



FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

Anteproyecto de una planta de concentración solar de potencia
en Chile

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

PROF. GUÍA: DR. ING. GONZALO SALINAS SALAS

Cristian Orellana Rivera.

**CURICÓ - CHILE
2020**

CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular stamps and signatures are present. The left stamp is blue and contains the text "UNIVERSIDAD DE TALCA", "DIRECCIÓN", "SISTEMA DE BIBLIOTECAS", and "BIBLIOTECAS". A signature is written over it. The right stamp is grey and contains the text "UNIVERSIDAD DE TALCA", "SISTEMA DE BIBLIOTECAS", "CAMPUS CURICO", and "BIBLIOTECAS". A signature is written over it.

Curicó, 2022

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer a todas aquellas personas que de alguna manera participaron en mi formación profesional.

Primero quiero agradecer a mi familia, en especial a mis padres, hermanos y mi madrina por su incondicional apoyo en todo momento que me ha ayudado a afrontar las dificultades que se han presentado en mi proceso formativo.

También me gustaría agradecer a mis compañeros de carrera, amigos y personas que he conocido en la universidad con las cuales he compartido mi tiempo durante este proceso.

Finalmente me gustaría agradecer al profesor Dr.-Ing. Gonzalo Salinas Salas por su gran apoyo, orientación y vocación por enseñar, gracias a sus enseñanzas y orientación ha sido posible realizar esta memoria.

Gracias a cada uno de ustedes he logrado concluir con éxito y satisfacción esta memoria.

Cristian Ignacio Orellana Rivera

DEDICATORIA

*Dedicado a mis padres
Mariela Rivera A. y Adrián Orellana U.*

RESUMEN

Actualmente, la matriz energética de Chile está compuesta, principalmente, por combustibles fósiles. Aunque se ha ido aumentando la presencia de proyectos relacionados con energías renovables en Chile en los últimos años, aún no existe una masificación de proyectos con la tecnología de concentración solar de potencia. Para lo cual, en esta memoria se presenta el anteproyecto de una planta de concentración solar de potencia, ubicada cerca de la localidad de Taltal. Utilizando como tecnología para producir energía, un receptor central, que corresponde a uno de los tipos de centrales de concentración solar de potencia. El fluido calefactor de la central es de sales fundidas y la potencia de la planta es generada con una turbina de vapor de agua que opera con una potencia máxima de 20 MW. Se determinan las condiciones de operación de la planta, se realiza un dimensionamiento de la caldera y el sobre calentador necesarios para generar el vapor con que opera la turbina, se selecciona el emplazamiento de la central, se dimensiona el tamaño del campo solar y finalmente se realiza una evaluación económica del proyecto.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
Resumen	iv
ÍNDICE GENERAL.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE GRÁFICOS	xiii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xiv
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. ANTECEDENTES.....	2
1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	2
1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA	2
1.4. OBJETIVOS.....	3
1.4.1. Objetivo general	3
1.4.2. Objetivos específicos.....	3
• Conocer el estado del arte de las tecnologías de concentración solar de potencia (CSP).	3
1.5. RESULTADOS ESPERADOS	3
1.6. METODOLOGÍA.....	5
CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.....	8
2.1. ANTECEDENTES GENERALES.....	9
2.1.1. Potencial energético renovable.....	9
2.1.2. Contexto energético de Chile	9
2.1.3. Descripción de las regiones de estudio.....	10
2.2. Comportamiento solar	13

2.2.1. Energía solar	14
2.2.2. Constante solar	14
2.2.3. Factores que influyen en la radiación solar incidente.....	15
La radiación electromagnética proveniente del Sol, se ve afectada en su paso por las distintas capas en factores como la: dispersión, absorción y reflexión. (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017).....	
2.2.4. Conceptos de radiación solar	17
2.2.5. Instrumentos para la medición del recurso solar	18
2.2.6. Comportamiento de la tecnología.....	19
2.3. Fundamentos de la tecnología de concentración solar de potencia	23
2.3.1. Tecnologías de concentración solar de potencia (CSP).....	23
2.3.2. Sistema de receptor central.....	25
2.3.3. Receptor central	25
2.3.4. Torre solar	28
2.3.5. Campo de heliostatos.....	29
2.3.6. Sistemas de concentradores parabólicos.....	30
2.4. Fluido calefactor	31
2.4.1. Fluidos calefactores gaseosos.....	32
2.4.2. Fluidos calefactores líquidos	32
2.4.3. Medios calefactores sólidos.....	32
2.4.4. Fluidos calefactores con cambio de fase	33
2.5. Sistemas de almacenamiento de energía Térmicos	33
2.5.1. Integración de los sistemas de almacenamiento térmicos en las centrales de concentración solar de potencia (CSP).....	33
2.5.2. Sistemas de almacenamiento de calor sensible y latente.....	35

2.5.3. Principales sistemas de almacenamiento térmicos utilizados en tecnologías de concentración solar de potencia (CSP).....	37
2.6. Bloque de potencia	39
2.6.1. Ciclo Rankine	39
2.6.2. Ciclo Rankine real	41
2.6.3. Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio.....	41
2.6.4. Ciclo Rankine regenerativo	43
CAPÍTULO 3. DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN A LA PROBLEMÁTICA	44
3.1. Bloque de potencia	45
3.1.1 Condiciones de operación de la planta	45
3.1.2 Procedimiento para determinar las propiedades del vapor en el ciclo Rankine	46
3.1.3 Procedimiento de cálculo y resultados de las propiedades de la sustancia de trabajo	48
3.2 Cálculos de transferencia de calor	51
3.1 Cálculos de transferencia de calor para el agua.....	51
3.2.2 Cálculos de transferencia de calor de las sales fundidas	53
3.3 Determinación de propiedades de las sales fundidas.....	54
3.4 dimensionamiento de la caldera	55
3.4.2 Procedimiento de cálculo para el coeficiente convectivo interior para la primera etapa.....	59
3.4.3 Determinación del coeficiente convectivo exterior para el proceso 1	62
3.4.4 Área de transferencia de calor de la caldera	63
3.4.5 Determinación del tamaño de la coraza.....	64
3.5 Dimensionamiento del sobre calentador.....	66
3.5.1 Determinación del coeficiente convectivo interior.....	66
3.5.2 Determinación del coeficiente convectivo exterior	66

3.5.3	Determinación del área de transferencia de calor del sobre calentador	68
CAPÍTULO 4.	selección del emplazamiento y discusión de resultados.....	70
4.1	Selección del emplazamiento	71
4.1.1	Disponibilidad del recurso solar	71
4.1.2	Preselección de ubicaciones	72
4.1.3	Planos reguladores	73
4.1.4	Accesibilidad a la ubicación.....	76
4.2	Configuración del campo solar.....	80
4.2.1	Selección del colector solar	80
4.2.2	Punto de operación	81
4.2.3	Layout del campo solar.....	83
4.2.4	Inclinación de los heliostatos.....	90
4.3	Evaluación económica.....	91
4.3.1	Costos	92
4.3.2	Ingresos.....	93
4.4	Discusión de resultados	95
4.4.1	Ciclo Termodinámico	95
4.4.2	Sustancia de trabajo y fluido caloportador utilizado	95
4.4.3	Dimensionamiento de caldera y sobre calentador	96
4.4.4	Datos.....	97
4.4.5	Selección de la Ubicación.....	97
4.4.6	Adaptación del terreno.....	98
4.4.7	Generación de energía	98
4.4.8	Campo solar y altura de la torre	101
4.4.7	Posición del Sol e inclinación de los colectores	103

4.4.9	Comparación de valores obtenidos con respecto a una planta en operación.....	104
4.4.10	Análisis económico	106
	CONCLUSIONES.....	107
	Referencias	110
	Anexo 1: Catálogo turbina SST200 Siemens	113
	Anexo 2: Tabla de propiedades para vapor saturado.....	115
	Anexo 3: Tabla para propiedades del líquido comprimido	116
	Anexo 4: Tabla para propiedades de vapor sobrecalentado	117
	Anexo 5: Cálculos para determinar las propiedades del agua en el ciclo rankine.....	118
	Anexo 6: Cálculos de masas de los fluidos y transferencia de calor	122
	Anexo 7: Cálculos para el dimensionamiento de la caldera.....	125
	Anexo 8: Cálculos para el dimensionamiento del sobre calentador	131
	Anexo 9: Cálculos para determinar el número de heliostatos requerido	138
	Anexo 10: Flujo de caja.....	139

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Reacción nuclear para generar la energía solar. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017).....	14
Figura 2.2: Espectro solar a nivel del mar y atmósfera. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017).....	15
Figura 2.3: Esquema de la órbita de la Tierra alrededor del Sol. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017).....	16
Figura 2.4: Factores que afectan la radiación solar en la atmósfera. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017).....	17
Figura 2.5: Diagrama y foto de un piranómetro. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017).....	18
Figura 2.6: Esquema y fotografía de un pirheliómetro. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017).....	19
Figura 2.7: Efecto coseno sobre una superficie reflectiva. Fuente: (Barreiro, 2012).....	20
Figura 2.8: Pérdidas por sombras que un heliostato proyecta sobre otro. Fuente: (Barreiro, 2012).....	20
Figura 2.9: Pérdidas por bloqueo de un heliostato. Fuente: (Barreiro, 2012)	21
Figura 2.10: Pérdidas por atenuación atmosférica. Fuente: (Barreiro, 2012)	22
Figura 2.11: Pérdidas por desbordamiento de flujo. Fuente: (Barreiro, 2012).....	22
Figura 2.12: Esquema de un sistema de receptor central. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014).....	25
Figura 2.13: Receptores externos. Fuente: (Barreiro, 2012)	26
Figura 2.14: Receptor de cavidad. Fuente: (Barreiro, 2012).....	26
Figura 2.15: Estructuras de torre solar. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014).....	29
Figura 2.16: Esquema de un heliostato. Fuente: (Barreiro, 2012).....	29
Figura 2.17: Despliegue de heliostatos en un campo solar. Fuente: (Barreiro, 2012).....	30
Figura 2.18: Colectores cilíndricos parabólicos y sus principales componentes. Fuente: (Barreiro, 2012)	31

Figura 2.19: Esquema de un sistema de almacenamiento térmico directo. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014)	34
Figura 2.20: Esquema de almacenamiento indirecto. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014)	35
Figura 2.21: Transferencia de calor hacia un medio sensible. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014)	36
Figura 2.22: Transferencia de calor hacia un medio latente. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014)	36
Figura 2.23: Sistemas de almacenamiento de tanque Ruth. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014)	37
Figura 2.24: Sistema de almacenamiento panal de abeja con aire ambiental como fluido de trabajo. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014)	38
Figura 2.25: Sistema de torre solar con almacenamiento directo de sales fundidas. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014)	39
Figura 2.26: Esquema de un ciclo Rankine. Fuente: (Cengel & Boles, 2012).....	40
Figura 2.27: Diagrama de procesos de un ciclo Rankine ideal. Fuente: (Cengel & Boles, 2012).	40
Figura 2.28: Desviación de un ciclo Rankine real, respecto de un ciclo Rankine ideal. Fuente: (Cengel & Boles, 2012)	41
Figura 2.29: Esquema de un ciclo Rankine ideal con recalentamiento. Fuente: (Cengel & Boles, 2012).....	42
Figura 2.30: Gráfico temperatura v/s entropía de un ciclo Rankine con recalentamiento intermedio. Fuente: (Cengel & Boles, 2012).....	42
Figura 2.31: Esquema de un ciclo Rankine ideal regenerativo con calentador abierto. Fuente: (Cengel & Boles, 2012)	43
Figura 3.1: Diferencia de temperatura media logarítmica para un intercambiador a contraflujo. Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007)	56

Figura 3.2: Geometría de distribución de tubos en un intercambiador de calor de tubos y coraza. Fuente: (W. Serth, 2007).....	65
Figura 4.1: Interfaz del explorador solar. Fuente: (Ministerio de Energía, Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile, Universidad Austral de Chile, 2020)	72
Figura 4.2: Interfaz explorador de mapas del geo portal de Chile. Fuente: (Ministerio de Bienes Nacionales, 2020)	74
Figura 4.3: Plan regulador de la ciudad de Calama. Fuente: (Ministerio de Bienes Nacionales, 2020).....	74
Figura 4.4: Plan regulador de la seccional Cifuncho, comuna de Taltal. Fuente: (Ministerio de Bienes Nacionales, 2020)	75
Figura 4.5: Explicación del plan regulador de la seccional Cifuncho, comuna de Taltal. Fuente: (Ministerio de Bienes Nacionales, 2020)	75
Figura 4.6: Distancia entre la ubicación de la planta y la seccional Cifuncho. Fuente: (Ministerio de Bienes Nacionales, 2020)	76
Figura 4.7: Localización de la planta en María Elena. Fuente: Google Maps.	76
Figura 4.8: Localización de Aiquina. Fuente: Google Maps.....	77
Figura 4.9: Localización de Taltal. Fuente: Google Maps	77
Figura 4.10: Localización El Salvador. Fuente: Google Maps.....	78
Figura 4.11: Localización de Pinguito. Fuente: Google Maps.	78
Figura 4.12: Localización de Las Tazas. Fuente: Google Maps.	79
Figura 4.13: Heliostato Sanlucar 90. Fuente: (R. Mancini, 2000)	80
Figura 4.14: Radiación solar en Taltal. Fuente: (Ministerio de Energía, Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile, Universidad Austral de Chile, 2020)	82
Figura 4.15: Ubicación del campo solar. Fuente: Google Earth.	83
Figura 4.16: Distancia del primer heliostato a la torre. Fuente: (Romero & Zarza, 2007)	84
Figura 4.17: Distancia radial y azimutal de un campo de heliostatos. Fuente: (Romero & Zarza, 2007).....	85
Figura 4.18 Perfil de elevación de la ubicación de los heliostatos. Fuente: Google Earth Pro.	87

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 3.1: Factor de corrección para intercambiadores de calor de 1 paso por la coraza y 2,4,6, 8... pasos por los tubos. Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007).....	57
Gráfico 3.2: Factor de corrección para intercambiadores de calor de 2 pasos por la coraza y 4, 8, 12... pasos por los tubos. Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007).....	58
Gráfico 4.1: Potencia generada en cada mes del año. Fuente: Elaboración propia.	100

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Cuadro comparativo de las principales tecnologías CSP. Fuente: (Anapode Solar, 2020).....	24
Tabla 2.2: Factores que influyen en las tecnologías de colectores solares. Fuente: (Anapode Solar, 2020)	24
Tabla 2.3: Plantas con receptores agua/vapor. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014).....	27
Tabla 2.4: Plantas con receptores de sales fundidas. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014).....	28
Tabla 3.1: Condiciones de operación de la turbina SST-200. Fuente: Elaboración propia.....	45
Tabla 3.2: Propiedades de la sustancia de trabajo del estado 1. Fuente: Elaboración propia....	48
Tabla 3.3: Propiedades de la sustancia de trabajo para el estado 2 ideal. Fuente: Elaboración propia.	49
Tabla 3.4: Propiedades de la sustancia de trabajo para el estado 2 real. Fuente: Elaboración propia.	49
Tabla 3.5: Propiedades del vapor agua para el estado 3. Fuente: Elaboración propia.	50
Tabla 3.6: Propiedades de la sustancia de trabajo para el estado 4 ideal. Fuente: Elaboración propia.	50
Tabla 3.7: Propiedades de la sustancia de trabajo para el estado 4 real. Fuente: Elaboración propia.	51
Tabla 3.8: Flujo másico y transferencia de calor hacia el agua. Fuente: Elaboración propia. ..	53
Tabla 3.9: Dimensiones de tubos (BWG). Fuente: (W. Serth, 2007).....	61
Tabla 3.10: Espesor de tubos (BWG). Fuente: (W. Serth, 2007).....	61
Tabla 3.11: Cálculo de propiedades de sales fundidas para el proceso de evaporación. Fuente: Elaboración propia.....	62
Tabla 3.12: Diámetro de coraza para tubos 3/4 pulgadas como diámetro exterior y configuración cuadrada con separación de 1 pulgada entre centros. Fuente: (W. Serth, 2007)	65
Tabla 3.13: Número de Nusselt para diferentes secciones transversales y números de Reynolds. Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007).	68
Tabla 4.1: Datos meteorológicos para la región de Antofagasta. Fuente: Elaboración propia.	73

Tabla 4.2: Datos meteorológicos para la región de Atacama. Fuente: Elaboración propia.	73
Tabla 4.3: Características del heliostato Sanlúcar 90 de la planta CCP. Fuente: (R. Mancini, 2000).....	81
Tabla 4.4: Distribución de heliostatos en el campo solar. Fuente: Elaboración propia.	88
Tabla 4.5: Ángulo de declinación solar durante el año y ángulo de inclinación de los heliostatos. Fuente: Elaboración propia.....	91
Tabla 4.6: Costos de operación y mantenimiento de acuerdo a la tecnología. Fuente: (Comisión Nacional de Energía, 2020)	93
Tabla 4.7: MWh generados por mes. Fuente: Elaboración propia.	94
Tabla 4.8: Indicadores de rentabilidad del proyecto. Fuente: Elaboración propia.	95

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

Aunque cada día es menor el costo de usar energías renovables, en Chile, se siguen utilizando, principalmente, fuentes energéticas convencionales, como petróleo y carbón. Siendo Chile el país con mayor radiación solar en el mundo, solo recientemente se ha comenzado a utilizar la radiación solar en la generación de energía. Si se considera el potencial existente en el norte de Chile, se podría aumentar, considerablemente, el uso de energías renovables en su matriz energética. Además, viendo como oportunidad, que en el último tiempo ha habido un fuerte avance en el desarrollo de la tecnología solar, que ha redundado en una baja en los costos de inversión de estas tecnologías y han surgido legislaciones y políticas que promueven el uso de estas formas energéticas.

1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El problema que se aborda es la generación de energía eléctrica usando una central termoeléctrica en la zona norte de Chile, específicamente, en la segunda o tercera región. La cual debe generar 20 MW durante los meses de mayor radiación solar y la mitad durante los meses de invierno. Debe usar como combustible la energía solar, generar la energía mediante un ciclo de vapor Rankine, finalmente, debe estar ubicado de acuerdo a las características necesarias para su emplazamiento.

1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA

La solución para la problemática planteada es diversificar el uso de energías renovables en la matriz energética, mediante el uso de la energía solar con proyectos de concentración solar de potencia en el norte de Chile, específicamente en la segunda y tercera región. Para lo cual en esta memoria se presenta el anteproyecto de una planta de concentración solar de potencia del tipo receptor central para la localidad de Taltal, en la segunda región de Chile.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo general

Para resolver el problema presentado, anteriormente, se plantea el siguiente objetivo general:

Desarrollar el anteproyecto de una planta de concentración solar de potencia.

1.4.2. Objetivos específicos

Para llevar a cabo el objetivo general, se plantean los siguientes objetivos específicos:

- Conocer el estado del arte de las tecnologías de concentración solar de potencia (CSP).
- Determinar los parámetros de operación de la planta.
- Seleccionar la tecnología a utilizar.
- Elaborar el anteproyecto físico.
- Realizar un análisis económico.

1.5. RESULTADOS ESPERADOS

Los resultados y productos esperados en este trabajo, están ordenados de acuerdo a la metodología que se realizará con respecto a cada uno de los objetivos.

Los resultados esperados para el objetivo específico 1 son:

- Conocer cuánto se está utilizando la energía solar en Chile y si existe la capacidad para aprovechar de mejor forma la energía solar.
- Conocer cómo varía la radiación solar, dependiendo de la ubicación y la fecha del año en que se encuentra. Además, de conocer los procesos por los cuales la radiación solar disminuye su valor en la Tierra.
- Conocer las tecnologías de concentración solar de potencia que es posible aplicar al proyecto planteado.

Los resultados esperados para el objetivo específico 2 son:

- Propiedades del fluido del ciclo Rankine, como presión, temperatura, entropía, entalpía, título de gas, en los distintos estados termodinámicos del ciclo.
- Valores de la masa de vapor requerida.
- Temperatura y masa de las sales fundidas.

Los resultados esperados para el objetivo específico 3 son:

- Dimensionamiento de la caldera para generar el vapor.
- Dimensionamiento del sobre calentador.
- Selección del colector a utilizar.

Los resultados esperados para el objetivo específico 4 son:

- Selección de la ubicación.
- Conocer la cantidad de heliostatos requerido.
- Distribución de heliostatos en el campo solar.
- Conocer el cambio de inclinación de los heliostatos a lo largo del año

Los resultados esperados para el objetivo específico 5 son:

- Conocer los costos asociados al proyecto.
- Conocer los ingresos asociados al proyecto.
- Conocer si el proyecto es rentable a 25 años.

1.6. METODOLOGÍA

En esta sección se presenta la metodología de trabajo que se lleva a cabo para poder cumplir con los objetivos planteados y las herramientas que permiten obtener los productos deseados.

Para concretar el objetivo específico 1, se utiliza la metodología que se menciona a continuación:

- Revisión bibliográfica de la matriz energética chilena y los potenciales energéticos de Chile.
- Revisión bibliográfica del comportamiento solar a lo largo del año.
- Revisión bibliográfica del comportamiento solar de las tecnologías de concentración solar de potencia.
- Revisión bibliográfica de las tecnologías más utilizadas, actualmente, del tipo concentración solar de potencia.
- Revisión bibliográfica de los fluidos de trabajo más utilizados en las centrales de concentración solar de potencia.
- Revisión bibliográfica de los medios para almacenar energía en las centrales de concentración solar de potencia.
- Revisión bibliográfica de ciclos termodinámicos utilizados en centrales de concentración solar de potencia.

Para llevar a cabo el objetivo específico 2, se utiliza la siguiente metodología:

- Definición de la potencia de salida de la turbina.
- Selección de la turbina mediante el uso de un catálogo.
- Definición de las condiciones de operación de entrada a la turbina (temperatura y presión) y selección de las condiciones de salida (temperatura y presión).
- Determinación de los estados termodinámicos del ciclo Rankine, mediante el uso de tablas termodinámicas de vapor de agua.
- Determinación de la masa de agua o vapor que circula por el ciclo Rankine.
- Determinación de la transferencia de calor necesaria para llevar a cabo el proceso.
- Determinación de las propiedades y masa de sales fundidas.

Para llevar a cabo el objetivo específico 3, se utiliza la siguiente metodología:

- Selección del fluido caloportador.
- Dimensionamiento de la caldera para generar el vapor.
- Dimensionamiento del equipo sobre calentador para aumentar la temperatura del vapor.
- Selección del tipo de colector que se utilizará.

Para llevar a cabo el objetivo específico 4, se utiliza la siguiente metodología:

- Pre selección de la ubicación utilizando la herramienta del explorador solar.
- Verificación del plan regulador de las ubicaciones pre seleccionadas, mediante la herramienta del visor de mapas del Geo Portal de Chile.
- Verificación del relieve de las zonas pre seleccionadas, mediante la herramienta Google Earth Pro.
- Obtención de los valores de irradiación mensual de la ubicación seleccionada.
- Determinación de la cantidad de heliostatos requeridos.
- Determinación de la distancia radial y azimutal a la que deben estar ubicados.

- Verificación de la ubicación de los colectores de acuerdo al relieve del terreno, utilizando la herramienta Google Earth Pro.
- Determinación de la inclinación de los heliostatos, de acuerdo a la posición del Sol y el ángulo de latitud de la ubicación.

Para llevar a cabo el objetivo específico 5, se utiliza la siguiente metodología:

- Determinación de los costos de inversión.
- Determinación de los ingresos generados.
- Determinación de los costos de mantención y operación.
- Determinación del Van y Tir.

CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES GENERALES

En esta sección se comenzará explicando a qué se denomina potencial energético, además, se entrega un contexto general de la matriz energética de Chile. Se presentan las características principales de las regiones para el posible emplazamiento de la planta.

2.1.1. Potencial energético renovable

De acuerdo a Santana, los potenciales de energías renovables se dividen en cuatro categorías (Santana, 2014).

- **Potencial teórico:** Es la disponibilidad total de las fuentes renovables, sin considerar la viabilidad técnica y económica de su aprovechamiento.
- **Potencial técnico:** En este potencial se considera la posibilidad de aprovechar la energía de acuerdo al desarrollo tecnológico y restricciones territoriales y/o legales relacionadas con el uso del suelo.
- **Potencial económico:** El potencial económico considera la competitividad de la energía respecto a otras fuentes de suministro. Es, generalmente, evaluada respecto a la madurez de la tecnología, sus impactos en costos de inversión, costos de operación, de la disponibilidad de infraestructura, de la evolución de los precios de la energía y de su proyección en el tiempo.
- **Potencial de mercado:** Es la fracción del potencial económico que es posible desarrollar bajo las condiciones presentes. Entre estas condiciones se encuentra el crecimiento de la demanda de energía o la capacidad de sustitución de energías fósiles y restricciones operacionales de los sistemas de energía.

2.1.2. Contexto energético de Chile

En el mes de julio de 2020, la capacidad instalada en Chile, es 25.616 MW. De los cuales un 50,5 %, corresponde a combustibles fósiles y solo un 12,1 %, corresponde a centrales de energía

Capítulo 2. Marco teórico

solar. Por otra parte, durante el mes de julio del año 2020, en el Sistema Eléctrico Nacional (SEN) se generó 6.477 GWh, de los cuales, solo un 8,4%, fue de energía solar (Asociación de Generadoras de Chile, 2020).

2.1.3. Descripción de las regiones de estudio.

A continuación, se realiza una descripción de las características de las regiones que se consideran para el emplazamiento de la planta analizada.

Antofagasta

La región de Antofagasta está ubicada entre los $21^{\circ} 28'$, hasta aproximadamente los $25^{\circ} 55'$, de latitud sur. Limita al norte con la región de Tarapacá, al sur con la región de Atacama, al este limita con la república Argentina y al oeste con el océano pacífico. Posee una superficie de 126.049,10 km² y una longitud de 500 km, aproximadamente. (Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2020)

Clima de la región de Antofagasta

La principal característica de la región, es su aridez. Debido a su extrema aridez en la zona intermedia y la escasa vegetación presente, su paisaje natural es conocido como el desierto de Atacama. Además, existen cuatro sub climas que destacan en esta región (Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2020).

- Clima desértico costero nuboso: Este tipo de clima está presente a lo largo de la costa, hasta 20 km, al interior. Sus características principales son: ausencia de precipitaciones, neblinas matinales y abundante humedad, además, debido a la corriente fría de Humboldt existe un efecto regulador de temperatura.
- Clima desértico interior: Este clima está presente en la franja intermedia de la región. Las características que presenta son cambios en la temperatura extremos, en el día las

Capítulo 2. Marco teórico

temperaturas pueden ser de 30°C y en la noche bajan hasta 1°C o 2°C. También, posee una aridez extrema, ausencia de humedad y gran sequedad atmosférica.

- Clima desértico marginal de altura: Este clima se presenta desde los 2.000 hasta 3.500 m sobre el nivel del mar. Su característica principal, es que existe un mayor volumen de precipitaciones durante los meses de verano, con 20 y 60 mm anuales.
- Clima de estepa de altura: Este clima está presente en los bordes o márgenes de los desiertos y también se encuentra en la región en zonas por sobre los 3.500 m de altura sobre el nivel del mar. Sus características son: amplitud térmica muy alta, es decir, la diferencia de temperatura entre el día y la noche es de más de 20°C. Las precipitaciones se producen en los meses de verano y no sobrepasan los 100 mm anuales.

Hidrografía de la región de Antofagasta

En la región de Antofagasta, solo el río Loa desemboca en el mar, el cual, es el principal recurso hídrico de la región de Antofagasta, posee un largo de 440 km. En la localidad de Chiu-Chiu se presentan los principales afluentes del río Loa, como el río Salado, al norte el río San Pedro y hacia la depresión intermedia se encuentra su tercer afluente, el río San Salvador. Otros recursos hídricos importantes en la región son los salares, como el Salar de Atacama, que separa la cordillera de los Andes, de la cordillera de Domeyko (Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2020).

Relieve de la región de Antofagasta

Las principales características del relieve, presentes, son la presencia de planicies litorales, principalmente, en la península de Mejillones. En la gran cuenca altiplánica, está presente el salar de Atacama que divide la cordillera de los Andes. La cordillera de los Andes se presenta alta, maciza y marcada por volcanismo. Sobresalen las cumbres de los volcanes Miño, Ollagüe, San Pedro, San Pablo, Licancabur, Llullaillaco y Socompa. Al norte de la región, se encuentra la sierra de Moreno que está separada del altiplano por la depresión formada por el curso superior del Loa. Al sur de San Pedro de Atacama y hasta la quebrada de Paipote, la cordillera recibe el nombre de cordillera de Domeyko. La cordillera de la Costa se localiza desde el sur

Capítulo 2. Marco teórico

del río Loa hasta la Tercera Región. Al interior de Antofagasta la mayor altura que se presenta, corresponde al cerro Colupo con 2.293 m de altura ubicado al suroriente de Tocopilla. Además, en la sierra de Vicuña Mackena, se encuentra el cerro de Armazones con 3.064 m de altura. La depresión intermedia que corresponde a la continuación de la pampa del Tamarugal presenta alturas 600 m, en contacto con la cordillera de los Andes y 1.500 m, en los planos inclinados hacia la pre cordillera andina. Al poniente de la zona de depresión intermedia se encuentran los salares: Mijares, Navidad, el Carmen y Mar Muerto.

Atacama

La región de Atacama está ubicada entre los 26° y 29°20` de latitud sur. Limita al norte con la región de Antofagasta y al Sur con la región de Coquimbo. Posee una superficie de 75.176,20 km². Según el censo del año 2017, la población alcanza los 286.168 habitantes (Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2020).

Clima de la región de Atacama

El clima de la región se destaca por la presencia de desiertos y un clima semiárido. Hacia el norte del límite regional, el clima es muy árido, mientras que hacia el sur de la ciudad de Copiapó, el clima se transforma en desierto marginal para paulatinamente dar paso al clima de estepa cálido. Además, existen 4 sub climas que destacan en la región. (Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2020).

- Clima desértico litoral: Se localiza este tipo de clima a lo largo de la franja costera de la región, hasta los valles del interior de Copiapó y Huasco. Sus características principales son abundante nubosidad matinal de hasta 18 mm anual. Sus temperaturas anuales promedio son de 16,1°C, con una humedad relativa de 74%.
- Clima desértico interior: Este tipo de clima se localiza en la franja intermedia, en los relieves de las pampas, hasta el sur de río Copiapó. Sus principales características son ausencia de nubosidad, precipitaciones y elevadas temperaturas durante el día.
- Clima desértico marginal: Este clima se localiza desde el sur del valle Copiapó hasta el límite meridional de la región. Sus principales características son temperaturas anuales

Capítulo 2. Marco teórico

de 15°C y la humedad tiende a desaparecer a medida que penetra al interior de valles y cordones de cerros transversales.

- **Clima desértico marginal de altura:** Este clima está presente en la zona andina por sobre los 2.000 m de altura. Las características de este tipo de clima son las precipitaciones más abundantes que llegan hasta los 250 mm anuales y la presencia de nieve.

Hidrografía de la región de Atacama

En esta región, el aumento de las precipitaciones y la presencia de nieves en las altas cumbres, permiten el desarrollo de cursos de agua, cuyo régimen es pluvial. El río Copiapó posee una hoya hidrográfica de 18.400 km² y una longitud de 162 km. El río Huasco, se ubica hacia el sur de la Tercera región, posee una hoya hidrográfica de 9.850 km². Este río, se origina producto de la unión de los ríos: El Tránsito y El Carmen (Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2020).

Relieve de la región de Atacama

La región presenta un relieve muy irregular y accidentado, predominando la alternancia de los valles en sentido transversal con interfluvios montañosos denominados serranías. Se destacan el nevado de San Francisco, Incahuasi, Tres cruces y el Nevado de ojos del salado que corresponde a la cumbre más alta de Chile con 6.893 m de altura (Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2020).

2.2. COMPORTAMIENTO SOLAR

En esta sección se explicará, brevemente, el origen del recurso solar, se definen componentes de la radiación solar, se explica cómo se mide el recurso solar, se mencionan los factores que influyen en la disponibilidad del recurso solar y el comportamiento de la tecnología de uso solar.

2.2.1. Energía solar

El recurso solar, es la energía en forma de radiación que proviene del Sol y que puede ser aprovechada en algún proceso de transformación energética en la Tierra. Esta energía es generada por el Sol, mediante un proceso de fusión nuclear en el que dos isótopos del hidrógeno son transformados en helio. La Figura 2.1, muestra un esquema de la reacción nuclear que da lugar a esta energía.

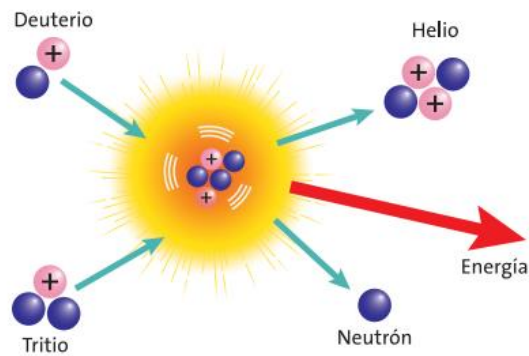


Figura 2.1: Reacción nuclear para generar la energía solar. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017)

2.2.2. Constante solar

La constante solar, es la cantidad de energía medida en la parte externa de la atmósfera, en un plano perpendicular a los rayos del Sol. Este valor de radiación, puede variar ligeramente a lo largo del año debido a que la Tierra presenta acercamiento y alejamientos del Sol, debido a la órbita elíptica que describe. El valor más actualizado y preciso es: $1.360,8 \pm 0,5 \text{ W/m}^2$ (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017).

La Figura 2.2, muestra la distribución espectral de la radiación solar a nivel de la atmósfera y a nivel del mar.

Capítulo 2. Marco teórico

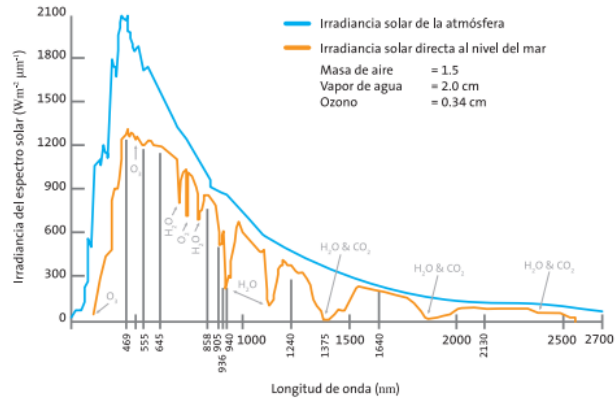


Figura 2.2: Espectro solar a nivel del mar y atmósfera. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017)

2.2.3. Factores que influyen en la radiación solar incidente

Interacción Sol-Tierra

Como la Tierra gira alrededor del Sol en forma elíptica, un ciclo es completado en el orden de 365 días. Este movimiento recibe el nombre de traslación. Además, existe otro movimiento llamado rotación, el que consiste en el giro de la Tierra alrededor de su propio eje, con una duración por ciclo del orden de 24 horas. El movimiento de traslación junto a la inclinación del eje de rotación de la Tierra, produce las estaciones del año, mientras que el movimiento de rotación produce el día y la noche. Durante el solsticio de diciembre, los rayos del Sol caen perpendicularmente en el trópico de Capricornio y el solsticio de junio en el trópico de Cáncer. Desde los trópicos hacia los polos, los rayos solares nunca caen de forma perpendicular sobre la superficie de la Tierra, por lo que esas zonas reciben menos energía solar. La Figura 2.3, muestra un esquema de la órbita de la Tierra alrededor del Sol con los eventos de solsticios y equinoccios.

Capítulo 2. Marco teórico

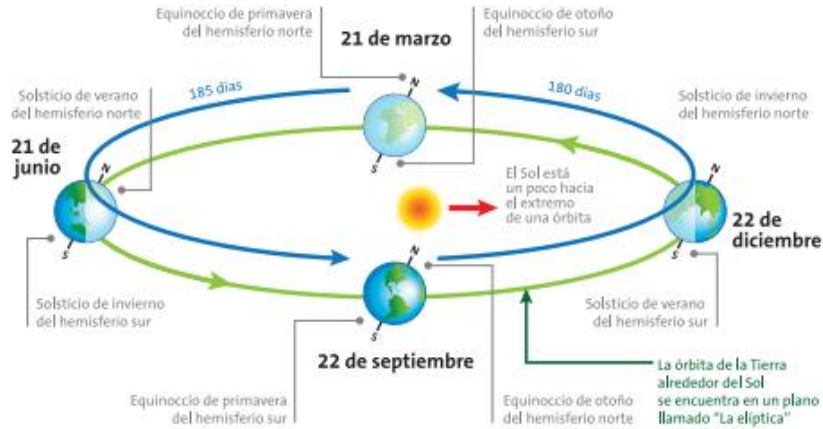


Figura 2.3: Esquema de la órbita de la Tierra alrededor del Sol. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017)

Atmósfera

La radiación electromagnética proveniente del Sol, se ve afectada en su paso por las distintas capas en factores como la: dispersión, absorción y reflexión. (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017)

- **Dispersión:** Es el fenómeno que ocurre al interaccionar la radiación electromagnética con partículas o moléculas de los gases presentes en la atmósfera y una parte es redireccionada en forma aleatoria, sin cambiar la longitud de onda y otra parte es devuelta al espacio.
- **Absorción:** Se presenta cuando moléculas de ozono, vapor de agua o dióxido de carbono, junto con aerosoles y otras sustancias reciben radiación solar que aumenta su temperatura.
- **Reflexión:** La reflexión es producida por las nubes conformadas por aerosoles de agua y de hielo, estas reflejan una gran cantidad de radiación incidente, por lo que se bloquea el paso de esta a la Tierra.

La Figura 2.4, muestra los principales factores que afectan la incidencia de radiación solar en la atmósfera.

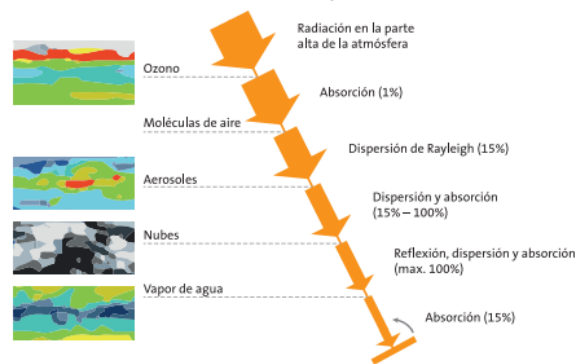


Figura 2.4: Factores que afectan la radiación solar en la atmósfera. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017).

2.2.4. Conceptos de radiación solar

La radiación solar, presente en la Tierra, se conforma de varios tipos. (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017)

- Radiación directa: Es la radiación recibida que al atravesar la atmósfera no varía su dirección, pero sí, su magnitud. Esta radiación es la que produce sombra en los objetos que incide.
- Radiación difusa: Es la radiación proveniente del Sol que cambia su dirección mediante una dispersión en su paso por la atmósfera.
- Radiación global: Es la suma de las componentes de la radiación directa y difusa.
- Radiación horizontal: Es la radiación recibida por una superficie que se encuentra horizontal, es decir, perpendicular al radio de la Tierra.
- Radiación normal: Es la radiación recibida por una superficie que se encuentra perpendicular a los rayos provenientes del Sol. Para que la superficie esté recibiendo durante todo el día la radiación normal, la superficie receptora debe moverse en un eje de este-oeste para seguir la posición del Sol.
- Radiación en un plano inclinado: Este tipo de radiación es la que se tiene cuando la superficie receptora se encuentra fija con un ángulo de inclinación que permita optimizar el valor de radiación recibido durante el día.

Capítulo 2. Marco teórico

- Radiación terrestre: Es la radiación proveniente de objetos terrestres, como una pared blanca, el suelo, un lago, etc.
- Radiación total: Es la suma de las radiaciones directa, difusa y terrestre sobre una superficie.
- Irradiancia: Es la energía de la radiación que incide sobre una superficie en un instante determinado.
- Irradiación: Es la cantidad de energía de radiación que incide en un área durante un periodo de tiempo.

2.2.5. Instrumentos para la medición del recurso solar

Los instrumentos de medición del recurso solar, generalmente, pueden ser clasificados en dos tipos: piranómetros y pirheliómetros. El tipo de sensor utilizado en estos instrumentos de medición es una termopila y mide la irradiancia en W/m^2 , mediante la medición de temperatura de la termopila, respecto de una temperatura de referencia lo que le permite estimar la irradiancia solar.

- Piranómetros: Los piranómetros consisten de una termopila montada sobre una masa con inercia térmica y protegida por una cúpula de vidrio. Estos instrumentos se utilizan para medir la radiación global sobre una superficie plana y con el uso de accesorios especiales también pueden llegar a medir la radiación difusa y total sobre una superficie no horizontal. La Figura 2.5, muestra un diagrama y una foto de un piranómetro.



Figura 2.5: Diagrama y foto de un piranómetro. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017)

Capítulo 2. Marco teórico

- Pirheliómetros: Es un instrumento que mide la radiación solar directa. La termopila de este instrumento está colocada al final de un cilindro para que solo puedan entrar los rayos que vienen directamente del Sol. La Figura 2.6, muestra el esquema de un pirheliómetro y una fotografía de uno.

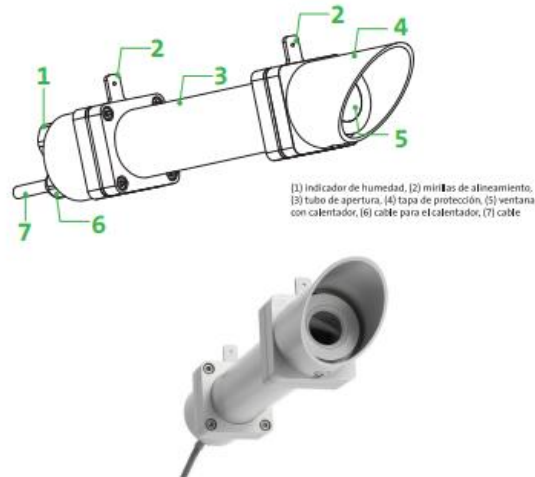


Figura 2.6: Esquema y fotografía de un pirheliómetro. Fuente: (García Valladares & Pilatowsky Figueroa, 2017)

2.2.6. Comportamiento de la tecnología

Debido a diversos factores, la radiación solar que es posible aprovechar en un receptor, es afectada por el rendimiento óptico de los colectores solares, es decir, no toda la radiación que llega a la superficie terrestre, es reflejada por los colectores, ni toda la radiación reflejada llega a su destino final. Estas pérdidas se deben, principalmente a (Barreiro, 2012).

- Efecto coseno: Son las pérdidas relacionadas a defectos en el seguimiento solar del espejo, lo que provoca que la superficie reflectora no se encuentre en el plano perpendicular a los rayos del Sol. Estas pérdidas son proporcionales al coseno del ángulo de inclinación de la normal al heliostato con respecto a los rayos solares. Este efecto depende de factores como: latitud, altura del receptor, día y hora en el que esté. Suele

tener un valor aproximado de un 20% de la radiación incidente. La Figura 2.7, muestra el efecto coseno sobre una superficie reflectiva.

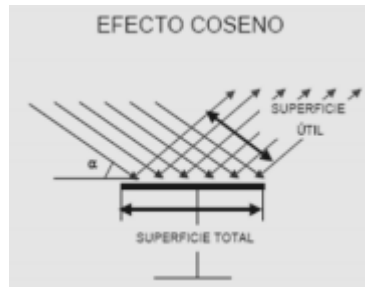


Figura 2.7: Efecto coseno sobre una superficie reflectiva. Fuente: (Barreiro, 2012)

- Pérdidas por sombras: En los campos de heliostatos, en una central de torre solar, las pérdidas por sombra engloban las sombras producidas por un heliostato con respecto a otro, la sombra producida por la torre y cualquier otro elemento que produzca sombra sobre los heliostatos, estas sombras son función de la posición del Sol, por tanto, de la hora del día. Causan una pérdida del área reflectiva útil en los heliostatos. La Figura 2.8, muestra la pérdida por sombra producida por un heliostato con respecto a otro.

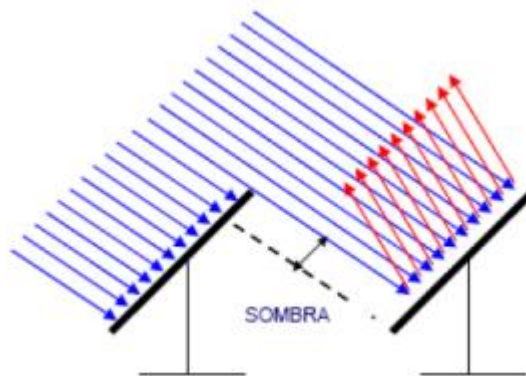


Figura 2.8: Pérdidas por sombras que un heliostato proyecta sobre otro. Fuente: (Barreiro, 2012)

- Pérdidas por bloqueos: Estas pérdidas cuantifican la fracción de radiación solar que no alcanza a llegar al receptor por el bloqueo de algún heliostato cercano. Debido a que

existen zonas en los heliostatos que están bloqueadas, como sombreadas, debe utilizarse un solo factor para cuantificar este tipo de pérdidas. La Figura 2.9, muestra las pérdidas por bloqueo de un heliostato a otro.

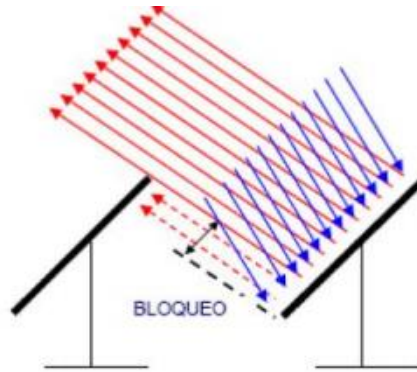


Figura 2.9: Pérdidas por bloqueo de un heliostato. Fuente: (Barreiro, 2012)

- Pérdidas por atenuación atmosférica: La radiación solar que es reflejada por el heliostato en las centrales de torre solar, sufre una atenuación entre la superficie reflectante y el receptor de la torre. Esto se debe a la absorción producida por el agua (H_2O) y el dióxido carbónico (CO_2) presentes en la atmósfera. Estas pérdidas dependen de las condiciones atmosféricas al nivel de la superficie y tendrán un valor mayor cuanto mayor sea la distancia recorrida por la radiación reflejada. Aunque es difícil de cuantificar este tipo de pérdidas, pueden constituir hasta un 5% de pérdidas en centrales solares como la PS10. La Figura 2.10, muestra las pérdidas por atenuación atmosférica entre la superficie reflectiva y el receptor.

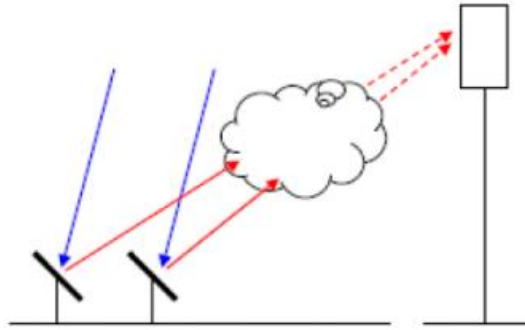


Figura 2.10: Pérdidas por atenuación atmosférica. Fuente: (Barreiro, 2012)

- Pérdidas por desbordamiento de flujo: Es la fracción de radiación reflejada por los heliostatos que no alcanza la superficie absorbente, se cuantifica con el valor del factor de desbordamiento y se debe, principalmente, a errores de pendiente, errores en el seguimiento del Sol por parte de los heliostatos, como también por la dispersión del haz de rayos reflejados por el campo de heliostatos. La Figura 2.11, muestra las pérdidas por desbordamiento de flujo.

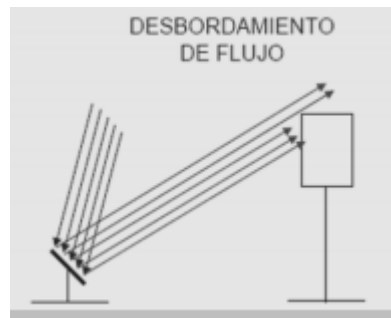


Figura 2.11: Pérdidas por desbordamiento de flujo. Fuente: (Barreiro, 2012)

2.3. FUNDAMENTOS DE LA TECNOLOGÍA DE CONCENTRACIÓN SOLAR DE POTENCIA

En esta sección se explicará, brevemente, qué es una tecnología del tipo CSP, cómo funciona y las principales tecnologías utilizadas actualmente. Además, se describirá el bloque de potencia.

2.3.1. Tecnologías de concentración solar de potencia (CSP)

Las tecnologías CSP generan electricidad utilizando como fuente, la radiación solar. Para esto, utilizan concentradores ópticos, los cuales generan altos niveles de flujos energéticos sobre un receptor, el receptor contiene algún tipo de fluido calefactor que absorbe esta energía en forma de calor, aumentando su temperatura. Dependiendo del fluido calefactor que se utilice en el receptor, la energía térmica puede ser almacenada, utilizada en un intercambiador de calor para producir vapor de agua y posteriormente, hacer funcionar una turbina de vapor y un generador para producir electricidad. Para precisar la cantidad de energía que se obtiene de un colector en específico, se analiza la razón de concentración, como se indica en la ecuación (1). (Universidad de Castilla - La Mancha, 2020)

$$C = \frac{A_i}{A_a} \quad (1)$$

Donde:

A_i Área de la superficie incidente

A_a Área de la superficie del reflector

La Tabla 2.1, muestra las principales tecnologías CSP y los parámetros más relevantes de cada tecnología.

Capítulo 2. Marco teórico

Tabla 2.1: Cuadro comparativo de las principales tecnologías CSP. Fuente: (Anapode Solar, 2020)

	Tipo de tecnología			
	Cilindro-parabólico	Torre Central	Fresnel	Dish Stirling
Madurez de la tecnología	Probado comercialmente	Probado comercialmente	Proyectos comerciales recientes	Proyectos de demostración
Temperatura de funcionamiento [°C]	350-400	250-565	250-350	550-750
Razón de concentración	70-80	>1.000	>60	>10.000
Receptor o Absorbedor	Absorbedor conectado con el colector, moviéndose con él	Receptor de superficie externa o de cavidad, fijo	Absorbedor fijo, sin reflector secundario de evacuación	Absorbedor conectado con el colector, moviéndose con él
Tipo de aplicación	On-grid ⁴	On-grid	On-grid	On-grid/Off-grid
Almacenamiento con sales fundidas	Comercialmente disponible	Comercialmente disponible	Posiblemente, pero no probado	Posiblemente, pero no probado

La Tabla 2.2, muestra los factores que influyen en los colectores solares y el potencial de mejora que tienen estos.

Tabla 2.2: Factores que influyen en las tecnologías de colectores solares. Fuente: (Anapode Solar, 2020)

Tecnología	Factores que influyen en:			
	Recepción de radiación	Generación térmica	Almacenamiento	Bloque de potencia
Colectores cilindro parabólicos	-Espejos, tamaño y precisión -Diseño de estructura de soporte	-Características del colector -Fluido de trabajo -Mayor temperatura de funcionamiento	-Medios de almacenamiento -Diseño de sistemas	-Eficiencia de la turbina
Torre central	-Optimización de la configuración del campo solar y del tamaño de colectores -Optimización de los costos del sistema de seguimiento	-Características del colector -Fluido de trabajo -Mayor temperatura de funcionamiento -Tecnología del ciclo mejorada	-Medios de almacenamiento -Diseño de sistemas	-Eficiencia de la turbina
Fresnel	-Montaje de espejos -Optimización de espejos	-Características del receptor -Mayor temperatura de funcionamiento	-Desarrollo de almacenamiento	-Eficiencia de la turbina
Dish Stirling	-Diseño de estructura de soporte optimizado -Optimización de tamaño de espejos	-----	-Desarrollo de almacenamiento	-Confiabilidad del motor -Nuevos motores

Potencial de mejora	 Alta
	 Media
	 Baja

2.3.2. Sistema de receptor central

Los sistemas de receptor central o torre solar están compuestos, principalmente, por un campo de espejos llamados heliostatos, por lo general, son de vidrio, con revestimiento de plata, con bajo contenido de hierro como material reflector y poseen algo de curvatura en las facetas reflectantes. Los heliostatos se mueven sobre dos ejes para realizar seguimiento del Sol y reflejan la radiación solar en un receptor que está ubicado sobre una torre. (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014)

La Figura 2.12, muestra un esquema con los principales componentes de un sistema de receptor central.

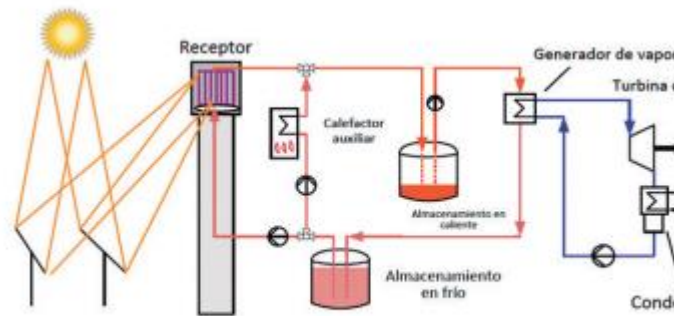


Figura 2.12: Esquema de un sistema de receptor central. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014)

2.3.3. Receptor central

Es el dispositivo de la planta que absorbe la radiación solar concentrada y la transforma en calor que es transferido al fluido calefactor o medio de transferencia de calor (sólidos), aumentando su temperatura. Estos se pueden clasificar como: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014)

- Receptores solares externos: Los elementos absorbentes están instalados en la parte externa de la estructura, este tipo de receptor puede tener forma de cilindro y es aplicado,

Capítulo 2. Marco teórico

generalmente, en los campos circundantes. También es posible la configuración de un plano externo.

- La Figura 2.13, muestra a la izquierda un receptor externo cilíndrico y a la derecha un receptor de plano externo.

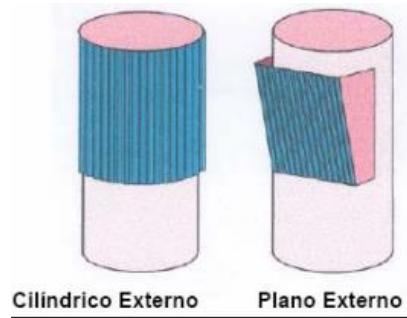


Figura 2.13: Receptores externos. Fuente: (Barreiro, 2012)

- Receptores de cavidad: Los elementos absorbentes están ubicados al interior de una cavidad con forma de caja, este tipo de configuración es utilizado, generalmente, en configuraciones de campo norte o sur. La Figura 2.14, muestra un receptor de cavidad.

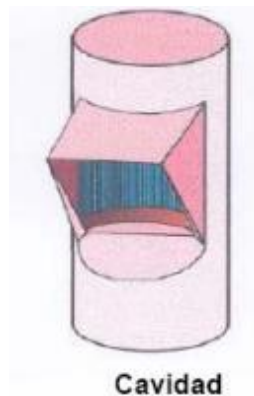


Figura 2.14: Receptor de cavidad. Fuente: (Barreiro, 2012)

- Receptores de absorción indirecta: En este tipo de receptores, la radiación solar calienta una superficie, como un tubo, luego el calor es transferido al medio o fluido de transferencia de calor mediante convección y conducción.

Capítulo 2. Marco teórico

- Receptores de absorción directa: La radiación solar se absorbe en forma directa en el fluido caloportador.
- Receptores para agua/vapor: Están separados, generalmente, en secciones para considerar la transferencia de calor durante la evaporación y también el súper calentamiento posterior. La primera sección está encargada del pre calentamiento y la evaporación, puede admitir flujos solares, relativamente, altos. En este tipo de receptores, el agua se encuentra en un tambor de vapor y está separado del vapor que posteriormente alimenta la sección del súper-calentador. La Tabla 2.3, muestra algunas centrales que operan con receptores de agua/vapor.

Tabla 2.3: Plantas con receptores agua/vapor. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014)

CENTRAL	PS10 / PS20	eSolar	eSolar	IVANPAH
Tipo de receptor	Receptor tubular, cavidad	Receptor tubular, doble cavidad	Receptor tubular, externo	Receptor tubular, externo
Temperatura de salida del receptor	250°C / 257°C	218°C / 440°C	218°C / 440°C	250°C / 565°C
Presión	40bar / 44bar	60bar	60bar	160bar
Energía térmica	55MW / 110MW	8,8MW	8,8MW	-330MW (estimado)
Superficie del receptor	260m ² / desconocido	desconocido	desconocido	desconocido
Densidad promedio de flujo	235kW/m ² / desconocido	desconocido	desconocido	desconocido

- Receptores de sales fundidas: Estos tipos de receptores son utilizados cuando el fluido calefactor es sal fundida, poseen varios paneles que están conectados en serie y en paralelo. La Tabla 2.4, muestra ejemplo de plantas con este tipo de receptor.

Tabla 2.4: Plantas con receptores de sales fundidas. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014)

CENTRAL	GEMASOLAR	CRESCENT DUNES
Tipo de receptor	Receptor tubular, externo	Receptor tubular, externo
Temperatura de salida del receptor	565°C	565°C
Energía térmica	120MW	desconocido
Superficie del receptor	desconocido	Diámetro / altura del receptor: 15,8m / 35m, 14 paneles, 66 tubos cada uno, largo / ancho de panel: 22,86m / 3,35m
Densidad promedio de flujo	-540kW/m²	-527kW/m²

- Receptores de metales líquidos: Los receptores de metales líquidos permiten que el fluido calectaro pueda operar a mayores temperaturas y acepte mayores densidades de flujo solar. Los diseños utilizados consisten en tubos metálicos con un diseño parecido a los receptores de sales fundidas.
- Receptores volumétricos: Este tipo de receptores utilizan estructuras porosas para la absorción y posterior transferencia de calor. Por lo general, utilizan como medio de absorción una matriz o alguna estructura de espuma de cerámica de carburo de silicio. Posterior, a la absorción de calor en el medio, aire u otro gas pasa a través de la estructura y se calienta por convección forzada.

2.3.4. Torre solar

La torre es la estructura que soporta el receptor solar, generalmente, está construida de hormigón o un marco de acero. Debe estar ubicada a una cierta altura para que el campo sea eficiente y optimizado. Necesita rigidez bajo condiciones dinámicas y estáticas. La Figura 2.15, muestra a la izquierda una torre de concreto y a la derecha una torre con estructura de acero.



Figura 2.15: Estructuras de torre solar. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014)

2.3.5. Campo de heliostatos

Un campo de heliostatos está formado por un conjunto de dispositivos ópticos (espejos) que tienen la función de reflejar la radiación incidente hacia el receptor en la torre. Los heliostatos están formados por una estructura de soporte, múltiples módulos de espejos llamados facetas, un mecanismo de movimiento y uno de control. La Figura 2.16, muestra un esquema de un heliostato.

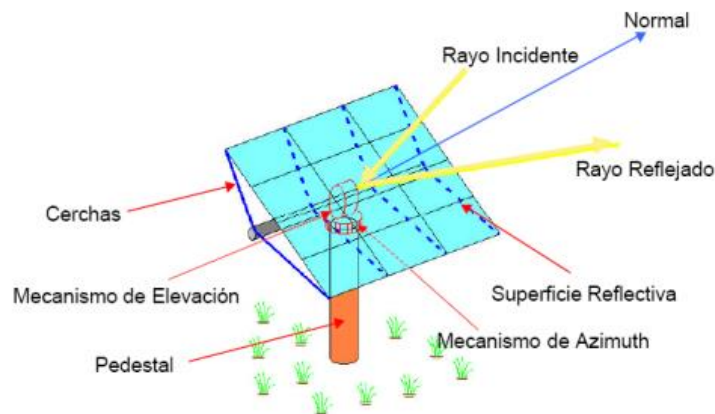


Figura 2.16: Esquema de un heliostato. Fuente: (Barreiro, 2012)

Despliegue de heliostatos en un campo solar

El despliegue de los heliostatos con respecto a la torre, está condicionado por las características del terreno disponible, por el tamaño de la planta y la posición del receptor. Las opciones más usadas son el despliegue de heliostatos alrededor de la torre (campo circundante) o a un lado de la torre, campo norte o campo sur, de acuerdo, a la latitud del emplazamiento. La Figura 2.17, muestra a la izquierda el despliegue del tipo campo norte y a la derecha se muestra un campo circundante.

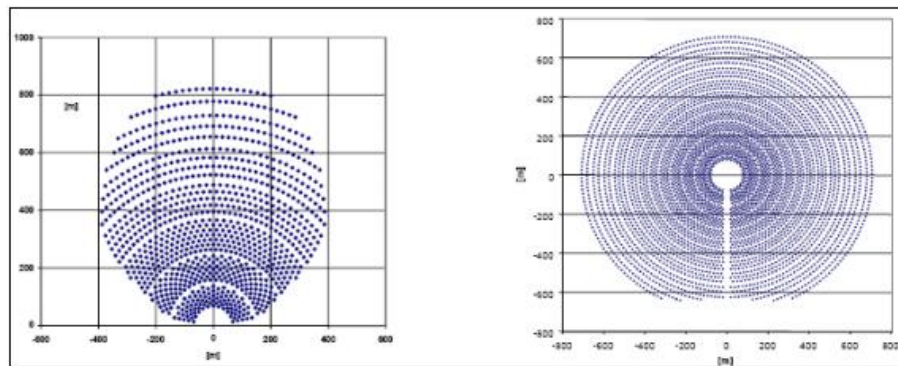


Figura 2.17: Despliegue de heliostatos en un campo solar. Fuente: (Barreiro, 2012)

2.3.6. Sistemas de concentradores parabólicos

Los colectores cilíndricos parabólicos son dispositivos ópticos diseñados para recibir la radiación solar directa y convertirla en calor, esto se logra concentrando la radiación solar en un tubo receptor que contiene un fluido, mediante el uso de colectores con forma parabólica. El tubo receptor está ubicado en la línea focal óptica del colector, a lo largo del día el colector realiza un seguimiento uniaxial del Sol. El fluido calefactor puede almacenar la energía en un sistema de almacenamiento térmico, el cual tiene la función de transportar la energía absorbida hasta un bloque de potencia que contiene intercambiadores de calor en donde se producirá vapor para hacer funcionar una turbina de vapor y un generador que produce electricidad, el calor también puede ser almacenado en un tanque de almacenamiento y posteriormente utilizarse en

el ciclo de potencia. La Figura 2.18, muestra un colector cilíndrico parabólico con sus componentes:

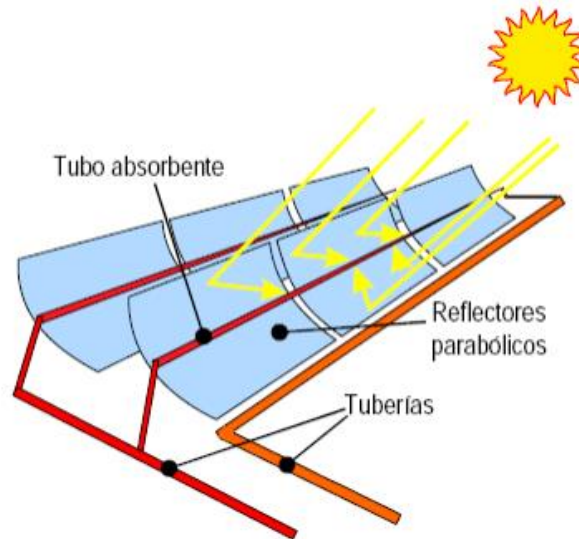


Figura 2.18: Colectores cilíndricos parabólicos y sus principales componentes. Fuente: (Barreiro, 2012)

2.4. FLUIDO CALEFACTOR

El fluido calefactor o medio caloportador (sólidos) es aquel que absorbe la energía térmica que concentran los colectores térmicos, aumentando su temperatura y dependiendo del tipo de fluido, este, puede ser utilizado para hacer funcionar una turbina o almacenar la energía en otro fluido para posteriormente ser utilizada, a continuación, se mencionan los fluidos más utilizados de acuerdo a la fase que se encuentran. (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014).

2.4.1. Fluidos calefactores gaseosos

Entre los más utilizados están el aire, helio y el dióxido carbónico. Al utilizar como fluido calefactor un gas, estos, poseen un amplio rango de temperatura de operación, se pueden usar desde temperatura ambiente hasta temperaturas altas, teniendo como limitación el material del receptor, esto se debe porque los fluidos gaseosos poseen baja densidad y conductividad térmica, lo que ocasiona un bajo coeficiente de transferencia de calor.

2.4.2. Fluidos calefactores líquidos

Entre los más utilizados están, las sales fundidas y metales líquidos. Poseen una capacidad mayor de transferencia de calor que los fluidos gaseosos, utilizan receptores más pequeños y eficientes. Dependiendo del tipo de fluido utilizado, existen límites inferiores y superiores de operación, el límite inferior está definido por la temperatura de congelamiento, cuando el líquido cambia a la fase sólida, el límite superior está definido por la temperatura a la cual el líquido se hace inestable, como es con la evaporación, descomposición o reacciones químicas.

2.4.3. Medios calefactores sólidos

Se pueden utilizar pequeñas partículas sólidas, como las de carbono y las de cerámica (bauxita), con un diámetro aproximadamente de 1mm. este tipo de partículas se puede utilizar como un medio de transferencia de calor y a la vez de almacenamiento de energía. Las partículas sólidas tienen la ventaja que no tienen un límite inferior, debido a un cambio de fase como en otros casos.

2.4.4. Fluidos calefactores con cambio de fase

Este tipo de fluidos tienen un cambio de fase, dentro del rango de temperatura de trabajo. Un ejemplo de esto son los sistemas agua/vapor. Con este tipo de fluidos, el receptor primero calienta el agua líquida hasta la temperatura de saturación, posteriormente, el agua se evapora y el vapor que se genera es sobre calentado. Finalmente, el vapor puede ser utilizado directamente para accionar un ciclo de vapor.

2.5. SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICOS

Debido a que la energía eléctrica debe ser consumida al momento de producirse, los sistemas de energía requieren unidades de generación de energía flexibles y confiables, esto quiere decir, que los sistemas de almacenamiento adicionales de energía deben apoyar la red eléctrica con el objetivo de brindar la posibilidad de cambios en la cantidad de energía a lo largo del tiempo, por lo que las tecnologías del tipo CSP, permiten suministrar energía a la vez que están almacenando energía en un medio de almacenamiento térmico para suministrarla cuando sea necesaria.

2.5.1. Integración de los sistemas de almacenamiento térmicos en las centrales de concentración solar de potencia (CSP)

El sistema de almacenamiento térmico en una central del tipo CSP, siempre está emplazada entre el campo solar o el receptor central y el bloque de potencia. Existen dos métodos para adaptar un sistema de almacenamiento. (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014).

Capítulo 2. Marco teórico

- Método directo: El fluido es utilizado como fluido calefactor y como fluido para el almacenamiento de energía. En este método, el fluido se almacena en un tanque frío, se calienta en el receptor y luego se almacena en un tanque caliente. El fluido caliente, posteriormente, es utilizado en el ciclo de potencia. La Figura 2.19, muestra un esquema de cómo es movilizado el fluido en un sistema de almacenamiento directo.

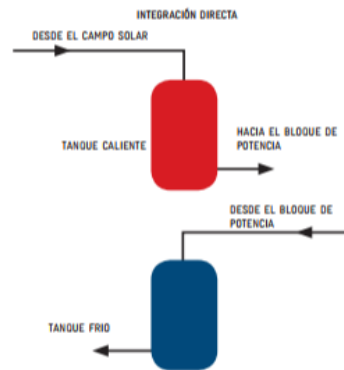


Figura 2.19: Esquema de un sistema de almacenamiento térmico directo. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014)

- Método indirecto: Este método se utiliza si el fluido de almacenamiento y el fluido calefactor utilizado en el campo solar son diferentes. En este método el fluido caloportador es calentado en el campo solar, posteriormente, el calor es transferido hacia el fluido de almacenamiento mediante el uso de intercambiadores de calor. Luego, el calor debe ser transferido nuevamente mediante el intercambiador de calor desde el material de almacenamiento, al fluido caloportador. La Figura 2.20, muestra un diagrama simplificado de un sistema de almacenamiento con el método indirecto.

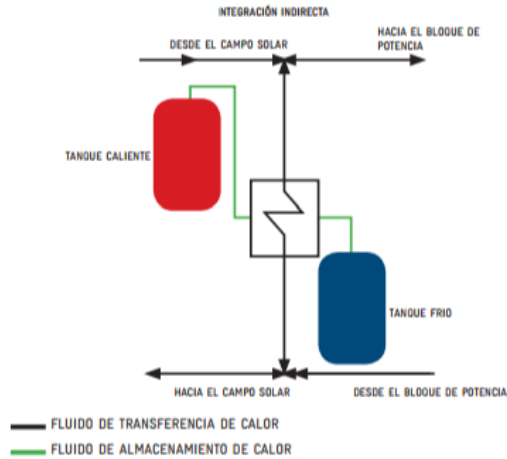


Figura 2.20: Esquema de almacenamiento indirecto. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, *Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos.*, 2014)

2.5.2. Sistemas de almacenamiento de calor sensible y latente

La diferencia que existen entre los sistemas de almacenamiento de calor latente y sensible, es si el fluido o medio cambia entre fase sólida, líquida o gaseosa durante el ciclo de almacenamiento. Si el estado del fluido de almacenamiento, no cambia durante el ciclo de carga y descarga, solo se transmite energía como calor sensible, por lo que pertenece al tipo de sistemas de almacenamiento de calor sensible. En cambio, si el medio de almacenamiento, cambia su estado durante el ciclo de carga-descarga, se está transfiriendo calor sensible y latente tratándose de un sistema de almacenamiento de calor latente. La Figura 2.21, muestra un gráfico de un sistema de almacenamiento de calor, en el que, durante el proceso de carga, la temperatura del fluido de almacenamiento siempre está produciendo un aumento de temperatura.

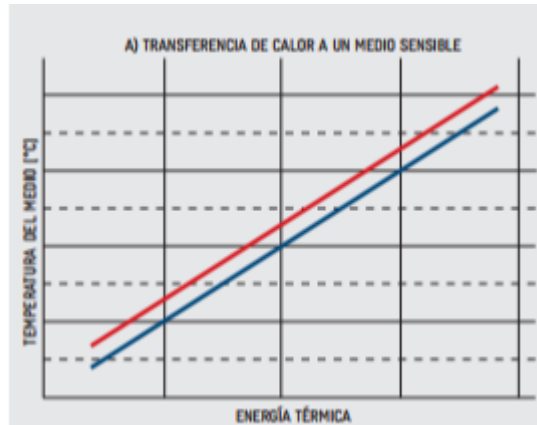


Figura 2.21: Transferencia de calor hacia un medio sensible. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, *Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos.*, 2014)

En contraste, la Figura 2.22, muestra un gráfico que describe, el comportamiento de un sistema de almacenamiento de calor latente, la gran diferencia que se aprecia, es que, al comenzar el cambio de fase, la energía térmica transferida al medio de almacenamiento, es utilizada para realizar el cambio de fase, por lo que la temperatura se mantiene estable.

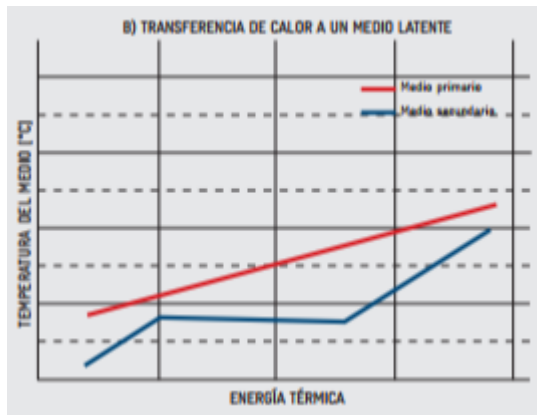


Figura 2.22: Transferencia de calor hacia un medio latente. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, *Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos.*, 2014)

2.5.3. Principales sistemas de almacenamiento térmicos utilizados en tecnologías de concentración solar de potencia (CSP)

- Sistemas de tanque Ruth: Para sistemas CSP, con generación directa de vapor se requiere de un método directo para almacenar calor. En este tipo de sistemas, el calor, se almacena en agua líquida saturada y presurizada. Una de las principales desventajas de este tipo de sistema, es que se utilizan acumuladores de vapor pequeños, debido a los altos costos que conlleva construir acumuladores de gran capacidad, por lo tanto, la capacidad de acumulación es, aproximadamente, de una hora. La Figura 2.23, muestra el esquema de un sistema de almacenamiento por tanque Ruth.

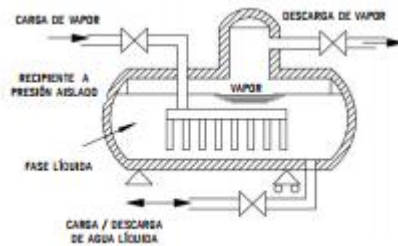


Figura 2.23: Sistemas de almacenamiento de tanque Ruth. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, *Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos.*, 2014)

- Sistemas de almacenamiento de cerámica tipo panel de abeja: El sistema de almacenamiento de cerámica de tipo panel de abeja, es un método de almacenamiento directo, aplicable en sistemas de CSP que utilizan aire ambiente como fluido de transferencia de calor, es utilizado en sistemas de torre solar. La capacidad del sistema está limitada por la disponibilidad de espacio, siendo el principal desafío en el diseño del sistema de almacenamiento, la creación de una gran superficie para garantizar una transferencia de calor adecuada del aire hacia el material de almacenamiento (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, *Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos.*, 2014). La Figura 2.24, muestra el esquema de un sistema de almacenamiento del tipo panel de abeja con fluido caloportador aire ambiental.

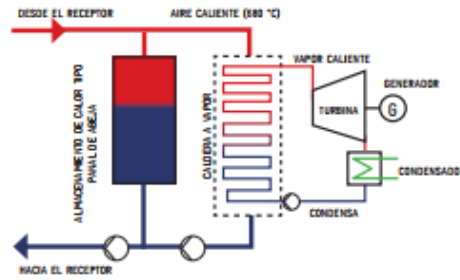


Figura 2.24: Sistema de almacenamiento panel de abeja con aire ambiental como fluido de trabajo. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, *Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos.*, 2014)

- Sistemas de almacenamiento con sales fundidas: Es el sistema de almacenamiento más utilizado, opera almacenando calor en una mezcla de sales de nitrato. De acuerdo al fluido de transferencia de calor utilizado, puede implementarse como un sistema almacenamiento directo o indirecto. Es importante que las sales de nitrato estén en fase líquida durante todo el funcionamiento del sistema.
- Sistema de almacenamiento directo con sales fundidas: Este sistema consta de dos tanques de almacenamiento, un tanque caliente que almacena la sal a 565°C, aproximadamente, y el tanque frío que almacena la sal a 290°C (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, *Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos.*, 2014). La Figura 2.25, muestra un sistema de almacenamiento directo con sales fundidas en un sistema de torre solar.

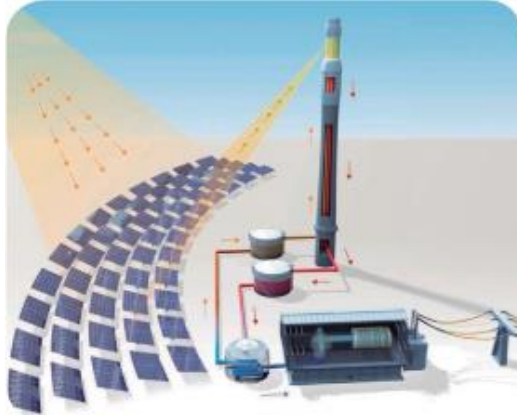


Figura 2.25: Sistema de torre solar con almacenamiento directo de sales fundidas. Fuente: (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos., 2014)

2.6. BLOQUE DE POTENCIA

El bloque de potencia, corresponde a un determinado grupo de máquinas que realizan un ciclo termodinámico que opera con una turbina de vapor, la cual está encargada de la generación de potencia suministrada por la planta.

2.6.1. Ciclo Rankine

El ciclo Rankine es un ciclo termodinámico de vapor en el que, la sustancia de trabajo, se evapora y condensa alternadamente. La Figura 2.26, muestra el esquema de un ciclo Rankine ideal.

Capítulo 2. Marco teórico

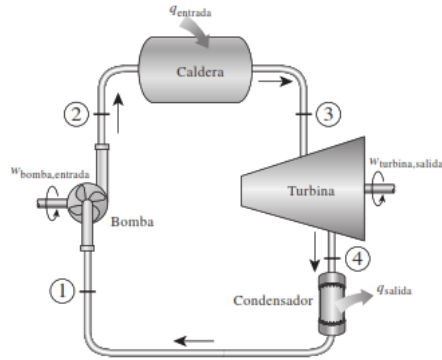


Figura 2.26: Esquema de un ciclo Rankine. Fuente: (Cengel & Boles, 2012)

Los números indican los cuatro estados termodinámicos que marcan los inicios y términos de los procesos. (Cengel & Boles, 2012)

- 1-2 Compresión isentrópica en una bomba.
- 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera.
- 3-4 Expansión isentrópica en una turbina.
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

La Figura 2.27, muestra un gráfico de temperatura T v/s entropía s de un ciclo Rankine ideal.

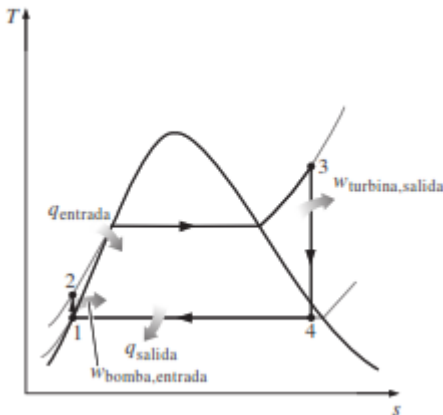


Figura 2.27: Diagrama de procesos de un ciclo Rankine ideal. Fuente: (Cengel & Boles, 2012).

2.6.2. Ciclo Rankine real

El ciclo Rankine real, no opera como el ciclo Rankine ideal, debido a las pérdidas energéticas planteadas por la segunda ley de la termodinámica, que involucran pérdidas de calor y trabajo mecánico, lo que da lugar a que los procesos no puedan ser considerados como isoentrópicos, sino que se asuman como politrópicos a partir de las eficiencias de la bomba y la turbina, así como la aislación y los fenómenos de oscilación de vapor. La Figura 2.28, muestra la desviación del ciclo Rankine real, respecto del ciclo Rankine ideal.

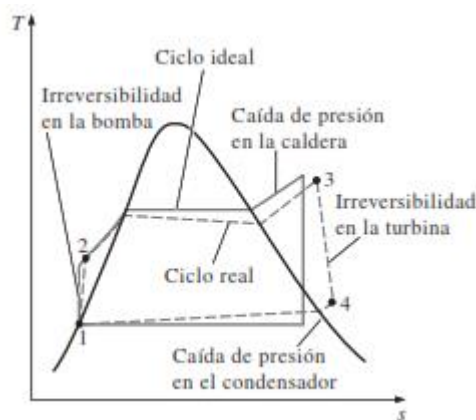


Figura 2.28: Desviación de un ciclo Rankine real, respecto de un ciclo Rankine ideal. Fuente: (Cengel & Boles, 2012)

2.6.3. Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio

El ciclo Rankine con recalentamiento surge con la idea de aumentar el rendimiento del ciclo, considerando un aumento de presión en la caldera para un ciclo Rankine, se incrementa el rendimiento, pero también el nivel de humedad a la salida de la caldera. Por lo que se modifica el ciclo Rankine realizando la expansión del vapor en dos turbinas y recalentando el vapor entre ambas etapas de expansión para disminuir la humedad del vapor. La Figura 2.29, muestra el esquema de un ciclo Rankine ideal con recalentamiento.

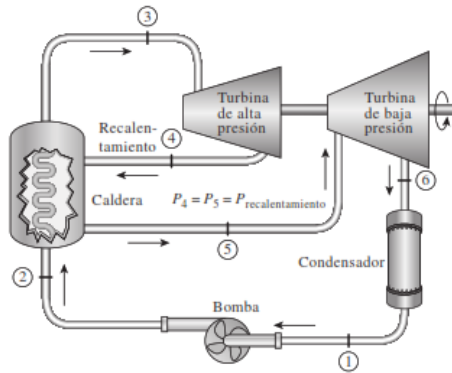


Figura 2.29: Esquema de un ciclo Rankine ideal con recalentamiento. Fuente: (Cengel & Boles, 2012)

La Figura 2.30, muestra un gráfico de temperatura v/s entropía de un ciclo Rankine con recalentamiento intermedio.

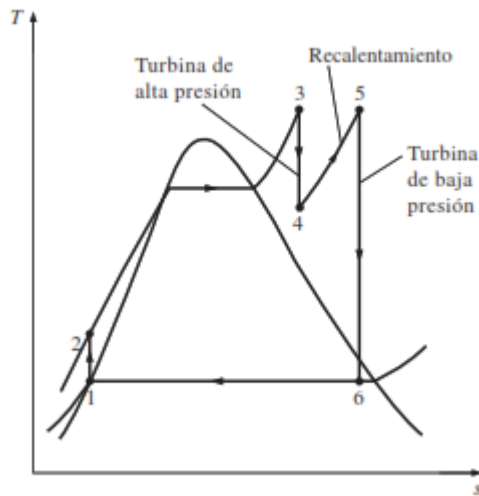


Figura 2.30: Gráfico temperatura v/s entropía de un ciclo Rankine con recalentamiento intermedio. Fuente: (Cengel & Boles, 2012).

2.6.4. Ciclo Rankine regenerativo

En un ciclo Rankine, la adición de calor al ciclo se produce a una temperatura relativamente baja en la entrada de la caldera, para aumentar el rendimiento del ciclo en algunas centrales eléctricas, se recurre a un dispositivo llamado regenerador, que tiene la función de calentar el agua de alimentación. Para esto, se extrae una porción del vapor en la turbina y se utiliza para calentar el agua de alimentación. La Figura 2.31, muestra el esquema de un ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto (CAA).

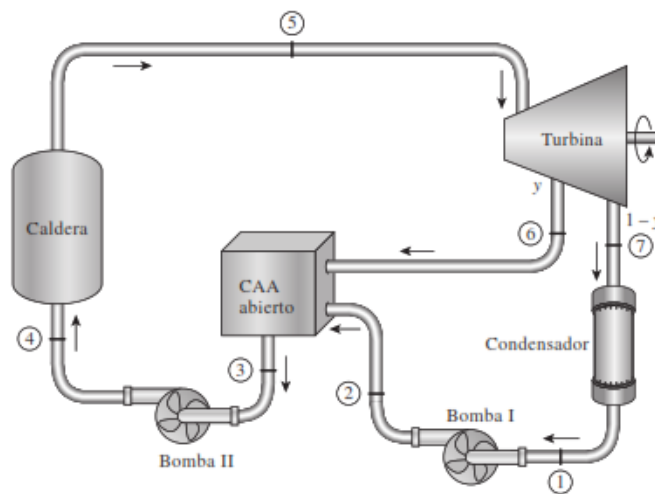


Figura 2.31: Esquema de un ciclo Rankine ideal regenerativo con calentador abierto. Fuente: (Cengel & Boles, 2012)

CAPÍTULO 3. DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN A LA PROBLEMÁTICA

3.1. BLOQUE DE POTENCIA

En esta sección, se plantea el procedimiento para determinar las condiciones de operación del ciclo Rankine para la planta de concentración solar de potencia.

3.1.1 Condiciones de operación de la planta

Primero, es necesario establecer la potencia que genera la turbina, siendo esta de 20 MW. El siguiente paso, consiste en seleccionar una turbina mediante el uso de un catálogo (disponible en el Anexo 1). Para esta planta, se selecciona la turbina SST-200 de Siemens. La tabla 3.1, muestra las principales características de esta turbina de vapor.

Tabla 3.1: Condiciones de operación de la turbina SST-200. Fuente: Elaboración propia.

Potencia (MW)	20
Presión de entrada (bar (a))	< 120
Temperatura de entrada (°C)	< 540
Presión de escape para condensado por agua	0,05 – 0,15
Presión de escape para condensado refrigerado por aire	0,15 – 0,5

Considerando las condiciones a las que puede operar esta turbina, se establecen las presiones de alta y baja del ciclo, teniendo estas, valores de 5 y 0,01 MPa, respectivamente. Para establecer la temperatura del vapor sobrecalentado, se considera la temperatura máxima a la que puede operar la turbina, siendo esta, menor a 540°C y se considera también las temperaturas de operación para el fluido calefactor, las cuales fueron mencionadas en la sección 2.5.3. Por lo tanto, se establece que la temperatura del vapor sobrecalentado será de 480°C.

3.1.2 Procedimiento para determinar las propiedades del vapor en el ciclo Rankine

En esta sección se definen las ecuaciones necesarias para determinar las propiedades de la sustancia de trabajo en los distintos estados del ciclo Rankine.

La eficiencia del ciclo Rankine, se determina utilizando la ecuación (2). (Cengel & Boles, 2012)

$$\eta_{term} = \frac{|W_{neto}|}{Q_{entrada}} \quad (2)$$

Donde:

W_{neto} Potencia neta (kJ)

$Q_{entrada}$ Calor entra al ciclo (kJ)

La eficiencia de la turbina, en el ciclo Rankine, se evalúa mediante las ecuaciones (3) y (4) (Cengel & Boles, 2012).

$$\eta_T = \frac{W'_T}{W_T} \quad (3)$$

Donde:

W'_T Potencia real de la turbina (kJ)

W_T Potencial ideal de la turbina(kJ)

$$\eta_T = \frac{h_3 - h'_4}{h_3 - h_4} \quad (4)$$

Donde:

h Entalpía ideal a la entrada y salida de la turbina (kJ)

h' Entalpía real a la salida de la turbina (kJ)

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

La eficiencia de la bomba, en el ciclo Rankine, se evalúa mediante las ecuaciones (5) y (6) (Cengel & Boles, 2012).

$$\eta_b = \frac{W_b}{W'_b} \quad (5)$$

Donde:

W_b Potencia ideal de entrada a la bomba (kJ)

W'_b Potencial real de entrada a la bomba (kJ)

$$\eta_b = \frac{h_2 - h_1}{h'_2 - h_1} \quad (6)$$

Donde:

H Entalpía ideal a la entrada y salida de la bomba (kJ)

h' Entalpía real a la salida de la bomba(kJ)

Para calcular las propiedades en algunos estados del ciclo Rankine, es necesario determinar el título de vapor, utilizando la ecuación (7), la que es válida para entropía, entalpía, energía interna y volumen específico. (Cengel & Boles, 2012)

$$x = \frac{\Phi_j - \Phi_f}{\Phi_{fg}} \quad (7)$$

Donde:

Φ_j Valor de la propiedad como vapor saturado en el estado j.

Φ_f Valor de la propiedad como líquido saturado.

Φ_{fg} Valor de la propiedad de cambio de fase entre vapor-líquido.

3.1.3 Procedimiento de cálculo y resultados de las propiedades de la sustancia de trabajo

En esta sección, se presenta el procedimiento para determinar las propiedades de temperatura (K), presión (MPa), entropía (kJ/kg·K), entalpía (kJ/kg) y título de vapor en los estados del ciclo Rankine. Los cálculos de interpolación y rendimientos, son presentados en el anexo 5. Se comienza calculando el estado 1, que corresponde a la entrada de la bomba, para este estado, se tiene como condición que el título de vapor debe ser 0, por lo tanto, se utiliza la tabla de líquido saturado del anexo 2 para determinar las propiedades del fluido. La tabla 3.2, muestra los valores obtenidos para las propiedades de la sustancia de trabajo en el estado 1.

Tabla 3.2: Propiedades de la sustancia de trabajo del estado 1. Fuente: Elaboración propia.

Propiedad	Valor
Temperatura (K)	318,96
Presión (MPa)	0,01
Título de vapor	0
Entropía (kJ/kg·K)	0,6492
Entalpía (kJ/kg)	191,81

Para el estado 2 ideal, se calcula, considerando que la entropía del estado 1, es igual a la entropía del estado 2 ideal y que la presión del estado 2, corresponde a la presión de alta del ciclo. Las propiedades para la sustancia de trabajo se evalúan, utilizando la tabla de propiedades termodinámicas de líquido comprimido para agua, presentada en el anexo 3. La tabla 3.3, muestra las propiedades de la sustancia de trabajo en el estado 2 ideal.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

Tabla 3.3: Propiedades de la sustancia de trabajo para el estado 2 ideal. Fuente: Elaboración propia.

Propiedad	Valor
Temperatura (K)	319,246
Presión (MPa)	5
Título de vapor	-
Entropía (kJ/kg·K)	0,6492
Entalpía (kJ/kg)	197,374

Para determinar el estado 2 real, debe considerarse el rendimiento de la bomba, el cual tiene un valor de 70%. Por lo que la entalpía, se determina, utilizando la ecuación (5). Los valores de las propiedades para el estado 2 real, son presentadas en la tabla 3.4.

Tabla 3.4: Propiedades de la sustancia de trabajo para el estado 2 real. Fuente: Elaboración propia.

Propiedad	Valor
Temperatura (K)	319,818
Presión (MPa)	5
Título de vapor	-
Entropía (kJ/kg·K)	0,657
Entalpía (kJ/kg)	199,758

Para evaluar el estado 3, se consideran los siguientes valores de temperatura y presión, 753,15 K y 5 MPa, respectivamente, que corresponden a los valores entregados por el fabricante, dentro del rango de operación de la turbina. Por lo tanto, utilizando la tabla de vapor sobrecalentado del anexo 4, se determinan las propiedades del vapor de agua. La tabla 3.5, muestra estos valores.

Tabla 3.5: Propiedades de la sustancia de trabajo para el estado 3. Fuente: Elaboración propia.

Propiedad	Valor
Temperatura (K)	753,15
Presión (MPa)	5
Título de vapor	-
Entropía (kJ/kg·K)	6,915
Entalpía (kJ/kg)	3.388

Para determinar el estado 4 ideal, se considera que la entropía del estado 4 ideal es igual a la entropía del estado 3 y considerando que la presión de baja del ciclo es 0,01 MPa, se verifica que la sustancia de trabajo en su estado 4, se encuentra como vapor saturado. Por lo tanto, para determinar sus propiedades, se requiere evaluar el título de vapor, lo que se realiza empleando la ecuación (7) y la tabla de vapor saturado incluida en el anexo 2. La tabla 3.6, muestra los valores de las propiedades de la sustancia para el punto 4 ideal.

Tabla 3.6: Propiedades de la sustancia de trabajo para el estado 4 ideal. Fuente: Elaboración propia.

Propiedad	Valor
Temperatura (K)	318,96
Presión (MPa)	0,01
Título de vapor	0,836
Entropía (kJ/kg·K)	6,915
Entalpía (kJ/kg)	2.190

Para determinar el estado 4 real, se utiliza la ecuación (4), para evaluar el valor que alcanza la entalpía, considerando un rendimiento de turbina de 85%. Evaluado este valor y comparando con los valores de la tabla de vapor saturado, se determina que es vapor saturado. Por lo que es necesario calcular el valor del título de vapor, para lo cual se utiliza la ecuación (7) y la tabla de vapor saturado del anexo 2. La tabla 3.7, muestra las propiedades para el estado 4 real.

Tabla 3.7: Propiedades de la sustancia de trabajo para el estado 4 real. Fuente: Elaboración propia.

Propiedad	Valor
Temperatura (K)	318,96
Presión (MPa)	0,01
Título de vapor	0,911
Entropía (kJ/kg·K)	7,4783
Entalpía (kJ/kg)	2.370

3.2 CÁLCULOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En esta sección se presenta el procedimiento para determinar el requerimiento térmico para elevar la temperatura de una masa de agua, evaporarla y calentar el vapor hasta una temperatura de 480°C. Por otra parte, también se presenta el procedimiento para determinar los requerimientos de flujo másico del fluido calefactor o de transferencia de calor.

3.1 Cálculos de transferencia de calor para el agua

En esta sección, se indica el procedimiento para determinar la cantidad de energía que debe absorber el agua para elevar su temperatura, evaporarse y calentarse hasta los 480°C. El primer paso es determinar el flujo másico de agua con el cual opera el ciclo y se calcula utilizando la ecuación (8) (Cengel & Boles, 2012).

$$\dot{m}_w = \frac{W'_T}{h_3 - h'_4} \quad (8)$$

Con el valor del flujo másico, se determina la energía necesaria para elevar la temperatura del agua desde 319,818 K hasta la temperatura de saturación a la presión de 5 MPa, utilizando la ecuación (9) (Cengel & Boles, 2012).

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

$$Q_{w1} = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T_w \quad (9)$$

Donde:

\dot{m}_w Flujo másico de agua (kg/s)

C_{pw} Calor específico medio del agua (kJ/kg·K)

ΔT_w Diferencia de temperaturas entrada y salida del agua (K)

Para el proceso de evaporación del agua, la cantidad de energía necesaria se determina utilizando la ecuación (10) (Cengel & Boles, 2012).

$$Q_{w2} = \dot{m}_w \cdot h_{fg} \quad (10)$$

Donde:

h_{fg} Entalpía de vaporización (kJ/kg)

Para el proceso de elevar la temperatura del vapor hasta la temperatura de operación de la turbina, la cantidad de energía necesaria se determina utilizando la ecuación (11) (Cengel & Boles, 2012).

$$Q_{w3} = \dot{m}_w \cdot c_{pvapor} \cdot \Delta T_{vapor} \quad (11)$$

Donde:

C_{pvapor} Calor específico medio del vapor (kJ/kg·K)

ΔT_{vapor} Diferencia de temperatura entrada y salida del vapor (K)

La tabla 3.8 muestra los valores obtenidos para el flujo másico y la transferencia de calor para los tres procesos.

Tabla 3.8: Flujo másico y transferencia de calor hacia el agua. Fuente: Elaboración propia.

	Proceso 1	Proceso 2	Proceso 3	Total
Tasa de transferencia de calor (kW)	$1,846 \times 10^4$	$4,122 \times 10^4$	$7,81 \times 10^3$	$6,749 \times 10^4$
Flujo másico de agua (kg/s)	19,646	19,646	19,646	19,646

3.2.2 Cálculos de transferencia de calor de las sales fundidas

Para evaluar el flujo másico necesario de sales fundidas, se considera que la energía absorbida por el agua, es igual a la energía cedida por las sales. Por lo tanto, el flujo másico requerido de sales fundidas para el proceso uno de elevar la temperatura del agua hasta la temperatura de saturación, para el proceso de evaporación y para el proceso de elevar la temperatura del vapor se determina usando la ecuación (12) (Cengel & Boles, 2012).

$$Q_{wt} = \dot{m}_{sal} \cdot c_{psal} \cdot \Delta T_{sal} \quad (12)$$

Donde:

\dot{m}_{sal} Flujo másico de sales fundidas (kg/s)

c_{psal} Calor específico medio de las sales fundidas (kJ/kg·K)

ΔT_{sal} Diferencia de temperatura entrada y salida de las sales fundidas (K)

El flujo másico de sales requerido es de 161,477 kg/s.

3.3 DETERMINACIÓN DE PROPIEDADES DE LAS SALES FUNDIDAS

Debido a la falta de tablas de las propiedades de las sales fundidas, para su determinación se utilizan ecuaciones empíricas (los cálculos para obtener las propiedades de las sales fundidas, se presentan en el anexo 7). Para obtener el valor del calor específico, se utiliza la ecuación (13) (Zavoico, 2001).

$$c_{psal} = \frac{(1396+0,172 \cdot T_{sal})}{1000} \quad (13)$$

Donde:

T_{sal} Temperatura de la sal fundida (K)

C_{psal} Calor específico medio de las sales fundidas (kJ/kg·K)

La densidad de la sal fundida, se determina en función de la temperatura, utilizando la ecuación (14) (Zavoico, 2001).

$$\rho_{sal} = 2.263,6 - 0,636 \cdot T_{sal} \quad (14)$$

Donde

ρ_{sal} Densidad de las sales fundidas (kg/m³)

La viscosidad dinámica de las sales fundidas, se determinó en función de la temperatura, utilizando la ecuación (15) (Zavoico, 2001).

$$\mu_{sal} = 0,075474 - 2,775 \cdot 10^{-4} \cdot T_{sal} + 3,488 \cdot 10^{-7} \cdot T_{sal}^2 - 1,474 \cdot 10^{-10} \cdot T_{sal}^3 \quad (15)$$

La conductividad térmica para las sales fundidas se determinó en función de la temperatura, utilizando la ecuación (16) (Zavoico, 2001).

$$k_{sal} = 0,391 + 1,9 \cdot 10^{-4} \cdot T_{sal} \quad (16)$$

3.4 DIMENSIONAMIENTO DE LA CALDERA

En esta sección, se presenta el procedimiento para determinar el área de transferencia de calor requerido para la caldera, lo que se realiza de acuerdo al requerimiento térmico de intercambio (Los cálculos de esta sección están en el anexo 7). Para dimensionar el área de transferencia de calor, lo primero es definir en cuantos equipos se realizará el intercambio de calor. Asumiendo que el proceso de intercambio de calor se realiza en dos equipos, es necesario determinar dos áreas de transferencia de calor.

Donde la primera corresponderá al proceso de elevar la temperatura del agua líquida hasta alcanzar su temperatura de saturación, más el proceso de vaporización del agua. Para esto se empleará la ecuación (17) (Cengel & Boles, 2012).

$$Q_{wEv} = Q_{w1} + Q_{w2} \quad (17)$$

Realizando los reemplazos pertinentes, se obtiene un valor total de $5,97 \times 10^4$ kW.

Para este caso, la temperatura de las sales fundidas al final del proceso de evaporización, se determina utilizando la ecuación (12). Realizando los reemplazos correspondientes, se obtiene que la temperatura de las sales fundidas al final del proceso, es de 594,975 K.

La segunda etapa corresponderá al proceso de elevar la temperatura del vapor de agua, desde la temperatura de saturación, hasta la condición de ingreso a la turbina. Para esto se empleará la ecuación (11).

Realizando los reemplazos pertinentes, se obtiene un valor para esta etapa de $7,81 \times 10^3$ kW.

La temperatura de las sales fundidas al final del proceso de sobrecalentamiento, se estima utilizando la ecuación (12) y reemplazando el valor del calor requerido en esta segunda etapa, se obtiene una temperatura final para las sales fundidas de 563,15 K que es consistente con el valor recomendado para la temperatura de sales fundidas al final del proceso de intercambio de calor. (Buck, Giuliano, Gobereit, Uhlig, & Wilbert, Sistema de torre solar. Estado y perspectiva, 2014).

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

Para dimensionar el área de intercambio de calor necesaria para los tubos de la caldera y el sobrecalentador, correspondientes a las primera y segunda etapas, se utiliza la diferencia de temperatura media logarítmica, que permite calcular la tasa de transferencia de calor, utilizando la ecuación (18) (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007)

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (18)$$

Donde:

U Coeficiente global de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

A Área de intercambio de calor (m^2)

ΔT_{ml} Diferencia de temperatura media logarítmica (K)

La diferencia de temperatura media logarítmica para un intercambiador de calor a contraflujo se determina por la ecuación (19).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (19)$$

Donde ΔT_1 y ΔT_2 se muestran en la Figura 3.1 para un intercambiador de calor a contraflujo.

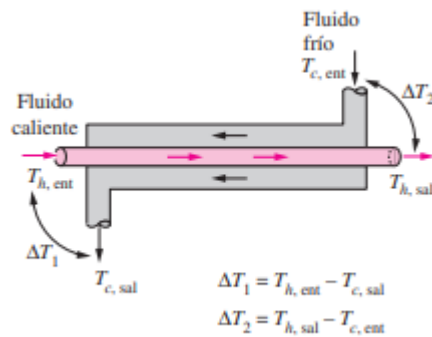


Figura 3.1: Diferencia de temperatura media logarítmica para un intercambiador a contraflujo. Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007)

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

Para aplicar el método de la diferencia de temperatura media logarítmica en un intercambiador de calor de tubos y coraza, en el caso que los tubos tengan más de un paso por la coraza y que no exista cambio de fase, es necesario considerar un factor de corrección. Por lo tanto, para calcular la tasa de transferencia de calor por un intercambiador de calor de tubos y coraza se utiliza la ecuación (20).

$$Q_w = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{ml} \quad (20)$$

Donde:

F Factor de corrección

El factor de corrección se calcula utilizando los gráficos 3.1 y 3.2 que sirven para intercambiadores de calor de tubo y coraza. Cuando es un intercambiador de calor de un paso por la coraza y cualquier múltiplo de dos para pasos por los tubos, se utiliza el gráfico 3.1. El gráfico 3.2 sirve para intercambiadores de calor de tubo y coraza cuando tienen dos pasos por la coraza y múltiplos de 4 pasos por los tubos.

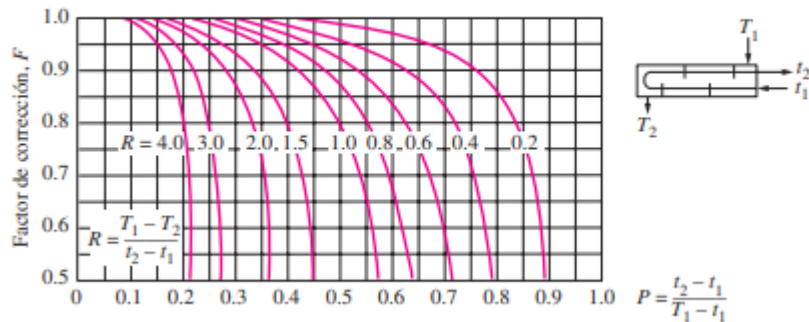


Gráfico 3.1: Factor de corrección para intercambiadores de calor de 1 paso por la coraza y 2,4,6, 8... pasos por los tubos. Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007)

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

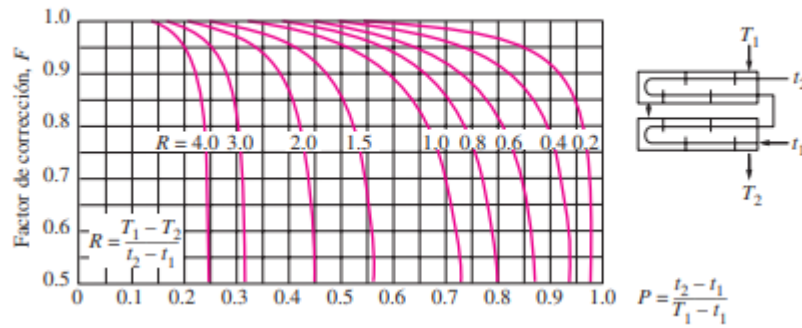


Gráfico 3.2: Factor de corrección para intercambiadores de calor de 2 pasos por la coraza y 4, 8, 12... pasos por los tubos. Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007)

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor global exterior para el proceso de evaporación, se utiliza la ecuación (21).

$$U_e = \left(\frac{D_e}{h_i \cdot D_i} + \frac{D_e \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2k_{tubo}} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1} \quad (21)$$

Donde:

- De Diámetro exterior del tubo (m)
- Di Diámetro interior del tubo (m)
- hi Coeficiente convectivo al interior del tubo (W/m²·K)
- he Coeficiente convectivo exterior del tubo (W/m²·K)
- ktubo Conductividad térmica del tubo (W/m·K)

3.4.2 Procedimiento de cálculo para el coeficiente convectivo interior para la primera etapa

Cabe indicar que en esta etapa existe vaporización de agua, o sea, cambio de fase. Lo que implica que el factor de corrección es 1. Considerando que para intercambiadores de calor de tubos y coraza, el coeficiente convectivo interior de los tubos, se calcula con la ecuación (22) (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007).

Se considera que el fluido que va por el interior de los tubos, es la sal fundida.

$$h_i = \frac{N_{uSal} \cdot k_{sal}}{D_i} \quad (22)$$

Donde:

N_{uSal} Número de Nusselt para sal fundida.

k_{sal} Conductividad térmica de la sal (W/m·K)

El número de Nusselt, es un número adimensional que relaciona las características geométricas, conductividad térmica del fluido y coeficiente convectivo medio del fluido. Para determinar el número de Nusselt es necesario determinar el número de Reynolds. El número de Reynolds, corresponde a un número adimensional que relaciona las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas en un escurrimiento y se calcula utilizando la ecuación (23).

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_i}{\mu} \quad (23)$$

Donde:

ρ Densidad (kg/m³)

V Velocidad del fluido al interior del tubo (m/s)

μ Viscosidad dinámica del fluido (Pa·s)

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

Cuando el número de Reynolds es menor a 2.300, el flujo es laminar y cuando el número de Reynolds es igual o mayor a 10^4 el flujo es turbulento desarrollado. Esta clasificación permite determinar el tipo de flujo. Lo que permite evaluar el número de Nusselt para flujo laminar, empleando la ecuación (24) (W. Serth, 2007)

$$Nu_{lam} = 1,86 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_i}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (24)$$

Donde:

- L Longitud de entrada donde el flujo está completamente desarrollado (m)
- μ_s Viscosidad dinámica del fluido a la temperatura de la superficie (Pa·s)

El número de Nusselt para flujo turbulento se calcula con la ecuación (25) (W. Serth, 2007).

$$Nu_{tur} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (25)$$

Para calcular el número de Reynolds, es necesario seleccionar primero un diámetro de tubo. La tabla 3.9 contiene información del diámetro exterior e interior de tubos de acuerdo a la Birmingham Wire Gag escale (BWG) para condensadores y calderas (W. Serth, 2007).

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

Tabla 3.9: Dimensiones de tubos (BWG). Fuente: (W. Serth, 2007)

Diámetro exterior (pulgadas)	BWG	Diametro interior (pulgadas)	Área interna (pulgadas ²)	por pie de longitud (ft ² /ft)
1/2	16	0,37	0,1075	0,1309
	18	0,402	0,1269	0,1309
	20	0,43	0,1452	0,1309
	22	0,444	0,1548	0,1309
5/8	12	0,407	0,1301	0,1636
	13	0,435	0,1486	0,1636
	14	0,459	0,1655	0,1636
	15	0,481	0,1817	0,1636
	16	0,495	0,1924	0,1636
3/4	10	0,482	0,1825	0,1963
	11	0,51	0,2043	0,1963
1	8	0,67	0,3526	0,2618
	10	0,732	0,4208	0,2618
	11	0,76	0,4536	0,2618
	12	0,782	0,4803	0,2618

La tabla 3.10 muestra los valores de espesor utilizados de acuerdo a la Birmingham Wire Gage scale (BWG) (W. Serth, 2007).

Tabla 3.10: Espesor de tubos (BWG). Fuente: (W. Serth, 2007)

BWG	Espesor (pulgadas)
7	0.180
8	0.165
10	0.134
11	0.120
12	0.109
13	0.095
14	0.083
15	0.072
16	0.065
17	0.058
18	0.049
20	0.035
22	0.028
24	0.022
26	0.018

De la tabla 3.9 se selecciona un tubo de diámetro exterior $\frac{3}{4}$ de pulgadas con un espesor de 0,120 pulgadas. Para tener una transferencia de calor lo más óptima posible, la velocidad en el interior del tubo debe estar entre 3 y 8 ft/s (W. Serth, 2007) o 0,91 y 2,43 m/s. Se realizan los cálculos

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

para el número de Reynolds considerando una velocidad de 1,065 m/s. El valor del número de Reynolds al interior del tubo es de $1,673 \times 10^4$. Por lo tanto, el flujo es turbulento y se procede a calcular el número de Nusselt utilizando la ecuación (25). Obteniendo un número de Nusselt de 88.146. El coeficiente convectivo interior se calcula reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (22) y tiene un valor de $3,587 \times 10^3$ W/m²·K. La tabla 3.11 muestra los valores obtenidos para los cálculos para el proceso de evaporación al interior del tubo.

Tabla 3.11: Cálculo de propiedades de sales fundidas para el proceso de evaporación.

Fuente: Elaboración propia.

Re _{sales}	Pr _{sales}	μ _{sales} (T _m) (Pa·s)	μ _{sales} (T _{pared}) (Pa·s)	ρ _{sales}	k _{sales} (W/m·K)	Nu _{sales}	h _i _{sales} (W/m ² ·K)
$1,673 \times 10^4$	4.298	$1,491 \times 10^{-3}$	$1,657 \times 10^{-3}$	$1,808 \times 10^3$	0,527	88.146	$3,587 \times 10^3$

3.4.3 Determinación del coeficiente convectivo exterior para el proceso 1

Para determinar el coeficiente convectivo exterior en la coraza, debe considerarse un proceso de convección con cambio de fase, en la cual, se forman burbujas de vapor. El coeficiente convectivo para las burbujas determina utilizando la ecuación (26) (Kreith, Manglik, & Bohn, 2012)

$$h_e = \frac{q_x}{\Delta T_x} \quad (26)$$

Donde

- q_x Flujo de calor por unidad de área (W/m²)
- ΔT_x Gradiente de temperatura significativo (°C)

El flujo de calor se determina utilizando la ecuación empírica (27), donde el flujo de calor se obtiene en W/m².

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

$$q_x = 0,000481 \cdot \Delta T_x^{3,33} \cdot P_{cr}^{2,3} \cdot \left(1,8 \cdot \left(\frac{P_{op}}{P_{cr}} \right)^{0,17} + 4 \cdot \left(\frac{P_{op}}{P_{cr}} \right)^{1,2} + 10 \cdot \left(\frac{P_{op}}{P_{cr}} \right)^{10} \right)^{3,33} \quad (27)$$

Donde:

P_{op} Presión de operación (atm)
 P_{cr} Presión crítica del agua (atm)

Reemplazando los valores en la ecuación (27), se obtiene un valor de $1,01 \times 10^9$ W/m². Para determinar el gradiente de temperatura, es necesario estimar la temperatura de la pared del tubo, utilizando la ecuación (28) (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007)

$$T_{pared1} = \frac{(T_{sal} + T_{wSat})}{2} \quad (28)$$

Donde:

T_{wSat} Temperatura de saturación del agua (°C)

Realizando los reemplazos correspondientes y evaluando la ecuación (28), se obtiene que el valor de la temperatura de la pared, es de 414,47°C.

El gradiente de temperatura es la diferencia de temperatura entre la temperatura de saturación del agua y pared, su valor es 94,652°C. Con los valores del flujo de calor y el gradiente de temperatura, se determina el coeficiente convectivo exterior reemplazando la ecuación (26). El valor del coeficiente convectivo exterior es de $2,993 \times 10^6$ W/m²·K.

3.4.4 Área de transferencia de calor de la caldera

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, se considera como material del tubo acero inoxidable AISI316. Su conductividad térmica evaluada para la temperatura superficial es 15.2 W/m²·K. Con los datos de los coeficientes de transferencia convectivos exterior e interior y la conductividad del tubo, se determina el coeficiente global de transferencia de calor utilizando la ecuación (21), el que alcanza un valor de $1,534 \times 10^3$ W/m²·K.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

Reemplazando los valores obtenidos de temperatura en la ecuación (19), se obtiene una diferencia de temperatura media logarítmica, que es 287,914 K.

Finalmente, para dimensionar el área de transferencia de calor, se utiliza la ecuación (18), considerando, además, un 10% de pérdidas térmicas en el equipo de acuerdo, a las normas ASHRAE. Se determina que el área requerida es 148,71 m². Donde, el número de tubos se calcula utilizando la ecuación (29) (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007)

$$n_{tubos} = \frac{A_1}{\pi \cdot L_{tubo} \cdot D_e} \quad (29)$$

Donde:

L_{tubo} Largo del tubo (m)

Considerando un largo de tubo de 3 m, realizando los reemplazos correspondientes, se obtiene un número de tubos del orden de 828 para la primera etapa.

3.4.5 Determinación del tamaño de la coraza

Para determinar el tamaño de la coraza es necesario conocer, tanto: el número de tubos, el diámetro exterior de los tubos y el tipo de arreglos que se utiliza para los tubos.

La Figura 3.2 muestra los 3 tipos de arreglos más comunes de tubos, a la izquierda se muestra la distribución cuadrada de (90°), al centro se encuentra la distribución cuadrada rotada (45°). Al lado derecho se encuentra la distribución triangular.

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

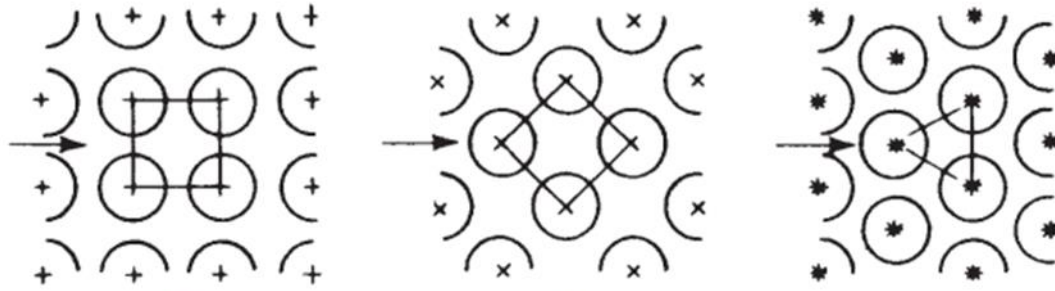


Figura 3.2: Geometría de distribución de tubos en un intercambiador de calor de tubos y coraza. Fuente: (W. Serth, 2007)

La tabla 3.12 muestra el diámetro de la coraza de acuerdo al diámetro exterior de los tubos de 3/4 pulgadas, la cantidad de tubos para una geometría cuadrada de 90° con una separación entre centros de 1 pulgada para distintos tipos de tubos y pasos.

Tabla 3.12: Diámetro de coraza para tubos 3/4 pulgadas como diámetro exterior y configuración cuadrada con separación de 1 pulgada entre centros. Fuente: (W. Serth, 2007)

Coraza (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Número de pasos				Número de pasos		
	1	2	4	6	2	4	6
8	28	26	16	12	28	24	12
10	52	48	44	24	52	44	32
12	80	76	66	56	78	72	70
13¼	104	90	70	80	96	92	90
15¼	136	128	128	114	136	132	120
17¼	181	174	154	160	176	176	160
19¼	222	220	204	198	224	224	224
21¼	289	272	262	260	284	280	274
23¼	345	332	310	308	348	336	328
25	398	386	366	344	408	392	378
27	477	456	432	424	480	468	460
29	554	532	510	496	562	548	530
31	637	624	588	576	648	636	620
33	730	712	682	668	748	728	718
35	828	812	780	760	848	820	816
37	937	918	882	872	952	932	918
39	1048	1028	996	972	1056	1044	1020
42	1224	1200	1170	1140	1244	1224	1212
45	1421	1394	1350	1336	1436	1408	1398
48	1628	1598	1548	1536	1640	1628	1602
54	2096	2048	2010	1992	2108	2084	2068
60	2585	2552	2512	2476	2614	2584	2558

De acuerdo al número de tubos obtenido y utilizando un número de pasos por los tubos de 1, se selecciona un diámetro de coraza de 35 pulgadas.

3.5 DIMENSIONAMIENTO DEL SOBRE CALENTADOR

En esta sección se presenta el procedimiento para determinar el área de transferencia de calor requerida para elevar la temperatura del vapor, desde su temperatura de saturación hasta la temperatura de 480°C. Cabe destacar que el flujo en el sobre calentador es cruzado. (Los cálculos de esta sección, están disponibles en el Anexo 8)

3.5.1 Determinación del coeficiente convectivo interior

Para determinar el coeficiente convectivo interior, tal como se hizo con el coeficiente convectivo interior del primer proceso, lo primero es calcular el número de Reynolds, utilizando para esto la ecuación (23). Alcanzando un valor, el número de Reynolds de $9,843 \times 10^3$.

El número de Nusselt es determinado utilizando la ecuación (25) y realizando los reemplazos correspondientes, se obtiene un valor de 75.171 para el número de Nusselt.

El coeficiente convectivo interior se determina utilizando la ecuación (22) y realizando los reemplazos pertinentes de valores, se obtiene un valor de $2,907 \times 10^3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

3.5.2 Determinación del coeficiente convectivo exterior

Para determinar el coeficiente convectivo exterior, primero es necesario determinar la velocidad con la que circula el vapor por la coraza, esta se determina, utilizando la ecuación de continuidad de masa (30) (Cengel & Boles, Termodinámica, 2012).

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{A_{espacio} \cdot V_{vapor}}{v_{vapor}} \quad (30)$$

Donde:

$A_{espacio}$ Área entre espacio de los tubos (m^2)

V_{vapor} Velocidad media de escurrimiento del vapor (m^2/s)

v_{vapor} Volumen específico medio del vapor (m^3/kg)

El área libre dejada por los tubos y la coraza, se determina utilizando la ecuación (31) (Esta ecuación es deducida).



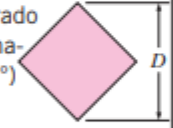
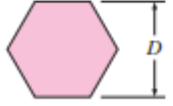
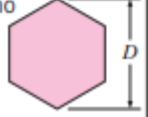
$$A_{espacio} = A_{coraza} - A_{tubos} \quad (31)$$

Utilizando la ecuación (31) y realizando los reemplazos correspondientes, se obtiene un valor para el área entre tubos y coraza de $0,385 m^2$. Reemplazando este valor en la ecuación (30), se obtiene la velocidad de escurrimiento del vapor por el exterior de los tubos, que es $4,271 m/s$.

El siguiente paso, es determinar el número de Reynolds para el flujo de vapor, para esto se utiliza la ecuación (23) y el valor del diámetro exterior. Lo que da un valor de $5,371 \times 10^4$.

Para determinar el número de Nusselt, se utiliza la tabla 3.13, que presenta una ecuación para evaluar el número de Nusselt en convección forzada por el exterior de cilindros para flujo cruzado, de acuerdo a la geometría y al número de Reynold del escurrimiento.

Tabla 3.13: Número de Nusselt para diferentes secciones transversales y números de Reynolds. Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2007).

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
<p>Círculo</p> 	Gas o líquido	0.4-4 4-40 40-4 000 4 000-40 000 40 000-400 000	$Nu = 0.989Re^{0.330} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.246Re^{0.588} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.153Re^{0.638} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-19 500 19 500-100 000	$Nu = 0.160Re^{0.638} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.0385Re^{0.782} Pr^{1/3}$

Utilizando la ecuación correspondiente a una sección circular de tubo y un número de Reynolds con valores entre 40.000 y 400.000 se obtiene un valor de 99.209 para el número de Nusselt.

Para determinar el coeficiente convectivo exterior, se utiliza la ecuación (22), realizando los reemplazos correspondientes, se obtiene un valor de 926,992 W/m²·K.

3.5.3 Determinación del área de transferencia de calor del sobre calentador

El coeficiente global de transferencia de calor, se determina utilizando la ecuación (21), realizando los reemplazos correspondientes, se obtiene un valor de 547,571 W/m²·K

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática.

La diferencia de temperatura media logarítmica se determina utilizando la ecuación (19), realizando los reemplazos correspondientes, se obtiene un valor de 73,263 K.

El área de transferencia de calor se determina utilizando la ecuación (32)

$$A_2 = \frac{Q_{w3}}{U_2 \cdot \Delta T_{ml2}} \quad (32)$$

Utilizando la ecuación (32) y realizando los reemplazos correspondientes, se obtiene un valor de 214,15 m².

El largo de los tubos se determina, utilizando la ecuación (29), realizando los reemplazos correspondientes, se obtiene un valor de 4,322 m.

CAPÍTULO 4. SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

4.1 SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

Para seleccionar el emplazamiento adecuado, es necesario tener en cuenta los siguientes parámetros: disponibilidad del recurso solar, condiciones atmosféricas, planes reguladores vigentes, accesibilidad a la ubicación y geografía de la ubicación. Estos parámetros serán estudiados mediante el uso de herramientas digitales con localización de la superficie o localidad estudiada.

4.1.1 Disponibilidad del recurso solar

Considerando que el parámetro más importante para localizar un área para emplazar una CCP es la disponibilidad del recurso solar, será el primer parámetro que se considerará para realizar una preselección de localizaciones utilizando como herramienta el explorador solar.

Herramienta del Explorador solar

El Ministerio de Energía dispone de herramientas online gratuitas diseñadas para el análisis de recursos renovables, estas reciben el nombre de “exploradores”. Han sido desarrolladas en colaboración con la sociedad alemana para la cooperación internacional (GIZ), el Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile, la Universidad Austral de Chile, la Dirección General de Aguas (DGA), la Corporación Nacional Forestal y el Servicio Hidrográfico y Oceanográfico de la Armada de Chile (SHOA).

El explorador solar permite realizar estudios del potencial energético solar de cualquier localización en el territorio de Chile continental e insular. Los datos son generados a partir de modelos atmosféricos y datos satelitales, desde el año 2004, con una resolución espacial horizontal de 90 m. Las mediciones son obtenidas usando 120 estaciones de medición a lo largo del país, las cuales pertenecen a redes públicas y privadas a lo largo del país. (Ministerio de Energía, Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile, Universidad Austral de Chile, 2020). La Figura 4.1 muestra la interfaz del explorador solar, la cual muestra en una gama de colores rojo y azul que representan la radiación alta y baja respectivamente.

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.



Figura 4.1: Interfaz del explorador solar. Fuente: (Ministerio de Energía, Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile, Universidad Austral de Chile, 2020)

4.1.2 Preselección de ubicaciones

De acuerdo a la información obtenida del explorador solar, las localidades de las regiones de Antofagasta y Atacama, presentan una mayor disponibilidad del recurso solar en Chile, para el estudio se seleccionaron tres localidades de cada una de estas regiones y se procede a construir una tabla con los datos promedios entregados por el explorador. Las tablas 4.1 y 4.2 entregan información meteorológica para las 3 localidades seleccionadas de las regiones de Antofagasta y Atacama.

Tabla 4.1: Datos meteorológicos para la región de Antofagasta. Fuente: Elaboración propia.

Datos meteorológicos región de Antofagasta				
		María Elena	Aiquina	Taltal
Ubicación	Latitud	-22,35°S	-22,29°S	-25,29°S
	Longitud	-69,66°O	-68,32°O	-69,77
	Altura	1.262	3.069	1.666
Radiación anual(kWh/m²/día)	Global horizontal	6,98	7,19	7,02
	Global inclinado 26°	7,46	7,72	7,6
	Directa normal	10,03	10,56	10,16
	Difusa horizontal	0,64	0,57	0,6
Información meteorológica (Promedios anuales)	Frecuencia de nubes (%)	3	5	2
	Temperatura ambiental (°C)	18,4	10,4	15,6
	Velocidad del viento (m/s)	3,4	3,9	4,6

Tabla 4.2: Datos meteorológicos para la región de Atacama. Fuente: Elaboración propia.

Datos meteorológicos región de Atacama				
		El Salvador	Pinguito	Las tazas
Ubicación	Latitud	-26,26°S	-26,73°S	-26,66°S
	Longitud	-69,67°O	-69,66°O	-70,32°O
	Altura(msnm)	2.187	2.667	1.409
Radiación anual(kWh/m²/día)	Global horizontal	7,09	7,11	6,65
	Global inclinado 26°	7,72	7,72	7,24
	Directa normal	10,59	10,46	9,05
	Difusa horizontal	0,54	0,53	0,65
Información meteorológica (Promedios anuales)	Frecuencia de nubes (%)	3	3	3
	Temperatura ambiental (°C)	13,7	10,6	16,1
	Velocidad del viento (m/s)	4,2	4,8	3,4

4.1.3 Planos reguladores

Los planos reguladores de una comuna o ciudad, es un parámetro importante a considerar cuando se quiere localizar una planta CCP, porque indican si alguna zona tiene algún uso específico del suelo o si un área está determinada para un tipo especial de actividad. Para obtener información acerca de los planos reguladores de cada localización se utiliza la herramienta de mapas de la página geo portal de Chile. La Figura 4.2 muestra la interfaz del explorador de mapas del geo portal de Chile.

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

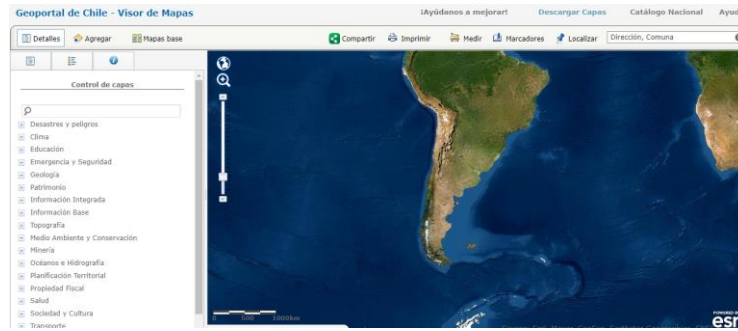


Figura 4.2: Interfaz explorador de mapas del geo portal de Chile. Fuente: (Ministerio de Bienes Nacionales, 2020)

Con la ubicación seleccionada en el explorador solar se procede a buscar la ubicación mediante el explorador de mapas del geo portal y se obtiene los planes reguladores de cada zona.

- Localidad de María Elena: de acuerdo a la información disponible en la página del Geo portal de Chile, la comuna de María Elena no presenta un plan regulador de acuerdo a los usos que presenta cada zona, siendo la zona con plan regulador más cercana a la localización la ciudad de Calama, pero cómo se puede verificar mediante el explorador, no presenta ninguna zona cercana a la superficie de la planta. La Figura 4.3 muestra la ubicación de estudio, respecto de la ciudad de Calama.



Figura 4.3: Plan regulador de la ciudad de Calama. Fuente: (Ministerio de Bienes Nacionales, 2020)

- Para la localidad de Aiquina, mediante, la información disponible en el visor de mapas del geo portal, no se encontró algún plan regulador cercano al área de emplazamiento de la central en la localidad de Aiquina.

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

- Localidad de Taltal: Para la localidad de Taltal, los planos reguladores disponibles más cercanos, corresponden a la seccional Cifuncho de la comuna de Taltal. La Figura 4.4 muestra el plan regulador de la seccional Cifuncho en la comuna de Taltal y la Figura 4.5 muestra la explicación de las zonas de este plan regulador.

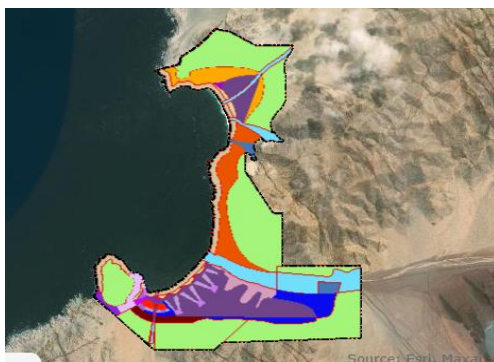


Figura 4.4: Plan regulador de la seccional Cifuncho, comuna de Taltal. Fuente: (Ministerio de Bienes Nacionales, 2020)

PRC Taltal
Seccional Cifuncho - Taltal

	ZT-1 Zona Viviendas Pescadores		ZT-4 Zona de Equipamiento Turístico y Residencial de Media y Baja Altura
	ZT-10 Zona de Equipamiento Productivo		ZT-4a Zona de Equipamiento Turístico y Residencial de Baja Altura
	ZT-11 Zona de Uso Productivo Especies Autóctonas		ZT-5 Zona de Uso Turístico y Comercial vinculado a la pesca artesanal
	ZT-12 Zona de Protección de Borde Costero		ZT-6 Zona de Uso Turístico destinado a usos nauticos
	ZT-13 Zona de Extensión de Borde Costero		ZT-7 Zona de Equipamiento y Servicios
	ZT-14 Zona de Equipamientos Servicios Básicos		ZT-7a Zona de Equipamiento y Servicios de Transporte
	ZT-15 Zona de Protección Aluvional		ZT-8 Zona de Equipamiento Turístico Restrictivo
	ZT-16 Zona de Infraestructura Sanitaria		ZT-9 Zona de Equipamiento Comunitario
	ZT-17 Zona de Resguardo Natural		
	ZT-1a Zona Vivienda Unifamiliar		
	ZT-2 Zona de Equipamiento Turístico Media Altura		
	ZT-3 Zona de Equipamiento Turístico Baja Altura		
	ZT-3a Zona de Equipamiento Turístico Baja Altura		

Figura 4.5: Explicación del plan regulador de la seccional Cifuncho, comuna de Taltal.

Fuente: (Ministerio de Bienes Nacionales, 2020)

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

De acuerdo al plan regulador, para la ubicación seleccionada no existen zonas que interfieran en la construcción de una planta CCP en la localidad de Taltal. La Figura 4.6 muestra la localización de la planta, respecto de la comuna de Taltal.



Figura 4.6: Distancia entre la ubicación de la planta y la seccional Cifuncho. Fuente: (Ministerio de Bienes Nacionales, 2020)

Para las localidades de la tercera región, no aparece información disponible.

4.1.4 Accesibilidad a la ubicación

La ubicación pre seleccionada para María Elena, cuenta con accesibilidad, debido a que se encuentra cerca de la localidad, lo que presenta un problema para el emplazamiento, al estar tan cercana a la población. La Figura 4.7 muestra la localización de María mediante la herramienta Google Maps.



Figura 4.7: Localización de la planta en María Elena. Fuente: Google Maps.

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

La ubicación pre seleccionada para la localidad de Aiquina, resulta no ser muy adecuada, considerando que no existe alguna carretera cercana o caminos para poder llegar hasta ahí. La Figura 4.8, muestra la ubicación mediante la herramienta Google Maps.



Figura 4.8: Localización de Aiquina. Fuente: Google Maps.

La ubicación pre seleccionada para la localidad de Taltal, cuenta con accesibilidad, mediante la ruta 5 norte. La Figura 4.9, muestra la ubicación mediante la herramienta Google Maps.



Figura 4.9: Localización de Taltal. Fuente: Google Maps

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

Para la ubicación preseleccionada para la localidad El Salvador, no se cuenta con accesibilidad hasta la ubicación. La Figura 4.10 muestra la ubicación preseleccionada para la localidad El Salvador.

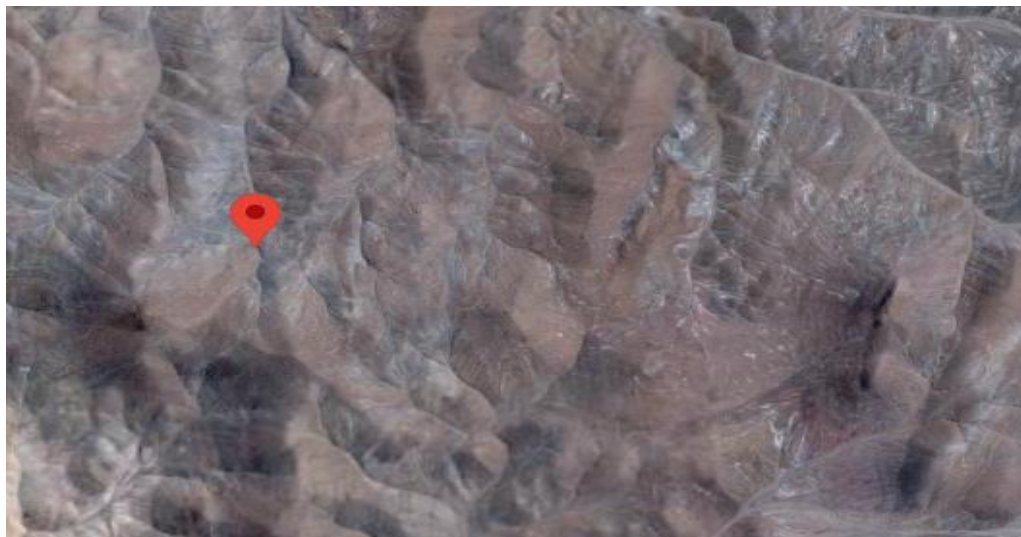


Figura 4.10: Localización El Salvador. Fuente: Google Maps.

Para la ubicación pre seleccionada para la localidad de Pinguito, no se cuenta con accesibilidad hasta la ubicación. La Figura 4.11 muestra la ubicación pre seleccionada para la localidad de Pinguito.



Figura 4.11: Localización de Pinguito. Fuente: Google Maps.

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

Para la ubicación pre seleccionada de la localidad de Las Tazas, no se cuenta con accesibilidad. La Figura 4.12, muestra la ubicación mediante la herramienta de Google Maps.

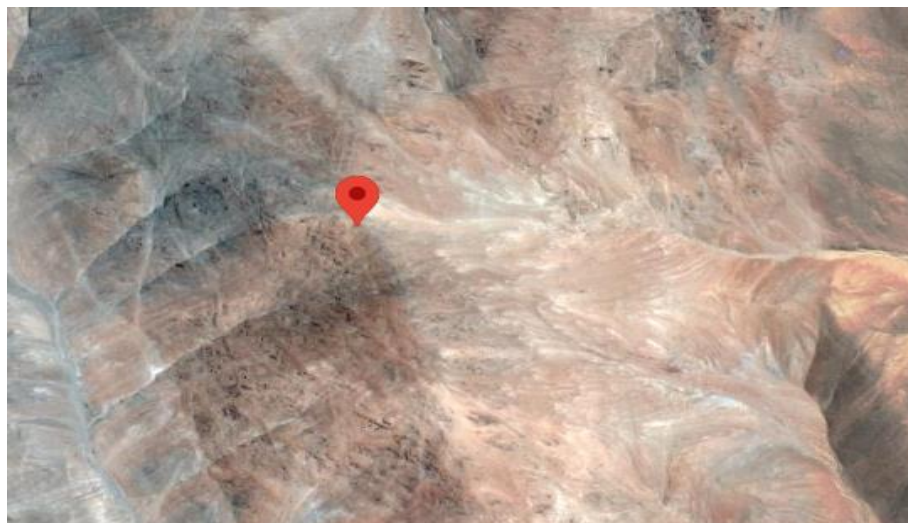


Figura 4.12: Localización de Las Tazas. Fuente: Google Maps.

Considerando los criterios de condiciones meteorológicas, disponibilidad del recurso solar, accesibilidad de la ubicación y existencia de planos reguladores en las localidades pre seleccionadas, se construyó una matriz multicriterio, en donde se dio una puntuación del 1 al 3 para cada uno de estos criterios, seleccionando la ubicación más adecuada. A continuación, se presenta la tabla 4.3 que muestra la matriz multicriterio para la selección de la ubicación de la planta.

Tabla 4.3: Matriz multicriterio para la selección de la ubicación de la planta. Fuente: Elaboración propia.

Ubicaciones	Criterios utilizados				Puntaje	Prioridad
	Recurso solar	Condiciones atmosféricas	Planos reguladores	Accesibilidad a la ubicación		
María Elena	3	3	3	1	10	2
Aiquina	3	2	3	1	9	3
Taltal	3	3	3	3	12	1
El Salvador	3	3	3	1	10	2
Pinguito	3	2	3	1	9	3
Las Tazas	2	3	3	1	9	3

4.2 CONFIGURACIÓN DEL CAMPO SOLAR

En esta sección se describe el proceso para determinar la cantidad de heliostatos o colectores presentes en el campo solar, su distribución en el campo, las dimensiones de estos y la inclinación que deben tener para captar el Sol.

4.2.1 Selección del colector solar

El tipo de colector solar seleccionado para utilizarse en el campo solar, es el heliostato Sanlucar 90, fabricado por Abengoa solar. La figura 4.13 muestra el heliostato Sanlucar 90.



Figura 4.13: Heliostato Sanlucar 90. Fuente: (R. Mancini, 2000)

La tabla 4.4 muestra las características del heliostato Sanlúcar 90 con accionamiento hidráulico que se utilizará en la planta CCP.

Tabla 4.4: Características del heliostato Sanlúcar 90 de la planta CCP. Fuente: (R. Mancini, 2000).

Geometría	Rectangular
Dimensiones	9,575 × 9,670 m
Superficie reflectante	91 m ²
Calidad óptica	92% reflectividad y 2,9 mrad error máximo en rayo reflejado.
Altura de la superficie reflectante sobre el suelo	5.200 m
Número de facetas	21
Peso de facetas	60 kg
Superficie especular por faceta	4,335 m
Movimiento angular azimut	120° (±1°)
Movimiento angular elevación	90° (±1°)

4.2.2 Punto de operación

El punto de operación permite diseñar una planta CCP, considerando las condiciones para un mes determinado. Para definir el mes se consideran gráficos de radiación directa y difusa para los doce meses del año y se considera el mes que tenga un valor mayor de radiación, debido a que la turbina puede generar como máximo 20 MW. La Figura 4.14 muestra los valores de radiación para los doce meses del año.

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

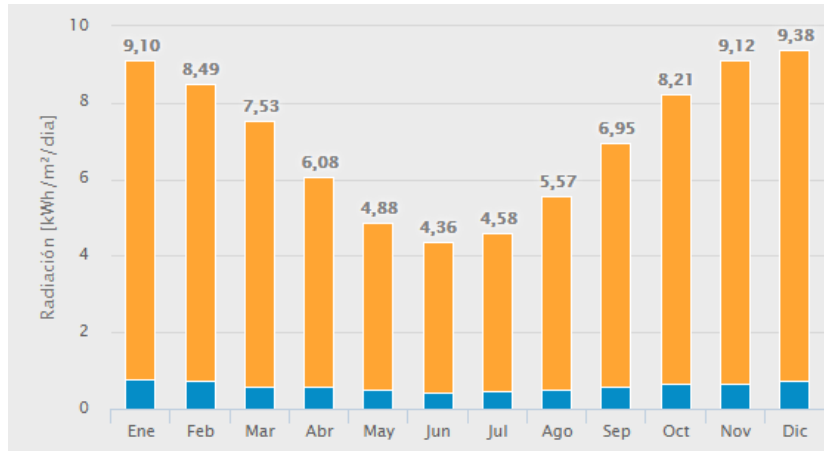


Figura 4.14: Radiación solar en Taltal. Fuente: (Ministerio de Energía, Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile, Universidad Austral de Chile, 2020)

De acuerdo a la Figura 4.14, se selecciona el mes de diciembre, debido a que en este mes se produce la mayor cantidad de irradiación durante el año y es más óptimo para generar la mayor cantidad de energía. Tiene un valor promedio de 9,38 (kWh/m²/día) de irradiación.

Para determinar la cantidad de heliostatos requeridos, se evalúa la ecuación (33) (Núñez, 2017).

$$W_{receptor} \cdot (1 + \eta_{op}) = n_{he} \cdot A_{reflectiva} \cdot I_0 \quad (33)$$

Donde:

- $W_{receptor}$ Potencia térmica del receptor (W)
- n_{he} Número de heliostatos
- $A_{reflectiva}$ Área reflectiva de un heliostato (m²)
- I_0 Irradiación directa (W/m²)
- η_{op} Factor de pérdidas

Las pérdidas consideradas son un 8% por reflectividad, 15% por el factor coseno descrito en la sección 2.2.6 de comportamiento de tecnología, 10% de pérdidas en la caldera y el sobre calentador, 5% de pérdidas por la capacidad del receptor, además de un 10% adicional de

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

pérdidas no cuantificables de acuerdo a las normas ASHRAE. Realizando los reemplazos correspondientes en la ecuación (33), se obtiene que el número de heliostatos es 2.809.

4.2.3 Layout del campo solar

Para la ubicación seleccionada se tienen distintos niveles de altura, debido a la presencia de un cerro como se muestra en la Figura 4.15.

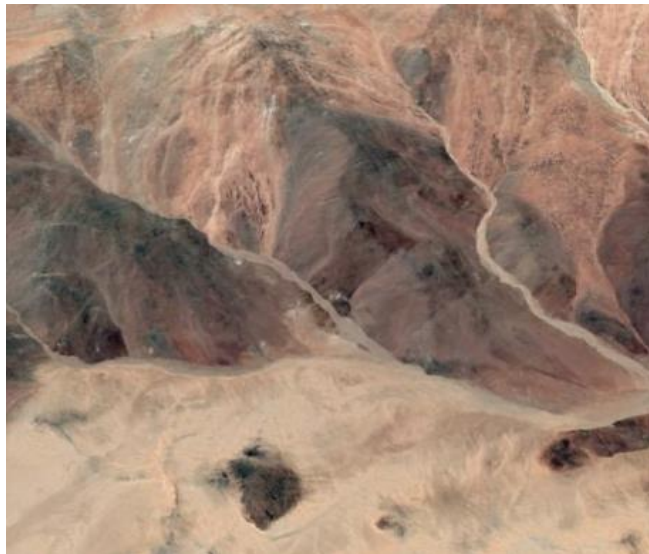


Figura 4.15: Ubicación del campo solar. Fuente: Google Earth.

Para aprovechar mejor la geografía del lugar, la torre será ubicada en la parte más plana del terreno, precisamente a una altura de 1.162 m, sobre el nivel del mar. Mientras que los heliostatos estarán al lado sur de la torre formando semi anillos, es decir, la mitad de una circunferencia. Además, estos estarán ubicados a distintas alturas del cerro, para aprovechar mejor el terreno.

Para determinar la posición de los heliostatos se utilizan las ecuaciones presentadas en (Romero & Zarza, 2007).

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

La Figura 4.16 muestra la distancia que existe entre el primer heliostato y la torre solar, siendo THT la altura de la torre.

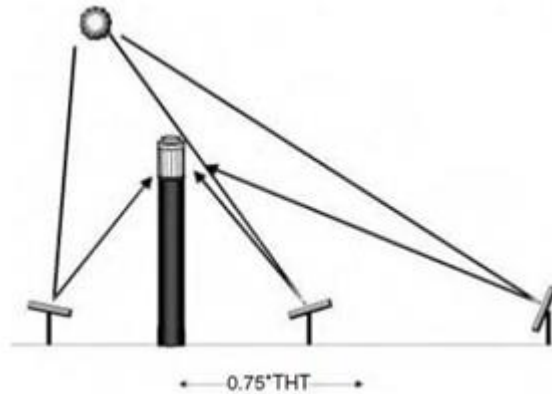


Figura 4.16: Distancia del primer heliostato a la torre. Fuente: (Romero & Zarza, 2007)

Considerando una altura de la torre solar de 180 m, la distancia hasta el primer heliostato es de 135 m.

Luego se procede a determinar la altura óptica que tienen los heliostatos ubicados en el primer semi anillo, la cual corresponde a la diferencia de alturas entre la torre y la mitad de la altura del heliostato y se determina evaluando la ecuación (34) (Romero & Zarza, 2007)

$$Alt_{op} = \left(THT - \frac{z_s}{2} \right) \quad (34)$$

Donde:

- THT Altura de la torre (m)
- z_s Altura del heliostato (m)
- Alt_{op} Altura óptica de la torre (m)

Realizando los reemplazos correspondientes y evaluando la ecuación (34), se obtiene una altura óptica de 172,4 m.

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

El ángulo de elevación del heliostato, relaciona la distancia hasta el primer grupo de heliostatos (primer semi anillo) con la diferencia de alturas de la torre y los heliostatos. Se determina evaluando la ecuación (35) (Romero & Zarza, 2007).

$$\theta_L = \text{Arctan}\left(\frac{\text{Alt}_{op}}{x}\right) \quad (35)$$

Donde:

θ_L Ángulo de elevación del heliostato respecto a la torre (rad).

x Distancia hasta el primer grupo de heliostatos (m)

Realizando los reemplazos correspondientes y evaluando la ecuación (35), se obtiene que el ángulo de elevación de los heliostatos del primer semi anillo respecto a la torre es 0,919 rad o 51,9°

La figura 4.17 muestra la distancia radial y azimutal para un campo de heliostatos, respecto a un receptor central.

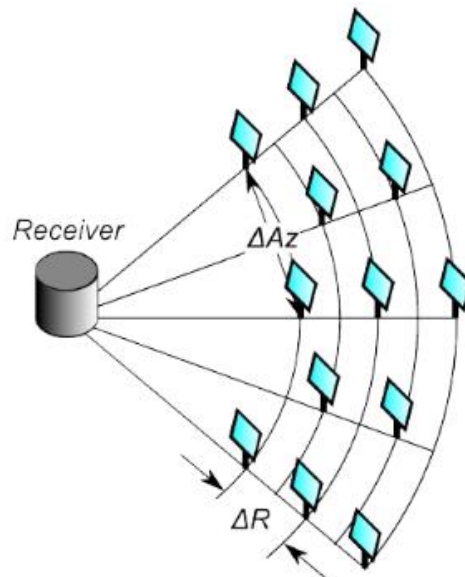


Figura 4.17: Distancia radial y azimutal de un campo de heliostatos. Fuente: (Romero & Zarza, 2007)

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

La distancia azimutal (m) se determina evaluando la ecuación (36) (Romero & Zarza, 2007)

$$\Delta Az = (1,791 + 0,6396 \cdot \theta_L) \cdot B_{helio} + \frac{0,02873}{\theta_L - 0,04902} \quad (36)$$

Donde:

B Ancho del heliostato (m)

Realizando los reemplazos correspondientes y evaluando la ecuación (36), se obtiene que la distancia azimutal entre heliostatos es de 22,959 m.

La distancia radial se determina evaluando la ecuación (37)

$$\Delta R = (1,1442 \cdot \cot(\theta_L) - 1,0935 + 3,0684 \cdot \theta_L^2) \cdot H_{helio} \quad (37)$$

Donde:

H_{helio} Largo del heliostato (m)

Realizando los reemplazos correspondientes y evaluando la ecuación (37), se obtiene que la distancia radial entre heliostatos debe ser de 22,250 m. Considerando que los heliostatos están posicionados a distintos niveles de altura, la distancia radial entre cada semi anillo de heliostatos será la distancia radial menos la diferencia de altura entre el semi anillo que se está determinando y el semi anillo anterior, esto quiere decir que si el segundo semi anillo se encuentra dos metros más alto que el primer semi anillo, la distancia radial se reduce en dos metros para aprovechar mejor el terreno.

Para determinar la cantidad de heliostatos por semi anillo, se evalúa la ecuación (38) que relaciona la mitad del perímetro de un círculo y la distancia azimutal calculada anteriormente.

$$n_{heAnillo} = \frac{\pi \cdot r}{\Delta Az} \quad (38)$$

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

Donde:

- r Distancia hasta un grupo de heliostatos (m)
- n_{heAnillo} Número de heliostatos de cada semi anillo

Para el primer semi anillo, el radio será x , la distancia entre el primer heliostato y la torre, para el resto de anillos el radio será la distancia del primer heliostato hasta la torre más la distancia radial con el semi anillo anterior.

Realizando los reemplazos correspondientes y evaluando la ecuación (38), se obtuvo que para el primer semi anillo hay 19 heliostatos.

Para determinar la diferencia de alturas que hay entre un semi anillo y otro, se utiliza la herramienta Google Earth Pro, se busca la ubicación de acuerdo a la latitud y longitud, se traza una línea en el cerro para ver el perfil de elevación, el cual muestra la altura de acuerdo a la distancia seleccionada, la figura 4.18 muestra el perfil de elevación del cerro donde se ubican los heliostatos.

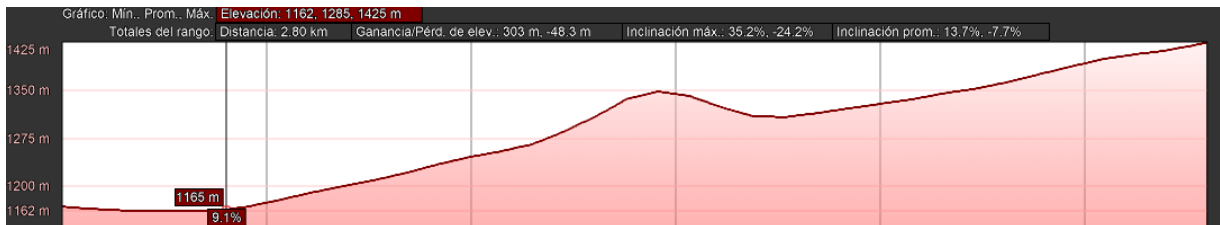


Figura 4.18 Perfil de elevación de la ubicación de los heliostatos. Fuente: Google Earth Pro.

La tabla 4.5 muestra la distribución de heliostatos en el campo solar, la cantidad de semi anillos y la cantidad de heliostatos por cada uno de estos.

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

Tabla 4.5: Distribución de heliostatos en el campo solar. Fuente: Elaboración propia.

Semi anillo	Distancia azimutal (m)	Distancia radial (m)	Radio (m)	Número de he	Número de he real
1	22,959	135	135	18,47	19
2	22,959	20,25	155,25	21,24	22
3	22,959	20,25	175,50	24,01	25
4	22,959	20,25	195,75	26,79	27
5	22,959	19,25	215	29,42	30
6	22,959	20,25	235,25	32,19	33
7	22,959	20,25	255,50	34,96	35
8	22,959	19,25	274,75	37,60	38
9	22,959	19,25	294	40,23	41
10	22,959	19,25	313,25	42,86	43
11	22,959	19,25	332,5	45,50	46
12	22,959	19,25	351,75	48,13	49
13	22,959	20,25	372	50,90	51
14	22,959	19,25	391,25	53,54	54
15	22,959	20,25	411,5	56,31	57
16	22,959	19,25	430,75	58,94	59
17	22,959	20,25	451	61,71	62
18	22,959	20,25	471,25	64,48	65
19	22,959	19,25	490,50	67,12	68
20	22,959	19,25	509,75	69,75	70
21	22,959	19,25	529	72,39	73
22	22,959	20,25	549,25	75,16	76
23	22,959	19,25	568,5	77,79	78
24	22,959	19,25	587,75	80,42	81
25	22,959	18,25	606,00	82,92	83

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

26	22,959	19,25	625,25	85,56	86
27	22,959	19,25	644,50	88,19	89
28	22,959	19,25	663,75	90,82	91
29	22,959	19,25	683	93,46	94
30	22,959	20,25	703,25	96,23	97
31	22,959	19,25	722,50	98,86	99
32	22,959	20,25	742,75	101,63	102
33	22,959	20,25	763	104,41	105
34	22,959	20,25	783,25	107,18	108
35	22,959	19,25	802,50	109,81	110
36	22,959	19,25	821,75	112,44	113
37	22,959	20,25	842	115,21	116
38	22,959	19,25	861,25	117,85	118
39	22,959	20,25	881,50	120,62	121
40	22,959	17,25	898,75	73	73
Total					2.809

4.2.4 Inclinación de los heliostatos

La inclinación de los heliostatos está determinada por la posición del Sol, la cual varía a lo largo del año. Considerando, el gran costo que conlleva tener automatizado el movimiento de seguir el Sol en heliostatos tan pesados, se prefiere la opción de cambiar el ángulo de inclinación de los heliostatos una vez al mes de forma manual. Para determinar el ángulo de inclinación de los heliostatos se debe determinar el ángulo de declinación solar, que corresponde al ángulo formado por los rayos del Sol, con el plano ecuatorial de la Tierra y se determina evaluando la ecuación (39) (P.I.Cooper, 1969)

$$\delta = -23.45 \cdot \cos \left(\left(\frac{360}{365} \right) \cdot (10 + N) \right) \quad (39)$$

Donde:

N

Número de día del año

Para determinar la inclinación de los heliostatos, considerando la latitud del lugar se determina el ángulo de inclinación del heliostato con la ecuación (40)

$$n = |Lat| - \delta \quad (40)$$

Donde:

Lat Latitud del lugar (°)

La tabla 4.6 muestra los valores obtenidos para el ángulo de declinación solar y el ángulo de inclinación de los heliostatos.

Tabla 4.6: Ángulo de declinación solar durante el año y ángulo de inclinación de los heliostatos. Fuente: Elaboración propia.

Día	Mes	N	δ (°)	n (°)
10	Enero	10	-22,07	3,29
10	Febrero	41	-14,97	10,39
10	Marzo	69	-4,9	20,46
10	Abril	91	3,91	28,91
10	Mayo	121	14,82	40,18
10	Junio	161	22,99	48,35
10	Julio	191	22,27	47,63
10	Agosto	222	15,43	40,79
10	Septiembre	253	4,31	29,67
10	Octubre	283	-7,62	17,74
10	Noviembre	314	-17,84	7,52
10	Diciembre	344	-23,03	2,33

4.3 EVALUACIÓN ECONÓMICA

En esta sección se presentan la evaluación económica que tiene el anteproyecto de la planta de concentración solar de potencia.

La evaluación económica de la planta CCP, tiene por objetivo, verificar si el proyecto es rentable o no, para esto, se realiza una evaluación utilizando los costos de la planta y los ingresos que esta genera, evaluado durante la vida útil de la planta de 25 años, se considera una TREMA del 18%. Para ver si el proyecto es rentable, se utilizan los indicadores del Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Internet de Retorno (TIR).

4.3.1 Costos

Los costos de la planta corresponden a los costos de inversión, los costos de operación y mantenimiento.

Costos de inversión

Costo de heliostatos: Relacionado con la inversión inicial que es necesario hacer para realizar la planta CCP, se encuentra el costo de inversión de heliostatos, el cual tiene un valor de 130 USD por cada m² de heliostato que se tenga en el campo solar. (SolarPaces, 2020).

Considerando que se tienen 2.809 heliostatos y cada uno tiene un área de 91 m², el costo total por los heliostatos es de 33.230.470 USD.

Costo del sistema generador de vapor: De acuerdo al National Renewable Energy Laboratory, de acuerdo a la potencia instalada de la planta, se determinan los costos relacionados a la caldera y al sobre calentador, considerando que los costos del sistema generador de vapor son 290 USD/kW. (National Renewable Energy Laboratory, 2019).

Como la planta tiene una potencia instalada de 20 MW, los costos de inversión por el sistema generación de vapor son 5.800.000 USD.

Costos del bloque de potencia: De acuerdo al National Renewable Energy Laboratory, los costos de inversión relacionados al bloque de potencia, se determinan de acuerdo a la potencia de la planta como 1.040 USD/kW. (National Renewable Energy Laboratory, 2019).

Como la planta tiene una potencia instalada de 20 MW, los costos de inversión del bloque de potencia son 20.800.000 USD.

Costos O & M

De acuerdo a la Comisión Nacional de Energía, los costos relacionados a operación y mantenimiento se determinan como el 1 a 2% del coste de inversión de la central, considerando que

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

los heliostatos en el campo solar serán cambiados de posición de forma manual, se consideran los costos de operación y mantención del 1%. (Comisión Nacional de Energía, 2020)

La tabla 4.7 muestra los costos relacionados a operación y mantención para los distintos tipos de tecnología de generación eléctrica.

Tabla 4.7: Costos de operación y mantenimiento de acuerdo a la tecnología. Fuente: (Comisión Nacional de Energía, 2020)

Tecnología	Costo fijos (% valor de inversión)
Térmica a Gas Natural Ciclo Abierto	2% - 3%
Térmica a Gas Natural Ciclo Combinado	1% - 2%
Térmica diésel – Turbina a Gas Dual	1% - 2%
Térmica diésel – Grupos Motor-Generador	1% - 2%
Conjunto motores Gas	2% - 3%
Eólica	1% - 2%
Solar fotovoltaica	1% - 2%
Solar Térmica (Concentración)	1% - 2%
Hidráulica de Pasada (> 20 MW)	1%
Mini-Hidráulica (< 20 MW)	1%
Hidráulica de Embalse	1%
Térmica a Biomasa	1% - 2%
Térmica a Biogás	1% - 2%
Geotérmica	2% - 3%
Eólica con Almacenamiento	1% - 2%
Solar Fotovoltaica con Almacenamiento	1% - 2%

Considerando la potencia instalada de 20 MW, los costos de operación y mantención tienen un valor de 598.305 USD.

4.3.2 Ingresos

Los ingresos de las centrales eléctricas están asociadas a la venta de energía y potencia.

Ingresos por venta de energía: Para determinar los ingresos por energía generada, se revisa el boletín del mercado eléctrico sector generación para el mes de Julio de 2020, que presenta el

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

precio medio del mercado (PMM), el cual se determina de acuerdo a los contratos informados por las empresas generadoras a la Comisión Nacional de Energía (CNE). El precio es de 94,6 USD/MWh (Asociación de Generadoras de Chile, 2020). Los ingresos anuales se determinan considerando la potencia generada en cada mes. La tabla 4.8 muestra los valores de potencia generada cada mes en MWh.

Tabla 4.8: MWh generados por mes. Fuente: Elaboración propia.

Mes	MWh mes
Enero	19.968
Febrero	12.163
Marzo	11.592
Abril	9.360
Mayo	7.488
Junio	6.696
Julio	7.056
Agosto	8.568
Septiembre	10.656
Octubre	12.600
Noviembre	13.968
Diciembre	14.400
Total	114.337,75

La potencia generada en el año se multiplica por las pérdidas generadas en el generador, considerando, una eficiencia del generador de 85%. Se obtiene que se generan 114.337,75 MWh año, por lo tanto, los ingresos son de 10.816.351.15 USD.

Ingresos por venta de potencia: Para determinar los ingresos por venta de potencia, se debe utilizar la potencia firme, que corresponde a la máxima capacidad que puede suministrar el generador al sistema y esta venta de potencia se paga al costo marginal del sistema, el cual tiene un valor de 52 USD/MWh. (Asociación de Generadoras de Chile, 2020).

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

Los ingresos por venta de potencia al año son de 5.945.563 USD.

La tabla 4.8 muestra los valores para los indicadores del VAN (valor actual neto) y la TIR. El flujo de caja completo, es presentado en el anexo 10.

Tabla 4.9: Indicadores de rentabilidad del proyecto. Fuente: Elaboración propia.

VAN	5.224.448
TIR	20%

4.4 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En esta sección se discuten varios aspectos de los resultados obtenidos para la planta.

4.4.1 Ciclo Termodinámico

Se seleccionó como ciclo para la generación de energía, el ciclo Rankine, considerando que, en las centrales termoeléctricas es muy ampliamente utilizado el ciclo Rankine, utilizando distintas fuentes de energía para generar el vapor, como combustibles fósiles, o en el caso de una central CCP, mediante la energía de la radiación solar. Además, en la mayoría de las plantas CCP, se utiliza un ciclo Rankine, como las plantas Ivanpah Solar Electric generating system (ISEGS) de Estados Unidos, Khi Solar One en Sudáfrica, la planta Minos en Grecia y la planta solar PS10 en España. (SolarPaces, 2020).

4.4.2 Sustancia de trabajo y fluido caloportador utilizado

Fluido caloportador: Como fluido caloportador se seleccionaron las sales fundidas, considerando su amplio uso en las tecnologías de concentración solar de potencia en plantas como Gemasolar de España, Golden tower en China, el proyecto en construcción Atacama-1 en Chile (Solarpaces, 2020). Además, de la característica principal de este tipo de fluido que consiste en las altas temperaturas que puede alcanzar en estado líquido. Finalmente, las sales

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

fundidas pueden funcionar como un medio de almacenamiento de energía, lo que permite hacer funcionar la planta durante las horas que no hay radiación solar y durante épocas de baja radiación.

Sustancia de trabajo: Como sustancia de trabajo para el ciclo Rankine, se optó por utilizar vapor de agua, considerando que es el fluido más utilizado en centrales termo eléctricas, generándose vapor, mediante el uso de distintas fuentes de energía. Además, al haber seleccionado como fluido caloportador las sales fundidas, se necesita un segundo fluido para operar el ciclo y considerando la temperatura máxima que pueden alcanzar las sales fundidas en estado líquido y las temperaturas que puede alcanzar el vapor sobrecalentado, de acuerdo a las condiciones de operación establecidas, hace que sea más indicado que un fluido del tipo orgánico.

4.4.3 Dimensionamiento de caldera y sobre calentador

De acuerdo a los valores obtenidos para la caldera que calienta el agua hasta la temperatura de saturación y evapora esta misma, con respecto al sobre calentador que lleva a cabo el proceso de elevar la temperatura del vapor. Se tiene que la tasa de transferencia de calor en el primer equipo es mayor, por lo tanto, se obtuvo una gran caída en la temperatura de las sales fundidas desde 838 K a 594 K. Para el sobre calentador se tiene que la temperatura de las sales fundidas no puede ser menor a 563 K que es lo recomendado por la literatura, por lo tanto, al haber una menor disponibilidad de energía de las sales fundidas, el área de transferencia de calor, debe ser mayor como se pudo comprobar en los resultados obtenidos. Por otra parte, para el primer equipo se consideró una longitud de tubo igual a tres metros, siendo este un múltiplo de seis, el cual es la longitud que se puede encontrar un tubo en el mercado, lo que permite ahorrar material. Para el sobre calentador, al considerar el mismo número de tubos y diámetro de coraza que el equipo anterior, lo que se determinó fue el largo de los tubos, el cual debía ser mayor si el número de tubos era constante con respecto al otro equipo y como se dijo, anteriormente, el área de transferencia de calor debe ser mayor para el sobre calentador.

4.4.4 Datos

Irradiación solar: Los datos obtenidos del explorador solar, no reemplazan los valores de una medición en terreno. Pero si comprenden una buena estimación del valor de radiación solar para la ubicación seleccionada, considerando que los valores de radiación están basados de acuerdo a datos atmosféricos de diversas estaciones y datos satelitales, por lo cual, el valor de la radiación solar considera los cambios en la variación de la radiación de acuerdo al clima. (Ministerio de Energía, 2016).

Relieve: Los datos obtenidos mediante la herramienta de generar un perfil de elevación del terreno en Google Earth Pro, no representa una medición tan real como lo sería una de terreno, debido a que solo presenta la diferencia de alturas cada una cierta cantidad de metros y no se puede saber los cambios específicos para mediciones más pequeñas, sin embargo, debido a que los heliostatos para el campo solar están ubicados a una distancia radial cercana a los veinte metros, los cambios en la altura del terreno obtenidos en la herramienta, sirven como una buena aproximación.

4.4.5 Selección de la Ubicación

Una de las principales ventajas que presenta la ubicación seleccionada, es la cercanía con la carretera 5 norte, esto facilita el acceso a la planta. Por otra parte, también fueron considerados el hecho que, al estar cerca de la carretera, hay la posibilidad de tener cerca una línea de transmisión de electricidad. Además, la ubicación seleccionada no presentaba un plan regulador para la zona. Por último, para esta zona en específico la presencia de nubes durante el año es casi nula, y los valores de promedio de irradiación durante del año son bastante altos.

4.4.6 Adaptación del terreno

Para la ubicación seleccionada el terreno no es plano, como se mostró en la figura 4.16. Por lo tanto, se planteó que el campo solar, es decir, los heliostatos estuvieran ubicados a la altura de un cerro. La principal ventaja de esto, es que se necesita un campo solar menor, debido a que, al estar ubicados los heliostatos a una altura superior, se puede disminuir la distancia radial entre cada semi anillo de heliostatos, esto gracias a que la diferencia de alturas permite evitar ciertos bloqueos entre heliostatos y las sombras producidas por estos mismos. De no existir esta diferencia de alturas entre los distintos semi anillos de heliostatos, la distancia hasta el heliostato final sería de 1.007,75 m, siendo la distancia actual de 898,75 m; esto conlleva a que el área del campo solar aumente desde 126,8813 hectáreas a 159,5238 hectáreas. Lo que claramente no resulta conveniente, porque primero se necesita un terreno más grande y también está el hecho que no se puede cambiar la geografía del lugar para utilizar un campo solar en una superficie plana, ya que conllevaría demasiados costos innecesarios, teniendo como mejor opción aprovechar el terreno tal como está.

4.4.7 Generación de energía

Para la ubicación seleccionada, se tiene que durante el año la disponibilidad de energía solar varía, siendo el mes de diciembre el que presenta su mayor valor. Por lo tanto, como la turbina genera como máximo 20 MW, lo más apropiado es considerar la disponibilidad de energía solar del mes de diciembre para hacer la central, debido a que si se hace en un mes que tenga una menor disponibilidad de energía, como podría ser junio, que posee los menores valores de radiación solar. Necesitará un campo solar 2,15 veces más grande que el campo que necesitaría durante el mes de diciembre para generar los 20 MW. Esto significa que se necesitarían 6.044 heliostatos para generar 20 MW durante el mes de junio, por lo que, se necesitaría un campo solar de un tamaño mayor y también una altura mayor de la torre para que todos los heliostatos puedan apuntar hacia la torre, por otra parte, se tiene que durante el mes de diciembre se necesitan solo 2.809 heliostatos. Si el campo solar estuviera formado por 6.044 heliostatos, quedarían 3.235 heliostatos sin ocuparse durante el mes de diciembre, debido a que la turbina

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

no puede generar más de 20 MW, esto conlleva a que se estaría desperdiciando la altura de la torre, una gran cantidad de heliostatos y mucho terreno durante gran parte del año, que resulta en un gasto innecesario.

La tabla 4.9 muestra los valores de irradiación durante los doce meses del año y la cantidad de heliostatos requeridos para generar los 20 MW, considerando ese mes como referencia.

Tabla 4.9: Cantidad de heliostatos requeridos de acuerdo a la irradiación de cada mes.

Fuente: Elaboración propia.

Mes	Irradiación (kwh/m ² /día)	Cantidad de heliostatos
Enero	9,10	2.896
Febrero	8,49	3.104
Marzo	7,53	3.500
Abril	6,08	4.334
Mayo	4,88	5.400
Junio	4,36	6.044
Julio	4,58	5.754
Agosto	5,57	4.731
Septiembre	6,95	3.792
Octubre	8,21	3.210
Noviembre	9,12	2.890
Diciembre	9,38	2.809

De acuerdo a los valores obtenidos, se tiene que la distancia hasta el primer semi anillo de heliostatos para una torre con una mayor altura, como es el caso de la torre de 200 m, debe ser mayor, esto se debe a que es necesario que los heliostatos puedan enfocar de forma correcta la torre. Al existir una distancia mayor hasta el primer semi anillo de heliostatos, también se tiene que cada semi anillo está formado por una mayor cantidad de heliostatos que los que tendría una torre con menor altura; la principal ventaja de esto es que, para la torre de 200 m de altura, se requiere un semi anillo de heliostatos menos que para la torre de 180 m. Con respecto a los

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

resultados obtenidos, el campo solar para una torre de 200 m requiere una hectárea menos de terreno, aun así, es más conveniente utilizar una torre con una menor altura, debido a que el coste del terreno que se puede ahorrar es menor al coste de la torre.

Luego de considerar el campo solar de acuerdo a la radiación solar disponible en el mes de diciembre, se tiene un campo solar con 2.809 heliostatos. De acuerdo a este campo solar se tiene que para los meses en que existe una menor radiación solar, se genera una menor potencia en la turbina, el gráfico 4.1 muestra la potencia generada durante los doce meses del año.

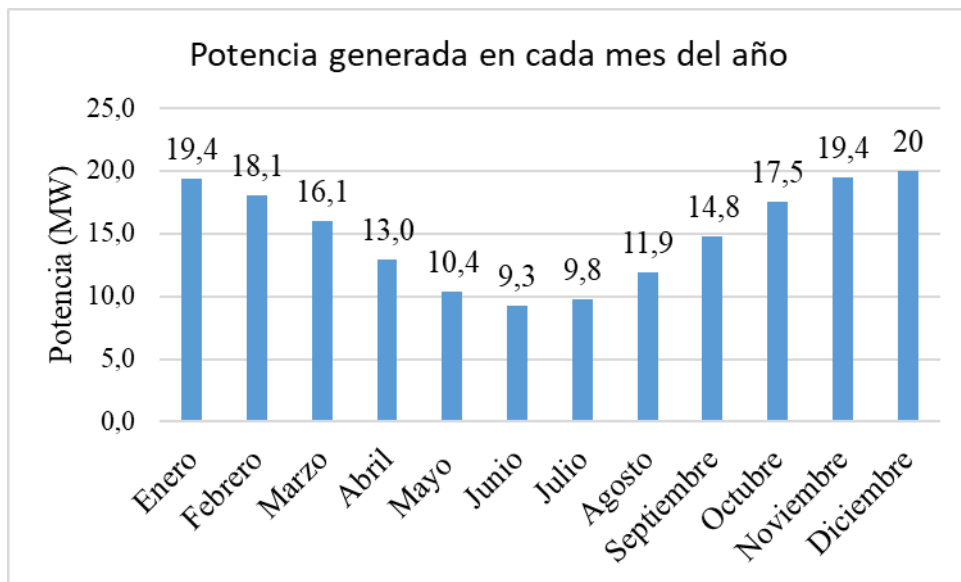


Gráfico 0.1: Potencia generada en cada mes del año. Fuente: Elaboración propia.

Esto quiere decir que durante los meses de invierno la potencia generada en la turbina se reducirá a la mitad, considerando que la turbina debe operar a la misma presión y temperatura, el flujo másico de vapor debe ser menor para alcanzar las condiciones de operación del ciclo Rankine.

4.4.8 Campo solar y altura de la torre

Para comprobar cómo debe ser el campo solar adecuado, de acuerdo a la altura de la torre solar, se determinó la distribución de los heliostatos para una altura de torre de 180 m y también con respecto a una altura de torre de 200 m.

La tabla 4.10 muestra los valores obtenidos para el campo solar, utilizando una torre de 180 m.

Tabla 4.10: Campo solar para una torre de 180 m. Fuente. Elaboración propia.

Altura de la torre (m)	180
Número de heliostatos	2809
Distancia hasta el primer heliostato (m)	135
Distancia azimutal (m)	22,959
Distancia radial (m)	22,25
Número de semi anillos	40
Área del campo solar (ha)	126,8813
Distancia de la torre respecto al último semi anillo de heliostatos (m)	898,750

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

La tabla 4.11 muestra los valores obtenidos para una torre de 200 m de altura.

Tabla 4.11: Campo solar para una torre de 200 m. Fuente: Elaboración propia.

Altura de la torre (m)	200
Número de heliostatos	2.809
Distancia hasta el primer heliostato (m)	150
Distancia azimutal (m)	22,956
Distancia radial (m)	22,236
Número de semi anillos	39
Área del campo solar (ha)	125,254
Distancia de la torre respecto al último semi anillo de heliostatos (m)	892,968

De acuerdo a los valores obtenidos, se tiene que la distancia hasta el primer semi anillo de heliostatos para una torre con una mayor altura, como es el caso de la torre de 200 m, debe ser mayor, esto se debe a que es necesario que los heliostatos puedan enfocar de forma correcta la torre. Al existir una distancia mayor hasta el primer semi anillo de heliostatos, también se tiene que cada semi anillo está formado por una mayor cantidad de heliostatos que los que tendría una torre con menor altura; la principal ventaja de esto es que, para la torre de 200 m de altura, se requiere un semi anillo de heliostatos menos que para la torre de 180 m. Con respecto a los resultados obtenidos, el campo solar para una torre de 200 m requiere una hectárea menos de terreno, aun así, es más conveniente utilizar una torre con una menor altura, debido a que el coste del terreno que se puede ahorrar es menor al coste de la torre.

4.4.7 Posición del Sol e inclinación de los colectores

Debido a que la posición del Sol está variando constantemente durante el año, se hace necesario plantear la opción del seguimiento solar, es decir, se debe cambiar la inclinación de los heliostatos para que los rayos del Sol puedan ser captados aprovechando la mayor cantidad de radiación posible. De acuerdo a la posición del Sol, el ángulo de declinación δ , varía estacionalmente debido a la inclinación de la Tierra sobre su eje de rotación y la rotación de la Tierra alrededor del Sol. Durante los equinoccios de primavera y otoño el ángulo de declinación es igual a 0° (22 de marzo y 22 de septiembre), es positivo durante el invierno del hemisferio sur y negativo durante el verano del hemisferio sur. La declinación alcanza un máximo de $23,45^\circ$ el 22 de junio (solsticio de invierno del hemisferio sur) y un mínimo de $-23,45^\circ$ el 22 de diciembre (solsticio de verano del hemisferio sur).

Para la ubicación seleccionada se tiene que los heliostatos durante los meses de verano tienen un ángulo de inclinación pequeño, debido a que la posición del Sol, durante el mes de diciembre forma un ángulo de declinación de $-23,45^\circ$ cuando se produce el solsticio de verano, mientras que el ángulo de acuerdo a la latitud es de tan solo $25,36^\circ$. Por lo tanto, a medida la fecha se aleja del solsticio de verano, el ángulo de inclinación del heliostato aumenta, durante los meses de marzo, abril, el ángulo de inclinación de los heliostatos es cercano al ángulo de latitud, debido a que el 22 de marzo se produce el equinoccio de otoño, lo que significa que el ángulo de declinación tiene un valor cercano a 0° en estas fechas. Avanzando hacia el invierno los heliostatos siguen aumentando el ángulo de inclinación hasta el mes de junio, donde se produce el solsticio de invierno, donde el ángulo de declinación alcanza su valor máximo de $23,45^\circ$, por lo que el ángulo de inclinación de los heliostatos también alcanza su mayor valor en las fechas cercanas, como resulta ser el mes de junio y julio, luego de esto el ángulo de inclinación de los heliostatos comienza a disminuir hasta que se produce nuevamente el solsticio de verano.

Para realizar el seguimiento del Sol con los heliostatos, existe una opción automatizada, la cual, mediante el uso de sensores y motores, el heliostato realiza un seguimiento del Sol, considerando que se tiene un campo solar con 2.809 heliostatos, además, que cada heliostato tiene un peso aproximado de 1.260 kg, no es una opción muy viable económicamente. Por lo tanto, se prefiere la opción de cambiar la inclinación del heliostato una vez al mes de forma manual, para esto se

tienen personas a las cuales se les entrega la información de que deben cambiar la inclinación del heliostato los días diez de cada mes, con el ángulo correspondiente.

4.4.9 Comparación de valores obtenidos con respecto a una planta en operación

Para analizar los datos obtenidos para la planta de CSP, se compararán los valores obtenidos con la planta Gemasolar, ubicada en España, específicamente en Sevilla. Su localización en latitud es 37° 33' 44.95" norte y en longitud es 5° 19' 49.39" oeste. Es una planta con receptor central y el fluido de trabajo es de sales fundidas. La tabla 4.12 muestra las características de la planta Gemasolar. (Solarpaces, 2020)

Tabla 4.12: Características de la planta Gemasolar. (SolarPaces, 2020)

Potencia de la turbina	20 MW
Temperatura entrada de las sales fundidas	565°C
Temperatura de salida de las sales fundidas	290°C
Número de heliostatos	2.650
Área reflectiva de heliostatos	120 m ²
Área reflectiva total	318.000
Ciclo utilizado	Vapor - Rankine
Altura de la torre	140 m ²
Recurso solar disponible	2100 kWh/m ² /año
Área del campo solar	195 hectáreas
Tipo de campo	Circundante

Capítulo 4. Selección del emplazamiento y discusión de resultados.

La tabla 4.13 muestra los valores para la central CSP en Taltal.

Tabla 4.13: Características de la central de receptor central en Taltal. Fuente: Elaboración propia.

Potencia de la turbina	20 MW
Temperatura de entrada de las sales fundidas	565°C
Temperatura de salida de las sales fundidas	290°C
Número de heliostatos	2.809
Área reflectiva de heliostatos	91 m ²
Área reflectiva total	126.8813 m ²
Ciclo utilizado	Vapor - Rankine
Altura de la torre	180 m ²
Recurso solar disponible	2.510 kWh/m ² /año
Área del campo solar	253 hectáreas
Tipo de campo	Sur

Los valores de temperatura se corresponden, de acuerdo a lo recomendado por la literatura. Para la ubicación seleccionada, en Taltal, existe una mayor disponibilidad de energía durante el año, especialmente durante los meses de verano. Con respecto a la cantidad de heliostatos requerido para cada planta, se puede notar que en la planta Gemasolar, se utilizan heliostatos con una mayor área reflectiva, además, para la planta de la localidad de Taltal, se requiere un área reflectiva menor, esto se puede explicar por el hecho que existe una mayor disponibilidad de energía solar. Por último, es importante considerar que el área del campo solar para la localidad de Taltal, es menor que el área requerida para la central Gemasolar, esto se debe a que la distancia azimutal y radial que deben tener los heliostatos es mayor, debido a que sus dimensiones son mayores, por otra parte también como se mencionó, anteriormente, esta central requiere una mayor área reflectiva, por lo que necesita distribuir mayor área reflectiva de los heliostatos en el campo solar.

4.4.10 Análisis económico

De acuerdo a los resultados obtenidos en la evaluación económica del proyecto, el mayor costo de inversión de la planta, lo representan los colectores solares, debido a que se necesita una gran superficie para reflejar la radiación incidente. En cuanto a los ingresos, se tiene que los ingresos por venta de energía son más beneficiosos durante los meses de noviembre, diciembre y enero, cuando se presenta una mayor disponibilidad de radiación solar, que redundan en una mayor producción energética. De acuerdo al indicador del VAN, al obtenerse un valor positivo, quiere decir que el proyecto es viable, ya que los ingresos obtenidos durante la evaluación del proyecto son mayores a los costos de inversión y operación durante la vida útil de la planta. Para la TIR, se obtuvo que es ligeramente superior a la TREMA, por lo tanto, la rentabilidad del proyecto es mayor a la exigida, lo cual hace viable realizar el proyecto considerando una vida útil de 25 años.

CONCLUSIONES

En esta memoria se desarrolló el anteproyecto de una planta de concentración solar, con la tecnología de receptor central. Siendo las principales características requeridas para este proyecto la definición de las condiciones de operación de la planta, el dimensionamiento de la caldera y el sobre calentador, la selección de la ubicación y el dimensionamiento del campo solar. Para cumplir con el objetivo general que es: “Desarrollar el anteproyecto de una planta de concentración solar de potencia”, para llevar a cabo este objetivo general, se plantearon 5 objetivos específicos que permitieron desarrollar el objetivo general.

El primer objetivo específico era conocer el estado del arte de las tecnologías de concentración solar de potencia: Para realizar este objetivo en particular, se consultó con referencias bibliográficas, para conocer, el uso de energías renovables en Chile, considerando que gran parte de la matriz energética está conformada por plantas de combustibles fósiles y que la energía solar aun representa un % bajo como fuente de energía utilizada para generar electricidad. Siguiendo con la investigación se buscó el comportamiento de la tecnología, en base a la información obtenida se considera que uno de los aspectos más importantes es la variación la posición del Sol a lo largo del año y que es necesario realizar un seguimiento de este para obtener mejores resultados de obtención de energía, por otra parte, se conoció la importancia de la distribución de los colectores en el campo solar y que una mala distribución puede ocasionar pérdidas por sombras, pérdidas por bloqueos. Finalmente, se investigó de los fluidos calefactores más utilizados en las CCP, siendo la opción más recomendable, el uso de sales fundidas, considerando su alta temperatura de operación, el doble uso que se le puede dar como fluido calefactor y fluido de almacenamiento.

El segundo objetivo específico era determinar los parámetros de operación de la planta: Para realizar este objetivo, fue necesario consultar un catálogo de turbinas de vapor, con lo cual se pudo saber los rangos de presión y temperatura que debía tener la sustancia de trabajo (vapor de agua) en algunos de los estados termodinámicos del ciclo Rankine. Para definir el resto de propiedades en los demás estados termodinámicos del ciclo Rankine, para la sustancia de trabajo, se consultó en tablas termodinámicas. Luego se procedió a determinar los

Conclusiones

requerimientos térmicos y de masa del fluido calefactor y de la sustancia de trabajo del ciclo Rankine. De acuerdo a esto, se obtuvo que el flujo másico del fluido calefactor debe ser mayor al flujo másico de la sustancia de trabajo, debido a que la energía requerida para efectuar un cambio en la temperatura de la sustancia de trabajo es mayor, de acuerdo a su calor específico y entalpía de cambio de fase.

El objetivo específico tres era seleccionar la tecnología a utilizar: Siguiendo con los resultados obtenidos en el objetivo específico dos, se pudo dimensionar la caldera y el sobre calentador que llevan a cabo el proceso de generación de vapor, para esto fue necesario consultar materiales y dimensiones de tubería, calcular el área de transferencia de calor y decidir la distribución de los tubos. Para lo cual se obtuvo que el sobre calentador debe tener tubos más largos que la caldera, considerando que existe una menor disponibilidad de energía de las sales fundidas en el interior del sobre calentador. Finalmente, para el campo solar se decidió el tipo de colector a utilizar, siendo un heliostato Sanlucar.

El objetivo específico cuatro era desarrollar el anteproyecto físico: Para desarrollar este objetivo, lo primero fue seleccionar una ubicación para el emplazamiento, considerando la accesibilidad, la disponibilidad del recurso solar y el posible uso del terreno. Una de las principales dificultades del desarrollo de este objetivo, es que una parte de la información, como lo es, la geografía del terreno se obtuvo de una herramienta computacional y no de una medición en terreno, por otra parte, el terreno seleccionado no es plano, por lo que el campo solar debía adaptar a su geografía. Luego de seleccionar la ubicación se determinó la cantidad de colectores solares requeridos, su ubicación en el terreno y finalmente, de acuerdo a lo investigado en el objetivo uno, se debió considerar los cambios en la posición del Sol para la inclinación de los colectores solares, dando como resultado que estos se van levantando a medida que se acercan al invierno y se van bajando a medida que se acerca el verano.

Conclusiones

El objetivo específico cinco era realizar un análisis económico: Para desarrollar este objetivo, lo primero fue definir los indicadores para medir la rentabilidad del proyecto. Luego se debían obtener los costos, para lo cual se tuvo como principal dificultad la obtención de alguno de estos, para la obtención de los ingresos se consultó de acuerdo a los precios del mercado chileno. Con los resultados obtenidos se tiene que la inversión inicial es muy alta, pero al utilizar como fuente de energía el Sol, además de que el seguimiento del Sol, se realiza de forma manual, se reducen los costos de operación. Finalmente, se obtuvo que el proyecto se hace rentable entre el año catorce y quince.

El objetivo general fue satisfecho, ya que se pudo desarrollar el anteproyecto de una planta termoeléctrica basada en tecnología de concentración solar de potencia en Chile, el cual es completamente factible tanto técnica como económicamente.

La conclusión general del trabajo realizado es que el uso de energías renovables no convencionales, en general son para Chile una ventaja comparativa que puede constituirse en una industria de singular importancia para el desarrollo nacional. Dentro de ellas, la introducción de centrales termoeléctricas basadas en tecnologías de concentración de potencia, jugaría un rol muy relevante.

De acuerdo al estado actual de la investigación, lo que sigue es primero realizar una visita a terreno, ver las condiciones del relieve y geografía. Realizar una evaluación económica considerando más aspectos, dimensionar el condensador, la torre de enfriamiento, las bombas de sales fundidas y los tanques de almacenamiento térmico, buscar además una alternativa para la producción de energía durante los meses de menor disponibilidad de radiación solar. Finalmente, realizar la evaluación de impacto ambiental correspondiente.

REFERENCIAS

- Anapode Solar*. (Junio de 2020). Obtenido de www.anapode.com/content/On-GridVsOff-Grid
- Asociación de Generadoras de Chile. (Julio de 2020). *Generadoras de Chile*. Recuperado el 20 de Junio de 2020, de <http://generadoras.cl/documentos/boletines/boletin-mercado-electrico-sector-generacion-agosto-2020>
- Barreiro, I. O. (2012). *Modelado de una central termosolar híbrida de 20 Mw con tecnología de receptor central y vapor sobrecalentado*. Sevilla: Universidad de Sevilla, Departamento de Ingeniería Energética.
- Biblioteca del Congreso Nacional de Chile. (2020). *Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, Información territorial*. Recuperado el 20 de Junio de 2020, de <https://www.bcn.cl/siit/nuestropais/region2/clima.htm>
- Buck, R., Giuliano, S., Gobereit, B., Uhlig, R., & Wilbert, S. (2014). *Sistema de torre solar. Estado y perspectiva*. Santiago.
- Buck, R., Giuliano, S., Gobereit, B., Uhlig, R., & Wilbert, S. (2014). *Tecnologías de almacenamiento CSP, últimos desarrollos*. Santiago.
- Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa*. México: McGraw-Hill.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica*.
- Comisión Nacional de Energía. (2020). *Informe de costos de tecnologías de generación*. Santiago: Comisión Nacional de Energía.
- Corfo, C. s. (2019). *Reporte de relación y magnitud de costos de inversión (Capex) y operación & mantenimiento (Opex)*. Corfo.
- Fernandez, D. (2011). *Estudio número del flujo de sales fundidas en un receptor central de torre*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid. Obtenido de <https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/16265/PFC-Daniel-Iglesias.pdf;jsessionid=4C215D449A4FA82F94236499AE406BC7?sequence=1>
- García Valladares, O., & Pilatowsky Figueroa, I. (9 de Abril de 2017). *Aplicaciones térmicas de la energía solar en los sectores residencial, servicios e industrial*. Ciudad de México: Universidad Nacional Autónoma de México.
- Kreith, F., Manglik, R., & Bohn, M. (2012). *Principios de transferencia de calor*. Cengage Learning.

Referencias

- Ministerio de Bienes Nacionales. (4 de Julio de 2020). *Infraestructura de datos geoespaciales*. Obtenido de <http://www.geoportal.cl/visorgeoportal/>
- Ministerio de Energía. (2016). *Explorador solar*. Obtenido de Explorador solar: <http://www.minenergia.cl/exploradorsolar/>
- Ministerio de Energía, Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile, Universidad Austral de Chile. (20 de Junio de 2020). *Explorador solar*. Obtenido de <http://www.minenergia.cl/exploradorsolar/>.
- National Renewable Energy Laboratory. (2019). *Csp System Analysis, Final project report*. National Renewable Energy Laboratory.
- Núñez, A. A. (2017). *Estudio de localización para el empleo de energía solar térmica de generación eléctrica en localidades de las regiones de Antofagasta, Atacama y Coquimbo*. Santiago: Universidad de Chile.
- P.I.Cooper. (1969). *The absorption of radiation in solar stills*.
- R. Mancini, T. (2000). *Catalog of solar heliostats*. Albuquerque: Sandia National Laboratories.
- Romero, M., & Zarza, E. (2007). *Handbook of energy efficiency and renewable energy-concentrating solar thermal power*. Taylor & Francis Group.
- Santana, C. (2014). *Energías renovables en Chile. El potencial eólico, solar e hidroeléctrico de Arica a Chiloé*. Santiago, Chile: Proyecto estrategia de expansión de las energías renovables en los sistemas eléctricos interconectados.
- Solarpaces. (1 de Septiembre de 2020). *Solarpaces*. Obtenido de <https://solarpaces.nrel.gov/gemasolar-thermosolar-plant>
- SolarPaces. (20 de Junio de 2020). *SolarPaces, Solar Power & Chemical Energy Systems*. Obtenido de <https://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-projects-around-the-world/>
- Touloukian. (1967). *Thermophysical properties of high temperature solid materials*. New York: The Macmillan Company.
- Universidad de Castilla - La Mancha. (20 de Mayo de 2020). *Universidad de Castilla - La Mancha*. Obtenido de www.uclm.es/profesorado/ajbarbero/FAA/Solar%20termica3.pdf

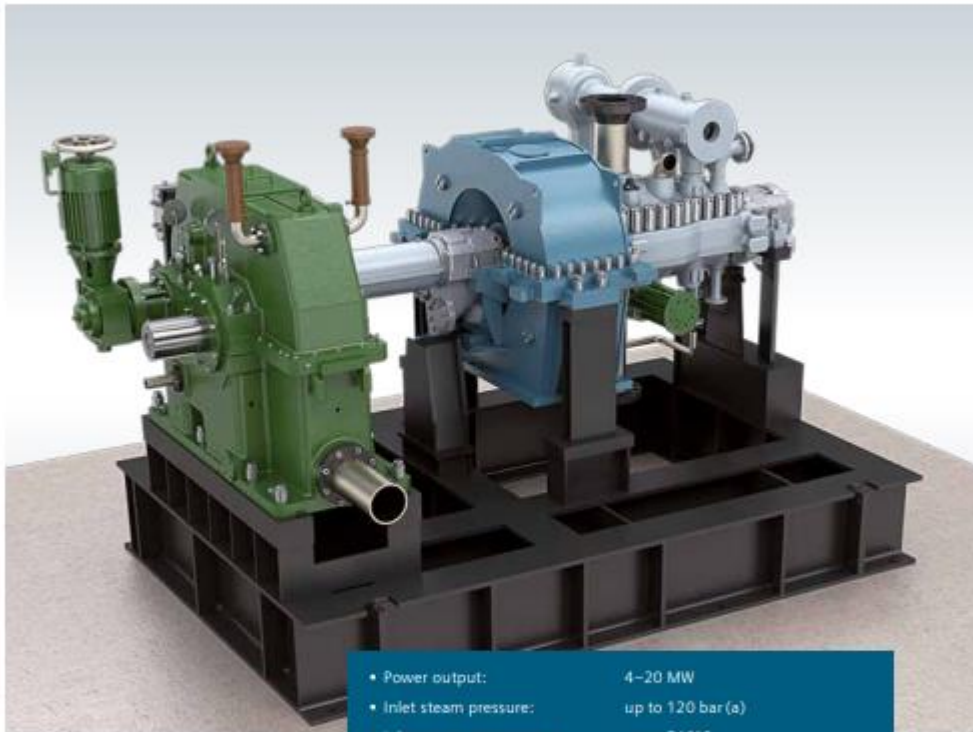
Referencias

- W. Serth, R. (2007). *Process heat transfer, principles and applications*. Kingsville:
Department of chemical and natural gas engineering.
- Zavoico, A. B. (2001). *Solar power tower, design bases document*. Sandia National
Laboratories.

ANEXO 1: CATÁLOGO TURBINA SST200 SIEMENS



Technical overview



- Power output: 4–20 MW
 - Inlet steam pressure: up to 120 bar (a)
 - Inlet steam temperature: up to 540°C
- Exhaust conditions:
- Water-Cooled Condenser 0.05–0.15 bar (a)
 - Air-Cooled Condenser 0.15–0.50 bar (a)
 - Backpressure Turbines 2–20 bar (a)
 - Uncontrolled extraction up to 3
 - Controlled extraction 1

ANEXO 2: TABLA DE PROPIEDADES PARA VAPOR SATURADO

Agua saturada. Tabla de presiones

Pres., <i>P</i> kPa	Temp. sat., <i>T</i> _{sat} °C	Volumen específico, <i>m</i> ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líqu. sat., <i>v</i> _l	Vapor sat., <i>v</i> _g	Líqu. sat., <i>u</i> _l	Evap., <i>u</i> _{lg}	Vapor sat., <i>u</i> _g	Líqu. sat., <i>h</i> _l	Evap., <i>h</i> _{lg}	Vapor sat., <i>h</i> _g	Líqu. sat., <i>s</i> _l	Evap., <i>s</i> _{lg}	Vapor sat., <i>s</i> _g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589

ANEXO 3: TABLA PARA PROPIEDADES DE LÍQUIDO COMPRIMIDO

Agua líquida comprimida

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>P</i> = 5 MPa (263.94 °C)				<i>P</i> = 10 MPa (311.00 °C)				<i>P</i> = 15 MPa (342.16 °C)				
Sat.	0.0012862	1148.1	1154.5	2.9207	0.0014522	1393.3	1407.9	3.3603	0.0016572	1585.5	1610.3	3.6848
0	0.0009977	0.04	5.03	0.0001	0.0009952	0.12	10.07	0.0003	0.0009928	0.18	15.07	0.0004
20	0.0009996	83.61	88.61	0.2954	0.0009973	83.31	93.28	0.2943	0.0009951	83.01	97.93	0.2932
40	0.0010057	166.92	171.95	0.5705	0.0010035	166.33	176.37	0.5685	0.0010013	165.75	180.77	0.5666
60	0.0010149	250.29	255.36	0.8287	0.0010127	249.43	259.55	0.8260	0.0010105	248.58	263.74	0.8234
80	0.0010267	333.82	338.96	1.0723	0.0010244	332.69	342.94	1.0691	0.0010221	331.59	346.92	1.0659
100	0.0010410	417.65	422.85	1.3034	0.0010385	416.23	426.62	1.2996	0.0010361	414.85	430.39	1.2958
120	0.0010576	501.91	507.19	1.5236	0.0010549	500.18	510.73	1.5191	0.0010522	498.50	514.28	1.5148
140	0.0010769	586.80	592.18	1.7344	0.0010738	584.72	595.45	1.7293	0.0010708	582.69	598.75	1.7243
160	0.0010988	672.55	678.04	1.9374	0.0010954	670.06	681.01	1.9316	0.0010920	667.63	684.01	1.9259
180	0.0011240	759.47	765.09	2.1338	0.0011200	756.48	767.68	2.1271	0.0011160	753.58	770.32	2.1206
200	0.0011531	847.92	853.68	2.3251	0.0011482	844.32	855.80	2.3174	0.0011435	840.84	858.00	2.3100
220	0.0011868	938.39	944.32	2.5127	0.0011809	934.01	945.82	2.5037	0.0011752	929.81	947.43	2.4951
240	0.0012268	1031.6	1037.7	2.6983	0.0012192	1026.2	1038.3	2.6876	0.0012121	1021.0	1039.2	2.6774
260	0.0012755	1128.5	1134.9	2.8841	0.0012653	1121.6	1134.3	2.8710	0.0012560	1115.1	1134.0	2.8586

ANEXO 4: TABLA PARA PROPIEDADES DE VAPOR SOBRECALENTADO

Vapor de agua sobrecalentado (*continuación*)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>P</i> = 4.0 MPa (250.35 °C)				<i>P</i> = 4.5 MPa (257.44 °C)				<i>P</i> = 5.0 MPa (263.94 °C)				
Sat.	0.04978	2601.7	2800.8	6.0696	0.04406	2599.7	2798.0	6.0198	0.03945	2597.0	2794.2	5.9737
275	0.05461	2668.9	2887.3	6.2312	0.04733	2651.4	2864.4	6.1429	0.04144	2632.3	2839.5	6.0571
300	0.05887	2726.2	2961.7	6.3639	0.05138	2713.0	2944.2	6.2854	0.04535	2699.0	2925.7	6.2111
350	0.06647	2827.4	3093.3	6.5843	0.05842	2818.6	3081.5	6.5153	0.05197	2809.5	3069.3	6.4516
400	0.07343	2920.8	3214.5	6.7714	0.06477	2914.2	3205.7	6.7071	0.05784	2907.5	3196.7	6.6483
450	0.08004	3011.0	3331.2	6.9386	0.07076	3005.8	3324.2	6.8770	0.06332	3000.6	3317.2	6.8210
500	0.08644	3100.3	3446.0	7.0922	0.07652	3096.0	3440.4	7.0323	0.06858	3091.8	3434.7	6.9781
600	0.09886	3279.4	3674.9	7.3706	0.08766	3276.4	3670.9	7.3127	0.07870	3273.3	3666.9	7.2605
700	0.11098	3462.4	3906.3	7.6214	0.09850	3460.0	3903.3	7.5647	0.08852	3457.7	3900.3	7.5136
800	0.12292	3650.6	4142.3	7.8523	0.10916	3648.8	4140.0	7.7962	0.09816	3646.9	4137.7	7.7458
900	0.13476	3844.8	4383.9	8.0675	0.11972	3843.3	4382.1	8.0118	0.10769	3841.8	4380.2	7.9619
1000	0.14653	4045.1	4631.2	8.2698	0.13020	4043.9	4629.8	8.2144	0.11715	4042.6	4628.3	8.1648
1100	0.15824	4251.4	4884.4	8.4612	0.14064	4250.4	4883.2	8.4060	0.12655	4249.3	4882.1	8.3566
1200	0.16992	4463.5	5143.2	8.6430	0.15103	4462.6	5142.2	8.5880	0.13592	4461.6	5141.3	8.5388
1300	0.18157	4680.9	5407.2	8.8164	0.16140	4680.1	5406.5	8.7616	0.14527	4679.3	5405.7	8.7124

ANEXO 5: CÁLCULOS PARA DETERMINAR LAS PROPIEDADES DEL AGUA EN EL CICLO RANKINE

En este anexo, se presentan los cálculos de interpolación para determinar las propiedades de temperatura, entropía, entalpía, presión y título de vapor para el agua en los distintos estados del ciclo Rankine.

Determinación de la temperatura del estado 2 ideal del ciclo Rankine

$$S_{\text{TablaSat1}} := 0.5705 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad S_{\text{TablaSat2}} := 0.8287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad S_{2\text{ideal}} := 0.6492 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$T_{\text{TablaSat1}} := 313.15\text{K} \quad T_{\text{TablaSat2}} := 333.15\text{K}$$

$$T_{2\text{ideal}} := \frac{\left[\left(S_{2\text{ideal}} - S_{\text{TablaSat1}} \right) \cdot \left(T_{\text{TablaSat2}} - T_{\text{TablaSat1}} \right) \right] + T_{\text{TablaSat1}} \cdot \left(S_{\text{TablaSat2}} - S_{\text{TablaSat1}} \right)}{\left(S_{\text{TablaSat2}} - S_{\text{TablaSat1}} \right)}$$

$$T_{2\text{ideal}} = 319.246\text{K}$$

Determinación de la entalpía del estado 2 ideal del ciclo Rankine

$$S_{\text{TablaSat1}} = 0.5705 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad S_{\text{TablaSat2}} = 0.8287 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad S_{2\text{ideal}} = 649.2 \frac{\text{m}^2}{\text{K}\cdot\text{s}}$$

$$h_{\text{TablaSat1}} := 171.95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{\text{TablaSat2}} := 255.36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{2\text{ideal}} := \frac{\left[\left(S_{2\text{ideal}} - S_{\text{TablaSat1}} \right) \cdot \left(h_{\text{TablaSat2}} - h_{\text{TablaSat1}} \right) \right] + h_{\text{TablaSat1}} \cdot \left(S_{\text{TablaSat2}} - S_{\text{TablaSat1}} \right)}{\left(S_{\text{TablaSat2}} - S_{\text{TablaSat1}} \right)}$$

$$h_{2\text{ideal}} = 197.374 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Determinación de la entalpía del estado 2 real del ciclo Rankine

$$nb := 0.7 \quad h_1 := 191.81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{2\text{ideal}} = 197.374 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{2\text{real}} := \frac{\left[(h_{2\text{ideal}} - h_1) + h_1 \cdot nb \right]}{nb} \quad h_{2\text{real}} = 199.758 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Determinación de la temperatura del estado 2 real del ciclo Rankine

$$h_{\text{TablaSat1}} = 171.95 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{\text{TablaSat2}} = 255.36 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{2\text{real}} = 199.758 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{\text{TablaSat1}} = 313.15 \text{ K} \quad T_{\text{TablaSat2}} = 333.15 \text{ K}$$

$$T_{2\text{real}} := \frac{(h_{2\text{real}} - h_{\text{TablaSat1}}) \cdot (T_{\text{TablaSat2}} - T_{\text{TablaSat1}}) + T_{\text{TablaSat1}} \cdot (h_{\text{TablaSat2}} - h_{\text{TablaSat1}})}{(h_{\text{TablaSat2}} - h_{\text{TablaSat1}})}$$

$$T_{2\text{real}} = 319.818 \text{ K}$$

Determinación de la entropía del estado 2 real del ciclo Rankine

$$h_{\text{TablaSat1}} = 171.95 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{\text{TablaSat2}} = 255.36 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{2\text{real}} = 199.758 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$S_{\text{TablaSat1}} = 0.5705 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad S_{\text{TablaSat2}} = 0.8287 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$S_{2\text{real}} := \frac{(h_{2\text{real}} - h_{\text{TablaSat1}}) \cdot (S_{\text{TablaSat2}} - S_{\text{TablaSat1}}) + S_{\text{TablaSat1}} \cdot (h_{\text{TablaSat2}} - h_{\text{TablaSat1}})}{(h_{\text{TablaSat2}} - h_{\text{TablaSat1}})}$$

$$S_{2\text{real}} = 0.657 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Determinación de la entalpía del estado 3 del ciclo Rankine

$$T_{\text{TablaSob1}} := 723.15\text{K} \quad T_{\text{TablaSob2}} := 773.15\text{K} \quad T_3 := 753.15\text{K}$$

$$h_{\text{TablaSob1}} := 3317.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{\text{TablaSob2}} := 3434.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_3 := \frac{(T_3 - T_{\text{TablaSob1}}) \cdot (h_{\text{TablaSob2}} - h_{\text{TablaSob1}}) + h_{\text{TablaSob1}} \cdot (T_{\text{TablaSob2}} - T_{\text{TablaSob1}})}{(T_{\text{TablaSob2}} - T_{\text{TablaSob1}})}$$

Determinación de la entropía del estado 3 del ciclo Rankine

$$T_{\text{TablaSob1}} = 723.15\text{K} \quad T_{\text{TablaSob2}} = 773.15\text{K} \quad T_3 = 753.15\text{K}$$

$$S_{\text{TablaSob1}} := 6.8210 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad S_{\text{TablaSob2}} := 6.9781 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$S_3 := \frac{(T_3 - T_{\text{TablaSob1}}) \cdot (S_{\text{TablaSob2}} - S_{\text{TablaSob1}}) + S_{\text{TablaSob1}} \cdot (T_{\text{TablaSob2}} - T_{\text{TablaSob1}})}{(T_{\text{TablaSob2}} - T_{\text{TablaSob1}})}$$

$$S_3 = 6.915 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Determinación del título de vapor del estado 4 ideal

$$S_{4\text{ideal}} := S_3 \quad S_{4\text{ideal}} = 6.915 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad S_{f4} := 0.6492 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad S_{fg4} := 7.4996 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$x_4 := \frac{(S_{4\text{ideal}} - S_{f4})}{(S_{fg4})} \quad x_4 = 0.836$$

Determinación de la entalpía del estado 4 ideal

$$x_4 = 0.836 \quad h_{f4} := 191.81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{fg4} := 2392.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{4\text{ideal}} := (x_4 \cdot h_{fg4}) + h_{f4} \quad h_{4\text{ideal}} = 2.19 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Determinación de la entalpía del estado 4 real del ciclo Rankine

$$n_t := 0.85 \quad h_3 = 3.388 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{4\text{ideal}} = 2.19 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{4\text{real}} := (h_{4\text{ideal}} - h_3) \cdot n_t + h_3 \quad h_{4\text{real}} = 2.37 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Determinación del título de vapor del estado 4 real del ciclo Rankine

$$h_{f4} = 191.81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{fg4} = 2.392 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{4\text{real}} = 2.37 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$x_{4\text{real}} := \frac{(h_{4\text{real}} - h_{f4})}{h_{fg4}} \quad x_{4\text{real}} = 0.911$$

Determinación de la entropía del estado 4 real del ciclo Rankine

$$S_{f4} = 0.6492 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad S_{fg4} = 7.4996 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad x_{4\text{real}} = 0.911$$

$$S_{4\text{real}} := (x_{4\text{real}} \cdot S_{fg4}) + S_{f4} \quad S_{4\text{real}} = 7.4783 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

ANEXO 6: CÁLCULOS DE MASAS DE LOS FLUIDOS Y TRANSFERENCIA DE CALOR

En este anexo, se presentan los cálculos que permiten determinar los flujos máxicos de agua y sales fundidas requeridas para la planta CCP. Además de los cálculos que permiten determinar la transferencia de calor necesaria para que ocurra el proceso y funcione la turbina.

Cálculo de flujo máxico de agua requerido

$$W_T := 20\text{MW} \quad h_3 := 3388 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{4\text{real}} := 2370 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_w := \frac{(W_T)}{(h_3 - h_{4\text{real}})} \quad m_w = 19.646 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Cálculo de transferencia de calor para elevar la temperatura del agua

$$m_w = 19.646 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad T_{2\text{real}} := 319.818\text{K} \quad T_{w\text{Sat}} := 537.09\text{K}$$

$$c_{p_w} := 4.325 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$Q_{w1} := m_w \cdot c_{p_w} \cdot (T_{w\text{Sat}} - T_{2\text{real}})$$

$$Q_{w1} = 1.846 \times 10^4 \cdot \text{kW}$$

Cálculo de transferencia de calor para evaporar el agua

$$m_w = 19.646 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad h_{wfg} := 2098 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{w2} := m_w \cdot h_{wfg} \quad Q_{w2} = 4.122 \times 10^4 \cdot \text{kW}$$

Cálculo de transferencia de calor para elevar la temperatura del vapor

$$m_w = 19.646 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad T_{wSat} = 537.09 \text{ K}$$

$$T_{vaporf} := 753.15 \text{ K} \quad c_{pvapor} := 1.84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$Q_{w3} := m_w \cdot c_{pvapor} \cdot (T_{vaporf} - T_{wSat})$$

$$Q_{w3} = 7.81 \times 10^6 \text{ W}$$

Cálculo de transferencia de calor total hacia el agua

$$Q_{total} := Q_{w1} + Q_{w2} + Q_{w3} \quad Q_{total} = 6.749 \times 10^4 \cdot \text{kW}$$

Cálculo del calor específico de las sales fundidas

$$C_{p_{sales}} := \frac{[[1396 + (0.172 \cdot 719.981)]] \cdot \text{kJ}}{1000 \text{ kg} \cdot \text{K}} \quad C_{p_{sales}} = 1.52 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Anexos

Cálculo del flujo másico de sales fundidas requerido

$$Q_{\text{total}} = 6.749 \times 10^7 \text{ W} \quad C_{p_{\text{sales}}} = 1.52 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_{1\text{Sales}} := 838.15 \text{ K} \quad T_{3\text{Sales}} := 563.15 \text{ K}$$

$$m_{\text{sales}} := \frac{Q_{\text{total}}}{C_{p_{\text{sales}}} \cdot (T_{1\text{Sales}} - T_{3\text{Sales}})}$$

$$m_{\text{sales}} = 161.477 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

ANEXO 7: CÁLCULOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LA CALDERA

En este anexo, se presentan los cálculos que permiten determinar el área de transferencia de calor requerido para el proceso de evaporación del agua.

Cálculo de transferencia de calor para el proceso de evaporación

$$Q_{\text{evap}} := Q_{w1} + Q_{w2} \quad Q_{\text{evap}} = 5.97 \times 10^7 \text{ W}$$

Cálculo para determinar la temperatura de las sales fundidas al final del proceso

$$T_{2\text{Sales}} := T_{1\text{Sales}} - \frac{Q_{\text{evap}}}{m_{\text{sales}} \cdot C_{p\text{sales}}}$$

$$T_{2\text{Sales}} = 594.975 \text{ K}$$

Temperatura media de las sales fundidas

$$T_{m\text{Sales}1} := \frac{(T_{1\text{Sales}} + T_{2\text{Sales}})}{2} \quad T_{m\text{Sales}1} = 716.562 \text{ K}$$

Propiedades de las sales fundidas

En esta sección, se presentan las propiedades de las sales fundidas para el proceso de evaporación.

Densidad de las sales fundidas

Anexos

$$\rho_{\text{sales1}} := [2263.6 - (0.636 \cdot 716.562)] \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \rho_{\text{sales1}} = 1.808 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Conductividad térmica de sales fundidas

$$k_{\text{sales1}} := (0.391 + 1.9 \cdot 10^{-4} \cdot 716.562) \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad k_{\text{sales1}} = 0.527 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Temperatura de la pared

$$T_{\text{pared}} := \frac{(T_{1\text{Sales}} + T_{\text{wSat}})}{2}$$

$$T_{\text{pared}} = 687.62 \text{ K}$$

Viscosidad dinámica de las sales fundidas

$$\mu_{\text{sales1}} := 0.075474 - (2.775 \cdot 10^{-4} \cdot 716.562) + (3.488 \cdot 10^{-7} \cdot 716.562^2) - (1.474 \cdot 10^{-10} \cdot 716.562^3) \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\mu_{\text{sales1}} = 1.491 \times 10^{-3} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

Viscosidad dinámica de las sales fundidas a la temperatura de la pared

$$\mu_{\text{salesPared}} := 0.075474 - (2.775 \cdot 10^{-4} \cdot 687.62) + (3.488 \cdot 10^{-7} \cdot 687.62^2) - (1.474 \cdot 10^{-10} \cdot 687.62^3) \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\mu_{\text{salesPared}} = 1.657 \times 10^{-3} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

Número de Prandtl de las sales fundidas

$$\text{Pr}_{\text{sales1}} := \frac{(C_{p\text{sales}} \cdot \mu_{\text{sales1}})}{k_{\text{sales1}}} \quad \text{Pr}_{\text{sales1}} = 4.298$$

Coefficiente convectivo interior

En esta sección, se presentan los cálculos para determinar el coeficiente convectivo interior del tubo.

Número de Reynolds del interior del tubo

$$\rho_{\text{sales1}} = 1.808 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad V_{\text{intTubo}} := 1.065 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \mu_{\text{sales1}} = 1.491 \times 10^{-3} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$D_{\text{intTubo}} := 0.510 \text{in} \quad D_{\text{intTubo}} = 0.013 \text{m}$$

$$\text{Re}_{\text{Sal1}} := \frac{(\rho_{\text{sales1}} \cdot V_{\text{intTubo}} \cdot D_{\text{intTubo}})}{\mu_{\text{sales1}}}$$

$$\text{Re}_{\text{Sal1}} = 1.673 \times 10^4$$

Número de Nusselt del interior del tubo

$$\text{Re}_{\text{Sal1}} = 1.673 \times 10^4 \quad \text{Pr}_{\text{sales1}} = 4.298 \quad \mu_{\text{sales1}} = 1.491 \times 10^{-3} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\mu_{\text{salesPared}} = 1.657 \times 10^{-3} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\text{Nusselt}_{\text{Sales1}} := 0.023 \cdot \text{Re}_{\text{Sal1}}^{0.8} \cdot \text{Pr}_{\text{sales1}}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_{\text{sales1}}}{\mu_{\text{salesPared}}} \right)^{0.14}$$

$$\text{Nusselt}_{\text{Sales1}} = 88.146$$

Coefficiente convectivo interior del tubo

Anexos

$$hi_{1Sal} := \frac{(Nusselt_{Sales1} \cdot k_{sales1})}{D_{intTubo}} \qquad hi_{1Sal} = 3.587 \times 10^3 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Coefficiente convectivo exterior del tubo para el proceso de evaporación

En esta sección, se presentan los cálculos para determinar el coeficiente convectivo exterior del tubo durante el proceso de evaporación.

Determinación de la tasa de transferencia de calor en las burbujas

$$P_{crAgua} := 218.011 \text{ atm} \qquad P_{opAgua} := 49.346 \text{ atm}$$

$$\Delta T_x := T_{pared} - T_{2real} \qquad \Delta T_x = 94.652 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q_x := 0.000481 \cdot \Delta T_x^{3.33} \cdot P_{crAgua}^{2.3} \cdot \left[1.8 \cdot \left(\frac{P_{opAgua}}{P_{crAgua}} \right)^{0.17} + 4 \cdot \left(\frac{P_{opAgua}}{P_{crAgua}} \right)^{1.2} + 10 \cdot \left(\frac{P_{opAgua}}{P_{crAgua}} \right)^{10} \right]^{3.33}$$

$$q_x := 1.101 \cdot 10^9 \frac{W}{m^2}$$

Coefficiente convectivo exterior

$$h_{1ext} := \frac{q_x}{\Delta T_x}$$

$$h_{1ext} = 2.993 \times 10^6 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Área de transferencia de calor para el proceso de evaporación

En esta sección se presentan los cálculos realizados para obtener el área de transferencia de calor, cómo va distribuida esta área de acuerdo al largo y número de tubos.

Anexos

Coefficiente global de transferencia de calor

$$k_{\text{tubo}} := 15.2 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad D_{\text{intTubo}} = 0.013 \text{ m} \quad D_{\text{extTubo}} := \frac{3 \cdot \text{in}}{4}$$

$$h_{1\text{ext}} = 2.993 \times 10^6 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad h_{1\text{Sal}} = 3.587 \times 10^3 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$U1 := \left[\frac{D_{\text{extTubo}}}{h_{1\text{Sal}} \cdot D_{\text{intTubo}}} + \frac{D_{\text{extTubo}} \cdot \ln\left(\frac{D_{\text{extTubo}}}{D_{\text{intTubo}}}\right)}{2 \cdot k_{\text{tubo}}} + \frac{1}{h_{1\text{ext}}} \right]^{-1}$$

$$U1 = 1.534 \times 10^3 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica

$$T_{1\text{Sales}} = 838.15 \text{ K} \quad T_{\text{wSat}} = 537.09 \text{ K} \quad \Delta T1 := (T_{1\text{Sales}} - T_{\text{wSat}})$$

$$T_{2\text{Sales}} = 594.975 \text{ K} \quad T_{2\text{real}} = 319.818 \text{ K} \quad \Delta T2 := (T_{2\text{Sales}} - T_{2\text{real}})$$

$$\Delta T1 = 301.06 \text{ K} \quad \Delta T2 = 275.157 \text{ K} \quad \Delta T_{\text{ln1}} := \frac{(\Delta T1 - \Delta T2)}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{ln1}} = 287.914 \text{ K}$$

Área de transferencia de calor requerida

$$Q_{\text{evapreal}} := Q_{\text{evap}} \cdot 1.1$$

$$A_1 := \frac{Q_{\text{evapreal}}}{U1 \cdot \Delta T_{\text{ln1}}} \quad A_1 = 148.71 \text{ m}^2$$

Anexos

Número de tubos

$$n_{\text{tubos1}} := \frac{A_1}{\pi \cdot 3m \cdot D_{\text{extTubo}}}$$

$$n_{\text{tubos1}} = 828.275$$

ANEXO 8: CÁLCULOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL SOBRE CALENTADOR

En este anexo se presentan los cálculos para determinar el área de transferencia de calor necesaria para el proceso de sobrecalentamiento de vapor.

Propiedades de las sales fundidas

En esta sección se presentan los cálculos para determinar las propiedades de las sales fundidas.

Temperatura media de las sales fundidas

$$T_{2\text{Sales}} = 594.975 \text{ K}$$

$$T_{3\text{Sales}} = 563.15 \text{ K}$$

$$T_{m\text{Sales}2} := \frac{(T_{2\text{Sales}} + T_{3\text{Sales}})}{2}$$

$$T_{m\text{Sales}2} = 579.062 \text{ K}$$

Densidad de las sales fundidas

$$\rho_{\text{sales}2} := [2263.6 - (0.0636 \cdot 579.062)] \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{\text{sales}2} = 2.227 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Conductividad térmica de las sales fundidas

$$k_{\text{sales}2} := \left(0.391 + 1.9 \cdot 10^{-4} \cdot 579.062\right) \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$k_{\text{sales}2} = 0.501 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Temperatura de la pared

$$T_{\text{pared2}} := \frac{(T_{2\text{Sales}} + T_{\text{wSat}})}{2}$$

$$T_{\text{pared2}} = 566.032 \text{ K}$$

Viscosidad dinámica de las sales fundidas

$$\mu_{\text{Sal2}} := 0.075474 - (2.775 \cdot 10^{-4} \cdot 579.062) + (3.488 \cdot 10^{-7} \cdot 579.062^2) - (1.474 \cdot 10^{-10} \cdot 579.062^3) \cdot P$$

$$\mu_{\text{Sal2}} = 3.121 \times 10^{-3} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

Viscosidad dinámica de las sales fundidas a la temperatura de la pared

$$\mu_{\text{SalPared2}} := 0.075474 - (2.775 \cdot 10^{-4} \cdot 566.032) + (3.488 \cdot 10^{-7} \cdot 566.032^2) - (1.474 \cdot 10^{-10} \cdot 566.032^3) \cdot P$$

$$\mu_{\text{SalPared2}} = 3.422 \times 10^{-3} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

Número de Prandtl de las sales

$$\text{Pr}_{\text{sales2}} := \frac{(C_{p\text{Sales}} \cdot \mu_{\text{Sal2}})}{k_{\text{sales2}}}$$

$$\text{Pr}_{\text{sales2}} = 9.468$$

Coefficiente convectivo interior

En esta sección se presentan los cálculos para determinar el coeficiente convectivo interior del tubo.

Anexos

Número de Reynolds

$$D_{\text{intTubo}} = 0.013 \text{ m} \quad V_{\text{intTubo2}} := 1.065 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \rho_{\text{sales2}} = 2.227 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{\text{Sal2}} = 3.121 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$Re_{\text{sal2}} := \frac{(D_{\text{intTubo}} \cdot V_{\text{intTubo2}} \cdot \rho_{\text{sales2}})}{\mu_{\text{Sal2}}}$$

$$Re_{\text{sal2}} = 9.843 \times 10^3$$

Número de Nusselt

$$Nu_{\text{sal2}} := 0.023 \cdot Re_{\text{sal2}}^{0.8} \cdot Pr_{\text{sales2}}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_{\text{Sal2}}}{\mu_{\text{SalPared2}}} \right)^{0.14} \quad Nu_{\text{sal2}} = 75.171$$

Coefficiente convectivo interior

$$hi_{\text{sal2}} := \frac{(Nu_{\text{sal2}} \cdot k_{\text{sales2}})}{D_{\text{intTubo}}} \quad hi_{\text{sal2}} = 2.907 \times 10^3 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coefficiente convectivo exterior

En esta sección se presentan los cálculos realizados para obtener el coeficiente convectivo exterior.

Anexos

Cálculos para determinar la velocidad a la que circula el vapor por el exterior de los tubos

$$D_{\text{extTubo}} = 0.019 \text{ m} \quad \text{Área}_{\text{tubos}} := \frac{828 \cdot \pi \cdot D_{\text{extTubo}}^2}{4} \quad \text{Área}_{\text{tubos}} = 0.236 \text{ m}^2$$

$$D_{\text{coraza}} := 35 \text{ in} \quad D_{\text{coraza}} = 0.889 \text{ m}$$

$$\text{Área}_{\text{coraza}} := \frac{D_{\text{coraza}}^2 \cdot \pi}{4}$$

$$\text{Área}_{\text{coraza}} = 0.621 \text{ m}^2$$

$$\text{Área}_{\text{agua}} := (\text{Área}_{\text{coraza}} - \text{Área}_{\text{tubos}}) \quad \text{Área}_{\text{agua}} = 0.385 \text{ m}^2$$

$$v_{\text{vapor}} := 0.08361 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad V_{\text{vapor}} := \frac{(m_{\text{agua}} \cdot v_{\text{vapor}})}{\text{Área}_{\text{agua}}}$$

$$V_{\text{vapor}} = 4.271 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Número de Reynolds del vapor

$$\mu_{\text{vapor}} := 1.812 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$\text{Re}_{\text{vapor}} := \frac{(D_{\text{extTubo}} \cdot V_{\text{vapor}})}{\mu_{\text{vapor}} \cdot v_{\text{vapor}}} \quad \text{Re}_{\text{vapor}} = 5.371 \times 10^4$$

Número de Prandtl del vapor

$$k_{\text{vapor}} := 0.178 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\text{Pr}_{\text{vapor}} := \frac{(\mu_{\text{vapor}} \cdot c_{p_{\text{vapor}}})}{k_{\text{vapor}}} \quad \text{Pr}_{\text{vapor}} = 0.187$$

Número de Nusselt del vapor

$$\text{Nu}_{\text{vapor}} := 0.027 \cdot \text{Re}_{\text{vapor}}^{0.805} \cdot \text{Pr}_{\text{vapor}}^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{Nu}_{\text{vapor}} = 99.209$$

Coefficiente convectivo exterior

$$h_{2\text{ext}} := \frac{(\text{Nu}_{\text{vapor}} \cdot k_{\text{vapor}})}{D_{\text{extTubo}}} \quad h_{2\text{ext}} = 926.992 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Área de transferencia de calor

En esta sección se presentan los cálculos para determinar el área de transferencia de calor y el largo de los tubos del sobre calentador.

Coefficiente global de transferencia de calor

$$h_{i_{sal2}} = 2.907 \times 10^3 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K} \qquad h_{2_{ext}} = 926.992 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$k_{tubo} = 15.2 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$U_2 := \left[\frac{D_{extTubo}}{h_{i_{sal2}} \cdot D_{intTubo}} + \frac{\left[\frac{D_{extTubo} \cdot \ln \left(\frac{D_{extTubo}}{D_{intTubo}} \right)}{2 \cdot k_{tubo}} \right]}{\left[\frac{D_{extTubo}}{h_{2_{ext}}} \right]} \right]^{-1}$$

$$U_2 = 547.571 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica

$$T_{2Sales} = 594.975 \text{ K}$$

$$T_{vaporf} = 753.15 \text{ K}$$

$$\Delta T_{12} := -(T_{2Sales} - T_{vaporf})$$

$$T_{3Sales} = 563.15 \text{ K}$$

$$T_{wSat} = 537.09 \text{ K}$$

$$\Delta T_{22} := (T_{3Sales} - T_{wSat})$$

$$\Delta T_{12} = 158.175 \text{ K}$$

$$\Delta T_{22} = 26.06 \text{ K}$$

$$\Delta T_{ml2} := \frac{(\Delta T_{12} - \Delta T_{22})}{\ln \left(\frac{\Delta T_{12}}{\Delta T_{22}} \right)}$$

$$\Delta T_{ml2} = 73.263 \text{ K}$$

Anexos

Área de transferencia de calor

$$Q_{w3} := 7.81 \cdot 10^6 \cdot W$$

$$Q_{w3real} := Q_{w3} \cdot 1.1$$

$$\text{Área}_2 := \frac{Q_{w3real}}{(\Delta T_{ml2} \cdot U_2)}$$

$$\text{Área}_2 = 214.15 \text{ m}^2$$

Largo de los tubos

$$L_{\text{Tubo2}} := \frac{\text{Área}_2}{(\pi \cdot 828 \cdot D_{\text{extTubo}})}$$

$$L_{\text{Tubo2}} = 4.322 \text{ m}$$

ANEXO 9: CÁLCULOS PARA DETERMINAR EL NÚMERO DE HELIOSTATOS REQUERIDO

En este anexo se presentan los cálculos realizados para determinar el número de heliostatos requeridos para la planta.

$$\text{Área}_{\text{he}} := 91\text{m}^2 \quad Q_{\text{total}} = 6.751 \times 10^7 \text{ W} \quad \text{Pérdidas} := 0.48$$

$$Q_{\text{real}} := Q_{\text{total}} \cdot (1 + 0.48) \cdot 24 \cdot \text{hr} \quad \text{Irradiacion} := 9.38 \frac{\text{kW} \cdot \text{hr}}{\text{m}^2}$$

$$Q_{\text{real}} = 8.633 \times 10^{12} \text{ J}$$

$$n_{\text{he}} := \frac{Q_{\text{real}}}{\text{Irradiacion} \cdot \text{Área}_{\text{he}}} \quad n_{\text{he}} = 2.809 \times 10^3$$

Anexos

ANEXO 10: FLUJO DE CAJA

Anexos

Periodo	0	1	2	3	4
Ingresos venta de energía (USD)		10.333.853	10.333.853	10.333.853	10.333.853
Ingresos venta de potencia (USD)		5.680.342	5.680.342	5.680.342	5.680.342
Costos O & M (USD)		598.305	598.305	598.305	598.305
Depreciación (USD)		-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8
Utilidad antes de impuesto (USD)		13.022.672	13.022.672	13.022.672	13.022.672
Impuesto		-3.718.005	-3.718.005	-3.718.005	-3.718.005
Utilidad después de impuesto (USD)		9.506.551	9.506.551	9.506.551	9.506.551
Depreciación (USD)		2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8
Inversión (USD)	-59.830.470				
Flujo neto (USD)	-59.830.470	11.889.769	11.889.769	11.889.769	11.889.769
Flujo actual (USD)	-59.830.470	10.084.550	8.546.229	7.242.567	6.137.768
VAN	-59.830.470	-49.745.919	-41.199.691	-33.957.124	-27.819.355

Anexos

Periodo	5	6	7	8	9
Ingresos venta de energía (USD)	10.333.853	10.333.853	10.333.853	10.333.853	10.333.853
Ingresos venta de potencia (USD)	5.680.342	5.680.342	5.680.342	5.680.342	5.680.342
Costos O & M (USD)	598.305	598.305	598.305	598.305	598.305
Depreciación (USD)	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8
Utilidad antes de impuesto (USD)	13.022.672	13.022.672	13.022.672	13.022.672	13.022.672
Impuesto	3.718.005	-3.718.005	-3.718.005	-3.718.005	-3.718.005
Utilidad después de impuesto (USD)	9.506.551	9.506.551	9.506.551	9.506.551	9.506.551
Depreciación (USD)	-2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8
Inversión (USD)					
Flujo neto (USD)	11.889.769	11.889.769	11.889.769	11.889.769	11.889.769
Flujo actual (USD)	5.201.498	4.408.049	3.735.635	3.165.792	2.682.875
VAN	-22.617.856	-18.209.806	-14.474.170	-11.308.377	-8.625.502

Anexos

Periodo	10	11	12	13	14
Ingresos venta de energía (USD)	10.333.853	10.333.853	10.333.853	10.333.853	10.333.853
Ingresos venta de potencia (USD)	5.680.342	5.680.342	5.680.342	5.680.342	5.680.342
Costos O & M (USD)	598.305	598.305	598.305	598.305	598.305
Depreciación (USD)	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8
Utilidad antes de impuesto (USD)	13.022.672	13.022.672	13.022.672	13.022.672	13.022.672
Impuesto	3.718.005	-3.718.005	-3.718.005	-3.718.005	-3.718.005
Utilidad después de impuesto (USD)	9.506.551	9.506.551	9.506.551	9.506.551	9.506.551
Depreciación (USD)	-2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8
Inversión (USD)					
Flujo neto (USD)	11.889.769	11.889.769	11.889.769	11.889.769	11.889.769
Flujo actual (USD)	2.273.623	1.926.799	1.663.880	1.383.797	1.172.709
VAN	-6.351.879	-4.425.080	-2.792.199	-1.408.402	-235.692

Anexos

Periodo	15	16	17	18	19
Ingresos venta de energía (USD)	10.333.853	10.333.853	10.333.853	10.333.853	10.333.853
Ingresos venta de potencia (USD)	5.680.342	5.680.342	5.680.342	5.680.342	5.680.342
Costos O & M (USD)	598.305	598.305	598.305	598.305	598.305
Depreciación (USD)	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8
Utilidad antes de impuesto (USD)	13.022.672	13.022.672	13.022.672	13.022.672	13.022.672
Impuesto	3.718.005	-3.718.005	-3.718.005	-3.718.005	-3.718.005
Utilidad después de impuesto (USD)	9.506.551	9.506.551	9.506.551	9.506.551	9.506.551
Depreciación (USD)	-2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8
Inversión (USD)					
Flujo neto (USD)	11.889.769	11.889.769	11.889.769	11.889.769	11.889.769
Flujo actual (USD)	993.821	842.221	713.747	604.870	512.602
VAN	758.128	1.600.350	2.314.097	2.918.968	3.431.570

Anexos

Periodo	20	21	22	23	24
Ingresos venta de energía (USD)	10.333.853	10.333.853	10.333.853	10.333.853	10.333.853
Ingresos venta de potencia (USD)	5.680.342	5.680.342	5.680.342	5.680.342	5.680.342
Costos O & M (USD)	598.305	598.305	598.305	598.305	598.305
Depreciación (USD)	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8	-2.393.218,8
Utilidad antes de impuesto (USD)	13.022.672	13.022.672	13.022.672	13.022.672	13.022.672
Impuesto	3.718.005	-3.718.005	-3.718.005	-3.718.005	-3.718.005
Utilidad después de impuesto (USD)	9.506.551	9.506.551	9.506.551	9.506.551	9.506.551
Depreciación (USD)	-2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8	2.393.218,8
Inversión (USD)					
Flujo neto (USD)	11.889.769	11.889.769	11.889.769	11.889.769	11.889.769
Flujo actual (USD)	434.408	368.142	311.985	264.394	224.063
VAN	3.865.978	4.234.121	4.546.107	4.810.501	5.034.564

Anexos

Periodo	25
Ingresos venta de energía (USD)	10.333.853
Ingresos venta de potencia (USD)	5.680.342
Costos O & M (USD)	598.305
Depreciación (USD)	-2.393.218,8
Utilidad antes de impuesto (USD)	13.022.672
Impuesto	3.718.005
Utilidad después de impuesto (USD)	9.506.551
Depreciación (USD)	-2.393.218,8
Inversión (USD)	
Flujo neto (USD)	11.889.769
Flujo actual (USD)	189.883
VAN	5.224.448

