



UNIVERSIDAD DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DINÁMICA DE ESTANQUES ACUMULADORES EN CENTRALES SOLARES

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL
MECÁNICO**

HERNÁN FELIPE GARRIDO PULGAR

PROFESOR GUÍA:

RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

ALVARO VALENCIA MUSALEM

SANTIAGO DE CHILE

2018

RESUMEN DE LA MEMORIA
PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: HERNÁN GARRIDO PULGAR

FECHA: 05/03/2018

PROF. GUÍA: RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

DINÁMICA DE ESTANQUES ACUMULADORES EN CENTRALES SOLARES

El desarrollo e impulsión de las ERNC (Energía Renovables No Convencionales) ha adquirido un auge notorio en los últimos años en nuestro país, sobre todo con la aprobación de la denominada ley 20/25, que exige para el año 2025, un 20% de participación de las ERNC en la matriz energética nacional. Esto implica un importante desafío en el camino a seguir en materia energética, dado el contexto nacional que señala a Chile como un país rico en recursos naturales. Entre ellos, cabe destacar el enorme potencial solar de nuestro país, que no ha visto una inversión suficiente para un desarrollo importante. En los últimos años, y debido a las políticas públicas para diversificar la matriz energética bajo un carácter renovable y el interés de las empresas mundiales por el potencial en suelo chileno, se ha invertido en importantes proyectos de energía solar, como la planta híbrida CSP (Concentrated Solar Power) en construcción que operará en el desierto de Atacama, siendo la primera planta de concentración de América Latina. La clave de esta tecnología es su capacidad de generar energía eléctrica de manera continua, esto gracias a su sistema de acumulación, que consiste en dos estanques rellenos con sal fundida, uno frío y el otro caliente, y proveen de energía térmica cuando los niveles de radiación son bajos.

En el presente trabajo, se busca simular un ciclo completo de operación de un solo estanque, llamado termoclina, encargado del bloque de acumulación de una planta CSP, las que acumulan la energía proveniente de la radiación solar para producción de energía eléctrica en un bloque de potencia. Esta tecnología utiliza un solo estanque de acumulación en vez de dos, tal que tanto en los procesos de carga y descarga, se forma un gradiente vertical de temperatura en su interior, llamado termoclina. Para ello, se establecen las ecuaciones que gobiernan los fenómenos físicos, se dimensiona el estanque y las condiciones de borde e iniciales, se adapta el modelo en el software Comsol v5.3, y se configura para los procesos de carga y descarga.

Los gráficos y valores obtenidos por el estudio indican una clara relación entre el espesor de la termoclina y las pérdidas de acumulación en un ciclo de operación. A medida que el espesor alcanza mayores valores, la pérdida de acumulación es mayor, de modo que una termoclina más compacta aumenta el rendimiento del estanque acumulador. Otra variable importante es la porosidad del medio de relleno del estanque, pues un aumento en la porosidad indica un aumento de rendimiento, lo que se explica por la mayor área para transferencia de calor entre el medio y el fluido de trabajo.

A mis padres y a mis hermanos
a quienes amo con mi vida y me han acompañado y apoyado siempre

Y a los amores de mi vida, Javiera y Josefina
por ser el principal motivo por el que me despierto cada día

AGRADECIMIENTOS

Quisiera partir agradeciendo a mis padres, Luis y Marcia, quienes desde niño me enseñaron el valor del esfuerzo, la perseverancia, la honestidad y el respeto. Todo lo que he logrado y espero seguir logrando se los debo a ustedes. Muchas gracias, los amo con mi vida.

A mis queridos hermanos, Ignacio y Sofía, los recuerdos más valiosos de mi niñez y juventud los pasamos juntos, los amo y espero que sigamos juntos hasta el final.

A mi familia, a mis queridas abuelas quienes siempre me han recibido con cariño y una hermosa sonrisa, a mi abuelo Luis y mi tata Eligio que nos espera allá arriba, a mis tíos y tías, a mis primos con quienes he compartido tan buenos momentos, y en especial a mis padrinos quienes siempre han sido un ejemplo de esfuerzo a seguir para mí, a mi tía Angélica por inculcarme el enriquecedor hábito de leer y su aprecio, y a mi tía Rosa por siempre recibirme de forma muy acogedora.

A mis amigos de toda la vida, Miguel, Sergio, Matihue, Apolo Igor, por esos buenos momentos y tertulias que recordaré por siempre, y la amistad sigue ahí a pesar de los años y la distancia. Y a los increíbles amigos que conocí en la capital como Álvaro, Valentina, Braulio, Rodrigo, Javier, Sergio, Nico, Carlos, gracias por su invaluable amistad.

A mis suegros y a Mateo, por apoyarme en todo momento y abrirme las puertas de su hogar.

Al equipo de mis amores, por enseñarme que rendirse nunca es opción, que hay que ser un “ejemplo de valor”.

Y, obviamente, a los dos regalos más hermosos que me ha dado esta vida. Para ti, Javiera, por enseñarme lo que es el verdadero amor, lo que es entregar de manera incondicional sin nada a cambio, por mostrarme que la vida tiene más sentido si se comparte, por ser el amor de mi vida. Y a Josefina, hija mía, por enseñarme que en la vida sí ocurren los milagros, que desde el día que vi tus hermosos ojitos buscándome, juré amarte y protegerte. Tú eres mi milagro. A las dos, las amo, gracias por hacerme tan feliz.

Finalmente, quisiera agradecer al profesor Ramón Frederick por depositar su confianza en mí y apoyarme en el proceso de esta memoria, siempre dispuesto a responder dudas, guiarme de forma efectiva y ofrecer su valiosa ayuda.

TABLA DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1	Contexto energético nacional.....	1
1.2	Energía Solar en Chile.....	3
1.3	Motivación.....	4
1.4	Objetivos.....	4
1.5	Alcances.....	5
1.6	Recursos y Metodología.....	5
2.	ANTECEDENTES Y DISCUSIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1	Antecedentes tecnología de concentración solar.....	7
2.1.1	Review histórico.....	8
2.1.2	Zonas de interés.....	9
2.1.3	Estado del arte.....	11
2.2	Plantas CSP.....	13
2.2.1	Campo Solar.....	13
2.2.2	Sistema de Almacenamiento Térmico (TES).....	16
2.2.3	Bloque de Potencia.....	20
2.3	Antecedentes teóricos.....	22
2.3.1	Medio Poroso.....	22
2.3.1.1	Ecuación de continuidad.....	22
2.3.1.2	Ecuación de Momento: Ley de Darcy.....	23
2.3.1.3	Ecuación de Forchheimer.....	23
2.3.1.4	Ecuación de Brinkman.....	24
2.3.2	Capas Límites de velocidad y térmicas.....	25
2.3.3	Flujo laminar y turbulento.....	27
2.3.4	Número de Reynolds.....	28
2.3.5	Número de Prandtl.....	28
2.3.6	Número de Nusselt.....	29

2.3.7	Ecuaciones de Energía.....	29
2.3.8	Segunda ley de la termodinámica para estanque termoclina.....	30
2.3.9	Dinámica de Fluidos Computacional.....	31
2.3.10	Método de Elementos Finitos.....	32
2.3.11	Resolvidor temporal.....	33
3.	METODOLOGÍA.....	36
3.1	Dimensionamiento del estanque.....	36
3.2	Construcción Modelo CFD.....	40
3.3	Coefficiente intersticial de transferencia de calor.....	42
3.4	Condiciones iniciales y de borde.....	44
3.5	Espesor termoclina.....	45
3.6	Validación del modelo.....	46
3.6.1	Validación experimental.....	46
3.6.2	Validación de malla.....	49
4.	RESULTADOS.....	51
4.1	Evolución de la termoclina.....	51
4.2	Gradiente de temperatura en el eje.....	55
4.3	Evolución del rendimiento y coeficiente intersticial.....	57
4.4	Evolución de espesor termoclina.....	59
4.5	Irreversibilidades.....	60
5.	DISCUSIONES Y CONSIDERACIONES.....	62
6.	CONCLUSIONES Y COMENTARIOS.....	64
	BIBLIOGRAFÍA.....	66

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Radiación normal directa mayor o igual a 2.000 [kW/m ² /año] de cada país y el área cuadrada que abarca.....	10
Tabla 2.2 Estado del arte de plantas CSP en el mundo.....	11
Tabla 2.3 Propiedades de diferentes fluidos de trabajo (HTF).....	17
Tabla 2.4 Forma de los coeficientes para el método BDF.....	34
Tabla 3.1 Parámetros de entrada de la planta para el diseño del estanque.....	39
Tabla 3.2 Propiedades termo-físicas promedio de la Sal Solar para el dimensionamiento del estanque.....	39
Tabla 3.3 Propiedades termo-físicas de la roca cuarcita.....	39
Tabla 3.4 Dimensiones del estanque termoclina y velocidades de operación.....	39
Tabla 3.5 Parámetros de operación del estanque termoclina piloto del Laboratorio Sandia.....	47
Tabla 3.6 Errores promedios entre temperatura experimental y temperatura del modelo computacional para cada tiempo.....	48
Tabla 3.7 Errores promedios entre temperatura experimental y temperatura del modelo computacional general.....	49
Tabla 3.8 Resultados de convergencia de malla.....	45
Tabla 4.1 Máximos espesores de la termoclina para distintas porosidades, en el proceso de descarga.....	59
Tabla 4.2 Resultados obtenidos para distintas porosidades.....	60

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Principales fuentes de generación eléctrica en Chile y el mundo.....	1
Figura 1.2 Distribución de ERNC en las redes eléctricas SIC, SING y SEA.....	2
Figura 1.3 Potencial solar de Chile comparado con Europa.....	3
Figura 1.4 Programa “Microsoft Excel” como recurso para graficar resultados.....	6
Figura 1.5 Software “Comsol Multiphysics” como recurso computacional para la simulación...	6
Figura 1.6 Diagrama de metodología definida para el estudio.....	6
Figura 2.1 Imagen de la planta CSP “Solar Two”, ubicada en Dagged, California.....	9
Figura 2.2 Mapa mundial con el nivel de radiación directa en kWh/m ² /año.....	9
Figura 2.3 Mapa que muestra la distribución de plantas CSP en el mundo.....	11
Figura 2.4 Colector parabólico.....	14
Figura 2.5 Concentrador lineal de Fresnel.....	14
Figura 2.6 Torre solar.....	15
Figura 2.7 Plato de Stirling.....	16
Figura 2.8 Sistema de acumulación de dos estanques de sales fundidas.....	18
Figura 2.9 Estaque único de acumulación termoclina.....	19
Figura 2.10 Vista interior de un estanque termoclina, donde se pueden notar los distribuidores superior e inferior.....	20
Figura 2.11 Esquema de una planta CSP con colectores parabólicos, donde se puede apreciar cada bloque, y los componentes del bloque de potencia.....	21
Figura 2.12 Volumen elemental representativo de un medio poroso.....	22
Figura 2.13 Capa límite hidrodinámica de un fluido en movimiento.....	25
Figura 2.14 Ejemplo de capa límite de velocidad un fluido que se forma en una superficie, y la variación en el perfil de velocidad al pasar de un medio libre a uno poroso.....	25
Figura 2.15 Ejemplo de capa límite térmica sobre una superficie que se encuentra a una temperatura superior a la del fluido.....	26
Figura 2.16 Capa límite de velocidad donde se desarrollan los regímenes en el flujo: laminar, transición y turbulento.....	28

Figura 2.17 Ejemplo de mallado en un extremo de un dominio, donde los elementos finitos tienen forma triangular.....	32
Figura 2.18 Plano complejo del conjunto de valores de $h\lambda$, con las distintas regiones de estabilidad para el método BDF.....	35
Figura 3.1 Selección de geometría 2D axisimétrico para la simulación.....	40
Figura 3.2 Físicas añadidas al estudio.....	40
Figura 3.3 Configuración para añadir inercia en las ecuaciones de Brinkman.....	41
Figura 3.4 Geometría del estanque termoclina como un modelo 2D axisimétrico.....	41
Figura 3.5 Materiales utilizados para la simulación, donde las propiedades de la Sal Solar se definen en función de la temperatura.....	42
Figura 3.6 Configuración del módulo Multifísica- “no equilibrio térmico local”	43
Figura 3.7 Estudio 1 compuesto de dos estudios temporales: 1 y 2, para los procesos de carga y descarga, respectivamente.....	43
Figura 3.8 Condiciones iniciales para las ecuaciones de Brinkman.....	44
Figura 3.9 Gráfico de curvas de temperaturas en el eje del estanque, para cuatro tiempos distintos en el proceso de descarga.....	47
Figura 3.10 Gráfico de convergencia de malla en cinco pasos sucesivos.....	49
Figura 3.11 Malla final para simulación del estanque.....	50
Figura 4.1 Procesos de carga y descarga para una porosidad 0,1.....	53
Figura 4.2 Procesos de carga y descarga para una porosidad 0,2.....	55
Figura 4.3 Gradiente de temperatura del fluido en eje vertical z para distintas porosidades, en los tiempos de carga y descarga.....	57
Figura 4.4 Gráfico de rendimiento vs porosidad para el estanque termoclina.....	58
Figura 4.5 Gráfico de coeficiente intersticial de transferencia de calor vs porosidad para el estanque termoclina.....	58
Figura 4.6 Espesor de termoclina en metros para distintas porosidades durante el tiempo de descarga.....	59
Figura 4.7 Gráfico de generación de entropía por difusión de calor en la sal.....	60
Figura 4.8 Gráfico de generación de entropía por transferencia de calor intersticial entre dos	

fases.....	61
Figura 4.9 Gráfico de generación de entropía total.....	61

Capítulo 1: Introducción

1.1 Contexto energético nacional

El mundo moderno supone una serie de desafíos constantes a los que la sociedad debe enfrentarse día tras día. La creciente demanda de recursos por parte de la población, la necesidad de producción en masa de manera eficiente, y el vertiginoso avance de la tecnología ha significado un impulso nunca antes visto en la industria, en lo que muchos expertos señalan como la “tercera revolución industrial” [1]. Un factor común que penetra transversalmente todas estas actividades es la energía. Su uso es fundamental no sólo en la industria manufacturera, minera, agrícola, forestal, entre otras, sino en la vida diaria de cada persona (transporte, hogar, climatización, etc.). Es por ello por lo que su generación representa un proceso de vital importancia para nuestra sociedad, ya que debe ser eficiente, segura y sustentable.

A nivel nacional, en la última década, la matriz energética ha sido dominada por el carbón como principal fuente de combustible para la generación de energía eléctrica (41%), y el gas natural (11%), lo que retrata la predominancia de las plantas térmicas [2]. La hidroelectricidad se erige como la principal fuente renovable (34%) desde hace cuatro décadas.

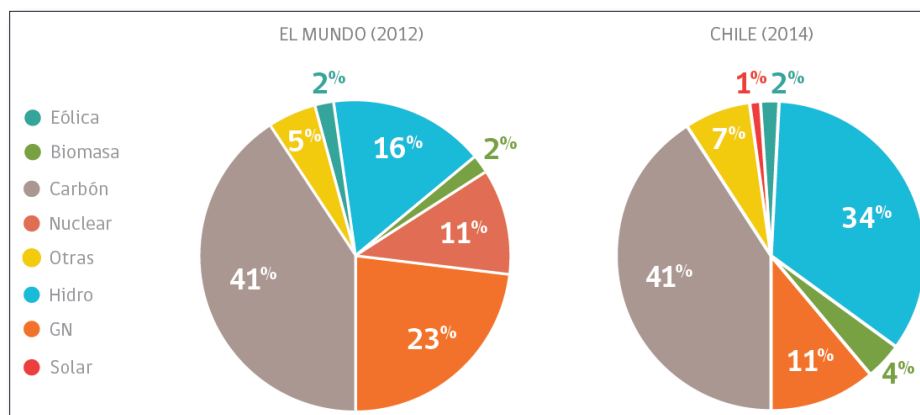


Figura 1.1: Principales fuentes de generación eléctrica en Chile (derecha) y el mundo (izquierda) [2].

La energía eléctrica se distribuye en el país principalmente por medio del Sistema Interconectado Central (SIC), con un 77,7% de la capacidad instalada aproximadamente, y el Sistema Interconectado del Norte Grande (SING), de carácter térmico, con un 21,54% de la capacidad instalada total. El porcentaje restante es distribuido por los Sistemas Eléctricos de Aysén, Magallanes, Los Lagos, Cochamó y Hornopirén.

Entre los años 2010-2014, el SIC tuvo una generación promedio de 48.207 [GWh], de carácter hidro-térmico (95% de su generación), mientras que el SING generó 16.530 [GWh] en promedio, de carácter térmico (98% de su generación). El cese en la importación

del gas natural desde Argentina, sumado a períodos de sequías en los últimos años, ha impulsado el uso de petróleo diésel como combustible.

Sólo en los últimos años, se ha tomado conciencia sobre las ERNC (Energía Renovable No Convencionales) y el enorme potencial presente a nivel nacional. Con ERNC se refiere a todas aquellas fuentes de generación energética que no incurren en el consumo o agotamiento de su fuente generadora¹, como ejemplo tenemos la energía solar, que aprovecha la radiación proveniente del Sol, la energía eólica, que se nutre de la fuerza de las corrientes de viento, la energía mareomotriz y undimotriz, que utiliza la fuerza de las corrientes marinas y el oleaje, respectivamente, la denominada biomasa, que es el uso de desechos industriales como combustible, la energía geotérmica, que aprovecha el calor de la tierra (como napas de vapor en zonas volcánicas), entre otras. Su gran ventaja es que constituyen una alternativa limpia y amigable con el medioambiente, pues en la mayoría de los casos tienen casi nula emisión de gases y partículas contaminantes, lo que significa un gran aporte a la lucha en contra del Cambio Climático.

Chile, en particular, cuenta con un enorme potencial en esta materia, y en básicamente todas estas áreas, es por ello que, en el año 2013 se aprobó la denominada “ley 20/25” que fija que un 20% de la matriz energética nacional sea en base a ERNC para el año 2025 [3]. Para mediados de 2017, las ERNC representan un 17% de la matriz energética nacional (3.990 MW) de un total de 22.999 MW instalados, de los cuales un 83,8% se ubica en el SIC, un 15,5% en el SING, y el restante 0,7% se los lleva el Sistema Eléctrico de Aysén y 0,1% en Magallanes.

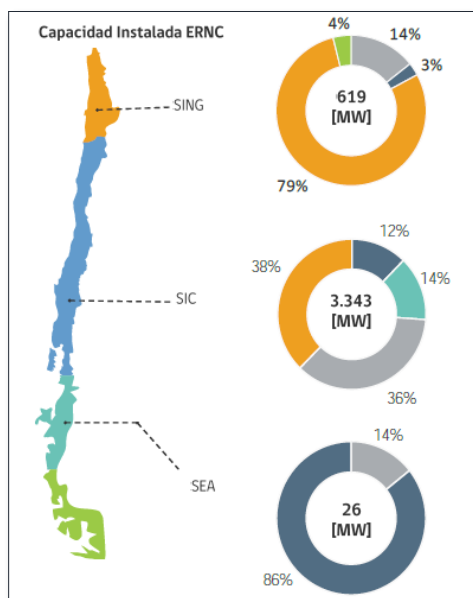


Figura 1.2: Distribución de ERNC en las redes eléctricas SIC, SING y SEA a mediados de 2017, donde cada energía se representa con un color: solar fotovoltaico (amarillo), eólica (gris), mini hidráulica de pasada (azul), biomasa (celeste) y geotermia (verde) [3].

¹ Revista energía, ERNC, 10 de agosto de 2012.

1.2 Energía Solar en Chile

La impulsión para el desarrollo de las ERNC en nuestro país tiene como pilares dos grandes motivos: energía limpia y consciente con el medio ambiente, y la explotación del gran potencial de recursos naturales a lo largo de nuestro territorio, que no han sido aprovechados adecuadamente. Entre estos recursos, destaca la energía solar, la que se adjudica un puesto significativo entre las más abundantes del país, dado sus notables niveles de radiación que se encuentran principalmente en el norte del país, que alcanzan incluso niveles sobre 2.500 [kWh/m²], valores entre los más altos en el mundo [4].

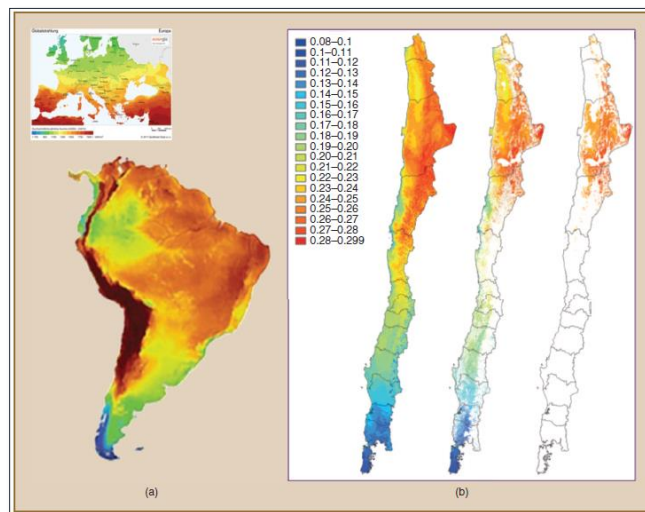


Figura 1.3: Potencial solar de Chile (a) comparado con Europa (b) tres mapas de izq. a der., mostrando la distribución del factor de planta anual con sus restricciones según sector [4].

La energía solar en Chile tiene una capacidad de 220 MW instalada, con 570 MW en construcción [4]. La mayoría de las plantas solares son en base a paneles fotovoltaicos, siendo de mediana y gran escala. Se estima que todos los proyectos que actualmente han sido aprobados ambientalmente representan 8.000 MW de potencia. Incluso más, se estima que las plantas solares de Chile exhiben un factor de planta promedio de 21%, entre los más altos a nivel mundial.

Tal es el potencial solar del norte del país, que el 30% de la energía de Sudamérica puede ser suplida por plantas solares en el desierto de Atacama. Es por ello, que es muy importante la inversión y desarrollo de esta tecnología, que muestra enormes potenciales y ventajas en territorio chileno.

Entre los sistemas para generación eléctrica a partir de una fuente solar, destacan los paneles fotovoltaicos, y las plantas CSP (Concentrated Solar Power), estas últimas poseen la cualidad de almacenar energía térmica por medio de un sistema de almacenamiento térmico, esto permite que la planta provea de energía de forma continua, sin inconvenientes en días de baja radiación. Esta tecnología cuenta de tres secciones principales: *campo solar*,

donde se recolecta la radiación del sol en forma calórica por diversas tecnologías, *almacenamiento térmico* (TES, por sus siglas en inglés), sector donde se almacena calor para su uso posterior, y el *bloque de potencia*, donde se concreta la generación de energía eléctrica. Tal como se infiere, el sector de almacenamiento térmico es la gran clave de las plantas CSP, por lo que su éxito en el sistema de almacenamiento, es de gran trascendencia en el éxito de toda la planta.

1.3 Motivación

La energía solar como recurso energético representa una excelente alternativa para generación, por ser una energía limpia y con una fuente inagotable, sin impacto en su fuente generadora. Chile, gracias a su amplia geografía, cuenta con una diversidad de climas que conllevan un gran potencial energético en energías renovables, es por ello por lo que es imperante aprovechar dichos recursos para conformar una matriz energética sólida, amena al medioambiente, y que independice al país de la compra de combustibles fósiles, de modo que pueda operar en base a sus recursos.

Actualmente, recién el país está tomando en serio estos asuntos, y ha implementado reformas que estimulen la inversión y desarrollo de estos tipos de energía. Una deuda que se mantiene es el poco interés en desarrollar ingeniería y tecnología propia, ya que hasta el momento son pocas empresas, aparte de las universidades, que se animan a invertir en I+D (Investigación y Desarrollo), esto es un punto crucial para apuntar a Chile como un país desarrollado, por lo cual no basta sólo con incentivar una conciencia renovable, sino que además impulsar la investigación en estas áreas.

La principal motivación de esta memoria es estudiar la dinámica temporal de un estanque termoclina, perteneciente al sistema de almacenamiento térmico de una planta CSP, de modo de poder simular los fenómenos físicos que se desarrollan en los procesos de carga y descarga de un estanque, en base a parámetros como temperaturas, evolución de la termoclina y rendimiento del estanque.

1.4 Objetivos

A continuación, se exponen los objetivos que motivan la siguiente memoria:

Objetivo general:

- Estudiar la dinámica temporal del funcionamiento de un estanque estratificado termoclina de acumulación de energía para centrales solares térmicas de producción de energía eléctrica.

Objetivos específicos:

- Realizar búsqueda bibliográfica sobre sistemas de acumulación de energía por calor sensible de sales fundidas.
- Definir el estanque objeto del estudio. Capacidad, dimensiones, características del medio poroso, temperaturas caliente y fría, caudales de sal.
- Formular un modelo físico-matemático para simular la dinámica temporal de la temperatura de los fluidos en el estanque: ecuaciones, condiciones de borde e inicial, propiedades.
- Crear un modelo COMSOL representativo del modelo físico-matemático.
- Obtener resultados de simulación para un ciclo completo de operación del estanque.
- Describir la evolución de temperatura y el avance de la termoclina para un conjunto de condiciones de operación.
- Identificar y caracterizar fenómenos fluidodinámicos y de transferencia de calor, y su influencia en la generación de irreversibilidades y la consecuente pérdida de acumulación.
- Determinar rendimiento del ciclo.

1.5 Alcances

Los alcances definidos para este trabajo se precisan a continuación:

- El estanque de acumulación termoclina se modela como una geometría bidimensional axisimétrica, de modo que caracterice todos los fenómenos que ocurren en un ciclo completo de un estanque. Esta simplificación aboga a reducir recursos computacionales.
- Se dimensiona el estanque en base a parámetros de operación, como potencia de la planta, rendimiento del bloque de potencia, y temperaturas superior e inferior.
- Se define material poroso, pared sólida, y se imponen condiciones de borde e iniciales del ciclo.
- Se realizará una simulación CFD con software COMSOL v5.3 del estanque para estudiar ciclos completos.

1.6 Recursos y Metodología

Los recursos empleados por el estudiante y la metodología para este trabajo de título son:

- **Comsol Multiphysics v5.3:** software de análisis y resolución por elementos finitos de problemas físicos y de ingeniería, ofrece una amplia gama de interfaces físicas, que pueden ser acopladas o trabajadas como multifísicas.

- **Microsoft Excel 2013:** programa de hoja de cálculo, parte de Microsoft Office, que permite guardar y relacionar datos mediante relaciones. Permite graficar resultados obtenidos de la simulación.
- Bibliografía pertinente.



Figura 1.4: Programa “Microsoft Excel” como recurso para graficar resultados.



Figura 1.5: Software “Comsol Multiphysics” como recurso computacional para la simulación.

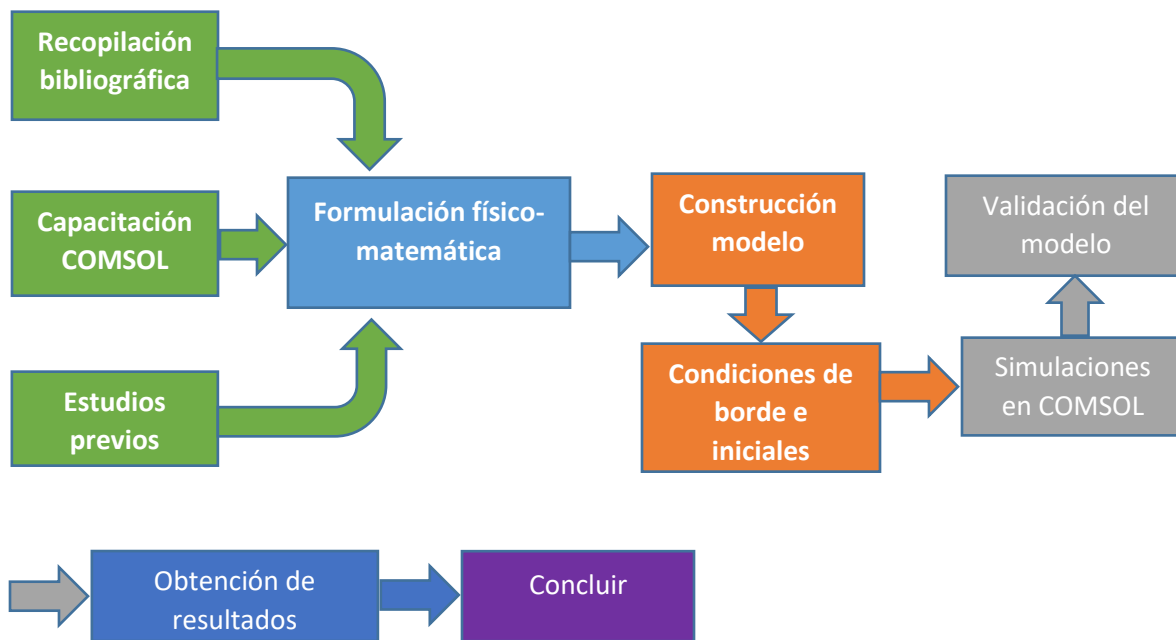


Figura 1.6: Diagrama de metodología definida para el estudio.

Capítulo 2: Antecedentes y Discusión bibliográfica

Este capítulo abarca todos los conceptos necesarios para comprender las distintas tecnologías CSP, partiendo por aspectos generales como la evolución de su diseño, hasta los aspectos físicos que definen su comportamiento y estructura.

2.1 Antecedentes tecnología de concentración solar.

La idea detrás de la energía solar es aprovechar la enorme cantidad de energía que nos llega del sol en forma de radiación, para transfórmala y usarla a beneficio de la población. La revolución industrial que tuvo lugar a mediados de siglo XVII hasta mediados del siglo XVIII permitió por primera vez al hombre utilizar y transformar recursos provenientes de la naturaleza para facilitar la vida diaria a un nivel masivo. Desde dicha época, comenzó el interés por la energía, en aparente inagotable, que se podía obtener de una fuente como el sol, sobre todo ante la posibilidad de que en un futuro el carbón llegase a escasear. Sin embargo, no fue hasta finales de siglo XX cuando esta fuente fue tomando más fuerza, entre otras razones por la crisis del petróleo ocurrida en los años 70 [4].

Actualmente, la disminución de fuentes de combustible fósil y el cambio climático causado por los gases invernadero, han puesto a esta fuente renovable como una de las opciones energéticas más factibles [5]. La tecnología más extendida en este ámbito es aquella que recibe directamente la radiación del sol con celdas solares (mediante el uso del efecto fotovoltaico), sin embargo, adolece de generación eléctrica discontinua, debido que depende del nivel de radiación, el cual es generalmente transiente, ya sea por el movimiento de las nubes, estaciones del año y las horas nocturnas.

La alternativa a gran escala más conveniente económicamente es la concentración de energía solar, o plantas CSP (Concentrating Solar Power), que es un sistema de conversión de energía solar a energía eléctrica, que, además, incluye un sistema de almacenamiento térmico, de modo que no es afectado por las transiciones de radiación.

Esta sección presenta una introducción al desarrollo de esta tecnología, desde un *review* histórico, zonas de interés en el mundo y estado del arte, para más adelante adentrarse a la descripción detallada de las plantas CSP.

2.1.1 Review histórico

Desde la época de los griegos, Arquímedes entre los años 214-212 A.C². concentraba mediante escudos de bronce, los rayos de sol sobre las embarcaciones de guerra de los invasores romanos, donde según un mito, se incendiaban. Los primeros pasos de esta tecnología partieron en el año 1866 cuando Aguste Mouchout utilizó canales parabólicos para calentar agua, de modo que el vapor entregara la energía al primer motor solar. Este fue el primer paso para el desarrollo de esta técnica en varios ejemplos venideros, por ejemplo, en 1912, Frank Shuman, inventor y emprendedor, instaló colectores solares parabólicos en una granja de Egipto, para producir vapor encargado de mover bombas, las cuales alimentaban con agua los parajes áridos cercanos.

El año 1968 sería el indicado para ver el nacimiento de la primera planta solar operacional. Construida en Sant'Ilario, Italia, de la mano del académico Giovanni Francia, esta planta inició la idea de un campo de colectores solares que reciben la radiación, calientan un fluido, y lo envían a un receptor central.

Sin embargo, la primera planta CSP con gran importancia tanto académico como comercial, fue desarrollada por el Departamento de Energía de los Estados Unidos. Dicha planta, llamada “*Solar One*”, tenía una capacidad de generación de 10 MW, y demostró la factibilidad de usar una torre central como receptora de radiación proveniente de un campo solar. Esta planta, de generación directa, fue la primera gran planta de generación de energía eléctrica, de ella se elaboraron múltiples estudios, y se mantuvo operativa entre los años 1982-1987.

En 1986, se construyó la primera planta a gran escala en Kramer Junction, California. Esta planta fue construida con un campo solar que consistía en un arreglo de espejos que concentraban la radiación en tuberías que conducían fluido, de modo que dicho fluido calentara agua para producir vapor, encargado de mover la turbina en el ciclo de Rankine.

El año 1999 presencié el nacimiento de “*Solar Two*”, una reconstrucción a gran escala de la planta “*Solar One*”, la que se ha mantenido operativa desde entonces, siendo una prueba del gran potencial que estas plantas tienen, y sus múltiples ventajas, desde un aspecto económico, energético y ambiental.

² Fuente: U.S. Department of Energy.



Figura 2.1: Imagen de la planta CSP “Solar Two”, ubicada en Dagged, California.³

2.1.2 Zonas de interés

Para una efectiva conversión de la radiación, las plantas CSP deben ser construidas en zonas donde la radiación solar directa alcance niveles de al menos 1.800 [kWh/m²/año] [5], por ejemplo, el Norte de África, Oriente Próximo, el desierto Mojave en el suroeste de USA, o el norte de Chile.

Según datos obtenidos por la NASA Source Meteorology y el Programa de Energía Solar (SSE, por sus siglas en inglés) [6], se confeccionó un mapa global con los niveles de radiación promedios en el mundo, en kWh/m²/año, con mediciones adquiridas a lo largo de 22 años (1983-2005):

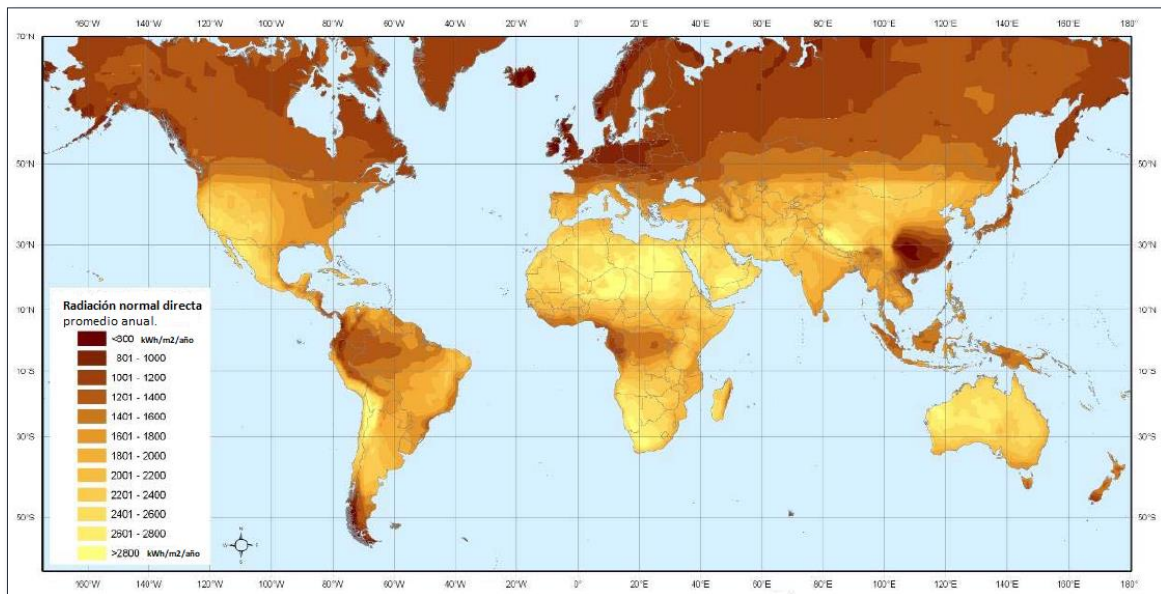


Figura 2.2: Mapa mundial con el nivel de radiación directa en kWh/m²/año [6].

³ Extraída de cspworld.org

En la figura 2.2 se puede apreciar que las zonas con potencial para plantas CSP, con una radiación promedio o superior a 2.000 [kWh/m²/año], se extienden en varios países en el mundo, incluyendo el norte de Chile. Pero no sólo los niveles de radiación son factores decisivos a la hora de estudiar la factibilidad de una zona, sino que también influyen factores como la inclinación del sector (debe ser menor a 2,1%), la cercanía de una fuente de agua, arenas movedizas y pantanos (que deben tener una distancia mínima de 10 km), campos de gas o aceite, entre otros.

La figura 2.2 muestra que la mayor parte de las regiones a nivel mundial son potenciales áreas para el desarrollo de plantas CSP, salvo Canadá, Japón, Rusia y Corea del Sur. En especial, se aprecia que África, Australia y Oriente Próximo poseen las mayores potenciales áreas, seguidos por China y Sudamérica.

En la tabla 2.1 se detallan las zonas potencialmente atractivas para esta tecnología, explicitando la cantidad de radiación superior a 2.000 [kWh/m²/año] y la cantidad de km² que abarcan:

Tabla 2.1: Radiación normal directa mayor o igual a 2.000 [kWh/m²/año] de cada país y el área cuadrada que abarca (Fuente: [6]).

Radiación normal directa	África	Australia	Oriente Medio	Centro y Sur América	China	USA
[kWh/m ² /año]	km ²	km ²	km ²	km ²	km ²	km ²
2.000-2.099	1.082.050	70.164	36.315	334.096	88.171	149.166
2.100-2.199	1.395.900	187.746	125.682	207.927	184.605	172.865
2.200-2.299	1.351.050	355.188	378.654	232.678	415.720	210.128
2.300-2.399	1.306.170	812.512	557.299	191.767	263.104	151.870
2.400-2.499	1.862.850	1.315.560	633.994	57.041	99.528	212.467
2.500-2.599	1.743.270	1.775.670	298.755	31.434	96.836	69.364
2.600-2.699	1.468.970	1.172.760	265.541	42.139	17.939	19.144
2.700-2.799	2.746.100	393.850	292.408	93.865	24.435	-
Total [km ²]	12.956.360	6.083.450	2.588.648	1.190.948	1.190.338	985.005

A nivel mundial, desde 2010, España se adjudica el puesto número uno en plantas CSP instaladas y operando, con aproximadamente 64 proyectos operando, y 2.300 MW instalados.





Figura 2.3: Mapa que muestra la distribución de plantas CSP en el mundo, donde el número en las viñetas indica la cantidad de plantas operativas en dicha zona, y las viñetas sin número indican proyectos en construcción.⁴



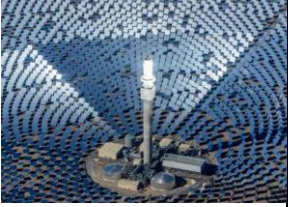
2.1.3 Estado del arte

Las plantas CSP actualmente marcan presencia en todo el mundo y en todos los continentes, donde la tecnología implementada en el campo solar depende de la empresa que desarrollo el proyecto y las políticas del país a las cuales debe adaptarse. El bloque de potencia en si es en general un ciclo de potencia Rankine (los detalles técnicos se explican con más detalle en la sección 2.2). En la tabla 2.2 se puede ver un estado del arte de plantas CSP operativas en el mundo y sus características extraídas de [7].

Tabla 2.2: Estado del arte de plantas CSP en el mundo (Fuente: [7] y cspworld.com).

NOMBRE	IMAGEN	CARACTERÍSTICAS	CAMPO SOLAR	UBICACIÓN
ANDASOL I		Instalación año 2008, dos estanques, sistema directo, Sal Solar como HTF, 50 MW.	Reflectores parabólicos.	Comarca de Guadix, España.
THEMIS		Instalación año 1983, dos estanques, sistema directo, Sal Solar como HTF, 2,5 MW.	Torre central de potencia.	Localidad de Targassonne, Francia.

⁴ Imagen extraída de cspworld.com

SEGS I		Instalación año 1984, dos estanques, sistema directo, aceite mineral CALORIA como HTF.	Campo de heliostatos .	Estado de California, USA.
KOGAN CREEK		Instalación año 2007, sistema directo, vapor de agua como HTF.	Concentrador lineal de Fresnel.	Estado de Queensland, Australia.
SHAMS 1		Instalación año 2013, sistema directo, 100 MW.	Colectores parabólicos.	Abu Dhabi, Emiratos Árabes Unidos.
CRESCENT DUNES		Instalación año 2011, dos estanques, sistema directo, Sal Solar como HTF, 110 MW.	Torre central de potencia.	Estado de Nevada, USA.
PLANTA SOLAR CERRO DOMINADOR		En instalación, actualmente comenzando a generar energía, dos estanques, sistema directo, Sal Solar como HTF, 110 MW.	Torre central de potencia.	Región de Antofagasta, Chile.

Para este trabajo, es de particular interés la planta CSP “Crescent Dunes”, desarrollado por la empresa americana SolarReserv, líder en plantas CSP y fotovoltaicas, ya que sus características técnicas son muy similares a la “Planta Solar Cerro Dominador”, proyecto desarrollado por la multinacional Abengoa S.A., que finalmente delegó el proyecto a EIG Atacama Management. La planta instalada en Antofagasta, actualmente se encuentra inyectando 62 MW al SING, pero debido a la planta fotovoltaica instalada en conjunto, la planta CSP se espera tener completamente operativa para el año 2019.

Los parámetros operacionales del estanque termoclina desarrollado en este trabajo, son en base a valores promedios de las plantas CSP más abundantes del mundo, que se encuentran en España, con una potencia en general de 50 MW.

El potencial del territorio chileno y el incentivo para invertir en este tipo de proyectos se ha reflejado en la próxima planta que se construirá en Copiapó por parte de SolarReserve, que aprovechará las importantes reservas de sales de nitrato de la región, y generará 260 MW de potencia. El proyecto ha sido autorizado para su construcción.⁵

2.2 Plantas CSP

Las plantas CSP dividen su funcionamiento en tres sectores principales: campo solar, sistema de almacenamiento térmico (TES, por sus siglas en inglés), y bloque de potencia. Esta disposición tiene como finalidad generar energía de forma continua, donde el campo solar recolecta la energía proveniente de la radiación, calienta un fluido de trabajo, parte de este fluido almacena su energía térmica en el sistema de almacenamiento térmico, mientras que la otra cantidad ingresa al bloque de potencia para calentar vapor de agua, encargado de producir un ciclo de potencia Rankine. En esta sección se definen en más detalle estos sectores y sus componentes.

2.2.1 Campo Solar

Este sector es el encargado de recibir y utilizar la radiación proveniente del sol, por medio de distintas tecnologías. El objetivo de aprovechar esta radiación es transferir esta fuente de energía en forma de calor para calentar un fluido de trabajo (HTF, por sus siglas en inglés). Las tecnologías actualmente disponibles para la recepción de radiación son [5] y [9]:

Colectores parabólicos: corresponden a platos o espejos con forma parabólica, organizados alrededor de una red de conductos rellenos con el fluido de trabajo o HTF. Los colectores parabólicos concentran la radiación incidente en los conductos por donde circula el fluido de trabajo. Para maximizar la concentración de radiación diaria, los colectores operan siguiendo el ángulo azimutal que describe el sol de norte a sur a lo largo de un día, por medio de un “*axis tracker*” o rastreador de eje. En el fluido calentado por radiación, se generan pérdidas de calor a los alrededores por medio de convección y radiación. Estas pérdidas significan menor eficiencia, por lo que se evitan mediante una pintura selectiva que filtra los largos de onda para disminuir las pérdidas por irradiancia, mientras que el calor perdido por convección se evita encerrando los ductos en una cubierta de vidrio al vacío, de modo que no existe un fluido que extraiga calor a los conductos.

⁵ Fuente: solarreserve.com

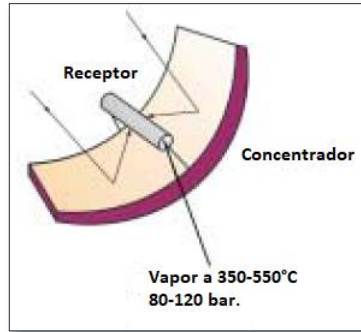


Figura 2.4: Colector parabólico [7].

Estos colectores son capaces de calentar fluidos a temperaturas superiores a 390° C, llegando incluso a valores cercano a 600° C cuando se concentra en un solo punto (o foco geométrico), y son capaces de despachar incluso hasta 300.000 MWh anuales (como la planta SEGS IX).

Concentrador lineal de Fresnel: similares a los colectores parabólicos, consiste en un conjunto de reflectores planos que reflejan la radiación incidente a un tubo receptor central lineal. Los reflectores planos corresponden a espejos individuales dispuestos en una misma elevación, pero ajustados en una orientación angular diferente para asemejar el comportamiento de un concentrador parabólico. Básicamente su ventaja sobre los parabólicos es su menor costo, ya que, al estar constituidos por un conjunto de espejos delgados, se posicionan cerca de tierra para una menor carga del viento. Sin embargo, la potencia generada es menor a la de un colector parabólico.

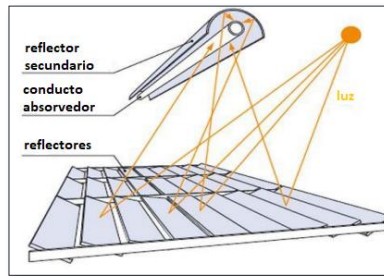


Figura 2.5: Concentrador lineal de Fresnel [7].

Ambas tecnologías coinciden en concentrar la energía de la radiación en un ducto lineal.

Torre solar: consiste en un arreglo de cientos de espejos individuales o heliostatos, arreglados de tal forma que focalizan la radiación reflejada en un punto de una torre central. Cada heliostato posee la tecnología de eje rastreador en dos sentidos: azimutal para seguir la rotación del sol, y para elevación en altitud. Dicha propiedad permite alcanzar flujos de calor muy superiores a los permitidos con colectores, alcanzando temperaturas de hasta 1.200 °C, lo que significa un sustancial aumento en eficiencia para el bloque de potencia.

El fluido de trabajo es bombeado en la torre central hasta el punto de concentración de radiación, en la parte superior de la torre, donde es calentado para luego seguir al bloque de potencia y almacenamiento térmico. Como el fluido es calentado en un punto particular, no se necesita una extensa red de conductos. Las principales limitaciones de diseño conciernen a un fluido de trabajo adecuado para tales temperaturas.

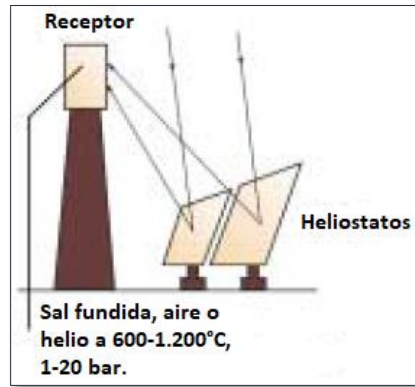


Figura 2.6: Torre solar [7].

Un ejemplo emblemático es la planta Solar One, California, que operó de forma exitosa entre los años 1982 y 1988, en un campo de 1.818 heliostatos, generando una potencia de 10 MW_e. Esta planta utilizó agua como fluido de trabajo, alcanzando temperaturas de vapor seco del orden de 516°C. El problema significaba las altas presiones que alcanzaba el fluido, por lo que se necesitaban conductos lineales de alta resistencia. Esta planta fue remodelada para volver a operar entre los años 1995 a 1999 como Solar Two.

Paraboloide de revolución o plato de Stirling: a diferencia de los colectores parabólicos, estos receptores sólo consisten en un reflector curvo de dos ejes. Un motor de Stirling o una pequeña turbina a gas se posiciona en el punto focal del receptor, tal que convierte la energía solar concentrada en energía rotacional para un generador. Los motores Stirling utilizan gas como fluido de trabajo, por lo que deben operar a altas temperaturas para alcanzar altas eficiencias. Un solo paraboloide es generalmente insuficiente para la demanda eléctrica, por lo cual se utilizan múltiples platos receptores operando de manera colectiva. Esta tecnología ha sido exitosa en la última década, como por ejemplo el “gran plato” diseñado por la Universidad Nacional Australiana, de 100 kW. De manera alternativa, el motor puede ser operado con combustible fósil o biomasa.

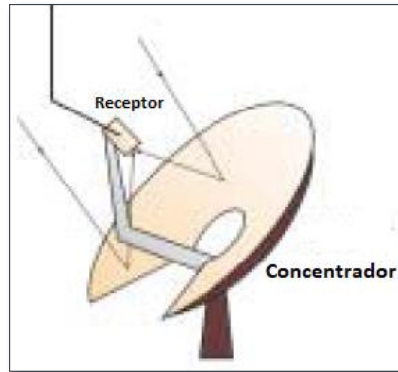


Figura 2.7: Plato de Stirling [7].

Tanto la torre solar como los platos de Stirling concentran la radiación en un punto.

2.2.2 Sistema de Almacenamiento Térmico (TES)

Consiste en la sección clave de las plantas CSP, ya que se encarga de la acumulación de energía de reserva para la planta, para cuando sea requerida en caso de bajos niveles de radiación, permitiendo una alimentación continua al bloque de potencia, y con ello, una generación continua de energía eléctrica.

El fluido de trabajo, o fluido caloportador, es un componente esencial en este sistema de almacenamiento, ya que es el encargado de almacenar y transmitir la energía proveniente de la radiación. Dada las características de las temperaturas que se alcanzan, el fluido debe poseer propiedades bien particulares para soportar estas condiciones.

Actualmente existen tres tipos de sistemas TES, dependiendo del medio para almacenar calor [9]:

Calor sensible: el material a ser calentado es un líquido o sólido (arena, sales fundidas, rocas, agua, etc.). En este caso, el material de almacenamiento no alcanza temperaturas de cambio de fase.

Calor latente: utiliza materiales de cambio de fase, donde los materiales pasan de estado sólido al líquido.

Termoquímico: el almacenamiento de calor proviene de reacciones químicas.

El primer sistema es analizado en este trabajo, ya que es el sistema utilizado. Los dos grupos de almacenamiento por calor sensible son sólidos (concreto, roca, cerámicas) y líquidos (agua, sales fundidas). Dado que para una generación a gran escala debe trabajarse con altas temperaturas (>250 °C), las sales fundidas se presentan como la alternativa más atractiva en términos de una alta capacidad calorífica, alta densidad, alta estabilidad

térmica, relativamente económica y baja presión de vapor (lo que evita el diseño de un estanque presurizado). El principal problema que presentan estas sales es su alta temperatura de solidificación (que bordean los 200 °C), por lo que debe ser prevenido en conductos e intercambiadores de calor, utilizando sistemas de calefacción auxiliares.

La sal fundida seleccionada en este estudio es la **Sal Solar**, que se compone de una mezcla no eutéctica de un 60% de nitrato de sodio y un 40% de nitrato de potasio, y su símbolo químico es NaNO_3 . Sus ventajas radican en su precio económico frente a otras sales, y sus propiedades que presentan bajas dispersión, como por ejemplo su capacidad calorífica varían en no más de un 5%, mientras que su densidad es la menos variable de las sales fundidas.

No sólo las sales fundidas son populares como fluidos de trabajo, también se encuentran los aceites sintéticos, de gran uso en la industria.

Tabla 2.3: Propiedades de diferentes fluidos de trabajo (HTF) (Elaboración propia en base a [17]).

HTF	TEMPERATURAS DE OPERACIÓN [°C]	DENSIDAD [KG/M ³] (A 300°C)	CAPACIDAD CALORÍFICA [J/KGK] (A 300°C)	VISCOSIDAD [PA *S] (A 300°C)
SAL SOLAR	220-600	1725,5	1541,6	0,0011
ACEITE CALORIA HT	218-302	462,4	3817,6	0,00012
HITEC	142-535	1640	1560	0,00316
HITEC XL	120-500	1992	1447	0,00637
THERMINOL VP-1	13-400	815	2319	0,0002

En la industria, los sistemas de acumulación por calor sensible son los más aceptados, y estos a su vez cuentan con dos tecnologías para los estanques de almacenamiento: doble estanque con sales fundidas, que son los únicos comercialmente disponibles [10], y un estanque tipo termoclina.

Sistema de dos estanques: este sistema de almacenamiento consiste en dos estanques, donde uno contiene sales fundidas calientes y el otro, sales frías. Las sales no pueden mezclarse, por lo que el conjunto posee una disponibilidad máxima de energía. La sal fundida del estanque frío es calentada en el campo solar y almacenada posteriormente en el estanque caliente. Cuando la radiación solar no es suficiente para la generación eléctrica, se utiliza la energía almacenada en el estanque caliente. Es la tecnología actualmente disponible en el mercado [10]. El proceso de acumulación puede efectuarse de dos formas:

directa (el fluido de trabajo y el fluido de acumulación de los estanques es el mismo, de modo que el estanque caliente lo recibe de forma directa), e *indirecta* (el fluido de trabajo y el fluido de acumulación no son necesariamente iguales, de modo que un intercambiador de calor cumple la función de transferir el calor entre ellos, como se aprecia en la figura 2.7). El gran problema de este sistema TES, es su alto costo económico, constituyendo un valor importante dentro del CAPEX.

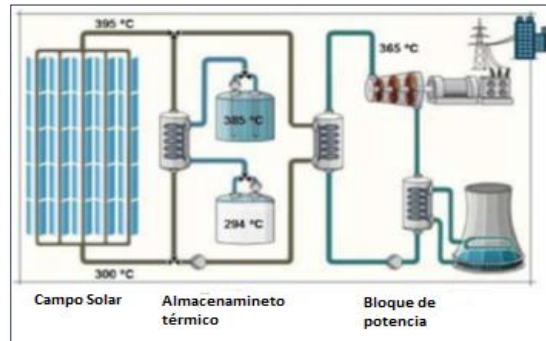


Figura 2.8: Sistema de acumulación de dos estanques de sales fundidas [5].

El proceso de acumulación comienza cuando el fluido calentado en el campo solar se divide de modo que una parte se dirige al bloque de potencia para la generación eléctrica, y la otra parte ingresa al sector de almacenamiento térmico. En el caso de la figura 2.7 (acumulación indirecta) el fluido de trabajo pasa por el intercambiador de calor, y transfiere energía en forma de calor al fluido frío proveniente del estanque frío, el cual bombea su fluido para que pase por el intercambiador. Este fluido, al ser calentado, ingresa al estanque caliente, en un proceso que se conoce como carga. Cuando las condiciones climáticas son insuficientes para calentar el fluido de trabajo a la temperatura necesaria en el campo solar, se procede a extraer el fluido caliente almacenado en el estanque caliente, mediante bombeo. Este fluido caliente se bombea hacia el intercambiador de calor, donde transfiere la energía acumulada al otro fluido de trabajo proveniente del campo solar, para que posteriormente ingrese al bloque de potencia con la temperatura esperada.

Sistema de un estanque: una solución alternativa es utilizar un solo estanque acumulador en vez de dos, con una capacidad de almacenamiento similar. Este único estanque es relleno con un medio poroso (como roca y arena) [10], y un fluido de trabajo encargado de suministrar la energía calórica al estanque.

De manera análoga al caso anterior, en el proceso de *carga*, donde el fluido de trabajo es previamente calentado en el campo solar, ingresa por la parte superior del estanque cediendo parte de su energía al medio poroso, de esta forma el estanque acumula dicha energía. El estanque está inicialmente cargado con fluido frío, el cual es desplazado por el fluido caliente que ingresa, saliendo por el fondo del estanque. Similar al caso de dos estanques, el proceso puede ser de forma directa e indirecta.

El fluido de trabajo ingresa con un flujo laminar al estanque, y comienza a descender por el medio poroso a velocidades relativamente bajas. Debido a las diferencias de temperatura entre el fluido caliente que ingresa y el fluido frío inicial, ocurre una estratificación de la temperatura, y se refleja en una zona que representa un gradiente de temperatura entre la máxima y la menor temperatura, llamada *termoclina*, y es mantenida durante el proceso por fuerzas de flotación que se generan gracias a las diferencias de densidad en las capas de fluido. Este gradiente termoclina se genera al comienzo de la carga y desciende axialmente por el estanque a medida que el fluido avanza, como se puede apreciar en la figura 2.8.

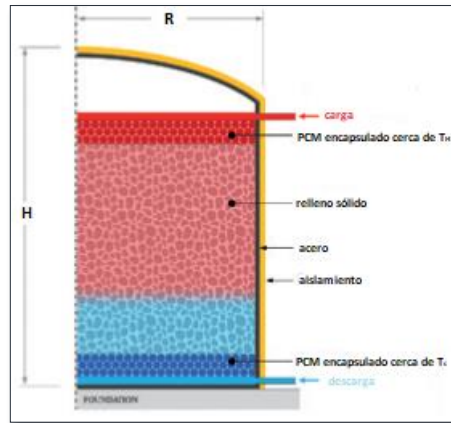


Figura 2.9: Estanque único de acumulación termoclina, donde T_H y T_c representan la máxima y mínima temperatura, respectivamente [10].

El material de relleno, el medio poroso (por ejemplo, roca cuarcita), implica menor costos en el fluido de trabajo (pues ocupa gran parte del volumen), y brinda inercia química y estabilidad física, evitando conducción de calor en el eje axial, lo que sería perjudicial para la estratificación deseada [11]. Lo importante en el diseño y operación de estos estanques, es que no se mezclen las capas frías del estanque con las calientes, ya que esto origina problemas del tipo turbulentos en el fluido y se pierde capacidad de acumulación, por lo cual para el diseño se busca la mayor estabilidad de la termoclina posible. Las partículas del medio poroso deben poseer una alta resistencia de contacto entre ellas, lo que evita conducción de calor. Por lo tanto, las partículas, que para efecto de modelamiento se consideran esféricas, se presumen en contacto térmico con el fluido circundante, de modo que existe un coeficiente de transferencia de calor efectivo entre fluido y sólido. Es por ello que el modelo puede ser tratado como un medio disperso inmerso en un medio fluido continuo. Aparte de su labor económica, el material de relleno cumple el rol de evitar vorticidades y turbulencias indeseadas.

El proceso de descarga del estanque sigue la misma lógica, se ingresa fluido frío desde el fondo del estanque impulsado por bombeo, y desplaza el fluido caliente acumulado, de modo que este sale por la parte superior del estanque, para su posterior uso.

El proceso termina cuando el fluido caliente es totalmente removido, volviendo el estaque a su estado inicial de fluido frío.

El ingreso del fluido en los procesos de carga y descarga al estanque es fundamental para el correcto almacenamiento de la energía, es por esto que tanto en la parte superior como inferior se dispone de *distribuidores*, que son un conjunto de rejillas dispuestas que se encargan de que el fluido ingrese de la forma más laminar posible. Sin embargo, las tasas de flujo a través de los distribuidores pueden diferir debido a las diferentes distancias de flujo y pérdidas de presión, resultando en un fluido no uniforme a través del difusor [12]. Este fenómeno es uno de los causantes de irreversibilidades que representan pérdidas de almacenamiento.

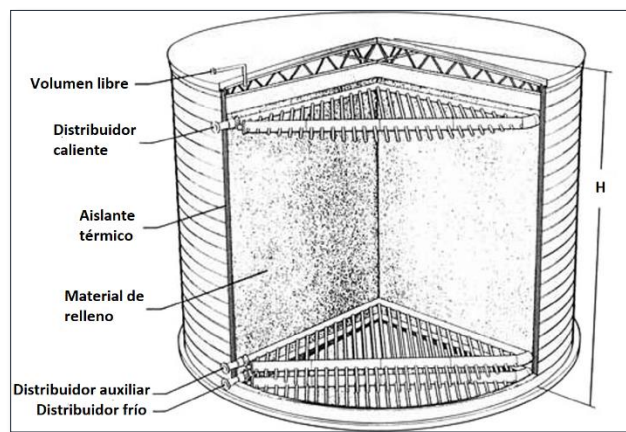


Figura 2.10: Vista interior de un estanque termoclina, donde se pueden notar los distribuidores superior e inferior [12].

Para efecto de modelamiento, los distribuidores se representan como condiciones de borde en la parte superior e inferior del estanque. Entre los supuestos a ser descritos en el capítulo 3, está considerar la entrada laminar del fluido de forma uniforme, con una velocidad de entrada denominada velocidad superficial.

2.2.3 Bloque de Potencia

El bloque de potencia es el encargado de recibir el fluido de trabajo caliente (ya sea directamente del campo solar, o por la energía acumulada en el estanque) y transformarla en energía eléctrica. Para ello, el fluido ingresa a un intercambiador de calor, donde caliente agua líquida transformándola en vapor sobrecalentado, el cual luego ingresa a un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento.

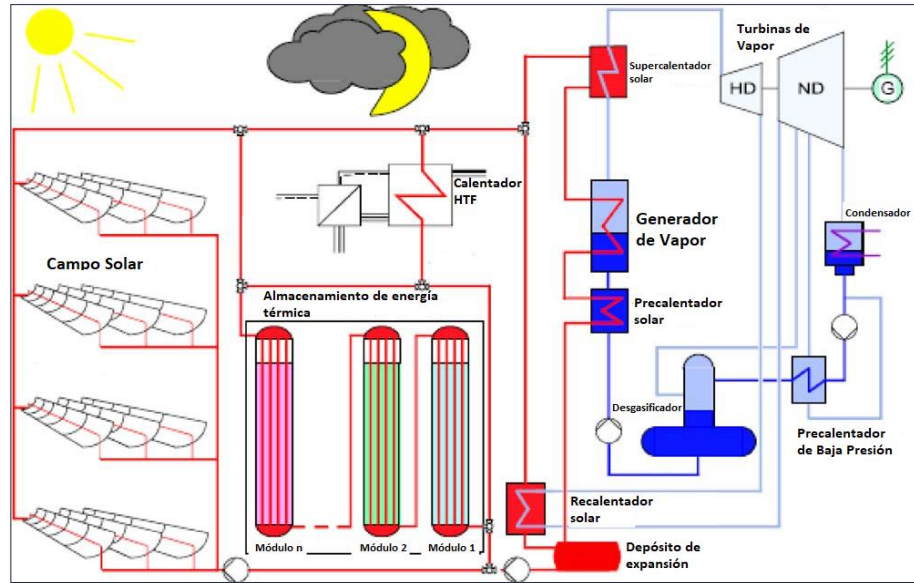


Figura 2.11: esquema de una planta CSP con colectores parabólicos, donde se puede apreciar cada bloque, y los componentes del bloque de potencia [8].

En dicho ciclo, y tal como se aprecia en la figura 2.10, la sal fundida proveniente del campo solar o del almacenamiento térmico, ingresa por la parte superior, pasando en primer lugar por el supercalentador solar, que es un intercambiador de calor, donde llega vapor de agua previamente calentada, de modo que aumenta en mayor medida su temperatura para transformarse en vapor seco e ingresar a la primera turbina de alta presión (HD). La sal solar ingresa luego a un generador de vapor y un precalentador solar, donde cede gran parte de su energía calórica (esta es la primera fase de calentamiento del agua líquida para transformarla en vapor). Finalmente, se deposita en un contenedor de expansión para luego reintegrarse fría al circuito campo solar-almacenamiento térmico por medio de una bomba, e iniciar nuevamente al ciclo. El vapor del agua, por su parte, luego de pasar por la turbina de alta presión y ceder su energía, circula hacia un recalentador solar (donde es enviada una fracción de la sal solar entrante), para posteriormente ingresar a la turbina de baja presión (ND), ceder su energía y entrar en el condensador, y comenzar el ciclo nuevamente. Las turbinas transforman la energía térmica del vapor en energía mecánica (pues el vapor hace girar sus ejes), que se transforma en energía eléctrica en el generador (G).

Finalmente, cabe destacar, que este ciclo de potencia Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento permite alcanzar rendimientos del orden de un 40% (que es el usado en este trabajo).

2.3 Antecedentes teóricos

2.3.1 Medio Poroso

Un medio poroso es un material que consiste en una matriz sólida con vacíos interconectados [16]. La matriz sólida se puede considerar rígida o sometida a pequeñas deformaciones. Las distribuciones de los poros en el material suelen ser de medida irregular, pero para efectos macroscópicos para el comportamiento de un fluido a través de ellos, se consideran regulares. La porosidad ϕ del medio corresponde a la fracción de volumen total que es ocupado por espacio vacío. En los medios porosos presentes en la naturaleza, su valor no suele ser mayor a 0,6, sin embargo, el hombre ha construido materiales con porosidades en distintos rangos.

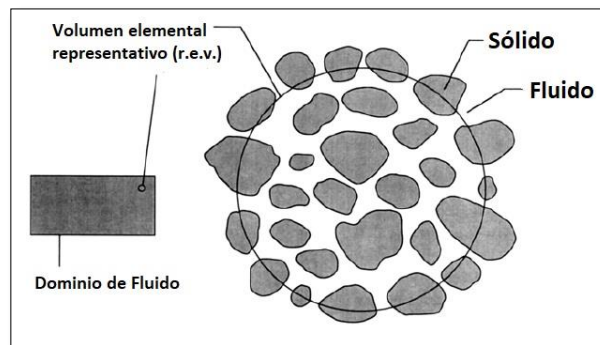


Figura 2.12: Volumen elemental representativo de un medio poroso [15].

2.3.1.1 Ecuación de continuidad

Se considera que el tamaño del volumen de elementos promedios es suficientemente grande en comparación con el volumen de los poros, de modo que las ecuaciones gobernantes describen fenómenos globales del medio, y no microscópicos de los intersticios entre poros. Se hace una diferenciación entre las propiedades del medio sólido, con un subíndice s , y el fluido que atraviesa este medio, que se denota con un subíndice f .

Dado que la geometría del estanque es cilíndrica, las coordenadas espaciales son (r, θ, z) , donde la primera coordenada corresponde al radio del estanque, la segunda al ángulo azimutal y la tercera a la altura vertical. De esta manera, cualquier punto en el espacio se describe en base a estas coordenadas.

El campo de velocidades del medio, $\vec{V} = (u_r, u_\theta, u)$, se refiere exclusivamente a la velocidad del fluido, dado que el medio sólido se considera fijo. Para la modelación del avance del fluido de trabajo a través del estanque, se considera sólo la dirección axial (pues el fluido caliente baja verticalmente, y el fluido frío sube verticalmente), por lo tanto, sólo se toma en cuenta en las ecuaciones que gobiernan el fenómeno, el componente u de la velocidad, que se corresponde con el eje axial. Los fenómenos radiales se consideran axisimétricos.

La expresión que domina la conservación de masa en el sistema corresponde a:

$$\frac{\partial(\phi\rho_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f u) = 0 \quad (2.1)$$

donde ρ_f : densidad del fluido de trabajo (sal fundida) [kg/m³].

u : velocidad axial del fluido [m/s].

2.3.1.2 Ecuación de Momento: Ley de Darcy

La ley de Darcy es el modelo más elemental para describir el flujo de un fluido entre los intersticios de un medio poroso. Es apropiado para flujo de fluido de baja velocidad, o bien de permeabilidad y porosidad pequeños, de modo que el gradiente de presión es la mayor fuerza de arrastre. El fluido, por su parte, es principalmente influenciado por la resistencia a la fricción entre los poros. Esta ley fue propuesta por Henry Darcy cuando experimentaba con un flujo de fluido uniforme en estado permanente, y está descrito para una dirección por la ecuación 2.2:

$$u = -\frac{K}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2.2)$$

donde u : velocidad del fluido en una dirección [m/s].

K : permeabilidad del medio [m²].

μ : viscosidad dinámica del fluido [Pa*s].

p : presión sobre el fluido en una dirección [Pa].

La forma general de la ecuación 2.5 es $V = \mu^{-1}K * \nabla P$, donde V es el vector de velocidad en todas direcciones, según el sistema de coordenadas escogido.

La permeabilidad del medio K , o permeabilidad intrínseca, corresponde a la capacidad de un material para permitir el paso de un fluido a través de él, manteniendo sus propiedades estructurales. Depende de la geometría del medio, no del fluido. Para el caso de un lecho de partículas (tal como se modela el relleno sólido del estanque), la permeabilidad se estima en base a la siguiente relación:

$$K = \frac{d_p^2 \phi^2}{175(1-\phi)^2} \quad (2.3)$$

donde d_p : diámetro promedio de la partícula del medio poroso [m].

2.3.1.3 Ecuación de Forchheimer

Un caso más general es aquel que ocurre cuando un fluido posee una mayor velocidad y comienzan a aparecer efectos inerciales. Dicho modelo, denominado modelo de Darcy-Forchheimer [15], añade el término $\nabla \cdot \left(\rho_f \frac{uu}{\phi} \right)$, el cual tiene notorias implicancias

en la inercia del flujo para el caso de altas porosidades, pues al ser la matriz sólida fija, cada choque del fluido con las partículas sólidas implica un cambio de momento del fluido y fuerzas de arrastre. La ecuación que describe la adición de estos términos es una modificación de la ley de Darcy:

$$\nabla p = -\frac{\mu}{K}u - \frac{c_F}{\sqrt{K}}\rho_f|u|u \quad (2.4)$$

donde c_F : coeficiente adimensional inercial.

2.3.1.4 Ecuación de Brinkman

Otra extensión a la ley de Darcy corresponde a la ecuación de Brinkman, que se aplica principalmente para regímenes laminares. Esta extensión describe la disipación de la energía cinética por esfuerzos de corte viscosos.

$$\frac{\partial(\rho_f u)}{\partial t} = \phi \nabla p + \nabla \cdot \tilde{\tau} + \phi \rho_f g - \phi \left(\frac{\mu}{K}u + \frac{c_F}{\sqrt{K}}\rho_f|u|u \right) \quad (2.5)$$

donde $\tilde{\tau}$: tensor de esfuerzos sobre el fluido:

$$\tilde{\tau} = 2\mu\tilde{S} - \left(\frac{2}{3}\right)\mu S_{kk}\tilde{I} \quad (2.6)$$

y a su vez, \tilde{S} : tasa de tensor de deformación:

$$S_{kk} = \frac{1}{2}(\nabla u + \nabla u^T) \quad (2.7)$$

Tal como se aprecia en las ecuaciones 2.5-2.7, el modelo de Brinkman incluye efectos de esfuerzos viscosos que no se consideran previamente, entre ellos la condición necesaria de no deslizamiento en las paredes del estanque. Este modelo es una combinación de la ley de Darcy en conjunto con las ecuaciones de Navier-Stokes, y es ideal para describir la transición de un fluido a través de un medio poroso a baja velocidad (dominado por la ley de Darcy), y un fluido a alta velocidad, a través de un canal. Uno de sus aspectos favorables, es la capacidad de modelar un fluido no newtoniano en donde la viscosidad varía con los esfuerzos de corte.

Para el caso de un estanque termoclina para centrales CSP, el modelo que gobierna los fenómenos físicos corresponde a la ecuación de Brinkman más términos de inercia de Forchheimer, lo cual puede ser implementado activando un flujo de Stokes en Comsol.

El coeficiente de permeabilidad K del medio se estima mediante la ecuación 2.3, mientras que el coeficiente inercial se calcula mediante la relación [15]:

$$c_F = \frac{1,75}{\sqrt{150\phi^3}} \quad (2.8)$$

2.3.2 Capas límite de velocidad y térmica

Cuando un fluido en movimiento hace contacto con una superficie sólida, se produce un fenómeno conocido como *capa límite hidrodinámica o de velocidad*, que corresponde a una perturbación en la velocidad inicial u_∞ del fluido en las cercanías de la superficie de contacto [15]. Las partículas del fluido que hacen contacto con la superficie adquieren velocidad nula (condición de no deslizamiento) las que a su vez retardan las partículas de la capa superior, y así sucesivamente, hasta que a una distancia δ de la superficie, se recupera la velocidad inicial del fluido. Los responsables de esta desaceleración son los esfuerzos cortantes τ que actúan sobre las capas de fluido paralelas.

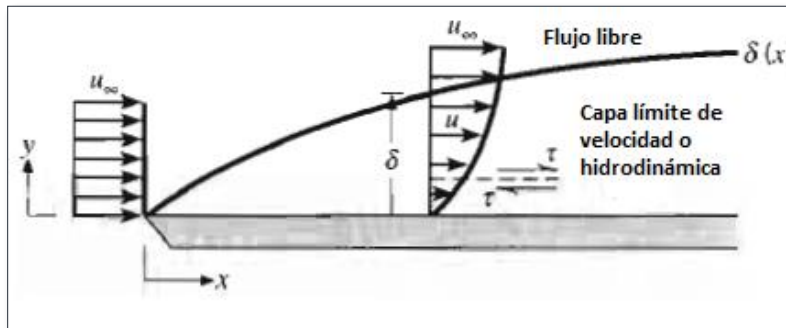


Figura 2.13: Capa límite hidrodinámica de un fluido en movimiento [13].

Para el caso de un medio poroso por donde circula el fluido, la velocidad transversal al medio es nula en el medio poroso [16], por lo que sólo interesa la velocidad u de avance del fluido a lo largo del medio, como se aprecia en la figura 2.14.

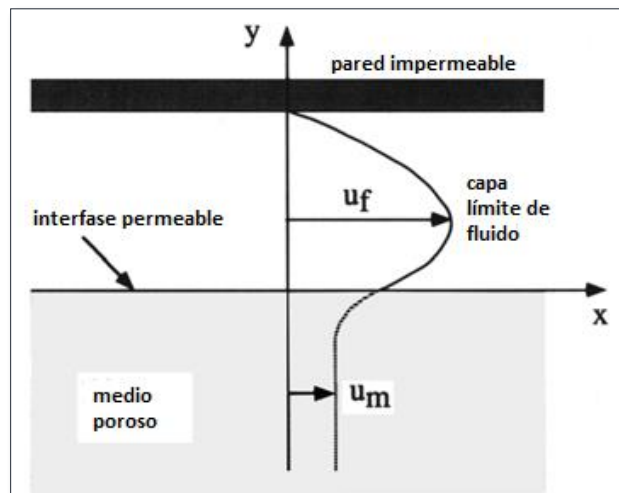


Figura 2.14: Ejemplo de capa límite de velocidad un fluido que se forma en una superficie, y la variación en el perfil de velocidad al pasar de un medio libre a uno poroso [15].

En el ejemplo de la figura 2.14, el medio poroso se ubica en $y < 0$ según el plano cartesiano (x, y, z) de la figura, de modo que la velocidad del fluido a través de dicho medio (designada como u_m) es menor a la velocidad del fluido libre, que se ubica en $y > 0$ hasta el contacto con la pared impermeable. En $y=0$, se cumple que $v=0$, dado que la presión es constante en x y z . Se cumple, además la siguiente relación entre la velocidad den el medio poroso y en el medio libre:

$$\frac{\partial u_f}{\partial y} = \frac{\alpha_{BJ}}{K^{\frac{1}{2}}} (u_f - u_m) \quad (2.9)$$

donde u_f : velocidad del fluido en el medio libre [m/s].

u_m : velocidad en el medio poroso [m/s].

α_{BJ} : parámetro adimensional dependiente de del fluido y la región del borde con la pared.

Externalizando el estudio anterior para el caso del estanque termoclina, se concluye que la velocidad de entrada del fluido en el estanque sufre una desaceleración a medida que avanza por el eje axial, debido al choque con las partículas del medio, además la componente de velocidad u (a lo largo del estanque) es la componente trascendente, y se mantiene relativamente constante en el eje radial del estanque, excepto en los bordes en contacto con las paredes, donde se genera una capa límite de velocidad, que más adelante se representa por medio de las líneas de corriente del fluido.

No sólo se forma una capa límite de velocidad en la superficie de la pared con el fluido, sino que, si además existe un gradiente de temperatura entre la pared (lo cual es evidente en el caso del estanque, dado que la sal fundida trabaja en temperaturas mayores a 289 [°C], mientras que los alrededores se encuentran a temperatura ambiente), y el fluido, se forma una capa límite térmica, que significa un gradiente de temperatura de espesor δ_t .

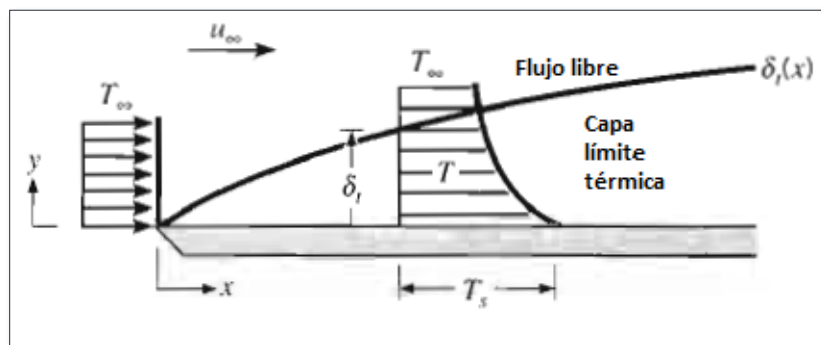


Figura 2.15: Ejemplo de capa límite térmica sobre una superficie que se encuentra a una temperatura superior a la del fluido [14].

Esta zona de gradiente de temperatura se define como el valor de la altura del gradiente tal que se cumpla la razón $[(T_s-T)/(T_s-T_f)]=0,99$; o sea, hasta cuando los efectos del gradiente son insignificantes. El flujo de calor local mediante la aplicación de la ley de Fourier combinada con la ley de enfriamiento de Newton al fluido en $y=0$ (superficie), entrega el coeficiente convectivo de calor:

$$h = \frac{-k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}}{T_s - T_f} \quad (2.10)$$

donde k_f : coeficiente de conducción de calor del fluido [W/mK].

T_s : temperatura de la superficie sólida [K].

T_f : temperatura del fluido libre [K].

En el estanque termoclina, se consideran dos casos de estudio: adiabático, de modo que no existe transferencia de calor a los exteriores, y otro caso con pérdidas, tal que existe una influencia en la forma de la capa límite térmica en las paredes del estanque.

2.3.3 Flujo laminar y turbulento

Un fenómeno de gran importancia en el estudio de convección es determinar si el flujo sigue un régimen *laminar*, *transicional* o *turbulento*. La fricción superficial y la transferencia por convección dependen de estas condiciones, y tienen una gran influencia en las irreversibilidades en los procesos de carga y descarga en el estanque.

El movimiento del fluido se encuentra en régimen laminar si es altamente ordenado y estratificado; y es posible identificar líneas de flujo a lo largo de las cuales se mueven las partículas de fluido. Ocurre para fluidos a bajas velocidades o altas viscosidades.

El movimiento del fluido se encuentra en régimen turbulento si es de forma desordenada, altamente irregular y aleatoria. Las partículas de fluido suelen formar remolinos o vórtices que se disparan en todas las direcciones del flujo, y existe una alta fluctuación de velocidad. Se origina para fluidos a altas velocidades o bajas viscosidades. Un flujo turbulento significa un aumento en la transferencia de momento, energía y masa, y con ello, la fricción entre el fluido y la superficie en contacto es mayor, a la vez que aumenta la transferencia por convección.

Se denomina como zona de transición al flujo en una etapa intermedia entre un flujo laminar y uno turbulento.

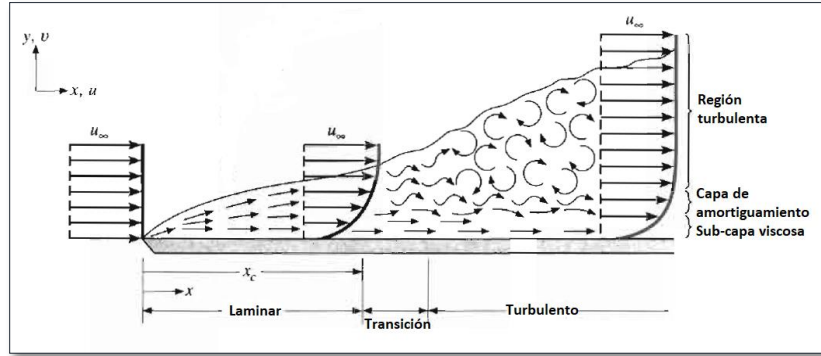


Figura 2.16: Capa límite de velocidad donde se desarrollan los regímenes en el flujo: laminar, transición y turbulento [14].

2.3.4 Número de Reynolds

El número de Reynolds es un parámetro adimensional que permite clasificar el régimen de un fluido en movimiento, y cuantificar el nivel de turbulencia. Depende de la velocidad del fluido, su viscosidad y la dimensión característica del área de paso del flujo.

$$Re = \frac{\rho_f u L}{\mu} \quad (2.11)$$

donde L : longitud característica [m].

A su vez, si el medio es poroso, el número de Reynolds toma en cuenta los efectos en el fluido que generan las partículas que constituyen el medio [15]. La expresión para Reynolds en un medio poroso, que tiene una gran importancia en la transferencia de calor que ocurre entre el fluido y las partículas sólidas, corresponde a:

$$Re_p = \frac{\rho_f u d_p}{\mu} \quad (2.12)$$

Los rangos en los que se mueve este parámetro para determinar el régimen del flujo de fluido en un medio poroso son:

$0 < Re_p \leq 1$: régimen laminar.

$1 < Re_p \leq 10$: régimen transicional.

$Re_p > 10$: régimen turbulento.

2.3.5 Número de Prandtl

Número adimensional que representa el cociente entre la difusividad de momento (o viscosidad) y la difusividad de calor, y permite una comparación entre la transferencia de

calor por conducción (bajo número de Prandtl) versus la transferencia de calor por convección (alto número de Prandtl).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_{p,f}\mu}{k_f} \quad (2.13)$$

donde ν : viscosidad cinemática [m²/s].

α : difusividad térmica [m²/s].

$c_{p,f}$: capacidad calorífica del fluido [kJ/kgK].

Su valor influye, al igual que el número de Reynolds, en los fenómenos de transferencia entre el fluido y las partículas sólidas.

2.3.6 Número de Nusselt

Número adimensional que proporciona una medida de la transferencia de calor por convección que ocurre en una superficie en contacto con un fluido, en comparación a si dicha transferencia fuese sólo por conducción.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} \quad (2.14)$$

El número de Nusselt en un medio poroso es una cuantificación de la fuerza de convección intersticial, o sea, entre el fluido y las partículas sólidas, y se escribe en términos de los números de Reynolds y Prandtl locales [17]:

$$Nu_i = 6(1 - \phi)(2 + 1,1Re_p^{0,6}Pr^{1/3}) \quad (2.15)$$

La ecuación 2.15 se aplica específicamente a la interacción térmica entre un fluido que se mueve en un medio poroso, o sea, entrega un valor para relacionar la transferencia de calor por conducción y convección entre ambos medios. Su importancia radica en su contribución para calcular el coeficiente de transferencia de calor intersticial h_i en las ecuaciones de energía (sección 2.3.7).

2.3.7 Ecuaciones de Energía

Durante los procesos de carga y descarga del estanque, la sal fundida y las partículas sólidas de relleno, no están en equilibrio térmico durante el intercambio de calor. Es por esto por lo que se realiza un balance de energía diferencial en el fluido (sal fundida) y en el material de relleno (particular sólidas) de forma separada.

La ecuación de energía que gobierna los fenómenos de transferencia en el fluido es, según [16], [9]:

$$\frac{\partial(\phi\rho_f c_{p,f}(T_f - T_c))}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f u c_{p,f}(T_f - T_c)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T_f) + h_i(T_s - T_f) \quad (2.16)$$

donde $T_f - T_c$: diferencias de temperatura entre el fluido y la menor temperatura (en el fondo del estanque) [K].

k_{feff} : conductividad térmica efectiva del fluido [W/mK].

h_i : coeficiente convectivo intersticial [W/m²K].

$T_s - T_f$: diferencia de temperatura entre el medio sólido y el fluido [K].

Por otro lado, la ecuación de energía que describe el sólido es:

$$\frac{\partial((1-\phi)\rho_s c_{p,s}(T_s - T_c))}{\partial t} = -h_i(T_s - T_f) \quad (2.17)$$

donde ρ_s : densidad del medio poroso [kg/m³].

$c_{p,s}$: capacidad calorífica del medio poroso [J/kgK].

La conductividad térmica efectiva, que es una aproximación más certera de la conductividad de la sal fundida en el material de relleno, tiene muchas formas de expresarse, siendo las más útiles las expresiones entregadas por las ecuaciones 3.14 y 3.15, que son expuestas en la sección 3.3.

En base a esta expresión para la conductividad del fluido, el número de Nusselt intersticial y el tamaño de las partículas sólidas, se obtiene una expresión que estima el valor del coeficiente convectivo intersticial entre el fluido y el sólido, que se expresa según la ecuación 3.16, también desarrollada en la sección 3.3. Su importancia es esencial, porque es el parámetro principal que señala la capacidad de almacenamiento de energía en el medio sólido de relleno.

2.3.8 Segunda ley de la termodinámica para estanque termoclina

La entropía es un concepto fundamental de la termodinámica. Permite estimar las irreversibilidades presentes en procesos termodinámicos. Se define como una función de estado que describe el nivel de organización de un sistema. Debido a su naturaleza, siempre está en aumento en los procesos termodinámicos, y entrega una cuantificación de las pérdidas que ocurren en sistemas aislados térmicamente, como el estanque termoclina.

La calidad de la energía guardada en un estanque termoclina decrece durante el proceso de descarga debido a efectos irreversibles, y se refleja finalmente en una caída de la temperatura de salida. Un análisis de entropía se necesita para estimar estos efectos ([16], [9]). Las ecuaciones 2.18 y 2.19 describen la aplicación de la segunda ley de la termodinámica para el fluido y el sólido.

$$\frac{\partial(\phi\rho_f c_{p,f} \ln(T_f))}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f u c_{p,f} \ln(T_f)) = -\nabla \cdot \left(\frac{q}{T_f}\right) + \frac{\dot{q}'''}{T_f} + \dot{S}_{gen,f}'''' \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial(\phi\rho_s c_{p,s} \ln(T_s))}{\partial t} = \frac{\dot{q}'''}{T_s} + \dot{S}_{gen,s}'''' \quad (2.19)$$

donde q : flujo de calor [W/m²].

$\dot{S}_{gen,f}''''$: tasa de entropía generada en el fluido [W/m³K].

$\dot{S}_{gen,s}''''$: tasa de entropía generada en el sólido [W/m³K].

Los términos fuente $\dot{S}_{gen,f}''''$ y $\dot{S}_{gen,s}''''$ surgen de las irreversibilidades en cada fase. Se suele representar esta entropía generada como un solo término:

$$\dot{S}_{gen,f+s}'''' = \frac{k_{feff}(\nabla T_f)^2}{T_f^2} + \frac{\mu\Phi}{T_f} \geq 0 \quad (2.20)$$

donde Φ : función de disipación viscosa [1/s²].

El primero término de la ecuación 2.20 es causado por la difusión térmica en la fase de sal fundida líquida, o sea, por los cambios de temperatura que se van propagando en la sal a medida que avanza la termoclina. El segundo término $\mu\Phi/T_f$ proviene de la disipación viscosa del fluido en movimiento, y es despreciable en relación con el primer término si el número de Reynolds es bajo, motivo por el que la relación 2.20 suele llamar **generación de entropía por difusión**.

La transferencia de calor intersticial entre las dos fases también es motivo de irreversibilidades, lo que incurre en generación de entropía denominada como **generación de entropía por transferencia de calor intersticial**, y se calcula como:

$$\dot{S}_{gen,inter}'''' = \frac{\dot{q}'''}{T_f} - \frac{\dot{q}'''}{T_s} \quad (2.21)$$

Por lo tanto, la entropía total generada durante los procesos de carga y descarga de un estanque termoclina, debido a los efectos de difusión térmica, disipación viscosa y transferencia de calor intersticial se calcula como:

$$\dot{S}_{gen}'''' = \frac{k_{feff}(\nabla T_f)^2}{T_f^2} + \frac{\mu\Phi}{T_f} + \left(\frac{\dot{q}'''}{T_f} - \frac{\dot{q}'''}{T_s} \right) \geq 0 \quad (2.22)$$

2.3.9 Dinámica de Fluidos Computacional

La *dinámica de fluidos computacional* (CFD por sus siglas en inglés) es una rama de la mecánica de fluidos que utiliza algoritmos y métodos numéricos para resolver problemas de esta área. Modela y resuelve todo tipo de problemas que tengan que ver con flujos de fluido, abordando [18]:

- Flujo laminar y turbulento, usando varios modelos de turbulencia establecidos.
- Flujo en una y múltiples fases.
- Flujo isotérmico y no isotérmico.

- Flujo compresible y no compresible.
- Flujo newtonianos y no newtonianos.

Los softwares CFD actualmente disponibles en el mercado están implementados para poder acoplarse rápidamente a otros módulos como transferencia de calor y masa en flujos de fluido, de modo de poder representar una gran cantidad de fenómenos y procesos de la industria y la academia, tales como intercambiadores de calor, turbinas, bombas, sistemas de ventilación, la industria aeronáutica, mantenimiento, entre otros.

2.3.10 Método de Elementos Finitos

El método numérico utilizado por la mayoría de los softwares CFD es el *método de elementos finitos* (FEM por sus siglas en inglés), y permite resolver problemas que involucren ecuaciones diferenciales parciales complejas (como, por ejemplo, la ecuación 2.5 de conservación de momento en un medio poroso), muchas veces sin solución analítica. Su gran ventaja es que permite resolver problemas con las más diversas geometrías, por medio de una discretización del dominio espacial en múltiples puntos o “nodos” conectados entre sí, los que conforman los denominados “elementos finitos”. Estos elementos finitos cubren todo el dominio en una estructura que se llama “mallado del dominio”.

En la actualidad, y gracias al potente desarrollo de la computación, es posible diseñar objetos físicos mediante software de diseño asistido por computadora (CAD). Generalmente, los softwares especializados en FEM incluyen sus propios programas CAD para construir la geometría de un problema, aunque en la mayoría es posible exportarla de otros softwares CAD, como es el caso de COMSOL, ANSYS, NASTRAN, entre otros. La geometría por modelar se considera un medio continuo donde se aplica la discretización por medio del mallado. Los nodos son las entidades fundamentales de gobierno del elemento, ya que representan los puntos espaciales donde se resuelven las ecuaciones constitutivas del fenómeno en el tiempo, dependiendo del resolutor empleado (sección 2.3.11). Tales nodos están definidos dentro de la estructura localmente en forma matricial, para ensamblar los elementos globalmente a través de sus nodos en común en una matriz global del sistema.

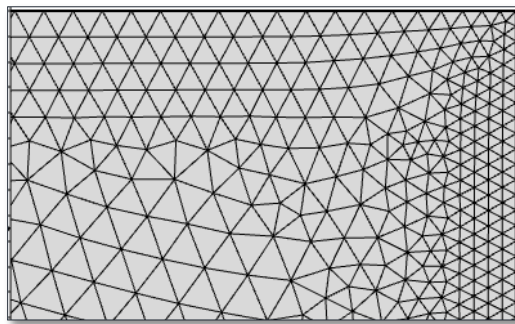


Figura 2.17: Ejemplo de mallado en un extremo de un dominio, donde los elementos finitos tienen forma triangular (Fuente: Elaboración propia).

Al ser el método de elementos finitos una técnica numérica que transforma un dominio continuo en partes discretas puede conllevar errores, como por ejemplo errores computacionales (error de redondeo de los resultados por cálculos de puntos flotantes de la computadora y las formulaciones de integración numérica) y errores de conversión discreta (error en la distribución y forma de los elementos de la malla, que puede ser deficiente). Para el último caso, existen herramientas estadísticas (como *skewness*, ángulo máximo, tasa de crecimiento, etc.) para determinar la calidad de una malla.

2.3.11 Resolvedor temporal

Debido a que se desea estudiar la evolución temporal de la termoclina de un estanque para una planta CSP en los procesos de carga y descarga, el resolvedor del software calcula las soluciones para un estudio temporal, donde las variables del estudio son la presión, temperatura del fluido, temperatura del sólido y campo de velocidades, que se encuentran acopladas entre ellas.

Las ecuaciones que describen el avance de la termoclina en el estanque se modelan por medio de las ecuaciones 2.1, 2.4, 2.15 y 2.16, ecuaciones en derivadas parciales, tanto temporales como espaciales, por lo que actualmente no poseen soluciones analíticas. Es por ello por lo que, para llegar a una solución estimada de las variables, los programas de simulación utilizan métodos numéricos, que no entregan una solución algebraica de las variables, sino que a los valores numéricos para cada tiempo y posición correspondiente.

Para la solución numérica de escalado en el tiempo, se utiliza el método implícito de integración llamado *fórmula de diferenciación regresiva* (BDF, por sus siglas en inglés) [21]. Este método es una extensión del método implícito de Euler, donde se estima un valor de la variable, en base a sus valores previos en el tiempo.

Este método permite resolver ecuaciones diferenciales ordinarias que incluyan el problema del valor inicial, mediante múltiples pasos y de forma lineal. El problema por resolver tiene la forma:

$$\begin{cases} F(y', y, t) = 0 \\ y(t_0) = y_0 \end{cases} \quad (2.23)$$

La formulación del método busca encontrar una solución para y_n , que representa la variable a determinar dentro de una ecuación diferencial, en un tiempo “n”-ésimo, ya que el tiempo avanza según un paso de tiempo $\Delta t = t_{n+1} - t_n = h$, por lo tanto, se puede considerar discreto. El método realiza una estimación “implícita” de la variable en un tiempo “n+1”, para lo cual define un polinomio de grado p (donde con el grado se busca un mayor nivel de exactitud, pero a la vez un mayor costo computacional) que corresponde a la aproximación de la variable:

$$y_{n+1} = \sum_{j=0}^{p-1} \alpha_j y_{n-j} + h\beta_0 \frac{dy_{n+1}}{dt} \quad (2.24)$$

Al observar la ecuación 2.24, se logra entender por qué este método es implícito, pues no se da una expresión explícita a y_{n+1} , sino que una fórmula donde dicha variable aparece en ambos lados de la ecuación (en el lado derecho, derivado con respecto al tiempo).

Las constantes α_j y β_0 deben ser escogidas de modo de entregar una buena aproximación y estabilidad a la solución, mientras que h es un paso de tiempo escogido. Según [21], los valores que mejor se adaptan a estos requerimientos se tabulan en la tabla 2.4, cuando el orden del polinomio llega hasta seis.

Tabla 2.4: Forma de los coeficientes para el método BDF (Fuente: [21]).

p	β_0	α_0	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5
1	1	1					
2	2/3	4/3	-1/3				
3	6/11	18/11	-9/11	2/11			
4	12/25	48/25	-36/25	16/25	-3/25		
5	60/137	300/137	-300/137	200/137	-75/137	12/137	
6	60/147	360/147	-450/147	400/147	-225/147	72/147	-10/147

Sin embargo, al inicio de la solución, sólo está disponible la solución inicial y_0 , por lo tanto, necesariamente el método debe comenzar con $p=1$ (método de Euler implícito), para posteriormente ir variando el orden del método. Por lo tanto, esta aproximación es con *paso variable, orden variable e implícito*.

Para el caso $p=1$ (método implícito de Euler), se puede reescribir la ecuación 2.24 como:

$$y_{n+1} = y_n + h \frac{dy_{n+1}}{dt} \quad (2.25)$$

que se conoce como el **método regresivo de Newton**.

Una última acotación, no menos importante, es acerca de la estabilidad del método. Un método estable es aquel que a medida que va procediendo computacionalmente, va atenuando los errores en la solución. Dependiendo del grado p utilizado, el método tiene distintas regiones en el plano complejo $h\lambda$, donde λ es una constante compleja utilizada en la ecuación de prueba $y' = \lambda y$, tal que, al aplicar el método sobre dicha relación, la solución numérica no incrementa en amplitud. El conjunto de regiones estables para los distintos grados se puede observar en la figura 2.18:

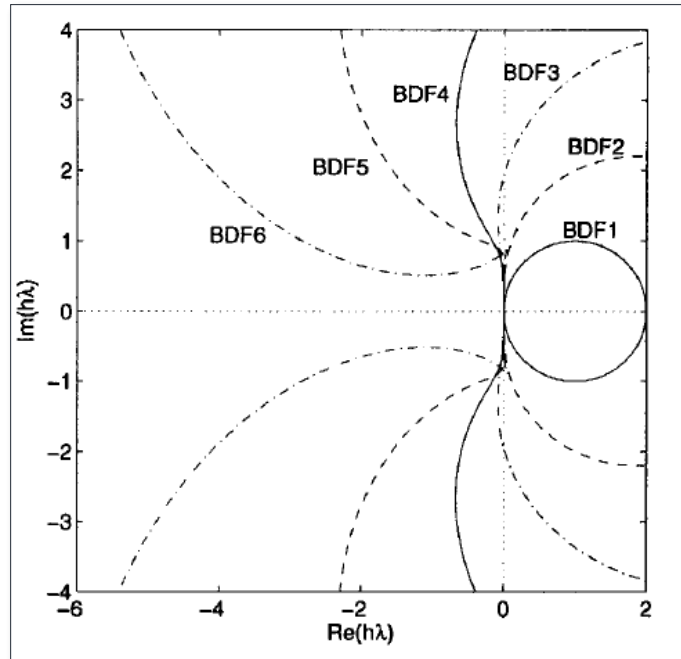


Figura 2.18: Plano complejo del conjunto de valores de $h\lambda$, con las distintas regiones de estabilidad para el método BDF [21].

En la figura 2.18, las zonas cerradas por líneas sólidas representan las regiones de estabilidad del método, donde se concentran el conjunto de valores $h\lambda$ que aseguran que el método es estable. Por ejemplo, para $p=1$, la circunferencia BDF1 delimita la región de estabilidad, en lo que correspondería al método de Euler regresivo. Además, se pueden apreciar las demás regiones para $p=1$ hasta $p=6$.

Capítulo 3: Metodología

La potencia de diseño de la central es la que determina la cantidad de energía que debe ser almacenada en el estanque para ser utilizada cuando se necesita, dicho valor también depende del rendimiento del Ciclo Rankine. Por otra parte, es necesario validar el modelo computacional en dos pasos: validación experimental (procedimiento que permite validar el algoritmo y ecuaciones gobernantes, al comparar datos reales con los de simulación) y validación de malla (obtener independencia de los resultados y el tamaño de malla).

3.1 Dimensionamiento del estanque.

El estanque debe tener un tamaño suficiente para poder almacenar en un tiempo de operación razonable, toda la energía necesaria para suministrar fluido de trabajo a una temperatura adecuada para el bloque de potencia, tal que la generación sea continua y no existan paradas de planta. La potencia de la central es un parámetro de diseño, determinado al momento de construir la planta, y se relaciona con el flujo másico de fluido caliente que ingresa al estanque por su parte superior ([11], [18]) en el proceso de carga, mediante la ecuación 3.1:

$$\dot{m} = \frac{P}{\eta_R c_{p,f} (T_h - T_c)} \quad (3.1)$$

donde \dot{m} : flujo másico del fluido caliente [kg/s].

P : potencia de la planta [MW].

η_R : rendimiento del ciclo de Rankine.

$c_{p,f}$: calor específico del fluido [J/kgK].

$T_h - T_c$: diferencia de temperaturas entre máxima (parte superior del estanque) y mínima (parte inferior del estanque) [K].

Una vez obtenido este flujo másico de entrada al estanque, fácilmente se deriva una expresión para la velocidad de entrada del fluido caliente:

$$u_h = \frac{4\dot{m}}{\pi \rho_{f,h} D^2} \quad (3.2)$$

donde u_h : velocidad del fluido caliente [m/s].

$\rho_{f,h}$: densidad del fluido de trabajo caliente [kg/m³].

D : diámetro del estanque [m].

La velocidad de fluido frío que sube por la parte inferior del estanque en el proceso de descarga se determina gracias a la velocidad de fluido caliente, porosidad, densidades frías y calientes del fluido, y calores específicos.

$$u_c = u_h \left[\phi \left(\frac{\rho_{f,h} c_{p,f}}{(1-\phi)\rho_s c_{p,s} + \phi \rho_{f,h} c_{p,f}} \right) \left(1 - \frac{\rho_{f,h}}{\rho_{f,c}} \right) + \frac{\rho_{f,h}}{\rho_{f,c}} \right] \quad (3.3)$$

donde ρ_s : densidad del material de relleno sólido [kg/m³].

$c_{p,s}$: calor específico del sólido [J/kgK].

$\rho_{f,c}$: densidad del fluido frío [kg/m³].

La cantidad de energía requerida para ser almacenada se deduce de la potencia, el tiempo de carga, y el rendimiento del ciclo de Rankine.

$$Q_{almacenamiento} = \frac{P t_0}{\eta_R} \quad (3.4)$$

donde $Q_{almacenamiento}$: energía térmica almacenada en el estanque [MJ].

t_0 : tiempo de carga del estanque [s].

En base a la energía almacenada, se obtiene una relación para el volumen ideal del estanque, para contener el volumen que ocupa el fluido cuando ingresa caliente:

$$V_{ideal} = \frac{Q_{almacenamiento}}{\rho_f c_{p,f} (T_h - T_c)} \quad (3.5)$$

donde V_{ideal} : volumen ideal del estanque [m³].

Sin embargo, el volumen real debe considerar ajustes debido a la presencia del material sólido:

$$V_{real} = \frac{\rho_f c_{p,f}}{\rho_s c_{p,s} (1-\phi) + \rho_f c_{p,f} \phi} V_{ideal} \quad (3.6)$$

Finalmente, mediante una sencilla relación geométrica, se determina que el diámetro del estanque es:

$$D = \frac{4V_{real}}{\sqrt[3]{\pi R A}} \quad (3.7)$$

donde RA : razón de aspecto (D/H).

y la altura correspondiente:

$$H = \frac{4V_{real}}{\pi D^2} \quad (3.8)$$

Para determinar la cantidad de energía extraída de forma efectiva del estanque en el proceso de descarga, en comparación a la energía que ingresa al estanque en el proceso de carga, se estima el rendimiento del estanque:

$$\eta = \frac{\int_0^{t_0} \dot{m}_{descarga} c_{p,f} (T_{descarga} - T_c) dt}{\dot{m}_{carga} c_{p,f} (T_{descarga} - T_c) t_0} \quad (3.9)$$

donde η : rendimiento de acumulación del estanque.

$\dot{m}_{descarga}$: flujo másico de descarga [kg/s].

$T_{descarga} - T_c$: diferencia de temperatura entre descarga y la menor temperatura del estanque [K].

Para el diseño del estanque, se consideran las siguientes simplificaciones [19]:

- El flujo de fluido y transferencia de calor es simétrico con respecto al eje, por lo tanto, las ecuaciones gobernantes de los fenómenos físicos se representan en dos dimensiones.
- Los distribuidores no son incluidos en la simulación computacional, sino que se impone un flujo uniforme en la entrada y salida de la región con relleno sólido, ya que es térmicamente equivalente a un estanque de acumulación con un buen diseño de distribuidores.
- El relleno sólido se comporta como un medio poroso continuo, homogéneo e isotrópico, y no como un medio compuesto de partículas independientes.
- El flujo de sal fundida a través del medio poroso es laminar (de modo que no se incluye modelo de turbulencia).
- Las propiedades del medio sólido son constantes.

El fluido de trabajo o sal fundida utilizada en este estudio es **Sal Solar**, por lo tanto, sus propiedades termo-físicas son [17]:

$$\rho_f = 2090 - 0,636T \quad (3.10)$$

$$C_{p,f} = 1443 + 0,172T \quad (3.11)$$

$$k_f = 0,443 + 0,00019T \quad (3.12)$$

$$\mu_f = (22,174 - 0,12T + 2,281 * 10^{-4}T^2 - 1,474 * 10^{-7}T^3)/1000 \quad (3.13)$$

Los parámetros de entrada para el diseño del estanque se pueden apreciar en la tabla 3.1:

Tabla 3.1: Parámetros de entrada de la planta para el diseño del estanque.

t_0 [hr]	P [MW]	Rendimiento Ciclo Rankine	T_h [K]	T_c [K]
6	50	0,4	669,05	562,15

En base a las ecuaciones 3.1-3.8 para dimensionar el estanque, y las propiedades de la Sal Solar descritas por las ecuaciones 3.10-3.12, se utilizan valores promedios para la sal fundida para dimensionar.

Tabla 3.2: Propiedades termo-físicas promedio de la Sal Solar para el dimensionamiento del estanque [17].

ρ_f [kg/m ³]	C_{pf} [J/kgK]	μ_f [Pa*s]	k_f [W/mK]
1872,2	1501,9	0,0156	0,508

El relleno sólido, que para este estudio es **Roca Cuarquita**, es seleccionado por sus favorables aportes a los procesos de carga y descarga, ya que inhibe vorticidades y flujos turbulentos (uno de los roles principales de un relleno sólido), además de ser una alternativa económica dentro de la gama de materiales porosos [17], disminuye el volumen que debe rellenar la Sal Solar, de manera que hay además un ahorro en fluido de trabajo. Sus propiedades se consideran constantes, y para el dimensionamiento, se inicia con una porosidad $\phi=0,22$.

Tabla 3.3: Propiedades termo-físicas de la roca cuarcita (Fuente: [17]).

ρ_s [kg/m ³]	C_{ps} [J/kgK]	Porosidad	Diámetro partícula sólida [m]	k_s [W/mK]
2500	830	0,22	0,0191	5,69

El diámetro de las partículas sólidas corresponde a un valor promedio del tamaño de las partículas que componen el medio poroso, su importancia radica en que permite determinar el tipo de flujo por medio del número de Reynolds de la ecuación 2.15.

En base a lo anterior, los resultados del dimensionamiento arrojan las siguientes características para el estanque termoclina:

Tabla 3.4: Dimensiones del estanque termoclina y velocidades de operación.

RA	Radio [m]	Altura [m]	u_h [m/s]	u_c [m/s]
0,346	17,5	12	0,00044759	0,000436

La Razón de Aspecto (RA) se impone como 0,346 para lograr una altura de estanque de 12 [m], ya que es el mayor valor recomendado para este tipo de estanques [9].

3.2 Construcción Modelo CFD

Para la construcción del estanque termoclina, se comienza indicando el tipo de geometría a ser empleada en el modelo CFD en Comsol, para ello se indica un modelo 2D axisimétrico, de modo que todos los fenómenos físicos que ocurren en los procesos de carga y descarga puedan ser modelados por una geometría sencilla y con un gran ahorro computacional.

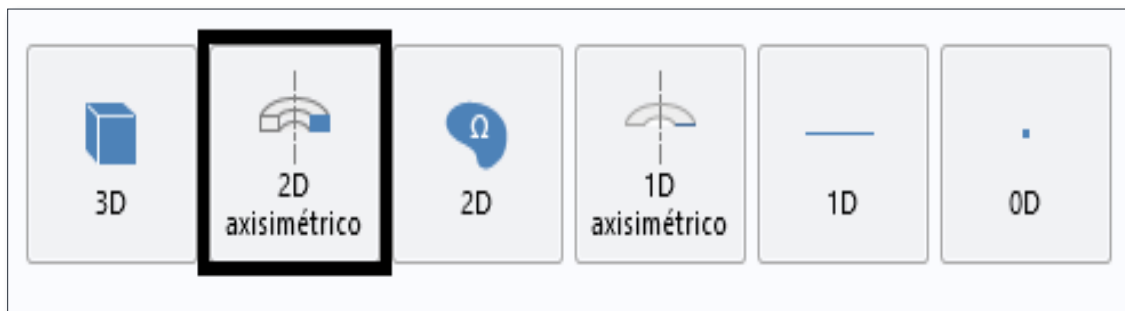


Figura 3.1: Selección de geometría 2D axisimétrico para la simulación.

Posteriormente, se añaden las físicas que incorporan las ecuaciones que describen los fenómenos fluidodinámicos y térmicos. Estas son: transferencia de calor en fluidos, transferencia de calor en sólidos, ecuaciones de Brinkman y componente multifísica.

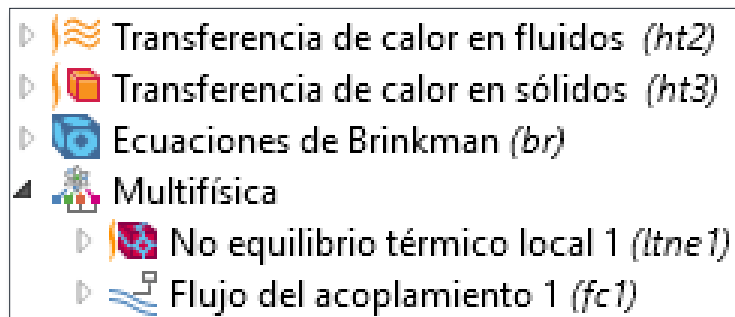


Figura 3.2: Físicas añadidas al estudio.

Los módulos de transferencia de calor en fluidos y sólidos contienen las ecuaciones 2.19 y 2.20 para el balance de energía, y se incluyen como físicas por separado, para describir las variables de temperatura de la Sal Solar y la roca cuarcita. Las ecuaciones de transferencia de calor en fluidos y sólidos (no equilibrio térmico local); y las ecuaciones de Brinkman con las de transferencia de calor en fluidos (flujo de acoplamiento), se acoplan

mediante el módulo “Multifísica”, que además permite señalar el grado de porosidad del medio.

El módulo de ecuaciones de Brinkman, incluye la ecuación 2.8 que describe los fenómenos fluidodinámicos. Para que la ecuación, que por defecto incluye este módulo, incluya la inercia, se debe indicar flujo de Stokes.

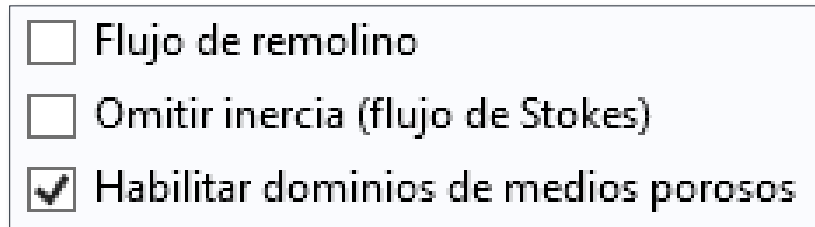


Figura 3.3: Configuración para añadir inercia en las ecuaciones de Brinkman.

La geometría se dibuja como un rectángulo de 17,5 [m] de largo y 12 [m] de alto, representando el radio y la altura respectivamente (figura 3.3). La línea roja a trazos en la arista izquierda de la figura 3.3 representa el eje de simetría del estanque.

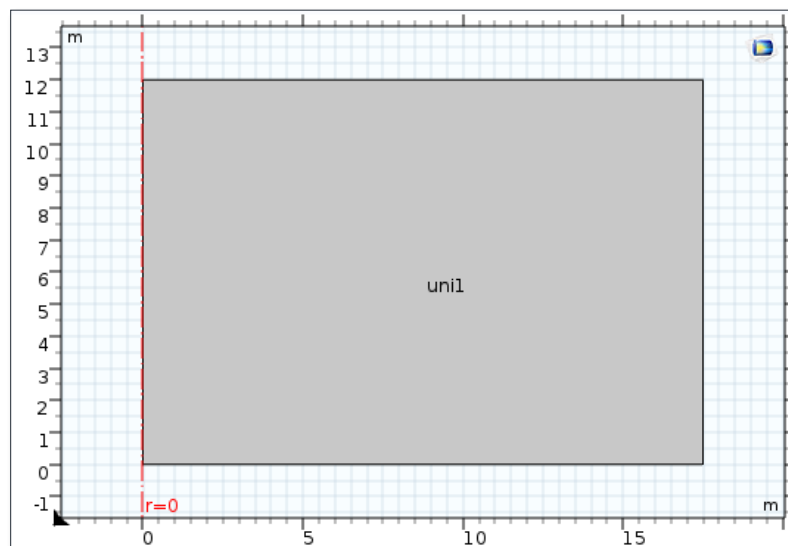


Figura 3.4: Geometría del estanque termoclina como un modelo 2D axisimétrico.

Los materiales involucrados en los procesos de carga y descarga, Sal Solar y roca cuarcita, se añaden al modelo, incluyendo sus propiedades que varían con la temperatura para la Sal Solar, descritas por las ecuaciones 3.10-3.13.

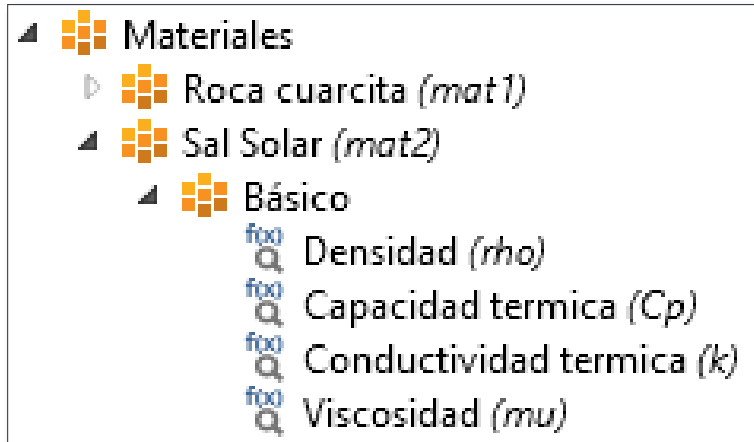


Figura 3.5: Materiales utilizados para la simulación, donde las propiedades de la Sal Solar se definen en función de la temperatura.

3.3 Coeficiente intersticial de transferencia de calor

Fundamental para el almacenamiento energético es el proceso de transferencia de energía térmica mediante calor que ocurre entre el fluido de trabajo (Sal Solar) y el material sólido poroso de relleno (roca cuarcita), dado que el fluido cede parte de su energía al sólido en el proceso de carga, y es necesario extraer la mayor cantidad de esa energía del sólido en el proceso de descarga, para aumentar el rendimiento del proceso.

Debido a que el material sólido se modela como un conjunto de partículas sólidas de geometría esférica, la transferencia de calor entre fluido y sólido depende claramente de las dimensiones de las partículas sólidas (en particular, del diámetro) y la porosidad del medio. Además, el coeficiente de transferencia de calor por conducción del fluido y del sólido también juegan un papel importante, y deben considerar los efectos de la porosidad. Así, se definen los de conductividad térmicos efectivos [17].

$$k_{f_{eff}} = \phi k_f \quad (3.14)$$

$$k_{s_{eff}} = (1 - \phi)k_s \quad (3.15)$$

donde la primera expresión representa al fluido y la segunda al sólido.

La ecuación 2.18 que entrega el número de Nusselt intersticial, permite deducir una expresión general para el coeficiente convectivo intersticial entre el fluido y el sólido, independiente del régimen del flujo [19].

$$h_i = \frac{Nu_i k_{f_{eff}}}{d_p} = \frac{6(1-\phi)k_{f_{eff}}(2+1,1Re_p^{0,6}Pr^{1/3})}{d_p^2} \quad (3.16)$$

Es importante notar que este parámetro está en unidades de $[W/m^3K]$, y su valor depende fuertemente de la porosidad del medio, de modo que son los parámetros

principales utilizados para el acoplamiento del fluido con el sólido, tal como se aprecia en la figura 3.5, que corresponde a la configuración del componente Multifísica- “no equilibrio térmico local”.

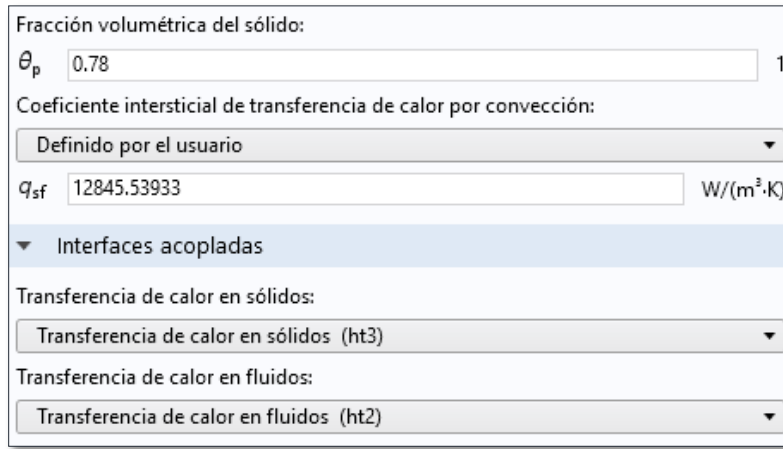


Figura 3.6: Configuración del módulo Multifísica- “no equilibrio térmico local”, para una porosidad $\phi = 1 - \theta_p = 0,22$.

Para simular un ciclo de carga, seguido por un ciclo de descarga, Comsol entrega la opción de construir dos estudios transiente por separado, los cuales pueden ser “concatenados” uno detrás del otro, de modo que cada estudio posea condiciones de borde e iniciales distintas (sección 3.4). De esta manera, se imponen dichas condiciones en las físicas del modelo, pero son activadas en cada estudio según si es el proceso de carga o descarga.

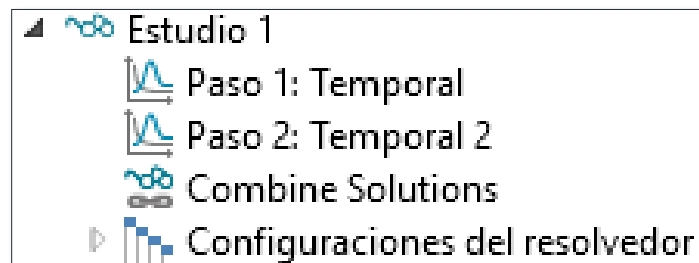


Figura 3.7: Estudio 1 compuesto de dos estudios temporales: 1 y 2, para los procesos de carga y descarga, respectivamente.

Por ejemplo, en el proceso de carga se impone una velocidad de entrada de fluido en la parte superior del estanque, mientras que en el proceso de descarga se invierte la orientación del flujo.

El tiempo de carga y descarga es de 6 horas, por lo tanto, 12 horas en total de simulación, donde el proceso de descarga comienza automáticamente después del de carga. El paso de tiempo tomado para el estudio es $\Delta t=20$ [s], y se utiliza el método BDF como resolventor directo temporal del estudio 1 y 2, con un orden máximo de 2.

3.4 Condiciones iniciales y de borde.

Las físicas de transferencia de calor en fluido y sólidos son configuradas con una temperatura inicial $T_f = T_s = T_c = 562,15$ [K], mientras que las ecuaciones de Brinkman son configuradas con un campo de velocidad nula sobre el fluido, y presión dependiendo de la gravedad y altura del estanque.

Campo de velocidad:			
u	0	r	m/s
	0	z	
Presión:			
p	(12-z)*g_const*1872.2018[kg/m^3]		Pa

Figura 3.8: Condiciones iniciales para las ecuaciones de Brinkman.

Esto significa que antes de que inicie el proceso de carga, el estanque se encuentra relleno de Sal Solar fría en reposo, y en equilibrio térmico con el material poroso de relleno.

Por su parte, las condiciones de borde cambian dependiendo si se trata del proceso de carga o descarga [19]:

3.4.1 Proceso de Carga

- **CB1** ($z = H, 0 \leq r \leq D/2$): esta condición representa el ingreso de la Sal Solar caliente por la parte superior del estanque en el proceso de carga, donde la temperatura y la velocidad de la sal fundida son especificados como condiciones de entrada:

$$u = u_h = 0,00044759 \text{ [m/s]}, \quad u_r = 0 \text{ [m/s]}, \quad T_f = T_h = 669,05 \text{ [m/s]}, \quad \frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad (3.17)$$

- **CB2** ($z = 0, 0 \leq r \leq D/2$): corresponde a la parte inferior del estanque en proceso de carga, donde existe una condición de flujo saliente, de modo que a medida que ingresa el fluido caliente por la parte superior del estanque, este empuja y desaloja el fluido frío por la parte inferior:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0, \quad u_r = 0 \text{ [m/s]}, \quad \frac{\partial T_f}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad (3.18)$$

3.4.2 Proceso de Descarga

- **CB3** ($z = 0, 0 \leq r \leq D/2$): similar al caso anterior, pero las condiciones de entrada corresponden a la parte inferior del estanque, indicando el ingreso de la Sal Solar fría al estanque, impulsando la salida del fluido caliente por la parte superior del estanque:

$$u = u_c = 0,000436 \text{ [m/s]}, \quad u_r = 0 \text{ [m/s]}, \quad T_f = T_c = 562,15 \text{ [m/s]}, \quad \frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad (3.19)$$

- **CB4** ($z = H, 0 \leq r \leq D/2$): corresponde a la condición de flujo saliente de la Sal Solar caliente por la parte superior en el proceso de descarga:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0, \quad u_r = 0 \text{ [m/s]}, \quad \frac{\partial T_f}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad (3.20)$$

Finalmente, es importante notar las dos condiciones de borde que son comunes a ambos procesos: condición de simetría y pared adiabática.

- **CB5** ($0 \leq z \leq H, r = 0$): corresponde a la condición de simetría en el eje del estanque termoclina, que se impone tanto en el proceso de carga como en el de descarga:

$$\frac{\partial u}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial T_f}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0 \quad (3.21)$$

- **CB6** ($0 \leq z \leq H, r = D/2$): se impone una condición adiabática sobre la pared, tal que no existe flujo de calor en este borde:

$$\frac{\partial T_f}{\partial r} = 0 \quad (3.22)$$

3.5 Espesor termoclina

Entre los principales alcances de este estudio es encontrar una relación directa entre la capacidad de almacenamiento del estanque y el espesor de la termoclina, para diferentes porosidades del medio sólido de relleno. El estudio llevado a cabo en [19] entrega una expresión para dicho espesor (ecuación 3.23), para ello es necesario hacer uso del concepto de temperaturas críticas, esto es, temperaturas bajo o sobre las cuales, el rendimiento sufre una notable baja, esto dado que no entregan la energía requerida para transformar el agua en el vapor sobrecalentado necesario para la turbina de vapor del ciclo de Rankine de la central. Para nuestro caso, estas temperaturas corresponden a $T_{crit,c} = 567,15 \text{ [K]}$ y $T_{crit,h} = 664,05 \text{ [K]}$, que representan las temperaturas críticas inferior y superior, respectivamente, y se evalúa la altura del estanque en dichas temperaturas, según la condición de temperatura para cada caso.

$$L_{th} = \begin{cases} H(T_{crit,h}) - H(T_{crit,c}), & (T_{s,in} \leq T_{crit,c}) \text{ y } (T_{s,out} \geq T_{crit,h}) \\ H(T_{crit,h}), & (T_{s,in} > T_{crit,c}) \\ H - H(T_{crit,c}), & (T_{s,out} < T_{crit,h}) \end{cases} \quad (3.23)$$

donde L_{th} : espesor de termoclina [m].

H : altura del estanque [m].

$T_{s,in}$: temperatura del medio sólido en la entrada de fluido en el estanque [K].

$T_{s,out}$: temperatura del medio sólido en la salida de fluido en el estanque [K].

Es importante notar que la altura del estanque es evaluada en los puntos donde se alcanzan la temperaturas críticas inferior o superior, según corresponda, en el tiempo de carga o descarga seleccionado, según la condición que involucra a la temperatura del medio sólido a la salida del estanque. Para esta memoria, se estima la termoclina sólo para el proceso de descarga, en espacios de tiempo de 1 [h] (sección 4.4).

3.6 Validación del modelo

Una vez construido el modelo en Comsol, incluyendo geometría, condiciones iniciales y de borde, es necesario verificar que la simulación tiene respaldo, esto es, que los resultados sean una aproximación fidedigna de la realidad. Este proceso de verificación se divide principalmente en dos pasos: verificación experimental y verificación de malla. En el primer caso, se valida el algoritmo (ecuaciones, método numérico) comparando con datos reales provenientes de un experimento o una planta real en operación, esto permite asegurar que las ecuaciones y el resolvidor efectivamente modelan los fenómenos que ocurren en el interior del estanque en operación. La segunda validación, corresponde a encontrar la malla adecuada que certifique independencia de los resultados, esto es, que los resultados sean correctos con el tamaño de malla establecido.

3.6.1 Validación experimental

En este paso, se hace uso del estudio desarrollado por Pacheco et al [20], basado en una planta piloto de 2,3 MWh en el Laboratorio Sandia, año 2001, con un sistema de estanque de acumulación termoclina con sales fundidas. El estanque tiene dimensiones de 5,9 metros de altura y 1,5 metros de radio. El estanque contiene como relleno roca cuarcita, un proceso de carga y descarga de 3 horas, y las mismas condiciones de operación que el modelo de este estudio (temperaturas, velocidad).

Para la modelación del estanque piloto de Sandia, se obtuvo una convergencia de malla (procedimiento explicado en la sección 3.6.2) de elementos triangulares de 766 elementos.

Tabla 3.5: Parámetros de operación de estanque piloto (Fuente: [17]).

PARÁMETROS	ESTANQUE PILOTO DE LABORATORIO SANDIA
Energía [MWh]	2,3
Fluido de trabajo	Sal Solar
Material sólido de relleno	Roca cuarcita y sal
Tiempo de descarga [h]	3
Altura de estanque [m]	6,1
Diámetro de estanque [m]	3
Volumen [m ³]	42
Porosidad	0,22
Diámetro partículas [m]	0,0191
Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]	5,46
T _h [K]	669,05
T _c [K]	562,15

En la tabla 3.5 es evidente que las condiciones de operación del estanque piloto son similares al estanque de este estudio, los cambios son principalmente las dimensiones y el tiempo de operación.

Se grafican las curvas de temperatura en el eje del estanque para cuatro distintos tiempos de operación de descarga en la figura 3.8 entregados por la simulación, mediante curvas sólidas de color. Se extraen los resultados experimentales entregados en [20] y se grafican en el mismo gráfico mediante asteriscos.

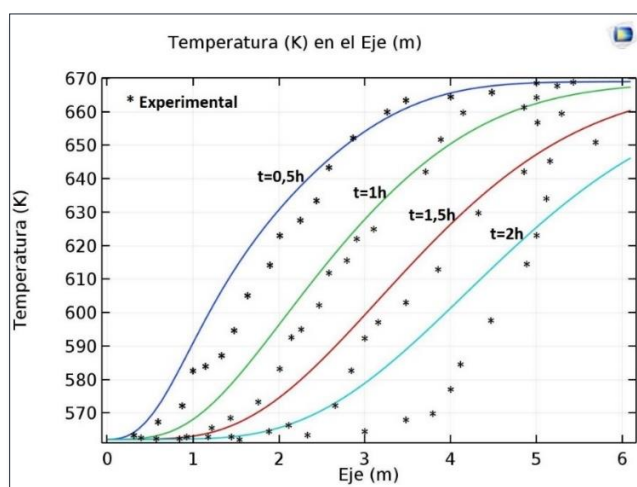


Figura 3.9: Gráfico de curvas de temperaturas en el eje del estanque, para cuatro tiempos distintos en el proceso de descarga. Las curvas sólidas de colores corresponden al modelo computacional, mientras que los puntos asteriscos al estanque piloto experimental.

En primera instancia, se observa que las curvas de temperatura describen la termoclina que se forma en el estanque, el gradiente de temperatura en la altura del estanque. Las curvas del modelo computacional (líneas sólidas de colores) y las curvas del estanque piloto experimental (asteriscos) calzan relativamente bien para los tiempos indicados. Las variaciones que se presentan se deben a inexactitudes en la medición de los resultados experimentales, que pueden deberse a las condiciones reales de operación o los instrumentos de medición empleados.

Estadísticos más apropiados que valoricen los resultados obtenidos, se observan en la tabla 3.6, que se calculan según las siguientes fórmulas:

$$Error\ promedio = \frac{abs(T_{exp}-T)}{n} \quad (4.4)$$

$$Error\ máximo = max\left(abs(T_{exp} - T)\right) \quad (4.5)$$

$$rMSE = \frac{1}{n} \sum \left(\frac{(T_{exp}-T)}{T_{exp}}\right)^2 \quad (4.6)$$

donde T_{exp} : datos de temperatura del experimento [K].

T : datos de temperatura de modelo computacional [K].

n : número de datos totales comparables.

Tabla 3.6: Errores promedios entre temperatura experimental y temperatura del modelo computacional general para cada tiempo.

Tiempo [h]	Error promedio [K]	Error máximo [K]	Error Cuadrático Medio Relativo (rMSE)
0,5	5,9	16	0,0001819
1	5,6	15	0,0001416
1,5	6,4	17	0,0001754
2	9,3	25	0,00049002

Dado que en la figura 3.8 hay cuatro curvas, se obtienen los errores para cada curva (tabla 3.6) y luego se promedian para tener valores representativos de todo el estudio.

Tabla 3.7: Errores promedios entre temperatura experimental y temperatura del modelo computacional general.

Error promedio [K]	Error máximo [K]	Error Cuadrático Medio Relativo (rMSE)
6,8	18,2	0,00024723

En base a los resultados expresado en la tabla 3.7, se observa que el valor error cuadrático medio relativo es suficientemente pequeño para argumentar que el modelo

computacional se ajusta de forma satisfactoria a los datos experimentales. El error promedio y máximo presentan un valor un tanto elevado, pero esto se asocia, según [17], a que los datos experimentales corresponden a un estanque abierto al ambiente, con paredes de acero al carbono y material compuesto, por lo tanto, existe una pérdida extra asociada, a diferencia del modelo computacional que es modelado como un sistema adiabático, sin pérdidas al ambiente. Además, se deben considerar los errores de medición asociados a la extracción de datos en el estanque real. En base a lo anterior, se concluye que el modelo computacional representa una buena aproximación del modelo experimental, con lo que se validan las ecuaciones establecidas y método numérico.

3.6.2 Validación de malla

Una vez validado experimentalmente el modelo fisicomatemático, es necesario encontrar la independencia de malla para el modelo diseñado en este trabajo. Para ello, se requiere de un parámetro relevante a ser medido en el modelo, de modo que, al ir refinando la malla, dicho parámetro converja a un valor fijo. El parámetro seleccionado es la temperatura del fluido a la salida del estanque, al final del proceso de descarga, o sea, a las 12 horas de simulación. Se comienza con la malla automática que entrega por defecto Comsol, correspondiente a una malla gruesa de elementos triangulares, con un total de 92 elementos. La malla se refina sucesivamente, refinando en particular los bordes superior e inferior, donde se va aumentando la cantidad de nodos, y la pared. La malla se va cambiando de gruesa a fina. Los resultados se representan en la siguiente tabla y figura.

Tabla 3.7: Resultados de convergencia de malla.

NÚMERO DE ELEMENTOS	92	3.194	3.804	4.807	5.883	6.431
TEMPERATURA [K]	604,08	604,54	604,58	603,57	603,08	603,07

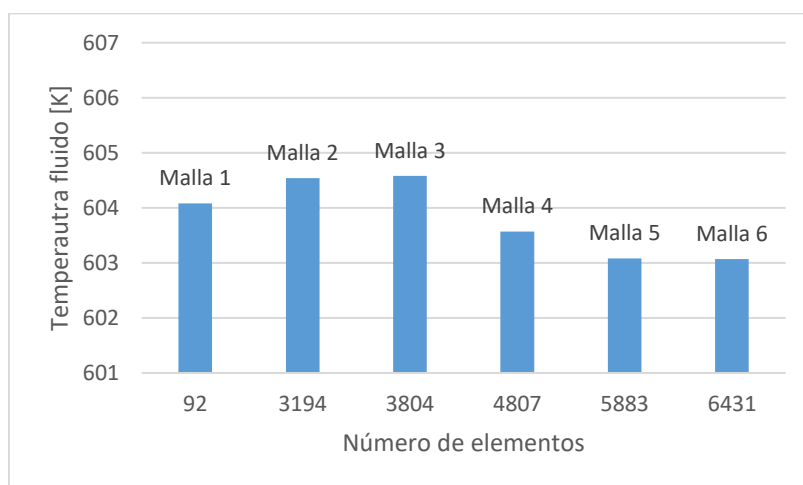


Figura 3.10: Gráfico de convergencia de malla en cinco pasos sucesivos.

La figura 3.10 representa el número de elementos vs la temperatura del fluido [K] a la salida del estanque, en 12 horas de simulación. Se observa que a partir de la Malla 3 (3.804 elementos), converge al valor de temperatura (604,58 K), y en la Malla 5 (5.883 elementos), la temperatura se encuentra a 603,08 K, o sea, aumentando la cantidad de elementos en un 154,7% de la Malla 3 a las Malla 5, el parámetro apenas varía en un 0,25%, mientras que la Malla 6 (6.431 elementos) representa un valor de temperatura de 603,07 K, por lo tanto, se asegura convergencia de malla.

La malla seleccionada para la simulación es la Malla 5, que consiste en una malla de elementos triangulares, fina, con 180 nodos en cada borde (tanto superior e inferior como pared), tamaño mínimo de elemento de 0,0075 [m], y máximo de 0,54 [m].

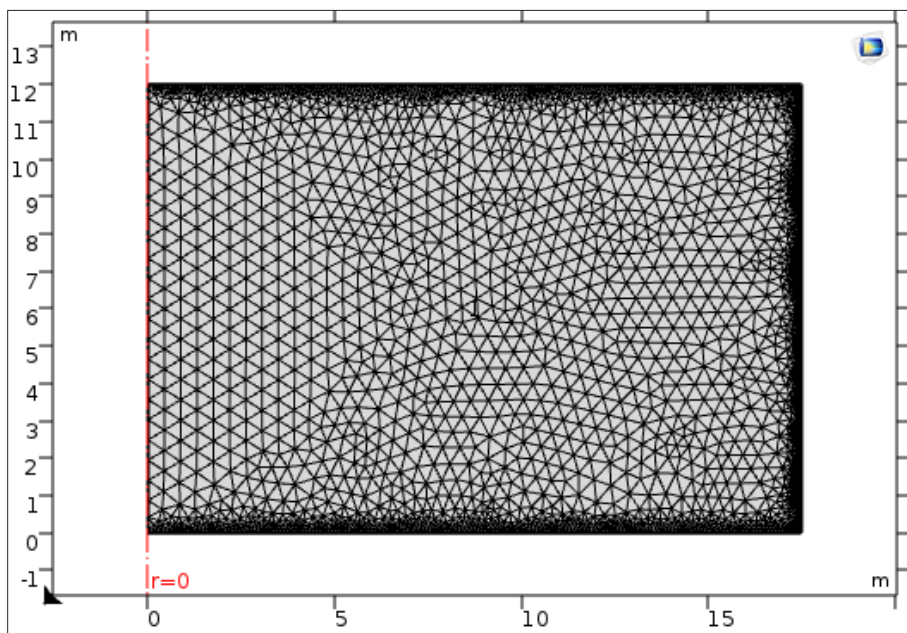


Figura 3.11: Malla final para simulación del estanque.

Capítulo 4: Resultados

4.1 Evolución de la termoclina

A continuación, se muestra la evolución de la termoclina a lo largo del eje del estanque, para distintos tiempos, en los procesos de carga y descarga, para un estanque aislado térmicamente (adiabático). El tiempo de carga y descarga es de 6 horas respectivamente, donde la descarga comienza inmediatamente después del proceso de carga, en una sola simulación, y los tiempos medidos son con un paso de 2 horas.

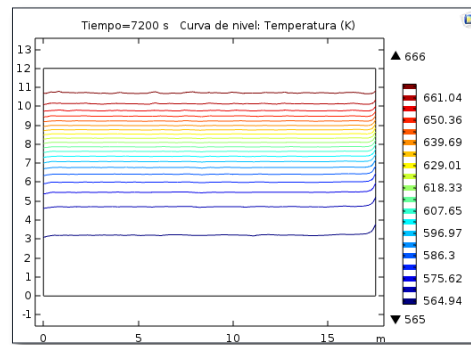
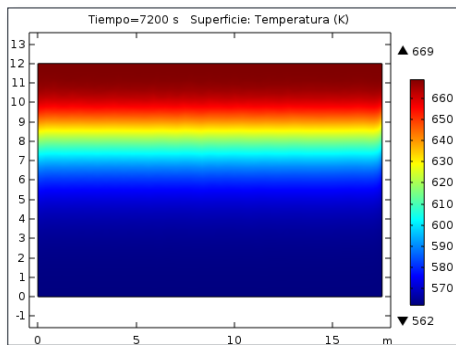
El gráfico de la izquierda representa la evolución gráfica del gradiente de temperatura axisimétrico (donde la arista izquierda representa el eje de simetría), y la barra de color derecha representa la temperatura (desde el rango mínimo hasta el máximo), el eje vertical representa la altura del estanque, y el eje horizontal el radio del estanque.

El gráfico de la derecha representa las isothermas en los mismos tiempos de carga y descarga, para poder identificar las distintas capas de temperaturas en el fluido, y el avance de la termoclina con mayor claridad. Las condiciones de operación son las representadas en la tabla 3.4, para 12 horas de simulación, donde 6 horas corresponde a la carga, y 6 horas a la descarga.

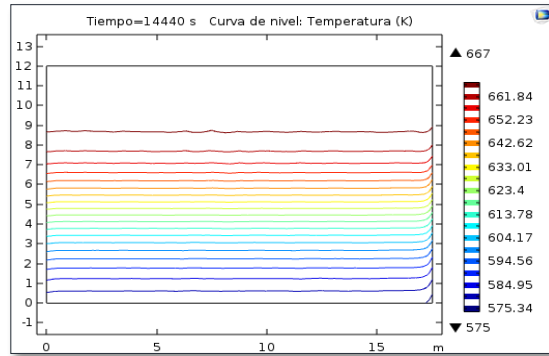
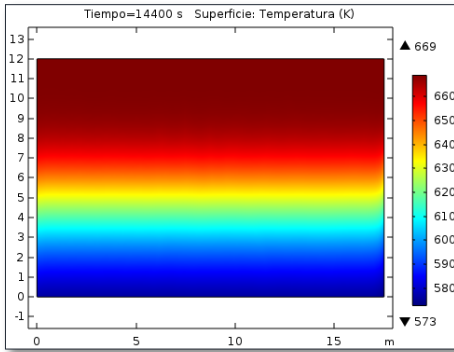
Porosidad 0,1

CARGA:

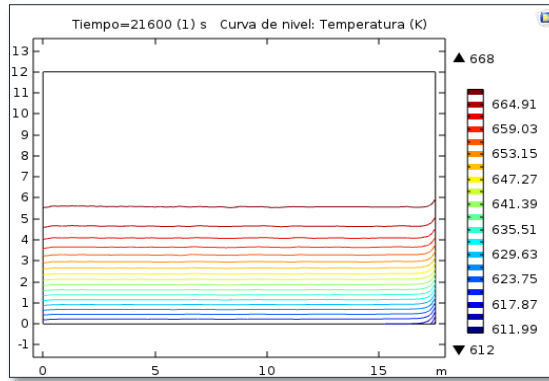
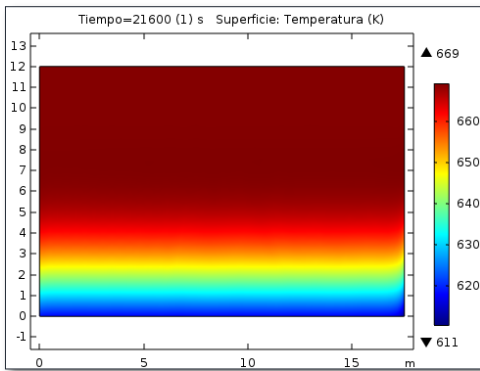
t=2 hrs



t=4 hrs

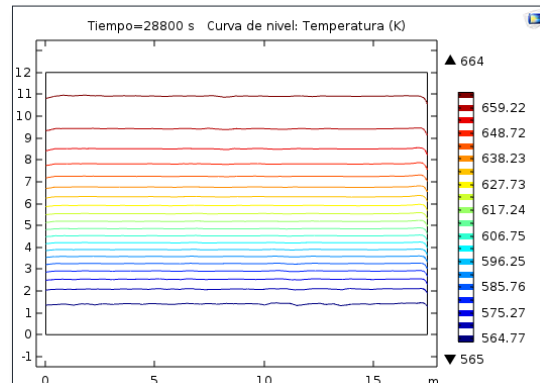
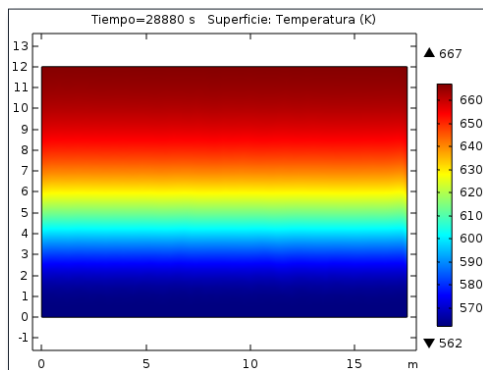


t=6 hrs

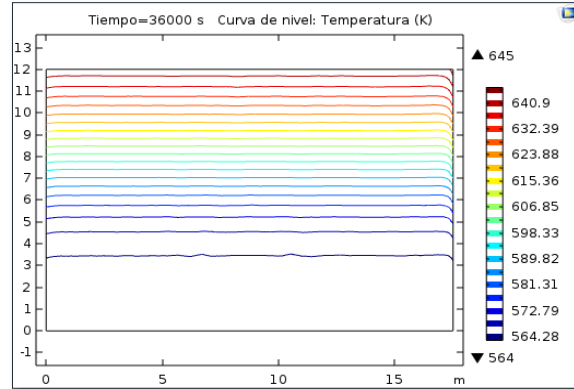
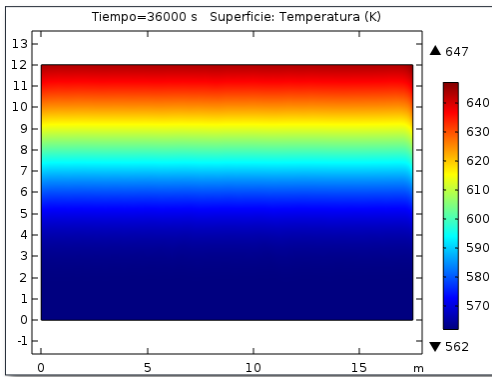


DESCARGA:

t=2 hrs



t=4 hrs



t=6 hrs

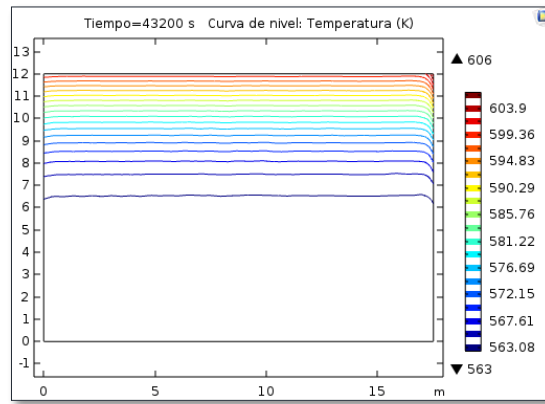
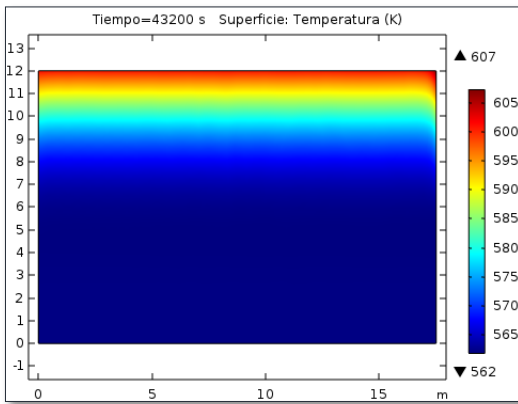
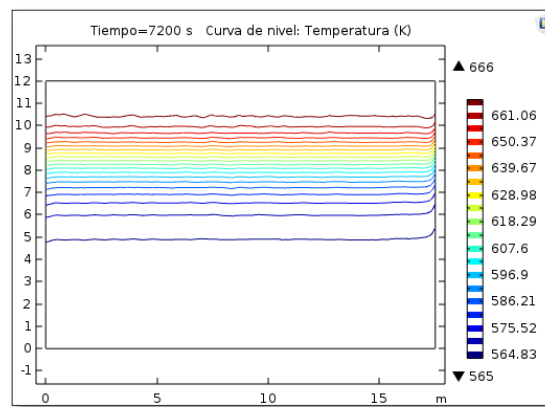
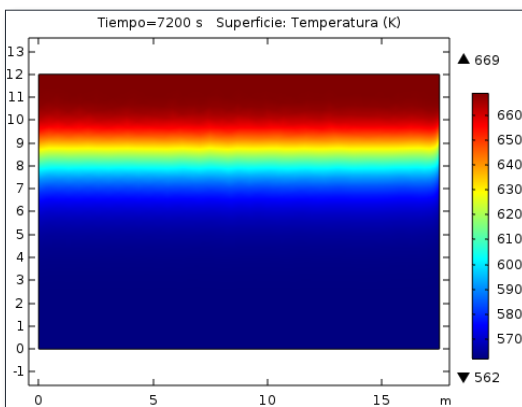


Figura 4.1: Procesos de carga y descarga para una porosidad 0,1.

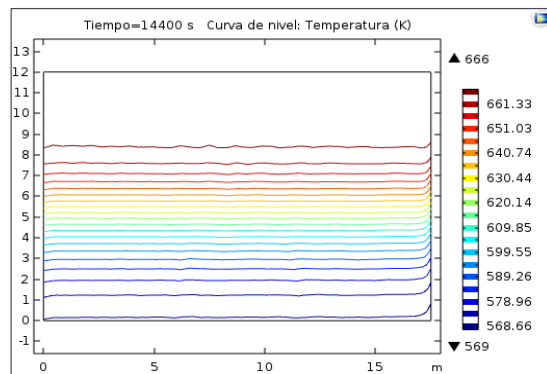
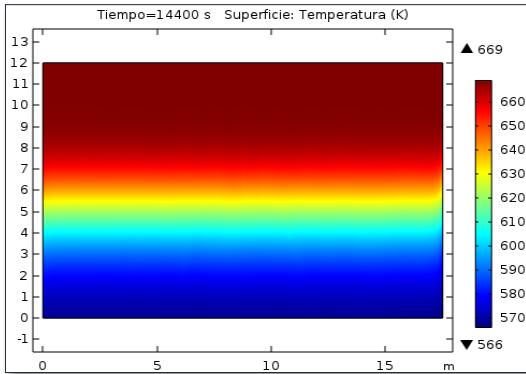
Porosidad 0,4

CARGA:

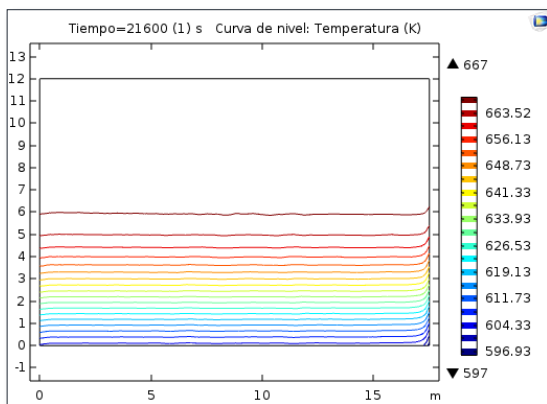
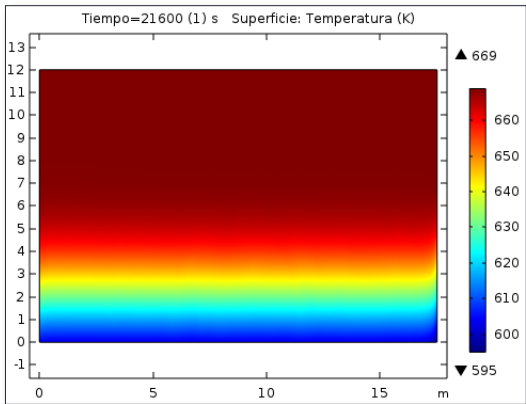
t=2 hrs



t=4 hrs

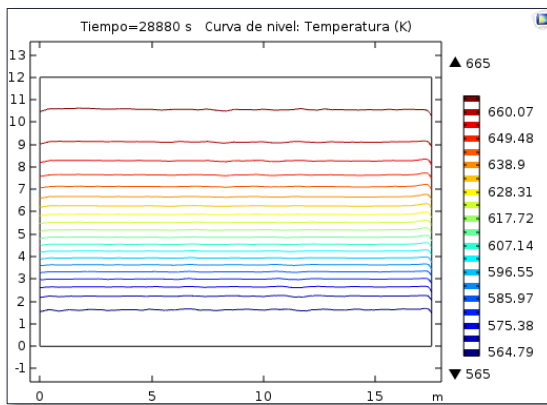
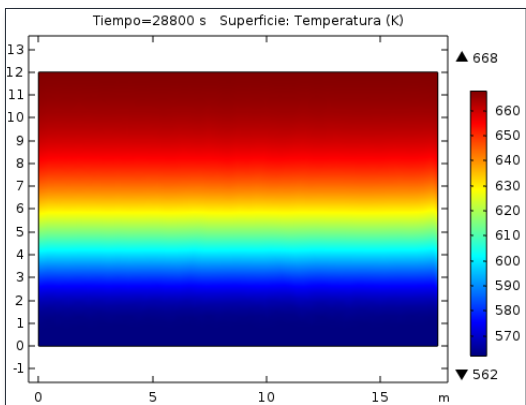


t=6 hrs

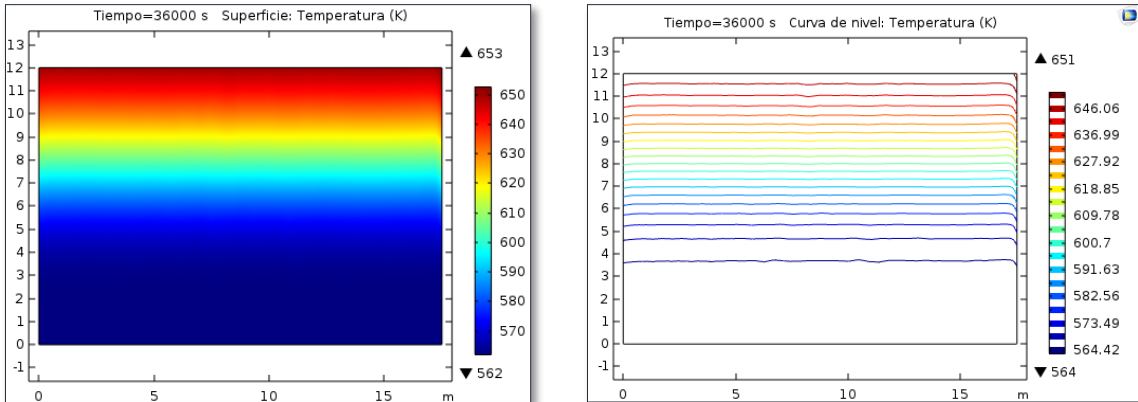


DESCARGA:

t=2 hrs



t=4 hrs



t=6 hrs

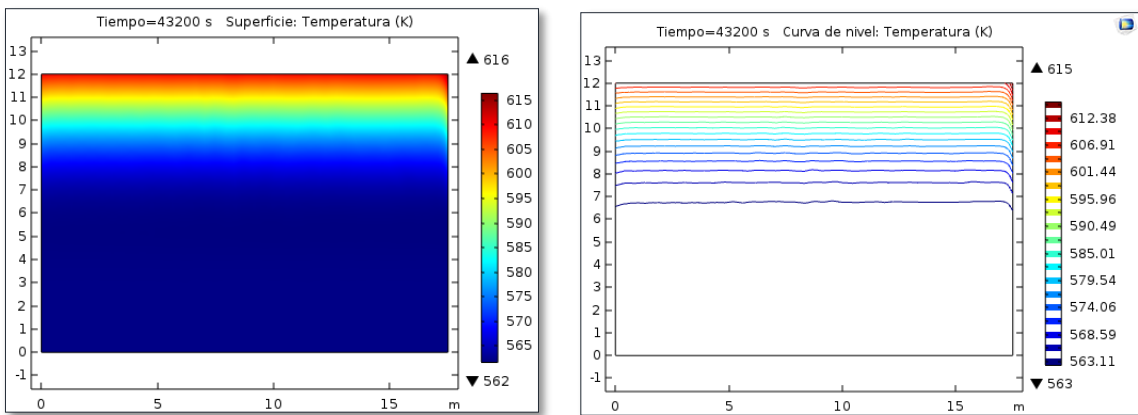
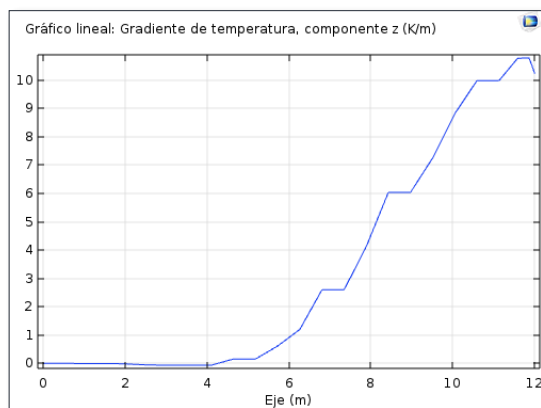
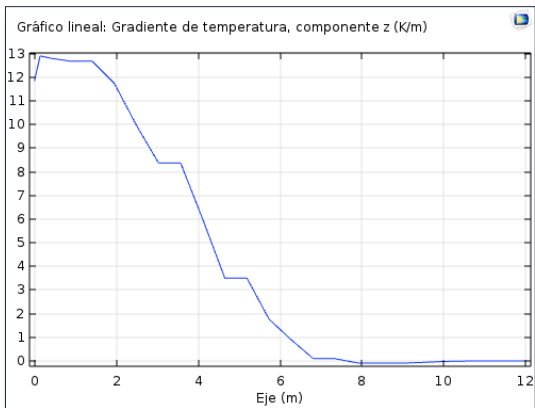


Figura 4.2: Procesos de carga y descarga para una porosidad 0,2.

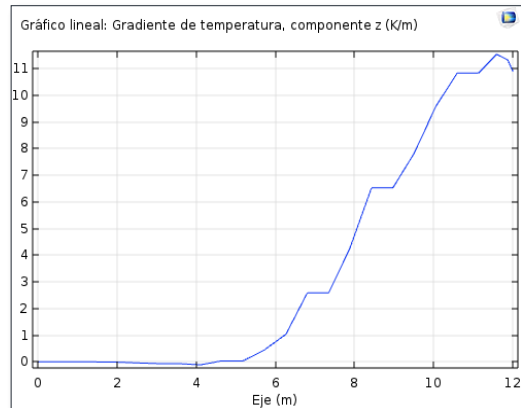
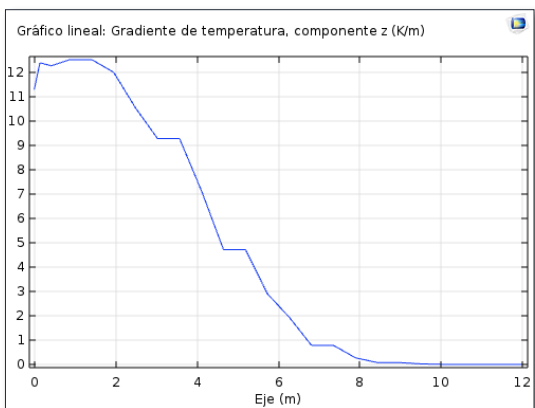
4.2 Gradiente de temperatura en el eje

Para conocer la influencia del **gradiente** de temperatura del fluido en el eje vertical z del estanque, se procede a graficar dT/dz [K/m] vs eje vertical z [m], para los tiempos finales de carga y descarga. El gráfico de la izquierda representa el final del proceso de carga (6 horas) y el gráfico a la derecha el final del proceso de descarga (12 horas):

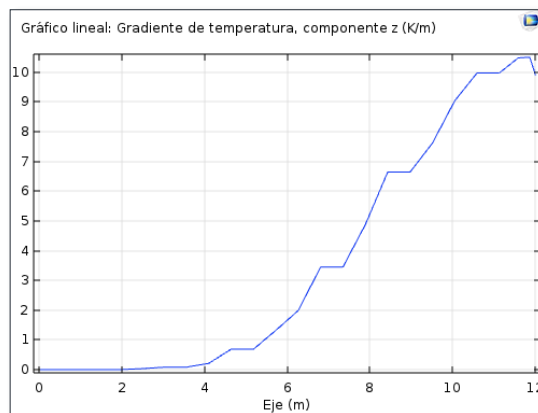
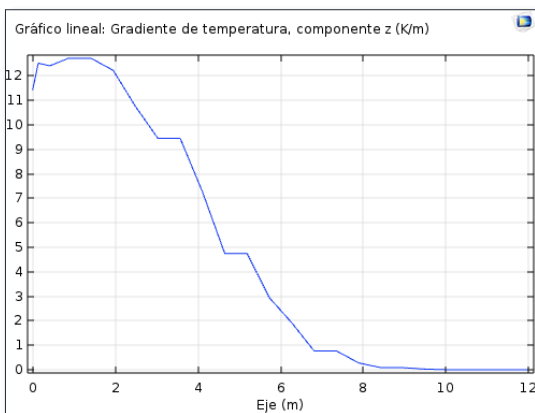
Porosidad 0,1



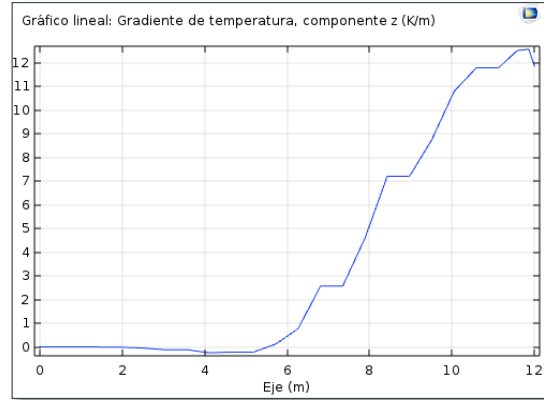
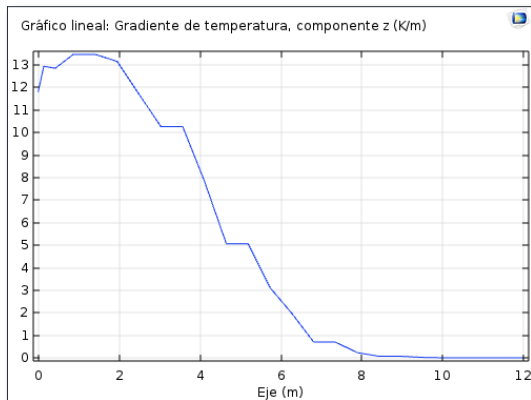
Porosidad 0,2



Porosidad 0,22



Porosidad 0,3



Porosidad 0,4

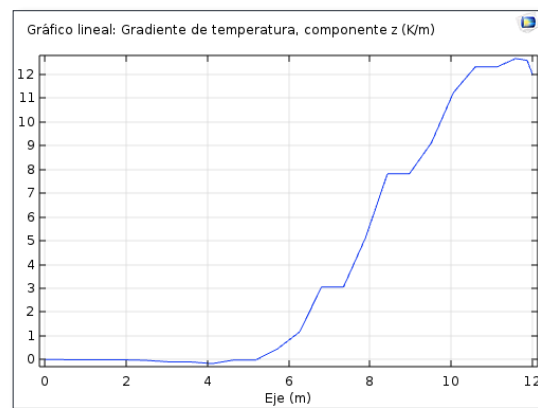
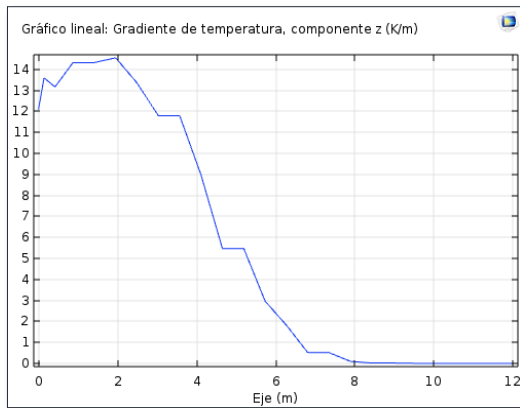


Figura 4.3: Gradiente de temperatura del fluido en eje vertical z para distintas porosidades, en los tiempos de carga y descarga.

4.3 Evolución del rendimiento y coeficiente intersticial

A continuación, se anexa el gráfico de la variación del rendimiento basado en la ecuación 3.9 (que se mide como la energía extraída en las 6 horas del proceso de descarga) del estanque en relación con la porosidad del medio, donde se aprecia que, al aumentar la porosidad, aumenta el coeficiente de transferencia por convección intersticial entre el material de relleno y el fluido de trabajo, con lo cual aumenta el rendimiento del sistema.

La energía térmica total que es capaz de almacenar el sistema se calcula en base a las condiciones de operación de la planta, y se estima según la ecuación 3.4, y para el estanque termoclina de este estudio entrega un valor igual a:

$$Q_T = 2734148,68 [MJ]$$

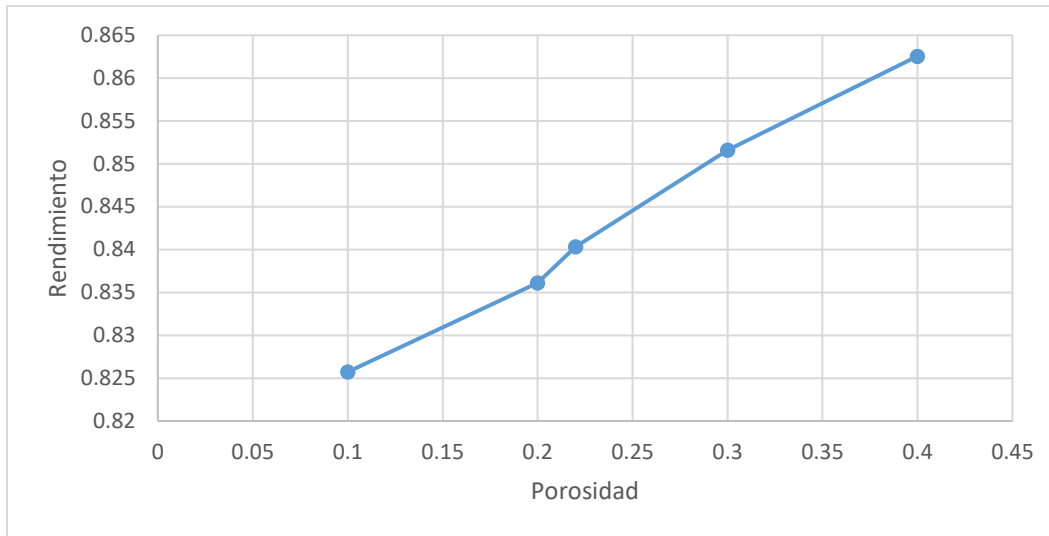


Figura 4.4: Gráfico de rendimiento vs porosidad para el estanque termoclina.

La variación del coeficiente de transferencia de calor por convección intersticial es uno de los principales responsables en los valores de rendimiento de la figura 4.4, cuyos valores varían desde un rendimiento de un 82,6% para una porosidad de 0,1; hasta un 86,2% para una porosidad de 0,4. Para comprender su influencia con respecto a la porosidad, se grafica su valor en la figura 4.5. Aunque el rendimiento varía con la porosidad, hay otros factores que afectan la porosidad realizable, motivo por el cual se toma el rango de porosidad más utilizado en la industria.

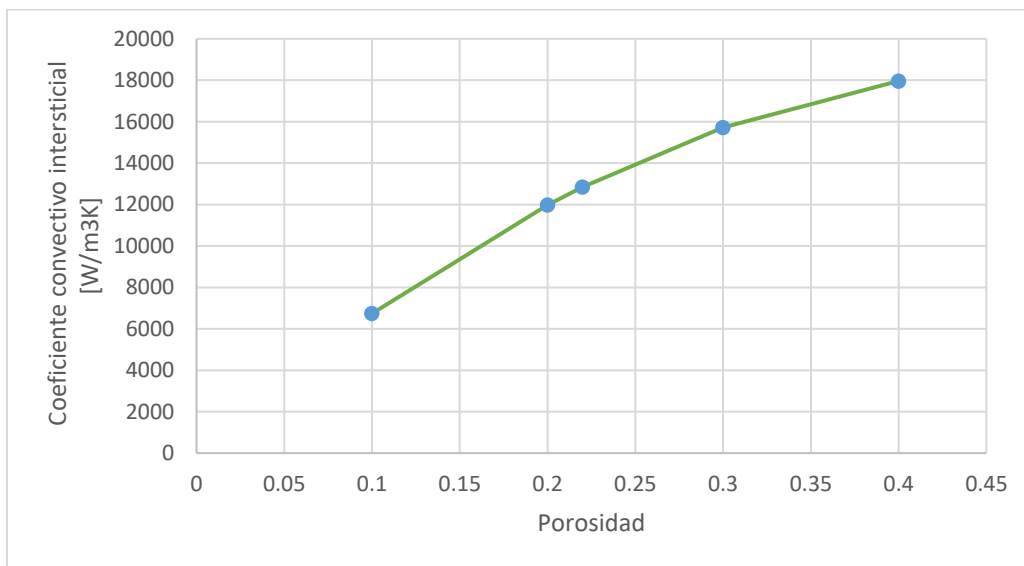


Figura 4.5: Gráfico de coeficiente convectivo intersticial vs porosidad para el estanque termoclina.

4.4 Evolución de espesor de termoclina

El espesor de la termoclina es estimado en base a la ecuación 3.23, para todas las porosidades estudiadas, donde los parámetros de temperaturas evaluados en las temperaturas críticas se obtienen de los gráficos adjuntos en el anexo B.

En base a la ecuación anterior, se tiene el tamaño del espesor de la termoclina (L_{th}) para todas las porosidades en el proceso de descarga.

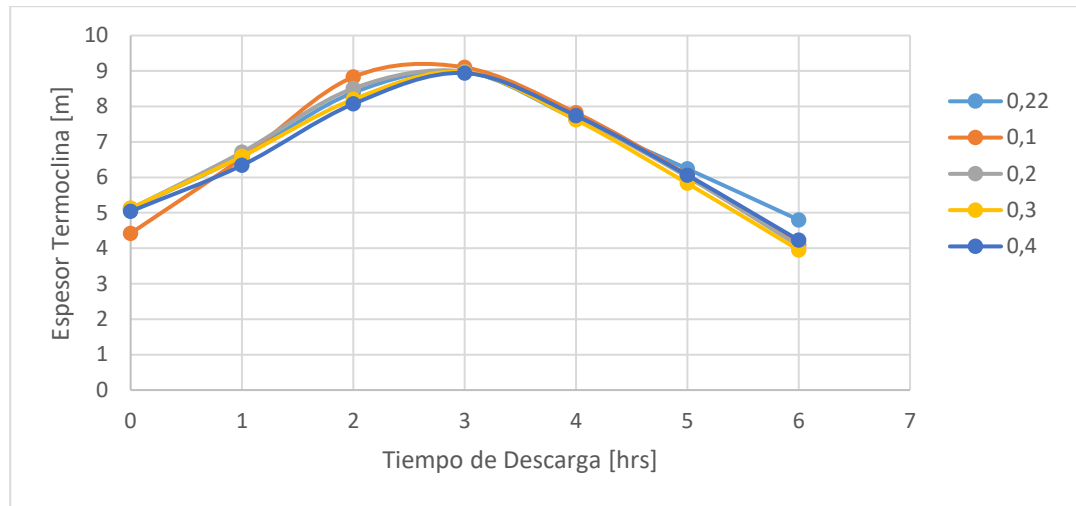


Figura 4.6: Espesor de termoclina en metros para distintas porosidades durante el tiempo de descarga.

Debido a la poca variación entre los espesores (relacionado directamente con la poca variación de h_v [19]), se tabulan los mayores espesores alcanzados para cada porosidad, en la tabla 4.1, que entregan más información sobre la influencia de este parámetro:

Tabla 4.1: Máximos espesores de la termoclina para distintas porosidades, en el proceso de descarga.

POROSIDAD	0,1	0,2	0,22	0,3	0,4
MÁXIMO ESPESOR DE TERMOCLINA [M]	9,1	8,98	8,98	8,97	8,94

Se aprecia que la diferencia entre los máximos espesores de la termoclina no es mucho, siendo la diferencia entre el espesor de porosidad 0,1 a 0,4; de apenas un 1,8%. Estos valores se alcanzan aproximadamente en la mitad del proceso de descarga. La tabla completa con los espesores de las termoclinas se puede encontrar en el Anexo C.

4.5 Irreversibilidades

Dado que se considera un sistema adiabático, sin pérdida de calor por las paredes (con condición de no deslizamiento), el rendimiento permite obtener las pérdidas de energía en el estanque, pérdidas que se asocian a las irreversibilidades que ocurren en los procesos de carga y descarga, respectivamente. Esta información se resume en la siguiente tabla:

Tabla 4.2: Resultados obtenidos para distintas porosidades.

POROSIDAD	0,1	0,2	0,22	0,3	0,4
PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL ALMACENAMIENTO POR IRREVERSIBILIDADES [MJ]	476501,7	448063,5	436577	405760,5	375791
DIFERENCIA DE TEMPERATURAS PROMEDIO ENTRE SÓLIDO Y FLUIDO [K]	5,3	2,7	2,6	1,9	1,6

Las irreversibilidades se deben a la entropía generada que es caracterizada según las tasas de generación de entropía establecidas en las ecuaciones 2.25 y 2.26, que dan cuenta sobre los fenómenos causantes de las irreversibilidades tanto en los procesos de carga como descarga. Para obtener en las unidades de entropía [J/K], las ecuaciones son integradas tanto en el tiempo como en el espacio. Estos resultados permiten determinar cuál de los dos fenómenos de generación de entropía es más preponderante, ya sea por difusión de calor en la sal, o bien por transferencia de calor intersticial entre las dos fases. Estos gráficos se construyen para una porosidad de 0,22.

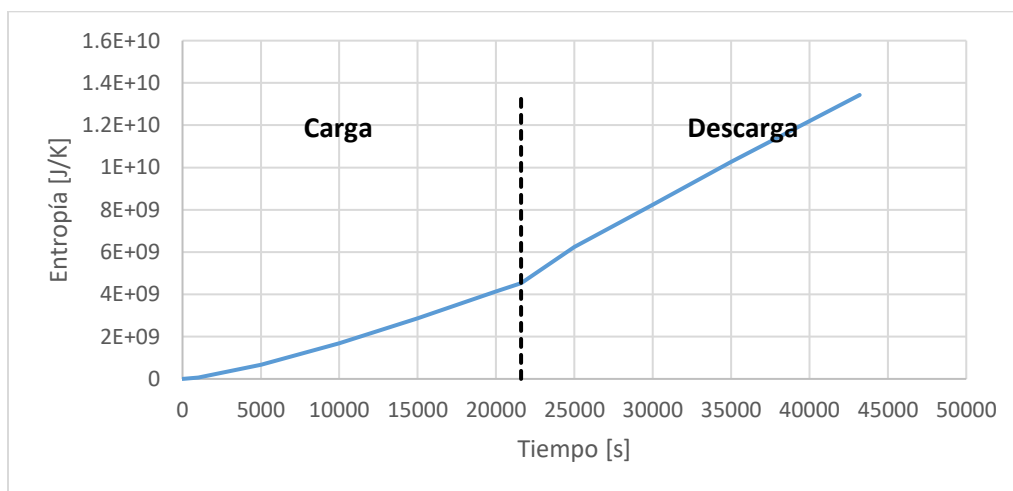


Figura 4.7: Gráfico de generación de entropía por difusión de calor en la sal.

El gráfico de la figura 4.7 corresponde a la entropía generada por difusión de calor en la sal, mientras que el gráfico de la figura 4.8 a la transferencia de calor intersticial.

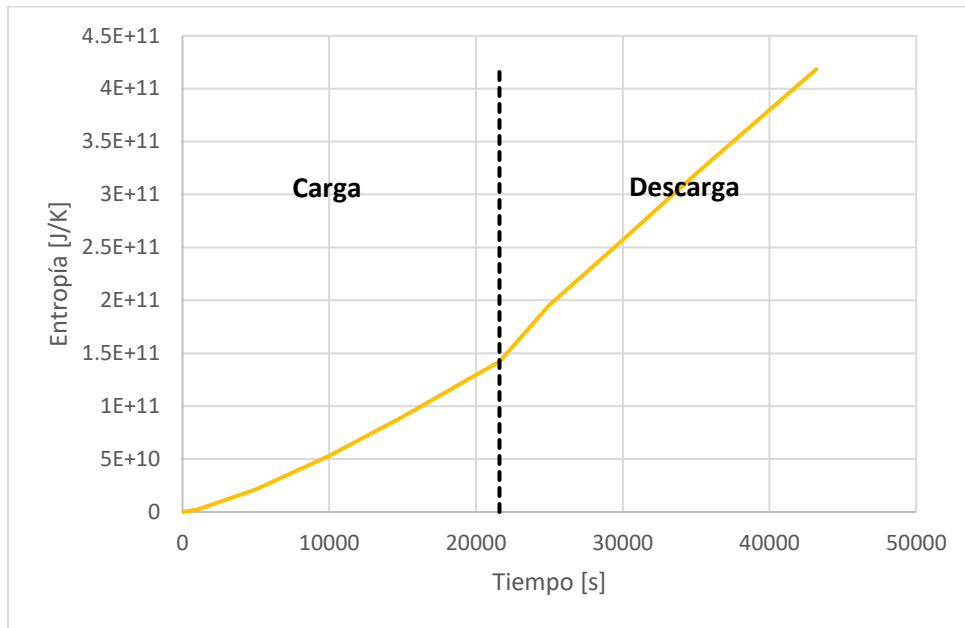


Figura 4.8: Gráfico de generación de entropía por transferencia de calor intersticial entre dos fases.

Finalmente, se suman ambos gráficos para obtener el gráfico de generación de entropía total, que se aprecia en la figura 4.9.

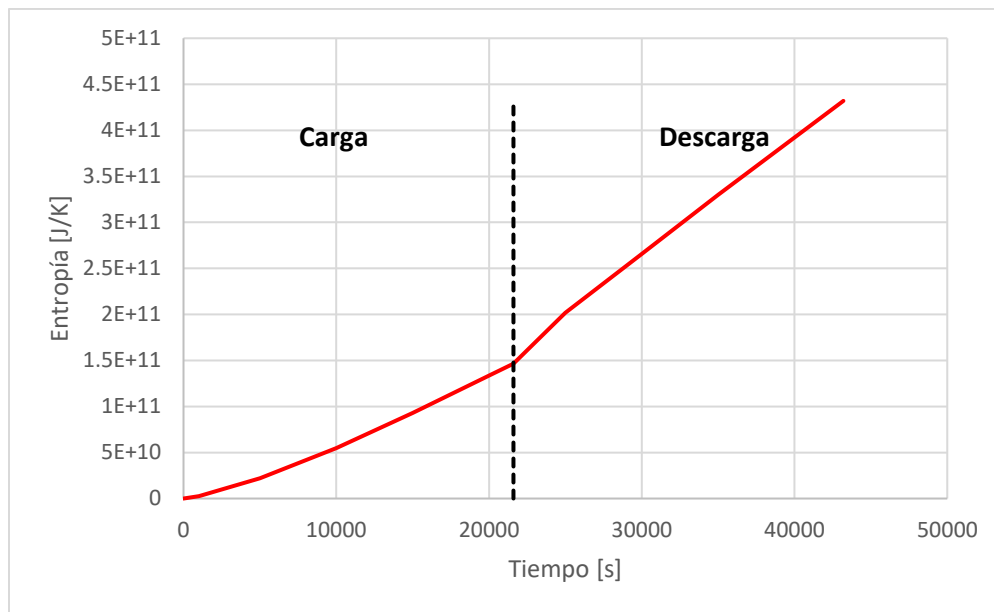


Figura 4.9: Gráfico de generación de entropía total.

Capítulo 5: Discusiones y Consideraciones

El diseño del modelo computacional para un estanque termoclina requirió un extenso estudio del estado del arte, para realizar las configuraciones adecuadas en el software Comsol v5.3. Se añadieron las físicas de “Transferencia de calor en sólidos” y “Transferencia de calor en fluidos” por separado, y no como uno solo (pues el software incluía el módulo “Transferencia de calor en medios porosos”) para estudiar la relación entre las temperaturas del medio sólido y fluido, y ver su impacto en el rendimiento del proceso. Cabe señalar que los resultados con módulos separados son más precisos que para un solo módulo.

Los procesos de carga y descarga se diseñan para 6 horas de simulación respectivamente, para poder representar de forma más acertada los tiempos de carga y descarga de un estanque real. Entre ambos procesos, existe un corto tiempo de descanso donde no ingresa ni sale fluido, pero no se consideró por su poca relevancia en los resultados, y el costo computacional que supone.

La porosidad del medio se configuró en un rango de 0,1 a 0,4 por un tema de factibilidad en la manufactura de la Sal Solar, sin embargo, el estudio puede extenderse a porosidades mayores, donde el rendimiento no sigue necesariamente un crecimiento constante.

La termoclina o gradiente de temperatura que se forma en los procesos de carga y descarga sigue una condición de igual temperatura en la dirección radial, sin embargo, esto no se mantiene en las cercanías de la pared por la condición de no deslizamiento del fluido en la pared.

Uno de los objetivos principales de este trabajo, es determinar la relación entre el espesor de la termoclina y el rendimiento del proceso, sin embargo, las curvas resultaron ser muy parecidas unas con otras para distintas porosidades, esto se relaciona con la variación del coeficiente convectivo intersticial. Si la variación hubiese sido mayor, las curvas hubiesen estado más separadas.

La diferencia de temperatura promedio entre el sólido y el fluido, se obtuvo mediante el software Comsol v5.3, que permite obtener un promedio de la diferencia sobre todo los tiempos, obteniendo dicha diferencia para cada Δt y luego calculando un promedio. El objetivo de obtener un valor promedio para cada porosidad es tener un valor representativo para ilustrar el fenómeno de pérdida de acumulación según porosidad. Las curvas del Anexo B muestran las diferencias de temperatura en el eje del estanque.

En el análisis de generación de entropía, las ecuaciones 2.20 y 2.21 están en unidades de $[J/(s * m^3 * K)]$, motivo por el cual, para obtener la entropía total en cada caso, se integra en el tiempo y en el espacio. Esto es posible gracias a las funciones predefinidas en Comsol v.5.3, que permite múltiples integraciones. El orden de magnitud de la entropía generada, están dentro de lo esperado, según [12].

Capítulo 6: Conclusiones

Según lo obtenido, se concluye lo siguiente:

El rendimiento del estanque aumenta con la porosidad del medio, esto como consecuencia de un aumento del coeficiente convectivo intersticial, que permite una mayor transferencia de calor entre el fluido que ingresa al estanque en el proceso de carga, con el material sólido de relleno. Por lo tanto, en el proceso de descarga, el fluido frío que sube por el estanque extrae mayor energía térmica contenida en el medio sólido.

Las pérdidas por irreversibilidades aumentan a medida que aumenta la porosidad del medio. La mayor pérdida es con la menor porosidad (0,1) y la menor pérdida con la mayor porosidad (0,4) lo que se explica que, al haber mayores espacios libres en el material de relleno, hay una mayor área para la transferencia de calor, por lo cual se puede almacenar y extraer mayor energía almacenada.

Con respecto a la diferencia de temperaturas promedio entre el sólido y el fluido para cada porosidad, destaca el hecho que a medida que aumenta la porosidad, la diferencia de temperaturas disminuye, esto como consecuencia que el calor se trasfiere en mayor cantidad de un medio a otro, lo que permite, en el proceso de descarga, extraer mayor energía térmica del medio poroso.

A partir del gradiente de temperatura vertical versus el eje vertical, se aprecia como a medida que aumenta la porosidad, aumenta el valor máximo del gradiente para el final del proceso de carga (entre 0 y 2 metros de altura del estanque) y para el proceso de descarga (entre 10 y 12 metros). En conclusión, el gradiente es alto donde el fluido que entra empuja al que fluido estaba en el estanque, haciendo que se junten las isoterms.

En base a los cálculos y gráficos que entregan el espesor de la termoclina durante el proceso de descarga para distintas porosidades y los máximos espesores en el proceso de descarga, respectivamente, se concluye que debido a que la variación entre los coeficientes convectivos intersticiales no es superior a un 250% entre la porosidad 0,1 y la porosidad 0,4; las curvas del espesor de termoclina son bastantes ajustadas unas a otras, incluso superponiéndose, lo que significa que, dentro de tal rango, las variaciones son mínimas, lo cual explica el pequeño cambio de rendimiento de una porosidad a otra.

En el proceso de descarga, se observa que entre 2-3 horas, se alcanza el valor más alto para el espesor de termoclina, donde el modelo con la menor porosidad de 0,1 alcanza el mayor espesor de termoclina, mientras que el modelo con mayor porosidad de 0,4 alcanza el menor espesor de termoclina, por lo tanto se concluye que entre 2-3 horas de descarga ocurre una pérdida crítica de energía de almacenamiento, pues luego de las 3 horas de descarga, decae el espesor de la termoclina.

En base a lo anterior, se concluye que a medida que se alcanza mayor espesor de la termoclina, lo cual ocurre a menor porosidad del medio, se pierde mayor capacidad de

almacenamiento. Por lo tanto, una termoclina de espesor más compacta significa mayor rendimiento del estanque, lo que se alcanza a mayores porosidades.

El análisis de generación de entropía concluye de manera categórica que la generación de entropía por transferencia de calor intersticial entre los medios sólidos y fluidos es prácticamente cien veces mayor a la generación de entropía por difusión, siendo entonces la causa principal de irreversibilidades en los procesos tanto de carga como descarga. La tasa de generación de entropía es mayor en la descarga (mayor pendiente de la curva) debido al mayor aumento de la termoclina que se produce a las 3 horas de descarga, donde la termoclina alcanza su mayor espesor y, por lo tanto, mayor generación de entropía por difusión térmica.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] **Jeremy Rifkin**, “La Tercera Revolución Industrial: cómo el poder lateral está transformando la energía, la economía y el mundo”, Paidós, primera edición, (2011).
- [2] **Ministerio de Energía, Gobierno de Chile**, “Energía 2050: política energética de Chile”, volumen N° 1, (2013) 1-138.
- [3] **CNE**, “Reporte Mensual ERNC”, volumen N° 13, (2017) 1-11.
- [4] **Jiménez Estebez, Palma-Behnke, Román Latorre**, “Heat and Dust: the solar energy challenge in Chile”, IEEE energy and power magazine, volumen N° 13 (2015) 71-77.
- [5] **Yang Zhen et. al**, “Design of Molten-Salt Thermocline Tanks for Solar Thermal Energy Storage”, CTRC Research Publications, volume N° 191 (2013) 1-50.
- [6] **Franz Trieb et al.**, “Global Potential of Concentrating Solar Power”, Institute of Technical Thermodynamics, SolarPaces Conference, Berlin (2009) 1-11.
- [7] **Mark Medrano et al.**, “State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2-Case studies”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14 (2010) 56–72.
- [8] **Hans Muller-Steinhagen, Freng and Franz Trieb**, “Concentrating Solar Power: a review of the technology”, Institute of technical thermodynamics, German aerospace center, Germany, (2013), 1-8.
- [9] **Thomas Bauer et al**, “Overview of molten salt storage system and material development for solar thermal power plants”, Institute of technical thermodynamics, German aerospace center, Germany, (2001), 1-8.
- [10] **Carlos Perez-Segarra et al**, “Thermal energy storage in CSP plants. Greater efficiency at lower cost and new concepts”, FuturENERGY, edición de marzo, (2015), 23-26.
- [11] **Scott Flueckiger et al**, “Thermomechanical Simulation of the Solar One Thermocline Storage Tank”, Journal of Solar Energy Engineering, volumen N° 134, (2012), 1-5.
- [12] **Letian Wang et al.**, “Influence of flow distribution on the thermal performances of dual-media thermocline energy storage systems”, Applied Energy, volumen N° 142 (2015), 283-292.
- [13] **Carolina Mira et al.**, “Comparative Analysis Of Single And Dual Media Thermocline Tanks For Thermal Energy Storage In Concentrating Solar Power Plants”, Journal of Solar Energy Engineering, volumen N° 137, (2015) 1-10.

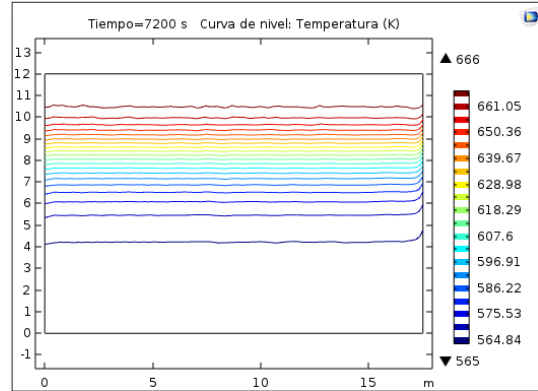
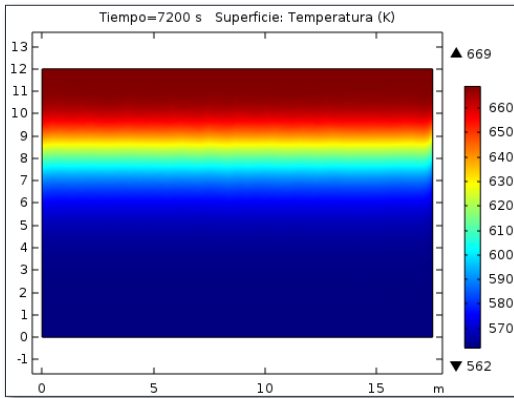
- [14] **Frank P. Incropera, David P. DeWitt**, “Fundamentos de Transferencia de Calor”, cuarta edición, Pearson Educación, (1996).
- [15] **A. Nield Donald, Bejan Adrian**, “Convection in Porous Media”, tercera edición, Springer, (2006).
- [16] **Scott Flueckiger et al**, “Second-Law analysis of Molten-Salt thermal energy storage in thermoclines”, CTREC Research Publications, volumen N° 176, (2012), 1-40.
- [17] **J.F. Hoffmann et al**, “A thermocline thermal energy storage system with filler materials for concentrated solar power plants: Experimental data and numerical model sensitivity to different experimental tank scales”, Applied Thermal Engineering, volumen N° 100, (2016), 753-761.
- [18] **Albert Graells Vilella**, “Analysis of heat storage with a thermocline tank for concentrated solar plants”, Sabanci University, (2014), 1-60.
- [19] **Chao Xu et al**, “Sensitivity analysis of the numerical study on the thermal performance of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system”, Applied Energy, volumen N° 92, (2012), 65-75.
- [20] **Pacheco et al**, “Development of a molten-salt thermocline thermal storage system for parabolic trough plants”. J Solar Energy Eng., volumen N° 124, (2002), 153-159.
- [21] **Kendall E. Atkinson et al**, “Numerical solution of ordinary differential equations”, Wiley, primera edición, (2009).

Anexo A

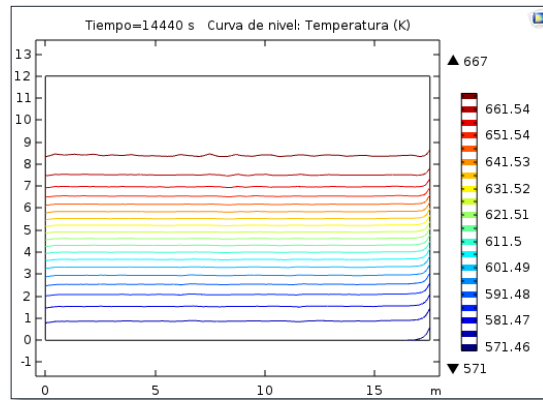
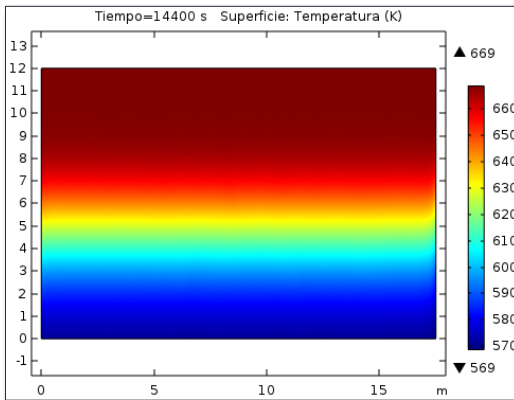
Evolución termoclina en estanque acumulador, para una porosidad igual a 0,22.

CARGA:

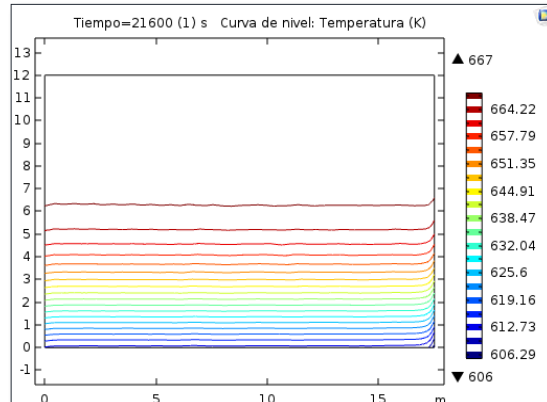
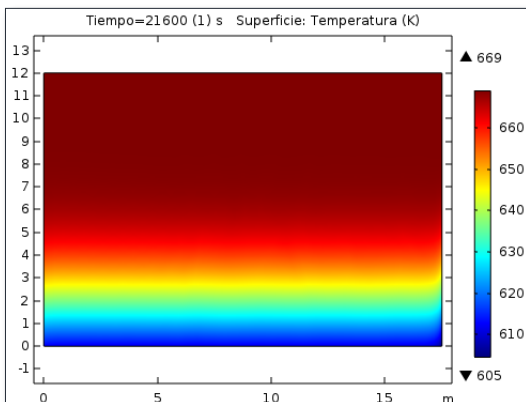
t=2 hrs



t=4 hrs

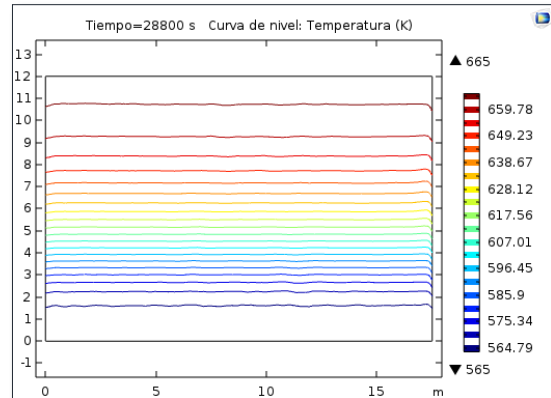
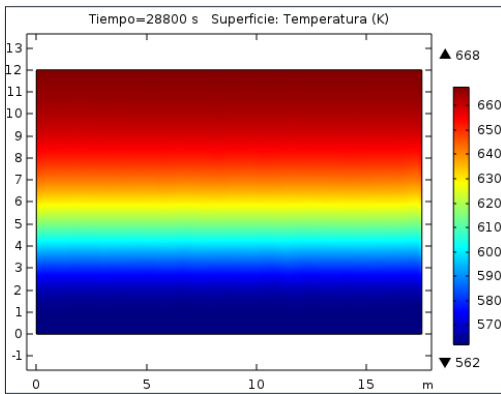


t=6 hrs

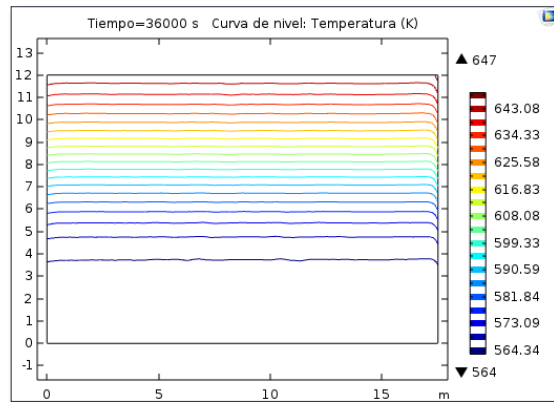
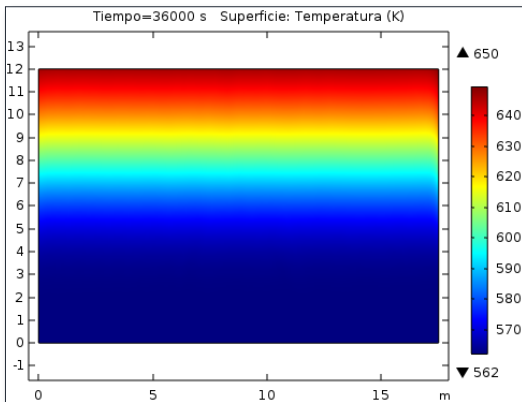


DESCARGA:

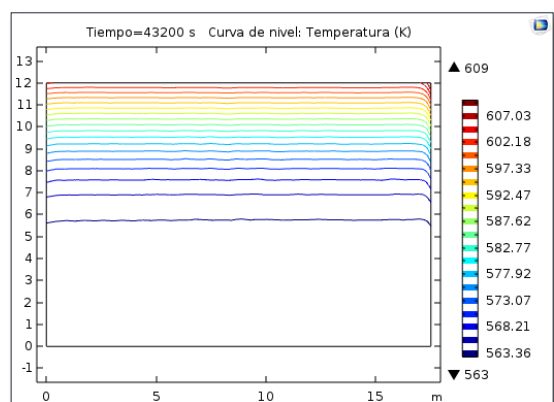
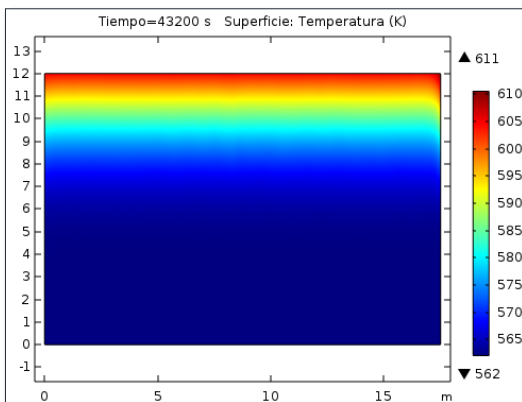
t=2 hrs



t=4 hrs



t=6 hrs

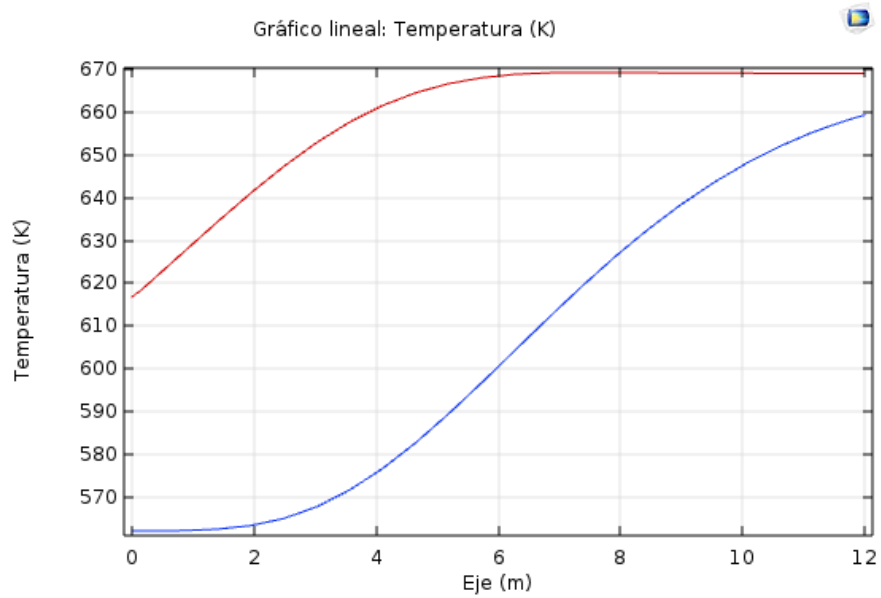


Anexo B

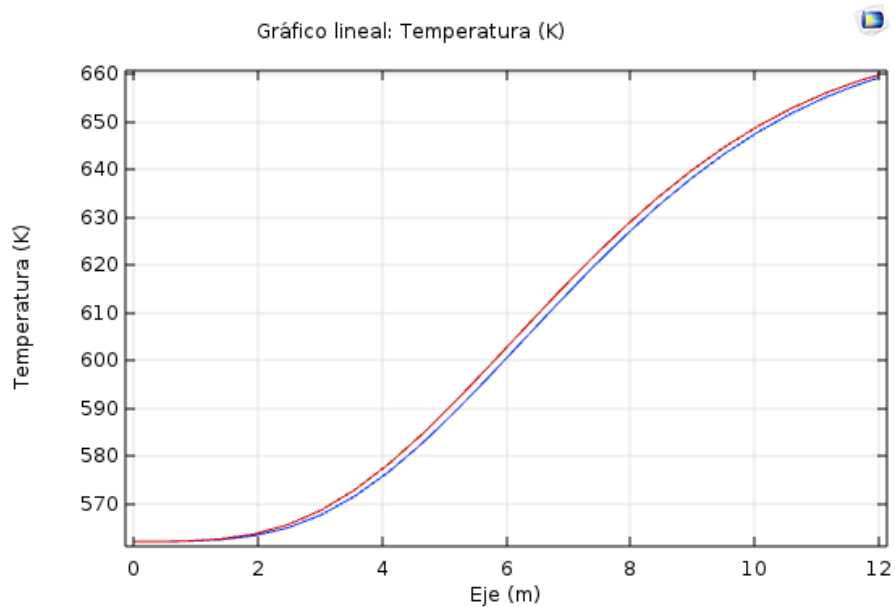
Los gráficos siguientes corresponden a las temperaturas a lo largo del eje del estanque termoclina, para distintos tiempos en el proceso de descarga. Las líneas sólidas azules representan la temperatura del fluido, mientras que la roja la temperatura del sólido.

Porosidad 0,1

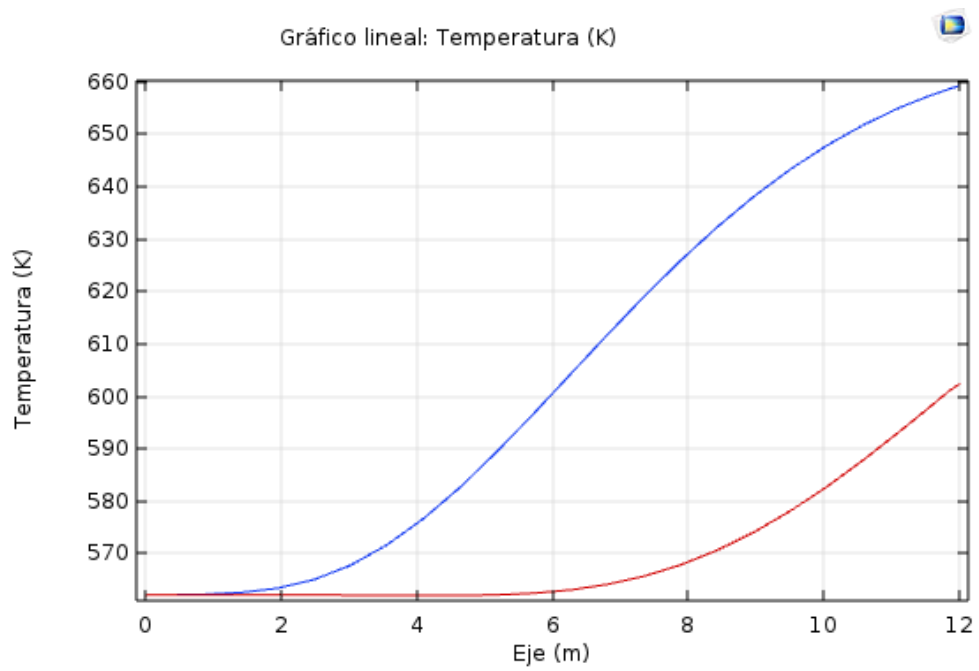
t=0 hrs



t=3 hrs

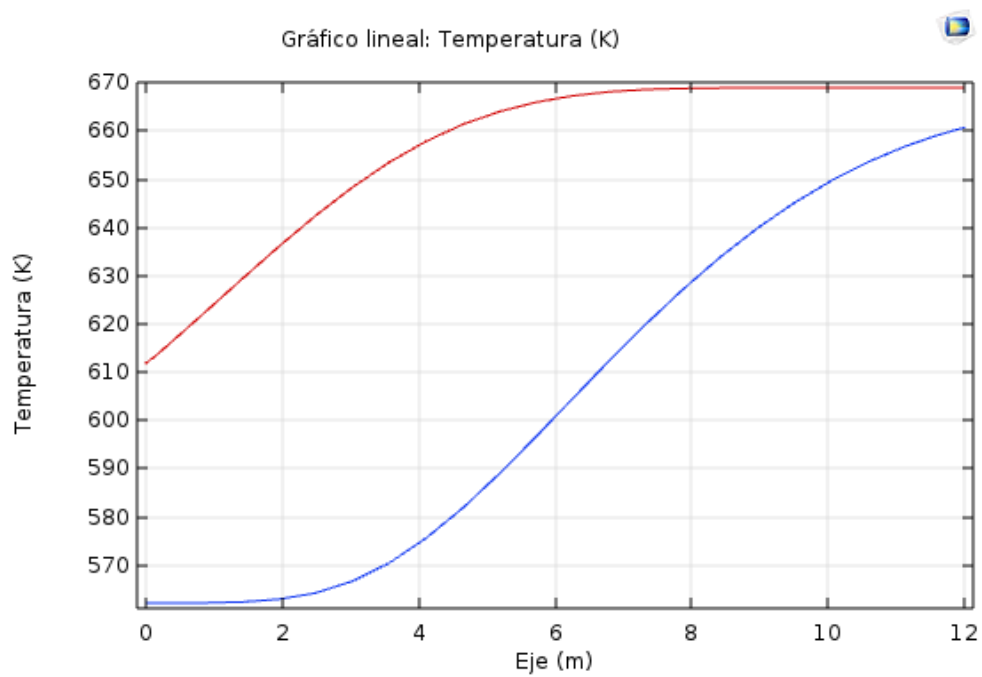


t=6 hrs

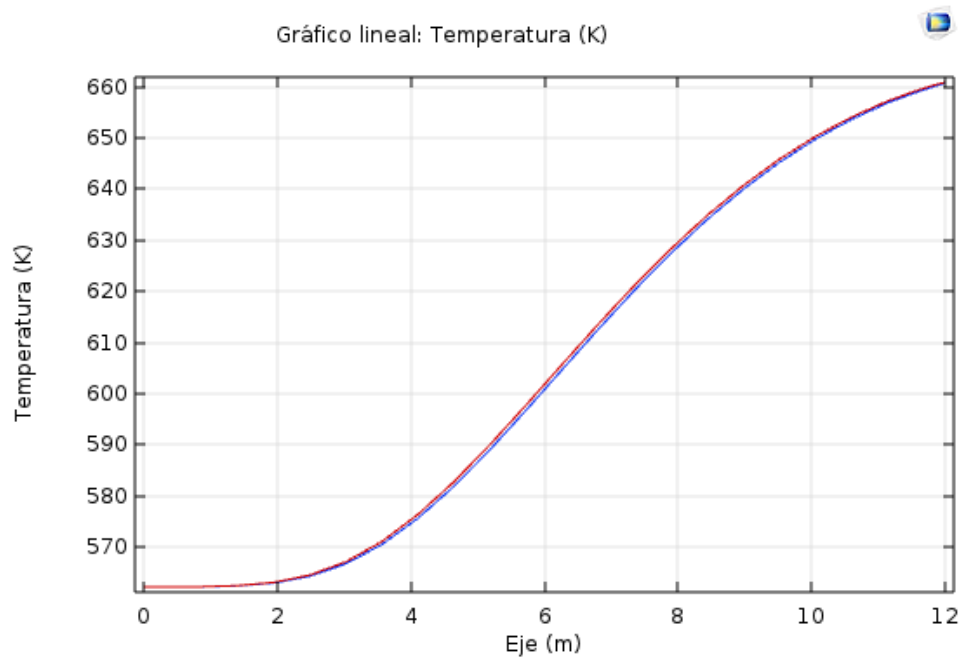


Porosidad 0,22

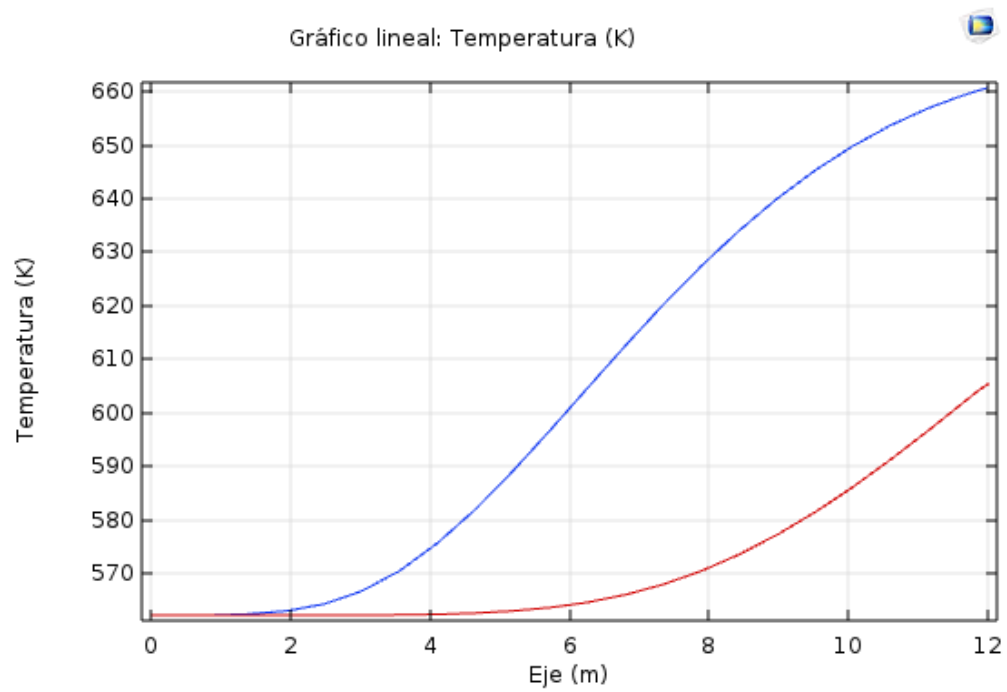
t=0 hrs



t=3 hrs.

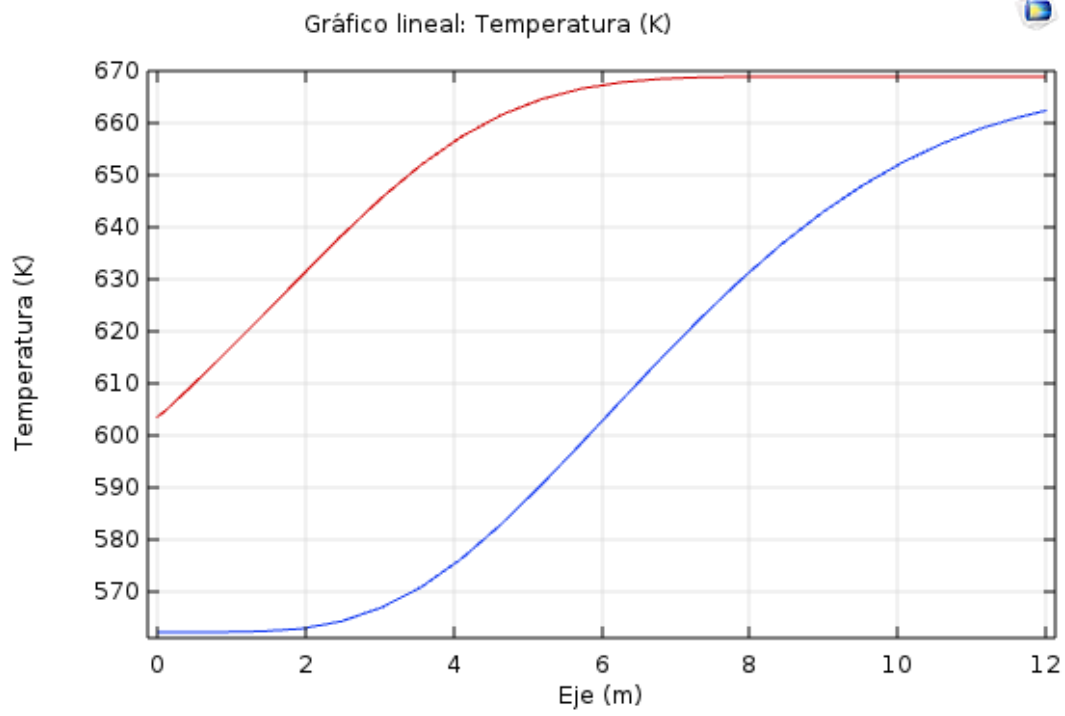


t=6 hrs

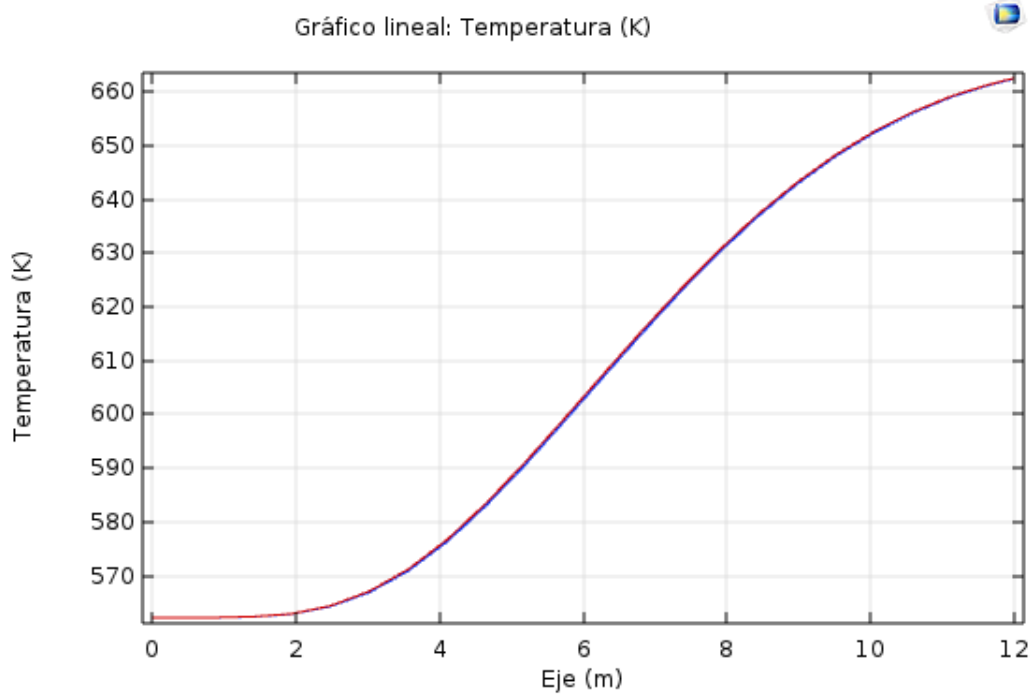


Porosidad 0,4

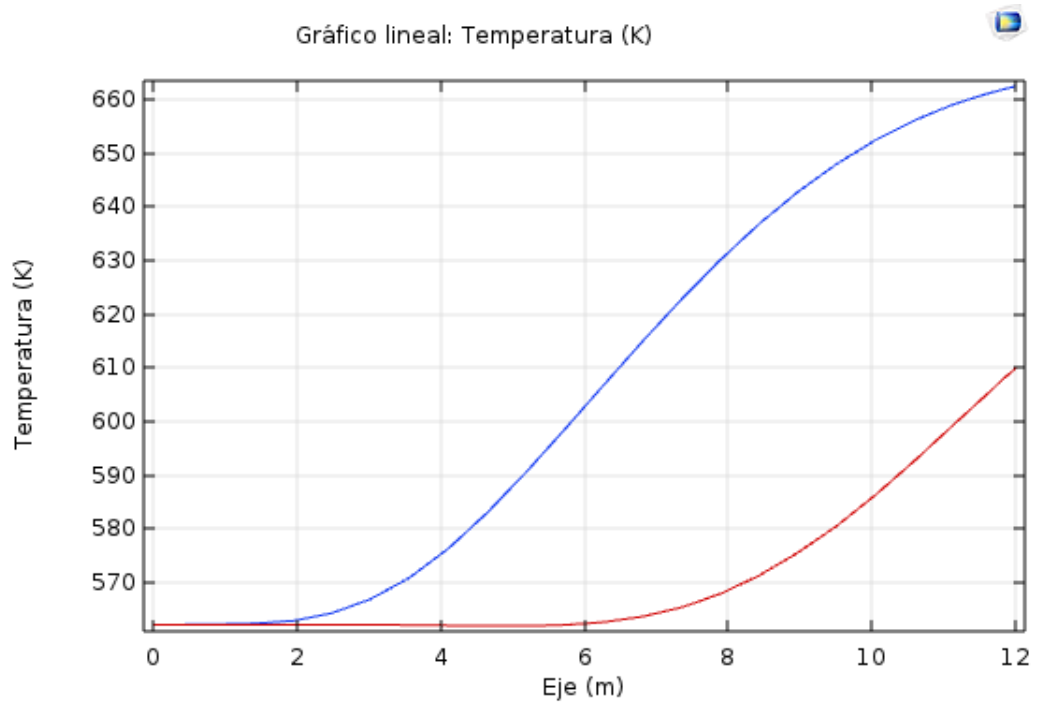
t=0 hrs



t=3 hrs



t=6 hrs



ANEXO C

Espesores termoclina en proceso de descarga

POROSIDAD 0,1	
t [h]	Termoclina [m]
0	4,42
1	6,54
2	8,83
3	9,1
4	7,82
5	6,07
6	4,12

Porosidad 0,3	
t [h]	Termoclina [m]
0	5,13
1	6,59
2	8,2
3	8,97
4	7,62
5	5,83
6	3,95

POROSIDAD 0,2	
t [h]	Termoclina [m]
0	5,11
1	6,71
2	8,51
3	8,98
4	7,71
5	6,01
6	4,07

Porosidad 0,4	
t [h]	Termoclina [m]
0	5,04
1	6,34
2	8,07
3	8,94
4	7,74
5	6,06
6	4,23

POROSIDAD 0,22	
t [h]	Termoclina [m]
0	5,12
1	6,6
2	8,39
3	8,98
4	7,64
5	6,24
6	4,8