy.2021.120370.
- [28] “Analytic and parametric study of high-temperature packed-bed TES systems using copper slags as filler material”. Repositorio Académico - Universidad de Chile. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: <https://repositorio.uchile.cl/handle/2250/181701>
- [29] Y. Liu, J. Wang, Z. Cheng, J. Yang y Q. Wang, “Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a randomly packed bed of sinter particles”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 99, pp. 589–598, agosto de 2016. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.107.
- [30] J. T. Van Lew, P. Li, C. L. Chan, W. Karaki y J. Stephens, “Analysis of Heat Storage and Delivery of a Thermocline Tank Having Solid Filler Material”, *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 133, n.º 2, marzo de 2011. doi: 10.1115/1.4003685.
- [31] J. Feng, H. Dong, J. Gao, J. Liu y K. Liang, “Experimental study of gas–solid overall heat transfer coefficient in vertical tank for sinter waste heat recovery”, *Appl. Thermal Eng.*, vol. 95, pp. 136–142, febrero de 2016. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.058.
- [32] F. P. Incropera, *Fundamentals of Heat & Mass Transfer*, 5a ed. John Wiley & Sons Inc, 2004.
- [33] Contributors to Wikimedia projects. “Biot number - Wikipedia”. Wikipedia, the free encyclopedia. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: https://en.wikipedia.org/wiki/Biot_number
- [34] J. F. Tuttle, N. White, K. Mohammadi y K. Powell, “A novel dynamic simulation methodology for high temperature packed-bed thermal energy storage with experimental validation”, *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 42, p. 100888, diciembre de 2020. doi: 10.1016/j.seta.2020.100888.
- [35] K. A. R. Ismail y R. Stuginsky Jr, “A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage”, *Appl. Thermal Eng.*, vol. 19, n.º 7, pp. 757–788, julio de 1999. doi: 10.1016/s1359-4311(98)00081-7.
- [36] T. E. W. Schumann, “Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism”, *J. Franklin Inst.*, vol. 208, n.º 3, pp. 405–416, septiembre de 1929. doi: 10.1016/s0016-0032(29)91186-8.
- [37] Contributors to Wikimedia projects. “Lumped-element model - Wikipedia”. Wikipedia, the free encyclopedia. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible: https://en.wikipedia.org/wiki/Lumped-element_model#Thermal_systems
- [38] C. C. Furnas. “Heat Transfer from a Gas Stream to a Bed of Broken Solids”. U.S. Department of Commerce, Bulletin 361. Accedido el 5 de abril de 2023. [En línea]. Disponible:

chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc12530/m2/1/high_res_d/Bulletin0361.pdf

- [39] G. O. G. Löf y R. W. Hawley, “Unsteady-State Heat Transfer between air and loose solids”, *Ind. & Eng. Chemistry*, vol. 40, n.º 6, pp. 1061–1070, junio de 1948. doi: 10.1021/ie50462a017.
- [40] J. P. Coutier y E. A. Farber, “Two applications of a numerical approach of heat transfer process within rock beds”, *Sol. Energy*, vol. 29, n.º 6, pp. 451–462, 1982. doi: 10.1016/0038-092x(82)90053-6.
- [41] N. Wakao, S. Kaguei y T. Funazkri, “Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds”, *Chem. Eng. Sci.*, vol. 34, n.º 3, pp. 325–336, 1979. doi: 10.1016/0009-2509(79)85064-2.
- [42] M. Prenzel, V. Danov, S. Will, L. Zigan, T. Barmeier y J. Schäfer, “Thermo-fluid dynamic model for horizontal packed bed thermal energy storages”, *Energy Procedia*, vol. 135, pp. 51–61, octubre de 2017. doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.486.
- [43] S. Soprani et al., “Design and testing of a horizontal rock bed for high temperature thermal energy storage”, *Appl. Energy*, vol. 251, p. 113345, octubre de 2019. doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113345.
- [44] Colaboradores de los proyectos Wikimedia. “Análisis dimensional - Wikipedia, la enciclopedia libre”. Wikipedia, la enciclopedia libre. Accedido el 6 de septiembre de 2023. [En línea]. Disponible: https://es.wikipedia.org/wiki/Análisis_dimensional#:~:text=Su%20resultado%20fundamental,%20el%20teorema,de%20entrada%20adimensionales%20más%20reducido.
- [45] C. Gherardelli. “Análisis dimensional y semejanza” en *Introducción a la mecánica de fluidos*. ME3301: Mecánica de Fluidos. Universidad de Chile. pp. 87-97. 2010.
- [46] O. Levenspiel, *Engineering Flow and Heat Exchange*. Boston, MA: Springer US, pp. 133-151, 2014. doi: 10.1007/978-1-4899-7454-9.
- [47] LEISTER. “Hotwind Premium & Hotwind System User’s Guide”. *Leister Technologies AG*. 2011
- [48] R. Anderson, L. Bates, E. Johnson y J. F. Morris, “Packed bed thermal energy storage: A simplified experimentally validated model”, *J. Energy Storage*, vol. 4, pp. 14–23, diciembre de 2015. doi: 10.1016/j.est.2015.08.007.
- [49] Contributors to Wikimedia projects. (2003, 21 de enero). Simulated annealing - Wikipedia. Wikipedia, the free encyclopedia. https://en.wikipedia.org/wiki/Simulated_annealing
- [50] S. Bu, J. Yang, Q. Dong y Q. Wang, “Experimental study of transition flow in packed beds of spheres with different particle sizes based on electrochemical microelectrodes measurement”, *Appl. Thermal Eng.*, vol. 73, n.º 2, pp. 1525–1532, diciembre de 2014. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.063.

Anexos

Anexo A. Código completo utilizado

Código A.1: Código utilizado.

```
1 #Importar librerías a utilizar
2 import pandas as pd #Para leer y posprocesar datos obtenidos de los experimentos
3 import matplotlib.pyplot as plt #Para generar gráficos de postprocesamiento y resultados
4 import numpy as np #Para cálculos
5 import CoolProp.CoolProp as CP #Para calcular las propiedades térmicas del aire
6 import CoolProp.Plots as CPP #Para calcular las propiedades térmicas del aire
7 import openpyxl #Para guardar resultados en archivos excel
8
9 #IMPORTACIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES
10 #DF: DataFrame = Marco de datos
11
12 df = pd.read_excel(r"C:\\Users\\User\\Desktop\\Experimentos\\C_T5_V10_D_T0_V10.
    ↪ xlsx", usecols=range(12)) #Cambiar archivo cuando corresponda*
13
14 temp_list = ([f"$T_{i}$" for i in range(8)]) #Lista útil de temperaturas
15
16 df=df[4:] #Reducir filas del DF para eliminar strings innecesarios #IMPORTANTE:
    ↪ ASEGURARSE QUE EXCELS TENGAN EL MISMO FORMATO
17
18 headers = (["Time", "Record", r"$T_amb$"] + [f"$T_{i}$" for i in range(8)] + [r"$v_out$"]) #
    ↪ Para renombrar columnas del DF
19
20 df.columns = headers #Actualizar títulos de columnas del DF
21
22 for column in headers[1:]:
23     df[column] = pd.to_numeric(df[column]) #Convertir data types en datos numéricos
24
25 df.index = range(len(df.index)) #Actualizar índice del DF
26
27 #Creación nueva columna de tiempo total de los experimentos en segundos
28 dt=30 #Resolución temporal utilizada en los experimentos
29 time_exp = np.linspace(0, (len(df) - 1)*dt, len(df)) #Se crea arreglo de tiempo en segundos
    ↪ de la duración total del experimento
30 df["Time exp."] = time_exp #Se añade la nueva columna "Time exp." al DF
31
32 #Visualización del DF original
33 print(df)
```

```

34
35 #Truncar DF original a un DF (útil) de carga solamente
36 #Todo lo que se encuentre acompañado con "_" significa que es relacionado al fase de carga
    ↪ del sistema
37 df_c=df #Se crea nuevo DF de carga igual al DF original
38
39 #Se determina el intervalo de la fase de carga
40 for i in range(len(df_c)):
41     if (df_c["$T_0$"][i+1] > df_c["$T_0$"][i]) and (df_c["$T_0$"][i] > df_c["$T_1$"][i]):
42         df_c=df_c[:i]
43         break
44
45 df_c.index = range(len(df_c.index)) #Se actualizan los índices del DF de carga
46
47 #Se determina el instante final del DF de carga
48 for i in range(len(df_c)):
49     if (df_c["$T_0$"][i] > df_c["$T_7$"][i]) and (df_c["$T_7$"][i] == df_c["$T_7$"][i+1])
        ↪ and (df_c["$T_7$"][i] > 35):
50         df_c=df_c[:i+2]
51         break
52
53 df_c.index = range(len(df_c.index)) #Se actualizan los índices del DF de carga nuevamente
54
55 #Visualización del DF de carga
56 print(df_c)
57
58 #-----#
59
60 #POSTPROCESAMIENTO
61 #Realicé el postprocesamiento en Excel porque encuentro que los datos y leyendas son más
    ↪ legibles en los gráficos generados de esa herramienta.
62 #Sin embargo, si se desea visualizar el postprocesamiento generado por este código, se debe
    ↪ descomentar la siguiente sección de código.
63
64 #Gráfica del experimento completo
65 # cmap_1 = plt.get_cmap("jet", len(temp_list)) #colormap: "jet"->un mapa espectral con
    ↪ puntos finales oscuros, azul-cian-amarillo-rojo; basado en una simulación de chorro de
    ↪ fluido de NCSA.
66 # fig, axs = plt.subplots(1, 1, sharex=True, sharey=True, figsize=(8,6))
67
68 # y_lim_min=np.amax(df["$T_0$"])
69 # for i in range(10):
70 #     if y_lim_min <= (i*50):
71 #         y_lim_min = i*50
72 #         break
73
74 # x_lim_min=np.amax(df["Time exp."]/60)
75 # for i in range(10):
76 #     if x_lim_min <= (i*50):
77 #         x_lim_min = i*50
78 #         break
79

```

```

80 # counter = 0
81 # for temp in temp_list:
82 #     axs.plot(df["Time exp."]/60, df[temp], c=cmap_1(counter), label=temp)
83 #     axs.grid(True)
84 #     axs.set_xlim([0,x_lim_min])
85 #     axs.set_ylim([0,y_lim_min])
86 #     counter += 1
87 # plt.suptitle("Experimento (PT: 5, PF: 10)") #Cambiar de acuerdo al archivo analizado
88 # fig.text(0.5, 0.04, r"Tiempo [min]", ha="center")
89 # fig.text(0.04, 0.5, r"Temperatura [°C]", va="center", rotation="vertical")
90 # lines_labels = [ax.get_legend_handles_labels() for ax in fig.axes]
91 # lines, labels = [sum(lol, []) for lol in zip(*lines_labels)]
92 # fig.legend(lines[:len(temp_list)], labels[:len(temp_list)], fontsize=9, bbox_to_anchor=(1.,
    ↪ 0.5),loc="center right", title_fontsize=11)
93
94 #Animación del experimento completo
95 # import matplotlib.animation as animation
96
97 # fig2 = plt.figure()
98 # ax = plt.gca() #Obtener ejes actuales
99
100 # def actualizar(i):
101 #     ax.clear()
102 #     for temp in temp_list:
103 #         plt.plot(temp,df[temp][i], 'ro')
104 #     plt.title("Experimento completo")
105 #     plt.xlabel("Termocupla (T_X)")
106 #     plt.ylabel("T_exp(T_X, "+ str(int(df["Time exp."][i]))+")")
107 #     plt.xlim(0,len(temp_list))
108 #     plt.ylim(0,np.amax(df["$T_0$"]))
109
110 # ani = animation.FuncAnimation(fig2,actualizar,range(len(df["Time exp."])))
111
112 #Animación de la fase de carga
113 # fig2 = plt.figure()
114 # ax = plt.gca() #Obtener ejes actuales
115
116 # def actualizar(i):
117 #     ax.clear()
118 #     for temp in temp_list:
119 #         plt.plot(temp,df_c[temp][i], 'ro')
120 #     plt.title("Fase de carga")
121 #     plt.xlabel("Termocupla (T_X)")
122 #     plt.ylabel("T_exp(T_X, "+ str(int(df_c["Time exp."][i]))+")")
123 #     plt.xlim(0,len(temp_list))
124 #     plt.ylim(0,np.amax(df_c["$T_0$"]))
125
126 # ani = animation.FuncAnimation(fig2,actualizar,range(len(df_c["Time exp."])))
127
128 #Para visualizar postprocesamiento sin tener que esperar la finalización del algoritmo de
    ↪ optimización
129 # plt.show()

```

```

130
131 #IMPORTANTE: En el caso de haber ejecutado el postprocesamiento en esta herramienta,
    ↪ se deben cerrar las ventanas generadas para dar
132 #comienzo al algoritmo de optimización
133
134 #PREPARACIÓN DE DATOS PRE-OPTIMIZACIÓN
135 #Se transfieren los datos del DF de la fase de carga a una matriz
136 columns_to_select = [3,4,5,6,7,8,9,10] #Sólo columnas de temperatura que interesan del DF
    ↪ (T_0 hasta T_7)
137 selected_columns = df_c.iloc[:, columns_to_select]
138 #Convertir las columnas seleccionadas en una matriz NumPy
139 column_data = selected_columns.values
140 #Crear matriz
141 T_exp_c = column_data
142 #Definición de dimensiones de matriz
143 n_fil_c, n_cols_c = T_exp_c.shape
144 #Visualización de matriz de la fase de carga
145 print(T_exp_c)
146
147 #Parámetros importantes de los experimentos
148 d = 0.02 #Diámetro promedio de las partículas [m]
149 psi = 0.66 #Esfericidad promedio [-]
150 d_p = d * psi #Diámetro equivalente de las partículas Feng et al. , Levenspiel
151 e = 0.47 # Fracción de vacío [-]
152 rho_s = 3500 # Densidad promedio de escoria de cobre ENAMI (E-slag) [kg/m^3]
153 Cp_s = 668 # Calor específico promedio de escoria de cobre ENAMI (E-slag) [J/(kg*K)]
154 k_s = 1.595 #Conductividad promedio de escoria de cobre ENAMI (E-slag) [W/(m*K)]
155
156 #Dimensiones del lecho horizontal
157 #La bancada experimental se encuentra conformada por tres tramos por donde circula el aire
    ↪ :
158 #1) Tubo de entrada: Es por donde pasa el aire calentado por la resistencia integrada del
    ↪ ventilador y donde se realiza la primera medición de
159 #temperatura (T0) que corresponde sólo a la temperatura del aire calentado.
160 #2) Lecho empacado de rocas: Es donde se encuentran las rocas y donde ocurre por lo tanto
    ↪ el intercambio de calor entre la interfaz sólido-aire
161 #a estudiar. El diámetro interior del lecho es mayor a la de los tubos de los extremos. A lo
    ↪ largo de esta sección se encuentran las termocuplas
162 #restantes desde T1 a T7.
163 #3) Tubo de salida: Es la salida del aire hacia el exterior. Es aquí donde se realiza la medició
    ↪ n de la velocidad de salida (v_out). El diámetro
164 #interior del tubo de salida es igual al del tubo de entrada.
165 #PB: Packed Bed
166 L_pb = 0.38 #Largo del packed bed [m]
167 L_tot = 0.4 #Largo total del estanque [m]
168 D_in = 0.054 #Diámetro sección transversal tubo de entrada [m]
169 A_in = np.pi*(D_in**2)/4 #Área sección transversal tubo de entrada [m^2]
170 D_out = 0.054 #Diámetro sección transversal tubo de salida [m]
171 A_out = np.pi*(D_out**2)/4 #Área sección transversal tubo de salida [m^2]
172 D_pb = 0.154 #Diámetro sección transversal del lecho (PB) [m]
173 A_pb = np.pi*(D_pb**2)/4 #Área sección transversal del lecho (PB) [m2]
174 dz_01 = 0.04 #Distancia entre T0-T1 [m]

```

```

175 dz_12 = 0.05 #Distancia entre T1-T2, T2-T3, T3-T4, T4-T5, T5-T6, T6-T7 [m]
176 P_atm = 101325 #Presión salida del lecho (PB) [Pa]*
177
178 #Obtención de velocidades
179 #v_c: velocidad superficial
180 #v_out: Velocidad a la salida del lecho (Dato experimental)
181 #Obtener v_out
182 columns_to_select = [11] #Sólo columna de velocidad de salida
183 #Crear DF de velocidad de la fase de carga
184 selected_columns = df_c.iloc[:, columns_to_select]
185 # Convertir las columnas seleccionadas en una matriz NumPy
186 column_data = selected_columns.values
187 #Creación de serie temporal de velocidad de salida
188 v_out_c = column_data
189 #Dimensiones de la serie temporal de velocidad de salida
190 n_filos_v_c, n_cols_v_c = v_out_c.shape
191 #Creación de listas de velocidades superficiales
192 vel_list = ([f"$v_{i}$" for i in range(8)]) #Lista de velocidades superficiales sin velocidad de
    ↪ salida
193 vel_list_t = ([f"$v_{i}$" for i in range(8)] + [r"$v_{out}$"]) #Lista de velocidades
    ↪ superficiales con velocidad de salida
194
195 #Guardar datos del tiempo de la fase de carga del sistema en variable
196 time_list = df_c["Time exp."].values
197
198 #Guardar datos de series temporales de temperaturas de cada termocupa en variables
199 t0 = df_c["$T_0$"].values
200 t1 = df_c["$T_1$"].values
201 t2 = df_c["$T_2$"].values
202 t3 = df_c["$T_3$"].values
203 t4 = df_c["$T_4$"].values
204 t5 = df_c["$T_5$"].values
205 t6 = df_c["$T_6$"].values
206 t7 = df_c["$T_7$"].values
207
208 #-----#-----#
209
210 #ALGORITMOS DE OPTIMIZACIÓN
211
212 #Objetivo: Minimizar diferencia entre temperaturas experimentales y teóricas (T_exp-T_teo
    ↪ )**2
213 #I) Algoritmo de optimización "least_squares" (mínimos cuadrados)
214 #II) Algoritmo de optimización "dual_annealing" (recocido dual)
215
216 #2) Modelos de transferencia de calor: Schumann
217
218 #Notación importante
219 #i: Variable temporal; es lo mismo que el índice de la serie de tiempo de la matriz de las
    ↪ temperaturas de la fase de carga "T_exp_c" = range(n_filos_c)
220 #j: Variable de posición; es lo mismo que los índices de las columnas de la matriz de las
    ↪ temperaturas de la fase de carga, lo que es lo mismo a

```

```

221 #los índices de las termocuplas utilizadas en los experimentos (T0:0-T1:1-T2:2-T3:3-T4:4-T5
    ↪ :5-T6:6-T7:7) = range(8) = range(n_cols_c)
222
223 #Se importan librerías para ejecutar los algoritmos de optimización
224 from scipy.optimize import least_squares #Primer algoritmo de optimización
225 from scipy.optimize import dual_annealing #segundo algoritmo de optimización
226 from scipy.optimize import Bounds #Para definir condiciones de borde de los algoritmos de
    ↪ optimización
227 from tqdm import tqdm #Para visualizar una barra de progreso que monitorea el avance de
    ↪ las optimizaciones
228
229 #I) Algoritmo de optimización "least_squares" (mínimos cuadrados)
230
231 #En este primer algoritmo de optimización, los valores ajustados de ``h'' y ``a'' no son
    ↪ relevantes; lo que importa es obtener temperaturas teóricas que
232 #se acerquen a las temperaturas experimentales y una aproximación del comportamiento de
    ↪ ``h'' considerando los valores de ``h0'', los cuales se
233 #construyen utilizando la correlación de Wakao. Estos valores se utilizarán como valores
    ↪ iniciales para los parámetros de temperatura y
234 #coeficiente de transferencia de calor en el siguiente algoritmo. Al realizar esto, se facilitará
    ↪ la convergencia hacia buenos valores en el
235 #siguiente algoritmo.
236
237 #Se crea la función para calcular las temperaturas de la escoria de cobre (T_s), del aire (T_f
    ↪ ) y teórica (T_teo)
238 def calculate_temperatures(a, h, T_teo, T_exp_c, rho_s, Cp_s, d_p, dt):
239
240     #Se crean matrices vacías de temperaturas para ambas fases
241     T_s = np.zeros_like(T_exp_c)
242     T_f = np.zeros_like(T_exp_c)
243
244     #Condicion de borde en t=i=0 (Se asume que en t=0 no existe intercambio de calor)
245     for j in range(n_cols_c):
246         h[0,j] = 0
247         T_s[0, j] = T_exp_c[0, j]
248         T_f[0, j] = T_exp_c[0, j]
249         T_teo[0,j] = T_exp_c[0,j]
250
251     #Condicion de borde en j=0 (Termocupla T0)
252     #Hay sólo aire en la primera termocupla
253     for i in range(n_filts_c):
254         h[i,0] = 0
255         T_s[i,0] = 0
256         T_f[i,0] = T_exp_c[i,0]
257         T_teo[i,0] = T_exp_c[i,0]
258
259     #Una vez obtenido todo lo necesario, se calcula T_s con conservación de energía
    ↪ utilizando modelo de Schumann:
260     #Sólidos (Escoria de cobre) -> (1-epsilon) * (rho*Cp)_s * dT_s/dt = h * a_s * (T_s -
    ↪ T_f)
261     #Para llegar a la expresion de abajo se debe utilizar el método de diferencias finitas y
    ↪ luego despejar T_s.

```

```

262 #Para la expresión de T_f se utiliza  $T_{teo} = \alpha * T_s + (1 - \alpha) * T_f$ , expresión
    ↪ explicada en el siguiente comentario.
263 for i in range(1, n_filc_c):
264     for j in range(1, n_colc_c):
265         T_s[i, j] = (1 / (rho_s * Cp_s * (1 - a) * d_p + 6 * h[i, j] * dt)) * (6 * h[i, j] * dt
    ↪ * T_teo[i, j] + rho_s * Cp_s * (1 - a) * d_p * T_s[i-1,j])
266         T_f[i, j] = (T_teo[i, j] - a * T_s[i, j]) / (1 - a)
267
268 #La temperatura teórica que se ajusta a los datos de temperaturas experimentales
    ↪ medidas por las termocuplas y se define como una combinación
269 #ponderada de la temperatura de los sólidos (T_s) y la temperatura del aire (T_f). El
    ↪ coeficiente "a" (por ajustar), varía entre 0 y 1 y
270 #determina el peso relativo que se le asigna a cada una de estas temperaturas en el cá
    ↪ lculo de T_teo.
271 # $T_{teo} = \alpha * T_s + (1 - \alpha) * T_f$ 
272 for i in range(1, n_filc_c):
273     for j in range(1, n_colc_c):
274         T_teo[i][j] = a* T_s[i][j] + (1-a) * T_f[i][j]
275
276 #Retorna los valores de temperatura buscados
277 return T_s, T_f, T_teo
278
279 #Se crea función que calcula la función objetivo
280 def objective(x, T_exp_c, rho_s, Cp_s, d_p, dt):
281     a = x[0]
282     h = x[1:n_filc_c*n_colc_c+1].reshape(T_exp_c.shape)
283     T_teo = x[n_filc_c*n_colc_c+1:].reshape(T_exp_c.shape)
284
285     T_s, T_f, T_teo = calculate_temperatures(a, h, T_teo, T_exp_c, rho_s, Cp_s, d_p, dt
    ↪ )
286
287 #Argumento de la Función Objetivo (FO) (Matriz)
288 diff = (T_exp_c - T_teo)**2
289
290 #Prints para monitoreo de algoritmo de optimización
291 print("T_exp[2][1]:", T_exp_c[2][1])
292 print("T_teo[2][1]:", T_teo[2][1])
293 print("a:", a)
294 print("T_s[2][1]:", T_s[2][1])
295 print("T_f[2][1]:", T_f[2][1])
296 print("h[2][1]:", h[2][1])
297 print("FO_T_LSQ:", diff.sum())
298
299 #Actualización de barra de progreso
300 progress_bar.update(1)
301
302 #Retorna valores de la FO (Lista)
303 return diff.flatten()
304
305 #Se crea matriz inicial (cualquiera) del coeficiente de transferencia de calor ``h`` para
    ↪ ocuparlo como valor inicial en el algoritmo de optimización
306 h_i = np.ones_like(T_exp_c)

```

```

307 #Condición de borde de h
308 for i in range(n_filc_c):
309     h_i[i,0] = 0 #Sólo hay aire en T0
310 for j in range(n_cols_c):
311     h_i[0,j] = 0 #No hay intercambio de calor en t=0
312
313 #Valores iniciales del algoritmo de optimización
314 x0 = np.concatenate([0.5], h_i.flatten(), np.random.uniform(10, 335, n_filc_c * n_cols_c))
315
316 #Condiciones de Borde (CB) de parámetros a ajustar
317 a_bounds = (0.01, 0.99)
318 h_bounds = [(0, 100)] * (n_filc_c * n_cols_c) #Lista de CB para cada valor de la matriz h
319 T_teo_bounds = [(0, 340)] * (n_filc_c * n_cols_c) #Lista de CB para cada valor de la
    ↪ matriz T_teo
320 all_bounds = [a_bounds] + h_bounds + T_teo_bounds #Se crea una lista que une las
    ↪ condiciones de borde de los parámetros a ajustar
321
322 #Convertir a la clase Bounds para que el algoritmo lo logre leer
323 bnds = Bounds(*zip(*all_bounds))
324
325 #Crear una barra de progreso
326 progress_bar = tqdm(total=100000, desc="Optimizing")
327
328 #Se ejecuta el algoritmo de optimización de "least_squares" (mínimos cuadrados)
329 result = least_squares(lambda x: objective(x, T_exp_c, rho_s, Cp_s, d_p, dt), x0, bounds
    ↪ =bnds)
330
331 #Cuando se termina de ejecutar el algoritmo de optimización se elimina la barra de progreso
332 progress_bar.close()
333
334 #Se guardan los valores de los parámetros óptimos, ajustados con el algoritmo de optimización
    ↪ n
335 a_opt = result.x[0]
336 h_opt = result.x[1:n_filc_c*n_cols_c+1].reshape((n_filc_c, n_cols_c))
337 T_teo_opt = result.x[n_filc_c*n_cols_c+1:].reshape((n_filc_c, n_cols_c))
338
339 #Obtener valor inicial ``h0'' para la siguiente optimización
340 #Se parte calculando las temperaturas T_s, T_f* y T_teo con los parámetros óptimos
    ↪ obtenidos en el algoritmo de optimización
341 T_s, T_f, T_teo_opt = calculate_temperatures(a_opt, h_opt, T_teo_opt, T_exp_c,
    ↪ rho_s, Cp_s, d_p, dt)
342
343 #Con la temperatura del aire (T_f) se calculan las propiedades térmicas del aire
344 T_K_c = np.zeros_like(T_f) #Temperatura del aire en Kelvin para usar librería
345 rho_f_c = np.zeros_like(T_f) #Densidad del aire [kg/m3]*
346 k_f_c = np.zeros_like(T_f) #Conductividad del aire [W/(mK)]*
347 Cp_f_c = np.zeros_like(T_f) #Calor específico aire [J/(kgK)]*
348 mu_f_c = np.zeros_like(T_f) #Viscosidad dinámica aire [J/(kgK)]*
349 Texp_K_c = np.zeros_like(T_exp_c) #Temperaturas experimentales del aire en la salida
    ↪ en Kelvin
350 v_c = np.zeros_like(T_exp_c) #Se crea matriz de velocidades superficiales de carga
351 rho_f_c_out = np.zeros_like(v_out_c) #Densidad del aire [kg/m3]*

```

```

352
353 for i in range(n_filts_c):
354     for j in range(n_cols_c):
355         T_K_c[i][j] = T_f[i][j] + 273.15 #Temperaturas del fluido en Kelvin
356         Texp_K_c[i][j] = T_exp_c[i][j] + 273.15 #Temperaturas experimentales en Kelvin
357         rho_f_c[i][j] = CP.PropsSI("D", "T", T_K_c[i][j], "P", P_atm, "Air") #Densidad del
↪ aire [kg/m3]*
358         k_f_c[i][j] = CP.PropsSI("L", "T", T_K_c[i][j], "P", P_atm, "Air") #Conductividad del
↪ aire [W/(mK)]*
359         Cp_f_c[i][j] = CP.PropsSI("C", "T", T_K_c[i][j], "P", P_atm, "Air") #Calor específico
↪ aire [J/(kgK)]*
360         mu_f_c[i][j] = CP.PropsSI("V", "T", T_K_c[i][j], "P", P_atm, "Air") #Viscosidad diná
↪ mica aire [J/(kgK)]*
361
362 #Con la densidad del aire se calculan las velocidades superficiales utilizando conservación de
↪ masa
363 #v_out*rho_out*A_out = v_x*rho_x*A_x, donde x representa la posición a calcular.
364 #Velocidades superficiales en cada punto (0-7)
365 for i in range(n_filts_v_c):
366     rho_f_c_out[i][0] = CP.PropsSI("D", "T", Texp_K_c[i][7], "P", P_atm, "Air") #Densidad
↪ del aire [kg/m3]*
367
368 for i in range(n_filts_c):
369     for j in range(n_cols_c):
370         if j == 0:
371             v_c[i][j] = v_out_c[i][0]*(rho_f_c_out[i][0]/rho_f_c[i][j])*(A_out/A_in) #
↪ Velocidad en v_0
372         else:
373             v_c[i][j] = v_out_c[i][0]*(rho_f_c_out[i][0]/rho_f_c[i][j])*(A_out/A_pb) #
↪ Velocidad en v_1 a v_7
374
375 #Con las propiedades térmicas del aire y con las velocidades superficiales se calculan los nú
↪ meros adimensionales
376 #Calcular Reynolds
377 Re = np.zeros_like(v_c)
378 for i in range(1, n_filts_c):
379     for j in range(1, n_cols_c):
380         Re[i][j]=rho_f_c[i][j]*v_c[i][j]*d_p/mu_f_c[i][j]
381
382 #Calcular Prandtl
383 Pr = np.zeros_like(h_opt)
384 for i in range(1, n_filts_c):
385     for j in range(1, n_cols_c):
386         Pr[i][j]=mu_f_c[i][j]*Cp_f_c[i][j]/k_f_c[i][j]
387
388 #Finalmente se calcula los valores iniciales `h0` del siguiente algoritmo de optimización
↪ utilizando la correlación de Wakao
389 h0 = np.zeros_like(T_f)
390 for i in range(1, n_filts_c):
391     for j in range(1, n_cols_c):
392         h0[i][j] = (2 + 1.1 * (Re[i][j] ** 0.6) * (Pr[i][j] ** (1/3))) * (k_f_c[i][j]/d_p)
393

```

```

394 #-----#-----#-----#
395
396 #II)segundo algoritmo de optimización con "dual_annealing" utilizando valores iniciales
    ↪ obtenidos a partir de parámetros óptimos del algoritmo de
397 #optimización anterior.
398
399 #Con este algoritmo de optimización global se obtienen los parámetros buscados.
400
401 #IMPORTANTE: En este algoritmo de optimización, se introduce la variable T_origen,
    ↪ generada por el propio algoritmo, y se utiliza como entrada
402 #para calcular las temperaturas de la escoria de cobre (T_s) y del aire (T_f). Es importante
    ↪ destacar que, a diferencia del algoritmo anterior,
403 #inicialmente T_origen difiere de T_teo. Esto se debe a que T_origen es generada por el
    ↪ algoritmo, mientras que T_teo es una función determinada
404 #por los parámetros ``a``, ``T_s`` y ``T_f``, donde T_s y T_f se calculan utilizando los
    ↪ valores de T_origen. Es necesario que T_origen sea igual a
405 #T_teo para que todos los parámetros tengan sentido. Para lograr esta igualdad, se
    ↪ incorpora en el argumento de la función objetivo el término
406 #(T_origen-T_teo)^2, lo que permite minimizar esta diferencia y obtener resultados
    ↪ satisfactorios."
407
408 #Se generan funciones de temperaturas válidas para evitar problemas con la librería "
    ↪ CoolProp"
409 def get_valid_temperature(T):
410     Tmin = 273.15
411     return max(T, Tmin)
412
413 def get_valid_temperature2(T):
414     Tmax = 650
415     return min(T, Tmax)
416
417 #Se crea la función para calcular las temperaturas de la escoria de cobre (T_s), del aire (T_f
    ↪ ) y teórica (T_teo)
418 def calculate_temperatures2(a, h, T_origen, T_exp_c, rho_s, Cp_s, d_p, dt):
419
420     #Se crean matrices vacías de temperaturas para ambas fases y para la temperatura teórica
421     T_s = np.zeros_like(T_exp_c)
422     T_f = np.zeros_like(T_exp_c)
423     T_teo = np.zeros_like(T_exp_c)
424
425     #Condicion de borde en t=i=0 (Se asume que en t=0 no existe intercambio de calor)
426     for j in range(n_cols_c):
427         h[0,j] = 0
428         T_s[0, j] = T_exp_c[0, j]
429         T_f[0, j] = T_exp_c[0, j]
430         T_origen[0,j] = T_exp_c[0,j]
431         T_teo[0,j] = T_exp_c[0,j]
432
433     #Condicion de borde en j=0 (Termocupla T0)
434     #Hay sólo aire en la primera termocupla
435     for i in range(n_fil_s_c):
436         h[i,0] = 0

```

```

437 T_s[i,0] = 0
438 T_f[i,0] = T_exp_c[i,0]
439 T_origen[i,0] = T_exp_c[i,0]
440 T_teo[i,0] = T_exp_c[i,0]
441
442 #Cálculo de series temporales de temperaturas de la escoria de cobre y del aire
443
444 #Se calcula T_s con conservación de energía utilizando modelo de Schumann:
445 #Sólidos (Escoria de cobre) -> (1-epsilon) * (rho*Cp)_s * dT_s/dt = h * a_s * (T_s -
    ↪ T_f)
446 #Para llegar a la expresion de abajo se debe utilizar el método de diferencias finitas y
    ↪ luego despejar T_s.
447
448 #Notar que las temperaturas del aire (T_f) fueron calculadas utilizando la relación
    ↪ T_origen=a*T_s+(1-a)T_f definida en el algoritmo de optimización
449 #anterior con el ligero cambio de que se cambió T_teo por T_origen. Al no utilizar el
    ↪ coeficiente ``h'' en el calculo de T_f hace que este no
450 #refleje valores "reales", sin embargo, estas temperaturas son posteriormente utilizadas
    ↪ para calcular las propiedades térmicas del aire que
451 #servirán para el cálculo del T_f real.
452 for i in range(1, n_fils_c):
453     for j in range(1, n_cols_c):
454         T_s[i, j] = (1 / (rho_s * Cp_s * (1 - a) * d_p + 6 * h[i, j] * dt)) * (6 * h[i, j] * dt
    ↪ * T_origen[i, j] + rho_s * Cp_s * (1 - a) * d_p * T_s[i-1,j])
455         T_f[i, j] = (T_origen[i, j] - a * T_s[i, j]) / (1 - a)
456
457 #Monitoreo del segundo algoritmo
458 print("T_exp[2][0]:", T_exp_c[2][0])
459 print("T_exp[2][1]:", T_exp_c[2][1])
460 print("T_exp[25][0]:", T_exp_c[25][0])
461 print("T_exp[25][1]:", T_exp_c[25][1])
462 print("T_exp[200][0]:", T_exp_c[200][0])
463 print("T_exp[200][1]:", T_exp_c[200][1])
464 print("T_origen[2][1]:", T_origen[2][1])
465 print("T_origen[25][1]:", T_origen[25][1])
466 print("T_origen[200][1]:", T_origen[200][1])
467 print("T_f[2][1] sin h:", T_f[2][1])
468 print("T_f[25][1] sin h:", T_f[25][1])
469 print("T_f[200][1] sin h:", T_f[200][1])
470 print("T_s[2][1]:", T_s[2][1])
471 print("T_s[25][1]:", T_s[25][1])
472 print("T_s[200][1]:", T_s[200][1])
473 print("h[2][1]", h[2][1])
474 print("h[25][1]", h[25][1])
475 print("h[200][1]", h[200][1])
476 print("a:", a)
477
478 #Con la temperatura del aire (T_f) se calculan las propiedades térmicas del aire
479 T_K_c = np.zeros_like(T_f) #Temperatura del aire en Kelvin para usar librería
480 rho_f_c = np.zeros_like(T_f) #Densidad del aire [kg/m3]*
481 k_f_c = np.zeros_like(T_f) #Conductividad del aire [W/(mK)]*
482 Cp_f_c = np.zeros_like(T_f) #Calor específico aire [J/(kgK)]*

```

```

483 mu_f_c = np.zeros_like(T_f) #Viscosidad dinámica aire [J/(kgK)]*
484 Texp_K_c = np.zeros_like(T_exp_c) #Temperaturas experimentales del aire en la
↳ salida en Kelvin
485 v_c = np.zeros_like(T_exp_c) #Se crea matriz de velocidades superficiales de carga
486 rho_f_c_out = np.zeros_like(v_out_c) #Densidad del aire [kg/m3]*
487
488 for i in range(n_filc_c):
489     for j in range(n_colc_c):
490         T_K_c[i][j] = T_f[i][j] + 273.15 #Temperaturas del fluido en Kelvin
491         Texp_K_c[i][j] = T_exp_c[i][j] + 273.15 #Temperaturas experimentales en Kelvin
492         rho_f_c[i][j] = CP.PropsSI("D","T",get_valid_temperature2(
↳ get_valid_temperature(T_K_c[i][j])), "P",P_atm,"Air") #Densidad del aire [kg/m3
↳ ]*
493         k_f_c[i][j] = CP.PropsSI("L","T",get_valid_temperature2(get_valid_temperature
↳ (T_K_c[i][j])), "P",P_atm,"Air") #Conductividad del aire [W/(mK)]*
494         Cp_f_c[i][j] = CP.PropsSI("C","T",get_valid_temperature2(
↳ get_valid_temperature(T_K_c[i][j])), "P",P_atm,"Air") #Calor específico aire [J/(
↳ kgK)]*
495         mu_f_c[i][j] = CP.PropsSI("V","T",get_valid_temperature2(
↳ get_valid_temperature(T_K_c[i][j])), "P",P_atm,"Air") #Viscosidad dinámica aire [
↳ J/(kgK)]*
496
497 for i in range(n_filc_v_c):
498     rho_f_c_out[i][0] = CP.PropsSI("D","T",Texp_K_c[i][7], "P",P_atm,"Air") #
↳ Densidad del aire [kg/m3]*
499
500 #Con la densidad del aire se calculan las velocidades superficiales utilizando conservación
↳ de masa
501 #v_out*rho_out*A_out = v_x*rho_x*A_x, donde x representa la posición a calcular.
502 #Velocidades superficiales en cada punto (0-7)
503
504 for i in range(n_filc_c):
505     for j in range(n_colc_c):
506         if j == 0:
507             v_c[i][j] = v_out_c[i][0]*(rho_f_c_out[i][0]/rho_f_c[i][j])*(A_out/A_in) #
↳ Velocidad en v_0
508         else:
509             v_c[i][j] = v_out_c[i][0]*(rho_f_c_out[i][0]/rho_f_c[i][j])*(A_out/A_pb) #
↳ Velocidad en v_1 a v_7
510
511 #Una vez obtenido todo lo necesario, se calcula T_f con conservación de energía
↳ utilizando modelo de Schumann
512 #Fluido (Aire) -> epsilon * (rho*Cp)_f * (dT_f/dt + u * dT_f/dz) = h * a_s * (T_s -
↳ T_f)
513 #Para llegar a las expresiones de abajo se debe utilizar el método de diferencias finitas y
↳ luego despejar T_f
514 for i in range(1,n_filc_c):
515     for j in range(1,n_colc_c):
516         if j == 1:
517             T_f[i][j] = ((h[i][j] * 6 * (1-e) * dz_01 * dt / (e * rho_f_c[i][j] * Cp_f_c[i][j] *
↳ d_p)) * T_s[i][j] + dz_01 * T_f[i-1][j] + (v_c[i][j]/e) * dt * T_f[i][j-1])/(dz_01 + (
↳ v_c[i][j]/e) * dt + ((h[i][j] * 6 * (1-e) * dz_01 * dt)/(e * rho_f_c[i][j] * Cp_f_c[i][j] *

```

```

↪ d_p)))
518     else:
519         T_f[i][j] = ((h[i][j] * 6 * (1-e) * dz_12 * dt / (e * rho_f_c[i][j] * Cp_f_c[i][j] *
↪ d_p)) * T_s[i][j] + dz_12 * T_f[i-1][j] + (v_c[i][j]/e) * dt * T_f[i][j-1])/(dz_12 + (
↪ v_c[i][j]/e) * dt + ((h[i][j] * 6 * (1-e) * dz_12 * dt)/(e * rho_f_c[i][j] * Cp_f_c[i][j] *
↪ d_p)))
520
521 #La temperatura teórica que se ajusta a los datos de temperaturas experimentales
↪ medidas por las termocuplas y se define como una combinación
522 #ponderada de la temperatura de los sólidos (T_s) y la temperatura del aire (T_f). El
↪ coeficiente "a" (por ajustar), varía entre 0 y 1 y
523 #determina el peso relativo que se le asigna a cada una de estas temperaturas en el cá
↪ culo de T_teo.
524 #T_teo = alfa * T_s + (1 - alfa) * T_f
525 for i in range(1, n_filas_c):
526     for j in range(1, n_cols_c):
527         T_teo[i][j] = a* T_s[i][j] + (1-a) * T_f[i][j] #Notar en el monitoreo del algoritmo
↪ que T_teo y T_origen difieren
528
529 #Retorna los valores de temperatura buscados
530 return T_s, T_f, T_teo, T_origen
531
532 #IMPORTANTE: Como se mencionó anteriormente, T_origen y T_teo son distintos, pero
↪ para que los resultados sean consistentes y satisfactorios, es
533 #necesario encontrar una manera de igualar T_origen y T_teo. Esto implica ajustar
↪ adecuadamente los parámetros del algoritmo de optimización,
534 #asegurando que la temperatura teórica calculada se acerque lo más posible a la temperatura
↪ de origen. Al lograr esta igualdad, se obtendrán
535 #resultados más precisos y confiables en el proceso de optimización.
536
537 #Se crea función que calcula la función objetivo
538 def objective2(x, T_exp_c, rho_s, Cp_s, d_p, dt):
539     a = x[0]
540     h = x[1:n_filas_c*n_cols_c+1].reshape(T_exp_c.shape)
541     T_origen = x[n_filas_c*n_cols_c+1:].reshape(T_exp_c.shape)
542
543     T_s, T_f, T_teo, T_origen = calculate_temperatures2(a, h, T_origen, T_exp_c, rho_s,
↪ Cp_s, d_p, dt)
544
545 #Argumento de la Función Objetivo (FO) (Matriz)
546 diff_T = ((T_exp_c - T_teo)**2 + (T_origen - T_teo)**2).sum()
547
548 #Monitoreo del segundo algoritmo
549 print("T_teo[2][1]:", T_teo[2][1])
550 print("T_teo[25][1]:", T_teo[25][1])
551 print("T_teo[200][1]:", T_teo[200][1])
552 print("T_f[2][1] con h:", T_f[2][1])
553 print("T_f[25][1] con h:", T_f[25][1])
554 print("T_f[200][1] con h:", T_f[200][1])
555 print("FO_T_DA:", diff_T)
556
557 #Actualización de barra de progreso

```

```

558     progress_bar.update(1)
559
560     #Retorna valores de la FO
561     return diff_T
562
563     #Valores iniciales del algoritmo de optimización
564     x0 = np.concatenate(([0.985], h0.flatten(), T_teo_opt.flatten()))
565
566     #Condiciones de Borde (CB) de parámetros a ajustar
567     a_bounds = (0.98, 0.99) #Una vez se conoce el parámetro óptimo, se puede limitar aún más
568     ↪ esta condición de borde. Ej: (0.85, 0.99)
569     h_bounds = [(0, 130)] * (n_filos_c * n_cols_c) #Lista de CB para cada valor de la matriz h.
570     ↪ PF:2 h(0,87) PF:10 h(0,130)
571     T_teo_bounds = [(10, 335)] * (n_filos_c * n_cols_c) #Lista de CB para cada valor de la
572     ↪ matriz T_teo.
573     all_bounds = [a_bounds] + h_bounds + T_teo_bounds #Se crea una lista que une las
574     ↪ condiciones de borde de los parámetros a ajustar
575
576     #Se define el numero máximo de iteraciones a realizar (Puede que se supere esta cantidad
577     ↪ porque el algoritmo aún se encuentra buscando óptimo)
578     iteraciones = 25000 #PF:10 -> 25000 #PF:2 -> 30000
579
580     #Se inicia la barra de progreso
581     progress_bar = tqdm(total=iteraciones, desc="Optimizing")
582
583     #Se ejecuta el algoritmo de optimización
584     result = dual_annealing(lambda x: objective2(x, T_exp_c, rho_s, Cp_s, d_p, dt),
585     ↪ all_bounds, x0=x0, maxfun=iteraciones)
586
587     #Cuando termina de ejecutar el algoritmo de optimización se cierra la barra de progreso
588     progress_bar.close()
589
590     #Guardar parámetros óptimos en variables
591     a_opt = result.x[0]
592     h_opt = result.x[1:n_filos_c*n_cols_c+1].reshape((n_filos_c, n_cols_c))
593     T_origen = result.x[n_filos_c*n_cols_c+1:].reshape((n_filos_c, n_cols_c)) #Matriz de
594     ↪ temperatura que ayuda a obtener la temperatura teórica óptima #No es T_teo_opt
595
596     #-----#-----#
597
598     #VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS
599     #Definir T_s, T_f, T_teo y T_origen a partir de parámetros óptimos
600     T_s, T_f, T_teo_opt, T_origen = calculate_temperatures2(a_opt, h_opt, T_origen,
601     ↪ T_exp_c, rho_s, Cp_s, d_p, dt) #T_origen se transforma en T_teo
602
603     #Imprimir resultados de la optimización
604     print("Valor óptimo de `a`:", a_opt)
605     print("Valor de la FO (Texp-Tteo)^2:", ((T_exp_c-T_teo_opt)**2).sum())
606     print("Valor de la FO (Tteo-Torigen)^2:", ((T_teo_opt-T_origen)**2).sum())
607     print("Valor de la FOtotal (Texp-Tteo)^2 + (Tteo-Torigen)^2:", ((T_exp_c-T_teo_opt)**2
608     ↪ + (T_teo_opt-T_origen)**2).sum())
609
610

```

```

601 #Obtener Nu, Re y Pr para guardarlos en archivo Excel
602 #Con la temperatura del aire (T_f) se calculan las propiedades térmicas del aire
603 T_K_c = np.zeros_like(T_f) #Temperatura del aire en Kelvin para usar librería
604 rho_f_c = np.zeros_like(T_f) #Densidad del aire [kg/m3]*
605 k_f_c = np.zeros_like(T_f) #Conductividad del aire [W/(mK)]*
606 Cp_f_c = np.zeros_like(T_f) #Calor específico aire [J/(kgK)]*
607 mu_f_c = np.zeros_like(T_f) #Viscosidad dinámica aire [J/(kgK)]*
608 Texp_K_c = np.zeros_like(T_exp_c) #Temperaturas experimentales del aire en la salida
        ↪ en Kelvin
609 v_c = np.zeros_like(T_exp_c) #Se crea matriz de velocidades superficiales de carga
610 rho_f_c_out = np.zeros_like(v_out_c) #Densidad del aire [kg/m3]*
611
612 for i in range(n_filc_c):
613     for j in range(n_colc_c):
614         T_K_c[i][j] = T_f[i][j] + 273.15 #Temperaturas del fluido en Kelvin
615         Texp_K_c[i][j] = T_exp_c[i][j] + 273.15 #Temperaturas experimentales en Kelvin
616         rho_f_c[i][j] = CP.PropsSI("D", "T", T_K_c[i][j], "P", P_atm, "Air") #Densidad del
        ↪ aire [kg/m3]*
617         k_f_c[i][j] = CP.PropsSI("L", "T", T_K_c[i][j], "P", P_atm, "Air") #Conductividad del
        ↪ aire [W/(mK)]*
618         Cp_f_c[i][j] = CP.PropsSI("C", "T", T_K_c[i][j], "P", P_atm, "Air") #Calor específico
        ↪ aire [J/(kgK)]*
619         mu_f_c[i][j] = CP.PropsSI("V", "T", T_K_c[i][j], "P", P_atm, "Air") #Viscosidad diná
        ↪ mica aire [J/(kgK)]*
620
621 for i in range(n_filc_v_c):
622     rho_f_c_out[i][0] = CP.PropsSI("D", "T", Texp_K_c[i][7], "P", P_atm, "Air") #
        ↪ Densidad del aire [kg/m3]*
623
624 #Con la densidad del aire se calculan las velocidades superficiales utilizando conservación de
        ↪ masa
625 #v_out*rho_out*A_out = v_x*rho_x*A_x, donde x representa la posición a calcular.
626 #Velocidades superficiales en cada punto (0-7)
627 for i in range(n_filc_c):
628     for j in range(n_colc_c):
629         if j == 0:
630             v_c[i][j] = v_out_c[i][0]*(rho_f_c_out[i][0]/rho_f_c[i][j])*(A_out/A_in) #
        ↪ Velocidad en v_0
631         else:
632             v_c[i][j] = v_out_c[i][0]*(rho_f_c_out[i][0]/rho_f_c[i][j])*(A_out/A_pb) #
        ↪ Velocidad en v_1 a v_7
633
634 #Calcular Nusselt
635 Nu = np.zeros_like(h_opt)
636 for i in range(1, n_filc_c):
637     for j in range(1, n_colc_c):
638         Nu[i][j]=h_opt[i][j]*d_p/k_f_c[i][j]
639
640 #Calcular Reynolds
641 Re = np.zeros_like(v_c)
642 for i in range(1, n_filc_c):
643     for j in range(1, n_colc_c):

```

```

644     Re[i][j]=rho_f_c[i][j]*v_c[i][j]*d_p/mu_f_c[i][j]
645
646 #Calcular Prandtl
647 Pr = np.zeros_like(h_opt)
648 for i in range(1, n_fils_c):
649     for j in range(1, n_cols_c):
650         Pr[i][j]=mu_f_c[i][j]*Cp_f_c[i][j]/k_f_c[i][j]
651
652 #Desglosar resultados en variables para graficar y guardar
653 T_s_0 = T_s[:,0]
654 T_f_0 = T_f[:,0]
655 T_teo_0 = T_teo_opt[:,0]
656 T_origen_0 = T_origen[:,0]
657 T_s_1 = T_s[:,1]
658 T_f_1 = T_f[:,1]
659 T_teo_1 = T_teo_opt[:,1]
660 T_origen_1 = T_origen[:,1]
661 h_1 = h_opt[:,1]
662 Nu_1 = Nu[:,1]
663 Re_1 = Nu[:,1]
664 T_s_2 = T_s[:,2]
665 T_f_2 = T_f[:,2]
666 T_teo_2 = T_teo_opt[:,2]
667 T_origen_2 = T_origen[:,2]
668 h_2 = h_opt[:,2]
669 Nu_2 = Nu[:,2]
670 Re_2 = Nu[:,2]
671 T_s_3 = T_s[:,3]
672 T_f_3 = T_f[:,3]
673 T_teo_3 = T_teo_opt[:,3]
674 T_origen_3 = T_origen[:,3]
675 h_3 = h_opt[:,3]
676 Nu_3 = Nu[:,3]
677 Re_3 = Nu[:,3]
678 T_s_4 = T_s[:,4]
679 T_f_4 = T_f[:,4]
680 T_teo_4 = T_teo_opt[:,4]
681 T_origen_4 = T_origen[:,4]
682 h_4 = h_opt[:,4]
683 Nu_4 = Nu[:,4]
684 Re_4 = Nu[:,4]
685 T_s_5 = T_s[:,5]
686 T_f_5 = T_f[:,5]
687 T_teo_5 = T_teo_opt[:,5]
688 T_origen_5 = T_origen[:,5]
689 h_5 = h_opt[:,5]
690 Nu_5 = Nu[:,5]
691 Re_5 = Nu[:,5]
692 T_s_6 = T_s[:,6]
693 T_f_6 = T_f[:,6]
694 T_teo_6 = T_teo_opt[:,6]
695 T_origen_6 = T_origen[:,6]

```

```

696 h_6 = h_opt[:,6]
697 Nu_6 = Nu[:,6]
698 Re_6 = Nu[:,6]
699 T_s_7 = T_s[:,7]
700 T_f_7 = T_f[:,7]
701 T_teo_7 = T_teo_opt[:,7]
702 T_origen_7 = T_origen[:,7]
703 h_7 = h_opt[:,7]
704 Nu_7 = Nu[:,7]
705 Re_7 = Nu[:,7]
706
707 #Graficar resultados del algoritmo de optimización
708 figure1= plt.figure()
709 plt.plot(time_list, t0, ``o'', label="Texp0")
710 plt.plot(time_list, T_teo_0, ``-', label="Tteo0")
711 plt.plot(time_list, T_origen_0, ``-', label="Tteo_origen0")
712 plt.plot(time_list, t1, ``o'', label="Texp1")
713 plt.plot(time_list, T_teo_1, ``-', label="Tteo1")
714 plt.plot(time_list, T_origen_1, ``-', label="Tteo_origen1")
715 plt.plot(time_list, t2, ``o'', label="Texp2")
716 plt.plot(time_list, T_teo_2, ``-', label="Tteo2")
717 plt.plot(time_list, T_origen_2, ``-', label="Tteo_origen2")
718 plt.plot(time_list, t3, ``o'', label="Texp3")
719 plt.plot(time_list, T_teo_3, ``-', label="Tteo3")
720 plt.plot(time_list, T_origen_3, ``-', label="Tteo_origen3")
721 plt.plot(time_list, t4, ``o'', label="Texp4")
722 plt.plot(time_list, T_teo_4, ``-', label="Tteo4")
723 plt.plot(time_list, T_origen_4, ``-', label="Tteo_origen4")
724 plt.plot(time_list, t5, ``o'', label="Texp5")
725 plt.plot(time_list, T_teo_5, ``-', label="Tteo5")
726 plt.plot(time_list, T_origen_5, ``-', label="Tteo_origen5")
727 plt.plot(time_list, t6, ``o'', label="Texp6")
728 plt.plot(time_list, T_teo_6, ``-', label="Tteo6")
729 plt.plot(time_list, T_origen_6, ``-', label="Tteo_origen6")
730 plt.plot(time_list, t7, ``o'', label="Texp7")
731 plt.plot(time_list, T_teo_7, ``-', label="Tteo7")
732 plt.plot(time_list, T_origen_7, ``-', label="Tteo_origen7")
733 plt.xlabel("Tiempo [s]")
734 plt.ylabel("Temperatura [°C]")
735 plt.legend()
736 plt.grid(True)
737 figure2=plt.figure()
738 plt.plot(time_list, h_1, label="h_1")
739 plt.plot(time_list, h_2, label="h_2")
740 plt.plot(time_list, h_3, label="h_3")
741 plt.plot(time_list, h_4, label="h_4")
742 plt.plot(time_list, h_5, label="h_5")
743 plt.plot(time_list, h_6, label="h_6")
744 plt.plot(time_list, h_7, label="h_7")
745 plt.xlabel("Tiempo [s]")
746 plt.ylabel("h [W/(m^2*K)]")
747 plt.legend()

```

```

748 plt.grid(True)
749 figure3=plt.figure()
750 plt.plot(time_list, T_f_1-T_s_1, label="T_f_1-T_s_1")
751 plt.plot(time_list, T_f_2-T_s_2, label="T_f_2-T_s_2")
752 plt.plot(time_list, T_f_3-T_s_3, label="T_f_3-T_s_3")
753 plt.plot(time_list, T_f_4-T_s_4, label="T_f_4-T_s_4")
754 plt.plot(time_list, T_f_5-T_s_5, label="T_f_5-T_s_5")
755 plt.plot(time_list, T_f_6-T_s_6, label="T_f_6-T_s_6")
756 plt.plot(time_list, T_f_7-T_s_7, label="T_f_7-T_s_7")
757 plt.xlabel("Tiempo [s]")
758 plt.ylabel("T_f - T_s [°C]")
759 plt.legend()
760 plt.grid(True)
761
762 #Guardar resultados del algoritmo de optimización
763 #Crear DF a partir de las matrices
764 dftime = pd.DataFrame(time_list)
765 dfTexp = pd.DataFrame(T_exp_c)
766 dfTorigen = pd.DataFrame(T_origen)
767 dfTteo = pd.DataFrame(T_teo_opt)
768 dfa = pd.DataFrame({"a_opt": [a_opt]})
769 dfTs = pd.DataFrame(T_s)
770 dfTf = pd.DataFrame(T_f)
771 dfh = pd.DataFrame(h_opt)
772 dfrhof = pd.DataFrame(rho_f_c)
773 dfCpf = pd.DataFrame(Cp_f_c)
774 dfkf = pd.DataFrame(k_f_c)
775 dfmuf = pd.DataFrame(mu_f_c)
776 dfvc = pd.DataFrame(v_c)
777 dfNu = pd.DataFrame(Nu)
778 dfRe = pd.DataFrame(Re)
779 dfPr = pd.DataFrame(Pr)
780
781 #Especificar la ruta y el nombre del archivo de Excel en el escritorio
782 excel_file = `C:\\Users\\User\\Desktop\\Resultados Optimizacion T5_V10_LSQ_DA.
↪ xlsx`
783
784 #Crear el escritor de Excel
785 writer = pd.ExcelWriter(excel_file, engine="xlsxwriter")
786
787 #Guardar los DF en distintas hojas de cálculo del archivo Excel generado
788 dftime.to_excel(writer, sheet_name="time", index=False)
789 dfTexp.to_excel(writer, sheet_name="Texp", index=False)
790 dfTorigen.to_excel(writer, sheet_name="Torigen", index=False)
791 dfTteo.to_excel(writer, sheet_name="Tteo_opt", index=False)
792 dfa.to_excel(writer, sheet_name="a_opt", index=False)
793 dfTs.to_excel(writer, sheet_name="Ts", index=False)
794 dfTf.to_excel(writer, sheet_name="Tf", index=False)
795 dfh.to_excel(writer, sheet_name="h_opt", index=False)
796 dfrhof.to_excel(writer, sheet_name="rho_f", index=False)
797 dfCpf.to_excel(writer, sheet_name="Cp_f", index=False)
798 dfkf.to_excel(writer, sheet_name="k_f", index=False)

```

```

799 dfmuf.to_excel(writer, sheet_name="mu_f", index=False)
800 dfvc.to_excel(writer, sheet_name="v_c", index=False)
801 dfNu.to_excel(writer, sheet_name="Nup", index=False)
802 dfRe.to_excel(writer, sheet_name="Rep", index=False)
803 dfPr.to_excel(writer, sheet_name="Pr", index=False)
804
805 #Guardar y cerrar el escritor de Excel
806 writer.close()
807
808 #Graficar resultados para visualizar optimización al finalizar todo el código
809 plt.show()

```

Anexo B. Gráficos de experimentos con parámetros de temperatura y flujo intermedios

A continuación, se presentan gráficos con los resultados obtenidos de experimentos que involucran posiciones de potenciómetros térmicos y de flujo en ubicaciones intermedias. Estos gráficos no fueron incluidos en el texto principal, ya que el análisis de la influencia de la temperatura de entrada y del flujo de aire en los coeficientes de transferencia de calor bastaba con comparar los experimentos con niveles extremos de potenciómetro térmico y flujo.

Es importante mencionar que los valores del Nusselt y Reynolds de estos experimentos fueron considerados en la construcción de la correlación propuesta en este trabajo de título.

B.1. Experimento (PT:4, PF:10)

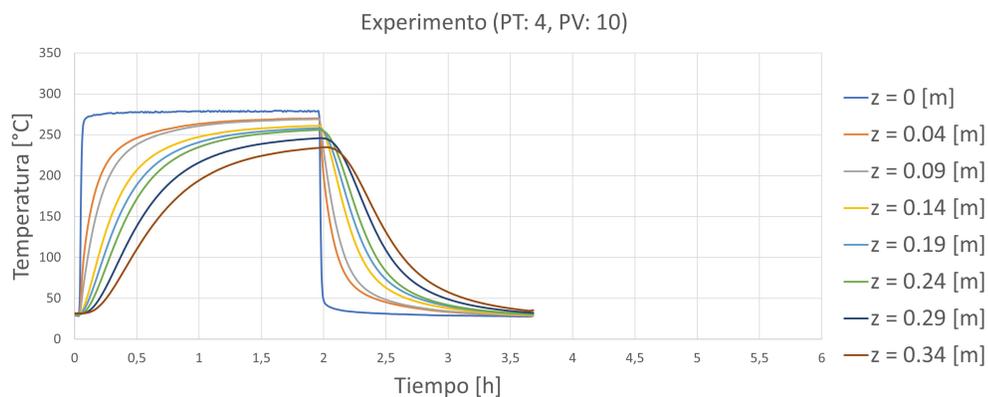


Figura B.1: Temperaturas obtenidas del experimento PT:4, PF:10.

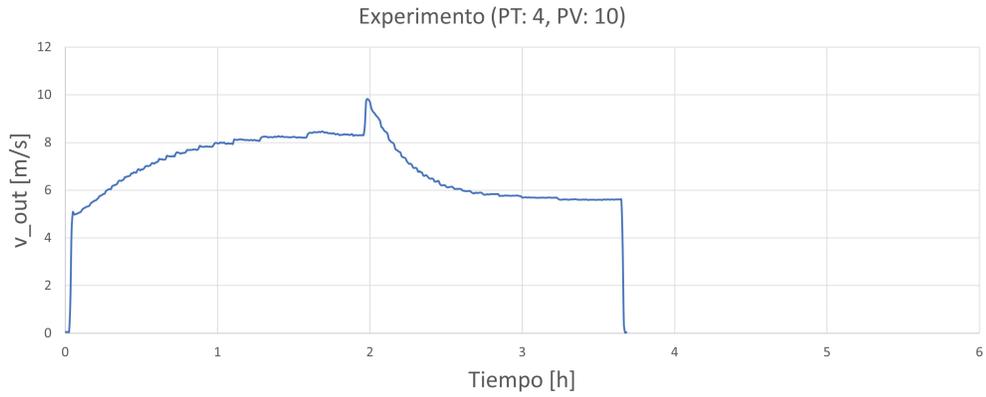


Figura B.2: Velocidades de salida del aire del experimento PT:4, PF:10.

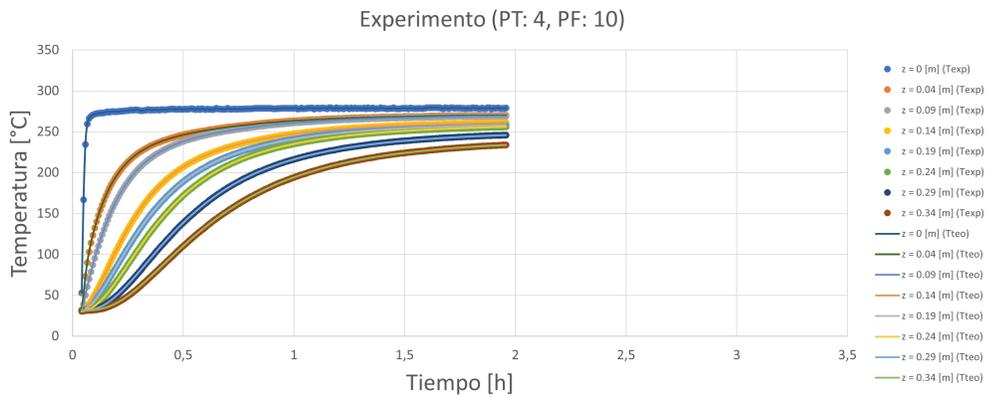


Figura B.3: Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 4, PF: 10.

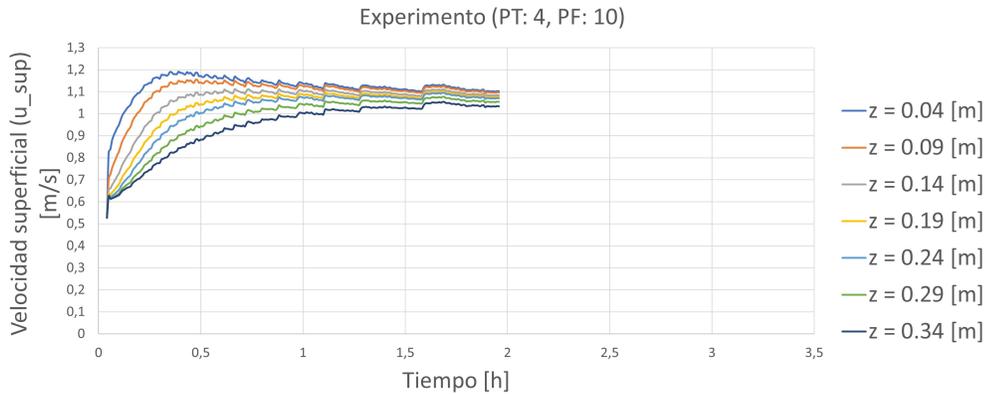


Figura B.4: Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:4, PF:10.

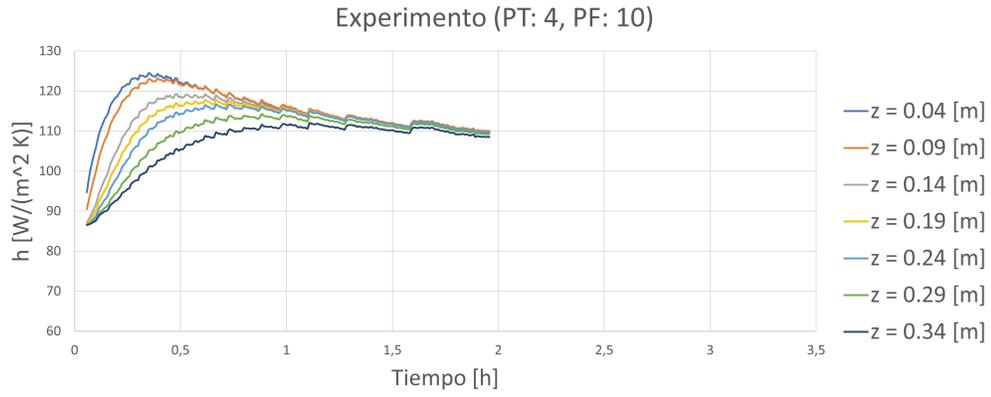


Figura B.5: Resultados obtenidos del coeficiente de transferencia de calor interfaz partícula-aire del experimento PT:4, PF:10.

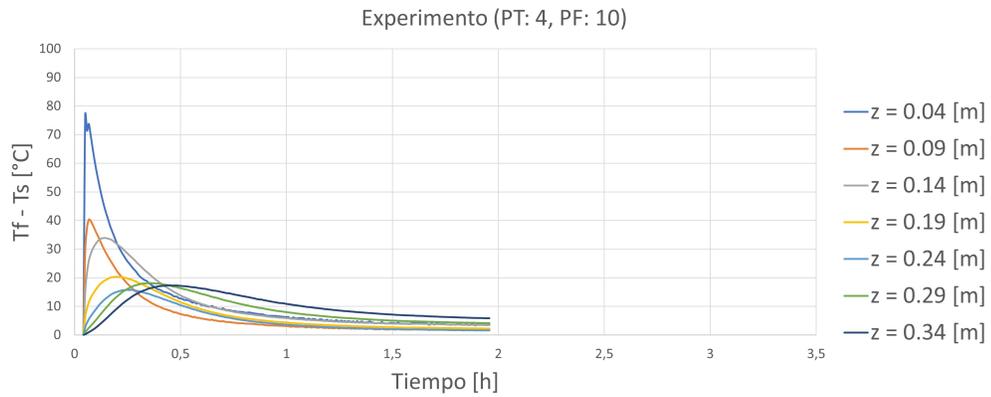


Figura B.6: Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:4, PF:10.

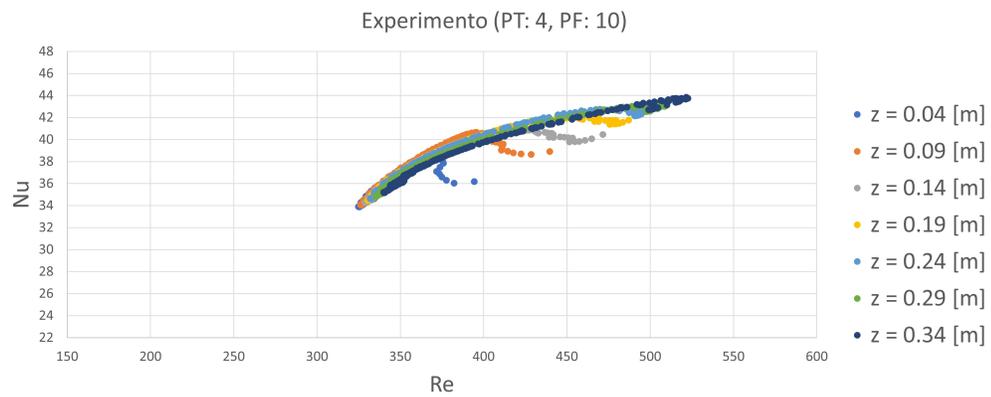


Figura B.7: Nu vs Re del experimento PT: 4, PF: 10.

B.2. Experimento (PT:5, PF:7)

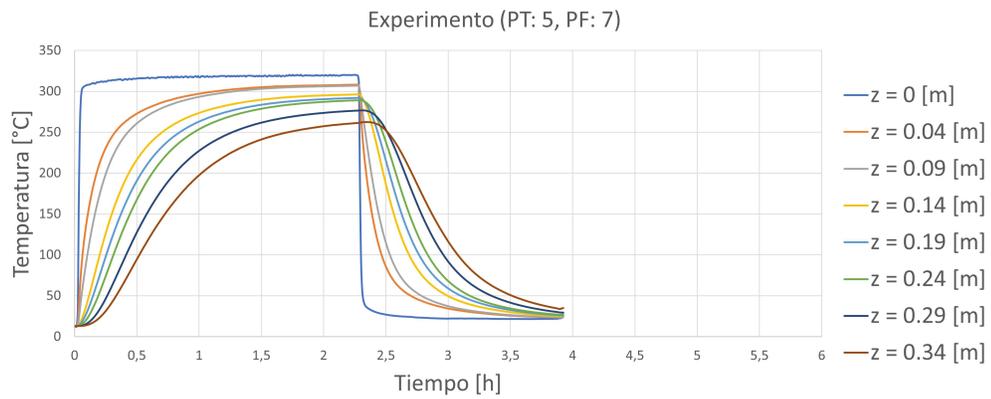


Figura B.8: Resultados postprocesamiento PT:5, PF:7.

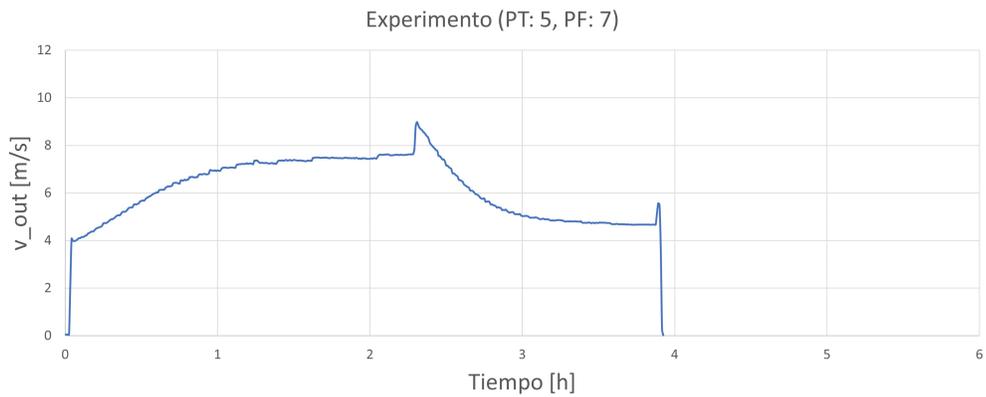


Figura B.9: Velocidades de salida del aire del experimento PT:5, PF:7.

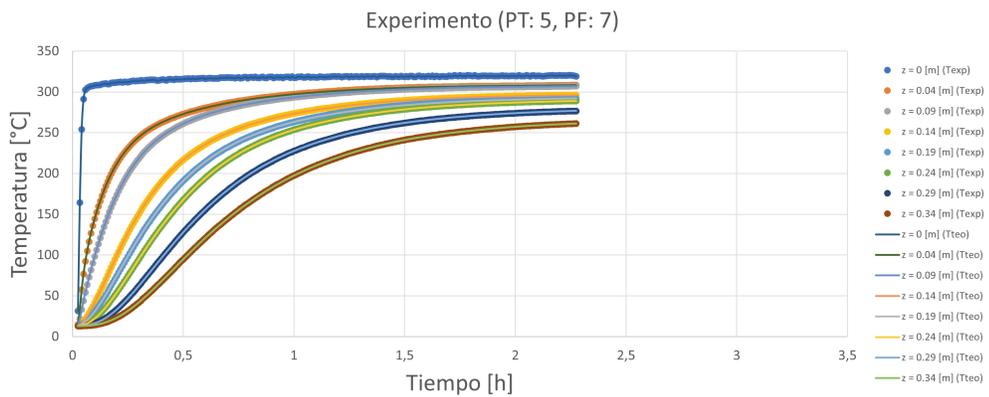


Figura B.10: Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 5, PF: 7.

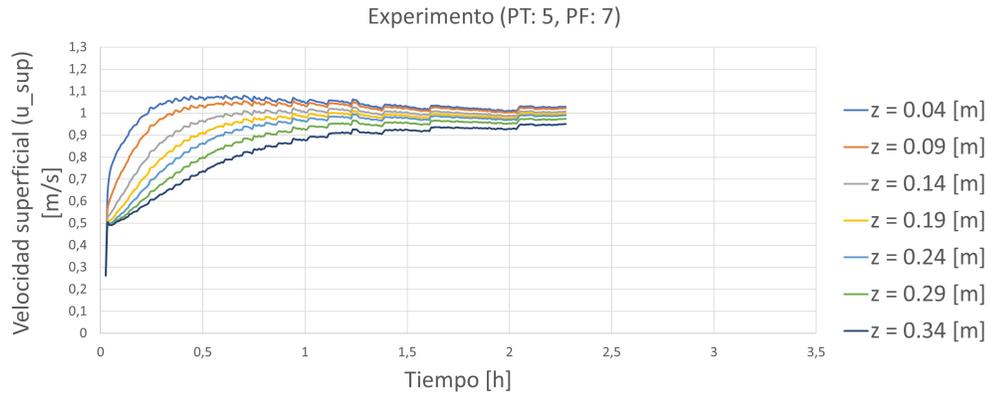


Figura B.11: Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:5, PF:7.

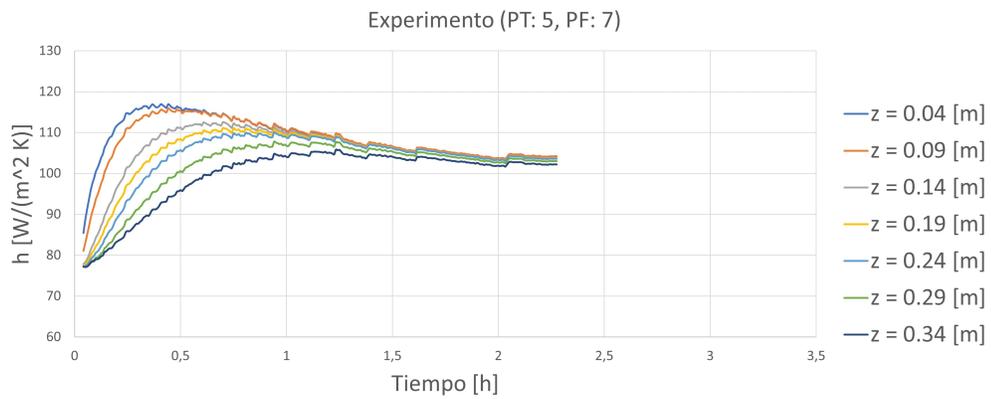


Figura B.12: Resultados obtenidos del coeficiente de transferencia de calor interfaz partícula-aire del experimento PT:5, PF:7.

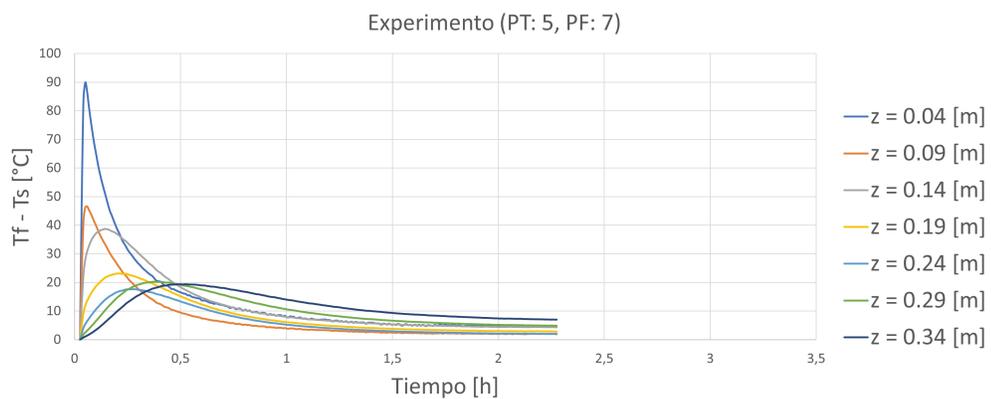


Figura B.13: Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:5, PF:7.

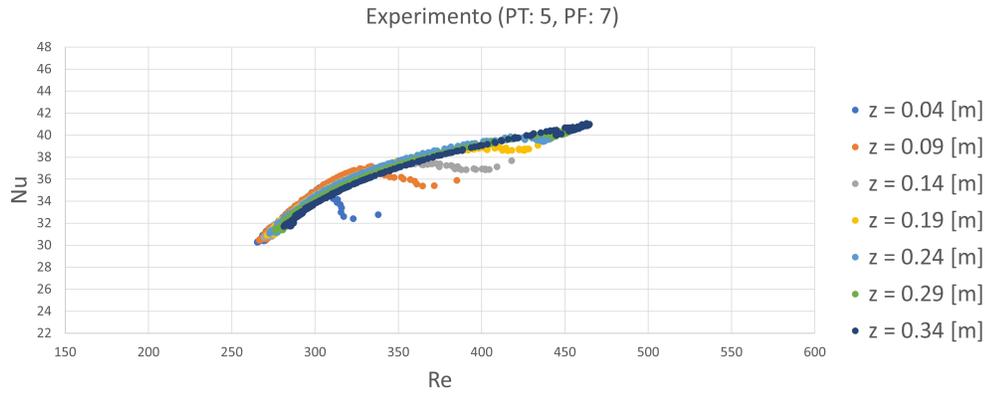


Figura B.14: Nu vs Re del experimento PT: 5, PF: 7.

B.3. Experimento (PT:5, PF:5)

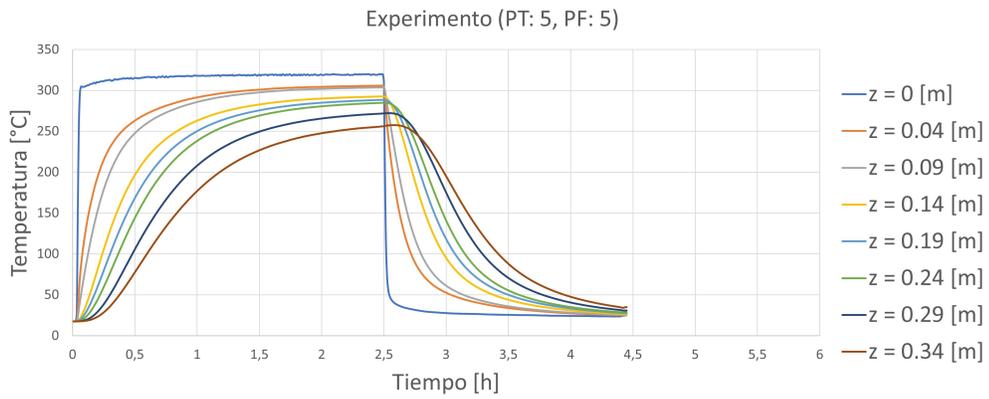


Figura B.15: Resultados postprocesamiento PT:5, PF:5.

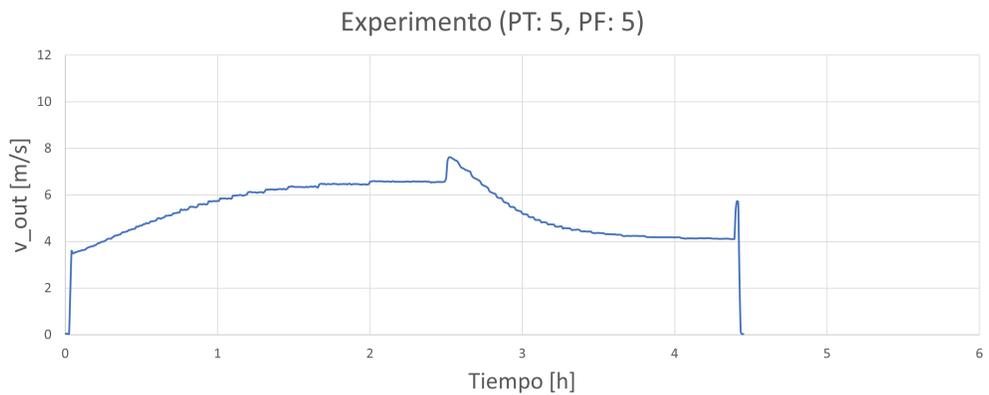


Figura B.16: Velocidades de salida del aire del experimento PT:5, PF:5.

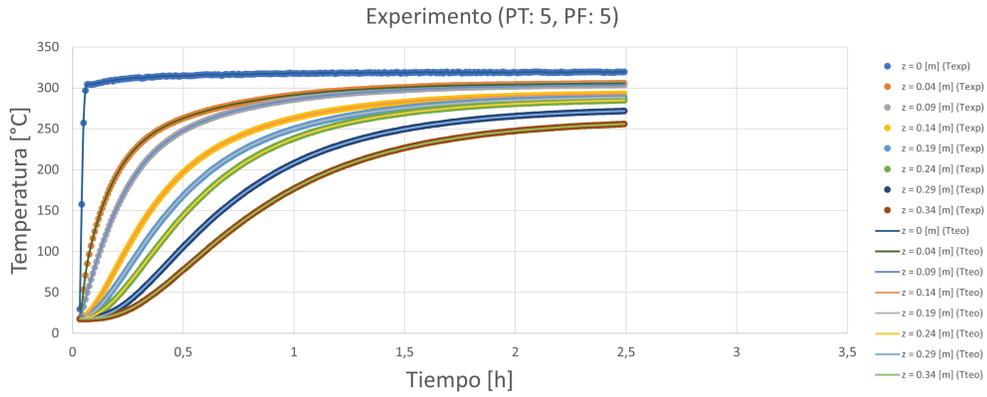


Figura B.17: Resultados del ajuste de la optimización del ciclo de carga del experimento PT: 5, PF: 5.

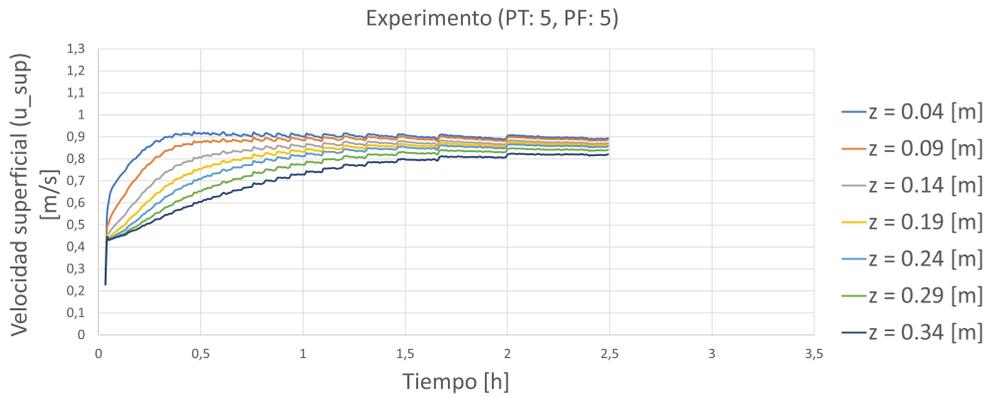


Figura B.18: Series temporales de las velocidades superficiales del aire en cada posición del experimento PT:5, PF:5.

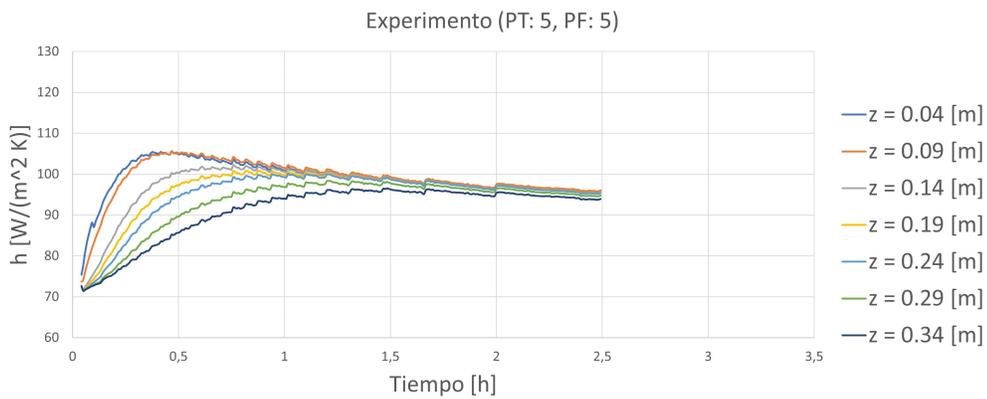


Figura B.19: Coeficiente de transferencia de calor de la interfaz partícula-aire del experimento PT:5, PF:5.

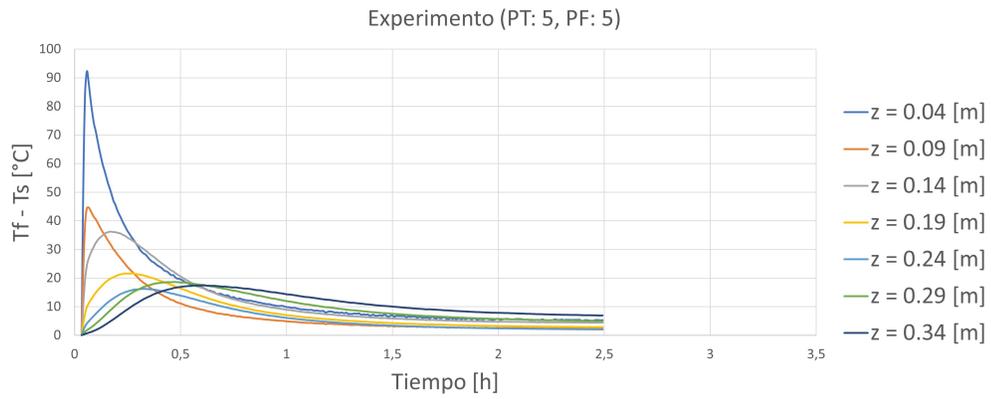


Figura B.20: Diferencia entre temperatura de las partículas y el aire en cada posición del experimento PT:5, PF:5.

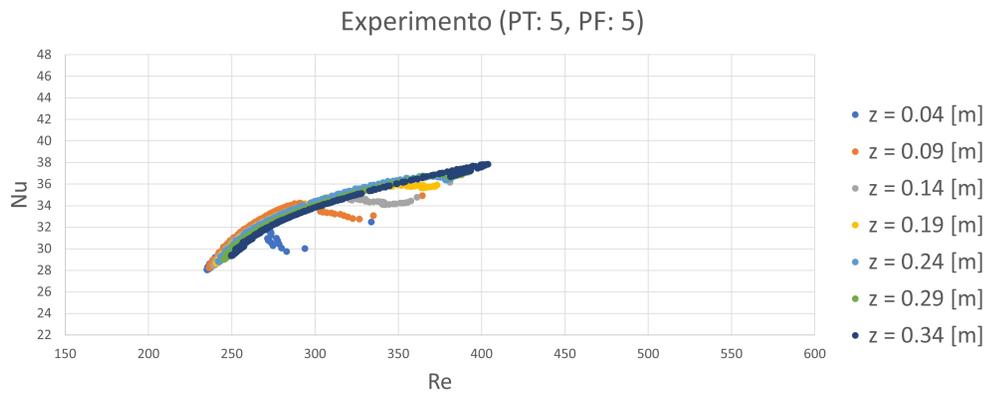


Figura B.21: Nu vs Re del experimento PT: 5, PF: 5.