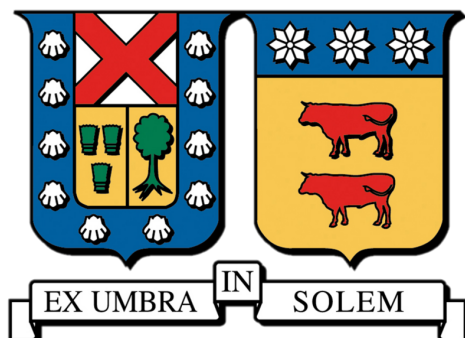


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



**MODELO COMPUTACIONAL DE
TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN LECHO
EMPACADO RADIAL UTILIZANDO ELEMENTOS
DISCRETOS**

KATHERINE ISABEL ARAUJO RODRÍGUEZ

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO Y AL
GRADO DE MAGÍSTER EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA MECÁNICA**

PROFESOR GUÍA: Dr. DANILO ESTAY BARRIENTOS
PROFESOR CORREFERENTE: PhD. RODRIGO BARRAZA VICENZIO
PROFESOR CORREFERENTE: Dr. OLIVIER SKURTYS

OCTUBRE 2025



CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): Memoria o trabajo de título; Tesis de Postgrado;

Título del trabajo: Modelo Computacional de Transferencia de Calor de un Lecho Empacado Radial Utilizando Elementos Discretos

Nombre del candidato(a): Katherine Isabel Araujo Rodríguez

Carrera / Grado: Magíster en Ciencias de la Ingeniería Mecánica / Ingeniería Civil Mecánica

Campus: Santiago San Joaquín ; **Departamento:** Ingeniería Mecánica

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Danilo Alejandro Estay Barrientos, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL

El trabajo **NO contiene información que amerite confidencialidad** y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (embargo) por:

6 meses; 12 meses; 2 años; 3 años; 5 años; 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 03-11-2025

; Firma: _____

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 03-11-2025

; Firma: _____

Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.

Índice general

1	ABSTRACT	2
2	RESUMEN	3
3	Introducción	4
4	Objetivos	6
4.1	Objetivo general	6
4.2	Objetivos específicos	6
5	Estado del Arte	7
5.1	Revisión Bibliográfica	7
5.1.1	Prueba Experimental y modelo computacional de un lecho empacado radial para almacenamiento de energía térmica	7
5.1.2	Un acercamiento de elementos discretos para modelar un almacenador térmico de lecho empacado	9
5.1.3	Comparación de topologías de flujo en lecho empacado para almacenamiento térmico de alta temperatura bajo condiciones limitadas	12
5.1.4	Una comparación del flujo radial y axial en lechos empacados para almacenamiento de energía térmica	14
5.1.5	Optimización del diseño de un innovador almacenador de energía térmica de lecho empacado de flujo radial en capas	16
5.1.6	Evaluación experimental de un almacenador térmico de lecho empacado de flujo radial a alta temperatura	19
5.1.7	Síntesis de la literatura disponible y limitaciones de los enfoques existentes	21
5.2	Identificación de la brecha del conocimiento	21
6	Metodología	23
6.1	Modelo Continuo	23
6.1.1	Sistema de ecuaciones diferenciales parciales	24
6.1.2	Condiciones iniciales y de borde	25
6.1.3	Coefficiente de convección volumétrico y correlación de Nusselt	25

6.1.4	Aspectos computacionales	27
6.2	Modelo con el método de elementos discretos	28
6.2.1	Geometría del lecho empacado	29
6.2.2	Generación de las partículas con elementos discretos	29
6.2.3	Balances de energía	31
6.2.4	Conducción directa	32
6.2.5	Conducción indirecta	33
6.2.6	Convección	34
6.2.7	Determinación del paso de tiempo crítico	35
7	Validación	37
7.1	Modelo experimental	37
7.2	Resultados experimentales	39
8	Presentación y análisis de resultados	40
8.1	Resultados del modelo DEM	40
8.1.1	Validación y comparación de resultados	40
8.1.2	Análisis de sensibilidad	42
8.1.3	Contribución porcentual de los mecanismos de transferencia	45
8.2	Variación del calor específico de las partículas	47
8.2.1	Variación entre las partículas independiente de la variación de temperatura	47
8.2.2	Variación del calor específico en función de la temperatura	49
8.3	Conclusiones	53
	BIBLIOGRAFÍA	54
	ANEXOS	57
A	Variación de la densidad de las partículas	57
B	Resultados de número de Nusselt con distintos modelos	58
C	Resultados de error medio absoluto del modelo con elementos discretos y del modelo continuo	58

Índice de figuras

3.1	Aplicaciones clave del almacenamiento de energía térmica en el sector energético. Fuente: Modificado de [1]	5
5.1	Vista en corte del lecho empacado. Fuente: Extraído de [2]	7
5.2	Test 4 resultados experimentales y simulados: Temperatura vs. Radio en distintos tiempos. Fuente: Extraído de [2]	8
5.3	Test 4 resultados experimentales y simulados: Temperatura vs. Tiempo en 5 posiciones radiales (A1, A2, A4 y A5). Fuente: Extraído de [2]	9
5.4	Balance de energía para cada partícula considerando cada mecanismo de TDC. Fuente: Extraído de [3]	10
5.5	Balance de energía de cada elemento de fluido considerando cada mecanismo de transferencia de calor considerando en la simulación. Fuente: Extraído de [3]	10
5.6	Distribución axial de porosidad y número de Nusselt local a lo largo del eje axial dentro del PB. Fuente: Extraído de [3]	11
5.7	Perfil de temperatura obtenido para el sólido y el fluido con el modelo propuesto, el modelo continuo de Hächen [4] y los resultados experimentales de Meier [5]. Fuente: Extraído de [3]	11
5.8	Geometrías de los PBTES. Extraído de [6]	12
5.9	Validación del modelo térmico con los datos experimentales reportados en [5]. Extraído de [6]	13
5.10	Comparación térmica y económica de las topologías evaluadas. Extraído de [6]	14
5.11	Comparación entre lechos empacados de flujo axial y radial de dimensiones similares a medida que varía el periodo adimensional. Las curvas son generadas variando la fracción de temperatura entre 5 % y 50 % (a). Relación entre la eficiencia y la energía disponible devuelta. Fuente: Extraído de [7]	15
5.12	Frentes de Pareto (a). Distribución de las pérdidas exergéticas para diferentes diseños, Nom.: flujo axial nominal; A: Flujo axial sin segmentación; S: Flujo axial en segmentos; R: radial (b). Fuente: Extraído de [7]	16
5.13	Esquema axisimétrico del lecho empacado por capas propuesto: S1 (interna), S2 (intermedia) y S3 (externa). Fuente: Extraído de [8]	17
5.14	Frentes de Pareto de una optimización multiobjetivo de los KPIs (caída de presión y tiempo útil de carga y descarga) de los diseños propuestos con 2 capas coaxiales (a) y 3 capas coaxiales (b) para una unidad de 10 MWh. Fuente: Extraído de [8]	18

5.15 (a) Vista en corte del PB con las termocuplas, (b) Fotografía de las termocuplas. Fuente: Extraído de [9].	19
5.16 (a) Mediciones adimensionales de temperatura del fluido a altura intermedia para los casos B, F y G, (b) Espesor de la termoclina calculada y SoC para los casos B, F y G. Fuente: Extraído de [9].	20
5.17 (a) Caída de presión promedio durante la carga y descarga en los casos B, F y G. (b)Eficiencias para los casos B, F y G. Fuente: Extraído de [9].	20
6.1 Vista en corte del diseño 3D del PB.	24
6.2 Balance de energía del modelo continuo.	25
6.3 Diagrama general de la metodología implementada.	28
6.4 Simulación completa del lecho empacado: configuración general y distribución de partículas.	29
6.5 Simulación completa del lecho empacado: Vista frontal.	30
6.6 Balance de energía de una partícula.	31
6.7 Balance de un elemento de fluido.	32
6.8 Analogía térmica de la conducción directa. Extraído de [3].	33
6.9 Esquema de conducción indirecta para los casos de contacto directo y contacto entre una película de fluido. Extraído de [3].	34
6.10 Discretización radial del PB, cada elemento de fluido contiene una porción de partículas.	35
7.1 Vista esquemática del horno, lecho empacado, ductos y válvulas. Fuente: Extraído de [2]	38
7.2 Experimento del lecho empacado radial: Geometría, disposición de materiales y posiciones de las termocuplas. Fuente: Extraído de [2]	38
7.3 Temperatura de las termocuplas A en varios tiempos en función de la posición radial. Fuente: Extraído de [2]	39
8.1 Resultados de temperatura para los modelos DEM, continuo y experimental en 4h de carga.	41
8.2 Análisis de sensibilidad de la correlación del número de Nusselt en el modelo propuesto.	43
8.3 Análisis de sensibilidad del factor de flujo másico F_c . En 1 h (a) y en 4 h (b).	44
8.4 Calor acumulado por cada uno de los mecanismos de transferencia de calor considerados. En 1 h de carga (a), en 4 h de carga (b) y transferencia de calor en el tiempo para las 4 h de carga (c).	46
8.5 Distribución de densidad de probabilidad de calor específico de la escoria de cobre para una temperatura de 20 °C.	47
8.6 Resultados de temperatura de las partículas de acuerdo con la curva PDF del calor específico de la escoria de cobre a 20 °C, en contraste con los resultados un valor constante de calor específico.	48

8.7	Distribución de densidad de probabilidad de calor específico de la escoria de cobre para diferentes temperaturas.	49
8.8	Resultados de temperatura de las partículas de acuerdo con la curva PDF del calor específico de la escoria de cobre a actualizada en función de la temperatura, en contraste con los resultados de calor específico constante.	50
8.9	Resultados de temperatura de las partículas para ambos casos de acuerdo con la curva PDF del calor específico de la escoria de cobre.	51
8.10	Resultados de temperatura de las partículas para ambos casos de acuerdo con la curva PDF del calor específico de la escoria de cobre.	52
8.11	Resultados de temperatura con distinta densidad en las partículas	57
8.12	Resultados de número de nusselt en la coordenada radial con los modelos de Gunn, KTA y Ranz-Marshall	58

Lista de Tablas

- 6.1 Parámetros del modelo continuo 26
- 6.2 Parámetros principales de entrada en la simulación DEM. 30

- 8.1 Error medio absoluto entre los modelos y los datos experimentales. 41
- 8.2 Error por posición en 1 h de carga. 58
- 8.3 Error por posición en 2 h de carga. 59
- 8.4 Error por posición en 3 h de carga. 59
- 8.5 Error por posición en 4 h de carga. 59

Agradecimientos

Quisiera expresar mi agradecimiento, en primer lugar, a mi familia, a mi mamá y a mi hermano, quienes me han apoyado toda la vida en todo lo que han podido. A mis familiares que lamentablemente partieron durante mi etapa universitaria: a mi abuelo Carlos, también ingeniero mecánico, quien me transmitió la pasión por esta carrera y la compartió conmigo; a mi tío David, mecánico de oficio, quien, siempre que pudo, expresó el orgullo que sentía por mí y mis estudios; y, finalmente, a mi bisabuela Lucrecia, que toda la vida me aplaudió por lo bueno y lo no tan bueno. Una mujer fuerte en todos los sentidos de la palabra; me enseñó tanto que unas cuantas palabras no le harían justicia. En esta ocasión, quisiera compartir una frase que me repetía “Te pueden robar todo, hijita, menos la cabeza”.

A mis compañeros de generación, los PROMESAS MECS, que me acompañaron durante toda la carrera con risas, bromas, peleas, apuestas y chistes malos. Compartimos trabajos, celebraciones, desvelos y cánticos de aliento.

A mis profesores, Rodrigo Barraza, quien me apoyó y confió en mí desde el principio de este trabajo; Danilo Estay, que estuvo dispuesto a ayudarme en todo el proceso; y Olivier Skurtys, quien me alentó y me apoyó con el equipo que me permitió realizar todos los cálculos.

Capítulo 1

ABSTRACT

This work presents the development of a three-dimensional computational simulation platform based on the discrete element method to analyze heat transfer in a radial-flow packed bed. In this way, each particle contained in the storage system is represented with its respective mechanical and thermal properties, allowing the decoupling of the solid and fluid phases. This makes it possible to obtain more detailed information on heat transfer effects compared with effective thermal conductivity models that employ continuous approaches.

The proposed model considers direct and indirect conduction, as well as convection. It is implemented in transient regime under the operating conditions of an experimental setup reported in the literature. Temperature profiles and the percentage of heat transferred by each transfer mechanism are obtained, showing that the main mechanism corresponds to convection, with 62,7 % of the heat transferred during 1 h of charging.

Finally, a comparative analysis is carried out between the numerical results of the discrete element model, a continuum model, and experimental data reported in the literature, obtaining an average absolute error of 33 °C with respect to the experimental results. Lastly, the variation of the specific heat of the particles in the model is evaluated through a statistical probability density approach applied to copper slag.

Capítulo 2

RESUMEN

Este trabajo presenta el desarrollo de una plataforma computacional de simulación tridimensional basada en el método de elementos discretos para analizar la transferencia de calor en un lecho empacado de flujo radial. De esta forma, se representa cada partícula contenida en el almacenador con sus respectivas propiedades mecánicas y térmicas, lo que permite el desacoplamiento de las fases sólida y fluida. Esto posibilita obtener información más detallada de los efectos de transferencia de calor con respecto de los modelos térmicos de conductividad efectiva que emplean modelos continuos.

El modelo propuesto considera conducción directa e indirecta, y de convección. Se implementa en régimen transitorio bajo las condiciones de operación de una implementación experimental proveniente de la literatura. Se obtienen los perfiles de temperatura y el porcentaje de calor transferido mediante cada mecanismo de transferencia, donde se logró obtener que el principal mecanismo corresponde a la convección, con un 62,7 % del calor transferido durante 1 h de carga.

Finalmente, se realiza un análisis comparativo entre los resultados numéricos del modelo de elementos discretos, un modelo continuo y datos experimentales reportados en la literatura, obteniéndose un error absoluto promedio de 33 °C respecto de los resultados experimentales. Por último, se evalúa la variación del calor específico de las partículas en el modelo mediante un enfoque estadístico de densidad de probabilidad aplicado a la escoria de cobre.

Capítulo 3

Introducción

Debido a los desafíos ambientales y económicos derivados del uso intensivo de combustibles fósiles, el almacenamiento térmico emerge como una alternativa atractiva para aprovechar eficientemente la energía en aplicaciones industriales y domésticas. En particular, almacenar calor cuando la energía eléctrica es más barata permite optimizar los costos operativos y aumentar la flexibilidad energética en procesos industriales que requieren altas temperaturas [10]. Además, recuperar y reutilizar calor residual generado en diversas actividades industriales representa una oportunidad significativa para reducir el consumo energético primario y las emisiones de gases de efecto invernadero [1]. Asimismo, es clave para integrar fuentes de energía renovables al sistema energético, permitiendo absorber excedentes de producción cuando la oferta supera la demanda y desplazando su uso a horarios más convenientes. Adicionalmente, puede aplicarse como almacenamiento estacional, utilizando calor almacenado en verano para calefacción en invierno, como es el caso del proyecto piloto en Finlandia, que busca almacenar calor con una capacidad de 90 GWh, suficiente para suplir la calefacción anual de una ciudad mediana [10]. Así, permite aliviar la carga en las redes eléctricas, almacenar calor por largo tiempo y facilitar la integración sectorial, entregando calor para calefacción, procesos industriales y transporte refrigerado [1].

A nivel de red, el almacenamiento térmico puede aliviar la carga en infraestructuras eléctricas al actuar como almacenamiento distribuido o descentralizado. En consecuencia, se reduce la necesidad de reforzar redes de transmisión y distribución, contribuyendo a su vez a la estabilidad del sistema. Por otro lado, su integración sectorial permite su uso tanto en edificios residenciales, como en procesos industriales o en sistemas de calefacción urbana, ampliando así su rango de aplicación más allá del sector eléctrico [1].

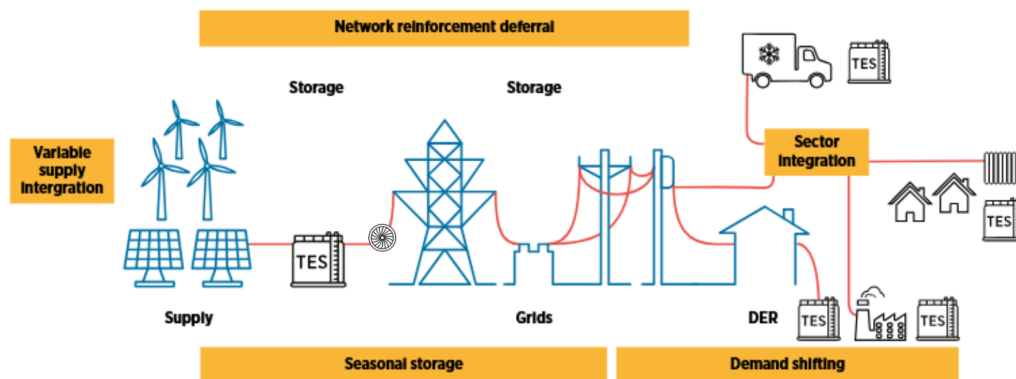


Figura 3.1: Aplicaciones clave del almacenamiento de energía térmica en el sector energético. Fuente: Modificado de [1]

Diversas tecnologías de almacenamiento térmico han sido desarrolladas con este propósito, destacando especialmente los sistemas basados en lechos empacados, por su simplicidad, escalabilidad y capacidad para operar con rangos amplios de temperatura [2]. En estos sistemas, materiales sólidos como rocas o cerámicas se emplean como medio de almacenamiento debido a su alto calor específico, resistencia térmica y costo relativamente bajo [11].

El almacenamiento térmico mediante lechos empacados se ha implementado tradicionalmente con un flujo axial del fluido de transferencia de calor (HTF). Sin embargo, estudios recientes indican que las configuraciones de flujo radial ofrecen ventajas sustanciales, ya que aumentan la sección de alta temperatura, reducen las pérdidas térmicas en un 63 % [6] y disminuye el consumo parásito de energía, aspectos que resultan claves para mejorar la eficiencia operacional [12].

Si bien, ya existen modelos continuos para analizar la transferencia de calor (TDC) en sistemas de flujo radial, estos modelos no permiten capturar de manera detallada los efectos térmicos locales como las variaciones de temperatura o la influencia específica de la distribución de porosidad del lecho empacado. Por esta razón, es necesario el desarrollo de modelos basados en el método de elementos discretos (DEM), que pueden ofrecer información más específica sobre estos fenómenos, permitiendo cuantificar con precisión la contribución de cada mecanismo de transferencia de calor en las etapas de carga, descarga y reposo [13].

En este contexto, implementar un modelo DEM para lechos empacados de flujo radial permitirá contar con una herramienta efectiva para optimizar el diseño y dimensionamiento de sistemas de almacenamiento térmico aplicados en contextos industriales reales. Esto impulsará el aprovechamiento eficiente de recursos energéticos, tanto en la gestión inteligente de la demanda eléctrica como en la recuperación efectiva del calor residual.

Capítulo 4

Objetivos

4.1. Objetivo general

Desarrollar un modelo computacional utilizando DEM para simular la TDC en un lecho empacado radial.

4.2. Objetivos específicos

Para cumplir con el objetivo general se establecen los siguientes objetivos específicos:

- Desarrollar un modelo continuo de transferencia de calor de un lecho empacado de flujo radial.
- Desarrollar la plataforma de cómputo para evaluar los mecanismos de transferencia de calor para un lecho empacado de flujo radial utilizando elementos discretos.
- Análisis comparativo de la información obtenida mediante elementos discretos con respecto a resultados experimentales.

Capítulo 5

Estado del Arte

5.1. Revisión Bibliográfica

5.1.1. Prueba Experimental y modelo computacional de un lecho empacado radial para almacenamiento de energía térmica

El siguiente artículo realizó un diseño e implementación experimental de un lecho empacado (PB) radial de 100 kWh y un modelo computacional continuo en 1 dimensión en dirección radial, con el objetivo de validar el rendimiento térmico y la eficiencia exergética del diseño. Ocuparon grava 3/8" para el material sólido de almacenamiento y aire como fluido de trabajo [2].

El diseño general del experimento se muestra en las 5.1. Se instalaron 15 termocuplas de tipo k, distribuidas en 5 radios y 3 alturas, con el fin de obtener las diferencias de temperatura en dirección radial y axial del PB.

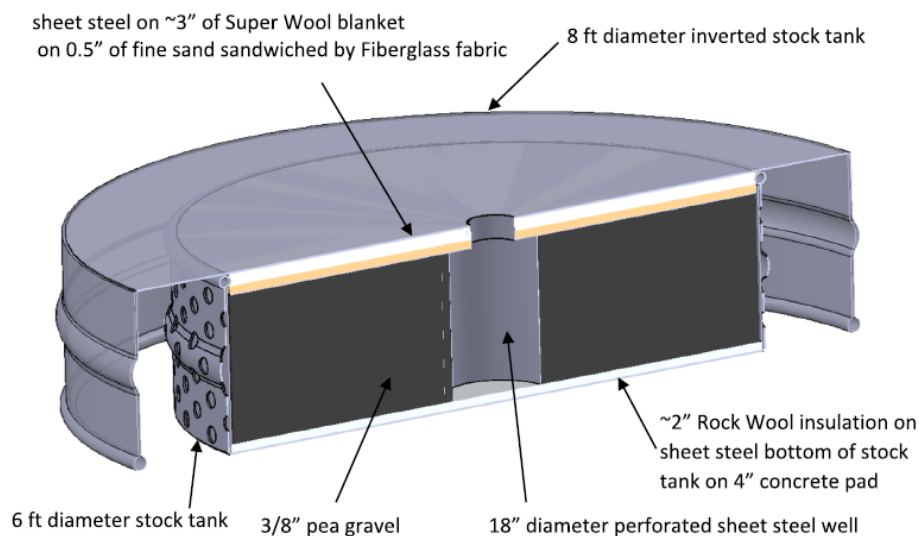


Figura 5.1: Vista en corte del lecho empacado. Fuente: Extraído de [2]

Con respecto a la modelación computacional, proponen un modelo continuo de 1 dimensión en dirección radial, con el fin de validar y predecir el comportamiento del TES. Basándose en el modelo Schumann [14], se adaptó para la dirección radial y plantearon los supuestos de una distribución uniforme de temperatura para cada partícula, TDC por conducción en fluido despreciable, la tasa de TDC entre las fases es proporcional a su diferencia de temperaturas, variación de volumen del HTF despreciable, y las propiedades del sólido y del HTF se mantienen constantes. El coeficiente de transferencia de calor convectivo se calculó mediante el modelo de Gunn [15] para calcular el número de Nusselt. Los resultados y conclusiones más destacados de esta investigación son que obtuvieron una amplia sección en el sector de alta temperatura en la termoclina en los resultados experimentales y los modelados computacionalmente. Para una instalación de TES a escala comercial de 100 MWh, con ciclos de almacenamiento de 4 días, la eficiencia exérgica proyectada es del 90 %. Finalmente, los resultados experimentales y computacionales indican que particularmente para los almacenadores de energía de larga duración (LDES), almacenar calor con un PB de flujo radial usando grava y aire, es una tecnología de almacenamiento de energía prometedora para la transición hacia una economía descarbonizada.

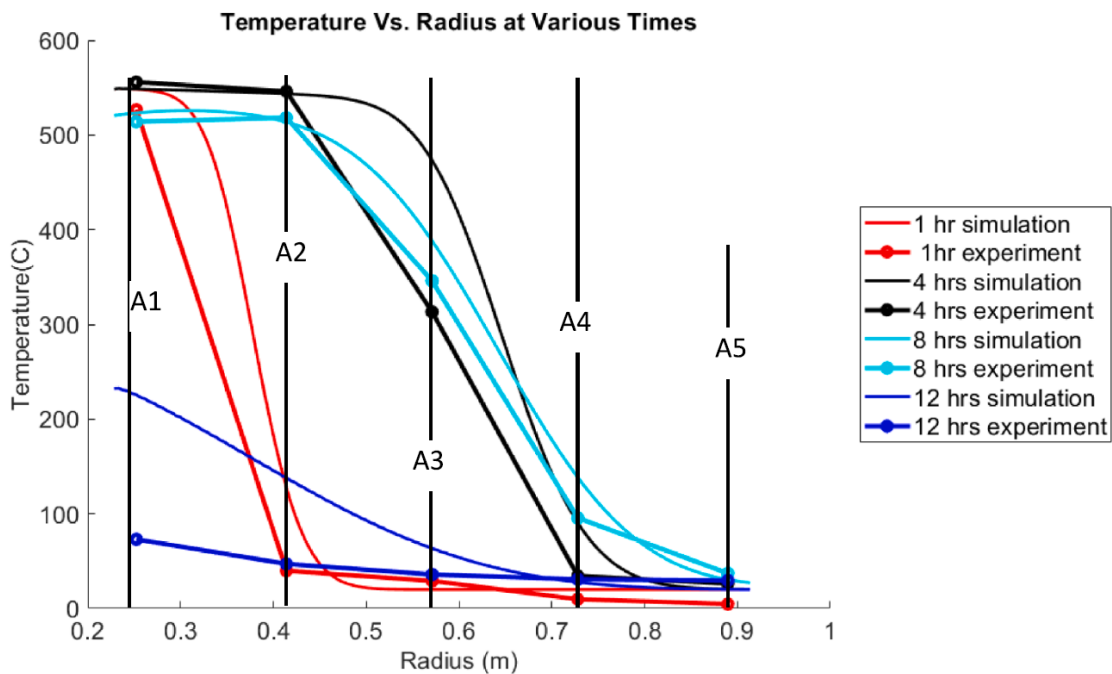


Figura 5.2: Test 4 resultados experimentales y simulados: Temperatura vs. Radio en distintos tiempos. Fuente: Extraído de [2]

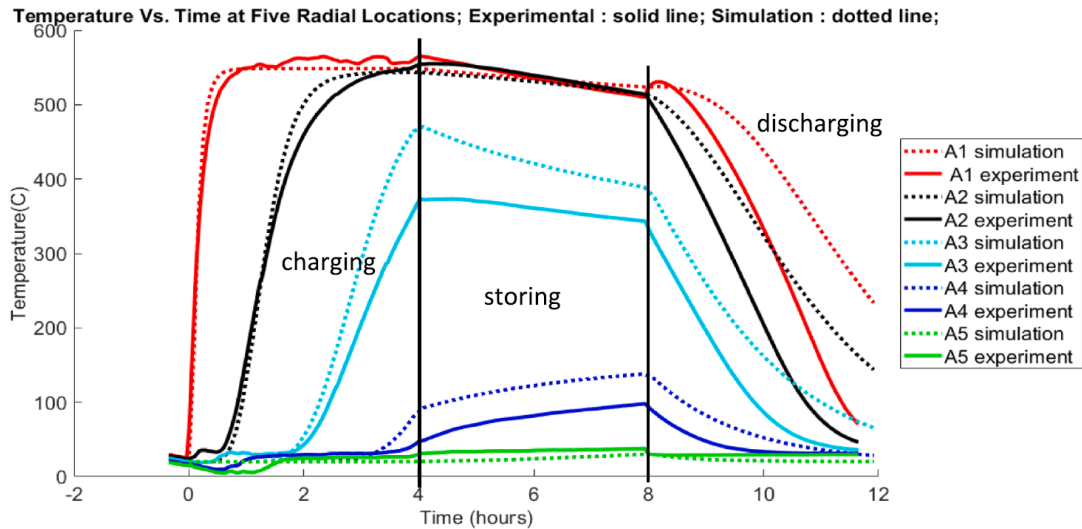


Figura 5.3: Test 4 resultados experimentales y simulados: Temperatura vs. Tiempo en 5 posiciones radiales (A1, A2, A4 y A5). Fuente: Extraído de [2]

5.1.2. Un acercamiento de elementos discretos para modelar un almacenador térmico de lecho empacado

El artículo presenta un modelo térmico discreto que combina un enfoque Euleriano unidimensional con un modelo Lagrangiano tridimensional basado en DEM, con el objetivo de capturar a nivel de partícula los mecanismos de TDC de conducción directa e indirecta, convección y radiación en un almacenador térmico de lecho empacado con flujo axial. Se implementó la generación de la distribución de partículas mediante el software LIGGGHTS y un acoplamiento en Python de los submodelos de calor, validando la metodología frente a datos experimentales de Meier [5] y ante un modelo continuo de Hanchen [4], obteniendo un error mínimo absoluto de 8 K con respecto a los datos experimentales.

En la simulación DEM, se emplean partículas monodispersas de 0,02 m de diámetro con módulo de Young de 1×10^9 Pa, coeficiente de Poisson 0,4, coeficiente de restitución 0,2 y coeficiente de fricción 0,7. Las partículas se introducen aleatoriamente y sedimentan bajo gravedad hasta que la energía cinética total cae por debajo de 1×10^{-9} J. El dominio fluido se discretiza axialmente en cilindros, en los cuales se calcula localmente la porosidad media y el coeficiente de convección mediante la correlación de Ranz–Marshall, estimando así el número de Nusselt local en cada elemento [16].

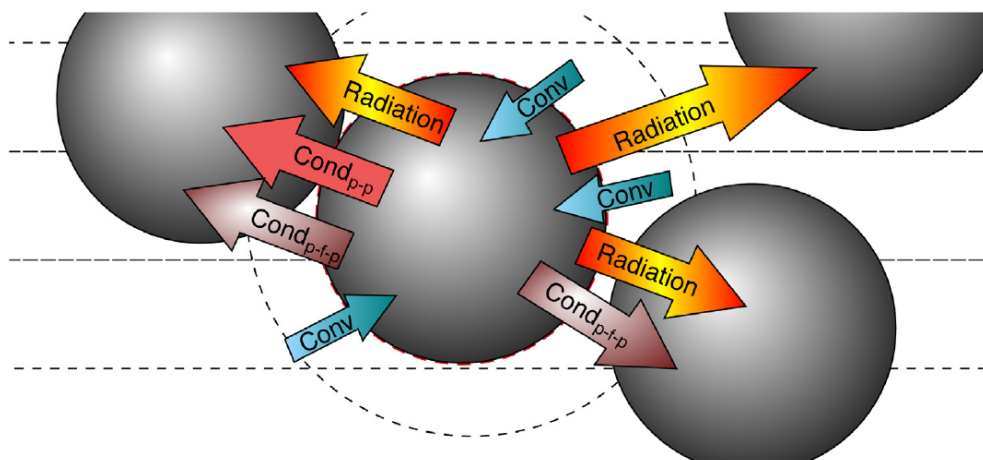


Figura 5.4: Balance de energía para cada partícula considerando cada mecanismo de TDC. Fuente: Extraído de [3]

A continuación, el modelo asume los supuestos de esferas de tamaño uniforme con temperatura interna isotérmica, flujo plenamente desarrollado, propiedades termofísicas constantes, sin expansión volumétrica térmica ni resistencia de contacto adicional. La conducción directa entre partículas se modela según Batchelor y Brien [17], la conducción indirecta (partícula–fluido–partícula) de acuerdo con una modificación del modelo de Rong y Horio [18] [19], la convección se realizó mediante la discretización del fluido en elementos axiales y calculando el número de Nusselt usando la correlación de Ranz y Marshall [16], y la radiación de largo alcance mediante el método Monte Carlo de trazado de rayos (MCRT) con 2.097.152 rayos generados por partícula dentro de un radio de interacción equivalente a cuatro diámetros de partícula [20].

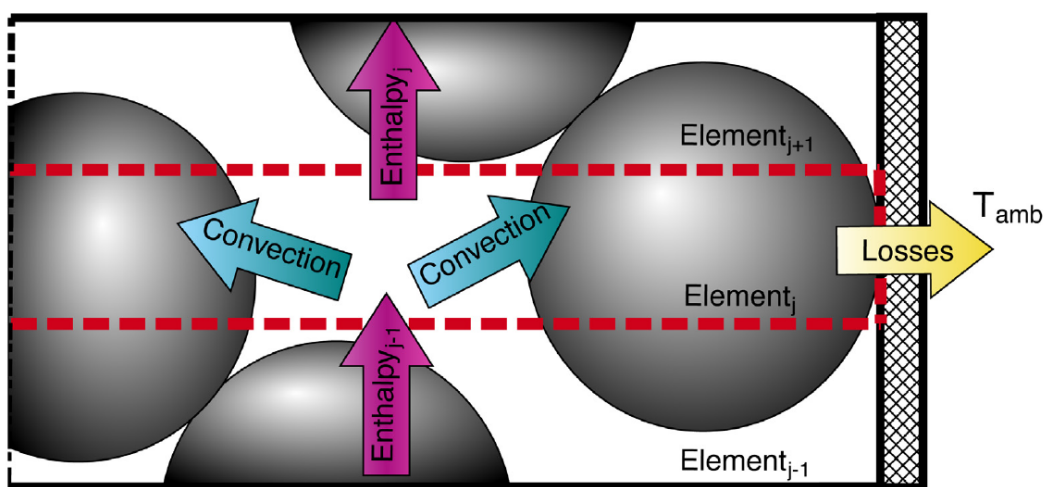


Figura 5.5: Balance de energía de cada elemento de fluido considerando cada mecanismo de transferencia de calor considerando en la simulación. Fuente: Extraído de [3]

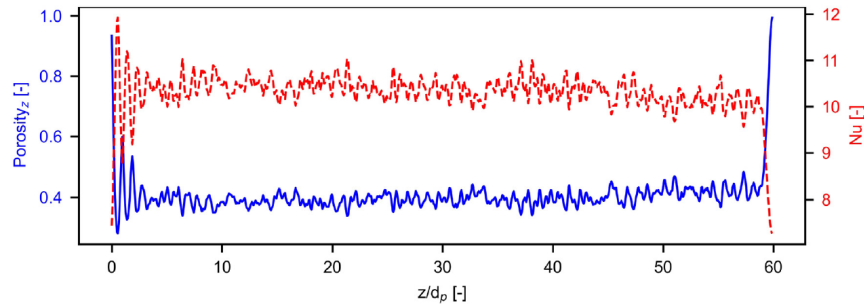


Figura 5.6: Distribución axial de porosidad y número de Nusselt local a lo largo del eje axial dentro del PB. Fuente: Extraído de [3]

Los resultados muestran una excelente concordancia con los datos experimentales y el modelo continuo de referencia. El análisis de sensibilidad evidencia que durante la carga la convección aporta el 85,8 % del calor transferido, mientras que en el estado de reposo la conducción partícula–fluido domina con el 27,5 %. La contribución de la conducción partícula-partícula resulta despreciable (0,3 % en carga y 1,5 % en reposo), subrayando la importancia de seleccionar adecuadamente la correlación de Nusselt para reproducir con precisión el comportamiento térmico del sistema. Además, se destaca que la radiación si bien corresponde a 3,8 % en la etapa de carga, en estado de reposo se obtiene una contribución del 17,4 %, se esclarece que estos valores están sobreestimados debido a que se asumió la emisividad de un cuerpo negro.

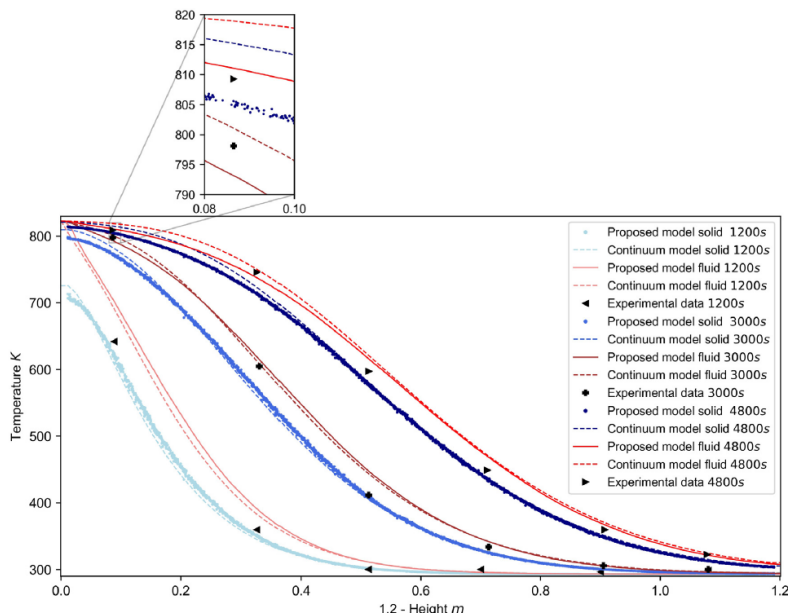


Figura 5.7: Perfil de temperatura obtenido para el sólido y el fluido con el modelo propuesto, el modelo continuo de Hächen [4] y los resultados experimentales de Meier [5]. Fuente: Extraído de [3]

5.1.3. Comparación de topologías de flujo en lecho empacado para almacenamiento térmico de alta temperatura bajo condiciones limitadas

El presente artículo desarrolla un estudio comparativo de cuatro configuraciones geométricas de almacenamiento térmico en lecho empacado (PBTES): tanque cilíndrico vertical con flujo axial, cono truncado con diámetro menor en el inferior, cono truncado con diámetro mayor en el inferior y cilindros concéntricos con flujo radial, bajo las condiciones operativas de una planta de concentración solar (CSP) de alta temperatura usando aire atmosférico como HTF y escoria de cobre como material sólido de almacenamiento.

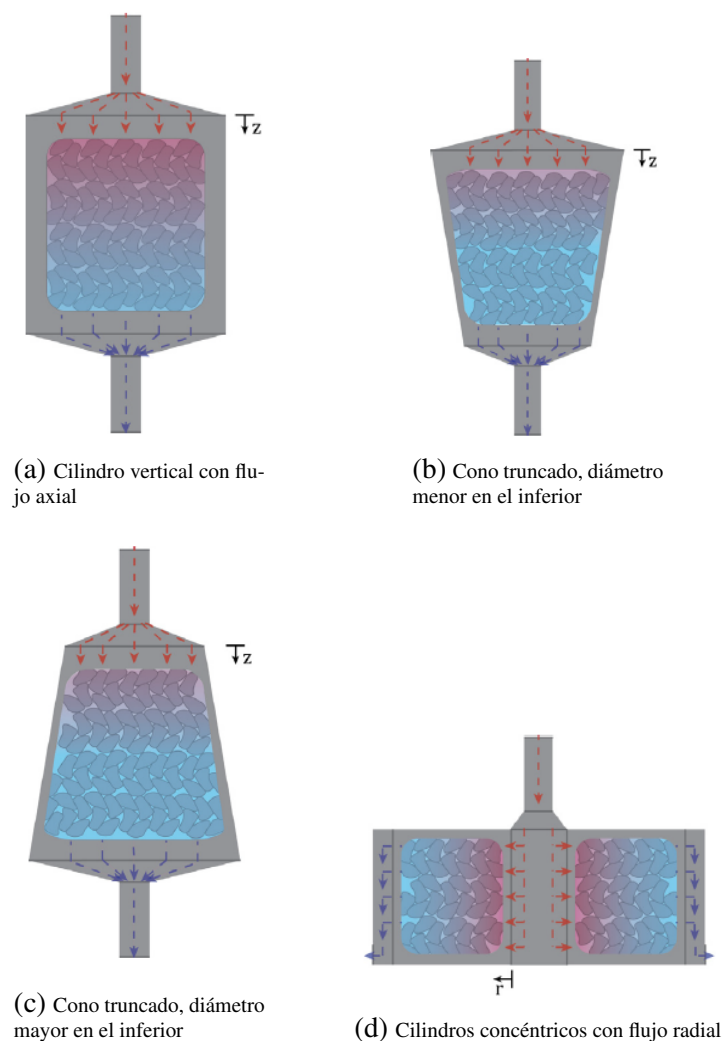


Figura 5.8: Geometrías de los PBTES. Extraído de [6]

Se implementa un modelo computacional continuo unidimensional extendido para todas las topologías, y se valida con datos experimentales obtenidos de Meier [5], obteniéndose un error medio

absoluto máximo de 10,4 °C en la fase de carga. La validación comparativa se puede observar en la figura 5.9.

El modelo acopla un balance de energía en el fluido y en el sólido, considerando esferas monodispersas de 0,02 m de diámetro con temperatura uniforme en cada una, flujo uniforme tipo pistón y propiedades termofísicas constantes en sólido y dependientes de temperatura en fluido. Se emplea el modelo de Gunn [15] para el coeficiente volumétrico de convección, mientras que las pérdidas térmicas a través de la pared se modelan con coeficientes globales de transmisión de calor basados en convección interna y externa y conducción en el material del PB y en una capa de aislante.

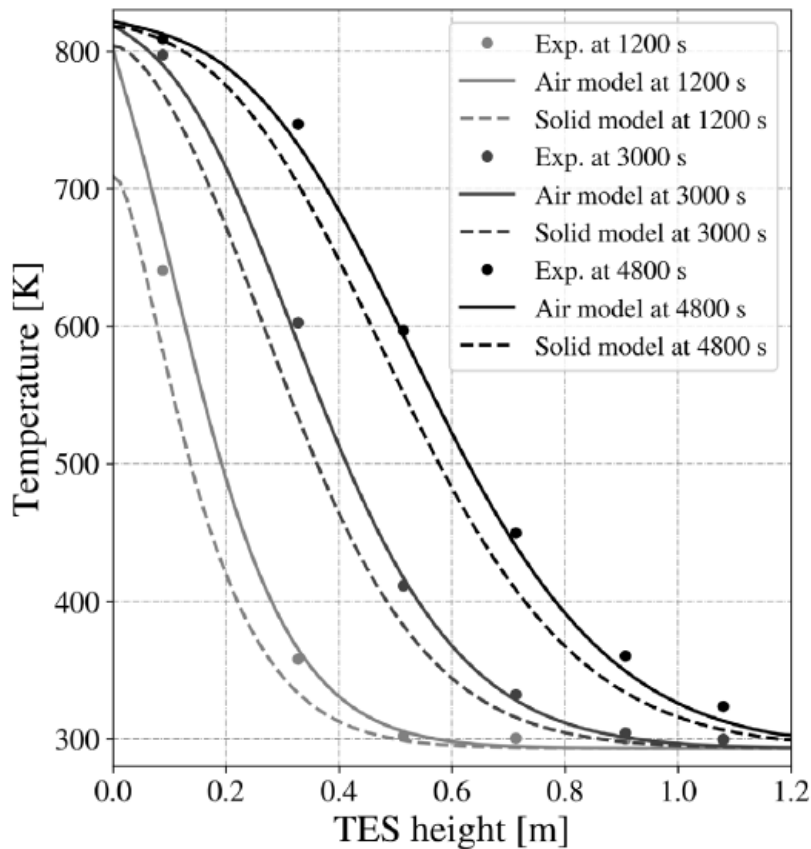
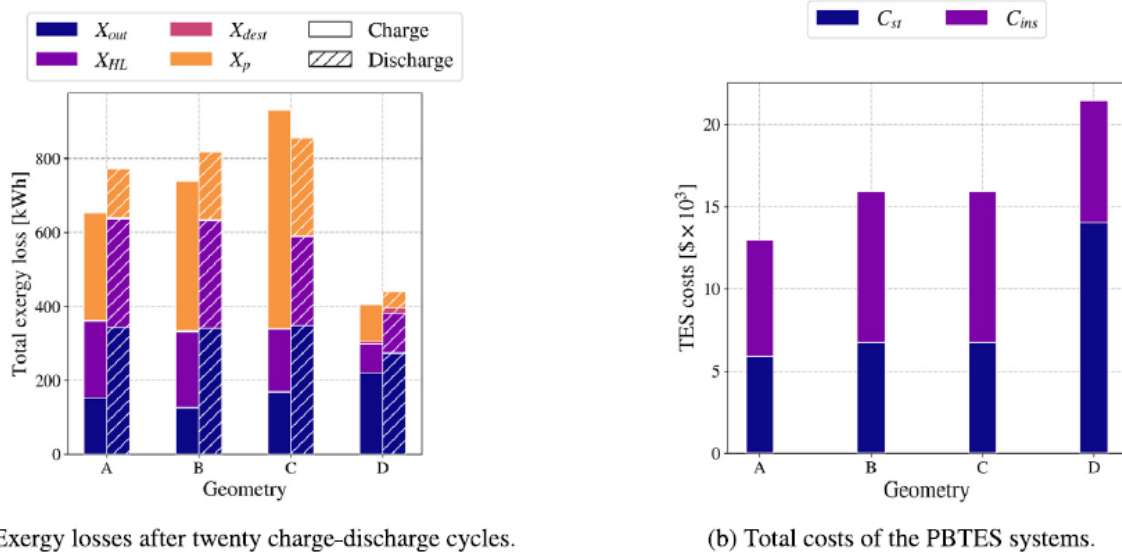


Figura 5.9: Validación del modelo térmico con los datos experimentales reportados en [5]. Extraído de [6]

Los análisis termodinámicos de primera y segunda ley revelan que la topología radial reduce las pérdidas globales de energía hasta en un 63 %. También reduce las pérdidas hidráulicas. Por otro lado, su costo por energía almacenada es mayor comparado con las otras convencionales, siendo un 54 % más costoso que la geometría axial. El estudio paramétrico sugiere que volúmenes mayores y cortes de temperatura bajos optimizan la eficiencia del ciclo carga y descarga. Un análisis de Pareto entre pérdidas exergéticas específicas y costos energéticos identifica a las topologías axial y radial como candidatos óptimos según el criterio de diseño.



(a) Exergy losses after twenty charge-discharge cycles.

(b) Total costs of the PBTES systems.

Figura 5.10: Comparación térmica y económica de las topologías evaluadas. Extraído de [6]

5.1.4. Una comparación del flujo radial y axial en lechos empacados para almacenamiento de energía térmica

El artículo propone un modelo termodinámico unidimensional para analizar y comparar el comportamiento de lechos empacados de flujo radial frente a configuraciones convencionales de flujo axial, empleando métodos de la Segunda Ley para cuantificar pérdidas exergéticas. La TDC se modela mediante el modelo continuo de 2 fases adaptado de Schumann [14], e incluye pérdidas térmicas, de presión, por conducción, en el almacenamiento y por fugas, de forma consistente para ambas geometrías. Se utiliza argón como HTF y magnetita de 0,02 m de diámetro como material sólido de almacenamiento, asumiendo un flujo plenamente desarrollado y propiedades termofísicas constantes en el sólido y en función de la temperatura en el gas. Para asegurar una comparación justa, se diseñan lechos axial y radial dimensionalmente similares, igualando volúmenes, tiempos característicos y condiciones de operación. El lecho axial consiste en un cilindro de 5,45 m de altura y diámetro, mientras que el lecho radial tiene un diámetro externo de 7,50 m, diámetro interno de 1,50 m y altura de 3,00 m. Bajo esa base, se analizan las pérdidas instantáneas a lo largo del ciclo de carga y descarga variando el periodo adimensional Π , de manera que las tasas de caída de presión y la forma del frente térmico puedan evaluarse de forma comparativa como se muestra en la figura 5.11.

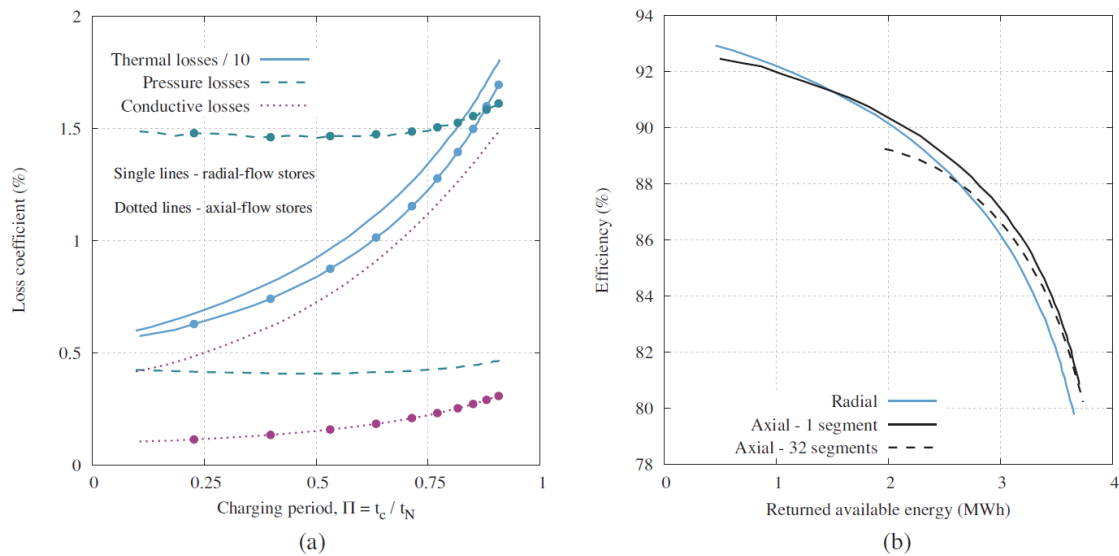


Figura 5.11: Comparación entre lechos empacados de flujo axial y radial de dimensiones similares a medida que varía el periodo adimensional. Las curvas son generadas variando la fracción de temperatura entre 5% y 50% (a). Relación entre la eficiencia y la energía disponible devuelta. Fuente: Extraído de [7]

Los resultados muestran que los lechos radiales experimentan menores pérdidas de presión de hasta un 30% debido a la disminución de la velocidad específica del gas en la dirección radial, pero presentan frentes térmicos más empinados que incrementan las pérdidas térmicas y conductivas en comparación con los lechos axiales para un mismo Π (Fig.5.11). Mediante el algoritmo de optimización multi-objetivo NSGA-II, se evalúa la eficiencia del ciclo de carga y descarga frente al costo de capital normalizado, revelando que, aunque los lechos radiales alcanzan eficiencias comparables de 92%, requieren mayores inversiones de capital por el volumen adicional de los cilindros concéntricos, como se observa en la figura (Fig.5.12).

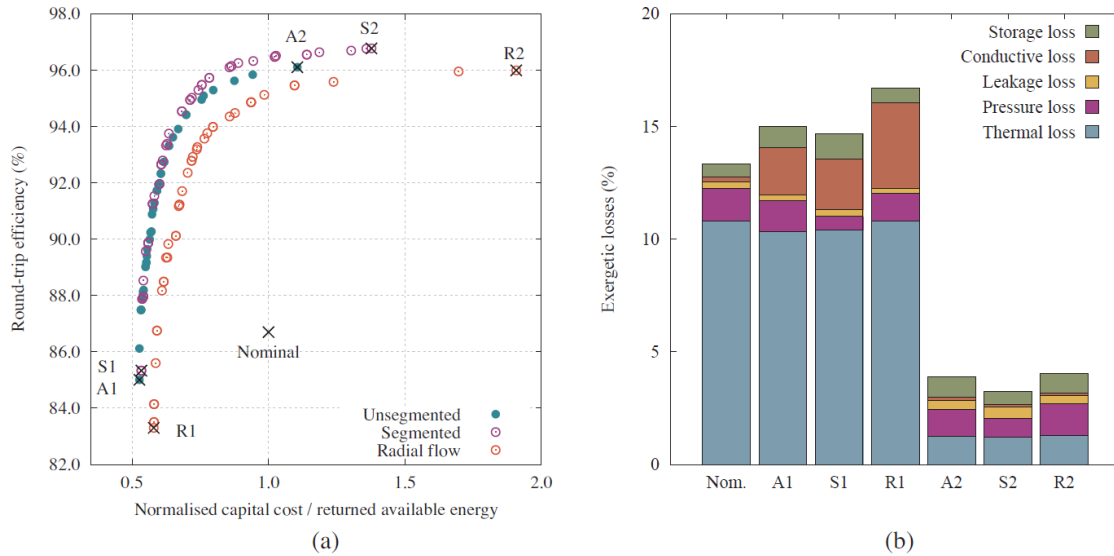


Figura 5.12: Frentes de Pareto (a). Distribución de las pérdidas exergeticas para diferentes diseños, Nom.: flujo axial nominal; A: Flujo axial sin segmentación; S: Flujo axial en segmentos; R: radial (b). Fuente: Extraído de [7]

Las conclusiones principales señalan que los lechos de flujo radial reducen las pérdidas térmicas con el exterior y las pérdidas por presión, pero su ventaja termodinámica se ve contrarrestada por mayores pérdidas por conducción y costos de infraestructura. El estudio sugiere investigar la reducción del volumen del cilindro interior y el uso de configuraciones segmentadas para mejorar la competitividad económica de los diseños radiales.

5.1.5. Optimización del diseño de un innovador almacenador de energía térmica de lecho empacado de flujo radial en capas

El presente artículo desarrolla y optimiza un diseño innovador de almacenador térmico de lecho empacado (PB) con flujo radial estratificado, donde el lecho se divide en dos o tres capas coaxiales con diferentes diámetros de partículas, con el objetivo de mejorar simultáneamente el rendimiento térmico e hidrodinámico en comparación con un lecho radial convencional. Se implementa un modelo continuo unidimensional extendido de dos fases (fluido-sólido) basado en las ecuaciones de Schumann [14], considerando transferencia de calor convectiva entre fases, pérdidas térmicas con el entorno y caída de presión en el PB. Este modelo se valida utilizando datos experimentales y resultados numéricos de la literatura previa.

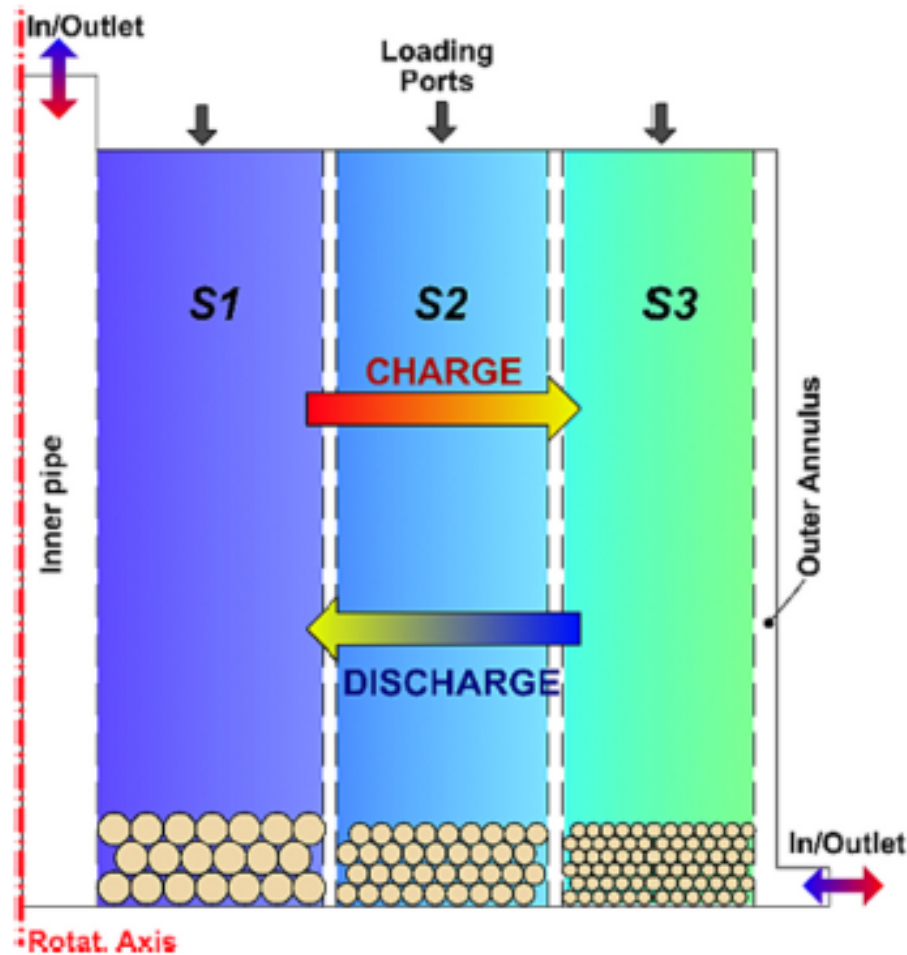


Figura 5.13: Esquema axisimétrico del lecho empacado por capas propuesto: S1 (interna), S2 (intermedia) y S3 (externa). Fuente: Extraído de [8]

La configuración propuesta utiliza aire como fluido de transferencia de calor (HTF) y cerámicas comerciales como material de almacenamiento sólido. El diseño geométrico consiste en capas concéntricas (S1, S2, S3) alrededor de un cilindro interno central, donde el flujo radial ocurre de adentro hacia afuera durante la carga y en sentido inverso durante la descarga, como se ilustra en la figura 5.13. Para optimizar el compromiso entre rendimiento térmico y pérdidas por caída de presión, se disponen partículas de mayor diámetro en la capa interna, para reducir la resistencia hidráulica, y partículas más pequeñas en las capas exteriores, maximizando así el área superficial para la transferencia convectiva y limitando la degradación de la termoclina. Los resultados obtenidos destacan reducciones significativas en la caída de presión, logrando disminuciones superiores al 70 % respecto al lecho radial monolítico y hasta un 85 % frente a sistemas axiales convencionales, con una penalización en la duración útil menor al 5 %. Las curvas de Pareto obtenidas revelan que una configuración estratificada con solo dos capas alcanza resultados prácticamente equivalentes en rendimiento térmico e hidrodinámico en comparación con un diseño de tres capas, facilitando así su

implementación constructiva. La figura 5.14 muestra claramente estos frentes de Pareto obtenidos para las configuraciones analizadas.

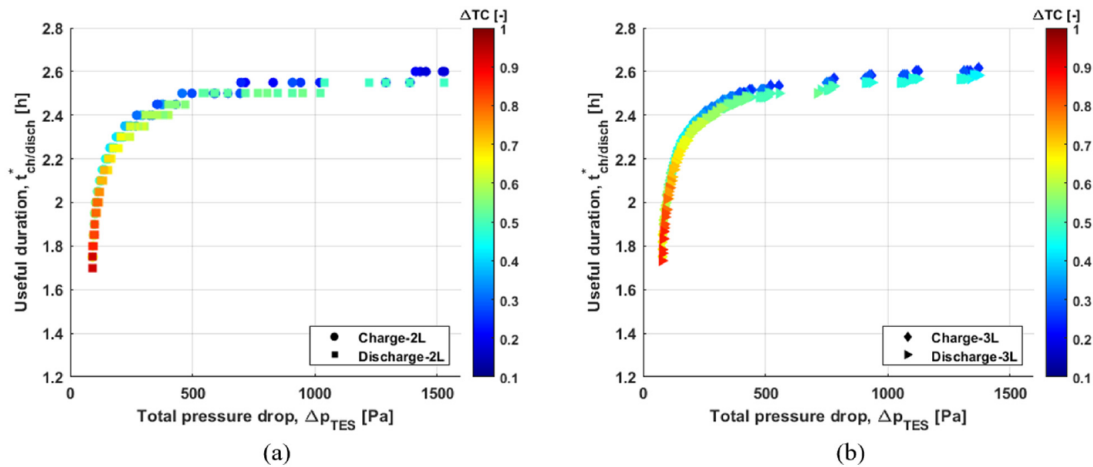


Figura 5.14: Frentes de Pareto de una optimización multiobjetivo de los KPIs (caída de presión y tiempo útil de carga y descarga) de los diseños propuestos con 2 capas coaxiales (a) y 3 capas coaxiales (b) para una unidad de 10 MWh. Fuente: Extraído de [8]

Finalmente, el análisis de sensibilidad realizado indica que los tiempos de operación, las temperaturas de diseño y la selección del material sólido afectan principalmente la duración útil del almacenamiento y el espesor de la termoclina, pero tienen un menor impacto en la caída de presión. De esta forma, se concluye que la configuración propuesta permite modular eficientemente el desempeño del PB según las escalas y requisitos operativos específicos, sentando las bases para futuras implementaciones experimentales.

5.1.6. Evaluación experimental de un almacenador térmico de lecho empacado de flujo radial a alta temperatura

El artículo introduce y evalúa experimentalmente un prototipo de almacenador térmico de lecho empacado con flujo radial a alta temperatura, de escala de laboratorio y capacidad de 49,7 kWh, operando con aire seco no presurizado entre 25 y 700 °C. Los puntos de operación se agrupan como casos A–G: A–C varían la temperatura de carga entre 500 y 700 °C, D–E modifican la temperatura de descarga entre 25 y 100 °C y F–G ajustan el caudal másico del HTF en 25,8 y 28,7 g/s, lo que permite comparar de manera consistente los indicadores térmicos e hidrodinámicos clave. El diseño concéntrico (tubo interior y tanque cilíndrico con anillo externo) se rellena con partículas cerámicas Denstone 2000 con 6 mm de diámetro hidráulico. La instrumentación contempla 56 termocuplas tipo K distribuidas radial y axialmente, dos transductores de presión absoluta y un transductor diferencial, permitiendo mapear la evolución térmica y las pérdidas de presión a lo largo del ciclo.

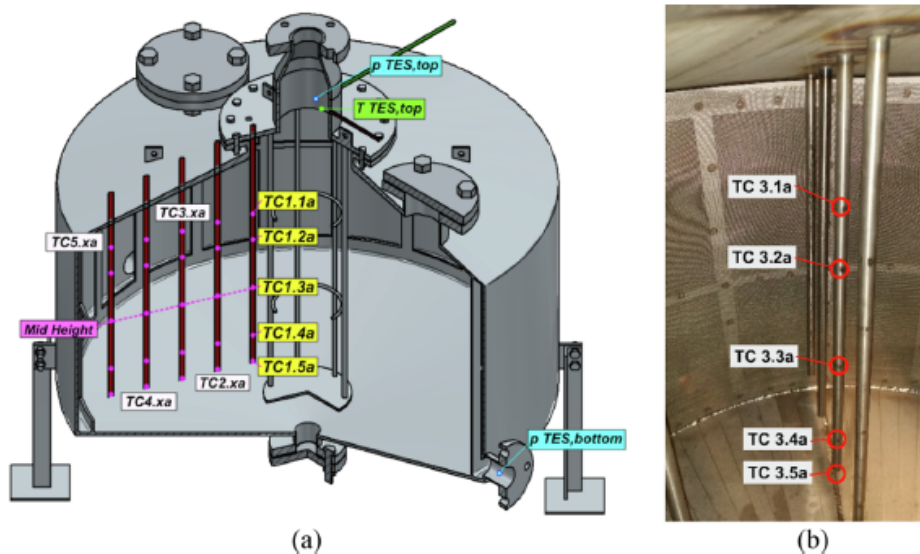


Figura 5.15: (a) Vista en corte del PB con las termocuplas, (b) Fotografía de las termocuplas. Fuente: Extraído de [9].

Se definen y emplean indicadores adimensionales y KPIs (temperaturas adimensionales de salida, espesor de termoclina $\Delta\delta$, estado de carga SoC , eficiencias de carga/descarga y total, e índice de uniformidad térmica ζ_{th}) para comparar múltiples puntos de operación variando T_{in} y \dot{m} . Los resultados confirman dos ventajas clave del flujo radial, pérdidas de presión limitadas con valores por debajo de 1 mbar en el rango de Re^* ensayado y pérdidas térmicas reducidas en torno a 1,11 % en reposo después de una carga a 700 °C, a SoC cercano a 55,8 %. Además, se reporta una eficiencia térmica total máxima de 71,8 % en el caso de 500 °C de temperatura de carga.

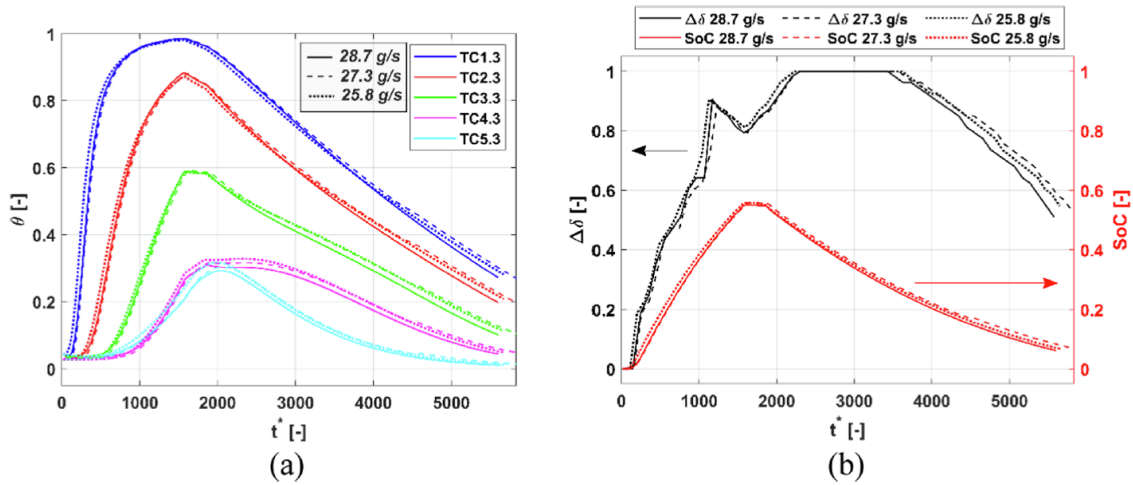


Figura 5.16: (a) Mediciones adimensionales de temperatura del fluido a altura intermedia para los casos B, F y G, (b) Espesor de la termoclina calculada y SoC para los casos B, F y G. Fuente: Extraído de [9].

No obstante, se observa degradación de la termoclina asociada a no uniformidades locales de porosidad y distribución de flujo, lo que deteriora la uniformidad térmica en zonas externas del lecho. El trabajo sugiere mejoras geométricas (modulación de porosidad en mallas interior/externor), control de \dot{m} en descarga para potencia térmica constante y la posible inclusión de una capa PCM para estabilizar la temperatura de salida.

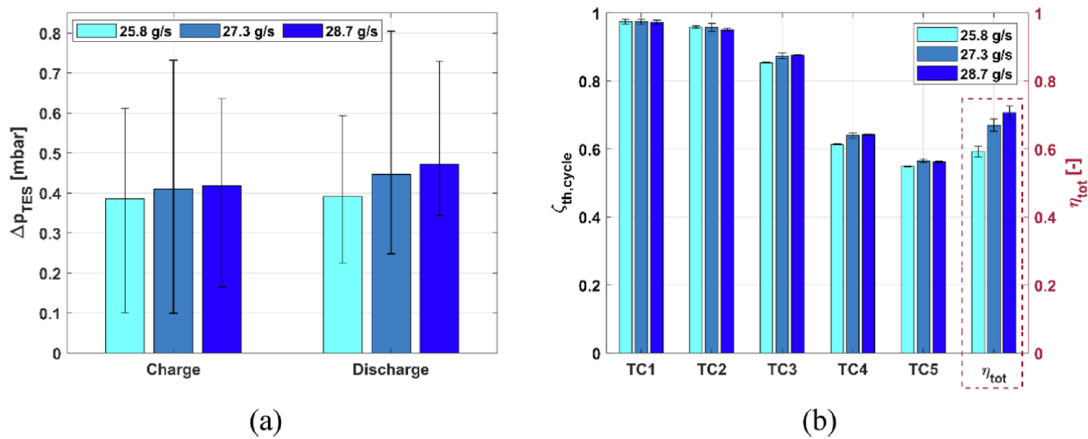


Figura 5.17: (a) Caída de presión promedio durante la carga y descarga en los casos B, F y G. (b) Eficiencias para los casos B, F y G. Fuente: Extraído de [9].

5.1.7. Síntesis de la literatura disponible y limitaciones de los enfoques existentes

Los trabajos revisados sobre lechos empacados de flujo radial muestran ventajas térmicas e hidráulicas consistentes frente a configuraciones axiales, tales como menores pérdidas de presión y reducción de pérdidas de energía, con desempeños experimentales alentadores en prototipos a alta temperatura. Sin embargo, la evidencia disponible proviene principalmente de implementaciones experimentales y de modelos continuos unidimensionales en dirección radial. Estos enfoques resultan adecuados para capturar tendencias globales y estimar indicadores como eficiencias del ciclo y pérdidas, pero presentan limitaciones para el análisis local del medio granular, no permiten cuantificar por separado los mecanismos de transferencia de calor, recurren a coeficientes de transferencia de calor efectivos, porosidad y velocidad constantes y uniformes. Adicionalmente, no pueden incorporar la heterogeneidad de las propiedades de las partículas ni su efecto sobre la evolución local de temperatura y el desempeño del equipo. En conjunto, estas restricciones indican que, si bien los resultados experimentales y continuos sustentan la viabilidad y ventajas generales del flujo radial, no son suficientes para explicar ni evaluar con resolución local los mecanismos de transferencia de calor y la sensibilidad del sistema a nivel partícula y la variabilidad del material propio de un lecho empacado.

5.2. Identificación de la brecha del conocimiento

La revisión bibliográfica mostró que los lechos empacados de flujo radial ofrecen ventajas relevantes frente a las configuraciones axiales. Entre ellos se destaca la reducción de las pérdidas de presión de hasta un 30 %, disminución global de pérdidas de energía del orden del 63 % y una mayor extensión de la zona de alta temperatura en la termoclina. A esto se suman resultados experimentales en prototipos radiales de alta temperatura, donde se registran caídas de presión inferiores a 1 mbar, pérdidas térmicas en reposo cercanas a 1,11 % y eficiencias térmicas totales máximas de 71,8 %. En conjunto, estos resultados sugieren un potencial de mejora transversal del desempeño térmico e hidrodinámico cuando se adopta la topología radial.

No obstante, los desarrollos de modelación identificados en el estado del arte se basan mayoritariamente en formulaciones continuas unidimensionales, y el trabajo en elementos discretos revisado corresponde a un lecho de flujo axial. No se ha reportado un modelo de elementos discretos para lechos empacados con flujo radial que represente explícitamente los fenómenos de transferencia a nivel de partícula en régimen transitorio, incluyendo la heterogeneidad local de porosidad, el balance energético de cada partícula y variación de las propiedades térmicas del material.

Dado que los lechos empacados están constituidos por material granular, el enfoque de elementos discretos resulta particularmente adecuado para describir su estructura y su termodinámica. Un modelo tridimensional de elementos discretos para flujo radial permitiría cuantificar de manera local los mecanismos de transferencia de calor, evaluar el efecto de la distribución real de porosidad y de la convección, conducción p-p y p-f-p, y generar información directamente utilizable para el

diseño y dimensionamiento de almacenadores en aplicaciones industriales. En este contexto, el desarrollo de un modelo computacional DEM tridimensional para un lecho empacado de flujo radial constituye la brecha principal identificada y se justifica por su potencial para mejorar la comprensión física y el desempeño de los almacenadores térmicos en aplicaciones reales.

Capítulo 6

Metodología

6.1. Modelo Continuo

Se desarrolla un modelo continuo, unidimensional, y transitorio en coordenada radial, con el fin de simular el comportamiento térmico de un lecho empacado con aire como fluido de transferencia de calor y grava 3/8" como material sólido de almacenamiento. La formulación se basa en una adaptación del modelo Schumann [14] a la geometría de flujo radial, en general, se mantiene la determinación de un coeficiente de TDC de convección volumétrico H_{sg} , y se incorpora la difusión térmica efectiva en el lecho y pérdidas globales de calor. El modelo considera los siguientes supuestos principales.

- (a) Se desprecia la TDC por radiación y conducción del fluido.
- (b) Las propiedades del sólido y del fluido se asumen constantes.
- (c) El número de Biot de las partículas es lo suficientemente pequeño como para suponer que la temperatura es uniforme dentro de las esferas.
- (d) El principal mecanismo de TDC es la convección forzada.
- (e) El coeficiente volumétrico de TDC por convección se considera constante.

En la figura 6.1 se muestra el esquema del diseño 3D del almacenador térmico de lecho empacado radial, cuyas dimensiones son las utilizadas tanto en el modelo continuo como en el modelo DEM. Está compuesto por una triple carcasa cilíndrica concéntrica. Los dos cilindros interiores presentan perforaciones radiales que producen que el flujo del fluido de trabajo sea radial a través del material granular. El fluido ingresa por la abertura central, atraviesa el lecho desde el cilindro interno hacia el intermedio y, finalmente, es colectado en la sección contenida por el tercer cilindro exterior, donde se ubica la salida. Las dimensiones principales del PB son radio interno r_i de 9 in, radio externo r_o de 3 ft y altura B de 0,47 m.

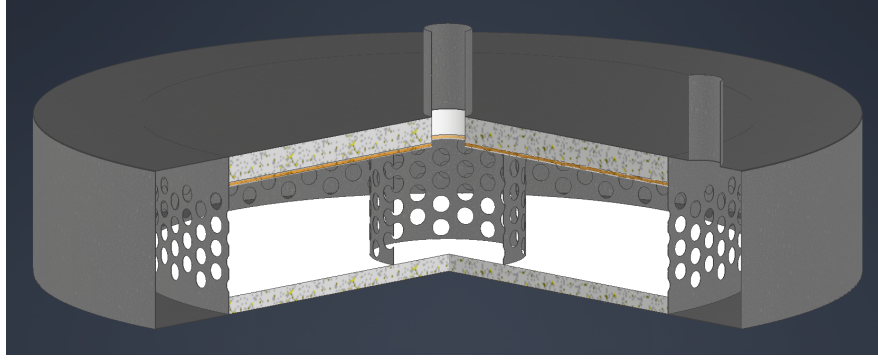


Figura 6.1: Vista en corte del diseño 3D del PB.

6.1.1. Sistema de ecuaciones diferenciales parciales

Al realizar el balance de energía en un volumen de control diferencial de espesor dr y área $A(r)$ de acuerdo con la figura 6.2, el sistema de ecuaciones de la fase fluida y sólida queda:

$$\frac{\partial T_g}{\partial t} + \frac{\dot{M}}{\varepsilon A \rho_g} \frac{\partial T_g}{\partial r} = - \frac{H_{sg}}{c_g \rho_g \varepsilon} (T_g - T_s) \quad (6.1)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{H_{sg}}{c_s \rho_s (1 - \varepsilon)} (T_g - T_s) + \alpha_s \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) \right] - k (T_s - T_0) \quad (6.2)$$

$$k = \frac{h_{TOP} + h_{BOT}}{c_s \rho_s (1 - \varepsilon) B} \quad (6.3)$$

Donde α_s es la difusividad térmica efectiva del lecho empacado y H_{sg} es el coeficiente de transferencia de calor por convección volumétrico. Los parámetros principales del sistema se encuentran detallados en la tabla 6.1.

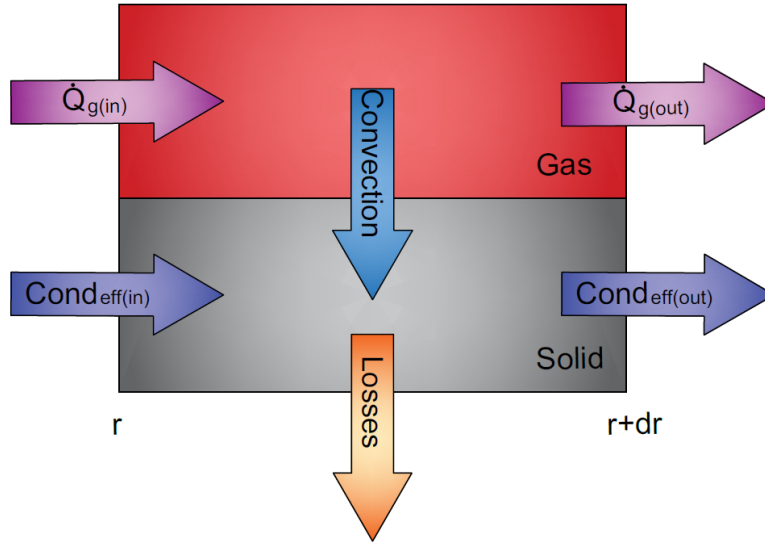


Figura 6.2: Balance de energía del modelo continuo.

6.1.2. Condiciones iniciales y de borde

Las condiciones iniciales y de borde para la fase sólida y fluida son las siguientes:

$$T_g(r, t_0) = T_{max} \quad T_g(r_i, t) = T_{max}, \quad \left. \frac{\partial T_g}{\partial r} \right|_{r_o} = 0, \quad (6.4)$$

$$T_s(r, t_0) = T_{ref} \quad T_s(r_i, t) = T_{max}, \quad \left. \frac{\partial T_s}{\partial r} \right|_{r_o} = 0, \quad (6.5)$$

Con las condiciones presentadas en las ecuaciones 6.4 y 6.5, se da solución al sistema de ecuaciones diferenciales del balance de energía presentado.

6.1.3. Coeficiente de convección volumétrico y correlación de Nusselt

En primer lugar, se introducen, la relación entre el coeficiente de convección volumétrico H_{sg} y el superficial h_{sg} [2], con la definición del número de Nusselt Nu .

$$H_{sg} = \frac{6 h_{sg} (1 - \varepsilon)}{\alpha_{SF} D_p}, \quad Nu = \frac{h_{sg} D_p}{k_g}. \quad (6.6)$$

El número de Nusselt se obtiene mediante la correlación definida por Gunn [15]. Debido a que permite incorporar el valor de la porosidad ε y está definido para amplios valores de Reynolds Re .

$$Nu = (7 - 10\varepsilon + 5\varepsilon^2) (1 + 0,7 Re^{1/5} Pr^{1/3}) + (1,33 - 2,4\varepsilon + 1,2\varepsilon^2) Re^{0,7} Pr^{1/3} \quad (6.7)$$

$$Re < 10^4, \quad 0,35 < \varepsilon < 1$$

Tabla 6.1: Parámetros del modelo continuo

Parámetro	Valor o fórmula	Unidades	Descripción
α_{sf}	0.9	–	Factor de forma de las partículas sólidas.
α_{th}	3×10^{-7}	m ² /s	Difusividad térmica de la grava.
B	0.470	m	Profundidad del lecho (18.5 in).
D_p	0.009525	m	Tamaño de partícula (3/8 in).
c_s	840	J/(kg·K)	Calor específico de la roca.
c_g	$[1000 + \frac{150}{800^\circ\text{C}} T_g]$	J/(kg·K)	Calor específico del aire; T_g en °C.
h_{out}	1.66 (superficie superior) 0.10 (superficie inferior)	W/(m ² ·K)	Coefficientes globales de pérdidas.
k_s	1.5	W/(m·K)	Conductividad térmica del sólido.
k_{eff}	$[k_g^{-1} + (1 - \varepsilon)k_s^{-1}]^{-1}$	W/(m·K)	Conductividad efectiva del lecho.
k_g	$1,5207 \times 10^{-11}T^3 - 4,8574 \times 10^{-8}T^2 + 1,0184 \times 10^{-4}T - 3,9333 \times 10^{-4}$	W/(m·K)	Conductividad del aire seco (T en K).
μ_g	$17,15 \times 10^{-6} \left(\frac{T}{273 \text{ K}} \right)^{3/2} \frac{273 + 113}{T + 113}$	Pa·s	Viscosidad del aire (Sutherland).
ε	0.4	–	Porosidad del lecho.
ρ_s	2500	kg/m ³	Densidad del sólido.
T_{max}	550	°C	Temperatura de carga del aire.
T_{ref}	20	°C	Temperatura ambiente de referencia.
ρ_g	$\rho_g = 1,225 \frac{293,15}{T_g + 273,15}$ (nivel del mar) $\rho_g = 1,000 \frac{293,15}{T_g + 273,15}$ (5280 ft)	kg/m ³	Densidad del aire (T_g en °C).
\dot{M}	0.06	kg/s	Caudal másico del HTF (aire).

6.1.4. Aspectos computacionales

Las ecuaciones (6.1)–(6.2), con variables en el espacio y en el tiempo, se resuelven, la parte espacial con diferencias finitas en una malla radial de 200 puntos, en consecuencia se utilizó un diferencial $\Delta r = 3,429 \times 10^{-3}$, y la integración temporal se realizó mediante integración de Euler explícito, con un $\Delta t = 1 \times 10^{-3}$.

En general, el sistema de ecuaciones planteado, se desarrolla como un sistema vectorial, que describe un sistema lineal representado por la ecuación 6.8.

$$\frac{d\mathbf{T}}{dt} = -A \mathbf{T} + \mathbf{T}_0 + \mathbf{V}, \quad \mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_g \\ T_s \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

donde A es la matriz de coeficientes resultante de la discretización espacial, vector \mathbf{T} contiene los valores de temperatura del fluido y el sólido en todas las posiciones discretizadas, el vector \mathbf{T}_0 contiene el valor de temperatura independiente del sistema, y \mathbf{V} se define para sobrescribir las condiciones de borde definidas.

Para la integración de Euler explícito, la estabilidad numérica depende del radio espectral de A . En particular, se requiere:

$$\Delta t < \frac{2}{\lambda_{\text{máx}}(A)}, \quad (6.9)$$

siendo $\lambda_{\text{máx}}(A)$ el valor propio con mayor parte real de A . Al estimar $\lambda_{\text{máx}}(A)$ y aplicando la relación definida, se obtiene el paso del tiempo crítico

$$\Delta t_{\text{crítico}} \approx 3,428916285 \times 10^{-3} \text{ s.} \quad (6.10)$$

6.2. Modelo con el método de elementos discretos

El modelo térmico DEM propuesto se fundamenta en la primera ley de la termodinámica y formula balances diferenciales de energía para cada una de las fases involucradas. En el caso de la fase sólida, se establece un balance energético para cada partícula del lecho empacado, incorporando los principales mecanismos de TDC, conducción de calor entre partículas en contacto, conducción indirecta con aquellas que se encuentran dentro de la zona de interacción cercana, y convección de calor entre el fluido y las partículas, tal como se muestra en la figura 6.6. El balance de energía de la fase fluida presentado en la figura 6.7, considera la transferencia por convección hacia las partículas, el flujo energético entre cada elemento de fluido, y pérdida de calor del fluido en la zona adyacente al manto del cilindro exterior. En este modelo, se desestima la TDC por radiación, ya que es una suposición razonable al trabajar con temperaturas menores a 600 °C [2].

El desarrollo del modelo comprende la construcción de la geometría principal del lecho mediante su simulación con DEM, lo que permite obtener la distribución espacial de las partículas y sus contactos efectivos. A partir de esta configuración se establecen las condiciones de borde y se definen las propiedades termofísicas de las fases sólida y fluida, consideradas homogéneas y constantes en el tiempo. Posteriormente, se formulan los balances energéticos para cada partícula y el fluido circundante, lo que conduce a un sistema acoplado de ecuaciones diferenciales.

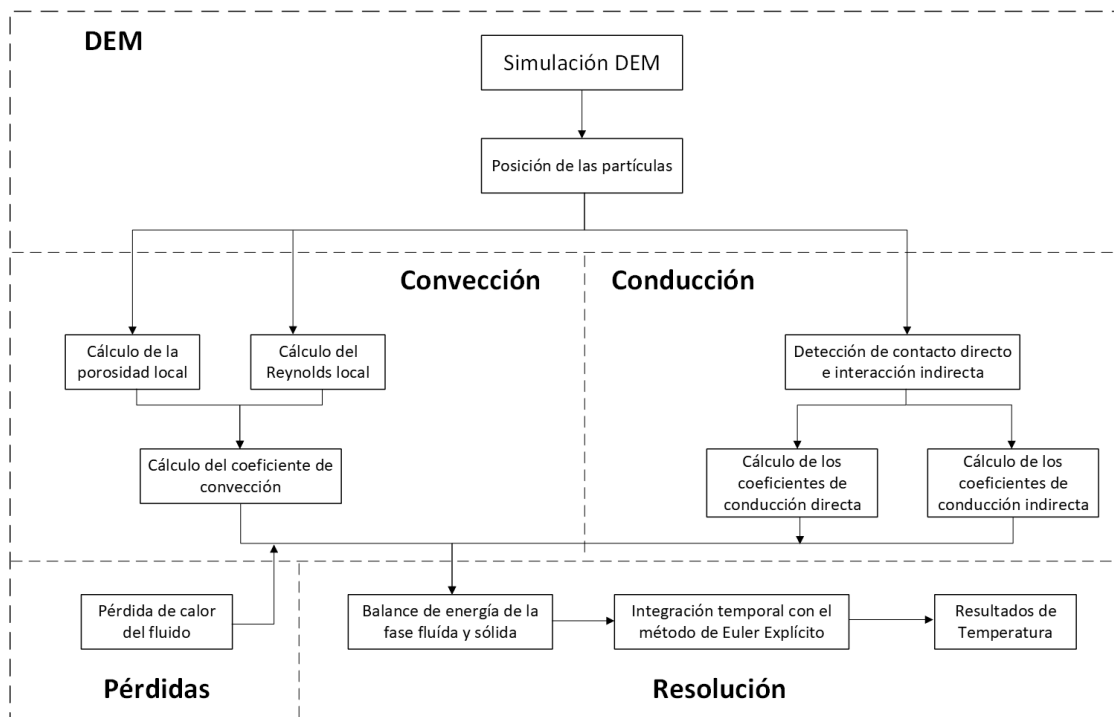


Figura 6.3: Diagrama general de la metodología implementada.

La figura 6.3 sintetiza la secuencia del modelo implementado. El proceso inicia con la simulación DEM, desde la cual se obtienen las posiciones de las partículas. Con esta información se procede

al modelo térmico, el cual sigue con la definición de los mecanismos de TDC de convección y conducción. En la convección, para cada elemento de fluido se calcula la porosidad y el Reynolds local, con ambos valores se determina el coeficiente convectivo partícula–fluido. En la conducción, se identifica la vecindad térmica mediante la detección de contacto directo y de interacción indirecta a través del gas, a partir de ello se evalúan los coeficientes de conducción directa y de conducción indirecta. Ambas secciones convergen en el balance de energía de la fase fluida y de la fase sólida, al cual se añade las pérdidas de calor del fluido con el ambiente. Se resuelve la integración temporal con Euler explícito y el resultado principal son las temperaturas de ambas fases, con las que podemos deducir el comportamiento térmico global y local del lecho empacado.

6.2.1. Geometría del lecho empacado

La geometría principal del lecho empacado de flujo radial, queda confinada por 2 cilindros concéntricos. El flujo de aire ingresa por el cilindro interno y atraviesa radialmente el medio granular hasta la cavidad perimetral de salida. Este esquema define la región disponible para el posicionamiento de las partículas y fija las condiciones de frontera del sistema.

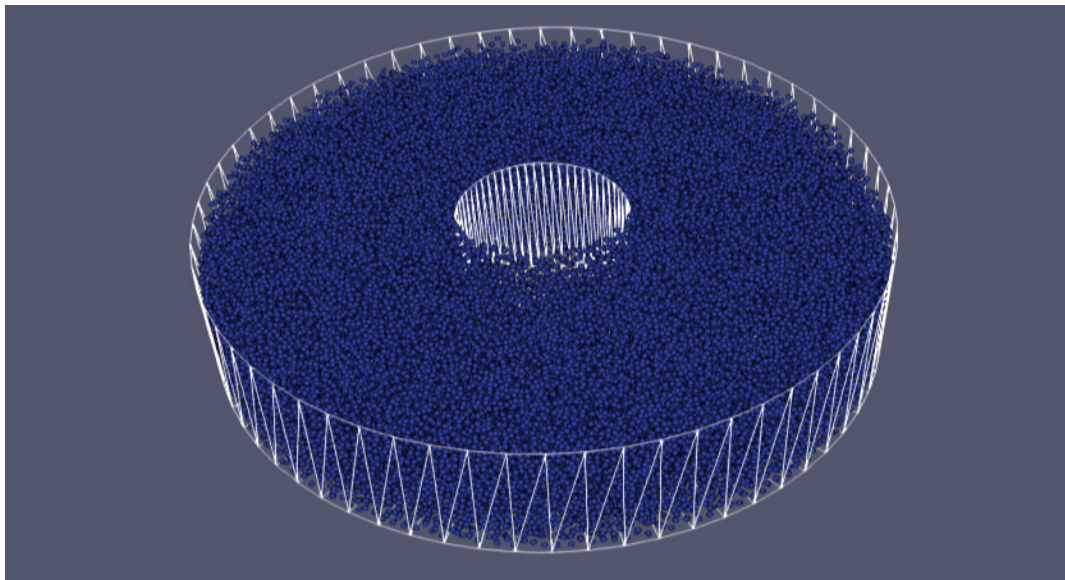


Figura 6.4: Simulación completa del lecho empacado: configuración general y distribución de partículas.

6.2.2. Generación de las partículas con elementos discretos

Se realizó la modelación de las partículas sólidas en el PB utilizando DEM mediante el software YADE, el cual utiliza la teoría de contactos de Hertz para la interacción entre partículas, las cuales,

se generan aleatoriamente en el volumen útil y se dejan caer en caída libre hasta alcanzar un estado cuasi-estático. Los parámetros numéricos y propiedades mecánicas para la simulación DEM resumen en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2: Parámetros principales de entrada en la simulación DEM.

Parámetro	Magnitud	Unidad
Radio de la partícula	15	cm
Paso del tiempo	1×10^{-6}	s
Módulo de Young	120	MPa
Coefficiente de Poisson	0,25	[–]
Coefficiente de restitución	0,50	[–]
Coefficiente de deslizamiento de fricción	0,61	[–]

En la figura 6.5 se puede apreciar que en la sección superior del PB se forma un apilamiento de las partículas, lo cual es común en la caída libre de materiales granulares. Por lo anterior, es que se realiza una filtración de aquellas partículas que tienen una posición axial mayor, a la partícula cercana al manto exterior del PB con el mayor valor en el eje z , este valor de referencia, se tomará como la altura útil del PB, B_u .

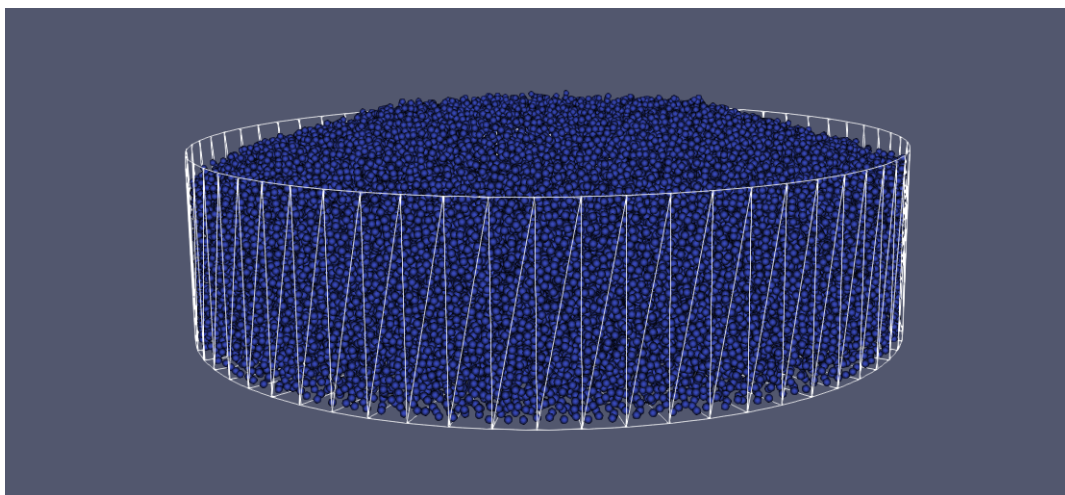


Figura 6.5: Simulación completa del lecho empacado: Vista frontal.

6.2.3. Balances de energía

De acuerdo con la figura 6.6, el balance de energía para una partícula de sólido en un PB se define con la ecuación 6.11.

$$\rho_s V_p c_s \frac{\partial T_p}{\partial t} = \sum_{k=1}^m \dot{Q}_{\text{cond-pp}} + \sum_{k=1}^n \dot{Q}_{\text{cond-pfp}} + \sum_{k=1}^r \dot{Q}_{\text{conv}}. \quad (6.11)$$

Donde los índices m , n , y r corresponden al número de partículas involucradas en la interacción de conducción directa, conducción indirecta, y convección en un mismo elemento de fluido, respectivamente. Los términos ρ_p , V_p , c_p , y T_p corresponden a la densidad, volumen, calor específico, y temperatura de la partícula respectivamente.

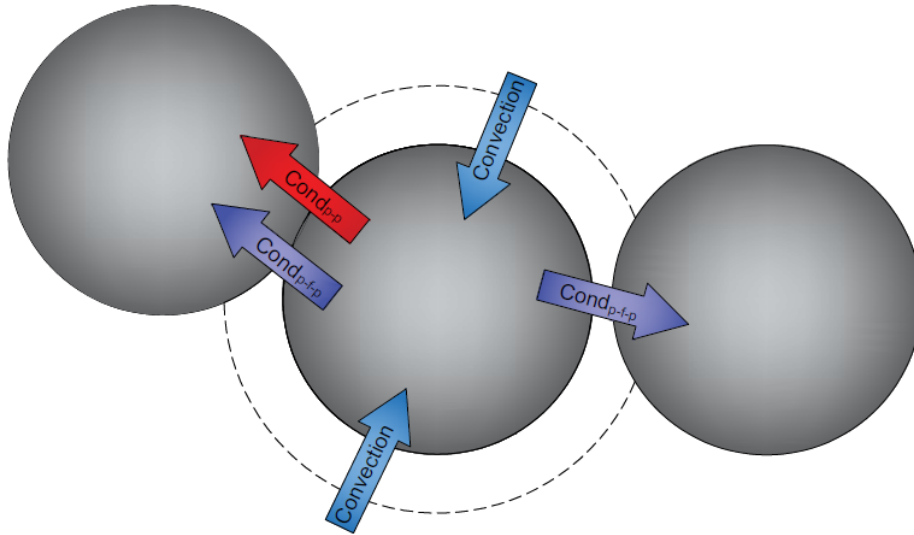


Figura 6.6: Balance de energía de una partícula.

Para la fase fluida, se realiza un balance de energía para cada elemento de fluido radial en el PB. Considera la TDC por convección con las partículas dentro del elemento de fluido y el flujo de energía entre elementos. Además, se considera la pérdida de calor en el último elemento más exterior en la coordenada radial con la temperatura del ambiente, lo anterior se muestra en la figura 6.7 y define la ecuación 6.12.

$$\rho_f V_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = \sum_{k=1}^w \dot{Q}_{\text{conv}} + \dot{m} (h_{f,\text{ant}} - h_f) + U S_f (T_{\text{amb}} - T_{f,l}), \quad (6.12)$$

Donde w representa el número de partículas dentro de un mismo elemento de fluido con las que hay convección, ρ_f , V_f , c_f , y T_f representan la densidad, volumen, calor específico y temperatura

del elemento de fluido, respectivamente. U y S_f representan el coeficiente de TDC y la superficie del manto del cilindro exterior, respectivamente. Por último, \dot{m}_f y h_f corresponden al flujo másico en el PB y la entalpía de elementos de fluido consecutivos, respectivamente.

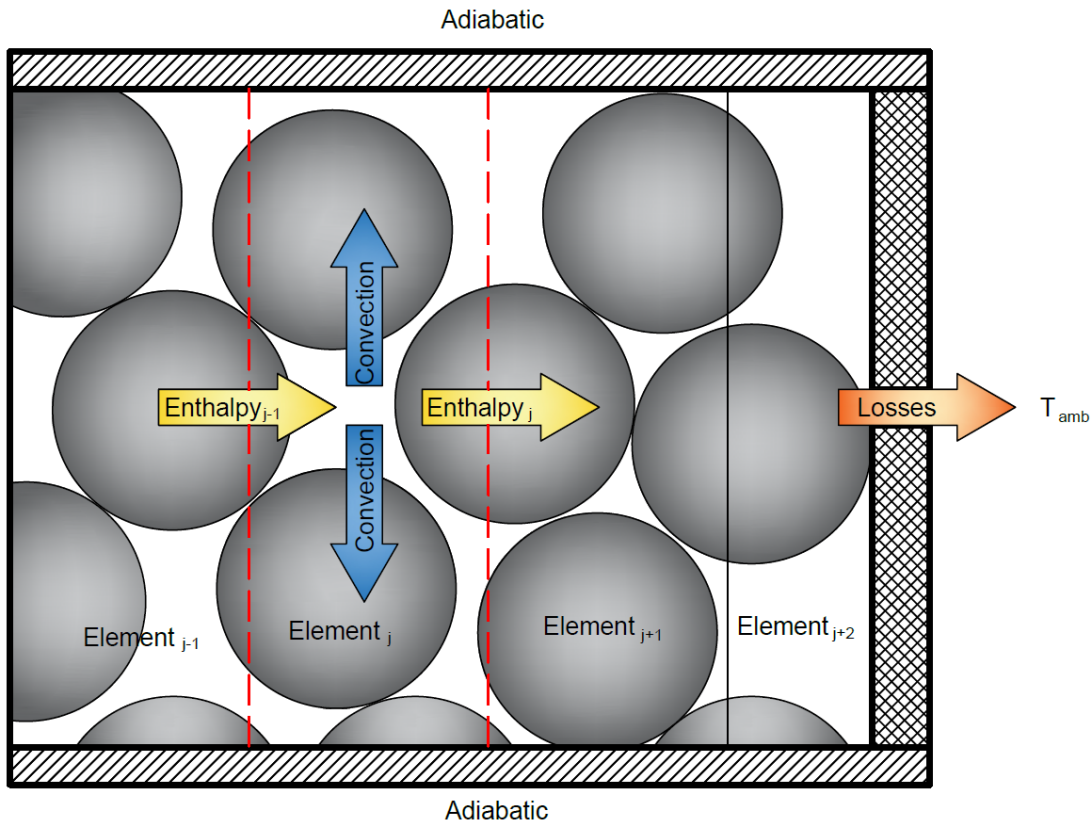


Figura 6.7: Balance de un elemento de fluido.

Las principales consideraciones del modelo discreto propuesto establecen que las esferas se suponen regulares y de tamaño uniforme, se desprecia el gradiente de temperatura interno de cada esfera y las propiedades térmicas de las fases fluida y sólida se consideran constantes. También se descarta la resistencia de contacto y se considera que la fase sólida no presenta variaciones geométricas debidas a la temperatura, es decir, se ignora la dilatación térmica. Si se considera la variación de velocidad transversal, disminuye en función del radio y en consecuencia, se calcula en cada elemento de fluido, el número de Reynolds, la porosidad, Nusselt y coeficiente de TDC de convección, respectivo.

6.2.4. Conducción directa

La conducción directa se implementó de acuerdo con la analogía de resistencia térmica basada en la figura 6.8, de esta forma, cada partícula es representada por su centro y la resistencia térmica queda representada por la línea segmentada entre las dos esferas en contacto.

El calor entre dos partículas involucradas en conducción directa se define mediante el modelo de Batchelor y Brien [17] con la ecuación 6.13.

$$Q_{ij} = \frac{4r_c}{\left(\frac{1}{k_i} + \frac{1}{k_j}\right)} (T_j - T_i), \quad (6.13)$$

Donde r_c corresponde al radio de contacto entre dos partículas, k_i y T_i son la conductividad térmica y temperatura de la partícula i . Específicamente, el radio de contacto se define mediante la ecuación 6.14. que determina una distancia mínima de contacto directo s de 1×10^{-6} m.

$$r_c = \sqrt{r_s^2 - \left(\frac{\ell_{ij} - s}{2}\right)^2} \quad (6.14)$$

Donde ℓ_{ij} representa la distancia entre centro de las partículas involucradas y r_s el radio de las partículas.

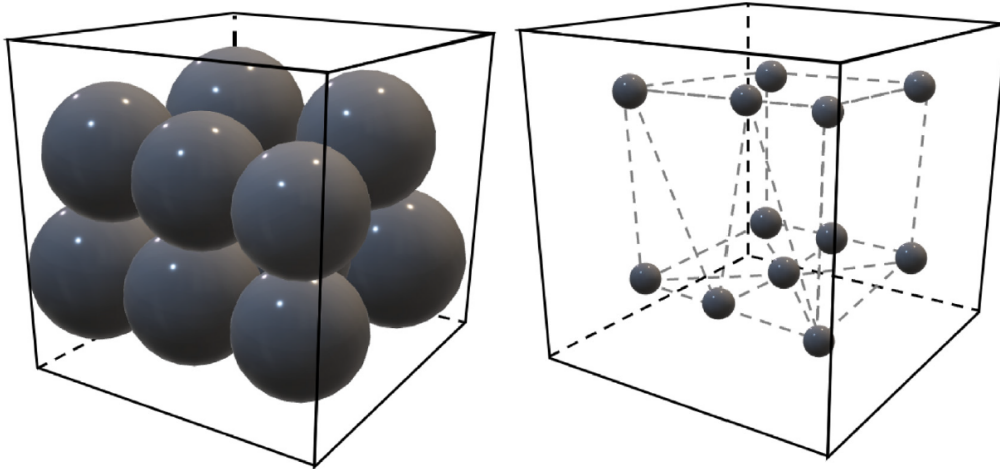


Figura 6.8: Analogía térmica de la conducción directa. Extraído de [3].

6.2.5. Conducción indirecta

El modelo utilizado para la conducción indirecta considera una película de fluido que transfiere calor por conducción entre ambas partículas, su valor se basa en el modelo propuesto por Rong y Horio [18] y está definido mediante la ecuación 6.15.

$$Q_{ij} = k_f (T_j - T_i) \int_{r_c}^{r_\ell} \frac{2\pi r}{\ell_{ij} - 2\sqrt{r_s^2 - r^2}} dr, \quad \ell_{ij} \leq d_p + \delta \quad (6.15)$$

Donde k_f corresponde a la conductividad del fluido y se determina al espesor de la película de fluido como δ con un valor de 0.6 veces el radio de las partículas, lo cual está en el rango de valores usados

en la literatura [3]. En la figura 6.9 se muestran los dos casos posibles de conducción indirecta, a la derecha se observa cuando hay contacto directo, donde el radio de interacción se describe entre r_c y r_l . En el lado izquierdo se describe el caso en el que no hay contacto directo, pero si hay contacto entre los espesores δ , en este caso el radio de interacción corresponde a $r_c = 0$ hasta r_l .

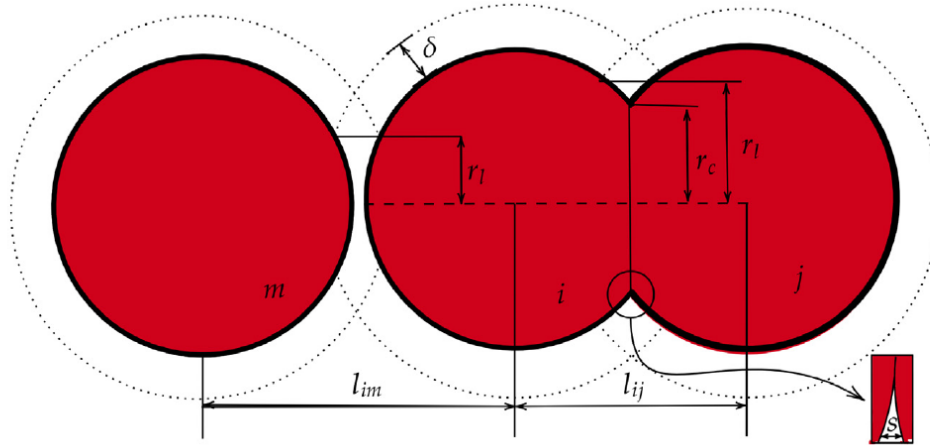


Figura 6.9: Esquema de conducción indirecta para los casos de contacto directo y contacto entre una película de fluido. Extraído de [3].

6.2.6. Convección

La convección se implementó mediante la discretización de elementos de fluido en anillos con el espesor del diámetro de una partícula y altura B_u , de esta forma las partículas cuyos centros estén contenido en él, serán incluidas en su cálculo, esto se puede observar en la figura 6.10. Por otra parte, se utilizó la correlación del número de Nusselt propuesta por Gunn, expresada por la ecuación 6.7 para obtener el coeficiente de TDC de convección h_j de cada elemento de fluido.

El número de Reynolds de cada anillo se calcula mediante la siguiente expresión.

$$Re_j = \frac{\rho_f \bar{u}_j D_s}{\mu_f}. \quad (6.16)$$

Donde μ_f corresponde a la viscosidad dinámica del fluido, D_s es el diámetro de las partículas, y \bar{u}_j la velocidad media de cada anillo se calcula mediante la ecuación 6.17.

$$\bar{u}_j = \frac{\dot{m}}{A_j}, \quad A_j = \pi r_j^2 B_u \quad (6.17)$$

A_j y r_j , corresponden a el área transversal intermedia y al radio intermedio del anillo j, respectivamente.

De esta forma y mediante la definición del número de Nusselt se obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección. El cual permite calcular el calor transferido entre un elemento de fluido y una partícula dentro de ella con la ecuación 6.18

$$Q_{\text{conv}} = h_j A_s (T_f - T_p), \quad (6.18)$$

Donde A_s es el área superficial de una partícula.

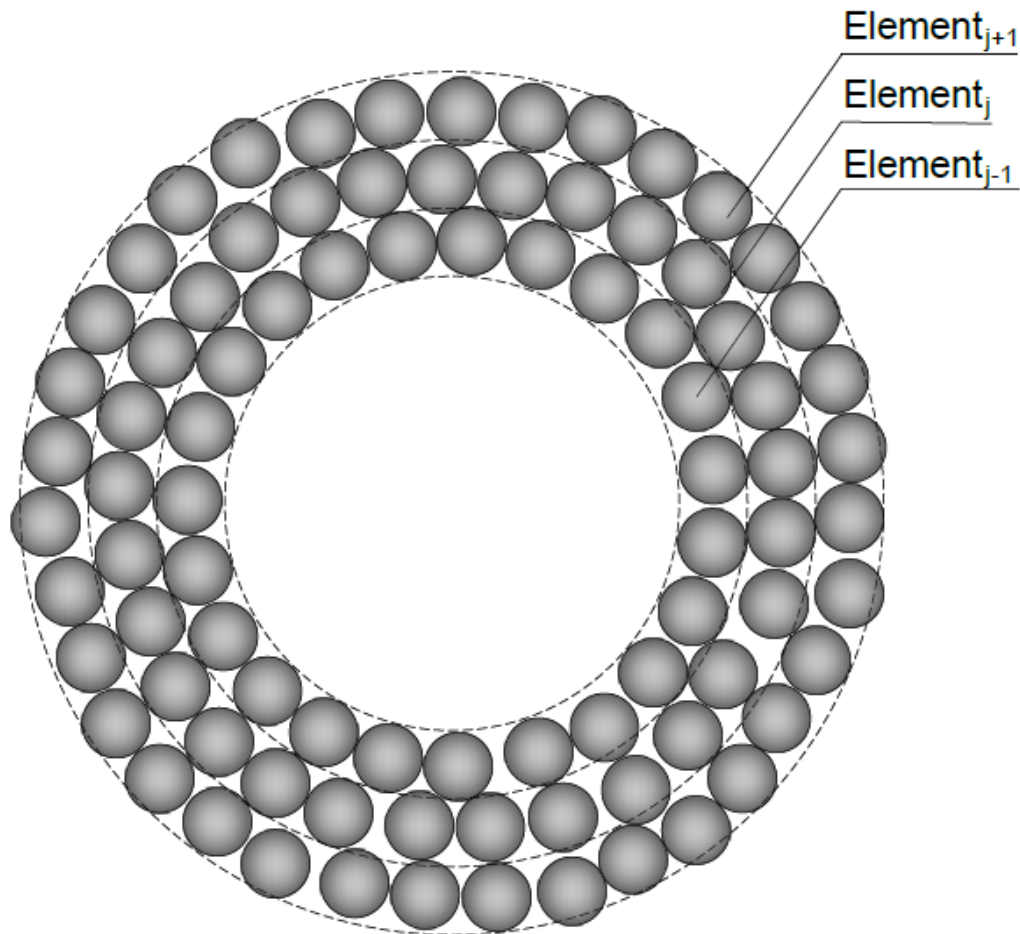


Figura 6.10: Discretización radial del PB, cada elemento de fluido contiene una porción de partículas.

6.2.7. Determinación del paso de tiempo crítico

En el modelo, el estado térmico se describe a nivel de cada partícula, con balances los balances de energía definidos en las ecuaciones (6.11)–(6.12).

Al aplicar un esquema de Euler explícito, la condición de estabilidad queda gobernada por el modo

más restrictivo de cada partícula, lo que lleva a la cota

$$\Delta t < \min_i \frac{C_i}{\sum_k q_{ik} + h_j A_s}. \quad (6.19)$$

Donde C_i es la capacidad térmica de una partícula, q_{ik} representa el intercambio de calor con la partícula k , y $h_j A_s$ el intercambio convectivo con el gas en el anillo correspondiente.

En forma análoga, para el fluido discretizado por anillos se imponen restricciones adicionales asociadas al intercambio con el sólido y al transporte advectivo. En particular:

$$\Delta t < \min_j \frac{C_{g,j}}{h_j A_j}, \quad \Delta t < \min_j \frac{\Delta r}{\bar{u}_j}, \quad (6.20)$$

donde $C_{g,j}$ es la capacidad térmica del anillo de gas, $h_j A_j$ el coeficiente global de intercambio con el sólido. Finalmente, el paso de tiempo crítico resulta de la condición más restrictiva:

$$\Delta t_{\text{crítico, DEM}} = \min \left(\min_i \frac{C_i}{\sum_k q_{ik} + h_j A_s}, \min_j \frac{C_{g,j}}{h_j A_j}, \min_j \frac{\Delta r}{\bar{u}_j} \right). \quad (6.21)$$

En este caso, la estimación numérica entregó un valor crítico de:

$$\Delta t_{\text{crítico, DEM}} \approx 6,001756825 \times 10^{-2} \text{ s}. \quad (6.22)$$

El valor del paso del tiempo utilizado en el modelo es de $\Delta t = 2 \times 10^{-2}$ s.

Capítulo 7

Validación

En la revisión bibliográfica, se presentó un artículo que realizó un diseño e implementación experimental de un lecho empacado (PB) radial de 100 kWh y un modelo computacional continuo en 1 dimensión en dirección radial [2]. Los resultados experimentales de este trabajo se utilizarán para la validación del modelo DEM, ya que de los artículos experimentales de PB de flujo radial presentados, este era el que más información exponía acerca de los detalles del diseño y montaje.

7.1. Modelo experimental

Las dimensiones, montaje y materiales del experimento se muestran en las 7.1 y 7.2. Se instalaron 15 termocuplas de tipo k, distribuidas en 5 radios y 3 alturas, con el fin de obtener las diferencias de temperatura en dirección radial y axial del PB. Realizaron 4 test de ciclos de carga, reposo y descarga. Sin embargo, el test 1 no indica resultados ya que se llevó a cabo como una prueba para solucionar posibles problemas con el PB y mejorar su diseño, e indican que en los test 2 y 3 obtuvieron una temperatura de carga en el PB significativamente inferior con respecto a lo esperado, esto se debía a un inadecuado calentamiento del aire en el horno por una mezcla deficiente del propano en el proceso de combustión. Por lo anterior, los resultados se concentran en el test 4, en el cual se utilizó una temperatura de carga de 550 °C en un tiempo de 4 h, 4-22 h de almacenamiento y 4-6 de descarga.

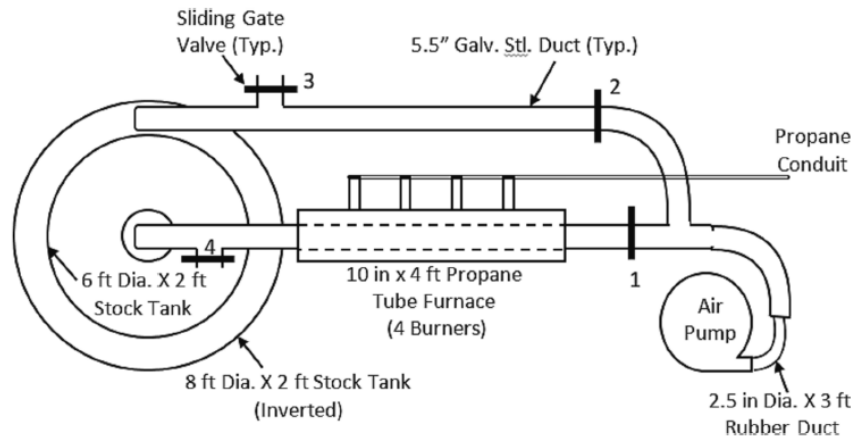


Figura 7.1: Vista esquemática del horno, lecho empacado, ductos y válvulas. Fuente: Extraído de [2]

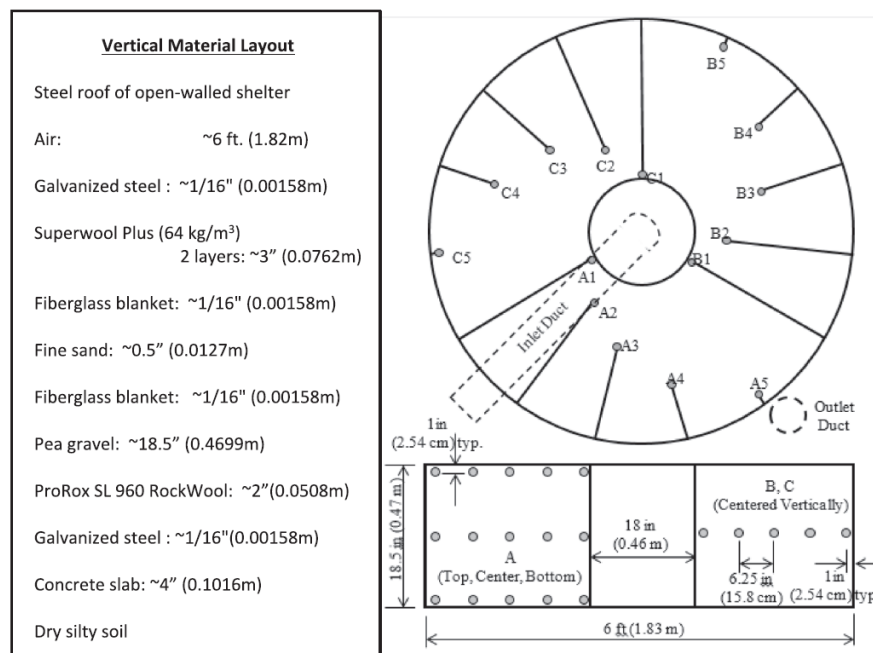


Figura 7.2: Experimento del lecho empacado radial: Geometría, disposición de materiales y posiciones de las termocuplas. Fuente: Extraído de [2]

7.2. Resultados experimentales

De acuerdo con lo expuesto en el artículo, el test 4, fue el test en el que pudieron operar con temperaturas de entrada del fluido más estables, por ello, es que los parámetros de este ensayo, fueron los parámetros de entrada utilizados tanto en el modelo continuo como en el DEM para poder comparar los resultados de cada caso. Los resultados de temperatura obtenidos por el experimento en el test 4 se muestran en la figura 7.3.

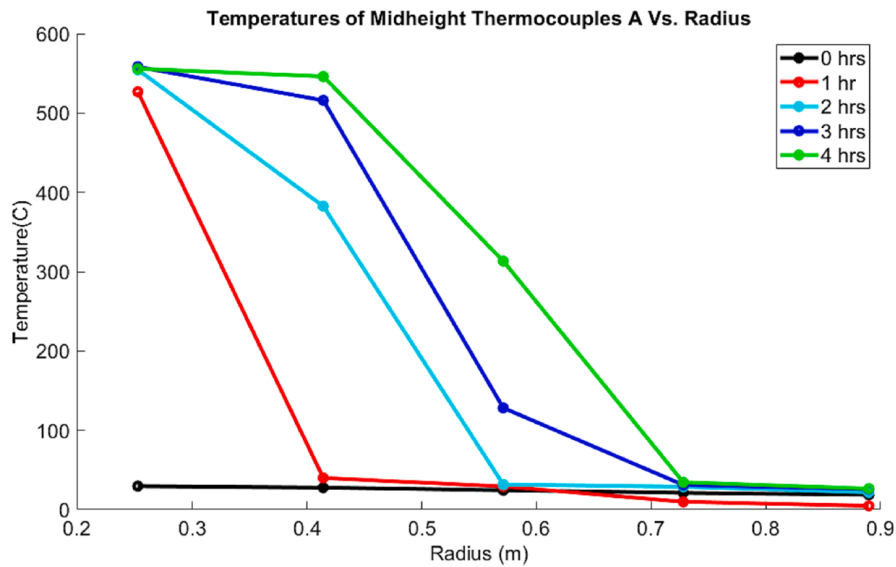


Figura 7.3: Temperatura de las termocuplas A en varios tiempos en función de la posición radial.
Fuente: Extraído de [2]

Capítulo 8

Presentación y análisis de resultados

8.1. Resultados del modelo DEM

8.1.1. Validación y comparación de resultados

El modelo DEM se aplicó en tres dimensiones, confinado al diseño geométrico del PB definido. De las 47 000 partículas simuladas, se consideraron 42 465 para el análisis térmico debido a la filtración presentada en la metodología. En la figura 8.1 se muestran las distribuciones radiales de temperatura para 4 h de carga con los resultados del modelo propuesto DEM, del modelo continuo y de la implementación experimental. En el modelo DEM se entrega la temperatura de una partícula, las cuales se ven agrupadas en concordancia con la asignación del elemento de fluido correspondiente, de acuerdo con ello, cada banda de partículas tiene la longitud del diámetro de las partículas.

El modelo continuo también se aplicó con las mismas dimensiones y propiedades consideradas en el modelo DEM, de acuerdo con sus limitaciones, se consideraron la velocidad, la porosidad y los coeficientes de transferencia constantes y uniformes. Por su parte, los resultados experimentales corresponden al prototipo descrito en la sección de validación, del cual se extrajeron los valores de las 5 posiciones medidas en 4 h de carga.

Si bien, las curvas son similares, se pueden observar mayores diferencias entre los modelos y los resultados experimentales en las zonas intermedias de la dimensión radial, esto se debe principalmente a que el modelo propuesto no considera las pérdidas de calor por las superficies superior e inferior del PB, mientras que en el modelo continuo si se consideran. Además, en el modelo DEM se utilizó un diámetro de partícula 3 veces mayor que el real, lo que eleva los valores de temperatura al aumentar la superficie de transferencia de calor y afecta la forma de la termoclina.

Para cuantificar la concordancia de los resultados, se calculó el error medio absoluto (MAE) entre las temperaturas simuladas y las experimentales, evaluado en las posiciones radiales de medición. El MAE se define como $MAE = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N |T_k - T_{exp,k}|$. En la tabla 8.1 se resumen los resultados de error por hora de simulación y el error medio absoluto global de ambos modelos.

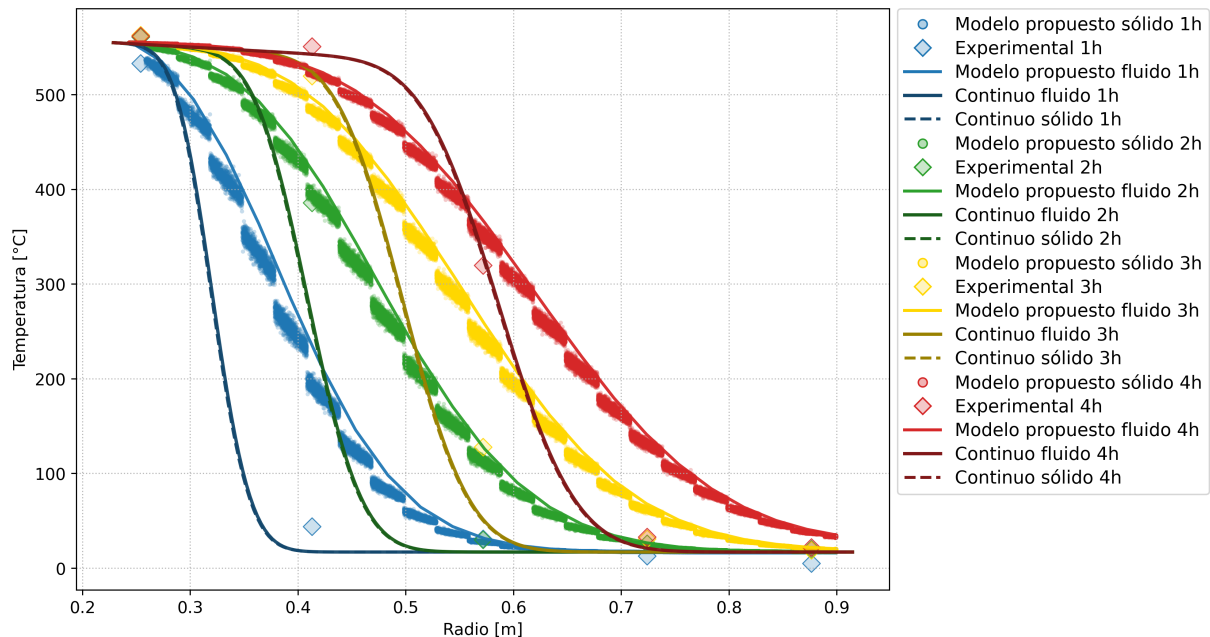


Figura 8.1: Resultados de temperatura para los modelos DEM, continuo y experimental en 4h de carga.

Tabla 8.1: Error medio absoluto entre los modelos y los datos experimentales.

Instante	MAE DEM [°C]	MAE continuo [°C]
1 h	38.104	14.870
2 h	20.579	31.868
3 h	38.155	21.308
4 h	36.352	8.505
Global	33.298	19.138

Los valores muestran que el modelo continuo reproduce valores de temperatura más cercanos a los experimentales con un MAE ≈ 19 °C debido, principalmente, a que se modela con el diámetro real del material granulado y considera las pérdidas en las superficies superior e inferior del PB, un efecto relevante en la termoclina. El modelo DEM presenta MAE global de ≈ 33 °C, este sesgo es consistente con considerar adiabáticas las superficies planas de las secciones superior e inferior de la geometría y la diferencia de tamaño de partícula. Aun así, las tendencias y la posición relativa de la termoclina son coherentes con la evidencia experimental.

Desde la perspectiva computacional, el modelo continuo requiere del orden de menos de 10 min para resolver la simulación de 4 h de carga, mientras que la implementación del modelo discreto demanda ~ 5 días para la simulación en un software DEM y ~ 2 días para la integración térmica, es decir, cerca de una semana para el mismo escenario. Esta diferencia justifica el uso del continuo para exploración paramétrica rápida y dimensionamiento preliminar, y deja al DEM como herramienta de alto detalle cuando se necesitan métricas locales (porosidad, números de Nusselt locales,

mapas de mecanismos de transferencia) o evaluar heterogeneidades de las propiedades del material.

En particular, el modelo propuesto entrega información que el continuo no puede proveer, descomposición del calor transferido por mecanismo de transferencia implementado, valores de porosidad y Reynolds locales, y sensibilidad a propiedades no uniformes de las partículas. Esta última capacidad se explora más adelante al estudiar la variación estadística del calor específico c_p del material sólido y su impacto en el desempeño del almacenador.

8.1.2. Análisis de sensibilidad

Con el fin de evaluar la sensibilidad del modelo propuesto a la variación de ciertos parámetros, es que se evaluó variación de la correlación del número de Nusselt y la variación del factor del flujo másico.

La figura 8.2 compara los perfiles radiales de temperatura del sólido (columna izquierda) y del fluido (columna derecha) a $t = 1, 2, 3$ y 4 h durante la carga, evaluando tres correlaciones para el número de Nusselt Ranz–Marshall (RM), Gunn y KTA. Se observa una dependencia marcada de los resultados con la correlación empleada.

En términos cualitativos, la correlación de Gunn predice coeficientes de convección más altos, lo que acelera el acoplamiento térmico entre fases. En consecuencia, para un mismo tiempo de carga, el sólido presenta temperaturas más elevadas a radios intermedios y externos, mientras que el fluido muestra un enfriamiento más pronunciado a lo largo del radio; esto se refleja en frentes térmicos más adelantados y perfiles más empinados. Por otra parte, KTA entrega coeficientes ligeramente más bajos que retrasan la transferencia de calor, con sólidos más fríos y fluidos más calientes en la mayor parte del dominio, es decir, una termoclina algo más atrasada y suave. La correlación de Ranz–Marshall se ubica entre ambos comportamientos y reproduce una termoclina más lenta.

Las diferencias entre correlaciones son más notorias en los tiempos iniciales (1–2 h), cuando el frente térmico está en formación y la convección domina el intercambio. A medida que avanza la carga, las discrepancias se atenúan y los perfiles convergen, en especial a 4 h, cuando una fracción mayor del lecho se ha acercado a cuasi-equilibrio térmico local. Esta tendencia concuerda con lo reportado en la literatura para estudios DEM, donde correlaciones que incrementan Nu (p.ej., Gunn) incrementan la tasa de transferencia y adelantan la termoclina, mientras que correlaciones más conservadoras (p.ej., KTA) la retrasan [3].

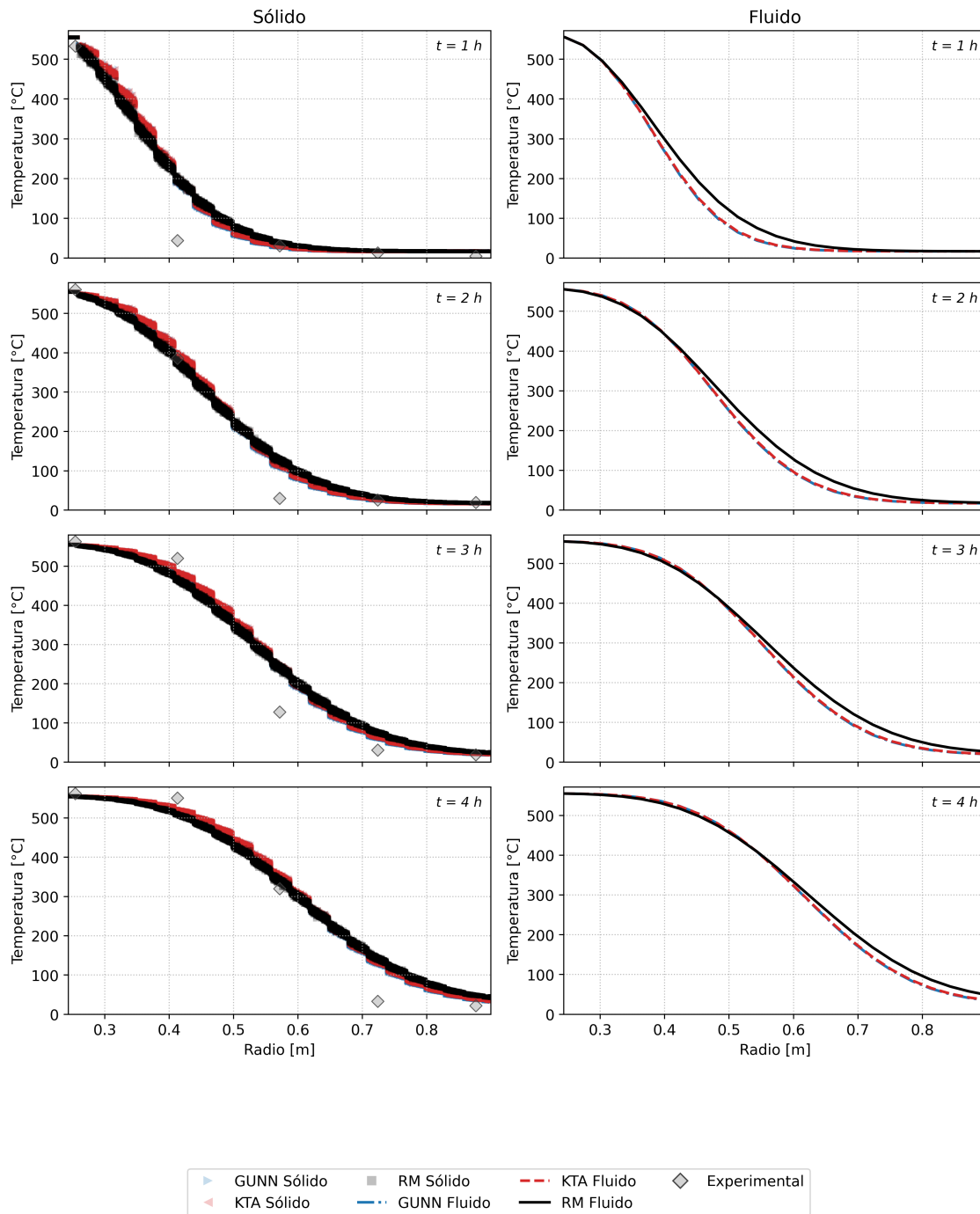


Figura 8.2: Análisis de sensibilidad de la correlación del número de Nusselt en el modelo propuesto.

Cabe notar que el efecto local de las correlaciones de Gunn y KTA sobre Nu está modulado por la porosidad intrínsecamente heterogénea del lecho, mientras que el modelo de Ranz-Marshall no considera la porosidad en su formulación. La correlación de Gunn captura con leve amplitud las oscilaciones inducidas por la porosidad en el estimador local de Nu , mientras que KTA las

amortigua. Sin embargo, estas oscilaciones permanecen relativamente suaves a escala de lecho, como también se ha documentado en trabajos previos.

En síntesis, Gunn nos ofrece valores más cercanos a los experimentales, KTA tiende a subestimar y retrasar la TDC por convección, y Ranz–Marshall ofrece un valor intermedio, pero no permite evaluar la variación de porosidad en el lecho. Por esta razón, y atendiendo a la comparación con los perfiles experimentales, se adopta Gunn como correlación de referencia en el resto del análisis, utilizando KTA y Ranz-Marshall como bandas de sensibilidad para acotar la incertidumbre asociada a la convección.

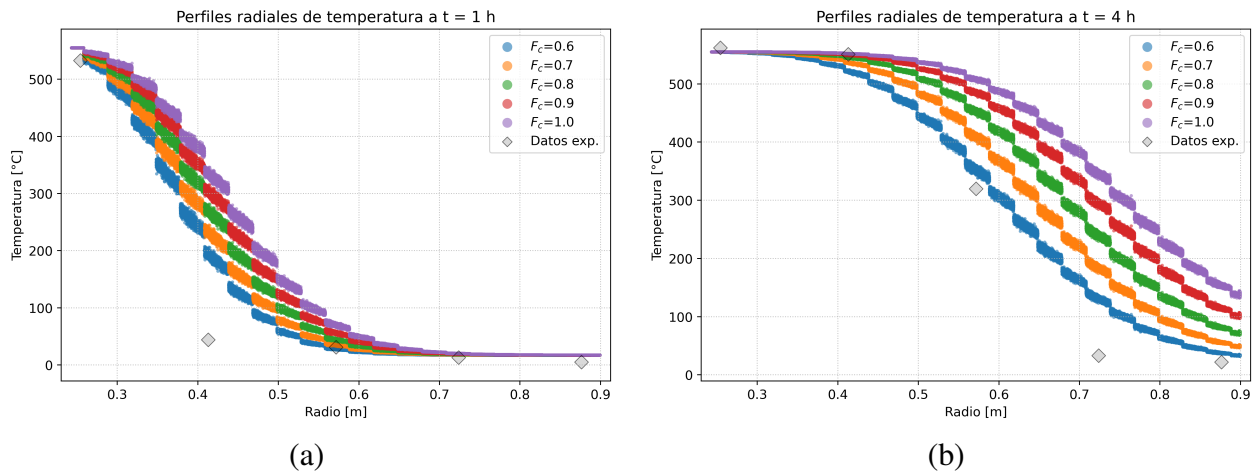


Figura 8.3: Análisis de sensibilidad del factor de flujo másico F_c . En 1 h (a) y en 4 h (b).

La figura 8.3 muestra los perfiles radiales de temperatura del sólido a $t = 1$ h (a) y $t = 4$ h (b) para valores de $F_c \in [0,6, 1,0]$. Este factor corrige el flujo másico efectivo que intercambia calor dentro del PB para representar el *bypass* o canalización del HTF por los bordes externos del PB, siguiendo el enfoque utilizado en la literatura para lechos empacados de alta temperatura. Un $F_c < 1$ representa que sólo una fracción del flujo másico nominal participa realmente del intercambio convectivo.

El efecto de F_c sobre la simulación térmica es significativo. Al aumentar F_c se incrementa la potencia térmica de entrada y, simultáneamente, el número de Reynolds local, elevando el coeficiente de convección. Como resultado, el sólido alcanza temperaturas más altas y la termoclina se desplaza hacia radios mayores. Este adelantamiento del frente es evidente desde $t = 1$ h, con diferencias de varias del orden de las centenas entre $F_c = 0,6$ y $F_c = 1,0$ en la región intermedia del radio. A $t = 4$ h las curvas conservan la misma jerarquía, donde mayor F_c implica una mayor temperatura y la separación entre escenarios se mantiene a lo largo de prácticamente todo el régimen radial del lecho, lo que confirma que el parámetro controla tanto la velocidad de avance de la termoclina como el nivel térmico alcanzado.

En términos de ajuste a los datos experimentales, los valores bajos de F_c reproducen mejor la posición y pendiente del frente en los tiempos tempranos; en particular, $F_c = 0,6$ ofrece la concordancia más consistente entre 1 y 4 horas, apoyando la hipótesis de *bypass* del flujo. Por ello, en el resto del trabajo se adopta $F_c = 0,6$ como caso de referencia y los demás valores se utilizan como banda

de sensibilidad para acotar la incertidumbre asociada al caudal másico efectivo.

8.1.3. Contribución porcentual de los mecanismos de transferencia

En la figura 8.4 (a) y (b) se resume la contribución acumulada de cada mecanismo de transferencia de calor considerado en el modelo DEM a $t = 1$ h y $t = 4$ h de carga, respectivamente, mientras que en la sección (c) muestra su evolución temporal. Los porcentajes se obtienen integrando en el tiempo el calor de cada mecanismo y normalizándolas por el calor total acumulado en el lecho.

A $t = 1$ h la convección es el mecanismo dominante con un 62,7 % del calor acumulado, seguida por la conducción indirecta (p-f-p) con 36,4 %; la conducción de directa (p-p) aporta sólo 0,87 % y las pérdidas con el ambiente en el manto son despreciables ($< 0,001$ %). A $t = 4$ h la participación de la convección se reduce a 54,8 % y la p-f-p asciende a 44,1 %; la p-p aumenta levemente hasta 1,0 % y las pérdidas permanecen muy pequeñas 0,014 %.

Esta tendencia es consistente con la termodinámica del proceso de carga. Durante los primeros instantes, la diferencia de temperatura entre el HTF y las partículas es elevado, lo que intensifica el intercambio de calor por convección y explica su predominio. A medida que el lecho se calienta, la diferencia $T_g - T_s$ disminuye y el gradiente dentro de la fase sólida se hace más relevante, esa redistribución de gradientes favorece la conducción indirecta p-f-p, que crece en el tiempo (Sección 8.1.3), mientras la contribución de la convección se modera. La conducción p-p se mantiene siempre marginal porque la sección de contacto entre esferas es pequeña, además, como es habitual en modelos DEM térmicos, se emplean parámetros mecánicos relajados para reproducir este fenómeno, lo que limita aún más la intersección y el término p-p sin afectar de forma significativa el balance térmico global. Las pérdidas al ambiente son prácticamente nulas al considerarse en la zona fría de la termoclina y a que la presente versión del modelo no impone pérdidas en las superficies superior e inferior externas en el PB.

Un aspecto práctico de estos resultados es que la convección gobierna el cierre energético durante la carga; por lo tanto, la selección de la correlación de Nu es un parámetro de alta influencia. En paralelo, el incremento de la participación p-f-p hacia el final de la carga sugiere que los detalles de la distribución local de porosidad y de la propiedad térmica del fluido inciden en el balance total, lo que refuerza el valor del enfoque DEM para desagregar espacialmente los mecanismos y cuantificar su contribución relativa.

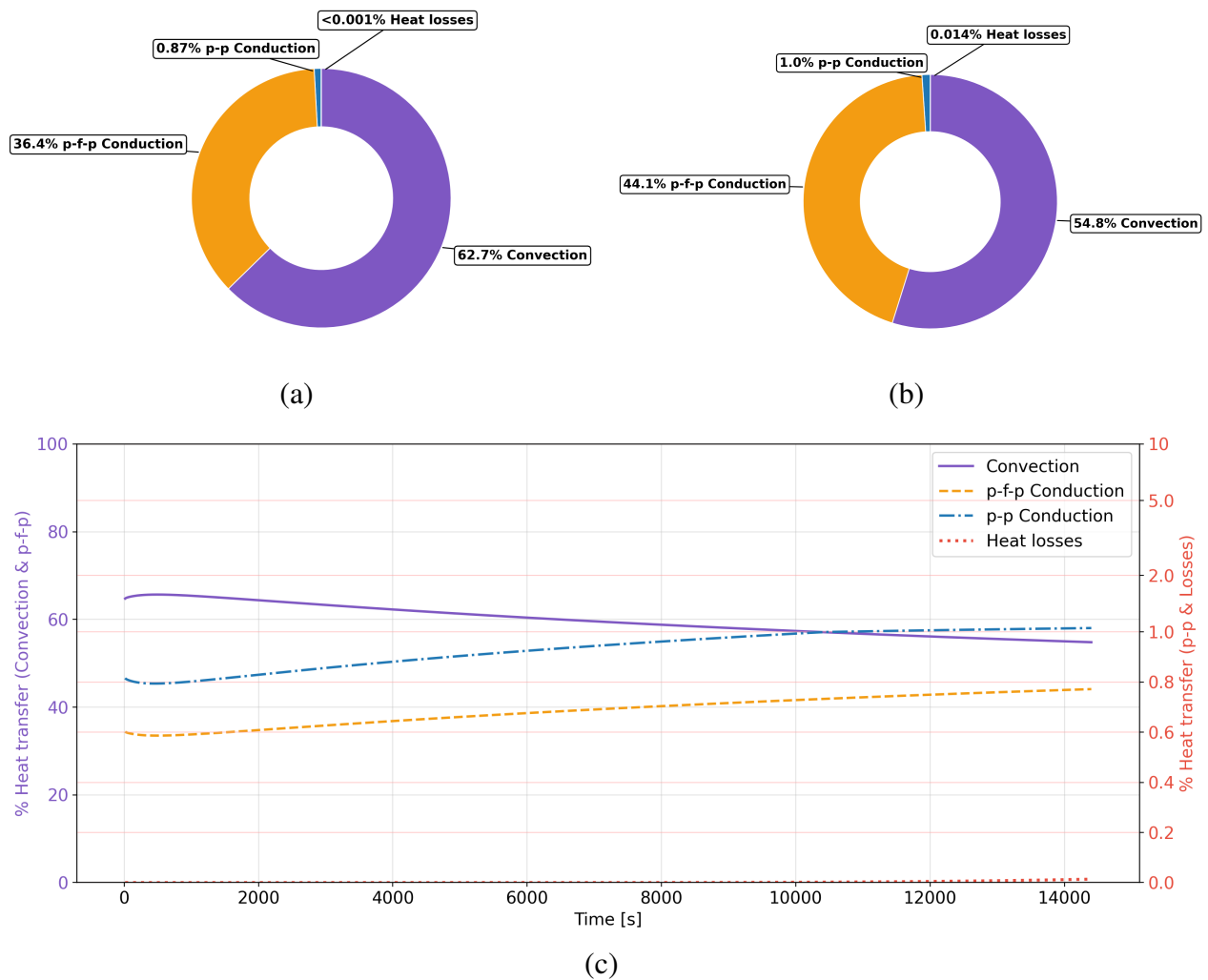


Figura 8.4: Calor acumulado por cada uno de los mecanismos de transferencia de calor considerados. En 1 h de carga (a), en 4 h de carga (b) y transferencia de calor en el tiempo para las 4 h de carga (c).

8.2. Variación del calor específico de las partículas

A continuación se utiliza el modelo propuesto DEM, para evaluar el efecto de la variación de los valores de calor específico en las partículas sólidas de escoria de cobre de acuerdo con un modelo de densidad de probabilidad dado [21].

Específicamente, la variabilidad del calor específico c_p se representa mediante una distribución de probabilidad continua específica para cada temperatura. En este contexto, la curva de densidad de probabilidad (PDF) describe cómo se distribuyen los valores posibles de c_p alrededor de niveles más o menos frecuentes; su altura es una densidad, no un porcentaje, los porcentajes se obtienen como áreas bajo la curva a lo largo de rangos de interés. Para interpretar resultados se utilizan la función de distribución acumulada, que entrega la fracción por debajo de un umbral dado, y la función cuantil, que asocia a cada percentil el valor correspondiente de c_p . Se adopta una distribución de tipo Gumbel cuyos parámetros de localización $\mu(T)$ y de escala $\beta(T)$ dependen de la temperatura a través de ajustes empíricos; el primero determina la posición de la curva (valores típicos) y el segundo su anchura (grado de dispersión). Las magnitudes se reportan en $J/(g \cdot K)$ y, para el cálculo térmico se convierten a $J/(kg \cdot K)$.

8.2.1. Variación entre las partículas independiente de la variación de temperatura

En la figura 8.5 se muestra la curva densidad de probabilidad de los valores del calor específico de la escoria de cobre para un temperatura de 20 °C. Se aplicaron estos valores en 20 percentiles de 5 % de forma aleatoria en la distribución espacial de partículas y se mantuvieron durante toda la integración temporal, esta evaluación se denomina caso 1.

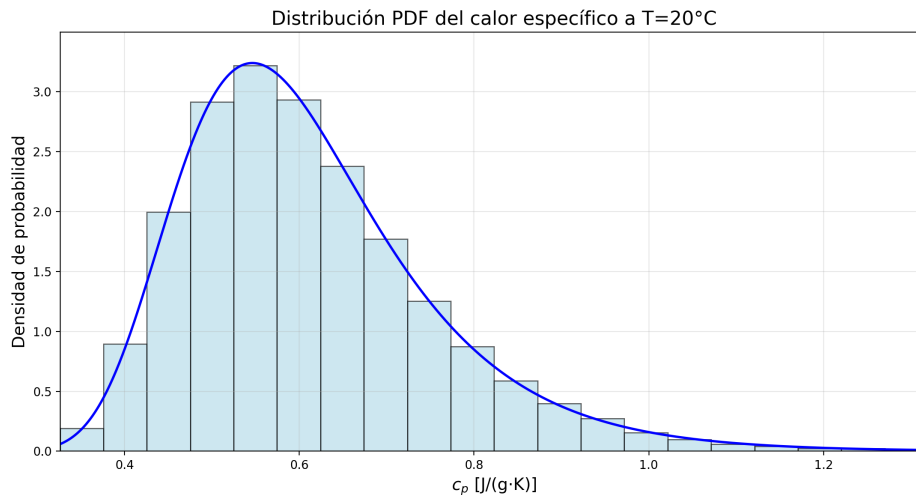


Figura 8.5: Distribución de densidad de probabilidad de calor específico de la escoria de cobre para una temperatura de 20 °C.

Los resultados obtenidos por el modelo se pueden apreciar en la figura 8.6, en ella, se presentan los valores temperatura para 1 y 4 h de carga para el caso 1 y con c_p constante en toda la distribución del PB con un valor de 840 J/kgK

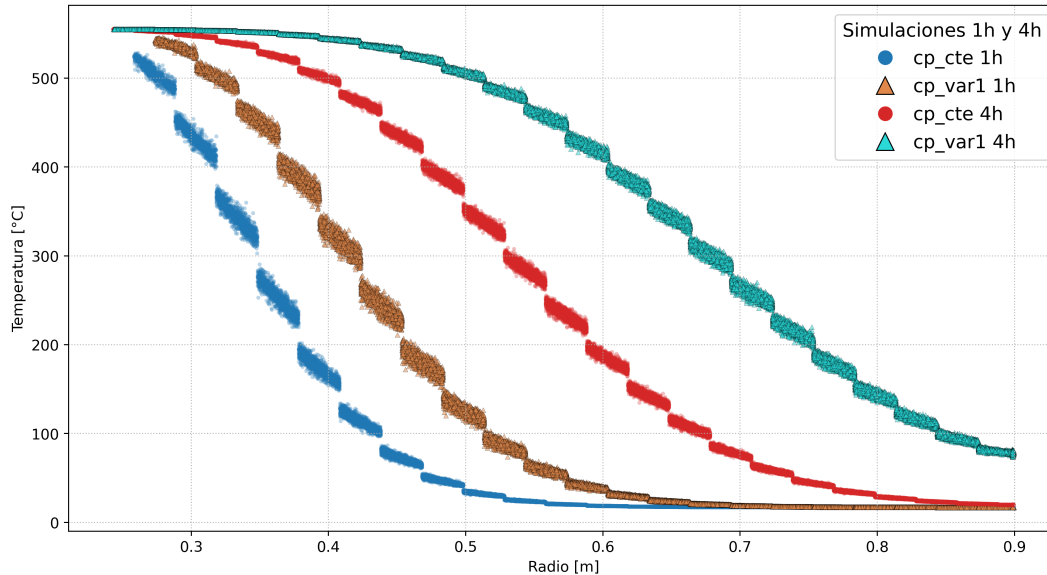


Figura 8.6: Resultados de temperatura de las partículas de acuerdo con la curva PDF del calor específico de la escoria de cobre a $20 \text{ }^\circ\text{C}$, en contraste con los resultados un valor constante de calor específico.

En ambos instantes la termoclina del caso 1, se presentan temperaturas más elevadas que el caso de c_p constante, diferencia que se amplifica a las 4 h de carga. Esto indica una propagación más rápida del frente térmico cuando la capacidad calorífica efectiva del lecho queda gobernada por la distribución inicial de c_p y no por un valor único. En términos energéticos, para idénticas condiciones del HTF, un lecho con menor c_p medio almacena menos energía y, por tanto, alcanza temperaturas superiores en el mismo tiempo, lo que es coherente con que el valor medio del c_p del caso 1 sea menor que el valor de c_p constante.

El caso 1 con c_p distribuido muestra levemente una mayor dispersión intranillo, coherente con la heterogeneidad local de capacidades caloríficas impuesta por la PDF. En conjunto, los resultados del Caso 1 evidencian que la mera heterogeneidad estática de c_p (sin dependencia térmica en el tiempo) basta para modificar de forma apreciable la cinética de calentamiento del lecho y la posición de la termoclina, por lo que el uso de PDFs en lugar de un c_p único constituye un factor de sensibilidad relevante al estimar tiempos de carga y volumen útil de almacenamiento.

8.2.2. Variación del calor específico en función de la temperatura

En la figura 8.7 se muestran las curvas de densidad de probabilidad de los valores de calor específico de la escoria de cobre para distintos valores de temperatura. Al igual que en el esquema anterior, se asignan valores de calor específico distribuidos en las partículas del PB, de acuerdo con la distribución aleatoria indicada por los percentiles. En esta formulación actual, se implementa de manera consistente tanto en la asignación inicial como en la evolución temporal. Inicialmente, a cada partícula se le asigna un percentil dentro de la distribución a la temperatura de referencia y su c_p se obtiene mediante la función cuantil, empleando una estratificación que garantiza la adecuada representación de toda la curva. Durante la integración en el tiempo, a medida que cambia la temperatura local, el valor de c_p de cada partícula se actualiza con la distribución correspondiente a su temperatura instantánea, pero conservando su percentil asignado. Este esquema de seguimiento por percentiles preserva la estructura estadística inicial y permite que los valores de c_p evolucionen coherentemente con la temperatura, manteniendo una lectura directa de probabilidades como áreas bajo la curva en los intervalos relevantes. Esta implementación se denominó caso 2.

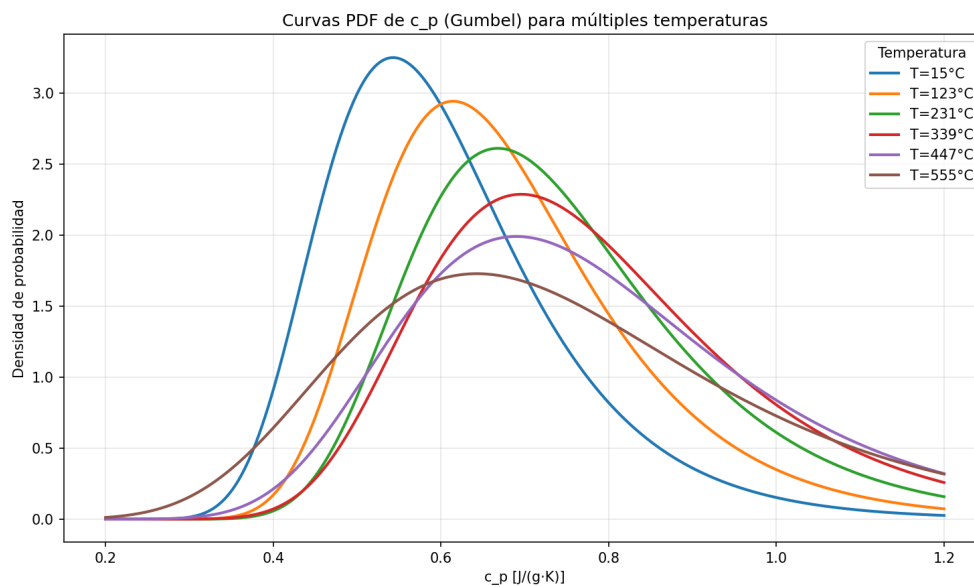


Figura 8.7: Distribución de densidad de probabilidad de calor específico de la escoria de cobre para diferentes temperaturas.

En la figura 8.8 se muestran los resultados de temperatura correspondientes al caso 2 en conjunto con los valores del caso de evaluación de c_p constante.

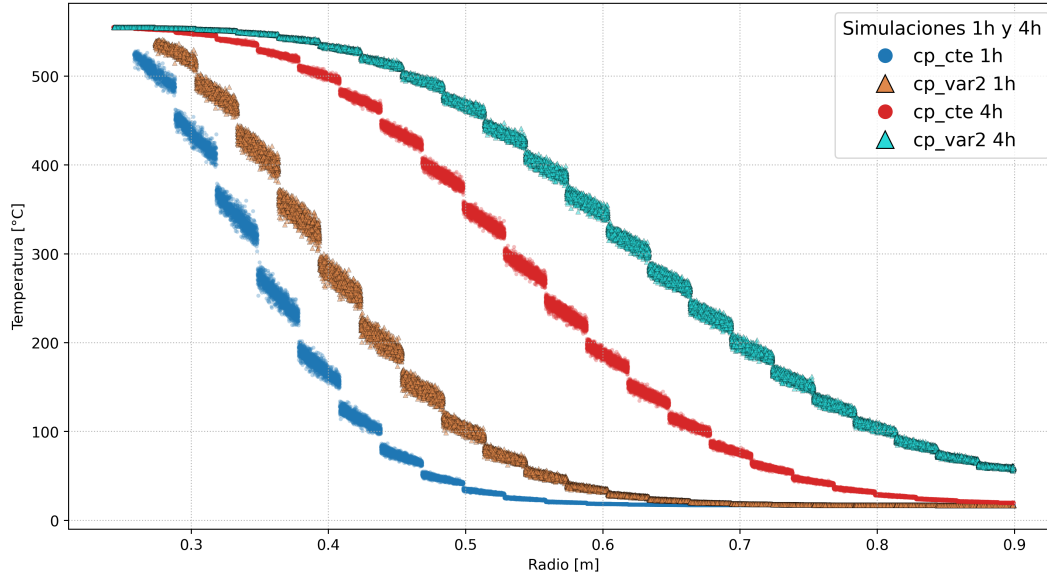


Figura 8.8: Resultados de temperatura de las partículas de acuerdo con la curva PDF del calor específico de la escoria de cobre actualizada en función de la temperatura, en contraste con los resultados de calor específico constante.

El comportamiento global es análogo al observado en el Caso 1, la termoclina asociada al modelo estadístico se ubica a radios ligeramente mayores y con temperaturas algo superiores respecto del modelo de c_p constante, tanto a 1 h como a 4 h. No obstante, la diferencia entre ambos enfoques resulta ahora más estrecha y, además, las curvas del caso variable se muestran más continuas en el radio.

Esta reducción y suavizado de la brecha respecto al caso de c_p constante es coherente con la estructura del modelo, al incrementarse la temperatura durante la carga, los parámetros de la PDF desplazan la distribución de c_p hacia valores medios más altos y con mayor escala, de modo que la capacidad calorífica efectiva del lecho crece en las zonas ya calentadas. Ese aumento contrarresta parcialmente la aceleración del frente observada cuando se mantiene una distribución fija en el tiempo (Caso 1), acercando los perfiles al resultado con $c_p = 840 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ y amortiguando cambios bruscos entre anillos. Persiste una leve dispersión intranillo más moderada, atribuible a la heterogeneidad de c_p entre partículas, a su vez, su expresión en la coordenada radial es más regular, lo que sugiere que la actualización del c_p introduce una respuesta térmica más gradual.

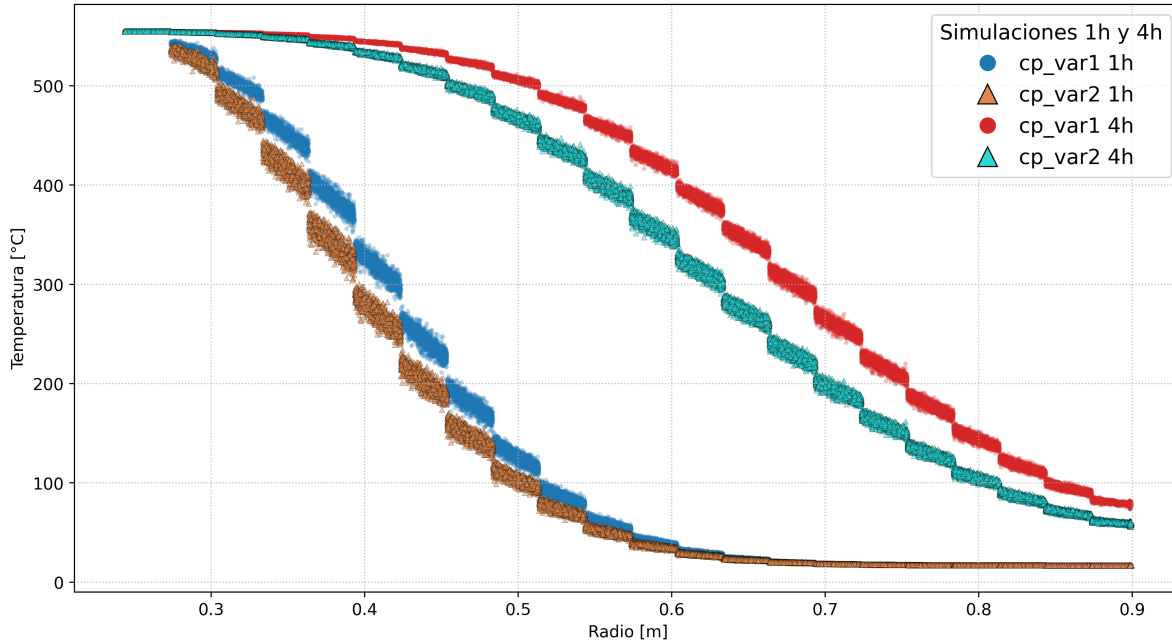


Figura 8.9: Resultados de temperatura de las partículas para ambos casos de acuerdo con la curva PDF del calor específico de la escoria de cobre.

La Figura 8.9 presenta las termoclinas para 1 y 4 h de carga cuando el calor específico se representa con una PDF fija en el tiempo (Caso 1) y cuando se actualiza con la temperatura conservando el percentil de cada partícula (Caso 2). En ambos instantes se observa un comportamiento cualitativamente similar al discutido previamente, el modelo del caso 2 retrasa la propagación del frente respecto del caso 1. A igualdad de radio, las temperaturas del Caso 2 resultan inferiores, y a igualdad de temperatura el frente se sitúa a radios menores, lo que indica una mayor capacidad calorífica efectiva en las zonas que ya se han calentado. Este efecto es consecuencia del aumento de los parámetros de la PDF con la temperatura, que eleva los valores medios de c_p y amortigua el avance del frente.

Si bien la diferencia entre los dos enfoques es significativa, el espaciamiento entre las curvas es más estrecho que el observado al comparar contra un c_p constante, y además se presenta de forma más continua en el radio. La brecha se concentra en la región de transición de la termoclina, especialmente entre $r \approx 0,40-0,75$ m a las 4h de carga, mientras que cerca del interior caliente y del exterior frío las soluciones tienden a converger. En términos de operación, estas diferencias implican un mayor volumen útil aparente del PB cuando se considera la dependencia térmica de c_p (caso 2), por lo que la representación estadística con seguimiento por percentiles aporta información relevante para estimar con mayor fidelidad los resultados de temperatura.

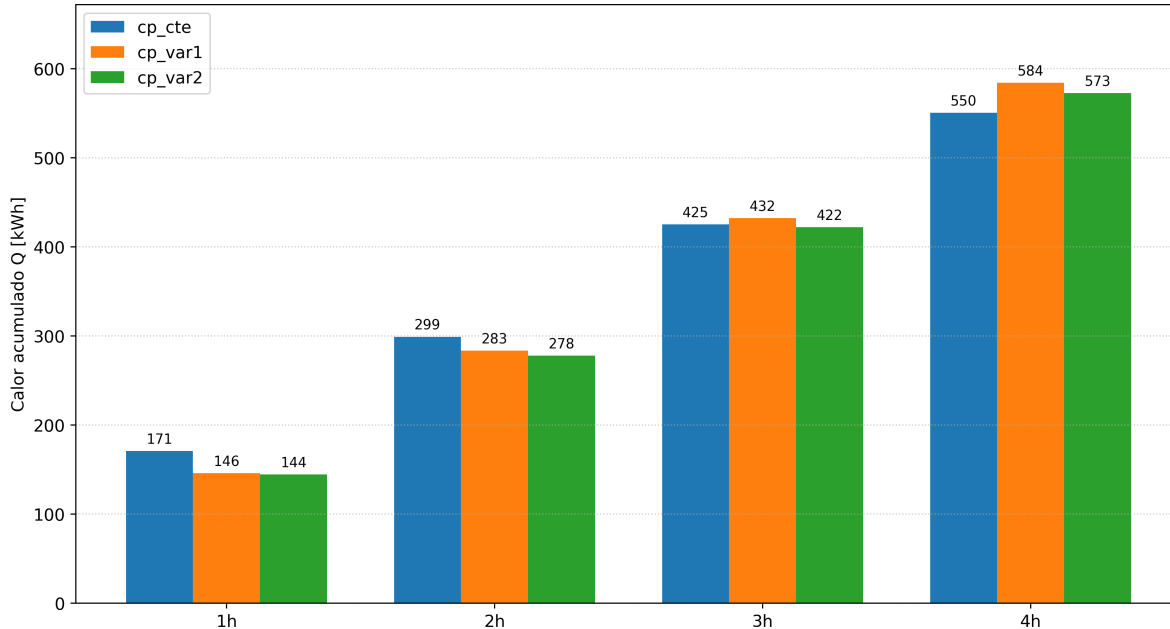


Figura 8.10: Resultados de temperatura de las partículas para ambos casos de acuerdo con la curva PDF del calor específico de la escoria de cobre.

La Figura 8.10 resume la energía acumulada en el lecho para cada hora de las 4 h de carga y permite cuantificar el efecto de la representación de c_p . En la fase inicial (1–2 h) el modelo con c_p constante registra los mayores valores de energía (171 y 299 kWh, respectivamente), superando a los casos con c_p variable fijo en el tiempo (Caso 1: 146 y 283 kWh) y con c_p variable actualizado con la temperatura (Caso 2: 144 y 278 kWh). Este comportamiento es coherente con el dominio, en las primeras etapas de carga, del módulo de capacidad del medio: un c_p constante de 840 J/(kg·K) otorga mayor energía almacenada por grado en el volumen ya calentado, compensando que la termoclina penetre algo menos que en los modelos estadísticos.

A partir de la tercera hora emerge una inversión de la tendencia asociada al frente térmico. El Caso 1 sobrepasa al modelo constante (432 frente a 425 kWh a 3 h) y mantiene la ventaja a 4 h (584 frente a 550 kWh), mientras que el Caso 2 queda en una posición intermedia (422 y 573 kWh a 3 h y 4 h, respectivamente). La interpretación es consistente con las termoclinas, el uso de una PDF fija en el tiempo acelera la penetración del frente y aumenta la sección de alta temperatura, de modo que el trabajo de calentamiento del lecho termina predominando sobre el menor c_p medio, en el Caso 2, la actualización termodependiente eleva el c_p en las zonas calientes y suaviza el avance de la termoclina, lo que reduce la brecha con el modelo constante y produce curvas de energía más continuas. En suma, los resultados muestran la competencia entre, el valor efectivo de c_p (que favorece al modelo constante en etapas tempranas) y la profundidad de calentamiento alcanzada (que favorece a las representaciones estadísticas, especialmente al Caso 1, en etapas avanzadas). Esta dualidad explica el cruce observado alrededor de las 3 h y sugiere que la elección del modelo de c_p impacta tanto los resultados de la termoclina como a la capacidad útil estimada del almacenamiento.

8.3. Conclusiones

Se desarrolló un modelo térmico DEM para un almacenador de lecho empacado con flujo radial que resuelve a nivel de partícula y permite desagregar los mecanismos de transferencia de calor.

Inicialmente, se implementó un modelo continuo que entrega perfiles radiales preliminares en tiempos reducidos (~ 10 min) con un error medio absoluto de 19°C . Por su bajo costo computacional, este modelo sirve como referencia comparativa, fuente de resultados globales y acotación de rangos operativos.

La comparación DEM–continuo–experimental muestra concordancia en la forma y el desplazamiento de la termoclina. El DEM alcanza un MAE de 33°C , con discrepancias concentradas en radios intermedios y un costo computacional superior (~ 1 semana). Para reducir dichas discrepancias será necesario incorporar coeficientes de pérdidas en las superficies inferior y superior del almacenador, y refinar el diámetro efectivo de partícula en la simulación en YADE.

Durante la carga, la convección resulta el mecanismo dominante: aporta el $62,7\%$ del calor acumulado a 1 h y disminuye al $54,8\%$ a las 4 h. En ese mismo intervalo la conducción partícula–fluido–partícula aumenta del $36,4\%$ al $44,1\%$, la conducción partícula–partícula pasa del $0,87\%$ al $1,0\%$ y las pérdidas se mantienen muy bajas ($\sim 0,014\%$).

El enfoque DEM habilita introducir heterogeneidad a nivel de partícula y actualizar propiedades en el tiempo. En particular, se diversificó el c_p mediante un modelo estadístico basado en una PDF y se evaluó su dependencia con la temperatura. El Caso 1 y el Caso 2 muestran efectos coherentes con el desarrollo observado en las termoclinas, la distribución estática acelera la penetración del frente y la versión termodependiente la suaviza. Con respecto al calor almacenado, al final de la carga el Caso 1 proyecta un 2% más de energía que el Caso 2, mientras que el escenario con c_p constante proyecta un 4% menos que el Caso 2. Estos resultados confirman que la representación estadística de c_p y su eventual actualización térmica tienen impacto medible tanto en la posición de la termoclina como en la energía acumulada.

En conjunto, el modelo continuo queda justificado como predicción rápida y marco de exploración, mientras que el DEM cubre la brecha al ofrecer resolución local y un entendimiento más fino del flujo radial en lechos empacados, aportando capacidades que el continuo no entrega para estudiar la sensibilidad a la variabilidad del material y a los mecanismos internos de transferencia.

Bibliografía

- [1] I. R. E. Agency, “Innovation outlook: Thermal energy storage,” IRENA, Tech. Rep., 2020. [Online]. Available: <https://www.irena.org/publications/2020/Nov/Innovation-Outlook-Thermal-Energy-Storage>
- [2] W. Gerstle, N. Schroeder, L. McLaughling, C. Ho, H. Laubscher, and S. Kao, “Experimental testing and computational modeling of a radial packed bed for thermal energy storage,” *Solar Energy*, vol. 264, p. 111993, 2023. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2023.111993>
- [3] D. Gaviño, E. Cortés, J. García, I. Calderón-Vásquez, J. Cardemil, D. Estay, and R. Barraza, “A discrete element approach to model packed bed thermal storage,” *Applied Energy*, vol. 325, p. 119821, 2022. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.119821>
- [4] M. Hänchen, S. Brückner, and A. Steinfeld, “High-temperature thermal storage using a packed bed of rocks: Heat transfer analysis and experimental validation,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 10, pp. 1798–1806, 2011. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.10.034>
- [5] A. Meier, C. Winkler, and D. Wuillemin, “Experiment for modelling high temperature rock bed storage,” *Solar Energy Materials*, vol. 24, pp. 255–264, 1991. [Online]. Available: [https://doi.org/10.1016/0165-1633\(91\)90066-T](https://doi.org/10.1016/0165-1633(91)90066-T)
- [6] I. Calderón-Vásquez and J. M. Cardemil, “A comparison of packed-bed flow topologies for high-temperature thermal energy storage under constrained conditions,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 238, p. 121934, 2024. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121934>
- [7] J. D. McTigue and A. J. White, “A comparison of radial-flow and axial-flow packed beds for thermal energy storage,” *Applied Energy*, vol. 227, pp. 533–541, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.179>
- [8] S. Trevisan and R. Guedez, “Design optimization of an innovative layered radial-flow high-temperature packed bed thermal energy storage,” *Journal of Energy Storage*, vol. 83, p. 110767, 2024. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.110767>
- [9] S. Trevisan, W. Wang, R. Guedez, and B. Laumert, “Experimental evaluation of an innovative radial-flow high-temperature packed bed thermal energy storage,” *Applied Energy*, vol. 311, p. 118672, 2022. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.118672>

- [10] I. Engineering. (2024) World's largest cavern thermal energy storage to warm a city year-round. [Online]. Available: <https://interestingengineering.com/energy/cavern-thermal-energy-finland>
- [11] G. Zanganeh, A. Pedretti, S. Zavattoni, M. Barbato, A. Haselbacher, and A. Steinfeld, "Design of a 100 mwhth packed-bed thermal energy storage," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1071–1077, 2014. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.116>
- [12] S. Trevisan, W. Wang, R. Guedez, and B. Laumert, "Experimental evaluation of a high-temperature radial-flow packed bed thermal energy storage under dynamic mass flow rate," *Journal of Energy Storage*, vol. 54, p. 105236, 2022. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105236>
- [13] Z. Peng, E. Doroodchi, and B. Moghtaderi, "Heat transfer modelling in discrete element method (dem)-based simulations of thermal processes: Theory and model development," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 79, p. 100847, 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2020.100847>
- [14] T. E. W. Schumann, "Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism," *Journal of the Franklin Institute*, vol. 208, no. 3, pp. 405–416, 1929. [Online]. Available: [https://doi.org/10.1016/S0016-0032\(29\)91186-8](https://doi.org/10.1016/S0016-0032(29)91186-8)
- [15] D. J. Gunn, "Transfer of heat or mass to particles in fixed and fluidised beds," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 21, no. 4, pp. 467–476, 1978. [Online]. Available: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(78\)90080-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(78)90080-7)
- [16] W. Ranz, "Evaporation from drops: Part ii," *Chemical Engineering Progress*, vol. 48, pp. 173–180, 1952. [Online]. Available: https://cir.nii.ac.jp/crid/1571135651322950144# citations_container
- [17] G. K. Batchelor and R. W. O'Brien, "Thermal or electrical conduction through a granular material," *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, vol. 355, no. 1682, pp. 313–333, 1977. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1098/rspa.1977.0100>
- [18] D. Rong and M. Horio, "Dem simulation of char combustion in a fluidized bed," in *Second International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries*, Melbourne, Australia, 1999, pp. 65–70. [Online]. Available: http://www.cfd.com.au/cfd_conf99/Conf99_Papers/016RONG.PDF
- [19] J. M. H. Musser, "Modeling of heat transfer and reactive chemistry for particles in gas-solid flow utilizing continuum-discrete methodology (cdm)," PhD Dissertation, West Virginia University, 2011. [Online]. Available: <https://researchrepository.wvu.edu/etd/4760/>
- [20] G. F. Nellis and S. A. Klein, *Introduction to Engineering Heat Transfer*. Cambridge University Press, 2020. [Online]. Available: <https://www.cambridge.org/highereducation/books/heat-transfer/707086F72621021AA9CF771532A3D39E>

-
- [21] V. Segovia, I. Calderón-Vásquez, and J. Cardemil, “Statistical modeling of copper slag heat capacity for thermal storage,” *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 82, p. 104458, 2025. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2025.104458>

ANEXOS

A. Variación de la densidad de las partículas

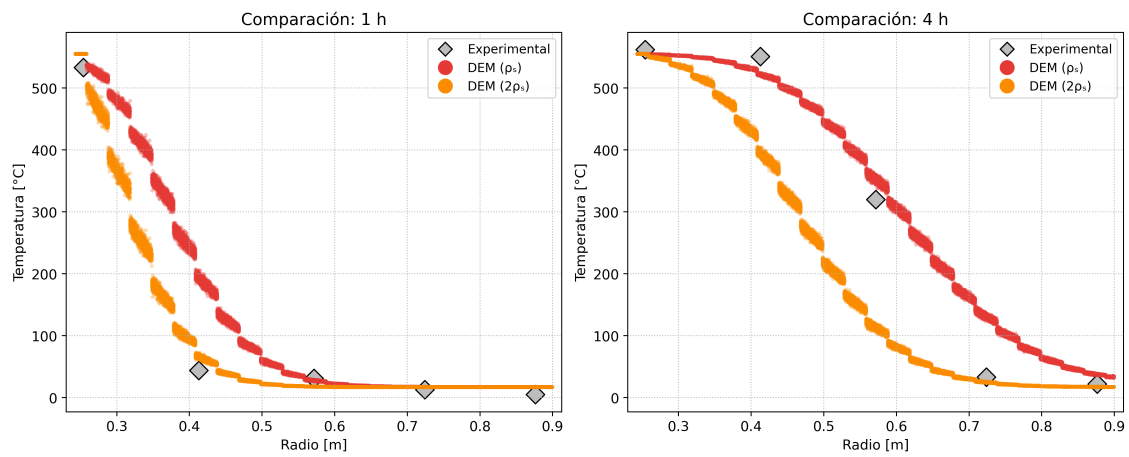


Figura 8.11: Resultados de temperatura con distinta densidad en las partículas

B. Resultados de número de Nusselt con distintos modelos

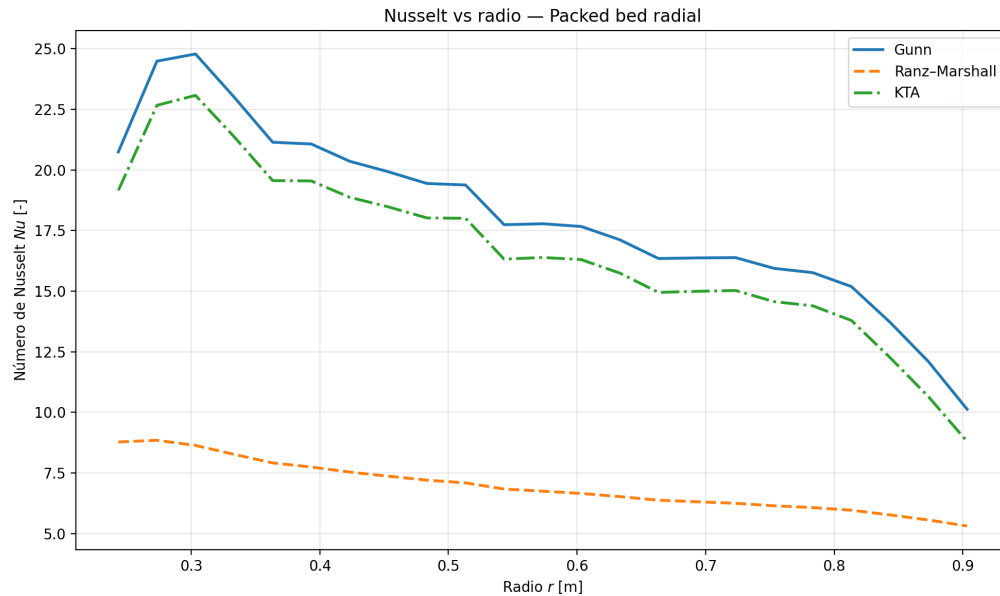


Figura 8.12: Resultados de número de nusselt en la coordenada radial con los modelos de Gunn, KTA y Ranz-Marshall

C. Resultados de error medio absoluto del modelo con elementos discretos y del modelo continuo

Tabla 8.2: Error por posición en 1 h de carga.

Posición	radio m	Modelo continuo		Modelo DEM	
		Error Absoluto	Error absoluto porcentual	Error Absoluto	Error absoluto porcentual
1	0.254	17.72	3.32 %	19.74	3.70 %
2	0.413	26.52	60.26 %	151.19	343.61 %
3	0.572	13.89	44.79 %	3.42	11.03 %
4	0.724	4.11	31.65 %	4.17	32.09 %
5	0.876	12.11	242.29 %	12.00	240.00 %
Promedio total		14.87	76.46 %	38.10	126.09 %

Tabla 8.3: Error por posición en 2 h de carga.

Posición	radio m	Modelo continuo		Modelo DEM	
		Error Absoluto	Error absoluto porcentual	Error Absoluto	Error absoluto porcentual
1	0.254	7.69	1.37 %	6.52	1.16 %
2	0.413	127.01	32.90 %	9.63	2.49 %
3	0.572	12.87	42.90 %	82.86	276.21 %
4	0.724	8.89	34.18 %	1.14	4.37 %
5	0.876	2.89	14.43 %	2.75	13.73 %
Promedio total		31.87	25.16 %	20.58	59.59 %

Tabla 8.4: Error por posición en 3 h de carga.

Posición	radio m	Modelo continuo		Modelo DEM	
		Error Absoluto	Error absoluto porcentual	Error Absoluto	Error absoluto porcentual
1	0.254	9.68	1.72 %	8.17	1.45 %
2	0.413	3.49	0.67 %	35.56	6.84 %
3	0.572	77.60	60.62 %	114.29	89.29 %
4	0.724	13.89	44.80 %	30.65	98.88 %
5	0.876	1.89	9.94 %	2.10	11.07 %
Promedio total		21.31	23.55 %	38.16	41.51 %

Tabla 8.5: Error por posición en 4 h de carga.

Posición	radio m	Modelo continuo		Modelo DEM	
		Error Absoluto	Error absoluto porcentual	Error Absoluto	Error absoluto porcentual
1	0.254	8.68	1.55 %	7.06	1.26 %
2	0.413	8.29	1.51 %	29.13	5.29 %
3	0.572	8.64	2.70 %	32.18	10.06 %
4	0.724	12.02	36.43 %	97.91	296.70 %
5	0.876	4.89	22.22 %	15.48	70.35 %
Promedio total		8.51	12.88 %	36.35	76.73 %