

2020-07

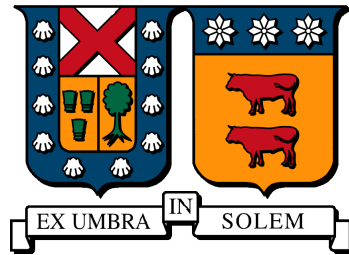
MODELACIÓN NUMÉRICA DE UNA TORRE DE CONCENTRACIÓN SOLAR CON ALMACENAMIENTO TÉRMICO

OLAVARRÍA TRAMÓN, DIEGO

<https://hdl.handle.net/11673/50033>

Repositorio Digital USM, UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

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



**Modelación numérica de una torre de
concentración solar con almacenamiento
térmico**

DIEGO OLAVARRÍA TRAMÓN

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : RODRIGO BARRAZA
PROFESOR CORREFERENTE : JESUS GARCIA

Julio 2020

Resumen

En el presente trabajo se desarrolla un modelo numérico de una torre de concentración solar, almacenamiento térmico por sales fundidas y un intercambiador de calor de placas paralelas. Estos tres componentes son fundamentales en una planta de concentración solar y permiten transferir la energía de la radiación proveniente del campo de heliostatos al ciclo de potencia. El modelo recibe como entrada el flujo de radiación de los heliostatos y como resultado se obtiene el calor que las sales fundidas pueden entregar al ciclo de potencia. El modelo es versátil y puede ser acoplado a diferentes campos de heliostatos y diferentes ciclos termodinámicos de diferentes potencias ya que todos los componentes del modelo son escalables en función de las especificaciones requeridas.

El modelo numérico se valida usando los resultados del software de código libre SAM con las especificaciones técnicas de la planta de concentración solar Solar Two.

Finalmente, se modela una planta torre de concentración solar ubicada en el norte de Chile, la cual tiene acoplado un ciclo de Brayton que opera con dióxido de carbono en estado supercrítico y se obtienen resultados para el ciclo en condiciones variables.

Abstract

In the present work, a numerical model of a solar concentration tower, thermal storage by molten salts and a parallel plate heat exchanger is developed. These three components are essential in a concentrated solar power plant and allow transfer of radiation energy from the heliostat field to the power cycle. The model receives the radiation flux of the heliostat field as input and as a result the heat that the molten salts can deliver to the power cycle is obtained. The model is versatile and can be coupled to different fields of heliostats and different thermodynamic cycles of different powers since all the components of the model are scalable depending on the required specifications.

The numerical model is validated using the results of the open source software SAM with the technical specifications of the Solar Two power plant.

Finally, a concentrated solar tower located in the north of Chile is modeled, which has a Brayton cycle coupled that operates with carbon dioxide in a supercritical state and results are obtained for the cycle under variable conditions.

Glosario

A: Área (m^2)

C_p: Calor específico ($J\ kg^{-1}K^{-1}$)

D: Diámetro (m)

e: Espesor (m)

F: Factor de forma (adimensional)

g: Aceleración de gravedad ($m\ s^{-1}$)

Gz: Número de Graetz (adimensional)

h: Coeficiente de convección ($W\ m^{-2}K^{-1}$)

H: Altura (m)

i: Entalpía específica ($J\ kg^{-1}$)

I: Radiación ($W\ m^{-2}$)

k: Conductividad térmica ($W\ m^{-1}K^{-1}$)

L: Largo (m)

ṁ: Flujo másico ($kg\ s^{-1}$)

Nu: Número de Nusselt (adimensional)

Pr: Número de Prandtl. (adimensional)

Q̇: Flujo de energía (W)

q̇: Flujo de calor por unidad de área ($W\ m^{-2}$)

r: Radio (m)

R: Resistencia térmica ($K\ W^{-1}$)

Ra_L: Número de Rayleigh (adimensional)

Re: Número de Reynolds (adimensional)

sCO₂: Dióxido de carbono supercrítico

T: Temperatura (K)

u: Velocidad ($m\ s^{-1}$)

W: Ancho (m)

Símbolos griegos

α : Coeficiente de difusividad térmica ($m\ s^{-1}$) o absorptividad (adimensional)

β : Coeficiente de expansión volumétrica (K^{-1})

ε : Emisividad (adimensionals)

η : Eficiencia (adimensional)

λ : Longitud de onda (m)

μ : Viscosidad dinámica ($Pa\ s$)

ν : Viscosidad cinemática ($m^2\ s^{-1}$)

ρ : Densidad ($kg\ m^{-3}$) o reflectividad (adimensional)

σ : Constante de Stefan–Boltzmann ($W\ m^{-2}\ K^{-4}$)

Sub-índices

abs: Absorbido

amb: Ambiente

C: Caliente

cond: Conducción

conv: Convección

ext: Exterior

F: Frío

inc: Incidente

int: Interior

lam: Laminar

p : Pared

rad : Radiación

rec: Recibidor

ref: Reflejado

s: Superficie

t: Tubo

turb: Turbulento

Índice general

| | |
|---|----|
| 1. Introducción | 1 |
| 1.1. Torre de concentración solar | 2 |
| 1.2. Objetivos | 3 |
| 2. Estado del arte | 4 |
| 2.1. Almacenamiento | 4 |
| 2.2. Intercambiador de calor | 5 |
| 2.2.1. Tipos de intercambiadores de calor | 6 |
| 2.2.2. Intercambiador de sales fundidas y sCO_2 | 6 |
| 2.3. Recibidor solar | 7 |
| 3. Modelo | 11 |
| 3.1. Modelo tanque de sales | 11 |
| 3.1.1. Modelo pérdidas de energía base del tanque | 12 |
| 3.1.2. Modelo pérdidas de energía pared húmeda del tanque | 14 |
| 3.1.3. Modelo pérdidas de energía de la superficie libre de las sales | 17 |
| 3.2. Modelo intercambiador de calor | 25 |
| 3.3. Modelo recibidor solar | 31 |
| 3.4. Modelo componentes acoplados | 41 |
| 4. Validación del modelo | 44 |
| 4.1. Validación de tanques de sales fundidas. | 44 |
| 4.2. Validación modelo intercambiador de calor. | 45 |
| 4.3. Validación modelo recibidor solar externo. | 46 |
| 4.4. Validación componentes acoplados | 48 |
| 5. Resultados | 52 |

| | |
|---------------------------------|----|
| 6. Conclusión | 55 |
| 6.1. Trabajos futuros | 56 |
| A. Gráficos | 61 |
| B. Tablas | 65 |

Índice de figuras

| | |
|--|----|
| 1.1. Esquema de una planta de torre de concentración solar con ciclo de Rankine. Fuente: NREL, software SAM. | 2 |
| 2.1. Diagrama de un intercambiador de calor de placas corrugadas paralelas (Fuente: Alfa Laval). | 7 |
| 2.2. Esquema de un receptor solar externo. | 8 |
| 2.3. Perfil de radiación que generado por el campo de heliostatos. | 9 |
| 2.4. Perfil de radiación que proyectado sobre el receptor solar externo. . . . | 10 |
| 3.1. Esquema modular de la transferencia de calor de las sales con el tanque. | 12 |
| 3.2. Balance de energía de la base del tanque de sales. | 13 |
| 3.3. Balance de energía en la pared del tanque de sales fundidas. | 14 |
| 3.4. Balance de energía sobre el volumen de control de la superficie libre de las sales. | 17 |
| 3.5. Balance de energía superficie libre sales. | 18 |
| 3.6. Balance de energía pared vertical seca del tanque de sales. | 19 |
| 3.7. Red de transferencia de calor por radiación al interior de tanque de sales. | 20 |
| 3.8. Algoritmo de iteración del cálculo de la pérdida de calor a través de la superficie libre de las sales. | 26 |
| 3.9. Esquema del intercambiador de calor de placas paralelas a contraflujo. . | 27 |
| 3.10. Detalle del intercambiador de calor de placas donde se destacan los volúmenes de control. | 28 |
| 3.11. Diagrama de un tubo del receptor solar externo. | 32 |
| 3.12. Sección transversal del tubo sometida a radiación uniforme. | 36 |
| 3.13. Radiación incidente en función del ángulo de incidencia sobre el tubo. . | 37 |
| 3.14. Algoritmo de iteración del cálculo del receptor solar. | 40 |
| 3.15. Algoritmo de operación de la planta de torre solar. | 42 |

| | | |
|------|---|----|
| 4.1. | Resultados de las pérdidas de calor del tanque de sales de Andasol del modelo contrastados con los resultados obtenidos por Schulte-Fischedick. | 45 |
| 4.2. | Resultados de los perfiles de temperatura obtenidos con el modelo a lo largo del intercambiador contrastados con los del modelo de Q. Fu. | 46 |
| 4.3. | Gráfico de comparación de los resultados obtenidos con el modelo desarrollado y los obtenidos por Lu Jianfeng. | 47 |
| 4.4. | Gráfico de los de comparación de los resultados con el modelo de Rodríguez-Sánchez. | 48 |
| 4.5. | Comparación de los resultados obtenidos por el modelo y por SAM. | 50 |
| 4.6. | Pérdidas de calor del tanque de sales de SAM contrastadas con las obtenidas por el modelo. | 51 |
| 5.1. | Resultados del comportamiento de la planta con un ciclo de Brayton con sCO_2 fuera de diseño. | 53 |
| 5.2. | Resultados del comportamiento de la planta con un ciclo de Brayton con sCO_2 fuera de diseño bajo condiciones operacionales. | 54 |
| A.1. | Diferencia de los resultados del modelo con los obtenidos por Schulte-Fischedick para el tanque de sales caliente. | 61 |
| A.2. | Diferencia del perfil de temperatura de los resultados del modelo y los resultados obtenidos por Q. Fu para el intercambiador de calor. | 62 |
| A.3. | Gráfico de la eficiencia del ciclo de Brayton de sCO_2 generado con los polinomios de Correa [1]. | 63 |
| A.4. | Comportamiento promedio de la planta en los días de invierno con almacenamiento de 3 horas. | 64 |

Índice de tablas

| | |
|--|----|
| 3.1. Propiedades termofísicas de las sales fundidas. | 29 |
| B.1. Datos utilizados para los resultados con condiciones variables. | 65 |
| B.2. Especificaciones técnicas planta Solar Two. | 66 |

Capítulo 1

Introducción

Gran parte de las plantas de generación eléctrica convencionales son térmicas, esto quiere decir que convierten el calor en energía eléctrica. Esto se logra por medio de un ciclo termodinámico, por el cual es posible transformar el calor en energía mecánica, la cual es posteriormente transformada en energía eléctrica. Hoy en día la mayoría de las plantas térmicas dependen de combustibles fósiles para generar calor, lo que hace que este proceso sea altamente contaminante y genere grandes impactos ambientales [2]. Como se sabe, los combustibles fósiles son un recurso limitado y su uso contribuye enormemente al calentamiento global [3]. No se puede depender de este tipo de combustibles para el futuro, por lo que nuevas formas de generar energía de manera limpia, sustentable y ecológica son requeridas.

En este contexto, las energías renovables son claves para un desarrollo sustentable. Dentro de las fuentes de energía renovable, una de las tecnologías más prometedoras es la concentración solar [4], la cual consiste en redireccionar la radiación proveniente del sol, concentrando toda la radiación en un punto. Al transferir esta energía a un fluido es posible alcanzar altas temperaturas, lo que hace posible acoplar un ciclo termodinámico. Este tipo de tecnología está en vías de desarrollo, sin embargo, hay varias plantas de concentración solar en funcionamiento, de las cuales un gran número operan comercialmente [5]. Existen diferentes tecnologías de concentración solar, las más conocidas son: disco Stirling, concentradores Fresnel, concentración solar cilíndrico parabólico y torre solar. Esta última es la que más atención se le ha dado debido al potencial que tiene [6]. Es capaz de alcanzar altas temperaturas, el fluido no recorre largas distancias para recibir la radiación solar y es posible acoplar un sistema de almacenamiento.

1.1. Torre de concentración solar

Las plantas de torre de concentración solar cuentan con 5 elementos fundamentales: campo de heliostatos, receptor solar, almacenamiento, intercambiador de calor y ciclo de potencia, como muestra la figura 1.1.

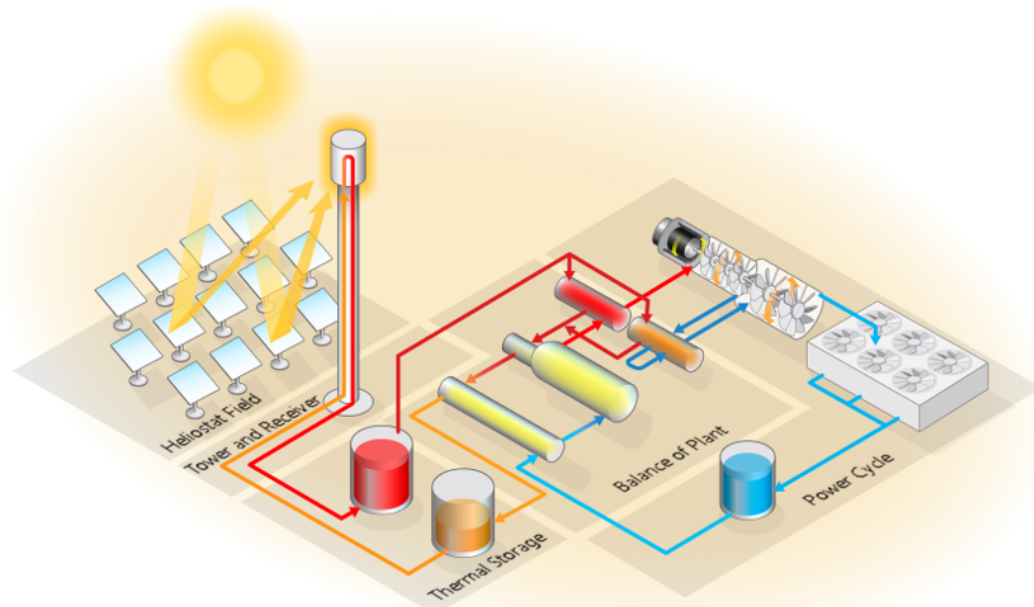


Figura 1.1: Esquema de una planta de torre de concentración solar con ciclo de Rankine. Fuente: NREL, software SAM.

La radiación solar directa incide sobre el campo de heliostatos los cuales tienen un sistema de rastreo de la posición del sol y son capaces de redirigir la radiación solar y enviarla al receptor ubicado en el extremo superior de la torre solar. El receptor solar transfiere la energía del flujo de radiación proveniente del campo de heliostatos a las sales fundidas causando un aumento en su temperatura. Las sales fundidas, ahora cargadas, son enviadas al intercambiador de calor para transferir la energía al ciclo de potencia o pueden ser enviadas al almacenamiento para su posterior uso. De esta manera, el ciclo de potencia es alimentado con energía solar produciendo energía de forma renovable.

1.2. Objetivos

Objetivo general

El objetivo general desarrollar un modelo numérico de la torre solar y el almacenamiento térmico con sales fundidas para estudiar el comportamiento de una central de concentración solar.

Objetivos secundarios

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

- Estudiar el estado del arte de las plantas de concentración solar, almacenamiento de sales, intercambiadores de calor y receptor solar.
- Modelar numéricamente almacenamiento de sales, intercambiadores de calor y receptor solar.
- Validar los modelos numéricos realizados.
- Evaluar el desempeño del conjunto de la torre solar y los componentes modelados acoplados a un ciclo de dióxido de carbono en estado supercrítico.

Capítulo 2

Estado del arte

2.1. Almacenamiento

Uno de los grandes problemas de la generación de energía eléctrica por medio de energía solar es su disponibilidad, ya que se cuenta con esta solo cuando hay radiación solar y generalmente la demanda de energía no coincide su producción. Esto es una desventaja considerable en comparación con las plantas eléctricas convencionales ya que estas cuentan siempre con combustible disponible y pueden producir energía cuando hay más demanda. Las plantas que producen electricidad a partir de combustibles fósiles cuentan con almacenamiento químico, el combustible. Por el contrario las plantas de energía solar producen energía cuando hay radiación solar lo cual no coincide con la demanda de energía por parte de los usuarios, es por esto que el almacenamiento cumple un rol fundamental en la plantas de energía solar ya que permite despachar energía constantemente independiente de si hay periodos de tiempo en que la radiación solar disminuye. También es posible extender la producción de energía proveniente de sol incluso después de la puesta de sol reduciendo la diferencia entre la producción y la demanda.

Existen diversas tecnologías para almacenar energía como baterías, aire comprimido, materiales de cambio de fase (PCM), hidrógeno o bombeo hidráulico sin embargo la mayoría están poco desarrolladas o presentan dificultades técnicas a la hora de implementarlas en una planta de torre de concentración solar [7]. Una de las tecnología mas desarrolladas para el almacenamiento de plantas de concentración solar es el almacenamiento térmico por sales fundidas. Este almacenamiento consiste en dos tanques de gran tamaño aislados térmicamente, un tanque contiene sales fundidas a altas tem-

peratura y el otro a bajas temperaturas. Cuando no hay energía almacenada el tanque de sales frío se encuentra lleno y el tanque caliente vacío. Luego, cuando la planta inicia su operación, las sales fundidas del tanque frío reciben calor en el receptor lo cual causa un aumento en su temperatura y son enviadas al ciclo de potencia, en caso del que el ciclo de potencia este operando a máxima potencia las sales fundidas sobrantes son dirigidas al tanque caliente donde son almacenada para su posterior utilización, de esta manera se tiene energía disponible en el almacenamiento. Esta tecnología fue probada satisfactoriamente en la planta Solar Two [8] y luego en plantas comerciales como Andasol 1 y Andasol 2 [9].

En la literatura los modelos numéricos de almacenamiento de tanque de sales no son abundantes, sin embargo dos autores han realizados modelos del tanque de sales de la planta de concentración solar Andasol ubicada en España. Schulte-Fischedick et al. [10] desarrollo un modelo en CFD para estudiar el comportamiento de las sales al interior del tanque y lo acopló a un modelo de elementos finitos para estudiar las pérdidas de calor a través de las paredes del tanque. Perez Segarra et al. [11] realizó un modelo numérico del mismo tanque de sales que Schulte-Fischedick y obtuvo resultados similares.

El tanque de sales es un contenedor cilíndrico de acero inoxidable rodeado por una capa de aislación de lana mineral y luego otra capa de acero inoxidable en el exterior. En el caso de la base se tiene una capa de acero, luego lana mineral y una capa de concreto.

2.2. Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son fundamentales en la generación de energía, ya que estos influyen de gran manera sobre la eficiencia total de la planta generadora tanto en la eficiencia como en el tamaño de la planta.

En una planta de generación de energía se pueden encontrar intercambiadores de calor desempeñando tres funciones: fuente de calor, recuperador y enfriador. El intercambiador de calor a modelar corresponde al intercambiador de calor que transfiere calor de la fuente primaria al ciclo de potencia. Es también llamado intercambiador de calor primario o intermedio. Este intercambiador de calor es el que aporta la energía para el ciclo termodinámico transfiriendo calor proveniente de las sales fundidas.

2.2.1. Tipos de intercambiadores de calor

Existe una gran cantidad de intercambiadores de calor utilizados en la industria, sin embargo, para el los más utilizados en la industria y que son buenos candidatos transferir calor de las sales fundidas al dióxido de carbono en estado supercrítico se describen a continuación.

Tubos y carcasa

El intercambiador de calor de tubos y carcasas en es uno de los intercambiadores de calor más utilizado en aplicaciones industriales. Este intercambiador de calor está compuesto por una gran cantidad de tubos envueltos en un tubo de mayor diámetro, la carcasa, de forma que los ejes de los tubos y la carcasa estén paralelos. La transferencia de calor ocurre cuando un fluido circula en el interior de los tubos y otro fluido en el exterior de ellos pero al interior de la carcasa. Este tipo de intercambiador de calor se caracteriza por su alto peso y gran tamaño, por que lo limita para algunos usos como la aeronáutica.

Placas paralelas

Un nuevo tipo de intercambiador de calor que recientemente está siendo adoptado por la industria es el intercambiador de calor de placas paralelas. Esto se debe a la poca investigación e información acerca de este tipo de intercambiadores de calor, sin embargo, su bajo costo, versatilidad, fácil mantenimiento y alta eficiencia hacen que haya más interés sobre este tipo de intercambiadores [12].

Los intercambiadores de placas consisten en una serie de placas ubicadas de forma paralela por las que los fluidos circulan intercaladamente de tal manera que el fluido a frío se encuentra rodado por dos placas donde circula el fluido caliente, lo cual aumenta considerablemente su eficiencia. Una de los grandes atractivos de este tipo de intercambiador es su construcción por módulos la cual permite aumentar el caudal de trabaja simplemente añadiendo más placas al intercambiador.

2.2.2. Intercambiador de sales fundidas y sCO_2

Debido a las limitaciones de temperatura de la sales fundidas para alcanzar la temperatura de trabajo del sCO_2 ($700^\circ C$) intercambiadores de calor donde interactúen los dos fluidos han sido poco estudiados. Q. Fu et al. [13] estudio el efecto de perfiles alares

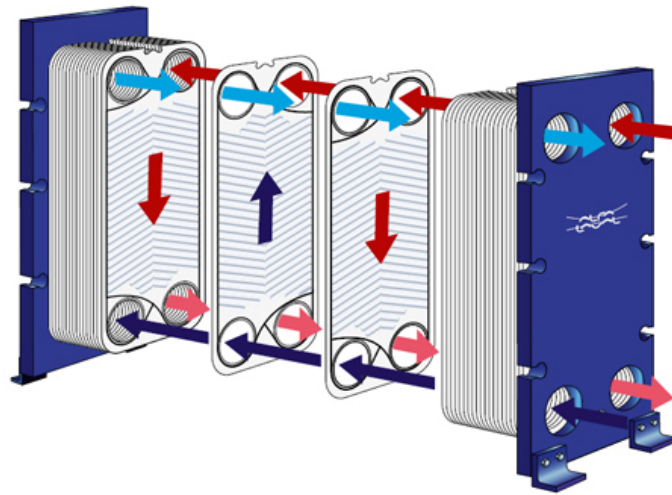


Figura 2.1: Diagrama de un intercambiador de calor de placas corrugadas paralelas (Fuente: Alfa Laval).

en un intercambiador de calor de placas paralelas para el sCO_2 y un canal recto para las sales fundidas. El resultado de su investigación fue que los perfiles alares solo en la placa del del sCO_2 es una configuración efectiva ya que estas ayudan a reducir los vórtices.

2.3. Recibidor solar

El recibidor solar recibe toda la radiación proveniente del campo de heliostatos y transfiere esa energía al fluido de trabajo, lo cual se traduce en un aumento de su temperatura. En otras palabras, el campo de heliostatos y el recibidor solar son los que aportan la energía que es utilizada en el ciclo de potencia, cumplen la función de una caldera en el ciclo termodinámico.

El recibidor solar de tipo externo está compuesto por una serie de tubos los cuales están agrupados en paneles, cada panel tiene una entrada y una salida del fluido para que este circule dentro de los tubos. En la figura 2.2 (a) se muestra un diagrama del recibidor externo donde se distingue un panel y sus correspondientes tubos.

El fluido entra por la parte norte del recibidor, como muestra la figura 2.2 (b) [14], este recorre cada tubo de cada panel y sale por la parte sur del recibidor. El flujo es dividido en 2 por lo que una parte del flujo circula por el lado este del recibidor y la otra parte del flujo por la parte oeste.

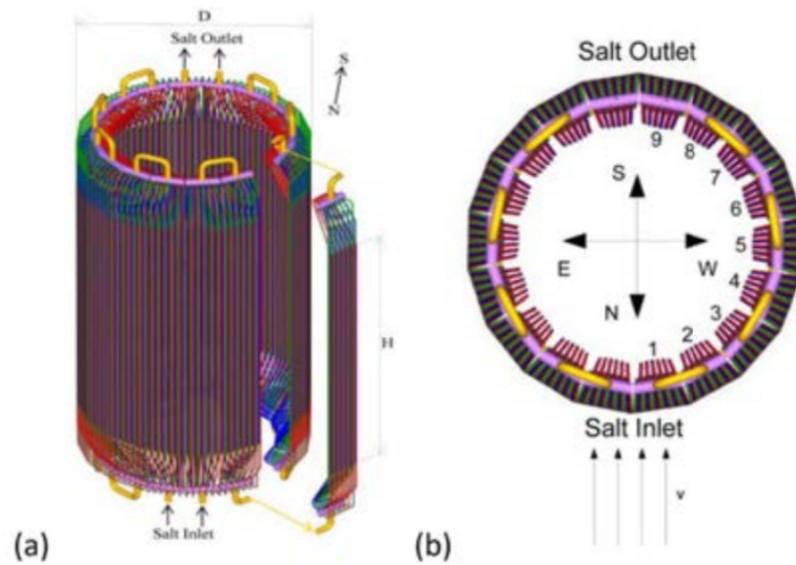


Figura 2.2: Esquema de un receptor solar externo.

Las características importantes del receptor son:

- H : la altura del receptor
- D : diámetro del receptor
- N_p : número de paneles que componen el receptor
- N_t : número de tubos por panel
- d_{int} : diámetro interno de los tubos del receptor
- d_{ext} : diámetro externo de los tubos del receptor
- N_f : número de flujos

Los materiales de los tubos del receptor deben ser muy resistentes ya que son sometidos a altas temperatura y corrosión [15]. Por lo general los tubos tienen un recubrimiento que permite aumentar la absorptividad y reducir la emisividad de la radiación incidente con lo cual se disminuyen las pérdidas de energía.

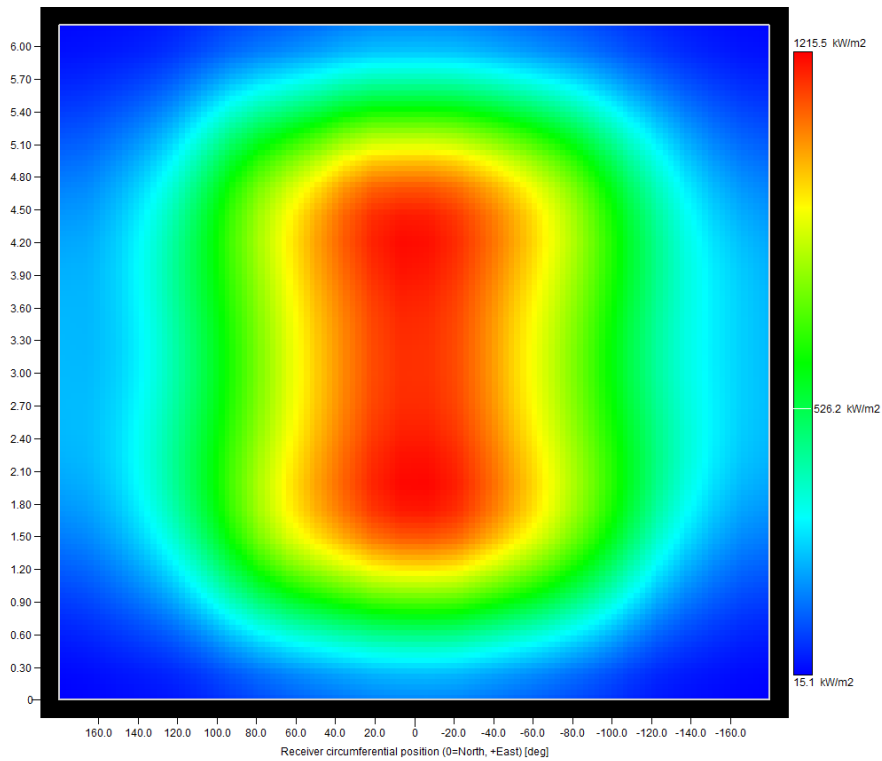


Figura 2.3: Perfil de radiación que generado por el campo de heliostatos.

La radiación provenientes de los heliostatos es concentrada en el receptor solar formando el perfil de radiación, figura 2.3. Se observa que en el centro es donde se obtiene la mayor cantidad de radiación y a medida que se mueve hacia los extremos la magnitud de la radiación disminuye paulatinamente.

Al proyectar el perfil de radiación solar sobre el receptor se se obtiene que la radiación máxima se ubica al centro del lado norte del receptor la cual va disminuyendo a medida que se acerca a los extremos de este. También se puede apreciar que los costados del receptor, este y oeste, reciben menor radiación, y que la parte sur recibe una radiación aún menor como muestra la figura 2.4.

Debido a la alta importancia del receptor en las plantas solares se ha puesto mucha atención en el desempeño y la optimización de estos. Rodríguez-Sánchez et al. [16] desarrolló un modelo numérico en dos dimensiones, axial y radial, para evaluar el comportamiento de un receptor solar externo donde determina que la temperatura externa de los tubos del receptor es de extrema importancia ya que no solo está relacionada las pérdidas de energía sino que también afecta el esfuerzo mecánico al que están sometidos los tubos y la corrosión causada por las sales.

Rodríguez-Sánchez utiliza un perfil de radiación basado en una distribución normal

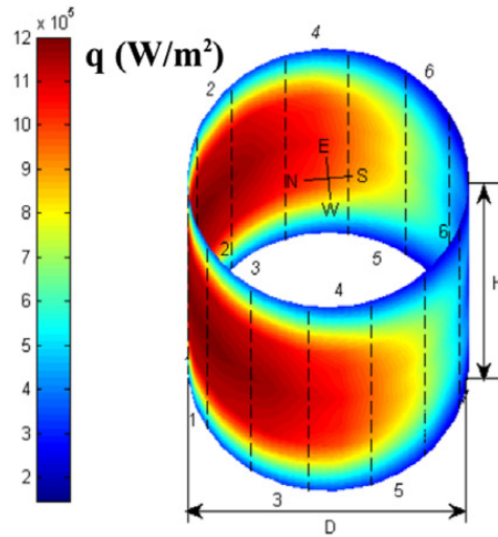


Figura 2.4: Perfil de radiación que proyectado sobre el receptor solar externo.

bivariada para evaluar el desempeño del receptor. Con el perfil de radiación, las dimensiones características del receptor y los parámetros de entrada, Rodríguez-Sánchez determina la temperatura externa e interna de cada tubo, las temperaturas de las sales fundidas a lo largo del receptor y el calor transferido a las sales.

Otra forma de analizar el receptor solar externo es mediante un modelo numérico en una dimensión (axial). Lu Jianfeng et al. [17] y Singer et al. [18] desarrollaron este modelo. Lu Jianfeng modela el receptor solar como un tubo de espesor despreciable el cual es sometido a una radiación uniforme y constante. Los parámetros de entrada de este modelo son el radio del tubo, la radiación promedio y la temperatura y velocidad de entrada del fluido.

Lu Jianfeng determina en su trabajo que los parámetros de transferencia de calor calculados con el promedio de la radiación incidente son prácticamente idénticos al promedio de los valores calculados alrededor del tubo lo cual permite analizar el receptor de manera axial sin mayores errores que un modelo numérico de dos dimensiones.

Capítulo 3

Modelo

El modelo numérico de los componentes a modelar se divide en tres bloques: tanque de sales fundidas, intercambiador de calor y receptor solar. Cada uno de estos componentes se modela por separado y posteriormente se modelan los componentes acoplados, los cuales reciben como entrada el flujo de radiación del campo de heliostatos y como salida se obtiene el calor transferido al ciclo de potencia.

3.1. Modelo tanque de sales

El tanque de sales está compuesto por 7 elementos importantes que interactúan entre sí en la transferencia de calor, estos son: Las sales fundidas, la pared, tapa y base del tanque, el aire al interior del tanque, el ambiente y la superficie de la tierra. Las sales transfieren directamente calor a las paredes del tanque luego este calor es disipado en el ambiente. También transfieren calor a la base del tanque el cual es dirigido hasta la superficie de la tierra donde es disipado. La superficie libre de las sales transfieren calor tanto al aire interior como a las paredes y tapa del tanque, luego ese calor es transferido al ambiente como muestra la figura 3.1. El modelo del tanque de sales se divide en tres partes, las cuales representan la sección por la que las sales pierden energía. La primera es la superficie de la base del tanque, la segunda es la pared húmeda del tanque y la última es la superficie libre de las sales. Como entrada al modelo se tiene el calor que las sales tienen el cual se calcula en función de la masa de las sales y su temperatura. Y como resultado se obtiene las pérdidas de calor de tanque de sales las

cuales corresponden a la suma de las todas las pérdidas que rodean al tanque.

$$Q_{total} = Q_{per,base} + Q_{per,pared} + Q_{per,sup\ libre} \quad (3.1)$$

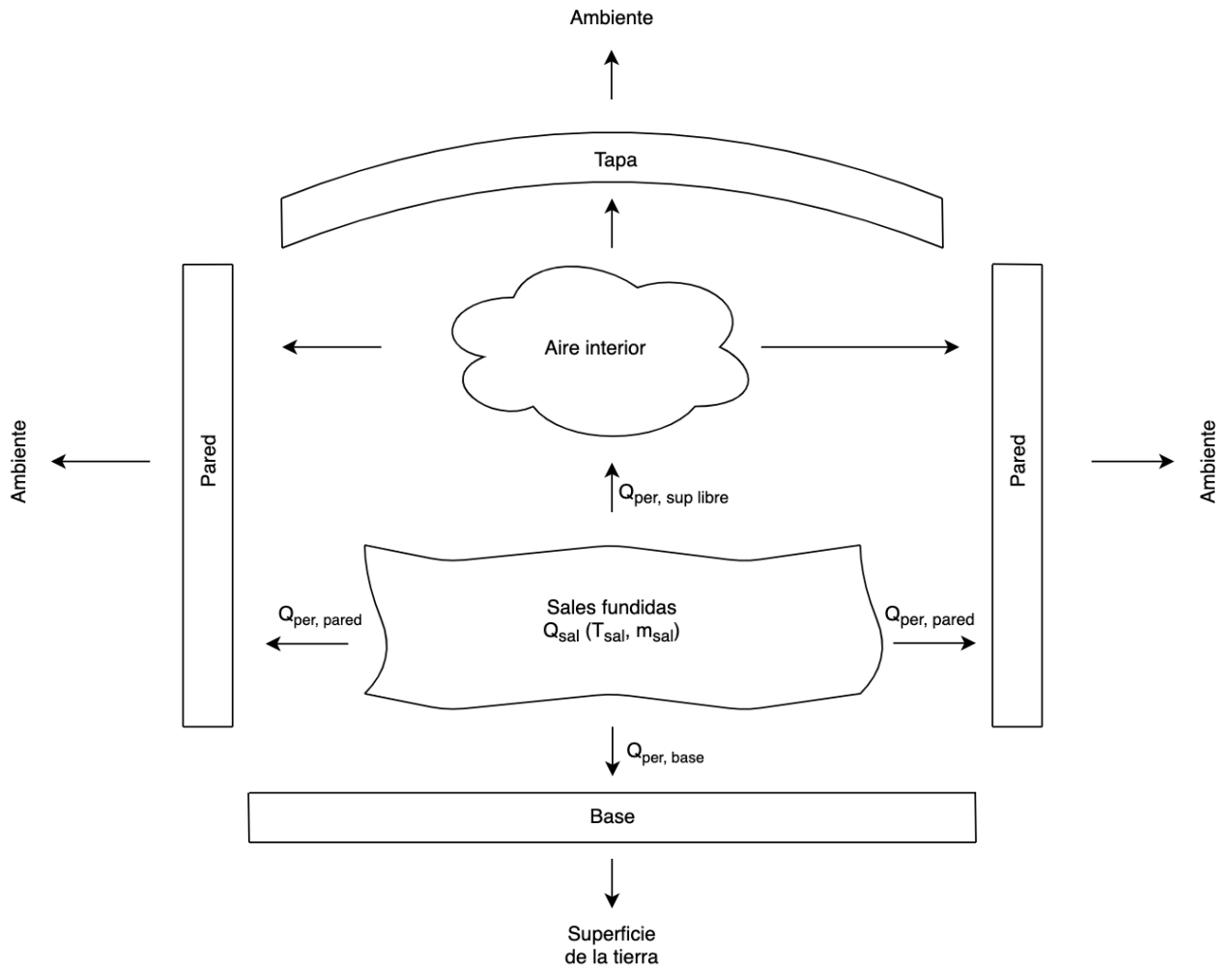


Figura 3.1: Esquema modular de la transferencia de calor de las sales con el tanque.

3.1.1. Modelo pérdidas de energía base del tanque

Las pérdidas de energía de las sales por medio de la base del tanque corresponden al calor que es transferido desde las sales hasta la superficie de la tierra.

Las sales transfieren el calor a la superficie interior del tanque, luego pasan por la capa de aislamiento y finalmente llegan a la superficie terrestre. La condición de borde

en este caso está dada por la temperatura de la superficie de la tierra, ya que todo el calor liberado por las sales es absorbido por la superficie terrestre como muestra la figura 3.2. El calor transferido se calcula como la diferencia de temperatura entre las sales fundidas y la superficie de la tierra dividido en la sumatoria de las resistencias de conducción.

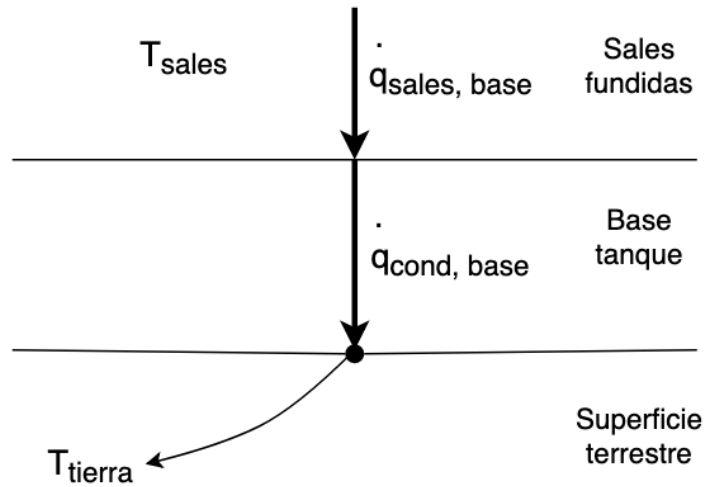


Figura 3.2: Balance de energía de la basa del tanque de sales.

$$\dot{q}_{sales,base} = \dot{q}_{cond,base} = \frac{T_{sales} - T_{tierra}}{\sum R_{cond}} \quad (3.2)$$

Las resistencias más importantes a considerar son la resistencia de la pared interior de acero inoxidable del tanque, la aislación, el acero inoxidable de la pared exterior y la resistencia de la tierra.

$$\sum R_{cond} = R_{acero,int} + R_{aislación} + R_{acero,ext} + R_{tierra} \quad (3.3)$$

Cada resistencia de conductividad se puede calcular como el espesor de la capa por la que la transferencia de calor ocurre, dividido el coeficiente de conductividad térmica del material.

$$R_{cond} = \frac{e}{k} \quad (3.4)$$

Finalmente, el calor que pierden las sales fundidas por la base se puede expresar como el calor liberado por las sales por el área de transferencia de calor.

$$\dot{Q}_{sales} = \dot{q}_{sales} \cdot A \quad (3.5)$$

Donde A corresponde al área interior de la base del tanque de almacenamiento de sales fundidas.

3.1.2. Modelo pérdidas de energía pared húmeda del tanque

La pared de la superficie húmeda del tanque corresponde a la porción de la pared del tanque de sales que está en contacto con las sales fundidas.

Las pérdidas de energía de las sales fundidas por la pared del tanque son directamente proporcionales a la altura del nivel de las sales en el tanque. Esto debido a que mientras más alto es el nivel de las sales más grande es la superficie de contacto de las sales fundidas con pared del tanque y mayor es el área de transferencia de calor.

El balance de energía de la pared del tanque de sales se ilustra en la figura 3.3. El calor de las sales es transferido por conducción a través de la pared del tanque de sales donde luego es disipado por medio de convección y radiación con el ambiente.

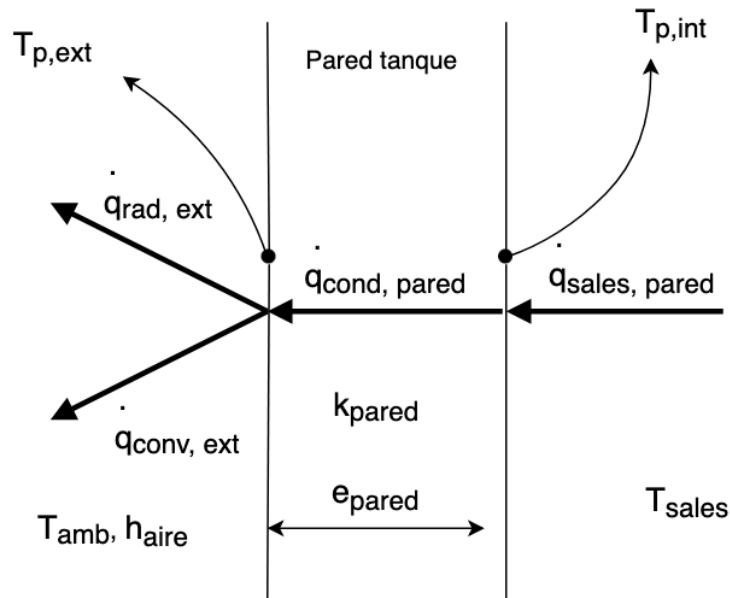


Figura 3.3: Balance de energía en la pared del tanque de sales fundidas.

La energía pérdida por las sales a través de la pared del tanque, $\dot{q}_{sales,pared}$, es igual a la energía que fluye por la pared del tanque y también es equivalente a la suma de la

energía disipada al ambiente por convección y radiación.

$$\dot{q}_{sales,pared} = \dot{q}_{cond,pared} = \dot{q}_{conv,ext} + \dot{q}_{rad,ext} \quad (3.6)$$

El calor transferido por conducción de puede calcular por medio de la analogía eléctrica. Para el cálculo del calor transferido por conducción por unidad de área se utilizan las temperaturas de la pared interior y exterior del tanque de sales.

$$\dot{q}_{cond,ext} = \frac{T_{p,int} - T_{p,ext}}{\sum R_{cond}} \quad (3.7)$$

La temperatura de la pared exterior del tanque, $T_{p,ext}$, es una incógnita. Por otro lado, la temperatura de la pared interior del tanque, $T_{p,int}$, es igual a la temperatura de las sales, ya que estas están en equilibrio térmico. Las resistencias de conducción se calculan de la misma manera que para la base del tanque con al ecuación 3.3 y 3.4.

La energía transferida por radiación por unidad de área se calcula con la ley de Stefan–Boltzmann para cuerpo gris.

$$\dot{q}_{rad,ext} = \sigma \cdot (T_{p,ext} - T_{amb}) \cdot \varepsilon \quad (3.8)$$

Donde σ corresponde a la constante de Stefan–Boltzmann cuyo valor es $5,670367 \cdot 10^8 [Wm^{-2}K^{-4}]$ y ε es la emisividad la cual depende de cada material.

Los tanques de sales fundidas suelen estar a la intemperie, por lo que la convección es de carácter forzada producto del viento que circula en las cercanías del tanque.

$$\dot{q}_{conv,ext} = (T_{p,int} - T_{amb}) \cdot h_{aire} \quad (3.9)$$

Donde h_{conv} es el coeficiente de convección del aire.

Con las ecuaciones 3.6, 3.7, 3.8 y 3.9 se tiene el siguiente sistema de 4 ecuaciones y 4 incognitas.

Al resolver el este sistema de ecuaciones se obtiene la transferencia de calor por conducción por la pared, convección y radiación con el ambiente, y la temperatura de la pared exterior del tanque de sales. Con esto por medio de la ecuación 3.6 se obtiene el calor perdido por las sales por unidad de área.

$$\sigma \cdot (T_{p,ext}^4 - T_{amb}^4) \cdot \varepsilon + (T_{p,ext} - T_{amb}) \cdot h_{aire} - \left(\frac{T_{p,int} - T_{p,ext}}{\sum R_{cond}} \right) = 0 \quad (3.10)$$

De la ecuación anterior se obtiene la temperatura del exterior de la pared del tanque de sales y se puede obtener el valor del calor perdido por las sales a través de la pared húmeda con la ecuación 3.7.

Modelo para calcular el coeficiente de convección del aire de la pared del tanque

El coeficiente de convección no es una propiedad del fluido, es un parámetro que se obtiene de forma experimental y depende de muchos factores que afectan la convección, tales como la configuración de la geometría del área de transferencia de calor, la temperatura del fluido, la naturaleza de la convección, las propiedades del fluido y la velocidad del fluido.

En primer lugar se calcula el número de Reynolds para un cilindro de diámetro D .

$$Re_D = \frac{\rho u_f D}{\mu} \quad (3.11)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, en este caso aire, u_f de la velocidad perpendicular del fluido circundante y μ es la viscosidad del aire.

Otro número adimensional que es relevante para calcular el coeficiente de convección es el número de Prandtl.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3.12)$$

Donde C_p es el calor específico, k es la conductividad térmica y μ es la viscosidad del fluido.

Para el cálculo de estos números adimensionales las propiedades del fluido son evaluadas a la temperatura promedio. Esto es el promedio de la temperatura de la pared exterior del tanque de sales con la temperatura ambiente.

$$T_f = \frac{T_{p,est} + T_{amb}}{2} \quad (3.13)$$

Con los números de Reynolds y Prandtl se puede calcular el número de Nusselt promedio para toda la superficie de la pared del tanque de sales usando la correlación de Churchill and Bernstein [19].

$$\overline{Nu}_D = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{0,5} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{2,82 \cdot 10^5}\right)^{0,625}\right]^{0,80} \quad (3.14)$$

para $1 \cdot 10^2 < Re_D < 1 \cdot 10^7$ y $Re_D Pr > 0,2$

Finalmente con el número de Nusselt promedio se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} D}{k} \quad (3.15)$$

3.1.3. Modelo pérdidas de energía de la superficie libre de las sales

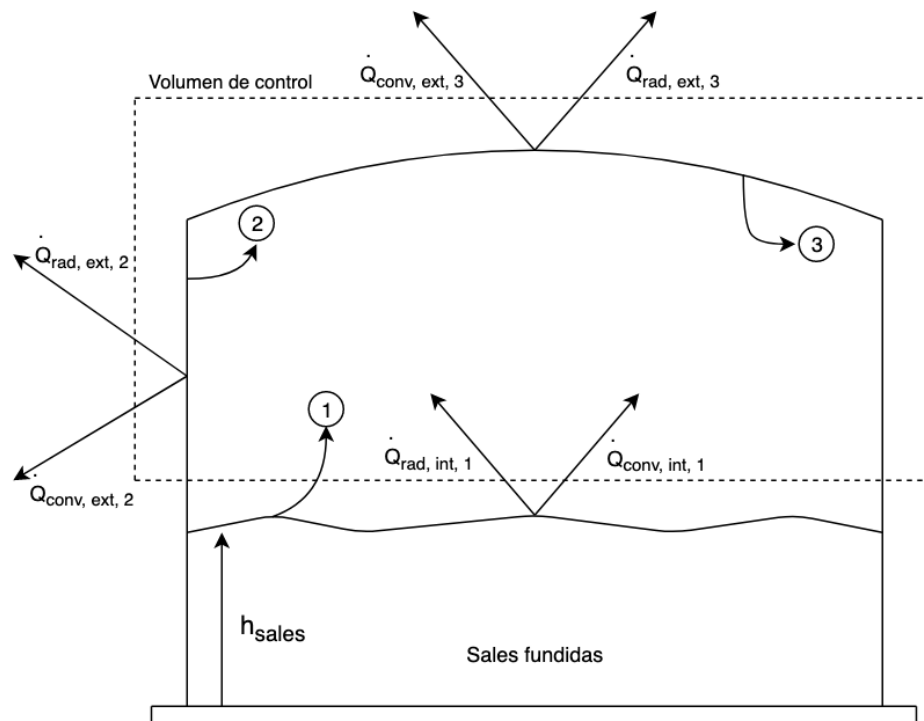


Figura 3.4: Balance de energía sobre el volumen de control de la superficie libre de las sales.

La figura 3.4 muestra las superficies que están en contacto con el aire confinado dentro del tanque. Se identifican 3 superficies: 1) la superficie libre de las sales fundi-

das, 2) la pared vertical del tanque, y 3) la tapa de tanque. El calor transferido por la superficie 1 corresponde a la energía que pierden las sales por las superficie libre. Las sales fundidas pierden energía por medio de convección y radiación. Luego esa energía es transferida al ambiente a través de la pared seca, superficie 2, y la tapa del tanque, superficie 3.

Debido a que las condiciones de borde están dadas por la temperatura ambiente al exterior del tanque, para calcular $\dot{Q}_{conv,int,1}$ y $\dot{Q}_{rad,int,1}$ que muestra la figura 3.5 se debe calcular también la transferencia de calor de la pared seca y la tapa.

$$\dot{Q}_{sales,libre} = \dot{Q}_{conv,int,1} + \dot{Q}_{rad,int,1} \quad (3.16)$$

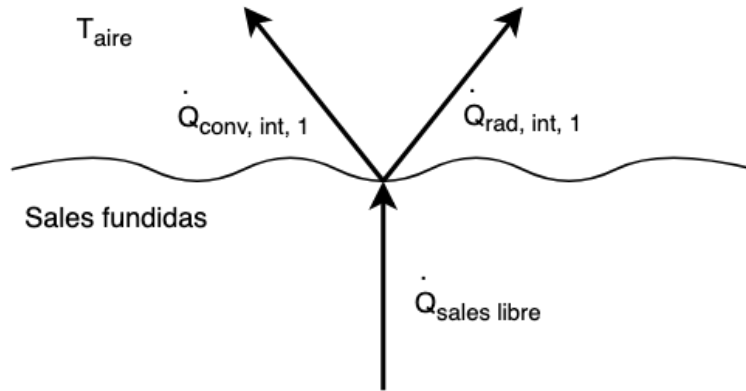


Figura 3.5: Balance de energía superficie libre sales.

La pared vertical del tanque, superficie 2, transfiere el calor del interior del tanque hacia el exterior. El balance de energía de esta superficie se representa en la figura 3.6. En el interior de la pared, esta recibe calor por medio de radiación proveniente de las sales y por convección proveniente del aire interior. Luego el calor es transferido a través de la pared por medio de conducción hasta llegar al exterior de la pared donde el calor es transferido al ambiente.

$$\dot{Q}_{conv,int,2} + \dot{Q}_{rad,int,2} = \dot{Q}_{cond,2} = \dot{Q}_{rad,ext,2} + \dot{Q}_{conv,ext,2} \quad (3.17)$$

El calor transferido por conducción en la pared del tanque de sales se calcula de la misma forma que en la pared húmeda del tanque, utilizando la ecuación 3.7, la diferencia es que la temperatura de la pared interior del tanque no es igual a la temperatura

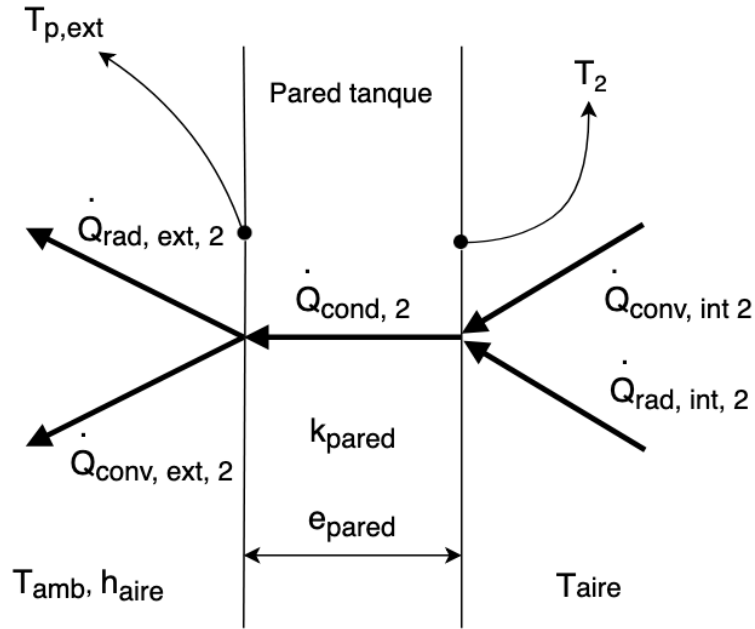


Figura 3.6: Balance de energía pared vertical seca del tanque de sales.

de las sales, sino que está dada por el calor transferido desde la superficie libre de las sales por radiación y convección, el cual es un valor desconocido. La transferencia de calor por radiación y convección se calculan por medio de las ecuaciones 3.8 y 3.9 respectivamente.

El calor transferido por la tapa del tanque se calcula de manera similar al calor transferido por la pared. El balance de energía de la tapa, superficie 3, es idéntico al de la pared del tanque. En la superficie interior de la tapa el calor es transferido por radiación y convección, luego es transferido a la superficie exterior por medio de conducción a través de la tapa y finalmente el calor se transfiere al ambiente por convección y radiación.

$$\dot{Q}_{conv,int,3} + \dot{Q}_{rad,int,3} = \dot{Q}_{cond,3} = \dot{Q}_{rad,ext,3} + \dot{Q}_{conv,ext,3} \quad (3.18)$$

Los cálculos de los valores de las transferencias de calor son idénticos a los de la pared vertical seca del tanque de sales. Se calcula el calor transferido por conducción, convección y radiación con las ecuaciones 3.7, 3.9 y 3.8 respectivamente.

Para el cálculo de los valores del calor transferido al interior del tanque se divide el

problema en 2 modelos, uno de radiación y el otro de convección.

Para el modelo de radiación se tratan las superficies interiores del tanque como superficies difusas y grises. Con esto en consideración se establece la red de transferencia de calor por radiación entre las 3 superficies interiores del tanque de sales que muestra la figura 3.7. La superficie libre de las sales, superficie 1, intercambia calor tanto con la pared del tanque, superficie 2, como con la tapa del tanque, superficie 3.

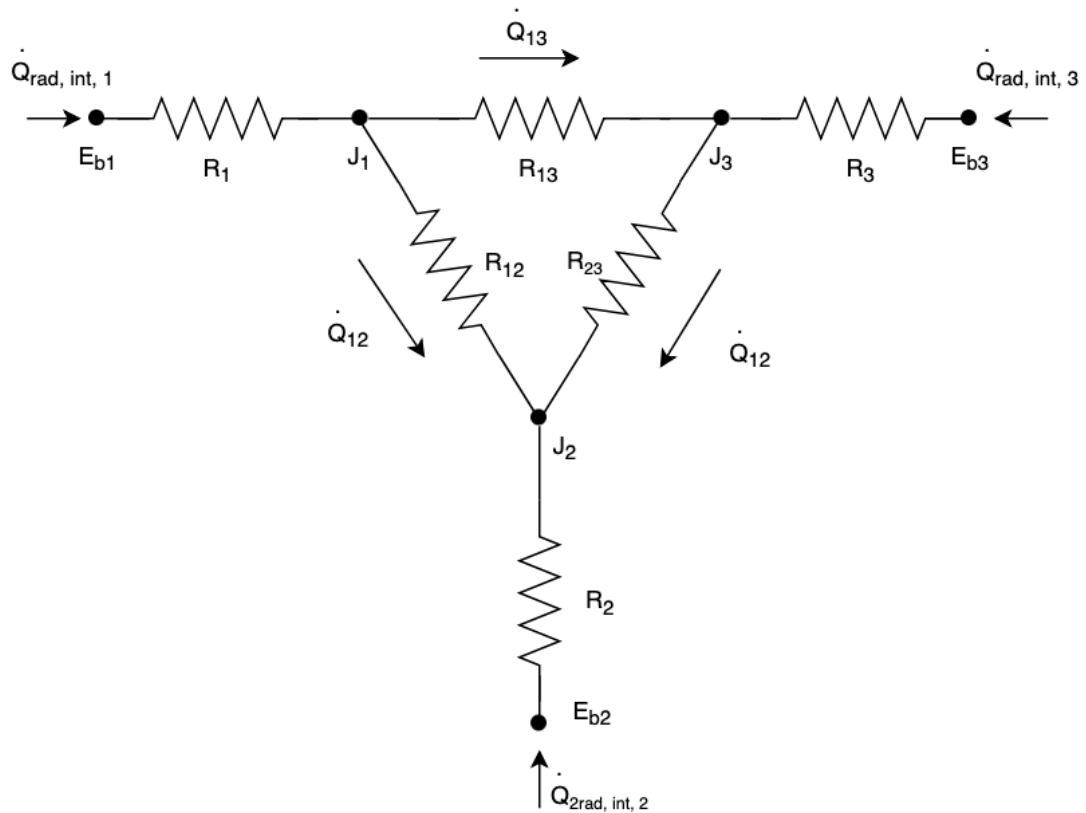


Figura 3.7: Red de transferencia de calor por radiación al interior de tanque de sales.

E_b corresponde a la radiación emitida por un cuerpo negro.

$$E_b = \int_0^{\infty} E_{b,\lambda} d\lambda = \sigma T^4 \quad (3.19)$$

Donde T es la temperatura absoluta del cuerpo, σ es la constante de Stefan–Boltzmann y λ es la longitud de onda.

Cada superficie emite una radiación correspondiente a la de un cuerpo negro E_{b1} por unidad de área. Sin embargo, para este problema se consideran las superficies co-

mo cuerpos grises, por lo que se debe calcular la radiosidad J que corresponde a la radiación total que libera la superficie gris por unidad de área.

$$\begin{aligned} J_i &= \varepsilon_i E_{bi} + \rho_i G_i \\ &= \varepsilon_i E_{bi} + (1 - \varepsilon_i) G_i \end{aligned} \quad (3.20)$$

Donde ε es la emisividad de la superficie, ρ es la reflectividad y G es la radiación incidente.

La radiosidad es emitida en todas direcciones por lo que se incorpora el parámetro llamado factor de forma, F_{ij} , el cual representa la fracción de radiación que deja una superficie i y llega a la superficie j .

Para resolver la red de radiación de la figura 3.7 se utiliza el sistema de ecuaciones 3.21.

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_{rad,int,1} &= \frac{E_{b1} - J_1}{R_1} \\ \dot{Q}_{rad,int,1} &= \frac{J_1 - J_2}{R_{12}} + \frac{J_1 - J_3}{R_{13}} \\ \dot{Q}_{rad,int,2} &= \frac{E_{b2} - J_2}{R_2} \\ \dot{Q}_{rad,int,2} &= \frac{J_2 - J_1}{R_{21}} + \frac{J_2 - J_3}{R_{23}} \\ \dot{Q}_{rad,int,3} &= \frac{E_{b3} - J_3}{R_3} \\ \dot{Q}_{rad,int,3} &= \frac{J_3 - J_1}{R_{31}} + \frac{J_3 - J_2}{R_{32}} \end{aligned} \right\} \quad (3.21)$$

Donde R_i corresponden a la resistencia de la superficie y R_{ij} corresponde a la resistencia del espacio.

La resistencia de la superficie se calcula como:

$$R_i = \frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i A_i} \quad (3.22)$$

La resistencia del espacio se calcula como:

$$R_{ij} = \frac{1}{F_{ij} A_i} \quad (3.23)$$

Con el sistema de ecuaciones 3.21 se puede el calor transferido por las sales a las superficie interior de la pared vertical y la tapa del tanque de sales.

Para el cálculo de la convección interna del tanque de sales se plantea el siguiente modelo. La parte del tanque de sales que se encuentra sin sales fundidas de encuentra llena de aire a temperatura T_{aire} . Se considera que el modelo es estacionario, por lo que para una altura de las sales dada, h , la temperatura del aire interior del tanque es constante. Luego, cada superficie que está en contacto con el aire que está dentro del tanque transfiere calor por convección natural. De esta manera la superficie libre de las sales, la pared vertical del tanque y la tapa intercambian energía con el aire confinado dentro del tanque.

$$\dot{Q}_{conv,int,1} = (T_1 - T_{aire}) \cdot h_1 A_1 \quad (3.24)$$

$$\dot{Q}_{conv,int,2} = (T_2 - T_{aire}) \cdot h_2 A_2 \quad (3.25)$$

$$\dot{Q}_{conv,int,3} = (T_3 - T_{aire}) \cdot h_3 A_3 \quad (3.26)$$

$$\dot{Q}_{conv,int,1} + \dot{Q}_{conv,int,2} + \dot{Q}_{conv,int,3} = \dot{Q}_{aire} \quad (3.27)$$

Para las superficie 1 y 3, superficie libre de las sales y la tapa del tanque, el coeficiente de conveccion se calcula de la misma forma, ya que su geometría es similar. Por otro lado, el coeficiente de convección de la superficie 2, pared vertical del tanque, se calcula de manera distinta.

Para calcular la convección natural se utiliza el numero de Rayleigh.

$$Ra_L = \frac{g L_{char}^3 \beta (T_s - T_\infty)}{\nu \alpha} \quad (3.28)$$

Donde g es la aceleración de gravedad, L_{char} es el largo característico, β es el coeficiente de expansión volumétrica, T_s la temperatura de la superficie de la placa, T_∞ es la temperatura ambiente, ν es la viscosidad cinemática del aire y α es el coeficiente de difusividad térmica.

El coeficiente de expansión volumétrica es:

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (3.29)$$

El largo característico es igual al largo de la placa y el número de Nusselt promedio se determina con la correlación de Churchill y Chu [20].

$$\overline{Nu}_L = \left(\overline{Nu}_{L,lam}^6 + \overline{Nu}_{L,turb}^6 \right)^{1/6} \quad (3.30)$$

El número de Nusslet laminar es:

$$\overline{Nu}_{L,lam} = \frac{2}{\ln \left(1 + \frac{2}{C_{lam} Ra_L^{0,25}} \right)} \quad (3.31)$$

Donde:

$$C_{lam} = \frac{0,671}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (3.32)$$

Y Pr es el número de Prandtl.

El número de Nusselt turbulento es:

$$\overline{Nu}_{L,turb} = \frac{C_{turb,V} Ra_L^{1/3}}{1 + (1,4 \cdot 10^9) \frac{Pr}{Ra_L}} \quad (3.33)$$

Donde:

$$C_{turb,V} = \frac{0,13 Pr^{0,22}}{(1 + 0,61 Pr^{0,81})^{0,42}} \quad (3.34)$$

De esta manera, por medio de la ecuación 3.15 se obtiene el coeficiente de convección para la pared vertical del cilindro.

De manera similar, usando la correlación para convección natural en una placa horizontal, se calcula el número de Nusselt para luego obtener el coeficiente de convección del aire. Se usa la correlación de Rohsenow, Hartnett y Cho [21] para obtener el número de Nusselt, la cual es válida para una placa horizontal caliente orientada hacia arriba y una placa fría orientada hacia abajo, caso de la superficie libre de las sales y del interior de la tapa del tanque respectivamente.

Para el cálculo del número de Rayleigh, el largo característico se define como:

$$L_{char} = \frac{A_s}{Per} \quad (3.35)$$

Donde A_s es el área de la superficie y Per el perímetro.

El número de Nusselt se calcula como:

$$\overline{Nu}_{L_{char}} = \left(\overline{Nu}_{L_{char},lam}^{10} + \overline{Nu}_{L_{char},turb}^{10} \right)^{1/10} \quad (3.36)$$

El número de Nusselt laminar es:

$$\overline{Nu}_{L_{char},lam} = \frac{1,4}{\ln \left(1 + \frac{1,4}{0,835 C_{lam} Ra_{L_{char}}^{0,25}} \right)} \quad (3.37)$$

C_{lam} se calcula de la misma forma que la placa vertical, con la ecuación 3.32.

El número de Nusselt turbulento es:

$$\overline{Nu}_{L_{char},turb} = C_{turb,U} Ra_{L_{char}}^{1/3} \quad (3.38)$$

Donde:

$$C_{turb,U} = 0,14 \left(\frac{1 + 0,0107 Pr}{1 + 0,01 Pr} \right) \quad (3.39)$$

De esta manera se calculan todos los flujos de calor de todas las superficies internas de la porción del tanque de sales que contiene aire. Estos flujos de calor son: $\dot{Q}_{rad,int,1}$, $\dot{Q}_{conv,int,1}$, $\dot{Q}_{rad,int,2}$, $\dot{Q}_{conv,int,2}$, $\dot{Q}_{rad,int,3}$ y $\dot{Q}_{conv,int,3}$.

Finalmente, por medio del balance de energía de la superficie libre de las sales, la pared vertical y la tapa del tanque, ecuaciones 3.16, 3.17 y 3.18 respectivamente, se obtiene el valor del calor total perdido por la superficie libre de las sales.

$$\dot{Q}_{rad,int,1} + \dot{Q}_{conv,int,1} = \dot{Q}_{rad,ext,2} + \dot{Q}_{conv,ext,2} + \dot{Q}_{rad,ext,3} + \dot{Q}_{conv,ext,3} \quad (3.40)$$

La figura 3.8 muestra el algoritmo utilizado para el cálculo del calor perdido por la superficie libre de la sales. El primer paso es estimar un valor para la temperatura exterior del tanque en las superficies 2 y 3, es decir, en la pared y en la tapa del tanque. En base a esta estimación se calcula el intercambio de radiación al interior del tanque

en las superficies 1, 2 y 3, el intercambio de calor por convección al interior del tanque de las superficies 1, 2 y 3, y también se calcula la conducción de calor en las superficies 2 y 3 y luego su respectiva transferencia de calor con el ambiente por convección y radiación. Si los valores estimados de las temperaturas al interior del tanque en 2 y 3 son correctos entonces se cumple que la suma del calor trasferido por radiación interna y convección interna deben ser iguales al valor de la transferencia de calor por conducción en la pared del tanque y en la tapa. De ser así, el balance de energía de la superficie libre de las sales con el ambiente de cumple y los valores calculados son correctos. En caso contrario los valores estimados de temperaturas interiores en 2 y 3 son incorrectos y se vuelve a iterar hasta que se cumpla la condición antes mencionada.

3.2. Modelo intercambiador de calor

El modelo del intercambiador de calor es de placas paralelas el cual está compuesto por placas de acero inoxidable de largo L , ancho W y espesor e_m como se muestra en la figura 3.9. Estas placas se ubican de forma paralela una sobre otra a una distancia e_C para el fluido caliente y e_F para el fluido frío. El número de pares de placas es denominado N_{ch} .

El modelo del intercambiador es a contraflujo, las sales fundidas entran al intercambiador de calor a una temperatura $T_{sal,ent}$ y con un flujo másico \dot{m}_{sal} . Por el otro lado, el sCO_2 entra al intercambiador con una temperatura $T_{CO_2,ent}$ y con un flujo másico \dot{m}_{CO_2} . Se conoce la temperatura de entrada de las sales y el dióxido de carbono y como salida se obtiene la temperatura de salida de ambos fluidos.

Para el modelo numérico se analiza una corriente del fluido caliente y una del fluido frío y se toma un volumen de control en cada una de las corrientes, tal como muestra la figura 3.10 donde las líneas segmentadas representan los volúmenes de control seleccionados. Para el análisis del volumen de control del fluido caliente se tiene que el flujo de calor que entra al volumen de control es $d\dot{q}_{C,ent}$, el que sale es $d\dot{q}_{C,sal}$ y el calor que se transfiere al fluido frío es $d\dot{q}$. De esta manera se obtiene la ecuación 3.41 del volumen de control del fluido caliente.

$$d\dot{q}_{C,ent} = d\dot{q}_{C,sal} + d\dot{q} \quad (3.41)$$

Para el fluido frío el análisis es el mismo excepto que el calor transferido va en dirección contraria.

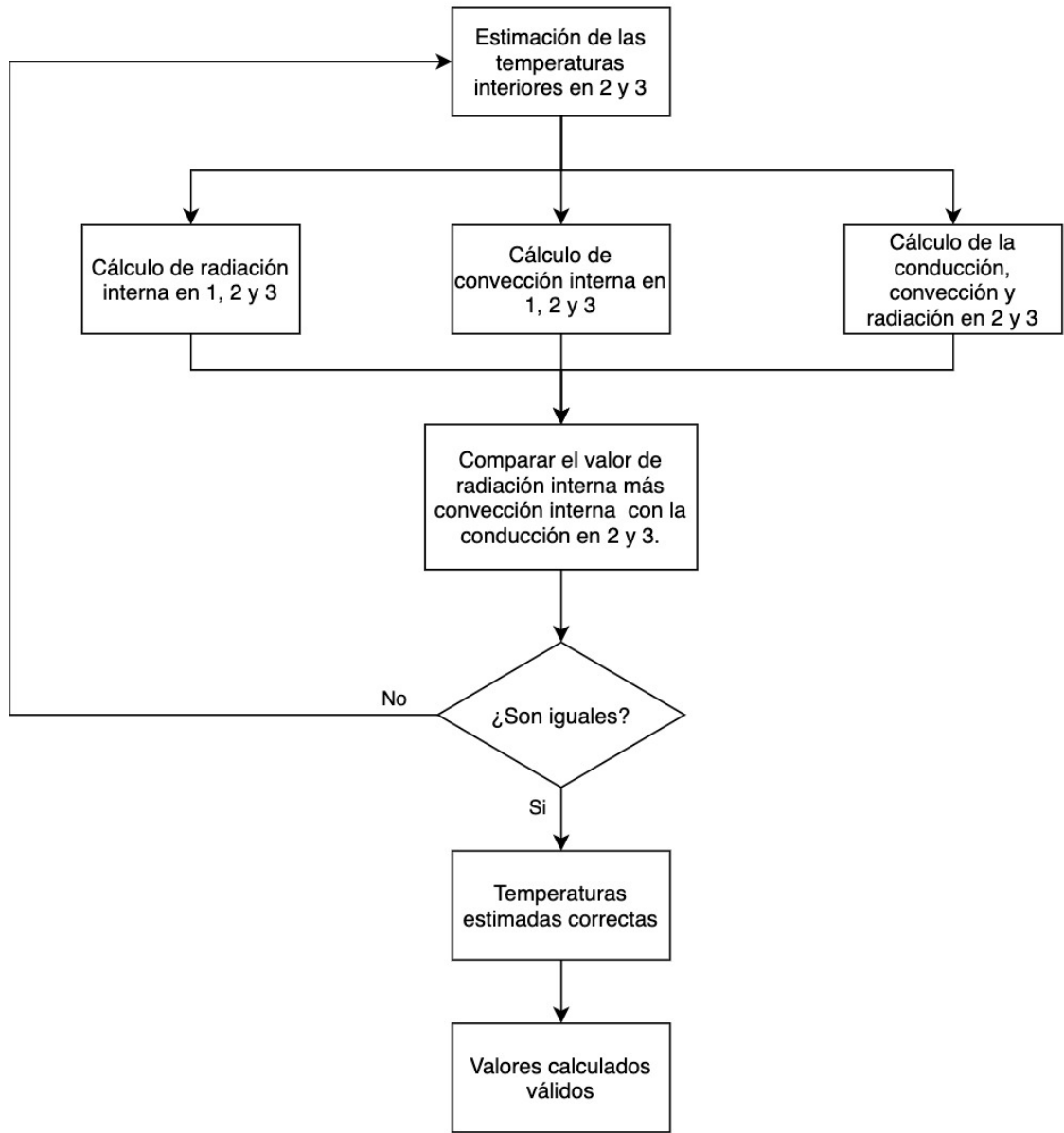


Figura 3.8: Algoritmo de iteración del cálculo de la pérdida de calor a través de la superficie libre de las sales.

$$d\dot{q}_{F,ent} = d\dot{q}_{F,sal} - d\dot{q} \quad (3.42)$$

El volumen de control solo considera la mitad del canal, no el espesor completo, por lo que los flujos de calor del balance de energía se expresan de la siguiente forma.

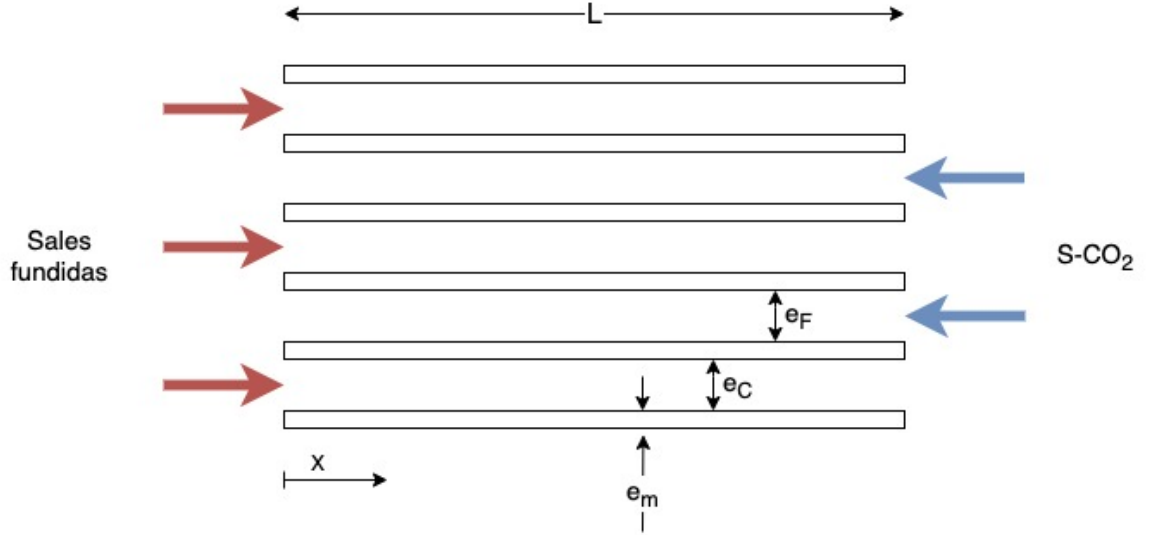


Figura 3.9: Esquema del intercambiador de calor de placas paralelas a contraflujo.

$$d\dot{q}_{C,ent} = \frac{\dot{m}_C}{2} i_C \quad (3.43)$$

$$d\dot{q}_{C,sal} = \frac{\dot{m}_C}{2} i_C + \frac{\dot{m}_C}{2} \frac{di_C}{dx} dx \quad (3.44)$$

Donde i_H es la entalpía específica y dx es el diferencial espacial del volumen de control. Luego, reemplazando los términos en la ecuación 3.41 y reduciendo, se obtiene:

$$0 = \frac{\dot{m}_C}{2} \frac{di_C}{dx} dx + d\dot{q} \quad (3.45)$$

La derivada de la entalpía se puede expresar de la siguiente forma:

$$\frac{di_C}{dx} = \left(\frac{di_C}{dT} \right)_p \frac{dT_C}{dx} + \left(\frac{di_C}{dP} \right)_T \frac{dP_C}{dx} \quad (3.46)$$

Dado que no se espera un gradiente de presión considerable este es despreciado. De esta manera la ecuación 3.45 resulta:

$$0 = \frac{\dot{m}_C}{2} C_{p,C} \frac{dT_C}{dx} dx + d\dot{q} \quad (3.47)$$

Donde $C_{p,C}$ es el calor específico del fluido caliente.

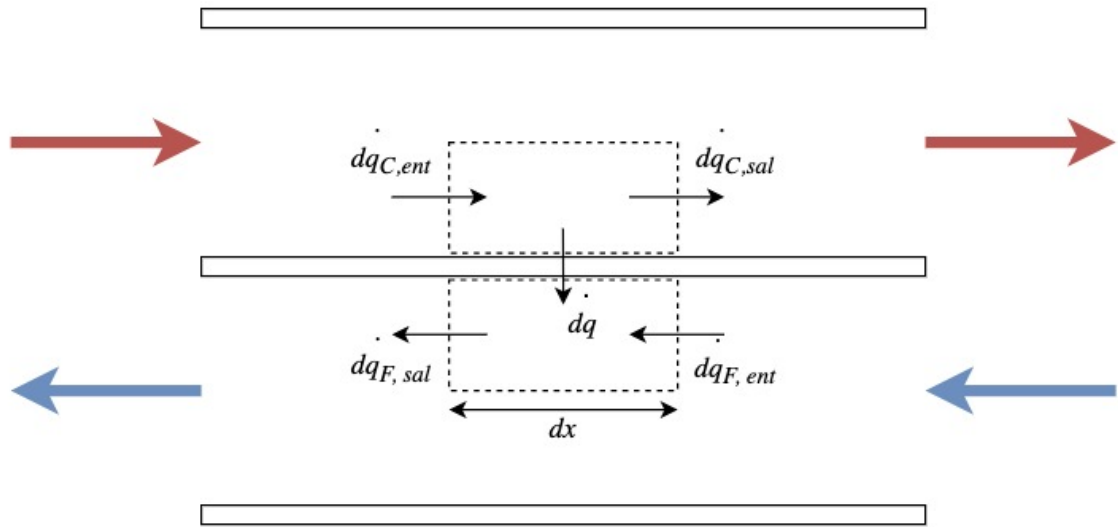


Figura 3.10: Detalle del intercambiador de calor de placas donde se destacan los volúmenes de control.

Por otro lado, se tiene que el flujo de calor transferido de un fluido a otro, se puede expresar en función de las temperaturas y las resistencias térmicas correspondientes.

$$d\dot{q} = \frac{(T_C - T_F)}{R_{total}} \quad (3.48)$$

Donde R_{total} son las resistencias térmicas del fluido caliente, fluido frío y la placa. Se puede expresar como:

$$R_{total} = \frac{1}{h_F W dx} + \frac{e_m}{k_m W dx} + \frac{1}{h_C W dx} \quad (3.49)$$

Donde h_C es el coeficiente de convección del fluido caliente, en este caso, las sales fundidas y h_F el del fluido frío, en este caso, dióxido de carbono.

Finalmente reemplazado los térmicos y aislando el gradiente de temperatura se obtiene:

$$\frac{dT_C}{dx} = - \frac{2(T_C - T_F)}{\dot{m}_C C_{p,C} \left(\frac{1}{h_F W} + \frac{e_m}{k_m W} + \frac{1}{h_C W} \right)} \quad (3.50)$$

Siguiendo el mismo análisis se obtiene el gradiente de temperatura del fluido frío.

$$\frac{dT_F}{dx} = - \frac{2(T_C - T_F)}{\dot{m}_F C_{p,F} \left(\frac{1}{h_F W} + \frac{e_m}{k_m W} + \frac{1}{h_C W} \right)} \quad (3.51)$$

Las propiedades termofísicas del dióxido de carbono en estado supercrítico son extraídas de COOLPROP [22], mientras que las de las sales fundidas se obtiene de las siguientes ecuaciones [23]. Las sales utilizadas en este modelo son sales termosolar compuesta por 60 % de nitrato de sodio (NaNO_3) y 40 % de nitrato de potasio (KNO_3).

Tabla 3.1: Propiedades termofísicas de las sales fundidas.

| | |
|--|--|
| Densidad [kg/m^3] | $\rho = 2090 - 0,636 \cdot T[^{\circ}C]$ |
| Conductividad térmica [$W/m^{\circ}C$] | $k = 0,443 + 1,9 \cdot 10^{-4} \cdot T[^{\circ}C]$ |
| Calor específico [$J/kg^{\circ}C$] | $Cp = 1443 + 0,172 \cdot T[^{\circ}C]$ |
| Viscosidad [$mPa \cdot s$] | $\mu = 22,714 - 0,120T[^{\circ}C] + 2,281 \cdot 10^{-4}T[^{\circ}C]^2 - 1,474 \cdot 10^{-7}T[^{\circ}C]^3$ |

El valor del coeficiente de convección se calcula para un régimen laminar y turbulento. Para el régimen laminar se utiliza la ecuación de Shah y London [24] para ductos rectangulares. Es importante notar que para comportamientos laminares el número de Nusselt se calcula en función de la geometría del ducto, específicamente la sección transversal de este.

$$Nu = 7,541(1 - 2,610 \cdot AR + 4,970 \cdot AR^2 - 5,119 \cdot AR^3 + 2,702 \cdot AR^4 - 0,548 \cdot AR^5) \quad (3.52)$$

Donde AR es la proporción de las dimensiones de la sección transversal.

$$AR = \frac{\min \{W, e\}}{\max \{W, e\}} \quad (3.53)$$

Donde W y e son el ancho y alto respectivamente de la sección transversal del ducto por el que circula el fluido.

Para el caso del régimen turbulento se usa la ecuación de Gnielinski et al. [25] para la cual se deben obtener previamente algunos números adimensionales, estos son el número de Reynolds, ecuación 3.11 y el número de Prandtl, ecuación 3.12. Para el

número de Reynolds, en lugar de usar el diámetro del cilindro D se usa el diámetro hidráulico D_h .

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (3.54)$$

Donde A es el área de la sección transversal y P su perímetro.

El número de Nusselt para el régimen turbulento, a diferencia del laminar, no depende de la geometría del ducto, más bien depende de la rugosidad de este.

$$Nu_{fd} = \frac{\left(\frac{f_{fd}}{8}\right) (Re_{D_h} - 1000) Pr}{1 + 12,7 (Pr^{2/3} - 1) \sqrt{\frac{f_{fd}}{8}}} \quad (3.55)$$

para $2300 < Re_D < 5 \cdot 10^6$ y $0,5 < Pr < 2000$

Donde f_{fd} es el coeficiente de fricción del ducto. Para superficies lisas se asume que la rugosidad es 0 o despreciable y se utiliza la ecuación de Petukhov et al. [26] para calcular el coeficiente de fricción para un flujo turbulento completamente desarrollado.

$$f_{fd} = \frac{1}{(0,79 \ln(Re_{D_h}) - 1,64)^2} \quad \text{para } 3000 < Re_D < 5 \cdot 10^6 \quad (3.56)$$

Por el contrario, si la rugosidad de la superficie es distinta de 0, se utiliza la ecuación de Colebrook [27].

$$\frac{1}{\sqrt{f_{fd}}} = 3,48 - 1,7373 \ln \left(\frac{2e}{D_h} + \frac{9,35}{Re_{D_h} \sqrt{f_{fd}}} \right) \quad (3.57)$$

Finalmente el número de Nusselt promedio puede ser calculado con la ecuación de Kakaç et al. [28].

$$\overline{Nu}_{D_h} \approx Nu_{fd} \left[1 + \left(\frac{x}{D_h} \right)^{-0,7} \right] \quad (3.58)$$

Donde x representa el largo del ducto en el que se evalúa el promedio del número de Nusselt.

Una vez obtenido el número de Nusselt se obtiene el coeficiente de convección

promedio por medio de la ecuación 3.15.

Al obtener el coeficiente de convección se puede proceder con el cálculo del diferencial de temperatura de las ecuaciones 3.50 y 3.51 y a continuación se puede calcular el perfil de temperaturas de los fluidos a lo largo de la placa.

Para el fluido caliente.

$$T_{C,i+1} = T_{C,i} + \frac{dT_C}{dx} \cdot \Delta x \quad (3.59)$$

Y para el fluido frío.

$$T_{F,i+1} = T_{F,i} + \frac{dT_F}{dx} \cdot \Delta x \quad (3.60)$$

El calor transferido de un fluido a otro se calcula por medio de las entalpías específicas. Para el fluido caliente se calcula como el flujo másico multiplicado por la diferencia de las entalpías entre la entrada y la salida del intercambiador de calor evaluadas en función de las temperaturas de salida y entrada respectivamente.

$$\dot{q}_C = \dot{m}_C(i_{C,ent} - i_{C,sal}) \quad (3.61)$$

Donde:

$$i_{C,ent} = i_{(T=T_{C,ent})} \quad (3.62)$$

$$i_{C,sal} = i_{(T=T_{C,sal})} \quad (3.63)$$

Análogamente, para el fluido frío se tiene:

$$\dot{q}_F = \dot{m}_F(i_{F,ent} - i_{F,sal}) \quad (3.64)$$

Y las entalpías se obtienen de la misma forma que para el fluido caliente.

3.3. Modelo receptor solar

El modelo numérico del receptor solar se obtiene por medio del balance de energía de los tubos que lo componen. Se determinan las pérdidas de energía las cuales dependen de diversos factores tales como las dimensiones del receptor, orientación, propiedades radiativas de los materiales de construcción, convección interna de las sales, velocidad del viento, entre otros.

El modelo toma como entrada el flujo de radiación proveniente de los heliostatos el

cual incide directamente en el exterior de los tubos del recibidor y como resultado se obtiene la energía que absorben las sales fundidas lo cual se ve reflejado en un aumento en su temperatura.

Para dar comienzo al análisis se considera solo un flujo y se recorre el camino que ese flujo sigue. Se utiliza un tubo de largo L_t que representa la suma de un tubo de cada panel del recibidor.

$$L_t = H \cdot N_p \quad (3.65)$$

Donde H es la altura del recibidor y N_p es el número de paneles.

La figura 3.11 muestra los flujos de energía que interactúan con un tubo del recibidor. La parte frontal del tubo, situada a la izquierda, recibe la radiación proveniente del campo de heliostatos, mientras que la parte trasera del tubo está cubierta por aislación y se considera adiabática. Parte de la radiación incidente es reflejada y la otra parte es absorbida por el tubo. La radiación reflejada y absorbida son el producto de la radiación incidente con la reflectividad ρ y la absorptividad α respectivamente, cuyos valores dependen del material o recubrimiento que estos tengan.

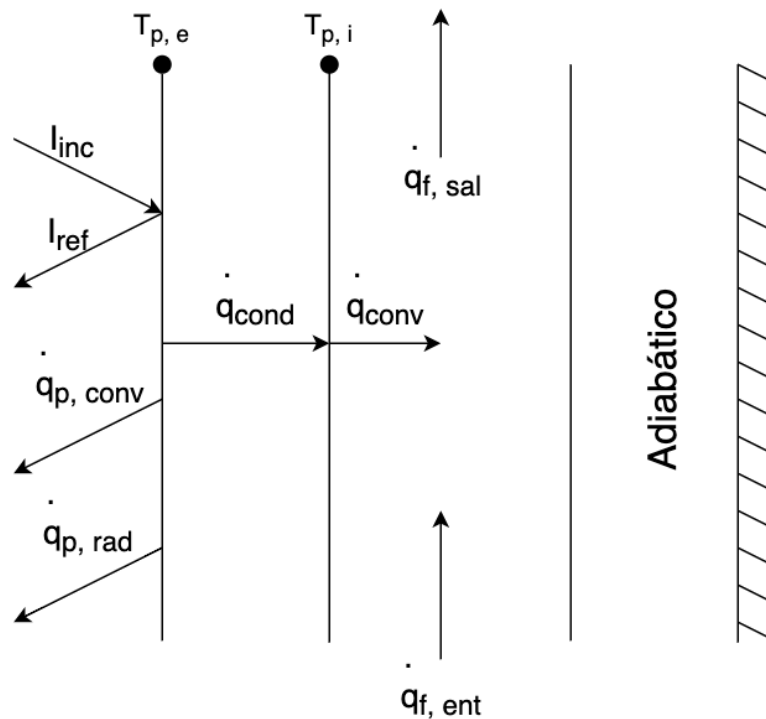


Figura 3.11: Diagrama de un tubo del recibidor solar externo.

$$I_{ref} = I_{inc} \cdot \rho \quad (3.66)$$

$$I_{abs} = I_{inc} \cdot \alpha \quad (3.67)$$

El calor absorbido es transferido por conducción a través del tubo hasta llegar a las sales donde es transferido por convección. El calor transferido a las sales, \dot{q}_f , es la diferencia de energía entre la entrada y la salida del recibidor.

$$\dot{q}_f = \dot{q}_{f,sal} - \dot{q}_{f,ent} \quad (3.68)$$

$$I_{abs} = \dot{q}_{cond} = \dot{q}_f \quad (3.69)$$

El calor absorbido por las sales por unidad de área se calcula como el producto entre el coeficiente de convección con la diferencia de temperatura entre las sales y la pared interior del tubo.

$$\dot{q}_f = h_{conv,f} \cdot (T_{p,int} - T_{f,ent}) \quad (3.70)$$

El coeficiente de convección de las sales se calcula con el número de Nusselt la conductividad térmica de las sales y el radio del tubo.

$$h_{conv,f} = \frac{Nu \cdot k}{2R} \quad (3.71)$$

El número de Nusselt se calcula con la correlación de Shah y London [29] para flujo laminar al interior de un tubo:

$$Nu = 4,36 + \frac{\left[0,1156 + \frac{0,08569}{Pr^{0,4}}\right] \cdot Gz}{1 + 0,1158Gz^{0,6}} \quad (3.72)$$

Donde Gz es el número de Graetz.

$$Gz = \frac{D \cdot Re \cdot Pr}{L} \quad (3.73)$$

Y para un flujo turbulento se utiliza la correlación de Gnielinski [25], ecuación 3.55 utilizada también en el intercambiador de calor.

El calor transferido por conducción a través del tubo por unidad de área se calcula

como la diferencia de temperatura entre el exterior e interior del tubo multiplicado por el coeficiente de conducción dividido en el espesor del tubo.

$$\dot{q}_{cond} = \frac{(T_{p,e} - T_{p,i}) k}{e} \quad (3.74)$$

La pared exterior del tubo del receptor experimenta pérdidas de calor con ambiente por medio de radiación y convección.

Para estimar las pérdidas por convección al exterior del receptor se utiliza el modelo mixto de Siebers et al. [30] de convección natural y forzada en el cual el coeficiente de convección total se determina en función del coeficiente de convección natural y forzada.

$$\bar{h} = (h_{cf}^{-3,2} + h_{cn}^{-3,2})^{1/3,2} \quad (3.75)$$

Los valores de los coeficientes de convección forzada h_{cf} corresponde al coeficiente de convección calculado solo con convección forzada y h_{cn} es el coeficiente de convección natural calculado como si solo hubiera convección natural.

El número de Nusselt para el cálculo del coeficiente de convección forzada se obtiene con la correlación de Achenbach et al. [31] valida para todos los números de Reynolds.

$$Nu_D = 0,3 + 0,488 Re^{0,5} \left(1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{0,625} \right)^{0,8} \quad (3.76)$$

En cuanto a la convección natural se utiliza la correlación obtenida por Sierbs et al. [32] para obtener el número de Nusslt.

$$Nu_D = 0,098 \cdot Gr^{1/3} \left(\frac{T_{p,e}}{T_{amb}} \right)^{-0,14} \quad (3.77)$$

Donde Gr es el número adimensional de Grashof.

$$Gr = \frac{g\beta(T_{p,e} - T_{amb}) \cdot D^3}{\nu} \quad (3.78)$$

Donde g es la aceleración de gravedad, β es el coeficiente de expansión térmica, D es el diámetro del tubo y ν es la viscosidad cinemática.

Finalmente, con el respectivo número de Nusselt para convección natural y forzada se calcula el coeficiente de convección y luego se calcula el coeficiente de convección

mixto con la ecuación 3.75. De esta manera se obtiene que las pérdidas por convección totales por unidad de área son el producto entre el coeficiente de convección mixta y la diferencia de temperaturas entre la pared exterior del tubo y la temperatura ambiente.

$$\dot{q}_{conv} = \bar{h} \cdot (T_{p,e} - T_{amb}) \quad (3.79)$$

El modelo también considera las pérdidas de calor con el ambiente las cuales corresponden a la radiación emitida por el tubo y que se transfiere al ambiente.

$$\dot{q}_{rad} = \sigma (T_{p,e}^4 - T_0^4) \cdot \varepsilon \quad (3.80)$$

Donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann, ε es la emisividad del tubo y T_0 es la temperatura de los alrededores y se calcula con la ecuación de Berger et al. [33].

$$T_0^4 = \frac{\varepsilon_{cielo} \cdot T_{cielo}^4 + \varepsilon_{suelo} \cdot T_{amb}^4}{\varepsilon_{cielo} + \varepsilon_{suelo}} \quad (3.81)$$

Donde ε_{cielo} y ε_{suelo} es la emisividad del cielo y de el suelo circundante respectivamente.

Mediante un balance de energía sobre una sección transversal del tubo del receptor se puede obtener la expresión para determinar el calor transferido a las sales. Este valor corresponde a la radiación absorbida por el tubo menos las pérdidas por convección y las pérdidas por radiación.

$$\dot{q}_f = I_{abs} - \dot{q}_{conv} - \dot{q}_{rad} \quad (3.82)$$

Reemplazando la ecuaciones 3.70, 3.67, 3.79 y 3.80 en la ecuación 3.82 se obtiene la ecuación general para calcular el calor transferido a las sales.

$$h_{conv,f} \cdot (T_{p,int} - T_{f,ent}) = I_{inc} \cdot \alpha - \bar{h} \cdot (T_{p,e} - T_{amb}) - \sigma (T_{p,e}^4 - T_0^4) \cdot \varepsilon \quad (3.83)$$

De la ecuación anterior se tienen todos los valores excepto las temperaturas de la pared interior y exterior del tubo, por lo tanto es necesario agregar una segunda ecuación la cual se obtiene de la conducción a través del tubo con las ecuaciones 3.69 y 3.74.

$$h_{conv,f} \cdot (T_{p,int} - T_{f,ent}) = \frac{(T_{p,e} - T_{p,i}) k}{e} \quad (3.84)$$

Finalmente, con el cálculo de la temperatura interior y exterior del tubo se puede obtener el valor de las pérdidas por convección, radiación y el calor transferido a las sales.

La eficiencia de absorción del tubo se puede expresar como el calor absorbido por las sales dividido en la radiación incidente total.

$$\eta_{rec} = \frac{\dot{q}_f}{I_{inc}} \quad (3.85)$$

Las variaciones de energía del tubo del receptor se analizan solo a lo largo del eje y no de forma radial, ya que es un modelo en una dimensión. Debido a esto se tienen que tomar en cuenta ciertas consideraciones debido a que la radiación que incide sobre el tubo se percibe de diferente forma dependiendo del ángulo de incidencia.

La figura 3.12 muestra una sección transversal del tubo sometida a radiación uniforme. Cuando la radiación incide de forma perpendicular, es decir, cuando θ es igual a 90° la radiación es máxima y a medida que el ángulo θ va disminuyendo la radiación también disminuye hasta llegar a $\theta = 0$ donde la radiación es mínima, tal como se ve en el gráfico de la figura 3.13.

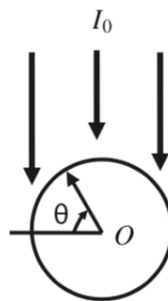


Figura 3.12: Sección transversal del tubo sometida a radiación uniforme.

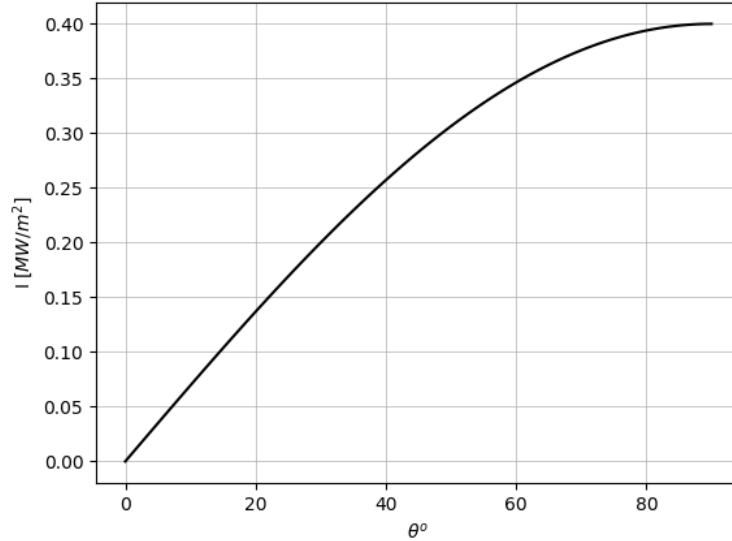


Figura 3.13: Radiación incidente en función del ángulo de incidencia sobre el tubo.

Para considerar esto se utiliza la aproximación de Lu Jianfeng et al. [17] quien determinó que los parámetros calculados con el promedio de la radiación incidente son prácticamente idénticos al promedio de los valores calculados alrededor del tubo, por lo tanto el promedio de la eficiencia de absorción alrededor de la circunferencia es prácticamente igual a la eficiencia de absorción calculada con el promedio de la radiación incidente.

$$\int_0^\pi \dot{q}_f \cdot R d\theta = \pi R \bar{I}_{inc} \cdot \bar{\eta} \approx \pi R \bar{I}_{inc} \cdot \eta(\bar{I}_{inc}) = \pi R \cdot \dot{q}_f(\bar{I}_{inc}) \quad (3.86)$$

La radiación incidente promedio, temperatura promedio de la pared exterior y eficiencia promedio se expresan de la siguiente forma:

$$\bar{I}_{inc} = \frac{\int_0^\pi I_{inc}(\theta) \cdot R \cdot d\theta}{\pi \cdot R} \quad (3.87)$$

$$\bar{T}_{p,e} = \frac{\int_0^\pi T_{p,e}(\theta) \cdot R \cdot d\theta}{\pi \cdot R} \quad (3.88)$$

$$\bar{\eta} = \frac{\int_0^\pi \dot{q}_f(\theta) \cdot R \cdot d\theta}{\bar{I}_{inc} \cdot R} \quad (3.89)$$

De esta manera utilizando la radiación promedio que incide en la circunferencia

del tubo se pueden obtener los valores promedio radiales. Es importante notar que en intervalo de la integran para calcular los valores promedios es entre 0 y π debido a que solo se considera la parte frontal del tubo ya que la parte de atrás está aislada.

El comportamiento del fluido a lo largo del recibidor está gobernado por la ecuación de transporte

$$\int_0^\pi \dot{q}_f \cdot R d\theta = \rho \cdot C_p \frac{d}{dz} \int_0^R T \cdot u(r) \cdot 2\pi r dr = \rho \cdot C_p \frac{dT_f}{dz} \pi R^2 u_{prom} \quad (3.90)$$

Donde ρ es la densidad de las sales, C_p el calor específico y u_{prom} es la velocidad promedio de las sales dentro del tubo.

Para calcular el gradiente de temperatura a lo largo del tubo se reemplaza la ecuación 3.86 en 3.90.

$$\pi R \cdot \dot{q}_f (\bar{I}_{inc}) = \rho \cdot C_p \frac{dT_f}{dz} \pi R^2 u_{prom} \quad (3.91)$$

Finalmente, ordenando la ecuación anterior se obtiene el gradiente de temperatura a lo largo del tubo.

$$\frac{dT_f}{dz} = \frac{\dot{q}_f (\bar{I}_{inc})}{\rho \cdot C_p R u_{prom}} \quad (3.92)$$

Una vez calculado el gradiente de temperatura a lo largo del tubo es posible realizar un proceso iterativo para poder obtener los parámetros de transferencia de calor en todas las secciones a lo largo del tubo.

La figura 3.14 muestra el algoritmo para calcular los valores del recibidor. La entrada del proceso son los datos iniciales los cuales son las dimensiones del recibidor, el flujo másico, la temperatura de entrada de las sales y el perfil de radiación. Luego se selecciona una porción del recibidor dz para ser evaluada. Se asume arbitrariamente un valor para la temperatura exterior del tubo $T_{pe,i}$ con el fin de poder calcular las propiedades de los fluidos y materiales que dependen de este parámetro. Posteriormente se calculan los números adimensionales (Nu , Gz y Gr) para poder calcular los coeficientes de transferencia de calor. Una vez obtenidos esos valores se calculan la temperatura de la pared exterior e interior, el calor transferido a las sales, la eficiencia y la temperatura de las sales a la salida de la sección $T_{f,i+1}$. Luego se evalúa si la temperatura de la pared exterior del tubo coincide con la temperatura estimada inicialmente, de no

ser así se vuelve a estimar un nuevo valor. Esto se repite hasta que la diferencia entre ambas temperaturas sea mínima. Cuando esto ocurre se establece que la temperatura de las sales inicial de la siguiente sección va a ser la temperatura de las sales de salida de la sección anterior. Así se repite el proceso nuevamente hasta recorrer todo el largo receptor. Finalmente se puede obtener como resultado final la temperatura de salida de las sales, el calor transferido a estas y la eficiencia de absorción del receptor.

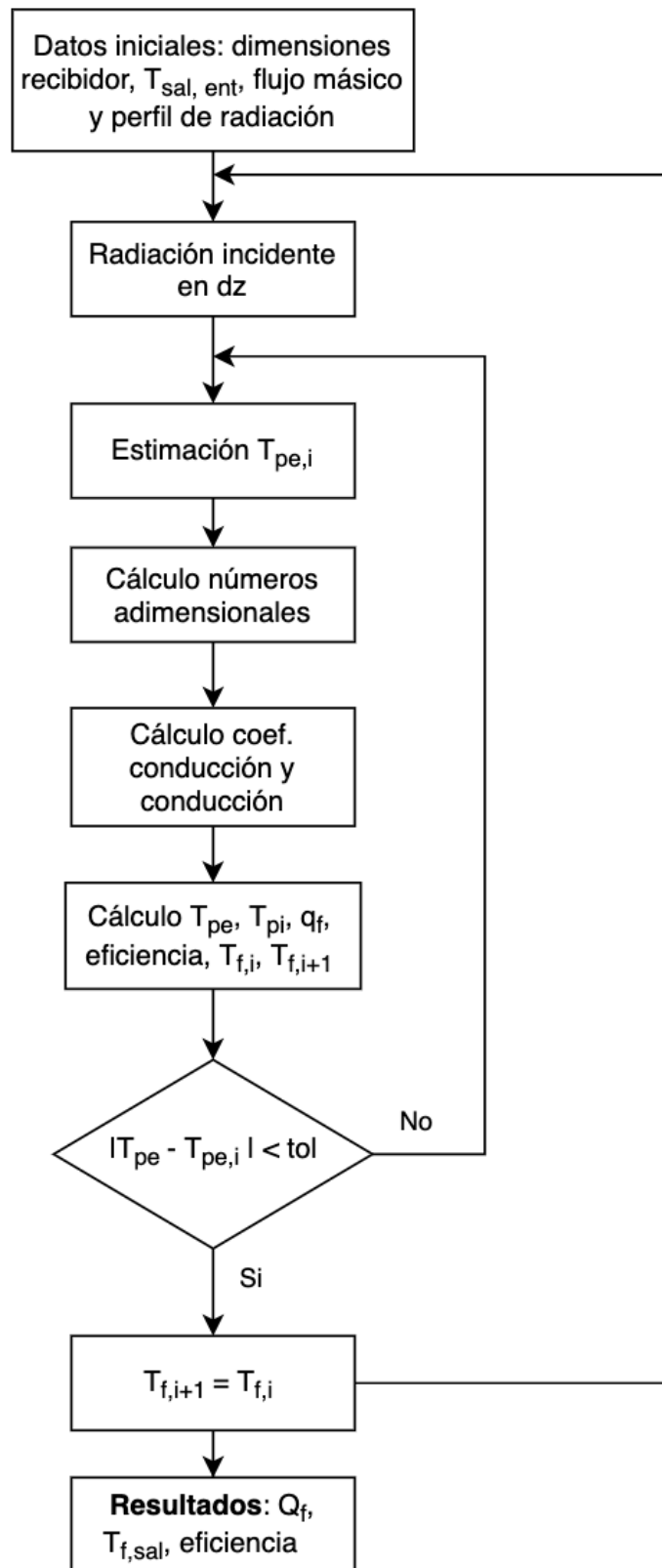


Figura 3.14: Algoritmo de iteración del cálculo del recibidor solar.

3.4. Modelo componentes acoplados

En condiciones de diseño la planta entrega una potencia eléctrica neta a la red igual a la potencia del ciclo de potencia multiplicada por un factor de conversión debido a las pérdidas parásitas.

$$P_{ele} = P_{PC} \cdot \eta_e \quad (3.93)$$

El ciclo de potencia recibe energía del receptor solar o del tanque de sales en caso de que el receptor no pueda proveerla. Las sales fundidas transfieren el calor requerido, Q_{PC} , por medio del intercambiador de calor para que el ciclo opere a máxima eficiencia. La potencia del ciclo es el producto del calor transferido por las sales con la eficiencia del ciclo.

$$P_{PC} = \dot{Q}_{PC} \cdot \eta_{PC} \quad (3.94)$$

El receptor solar entrega energía tanto al ciclo de potencia como al tanque de sales, de esta manera cuando el receptor no está disponible el ciclo se alimenta de la energía del almacenamiento y puede continuar operando. Debido a esto, es que el receptor solar está sobredimensionado por el múltiplo solar, ya que al mismo tiempo que entrega energía al ciclo termodinámico debe entregar energía al tanque de sales para su almacenamiento. El múltiplo solar se define como la potencia del receptor dividido la potencia del ciclo de termodinámico.

$$m_{sol} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{P_{PC}} \quad (3.95)$$

En caso del que el múltiplo solar sea igual a 1 toda la energía del receptor va a ir al ciclo de potencia y nada al almacenamiento. Por el contrario, si el múltiplo solar es muy grande la mayor parte de la energía va a ir al almacenamiento y una menor parte al ciclo, lo cual puede causar una saturación de los tanque de sales y grandes pérdidas en la eficiencia.

La potencia del receptor está determinada por la radiación que este recibe proveniente del campo de heliostatos, por lo tanto la potencia del receptor se define como el producto de la radiación incidente con la eficiencia del receptor.

$$\dot{Q}_{rec} = I_{rec} \cdot \eta_{rec} \quad (3.96)$$

La radiación incidente o perfil de radiación corresponde a la radiación proveniente del sol que es redireccionada por los heliostatos y concentrada en el receptor solar. Con esto, el receptor transfiere energía a las sales fundidas que circulan a través de él provocando un aumento en su temperatura. Se establece una temperatura de salida del receptor, $T_{rec,sal}$, que es la temperatura de las sales que requiere el ciclo de potencia y también la temperatura a la que se debe encontrar el tanque de sales caliente. En base a esta temperatura, el flujo másico del receptor solar varía para poder alcanzar siempre la temperatura de salida deseada. De esta manera, por medio de la ecuación 3.90 se determina la potencia del receptor. Con esta información se da inicio al algoritmo de operación de la planta que se muestra en la figura 3.15.

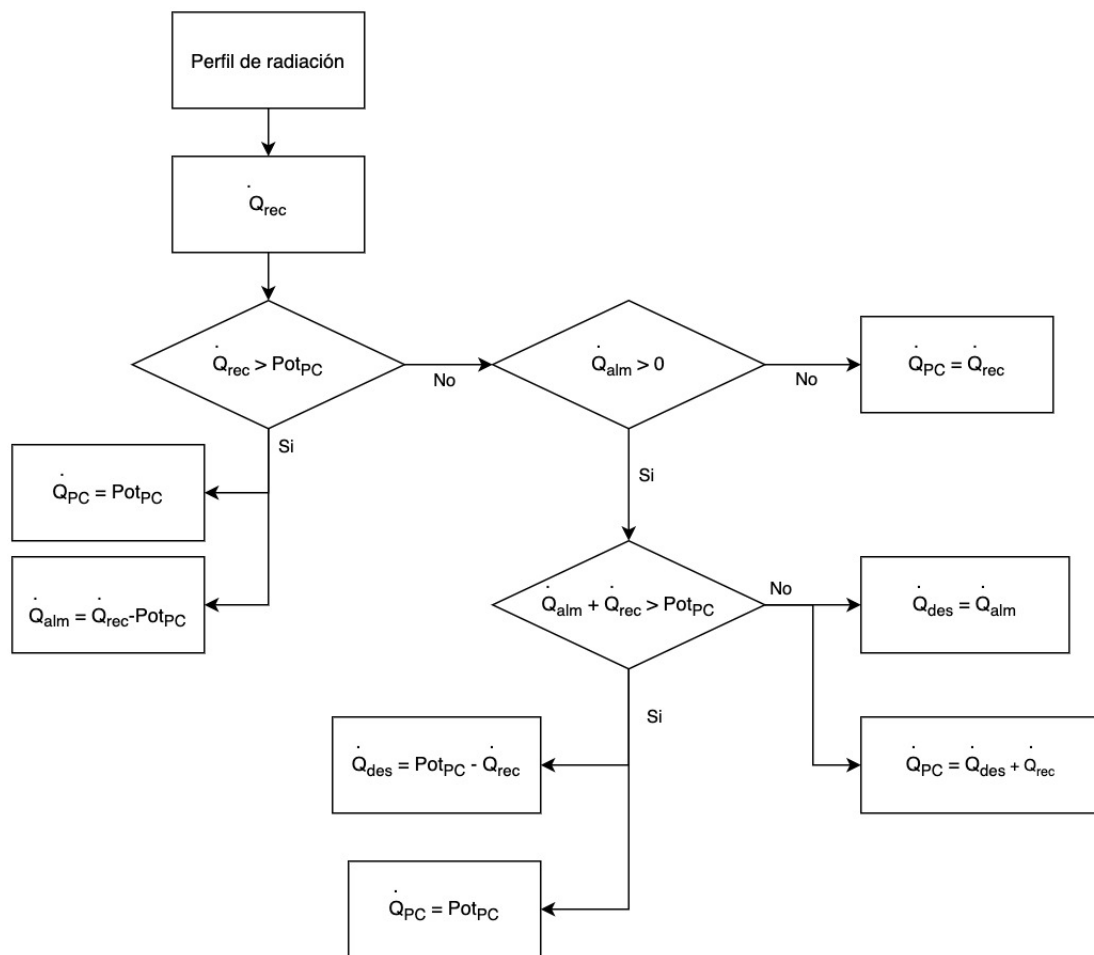


Figura 3.15: Algoritmo de operación de la planta de torre solar.

Una vez que se determina la energía transferida a las sales en el receptor, esta es en-

viada al ciclo de potencia para dar inicio a la generación. En caso de que la potencia del receptor sea mayor a la potencia del ciclo la energía sobrante es enviada al tanque de sales caliente para su almacenamiento. Si la energía del receptor no es suficiente para alcanzar la potencia del ciclo termodinámico se verifica el estado del almacenamiento, si no hay energía disponible en el tanque de sales caliente entonces el ciclo opera a una capacidad reducida lo cual resulta en una menor generación. En caso de que el tanque de sales cuente con energía disponible se verifica cual es la cantidad disponible. Si la cantidad de energía disponible es suficiente para alcanzar la potencia del ciclo se utiliza la energía almacenada y el ciclo opera a máxima capacidad. En caso contrario, si el almacenamiento no cuenta con la energía suficiente para operar el ciclo a máxima capacidad se descarga el almacenamiento de todas maneras y el ciclo opera a capacidad reducida.

La temperatura de entrada de las sales al receptor corresponde a la temperatura de las sales del tanque frío. La temperatura de las sales de ambos tanques de sales, frío y caliente, presentan pérdidas de calor las cuales se determinan con los cálculos de la sección 3.1. Por lo tanto la temperatura de las sales en la descarga es levemente menor a la temperatura de operación del ciclo por lo que se requiere un mayor flujo másico para entregar la misma energía y alcanzar la potencia requerida por el ciclo.

De esta forma, con el algoritmo de operación, es posible determinar el comportamiento de la planta cuando los componentes están acoplados.

Capítulo 4

Validación del modelo

4.1. Validación de tanques de sales fundidas.

Con el fin de validar el modelo del tanque de sales se realizó una simulación con los datos y especificaciones técnicas del tanque de sales de la central de concentración solar Andasol. Los resultados de esa simulación fueron contrastados con los obtenidos por Schulte-Fischedick et al. [10] quien también realizó un modelo del tanque de sales de Andasol utilizando el método de elementos finitos. La figura 4.1 muestra los valores de las pérdidas de calor del tanque de sales en función del nivel de las sales dentro del tanque. En este gráfico se puede identificar la pérdida de calor a través de la base del tanque, la pared húmeda y la tapa, que representa la parte del tanque que está sobre el nivel de las sales, es decir, pared seca más parte superior.

Se aprecia que las pérdidas de calor en la base del tanque son constantes, esto es debido a que el área de transferencia de calor de la base es independiente del nivel de las sales. Por el contrario, las pérdidas de calor a través de la pared del tanque aumentan de forma lineal ya que el área de transferencia de calor aumenta a medida que el tanque se llena. De la misma forma las pérdidas de calor en la parte superior de las sales disminuyen ya que a medida que el nivel de las sales aumenta el área de transferencia de calor de la pared seca disminuye.

Las líneas segmentadas del gráfico de la figura 4.1 muestran los resultados obtenidos por Schulte-Fischedick y las líneas continuas los obtenidos por el modelo. La figura A.1 en Anexo muestra la magnitud de la diferencia entre ambos modelos. La mayor diferencia se presenta en la pérdida de calor a través de las tapas, alcanzando $6,6[kW]$ lo cual representa un error de menos de un 4%. Sin embargo, si se analiza las

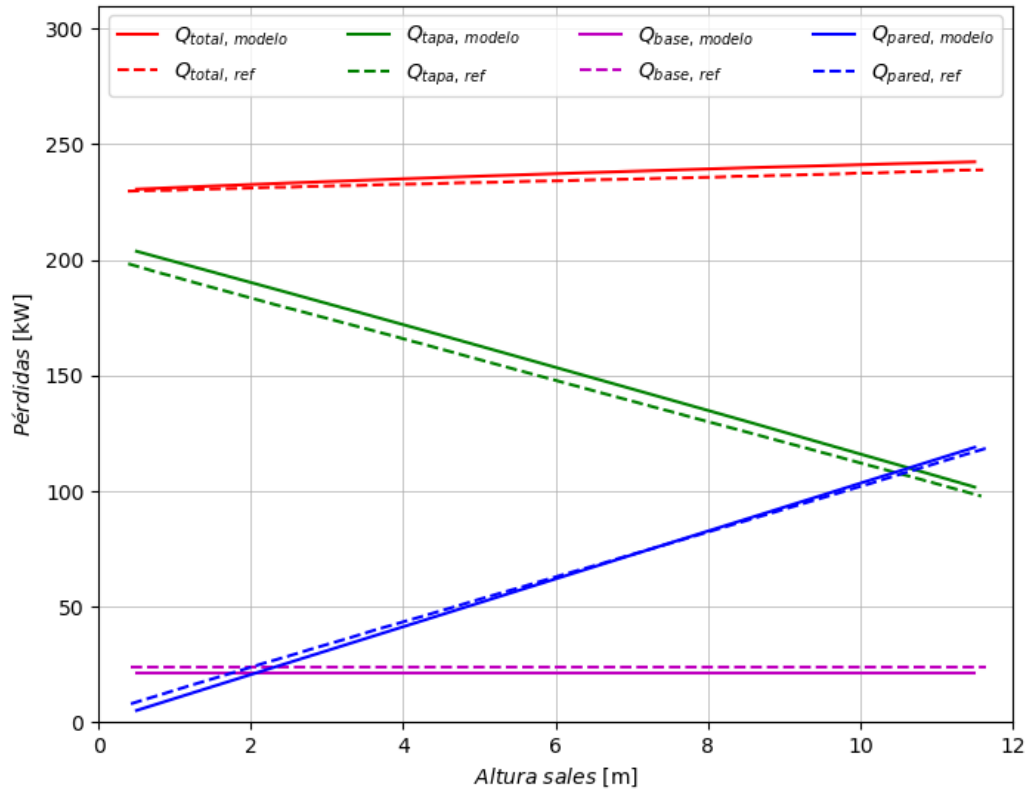


Figura 4.1: Resultados de las pérdidas de calor del tanque de sales de Andasol del modelo contrastados con los resultados obtenidos por Schulte-Fischedick.

pérdidas de calor totales del tanque, línea roja, se aprecia que tiene una diferencia de máxima de $3,8[kW]$ lo cual representa un error de un 2 %.

4.2. Validación modelo intercambiador de calor.

La validación del modelo del intercambiador de calor se realizó con los resultados presentados por Q. Fu et al. [13], quien modeló un intercambiador de calor de placas paralelas donde interactúan sales fundidas y dióxido de carbono en estado supercrítico. El intercambiador de calor tiene un largo de $6[cm]$ y la configuración del modelo se muestra en la tabla 3.1. En base a esto se configuró el modelo realizado en este trabajo para que opere bajo las mismas condiciones que el modelo de la referencia.

Los resultados obtenidos con el modelo del perfil de temperatura a lo largo del intercambiador de calor son contrastados con los de la referencia en la figura 4.2.

Los resultados obtenidos en el modelo concuerdan con los obtenidos por Q. Fu.

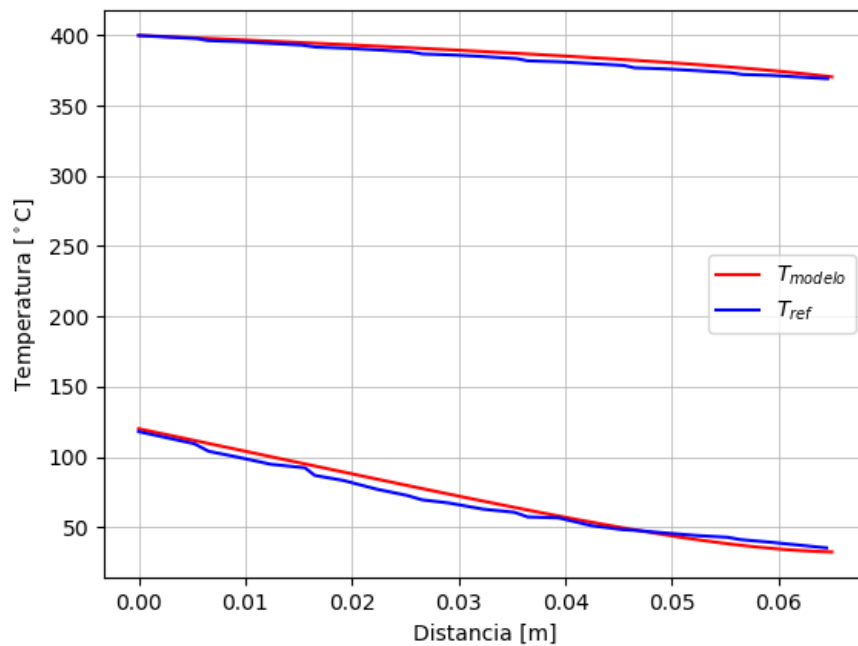


Figura 4.2: Resultados de los perfiles de temperatura obtenidos con el modelo a lo largo del intercambiador contrastados con los del modelo de Q. Fu.

como muestra la figura A.2 en Anexo. El fluido caliente presenta una diferencia máxima de temperatura de $6,0625^{\circ}C$ en $0,0179[m]$. Mientras que para el fluido frío la diferencia de temperatura máxima es $2,15^{\circ}C$ a los $0,0018[m]$. Las diferencias de temperaturas entre el modelo y los resultados de la referencia son menores, con lo cual se puede determinar correctamente que el modelo es fiable para trabajar con sales fundidas y dióxido de carbono en estado supercrítico.

4.3. Validación modelo receptor solar externo.

La validación del modelo numérico del receptor solar externo se hizo con el trabajo realizado por dos autores. El primero es el modelo de Lu Jianfeng et al. [17] quien modeló el receptor como un tubo de largo de $20[m]$ sometido a radiación uniforme y constante. El otro modelo numérico es el de Rodríguez-Sánchez et al. [16] quien modeló el receptor externo como un tubo de largo $94,5[m]$ bajo un perfil de radiación basado en una distribución normal bivariada con un máximo de $1,2[MW/m^2]$ y un promedio de $0,8[MW/m^2]$.

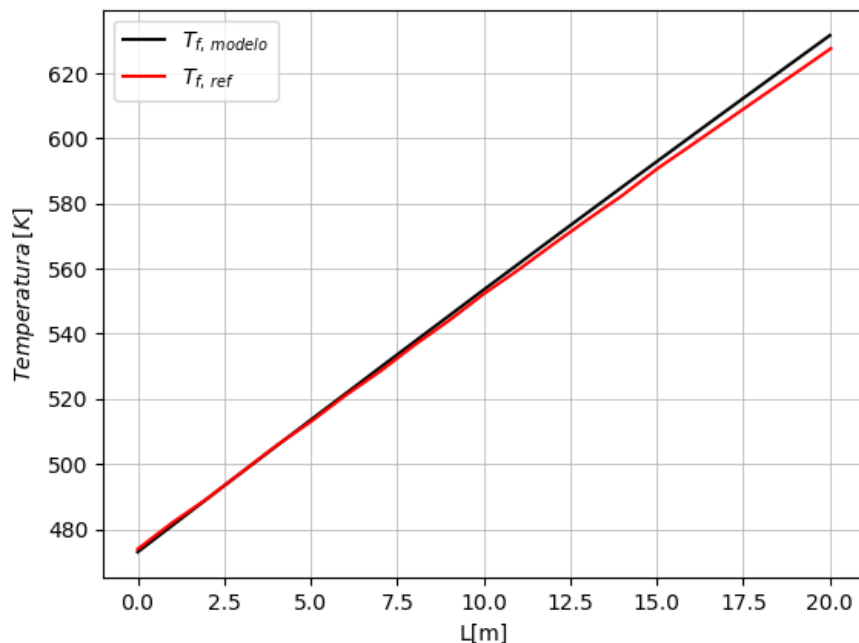


Figura 4.3: Gráfico de comparación de los resultados obtenidos con el modelo desarrollado y los obtenidos por Lu Jianfeng.

La figura 4.3 muestra las temperaturas promedio de cada sección del receptor a lo largo del tubo obtenidas por el modelo de Lu Jianfeng y los valores obtenidos por el modelo desarrollado, esto bajo las mismas condiciones. La curva roja representa los resultados de la referencia y la negra los obtenidos por el modelo desarrollado. Se puede ver que las curvas son prácticamente idénticas en la primera mitad. En la segunda mitad las curvas se separan levemente llegando a tener una diferencia máxima de $4,24[k]$ al final del receptor. Cabe destacar que ambos modelos son en una dimensión (axial) y que debido a que la radiación es constante y uniforme se obtiene recta con pendiente positiva.

El modelo desarrollado también se comparó con el modelo numérico de Rodríguez-Sánchez. Este modelo es de 2 dimensiones (axial y radial). En la figura 4.4 la línea continua representa las temperaturas promedio de las sales en cada sección del receptor. Se puede ver que la ambas curvas son practicante iguales hasta llegar a los 70 metros donde comienzan a separarse resultando en una diferencia máxima de $19,5[^\circ C]$ al final del receptor. Esto es una diferencia considerable sin embargo si se analiza la temperatura promedio interior, representada con las líneas punteadas, se aprecia que en

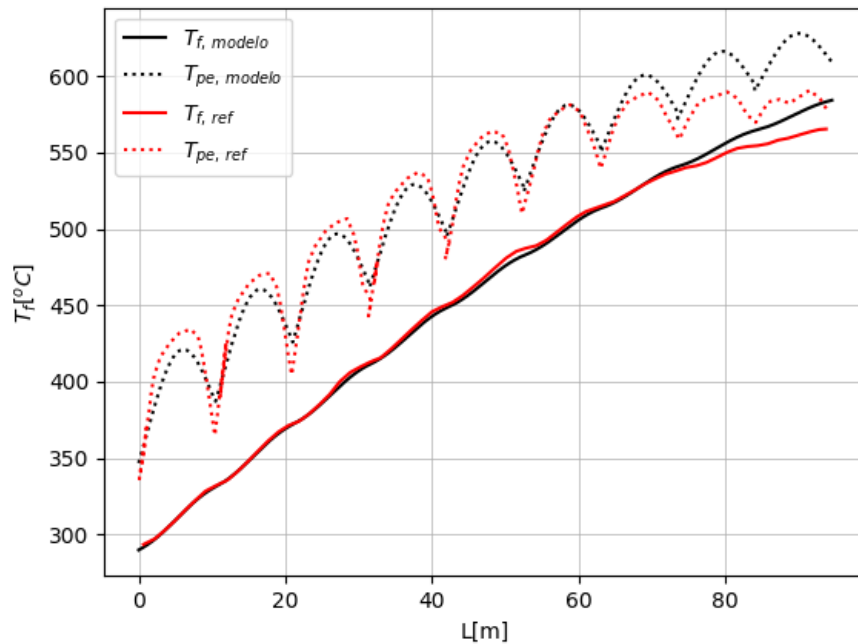


Figura 4.4: Gráfico de los de comparación de los resultados con el modelo de Rodríguez-Sánchez.

el mismo instante también hay una separación considerable a los 70 metros. La causa de esto es que la radiación incidente del receptor de la referencia es multiplicada por un factor menor a 1 con el fin de que la temperatura de salida no supere los $565[^\circ C]$ lo cual se ve reflejado a partir los 70 metros ya que tanto la temperatura de los tubos del receptor como el de las sales comienzan a disminuir a partir de ese punto. Es importante destacar que a diferencia del modelo de Lu Jianfeng los valores de temperatura de las sales no aumentan de manera lineal a lo largo del receptor. Esto se debe únicamente a que este modelo no utiliza una radiación constante por lo tanto el aumento de la temperatura tampoco es constante.

4.4. Validación componentes acoplados

Para la validación de los componentes modelados acoplados (tanques de sales, intercambiador de calor y receptor solar) se utilizó el software libre SAM [34], el cual permite hacer modelos técnico-económicos de diversos proyectos relacionados con energías renovables entre los cuales se encuentran las torres de concentración solar.

La configuración de la planta modelada se basa en la torre de concentración solar de la planta Solar Two ubicada en Dagget cerca del desierto de Mojave en Estados Unidos desarrollada en conjunto por Sandia y el Departamento de energía de los Estados Unidos. Solar Two cuenta con 1926 heliostatos, un receptor solar, almacenamiento térmico por sales fundidas y un ciclo de potencia tipo Rankine cuya turbina es capaz de producir 10[MW].

Usando SAM se realizó una simulación ingresando todos los datos de la planta Solar Two de la tabla B.2 en Anexo. Con estos datos SAM cuantificó el campo de heliostatos, determinó cuantos heliostatos se requieren y su posición para poder cumplir con la potencia eléctrica de salida requerida dada las características técnicas de la planta. Para este modelo se utilizó solo un tipo de heliostato(tipo Martin Marietta) en lugar de los dos tipos de heliostatos que utiliza Solar Two. El resultado es un campo de heliostatos de 2297 unidades, lo cual es un poco mayor en contraste con los 1926 heliostatos de Solar Two. Esto se debe al remplazo de los heliostatos tipo Lugo por los Martin Marietta y que para esta simulación se utiliza un múltiplo solar de 1,48 recomendado por SAM en lugar de 1,19 que utiliza Solar Two.

La información del campo de heliostatos que fue generada por SAM se ingresó a SolarPilot [35] para obtener el flujo de radiación que se utiliza en el modelo como dato de entrada. De esta manera tanto SAM como el modelo usaron el mismo campo de heliostatos como entrada inicial.

La figura 4.5 a) muestra el flujo de calor que transfiere el receptor a las sales a lo largo del día. Se observa que a las 6 de la mañana comienza a operar el receptor, su potencia aumenta hasta las 11 A.M. donde alcanza su máximo valor y posteriormente empieza a decaer. En la figura 4.5 b) se observa que el ciclo comienza a recibir energía a las 6 A.M. y pero esta es insuficiente para alcanzar la potencia nominal por lo que el ciclo se ve forzado a operar con una menor capacidad. En la figura 4.5 c) Se muestra el flujo de energía de carga del tanque de sales, la carga comienza a las 7 A.M. ya que a las 6 A.M. no hay almacenamiento pues toda la energía fue utilizada por el ciclo Rankine. Luego cuando la potencia del receptor comienza a disminuir y no es suficiente para alimentar el ciclo se empieza a utilizar la energía almacenada en el tanque de sales lo cual ocurre a las 16 horas como muestra la figura 4.5 d). Usando la energía almacenada el ciclo de potencia del modelo finaliza su operación a las 20 horas, mientras que en la simulación de SAM esto sucede a las 21 horas. Esto se debe principalmente a que la potencia del receptor de la simulación de SAM es levemente mayor lo cual repercute en la cantidad de energía almacenada en el tanque y provoca que el ciclo pueda operar

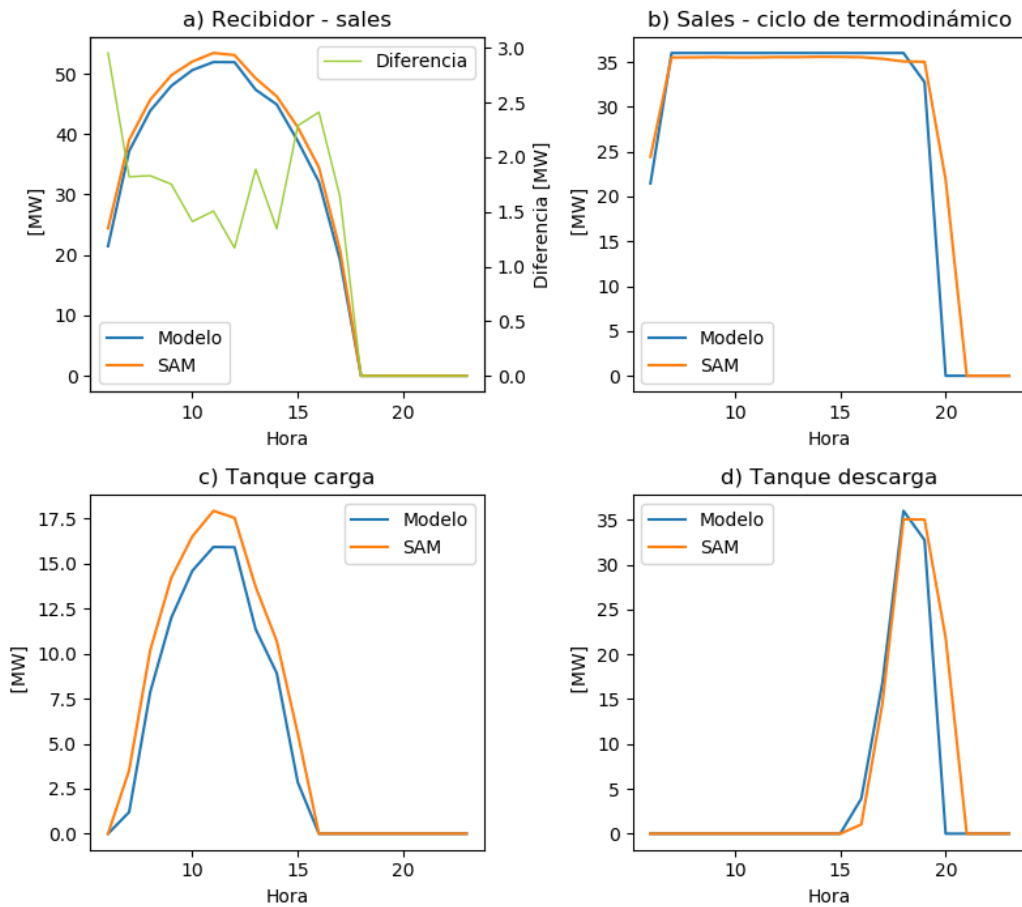


Figura 4.5: Comparación de los resultados obtenidos por el modelo y por SAM.

por un tiempo mayor.

La diferencia de la potencia de los recibidores se muestra en la figura 4.5 a) representada por la línea verde. Se aprecia que la mayor diferencia ocurre a las 6 horas donde alcanza un valor de $2,95[MW]$. Es una diferencia menor la cual se debe principalmente a la diferencia en los modelos de la energía que es consumida en la puesta en marcha. Cabe destacar que los flujos de radiación que inciden en el recibidor son obtenidos por Solar Pilot al igual que en la simulación de SAM, lo cual influye en que los resultados de ambos modelos tengan poca diferencia.

La figura 4.6 muestra las pérdidas de calor del tanque de sales de ambos modelos. Se observa que la diferencia es menor, sin embargo, SAM no admite la configuración del espesor de la aislación del tanque, por lo que su valor es configurado por defecto. Para el modelo se usa el valor del espesor de aislación que utilizan los tanques de la planta Solar Two.

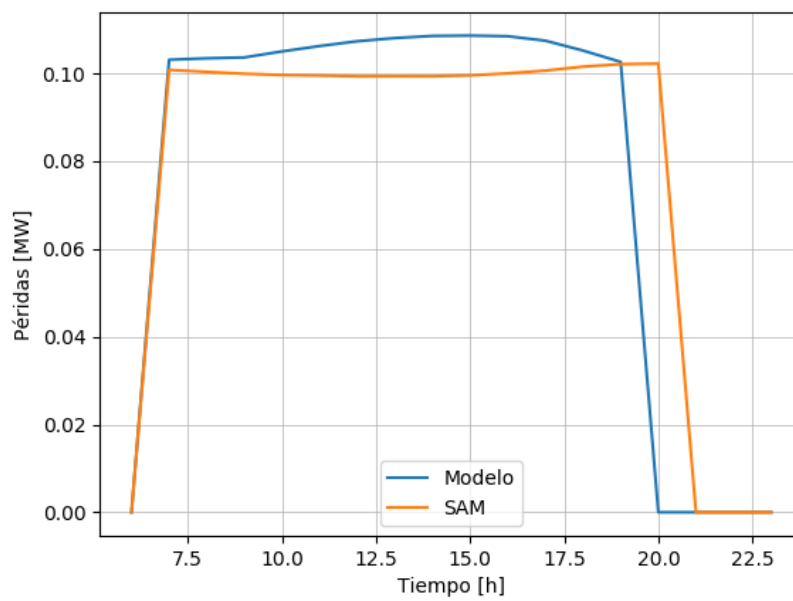


Figura 4.6: Pérdidas de calor del tanque de sales de SAM contrastadas con las obtenidas por el modelo.

Capítulo 5

Resultados

Como resultado del modelo numérico desarrollado en este trabajo es posible modelar el comportamiento de una torre solar de diferentes características bajo diferentes escenarios. A continuación se presentan los resultados obtenidos por el modelo al simular una torre de concentración solar acoplada a un ciclo de Brayton de recompresión con dióxido de carbono en estado supercrítico ubicada en María Elena, segunda región de Chile utilizando las especificaciones técnicas de la planta Solar Two para el campo de heliostatos, receptor solar y tanque de sales. El ciclo Brayton tiene una potencia de salida de $12,8[MW]$ y requiere una potencia de entrada de $31,5[MW]$ para operar en condiciones de diseño con una eficiencia de $40,8\%$.

Como dato de entrada para realizar la simulación se requiere el flujo de radiación que incide en el receptor proveniente del campo de heliostatos el cual se determinó con Solar Pilot en función de la potencia del receptor. La potencia del receptor se calculó con un múltiplo solar igual a $1,5$, con este valor se obtiene un almacenamiento de 3 horas equivalente a $94,2[MWh]$ en condiciones de diseño.

Para las condiciones fuera de diseño se utilizaron los polinomios generados por Correa [1] con los cuales se puede determinar la eficiencia del ciclo de potencia en función de la energía de entrada y la temperatura ambiente, figura A.3 en Anexo.

La figura 5.1 muestra los resultados obtenidos en condiciones fuera de diseño. Se simuló el día 18 de julio, un día de invierno con radiación menor a la utilizada en las condiciones de diseño y un paso de tiempo de 30 minutos. La línea roja del gráfico a) indica la potencia nominal que requiere el ciclo, cuando el receptor alcanza esa potencia el ciclo puede operar a eficiencia máxima.

El receptor comienza a operar a las 8 de la mañana y no alcanza a entregar la po-

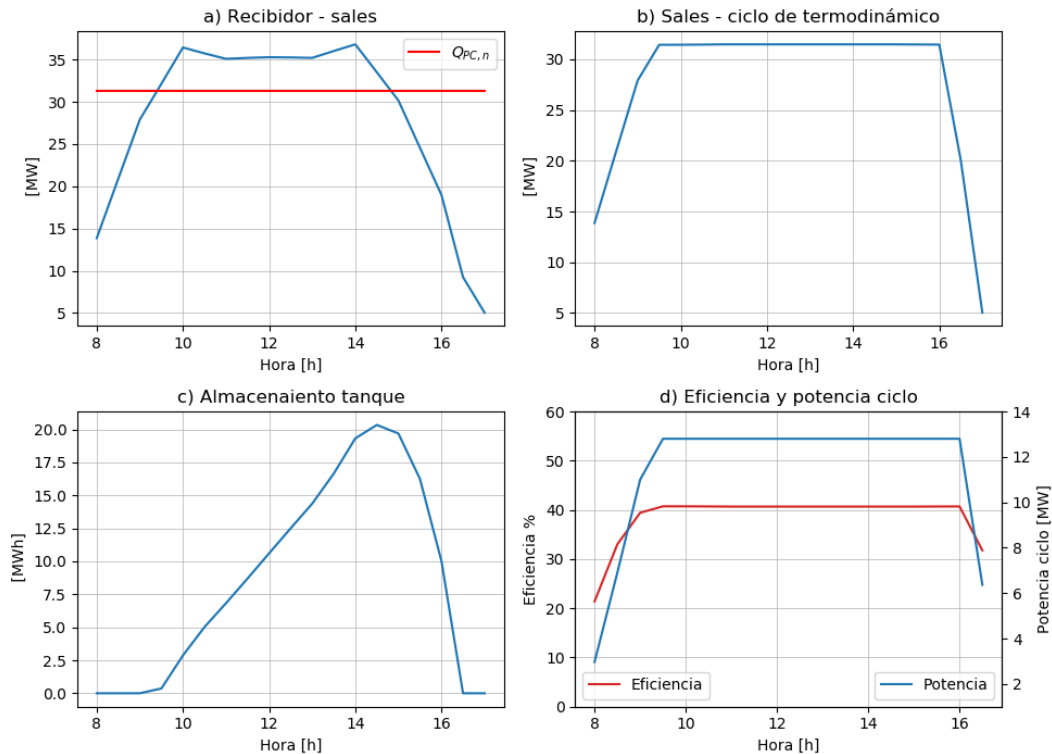


Figura 5.1: Resultados del comportamiento de la planta con un ciclo de Brayton con sCO_2 fuera de diseño.

tencia nominal al ciclo de potencia hasta las 9:30 de la mañana, durante ese periodo entrega menos energía al ciclo. Como consecuencia la eficiencia del ciclo disminuye drásticamente alcanzando un mínimo de 22 % a las 8 de la mañana como ilustra a figura 5.1 d). Posteriormente, la potencia del receptor aumenta y también la eficiencia del ciclo hasta alcanzar su máxima eficiencia a las 9:30 de la mañana. A a partir de este momento el receptor es capaz de entregar la potencia nominal al ciclo, la energía sobrante es enviada al tanque de sales para su almacenamiento. A las 15 horas la potencia del receptor disminuye por debajo de la potencia nominal y ya no es capaz de alimentar el ciclo, por lo tanto se utiliza la energía almacenada en los tanques, estos pueden proveer de energía hasta las 16:30 horas. A partir de esa hora la energía almacenada y la energía del receptor disminuyen por lo tanto la eficiencia del ciclo también decae.

Se observa que en los resultados anteriores el almacenamiento es bastante inferior al requerido inicialmente. El almacenamiento obtenido en los tanques de sales es de $20,3[MWh]$ lo cual equivale a menos de uno hora de almacenamiento.

En función de estos resultados fue posible analizar el comportamiento de la planta y

generar nuevas condiciones de operación con el fin de obtener un tiempo de operación estable con un almacenamiento de 3 horas regularmente los días de invierno. Para esto se analizó la radiación solar en los días de invierno y se obtuvo la cantidad de energía que las sales deben entregar el ciclo de potencia para que se cumplan estas condiciones. Dicho valor corresponde a $23,22[MW]$ como muestra la figura A.4 en Anexo. Con esto se obtiene un almacenamiento promedio cercano a los $70[MWh]$ lo cual equivale a 3 horas de almacenamiento. Cabe destacar que al entregar menos energía al ciclo de potencia la eficiencia se ve disminuida alcanzando un valor de $35,5\%$. De igual manera el trabajo de la turbina también disminuye generando $8,25[MW]$

Se simuló nuevamente del día 18 de julio con la condición operacional de que la potencia enviada al ciclo no supere los $23,22[MW]$. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 5.2. Como es de esperarse se obtiene un mayor almacenamiento de $72[MWh]$ equivalente a un poco más de 3 horas. La eficiencia disminuye a $35,5\%$ y la potencia entregada por el ciclo es de $8,25[MW]$.

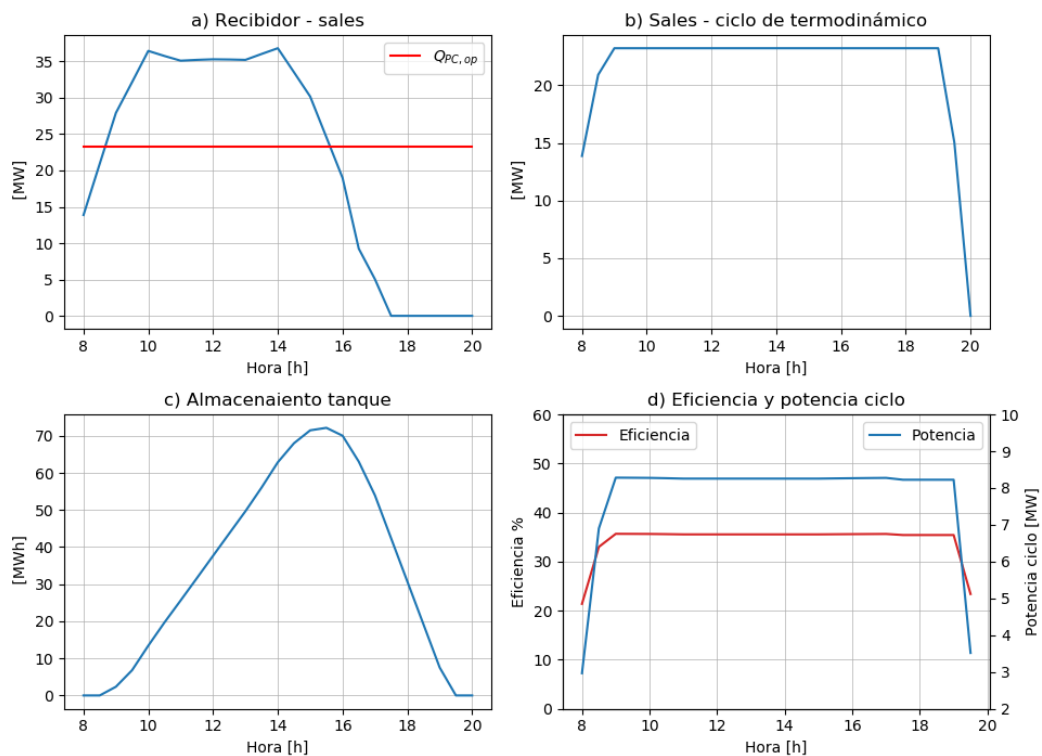


Figura 5.2: Resultados del comportamiento de la planta con un ciclo de Brayton con sCO_2 fuera de diseño bajo condiciones operacionales.

Capítulo 6

Conclusión

El propósito de este trabajo fue realizar un modelo numérico de los componentes de una torre de concentración solar con almacenamiento térmico que recibe como entrada el flujo de radiación del campo de heliostatos y entrega como resultado la energía disponible para enviar al ciclo de potencia. Los componentes modelados fueron el receptor solar, tanques de sales fundidas e intercambiador de calor.

Se estudió el estado del arte de los componentes de la planta de concentración solar y se escogieron los tipos de los componentes que fueron modelados. En el caso del receptor solar, se utilizó un receptor solar de tipo externo de 360° el cual es utilizado frecuentemente en la industria para transferir el calor a las sales. Para el almacenamiento térmico se utilizaron tanques de sales fundidas, los cuales presentaron pérdidas de calor insignificantes comparadas con la energía almacenada en ellos. En cuanto al intercambiador de calor se optó por utilizar un intercambiador de placas paralelas el cual presenta un alto rendimiento para la transferencia de calor de las sales fundidas con el sCO_2 .

Se realizó el modelo numérico de los componentes anteriormente mencionados. Los modelos numéricos realizados son adaptables a diferentes especificaciones técnicas y pueden ser escalados para trabajar con mayor o menor potencia. Como consecuencia de esto, los modelos requieren una cantidad considerable de entradas para especificar las dimensiones de los componentes.

La validación de los modelos fue realizada con diferentes trabajos de otros investigadores. Los resultados obtenidos por el modelo y por la referencia respectiva fueron satisfactorios, presentando diferencias menores las cuales pudieron ser explicadas.

Se realizó una simulación en la que se acopló un ciclo de Brayton con sCO_2 en es-

tado supercrítico, se estableció la ubicación de la planta en la segunda región de Chile y se le atribuyó características especiales a las sales para que operen a mayor temperatura. Los resultados fueron coherentes y dentro de lo esperado. Sin embargo, esta configuración es técnicamente inviable ya que el dióxido de carbono requiere una temperatura cercana a los $700^{\circ}[C]$ y las sales fundidas operan a una temperatura máxima de $650^{\circ}[C]$ por lo que las sales fundidas no podrían entregar la energía suficiente al dióxido de carbono en condiciones reales.

6.1. Trabajos futuros

El modelo es altamente dependiente de las variables ingresadas y en función de estas entrega los resultados. Se propone como continuación de este trabajo realizar una optimización del modelo para que este sea capaz de entregar los valores de diseño de la planta en función de los resultados requeridos.

Bibliografía

- [1] Correa Faustino. Modelación y optimización de ciclos de brayton de recompresión con sco₂ en estado cuasi-estacionario para diferentes condiciones ambientales y de operación. Universidad Técnica Federico Santa María, 2019.
- [2] Ralph EH Sims, Hans-Holger Rogner, and Ken Gregory. Carbon emission and mitigation cost comparisons between fossil fuel, nuclear and renewable energy resources for electricity generation. *Energy policy*, 31(13):1315–1326, 2003.
- [3] S Bilgen. Structure and environmental impact of global energy consumption. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38:890–902, 2014.
- [4] Saidur Mekhilef, Rahman Saidur, and Azadeh Safari. A review on solar energy use in industries. *Renewable and sustainable energy reviews*, 15(4):1777–1790, 2011.
- [5] Md Tasbirul Islam, Nazmul Huda, AB Abdullah, and R Saidur. A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (csp) technologies: Current status and research trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91:987–1018, 2018.
- [6] Ahmed Bilal Awan, Muhammad Zubair, and Kotturu VV Chandra Mouli. Design, optimization and performance comparison of solar tower and photovoltaic power plants. *Energy*, page 117450, 2020.
- [7] AB Gallo, JR Simões-Moreira, HKM Costa, MM Santos, and E Moutinho dos Santos. Energy storage in the energy transition context: A technology review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 65:800–822, 2016.
- [8] Ulf Herrmann, Bruce Kelly, and Henry Price. Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants. *Energy*, 29(5-6):883–893, 2004.

- [9] M Geyer, U Herrmann, A Sevilla, JA Nebrera, and AG Zamora. Dispatchable solar electricity for summerly peak loads from the solar thermal projects andasol 1 and andasol 2. Seville, Spain: Solar millennium, SolarPACES, 2006.
- [10] Jan Schulte-Fischedick, Rainer Tamme, and Ulf Herrmann. Cfd analysis of the cool down behaviour of molten salt thermal storage systems. In ASME 2008 2nd International Conference on Energy Sustainability collocated with the Heat Transfer, Fluids Engineering, and 3rd Energy Nanotechnology Conferences, pages 515–524. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2008.
- [11] Carlos David Pérez Segarra, Ivette María Rodríguez Pérez, Asensio Oliva Llana, Santiago Torras Ortíz, and Oriol Lehmkuhl Barba. Detailed numerical model for the resolution of molten salt storage tanks for csp plants. In Solar energy for a brighter future: book of proceedings: EuroSun 2012, pages 1–8, 2012.
- [12] G Sri Valli, Ravindra Kommineni, and B Sreedhara Rao. A literature review on corrugated plate heat exchanger. *Materials Today: Proceedings*, 18:320–326, 2019.
- [13] Qianmei Fu, Jing Ding, Jiewei Lao, Weilong Wang, and Jianfeng Lu. Thermal-hydraulic performance of printed circuit heat exchanger with supercritical carbon dioxide airfoil fin passage and molten salt straight passage. *Applied Energy*, 247:594–604, 2019.
- [14] Maria de los Reyes Rodriguez Sanchez. On the design of solar external receivers. PhD thesis, Universidad Carlos III de Madrid, 9 2015.
- [15] JI Burgaleta, S Arias, and IB Salbidegoitia. Operative advantages of a central tower solar plant with thermal storage system. In Proc. 15th Int. SolarPACES Symposium, volume 15, page 18, 2009.
- [16] María Reyes Rodríguez-Sánchez, Antonio Soria-Verdugo, José Antonio Almendros-Ibáñez, Antonio Acosta-Iborra, and Domingo Santana. Thermal design guidelines of solar power towers. *Applied Thermal Engineering*, 63(1):428–438, 2014.

- [17] Lu Jianfeng, Ding Jing, and Yang Jianping. Heat transfer performance of an external receiver pipe under unilateral concentrated solar radiation. *Solar Energy*, 84(11):1879–1887, 2010.
- [18] Csaba Singer, Reiner Buck, Robert Pitz-Paal, and Hans Muller-Steinhagen. Assessment of solar power tower driven ultrasupercritical steam cycles applying tubular central receivers with varied heat transfer media. *Journal of solar energy engineering*, 132(4), 2010.
- [19] SW Churchill and M Bernstein. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. *Journal of Heat Transfer*, 99(2):300–306, 1977.
- [20] Stuart W Churchill and Humbert HS Chu. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *International journal of heat and mass transfer*, 18(11):1323–1329, 1975.
- [21] Warren M Rohsenow, James P Hartnett, Young I Cho, et al. *Handbook of heat transfer*, volume 3. McGraw-Hill New York, 1998.
- [22] Ian H Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial & engineering chemistry research*, 53(6):2498–2508, 2014.
- [23] SQM International N.V. Sqm’s thermo-solar salts: The proven and reliable energy storage medium. <https://www.sqm.com/wp-content/uploads/>, 5 2018. Último acceso: 13 de enero de 2020.
- [24] RK Shah. A correlation for laminar hydrodynamic entry length solutions for circular and noncircular ducts. 1978.
- [25] Volker Gnielinski. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, 16(2):359–368, 1976.
- [26] BS Petukhov. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In *Advances in heat transfer*, volume 6, pages 503–564. Elsevier, 1970.

- [27] Cyril Frank Colebrook, T Blench, H Chatley, EH Essex, JR Finnicome, G Lacey, J Williamson, and GG Macdonald. Correspondence. turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws.(includes plates). *Journal of the Institution of Civil engineers*, 12(8):393–422, 1939.
- [28] Sadık Kakaç, Ramesh K Shah, and Win Aung. *Handbook of single-phase convective heat transfer*. 1987.
- [29] Ramesh K Shah and Alexander Louis London. *Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data*. Academic press, 2014.
- [30] Dennis L Siebers and John S Kraabel. Estimating convective energy losses from solar central receivers. Technical report, Sandia National Labs., Livermore, CA (USA), 1984.
- [31] Elmar Achenbach. The effect of surface roughness on the heat transfer from a circular cylinder to the cross flow of air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 20(4):359–369, 1977.
- [32] DL Siebers, RF Moffatt, and RG Schwind. Experimental, variable properties natural convection from a large, vertical, flat surface. 1985.
- [33] X Berger, D Buriot, and F Garnier. About the equivalent radiative temperature for clear skies. *Solar Energy*, 32(6):725–733, 1984.
- [34] System Advisor Model Version 2017.9.5 (SAM 2017.9.5). National Renewable Energy Laboratory. Golden, CO. Último acceso 4 de junio, 2020. <https://sam.nrel.gov/download>.
- [35] Solar Power Tower Integrated Layout and Optimization Tool (SolarPILOT). National Renewable Energy Laboratory. Último acceso 9 de junio, 2020. <https://www.nrel.gov/csp/solarpilot-download.html>.

Anexo A

Gráficos

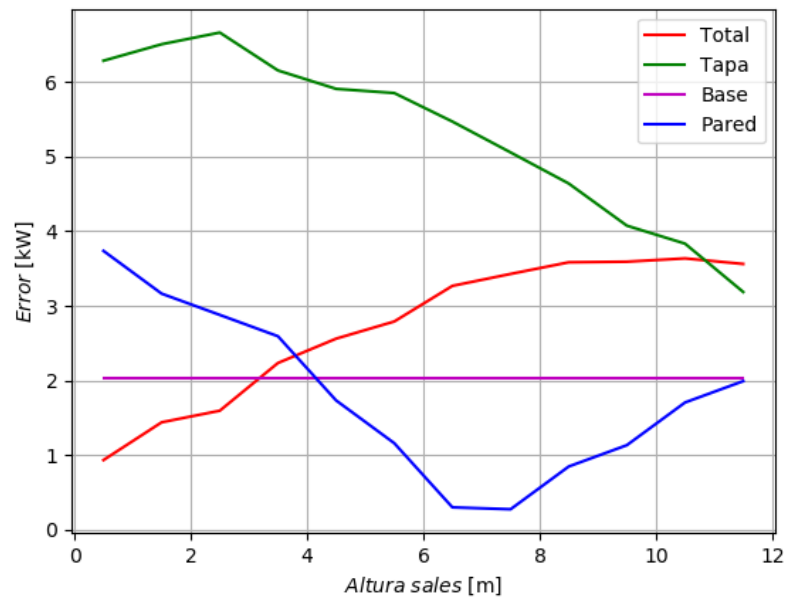


Figura A.1: Diferencia de los resultados del modelo con los obtenidos por Schulte-Fischedick para el tanque de sales caliente.

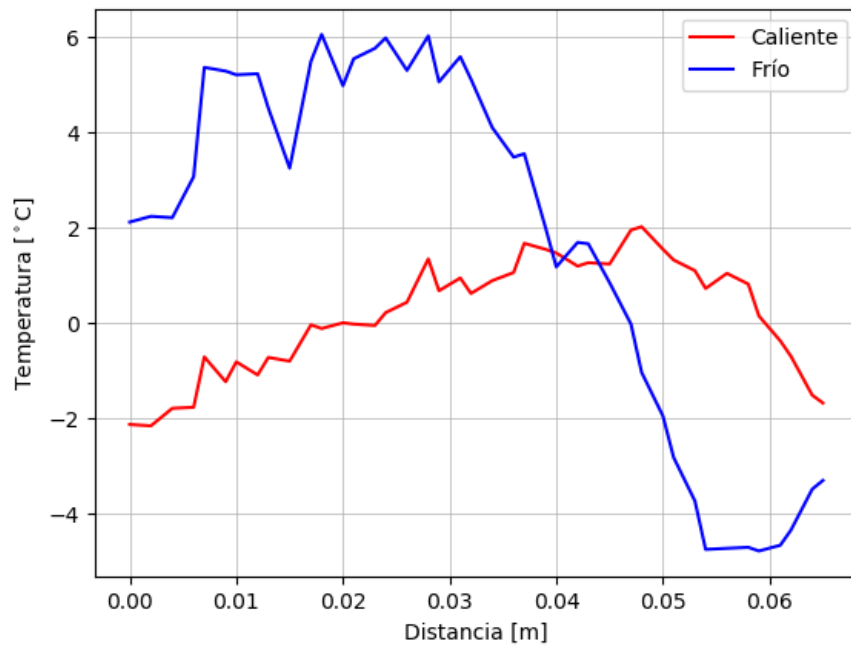


Figura A.2: Diferencia del perfil de temperatura de los resultados del modelo y los resultados obtenidos por Q. Fu para el intercambiador de calor.

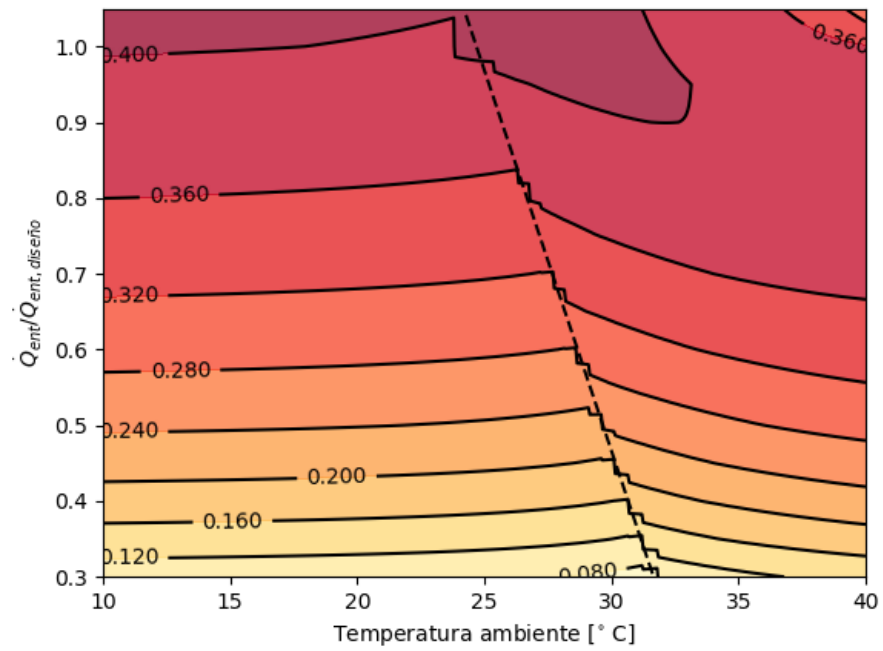


Figura A.3: Gráfico de la eficiencia del ciclo de Brayton de sCO_2 generado con los polinomios de Correa [1].

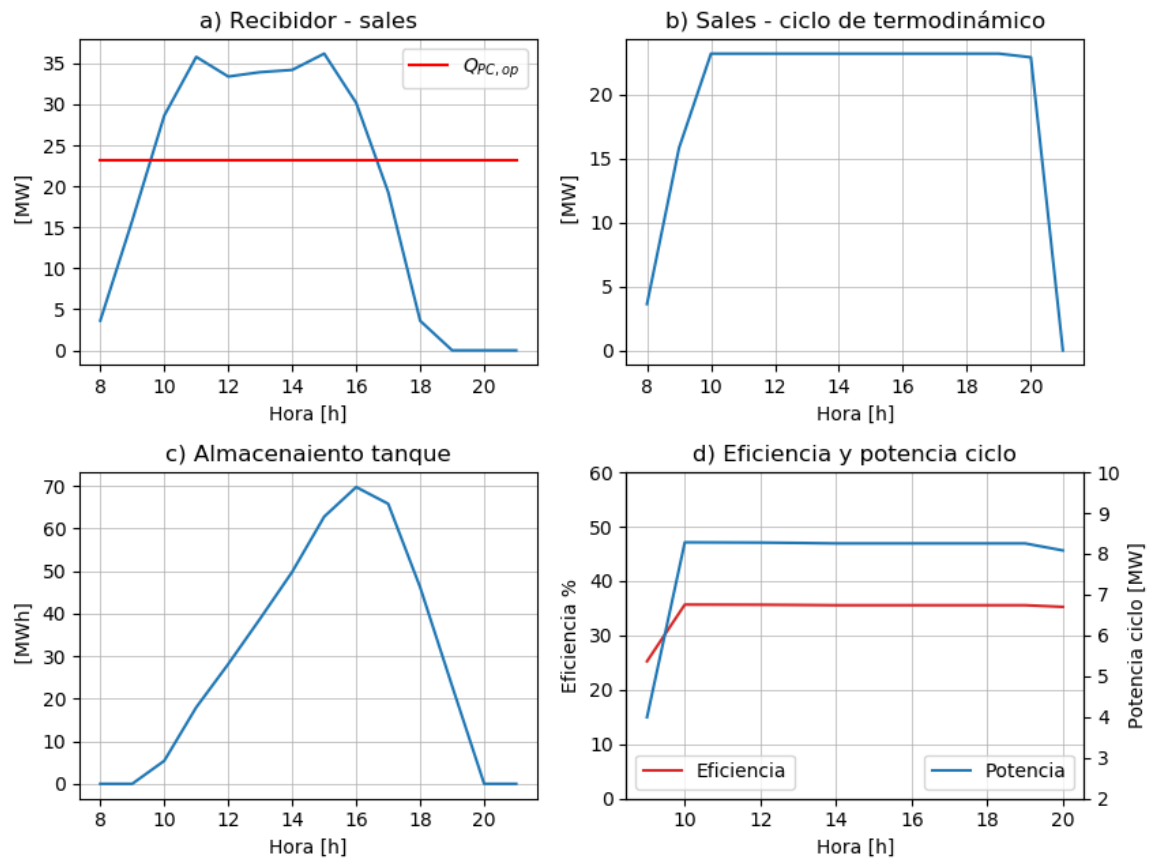


Figura A.4: Comportamiento promedio de la planta en los días de invierno con almacenamiento de 3 horas.

Anexo B

Tablas

Tabla B.1: Datos utilizados para los resultados con condiciones variables.

| Hora [h] | DNI [$W m^{-2}$] | T_{amb} [$^{\circ}C$] | u_{viento} [$m s^{-1}$] |
|----------|--------------------|---------------------------|-----------------------------|
| 8.0 | 356.0 | 6.0 | 6.1 |
| 8.5 | 486.0 | 10.5 | 4.9 |
| 9.0 | 616.0 | 15.0 | 3.6 |
| 9.5 | 695.5 | 15.5 | 3.4 |
| 10.0 | 775.0 | 16.0 | 3.1 |
| 10.5 | 762.5 | 17.0 | 4.7 |
| 11.0 | 750.0 | 18.0 | 6.2 |
| 11.5 | 752.0 | 18.0 | 8.0 |
| 12.0 | 754.0 | 18.0 | 9.8 |
| 12.5 | 753.0 | 18.0 | 10.6 |
| 13.0 | 752.0 | 18.0 | 11.3 |
| 13.5 | 767.0 | 18.0 | 10.8 |
| 14.0 | 782.0 | 18.0 | 10.3 |
| 14.5 | 720.0 | 18.0 | 10.1 |
| 15.0 | 658.0 | 18.0 | 9.8 |
| 15.5 | 554.0 | 17.5 | 9.3 |
| 16.0 | 450.0 | 17.0 | 8.7 |
| 16.5 | 272.0 | 16.5 | 7.5 |
| 17.0 | 94.0 | 16.0 | 6.2 |

Tabla B.2: Especificaciones técnicas planta Solar Two.

| Campo de heliostatos | |
|------------------------------|---------------------------------------|
| Tipo de heliostato | Martin Marietta |
| Número de unidades | 1818 |
| Área reflectiva | 39,13[m ²] |
| Reflectividad | 0,903 |
| Tipo de heliostato | Lugo |
| Número de unidades | 108 |
| Área reflectiva | 95[m ²] |
| Reflectividad | 0,94 |
| Recibidor solar | |
| Potencia | 42,3[MW] |
| Altura | 6,2[m] |
| Diámetro | 5,1[m] |
| Altura torre | 76,2[m] hasta el centro del recibidor |
| Número de paneles | 24 |
| Número de tubos por panel | 32 |
| Diámetro tubos | 4,2[cm] |
| Espesor tubos | 1,2[mm] |
| Número de flujos | 2 |
| Tanques de sales | |
| Capacidad térmica | 110[MWh] |
| Temperatura tanque frío | 290[°C] |
| Temperatura tanque caliente | 565[°C] |
| Diámetro | 11,6[m] |
| Altura | 8,4[m] |
| Ciclo de potencia | |
| Potencia entrada | 35,5[MW] |
| Potencia salida turbina | 12,8[MW] |
| Potencia eléctrica de salida | 10[MW] |
| Eficiencia | 36,06 % |