

Diseño y Simulación de una Planta Solar Termoeléctrica con Tecnología de Torre y Sales Fundidas

Moises Nair Ramirez Bayeh, Cristian Omar Tovar Pereira

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director:

PHD. Julián Ernesto Jaramillo Ibarra

Ingeniero mecánico

Codirector:

Daniela Juliana Rey Benavides

Ingeniera Mecánica

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físico - Mecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2019

Dedicatoria

A Dios por su amor incondicional, sabiduría y enseñanzas que me ha dado en el trascurso de este gran viaje.

A mi mamá Elena Bayeh Rangel por su gran amor y apoyo incondicional en cada momento de mi vida.

A mi papá Moisés Ramírez Bermúdez por su apoyo y comprensión a lo largo de este camino.

A mis hermanas Nadia, Andrea y yannina por su apoyo, alegría y compañía en cada momento y lugar.

A mis hermanos Michel, Salim, Nadim y Miguel ángel por brindarme alegría y enseñanzas a través de los años.

A mi amigo y compañero de proyecto Cristian Tovar por su amistad en buenos y malos momentos y su apoyo a lo largo de esta etapa de mi vida.

A nuestra codirectora de proyecto Daniela Rey por su guía y paciencia al mostrarnos el camino a seguir en el trascurso del proyecto.

A mi novia Daniela Puentes Sanguino por su compañía, amor y alegría desde el día en que la conocí.

A los que ya no están Jaider Medina, profesor Francisco Mosquera, Andrea Nope y Marco Beltran, siempre estarán en mi corazón y en el corazón de sus seres queridos.

Moises Nair Ramirez Bayeh

Dedicatoria

Este proyecto se lo dedico enteramente a Jehová mi padre celestial que en todo momento estuvo conmigo apoyándome y bendiciéndome continuamente durante mi carrera universitaria. Por rescatar mi vida repetidas veces y por levantarme y darme las fuerzas necesarias para avanzar en todos mis proyectos de vida. Gracias Señor por ser un hijo tuyo tan amado.

A mi mamá Martha Pereira Duarte y a mi padre Omar Enrique Tovar Tovar que siempre me apoyan incondicionalmente con amor y me dan esa fuerza moral para seguir adelante en todas mis etapas de vida, soy un hijo muy afortunado con unos padres increíbles, los amo con el alma y todos mis triunfos son para ustedes.

A mi tío Pedro Tovar, mi segundo padre, por enseñarme tantas cosas en la vida. Por sus consejos de vida, tantas lecciones aprendidas y su cariño hacia mí. Gracias tío por estar presente.

A mi abuelo Hugo Tovar que en paz descansa y a mi abuela Martha Tovar, gracias por tanto amor. A mi hermana Liliana Monsalve que con cariño me apoya en todo, y por nuestros tantos planes de vida que lograremos. A toda mi familia que siempre ha sido un apoyo incondicional en mi vida, por tenerme en tan alto estigma y por ejemplo. Este título es para todos ustedes.

A mi gran amigo Moisés Ramírez que sin él nada de esto hubiera sido posible. Gracias por apoyarme tanto,. Que Dios bendiga nuestra amistad

A Daniela Rey por tanto conocimiento, apoyo, paciencia y cariño. ¡Gracias por dirigir este proyecto, lo logramos!

A Marco Beltrán, en honor a tu vida.

Cristian Omar Tovar Pereira

Agradecimientos

Primeramente, gracias a Dios, por concebimos ese deseo de ser Ingenieros Mecánicos,

Por permitirnos cumplir esta meta que nos ha llenado de gran felicidad y expectativas.

Gracias a la Universidad de Santander y todos sus miembros, a los docentes, a los compañeros, quienes en el paso a paso de los semestres formaron parte de las experiencias que hoy nos definen como profesionales, por su hospitalidad y amabilidad.

Intelectualmente hemos conformado un criterio que se basa en promover buenas obras; ahora nuestro deseo es contribuir para una sociedad más eficiente, ordenada y consciente de la buena relación que debemos tener los seres humanos con el medio ambiente.

Gracias Dios por tu misericordia, por todas las personas y situaciones que has puesto en nuestro camino como apoyo, sin esa ayuda y sin la confianza que nos brindaron nada de esto hubiese sido posible.

A todos y todas gracias.

Tabla de Contenido

	Pág.
Introducción	17
1. Formulación del Problema.....	19
2. Justificación para la Solución del Problema	22
3. Objetivos	24
3.1 Objetivo General	24
3.2 Objetivos Específicos.....	25
4. Diseño de la Planta Solar Termoeléctrica	26
4.1 Selección del Lugar de Emplazamiento y Datos de Radiación	26
4.2 Mapas Solares IDEAM	27
4.3 Diseño y Cálculos del Ciclo Rankin	31
4.3.1 Cálculos termodinámicos de la planta solar termoeléctrica.....	32
4.4 Diseño Térmico del Condensador.....	34
4.5 Diseño y Cálculo de los Intercambiadores de Calor (Agua-Sales Fundidas)	34
4.5.1 Precalentador y sobrecalentador.	34
4.5.2 Evaporador	36
4.5.3 Diagrama de flujo del proceso de diseño de los intercambiadores de calor.	45
4.6 Sistema de Almacenamiento Térmico de la Planta Solar Termoeléctrica	46
4.6.1 Medio de almacenamiento.	46
4.6.2 Configuración.	47
4.6.3 Diseño del tanque.....	47
4.6.4 Diámetro y altura del tanque.....	48

4.6.5 Cálculo de propiedades de transferencia de calor de las sales fundidas.	49
4.6.6 Cálculo del radio de aislamiento.	55
4.6.7 Análisis de ecuaciones de llenado y vaciado del tanque.	59
4.7 Diseño del Receptor Central	61
4.7.1 Diseño térmico del receptor solar exterior.	61
4.7.2 Resultados.	74
4.8 Diseño del Campo de Heliostatos	77
4.8.1 Consideraciones de diseño.	77
4.8.2 Punto de diseño.	77
4.8.3 Variables de partida.	79
4.8.4 Campo de heliostatos.	80
4.8.5 Reflexión sobre el receptor central.	85
4.8.6 Flujo de radiación sobre el receptor.	87
4.8.7 Resultados.	90
5. Selección de Turbina y Componentes Eléctricos de la Planta Solar Termoeléctrica	91
5.1 Turbina.	91
5.2 Componentes Eléctricos de la Planta	93
6. Eficiencia Global de la Planta Termo-Solar de Torre.	99
7. Resultados y Simulación en TRNSYS.	101
8. Costos y Viabilidad.	108
9. Conclusiones	112
Referencias Bibliográficas	116
Apéndices.	120

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Estados del ciclo Rankine.....	33
Tabla 2. Resultados de diseño del condensador.....	34
Tabla 3. Espesores de aislamiento.	56
Tabla 4. Datos de proceso de cálculo.....	63
Tabla 5. Datos geométricos del cálculo.	64
Tabla 6. Datos de propiedades y constantes de cálculo.	65
Tabla 7. Datos solución en el diseño del receptor central.....	75
Tabla 8. Numero de heliostatos por fila y energía neta por fila.....	91
Tabla 9. Turbina.....	92
Tabla 10. Generador de la turbina.....	93
Tabla 11. Acerca del fabricante.	93
Tabla 12. Especificaciones sensor de temperatura.	94
Tabla 13. Especificaciones sensor de radiación.....	95
Tabla 14. Especificaciones sensor de caudal.	96
Tabla 15. Especificaciones del medidor de flujo electromagnético.	97
Tabla 16. Costos de inversion de la planta solar termoelectrica.....	108
Tabla 17. Gastos mensuales de la planta solar termoeléctrica.....	110

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Consumo mundial energético año 2015.	20
Figura 2. Mapa de radiación solar promedio de Colombia para el mes de febrero.	28
Figura 3. Mapa de radiación promedio anual de Colombia.	29
Figura 4. Esquema de la plana solar termoeléctrica.	32
Figura 5. Coeficiente Csf para diferentes líquidos.	41
Figura 6. Diagrama de flujo del diseño de los intercambiadores de calor.	45
Figura 7. Vista de corte del tanque de almacenamiento térmico.	47
Figura 8. Visualización de la medida de altura y diámetro del tanque de almacenamiento.	49
Figura 9. Vista de corte superior de los materiales del tanque de almacenamiento.	56
Figura 10. Diagrama de energía de resistencias térmicas del tanque de almacenamiento térmico.	56
Figura 11. Balance de energía en el tanque de sales fundidas.	60
Figura 12. Diseño de un receptor solar cilíndrico.	62
Figura 13. Diagrama de la distribución de radiación en un tubo.	62
Figura 14. Diagrama de pérdidas en el receptor central.	66
Figura 15. Esquema geometría del receptor.	70
Figura 16. Flujos de calor en una partición dx.	71
Figura 17. Radiación incidente sobre el receptor.	74
Figura 18. Cambio en el flujo másico de sales vs radiación neta emitida por los heliostatos.	76
Figura 19. Cambio en el flujo másico de sales vs radiación neta emitida por los heliostatos y ecuación de segundo orden.	77

Figura 20. Insolación anual directa.	78
Figura 21. Nomenclatura campo de heliostatos.	80
Figura 22. Espacio azimutal e incremento de radio mínimo.	81
Figura 23. Añadiendo nueva fila en el grupo.	82
Figura 24. Perdidas debido a bloqueo y sombras.	83
Figura 25. Efecto coseno sobre heliostatos en direcciones opuestas.	84
Figura 26. Esquema de geometría utilizada que define la reflexión de los rayos de sol sobre el receptor	85
Figura 27. Intercepción de la luz con un material (reflexión de la luz).	87
Figura 28. Sistema de coordenadas.	88
Figura 29. Patrón de densidad de flujo solar sobre el receptor de un heliostato.	89
Figura 30. Patrón de densidad de flujo solar sobre el receptor de un heliostato.	90
Figura 31. Turbina y generador.	92
Figura 32. Medidor de nivel de líquidos.	94
Figura 33. Sensor de temperatura.	95
Figura 34. Sensor de radiación (piranómetro)	96
Figura 35. Medidor de flujo electromagnético.	97
Figura 36. Variación del flujo básico de sales fundidas en relación con la radiación incidente al receptor.	100
Figura 37. Esquema TRNSYS planta solar termoeléctrica de torre.	101
Figura 38. Parámetros del campo de heliostatos.	102
Figura 39. Entradas al campo de heliostatos.	102
Figura 40. Salidas del campo de heliostatos.	103

Figura 41. Type campo de heliostatos.	103
Figura 42. Radiación incidente al campo de heliostatos (Azul) y radiación reflejada por los heliostatos a la torre (Rojo).....	104
Figura 43. Potencia incidente al campo de heliostatos en [Kw] para el 23 de enero.....	105
Figura 44. Potencia incidente al campo de heliostatos en [Kw] para el 23 de enero y potencia aprovechada por el receptor central (Roza)	105
Figura 45. Temperatura de salida del receptor (Rojo)	106
Figura 46. Temperatura de salida del receptor (Rojo) en un mes.	107
Figura 47. Nivel del tanque en kg Vs Tiempo.	108
Figura 48. Diagrama de flujo de caja.....	111
Figura 49. Variación de precio del kwh con respecto al número de periodos en la tasa de retorno a la inversión.	112

Lista de Apéndices

	Pág.
Apéndice A. Marco teórico.....	120
Apéndice B. Cálculos termodinámicos de la planta solar termoeléctrica.....	129
Apéndice C. Diseño térmico del condensador.	134
Apéndice D. Geometría solar y propiedades de las sales fundidas.....	149
Apéndice E. Simulación.....	164

Resumen

Título: Diseño y simulación de una planta solar termoeléctrica con tecnología de torre y sales fundidas.*

Autores: Moisés Nair Ramírez Bayeh**
Cristian Omar Tovar Pereira**

Palabras clave: Sales fundidas, Concentración de energía solar, campo de heliostatos, Receptores solares

Descripción

La planta solar termoeléctrica de torre con sales fundidas se diseñó con el fin de dar solución a problemas de energía que se presentan actualmente en Uribía, municipio de la Guajira. La mayoría de su población hace parte del pueblo Guayu. De ser implementada en la región solucionaría los apagones programados, el funcionamiento continuo de clínicas, hospitales, sistemas de distribución de agua, etc. La planta produce energía constante incluso en horas nocturnas debido a su almacenamiento con sales fundidas a 565 grados, las cuales además de ser un medio efectivo de almacenamiento también aumentan la eficiencia térmica debido a sus propiedades y elevadas temperaturas que alcanza como fluido de trabajo.

El sistema termodinámico de la planta es de tipo Rankine como muestra la figura 26. Con 3 intercambiadores de calor agua-sales (sobrecalentador, evaporador, precalentador) alimentados por el tanque de sales calientes, turbina-generator, condensador, un regenerador, un tanque de sales frías de 1.7 m^3 , el receptor central a una altura de 25 metros y un campo de heliostatos circular con 1043 espejos reflectores

Con la implementación del software de simulación de sistemas térmicos TRNSYS, y un modelo cero dimensional en estado estable para el ciclo Rankine, y cero dimensional en estado transitorio para el receptor solar y campo de heliostatos se resuelven las ecuaciones de transferencia de calor y se establecen las pérdidas energéticas en el receptor central, todo con el fin de determinar la producción de energía diaria y su fluctuación con los cambios de radiación incidente y cambios meteorológicos.

* Trabajo de grado Monografía

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, Director: PHD. Julián Ernesto Jaramillo Ibarra, Ingeniero Mecánico.

Abstract

Title: Design and simulation of a thermoelectric solar plant with tower and molten salt technology.*

Authors: Moisés Nair Ramírez Bayeh**
Cristian Omar Tovar Pereira**

Key Words: Molten salt, Concentration of solar energy, Field of heliostats, Solar receivers.

Description

The thermoelectric plant of tower with molten salts was designed with the purpose of solving energy problems that are currently present in Uribí, municipality of La Guajira. The majority of its population is Guayu. If implemented in the region, it would solve the programmed blackouts, the continuous operation of clinics, hospitals, water distribution systems, etc. The plant produces constant energy even at night hours due to its storage with molten salts at 565 degrees, which in addition to being an effective way of storage also increase thermal efficiency due to its properties and high temperatures as a working fluid.

The thermodynamic system of the plant is Rankine type as shown in figure 26. With 3 water-salt heat exchangers (superheater, evaporator, preheater) fed by the hot salt tank, turbine-generator, condenser, a regenerator, a tank of cold salts of 1.7 m^3 , the central receiver at a height of 25 meters and a field of circular heliostats with 1043 reflecting mirrors.

With the implementation of the simulation of the thermic system using TRNSYS, and a zero dimensional model in stable state for the Rankine cycle, and zero dimensional in transient state for the solar receiver and field of heliostats the heat transfer equations are solved and the energy losses are established in the central receiver, all in order to determine the daily energy production and its fluctuation with the changes of incident radiation and meteorological changes.

* Degree Thesis

** Physical Mechanical Engineer Faculty. Mechanical Engineering School. Director: PDH. Julián Ernesto Jaramillo Ibarra, Mechanical Engineer.

Introducción

Con el descubrimiento de la energía potencial almacenada en combustibles y su posterior utilización en la máquina de vapor, empezó la revolución industrial, la cual generó un cambio de la economía basada en trabajo manual a otra dominada por la industria y manufactura de maquinaria, causando un aumento en la producción de las fábricas de más del 500[%].

No obstante, conllevó el aumento de enfermedades en países altamente industrializados, reflejo de la alta contaminación ambiental generada (Hartwell, 2003). Hoy en día se sigue aprovechando de la combustión para generar energía y en la mayoría de procesos en las grandes fábricas, lo cual continúa afectando no solo la salud a nivel mundial, sino que también ha empezado a causar estragos en el planeta.

Esto ha generado la proliferación en investigación de energías renovables como la energía eólica, solar, hidroeléctrica, etc. Estas energías buscan disminuir o frenar la contaminación enviada a la atmósfera y evitar el calentamiento global, mejorando el medio ambiente.

Actualmente las plantas solares termoeléctricas brindan una solución amigable al medio ambiente, ya que proporcionan energía limpia sin emisiones tóxicas contaminantes o emisiones de gases invernadero.

Este proyecto muestra el diseño y simulación de una planta termosolar de torre con tecnología de sales fundidas, diseñada para el municipio de Uribe en la Guajira colombiana, siendo este un lugar apropiado por sus condiciones climáticas y ubicación a nivel global, con alta radiación anual directa e índice de nubosidad bajo con respecto al resto de territorio colombiano.

La simulación fue realizada en el programa de simulación térmica TRNSYS con código prediseñado en c++. Cada componente en la planta es diseñado individualmente y trabajan en conjunto en TRNSYS.

El diseño de la planta cuenta con un ciclo de generación de potencia tipo Rankine con un regenerador y un generador de vapor subdividido en tres intercambiadores de calor de coraza y tubos. la planta cuenta con 1039 heliostatos en formación circular, dos tanques de almacenamiento de sales fundidas y una torre y receptor central cilíndrico. El par turbina-generator produce una salida de potencia eléctrica neta de 10 [KW].

1. Formulación del Problema

Con el descubrimiento de la energía potencial almacenada en combustibles y su posterior utilización en la máquina de vapor, empezó la revolución industrial, la cual generó un cambio de la economía basada en trabajo manual a otra dominada por la industria y manufactura de maquinaria, causando un aumento en la producción de las fábricas de más del 500[%] (Hartwell, 2003).

No obstante, conllevó el aumento de enfermedades en países altamente industrializados, reflejo de la alta contaminación ambiental generada (Hartwell, 2003). Hoy en día se sigue aprovechando de la combustión para generar energía y en la mayoría de procesos en las grandes fábricas (figura 1), lo cual continúa afectando no solo la salud a nivel mundial, sino que también ha empezado a causar estragos en el planeta (Balbontin, 2009).

En reflejo de esto el ambiente en pro de recuperar su estabilidad se ha vuelto más complejo, los enlaces entre salud y medio ambiente nunca han sido tan evidentes (Chamarravi Guerra & Saavedra Calixto, 2013).

Esto ha generado la proliferación en investigación de energías renovables como la energía eólica, solar, hidroeléctrica, etc. Estas energías buscan disminuir o frenar la contaminación enviada a la atmósfera y evitar el calentamiento global, mejorando el medio ambiente (figura 1).

Actualmente las plantas solares termoeléctricas brindan una solución amigable al medio ambiente, ya que proporcionan energía limpia sin emisiones tóxicas contaminantes o emisiones de gases invernadero (Energiasrenovablesinfo.com, 2015).

Siempre ha sido cuestionado el uso de la energía solar ya que en horas nocturnas no hay irradiación; sin embargo, por medio de la inclusión de tecnología de sales fundidas se logra el

almacenamiento de la energía permitiendo producir electricidad durante horas. Además, la aplicación de las sales en comparación con el agua o aceites permite una alta eficiencia termodinámica, debido a que opera a temperaturas más altas. Todo lo anterior sin mencionar que no son tóxicas, son ecológicamente amigables, tienen larga vida y evitan la inversión de costos de almacenamiento por baterías (Helionoticias.es, 2016).

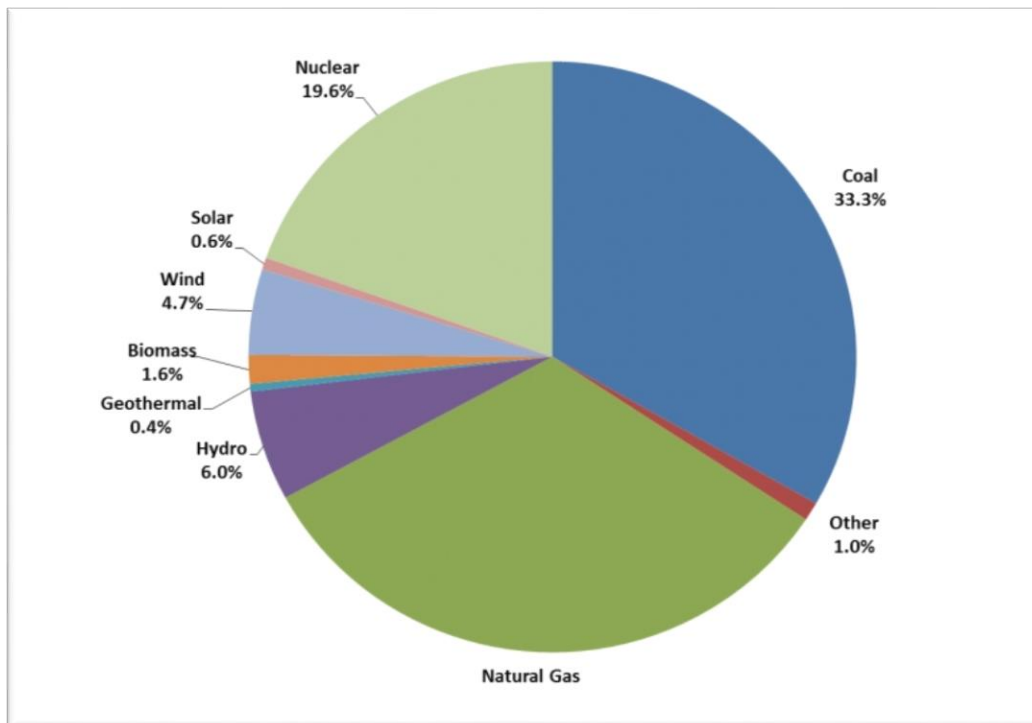


Figura 1. Consumo mundial energético año 2015.

Euan Mearns (2015). Global energy trends – BP statistical review 2015. Recuperado de <http://euanmearns.com/global-energy-trends-bp-statistical-review-2015/>

Por su ubicación geográfica en la zona ecuatorial, Colombia es privilegiada con alto potencial energético proveniente de la radiación solar, lo cual la hace óptima para la implementación de una planta termo solar, en diferentes departamentos del país como la Guajira, Cesar, Casanare, Meta, Caquetá (Upme.gov.co).

En medio de uno de los Fenómenos del Niño más intensos de los últimos años, se está reviviendo la posibilidad de un racionamiento de energía (Dinero.com), esto representa directamente un alza de tarifas. Lo más preocupante del caso es que el nivel del agua en los ríos disminuye a causa de este fenómeno, afectando el factor de capacidad energético de las hidroeléctricas de las cuales nuestro país depende de un 66 [%] en producción energética (Minambiente.gov.co), por ejemplo, el río Magdalena presenta unos niveles bajos de caudal que no se presentaban desde 1973 y sus proyecciones tienden a seguir disminuyendo, lo cual nos hace replantear nuestra dependencia de esta fuente de energía.

Teniendo en cuenta que 1 de cada 1000 personas carece de energía eléctrica en su hogar (Datos.bancomundial.org, 2015) y que la energía solar en Colombia permite mayor acceso a sectores rurales a bajo costo, estamos frente a una gran oportunidad de reducir el efecto invernadero, conservar nuestros recursos naturales e incrementar la cobertura de energía para familias del sector rural colombiano.

Por tal razón, se propone el diseño y simulación de una planta solar termo eléctrica de torre con tecnología de sales fundidas con una capacidad de 10 [kW].

2. Justificación para la Solución del Problema

En este medio cambiante rodeado de nuevas tecnologías nos hemos visto obligados a ser cada vez más sustentables y tener más responsabilidad con la utilización de nuestros recursos; cada vez más escasos, más difíciles de obtener y que deben satisfacer necesidades de una población (con crecimiento exponencial) proyectada a crecer 4 billones en los próximos 20 años (Base, 2018).

El sistema energético mundial se abastece en más del 50 [%] de combustibles fósiles los cuales emiten grandes proporciones de CO₂ que afectan la capa de ozono, generando un efecto invernadero el cual afecta el clima y produce fenómenos naturales desastrosos y el aumento de la temperatura global; esto además de la contaminación en el aire, lo cual se puede ver evidenciado en países industrializados como china, donde el aire es contaminado y los niveles de polución sobrepasan los saludables.

Según la agencia Internacional de Energía, las emisiones de CO₂ aumentarán el 130 [%] de aquí a 2050 y para poder desarrollar una inversión significativa y poder reducir las emisiones de CO₂ a la mitad, se necesitarían 45 000 millones de dólares de aquí a 2050. Por el contrario, la radiación solar es una fuente de energía inagotable que tenemos a nuestro alcance y que hoy en día son una solución fiable a los requerimientos energéticos del planeta, además de ser una fuente limpia.

Las plantas solares termoeléctricas de torre son una de las tecnologías más eficientes en términos de captación de energía solar, hasta un 30% de eficiencia alcanzando temperaturas de 500 grados Celsius de operación. Por medio de la implementación de la tecnología de sales fundidas (figura 2) se soluciona el problema de la intermitencia solar, obteniendo una energía constante y producción incluso en horas nocturnas o cuando hay picos bajos de captación solar,

además de que con las sales fundidas se logran eficiencias de hasta el 50% o más ya que con este fluido las temperaturas de operación ascienden hasta 700 u 800 grados Celsius.

Una ventaja de las CSP (Concentrated Solar Power) es que se pueden usar ubicaciones geográficas no pobladas, como por ejemplo zonas desérticas donde el nivel de radiación directa es mayor al difuso.

En el caso de Colombia, se cuenta con departamentos como La Guajira, Casanare, Cesar, entre otros donde se puede implementar esta tecnología. Además de que la tasa de retorno de la inversión es beneficiosa en comparación con los sistemas energéticos tradicionales. Las zonas no interconectadas al sistema de transmisión eléctrica nacional corresponden a las dos terceras partes del territorio nacional. La problemática está asociada a altos costos de distribución, limitaciones geográficas, mala calidad y alto costo de prestación. Las tecnologías que se utilizan son plantas de generación diésel, paneles solares y pequeñas centrales hidroeléctricas. Los efectos del cambio climático se están evidenciando fuertemente en el país, por ello utilizar generación energética con combustibles fósiles es contribuir con las emisiones de gases de efecto invernadero. La instalación de pequeñas centrales hidroeléctricas impacta de forma importante fuentes hídricas, que durante el año 2015-2016 se vieron reducidas por el fenómeno del niño, además de esto ocasionan daños medioambientales moderados como son la reducción de la biodiversidad, dificultad en la emigración de los peces, desplazamientos de habitantes de zonas anegadas, modifica el caudal de los ríos, genera micro climas y afecta el ciclo del agua en el sector ,por otra parte, la utilización de paneles solares resulta costoso en su instalación y su eficiencia eléctrica no supera el 13 [%].

Esta propuesta va encaminada a generar un gran impacto social en comunidades cuyo servicio de energía no está instalado ya sea porque es inaccesible o en las que se sufren de cortes de electricidad constantes por sobredemanda.

La Universidad Industrial de Santander, dentro de su misión expresa la formación de profesionales orientados a mejorar la calidad de vida y la constante innovación en la solución de problemas de la sociedad. En la Escuela de Ingeniería Mecánica, a través del Grupo de Investigación en Energía y Medio Ambiente (GIEMA) se ha fomentado la generación de conocimiento y aportes significativos como el diseño de prototipos experimentales de instalaciones solares mediante celdas fotovoltaicas, sistemas de energía solar térmica y desarrollo de generadores eólicos, entre otros. Se proyecta que esta propuesta pueda ser de utilidad a futuros proyectos de la rama de sostenibilidad energética, ya que contará con el análisis del potencial solar de nuestro país en sus diferentes departamentos, calculo y selección de componentes de la planta (horno solar, bombas, intercambiadores de calor, turbina, generador, tanque de sales fundidas, número y distribución de los helióstatos) y un análisis de la viabilidad económica de la planta en el lugar seleccionado; todo con el fin de seguir avanzando en el camino de la sostenibilidad.

3. Objetivos

3.1 Objetivo General

Contribuir con el compromiso misional de la Universidad Industrial de Santander que enfatiza en la transferencia de conocimientos y tecnologías para el desarrollo y servicio de la sociedad al diseñar y simular una planta solar termoeléctrica de torre con tecnología de sales fundidas, con una capacidad de producción de 10 [kW] de potencia constante funcionando incluso en horas donde la radiación solar es baja o nula, permitiendo un mayor acceso a servicios energéticos por parte de poblaciones que no estén conectadas a la red eléctrica nacional.

3.2 Objetivos Específicos

- Seleccionar un lugar adecuado para el establecimiento de la planta mediante un análisis de disponibilidad y flujos de radiación solar de las diferentes zonas del territorio nacional con pequeñas poblaciones que no estén interconectadas a la red eléctrica nacional.
- Desarrollar e implementar de un modelo matemático cero-dimensional en estado estable para cada uno de los elementos de la planta solar termoeléctrica.
- Diseñar los componentes de la planta solar termoeléctrica de torre y sales fundidas
- Calcular número de heliostatos y su distribución para que las sales fundidas alcancen una temperatura de 570 [°C]
- Seleccionar tipo de receptor central que se ajuste a los requerimientos del sistema.
- Calcular altura de la torre adecuada a la distribución de heliostatos y la capacidad de producción de la planta de 10 [kW].
- Diseñar los intercambiadores de calor con cambio de fase de sales fundidas/vapor de agua y del sistema de generación de vapor.
- Diseñar tanques de almacenamiento de sales fundidas.
- Seleccionar la turbina adecuada para la producción de 10 [kW] de potencia requeridos.
- Seleccionar de componentes eléctricos y electrónicos necesarios para aprovechar la energía producida.

- Simular el comportamiento de la planta solar termoeléctrica de torre de 10 [kW] calculada, en estado estable mediante el uso de programas de simulación de sistemas térmicos.
- Analizar de la viabilidad económica de la implementación de la planta solar termoeléctrica de torre en el sitio establecido.

4. Diseño de la Planta Solar Termoeléctrica

4.1 Selección del Lugar de Emplazamiento y Datos de Radiación

Para la selección del lugar de diseño de la planta se deben tener en cuenta los siguientes factores ubicados de mayor a menor importancia:

- Radiación solar anual apropiada
- Número de días claros elevado
- Baja velocidad del viento
- Humedad baja.

Además, de acuerdo con uno de los objetivos planteados, la planta debe suministrar la energía a pequeñas poblaciones que no cuenten con suministro eléctrico de la red.

Los datos de radiación en Colombia serán contrastados en diferentes bases de datos con el fin de obtener una exactitud mayor. La primera fuente a contrastar serán los mapas proporcionados por el IDEAM (Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales, s.f.) (*Instituto de*

Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales) con el fin de una selección preliminar y su posterior contraste con la base de datos de la NASA (National Aeronautics and Space Administration) (NASA, s.f.).

4.2 Mapas Solares IDEAM

Es un conjunto de mapas donde se representa la distribución espacial del potencial energético solar de Colombia; en estos mapas se establece el valor promedio diario de radiación solar global, brillo y radiación ultravioleta solar que incide sobre una superficie plana por metro cuadrado. De cada una de estas variables se muestran los valores promedio en el tiempo mediante 13 mapas, uno para cada mes del año y un mapa promedio anual. El Atlas es un documento de referencia para Colombia que contribuye al conocimiento de la disponibilidad de sus recursos renovables y facilita la identificación de regiones estratégicas donde es más adecuada la utilización de la energía solar para la solución de necesidades energéticas de la población (Balbontin, 2009) (ATLAS DE RADIACIÓN SOLAR DE COLOMBIA; U.P.M.E, I.D.E.A.M; 2005).

A continuación, con el uso de dos mapas

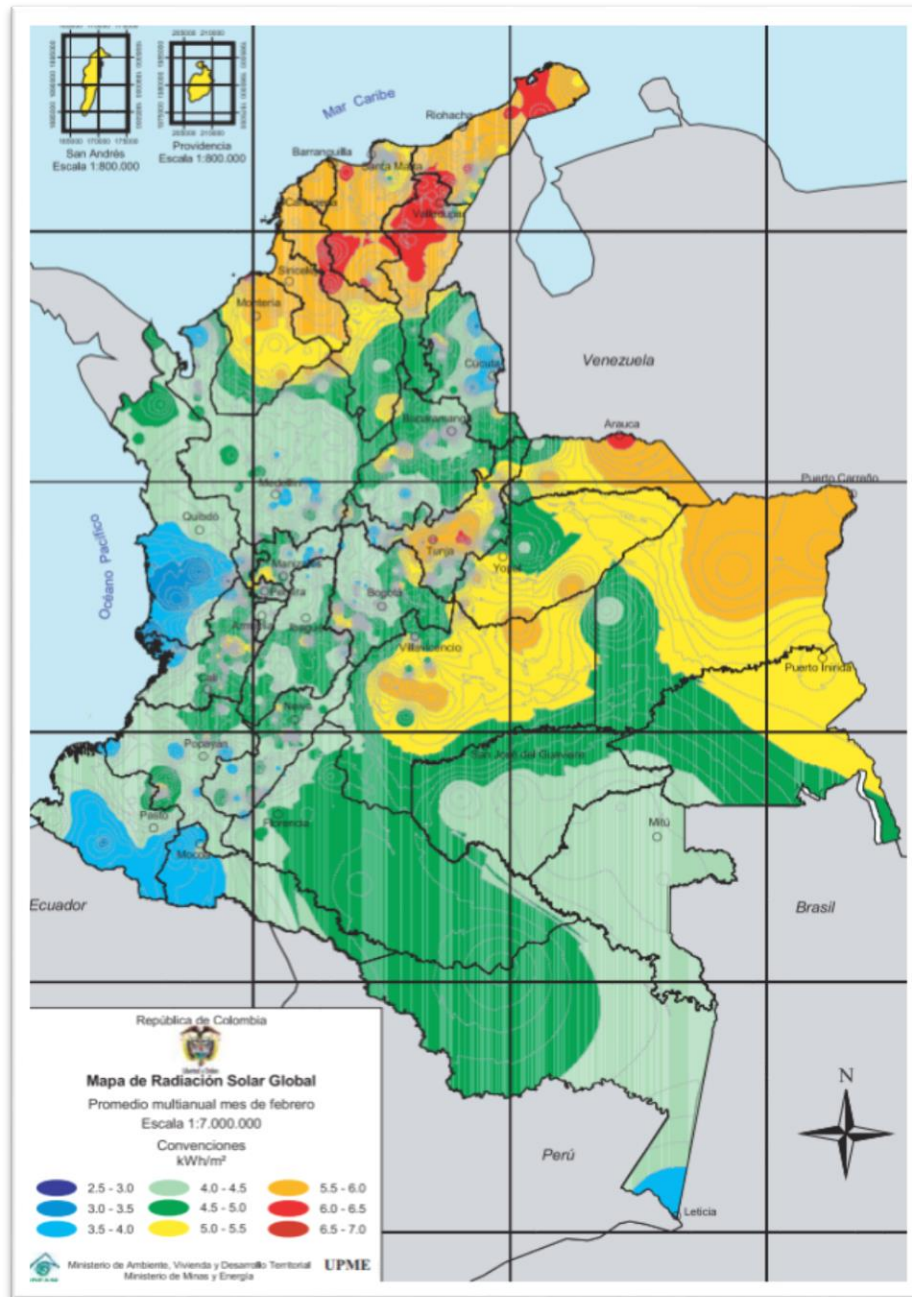


Figura 2. Mapa de radiación solar promedio de Colombia para el mes de febrero. Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales (2017). Atlas de radiación solar, ultravioleta y ozono de Colombia. Recuperado de <http://atlas.ideam.gov.co/visorAtlasRadiacion.html>

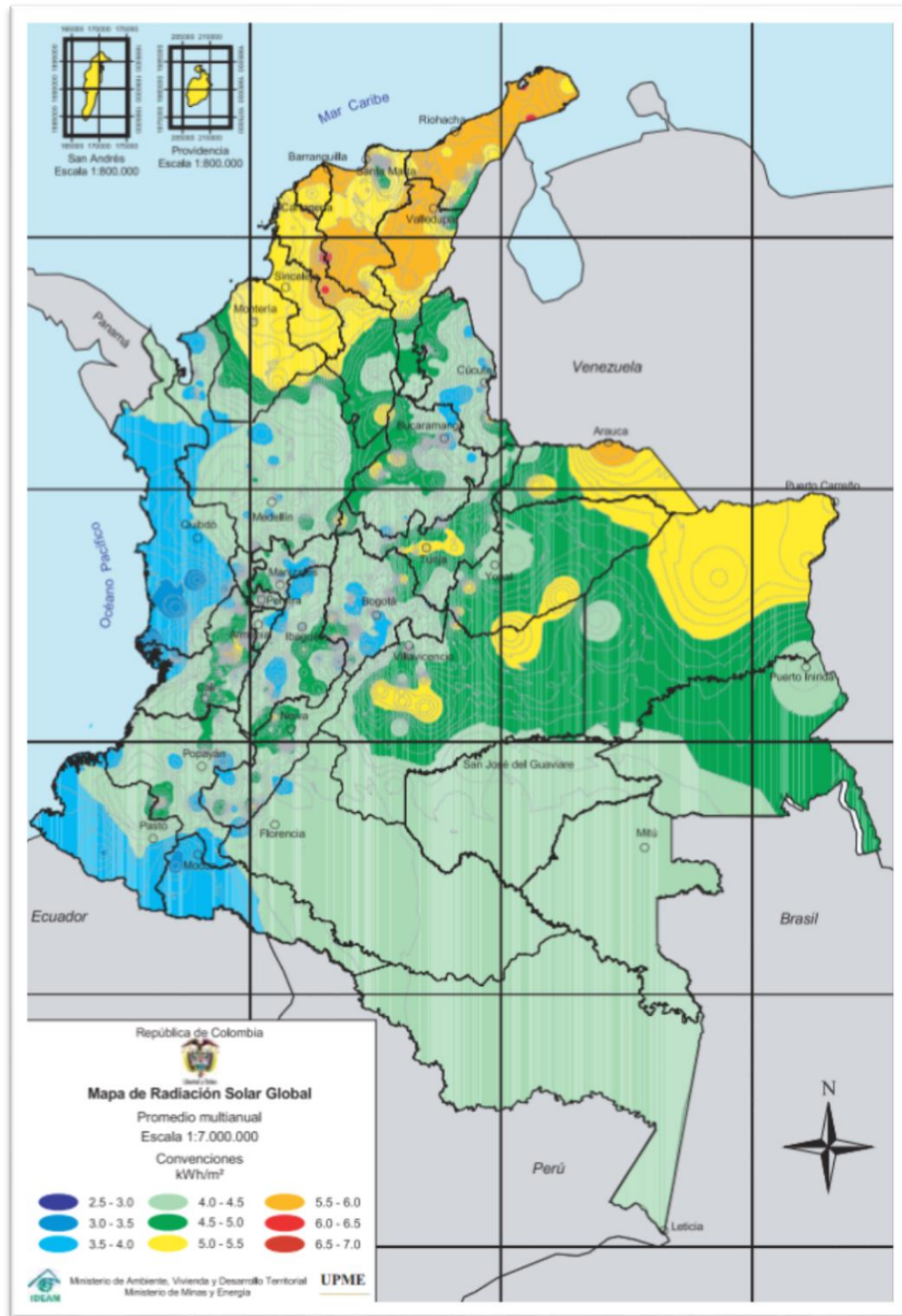


Figura 3. Mapa de radiación promedio anual de Colombia.

Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales (2017). Atlas de radiación solar, ultravioleta y ozono de Colombia. Recuperado de <http://atlas.ideam.gov.co/visorAtlasRadiacion.html>

El departamento de la guajira es uno de los sitios geográficos que reúne todas las condiciones necesarias para este proyecto porque posee una radiación solar elevada en comparación a los demás departamentos de Colombia y también tiene muchos días claros durante todo el año. Además de esto, la población de la guajira es conocida nacionalmente por ser una de las zonas más olvidadas del país abriendo problemas energéticos constantes de los cuales se derivan otras problemáticas que repercuten en la disminución de la calidad de vida de sus habitantes. Hay muchos municipios en la guajira que no poseen energía eléctrica constante o por lo menos si la hay, no está disponible durante todo el día. Encontramos el caso de Uribia, un municipio ubicado en la parte norte de la guajira. La mayoría de su población hace parte del pueblo Guayu que son los que habitan en ese territorio desde tiempos inmemoriales por tal motivo es reconocido como el colectivo del gran resguardo indígena de la media de Guajira. Uribia posee un total de habitantes de 186,000 de los cuales solamente 13,000 habitan en zonas urbanas. Como más del 90% de sus habitantes reside en zonas rurales, su economía está basada en la ganadería caprina, la comercialización de gas natural y sal marina. Todas esas actividades requieren del uso de energía constante de las cuales hay carencia. Nazaret es un corregimiento de Uribia el cual posee altos índices de pobreza, muertes por desnutrición y bajo desarrollo dentro del departamento. “Somos la tierra del olvido” dicen los habitantes de Nazareth en la alta guajira. Actualmente su energía eléctrica es racionada, todos los días de 5pm a 10pm. La energía que producen es dependiente a una planta solar deteriorada con problemas constantes y al ACPM, el cual se ha encarecido debido a restricciones fronterizas con Venezuela. Cuando se va la energía en el municipio es algo fatal, ya que también se va el agua porque esta llega a los hogares por medio de un sistema bombeo como fue el caso registrado en febrero del 2017 cuando el corregimiento de Nazaret se quedó sin luz un mes entero. Sus habitantes

no podían satisfacer sus necesidades básicas y esto causó la derivación de otros problemas como lo son desnutrición y proliferación de enfermedades.

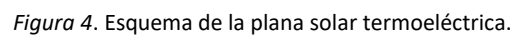
Al implementar la planta solar termoeléctrica de torre con sales fundidas se podrá mitigar la problemática de la energía eléctrica y al tener disponibilidad constante de esta, prosperará el uso de equipos eléctricos vitales en hospitales, la modernización de diferentes procesos como lo son el acceso a las redes informáticas, el uso de los electrodomésticos básicos, para tener una vida digna y mejorar en general la calidad de vida de una parte de los pobladores de Nazaret.

4.3 Diseño y Cálculos del Ciclo Rankin

Teniendo en cuenta la potencia de salida requerida de la planta (10KW) se establece la complejidad del ciclo con el fin de optimizar la eficiencia y el costo de los equipos adicionales.

El diseño particular del ciclo Rankin con mejoras incluye la implementación de extracciones en la turbina con el fin de aumentar el rendimiento. Se establece para las plantas de pequeña potencia la adición de no más de dos regeneradores (sin recalentamiento) ya que la relación costo-beneficio es excesivamente baja (Charris, 2002).

Teniendo en cuenta lo anteriormente mencionado, el esquema de la planta es el siguiente:



De los cálculos anteriores se definen los estados en cada punto, mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 1.
Estados del ciclo Rankine.

Punto	Presión [Kpa]	Temperatura [centígrados]	Entalpía [KJ/kg]	m [Kg/s]
1	2700	540	3549	0,0137
2	75	91,76	2660	0,0122
3	74,4	91,76	384,3	0,0137
4	2800	91,76	386,3	0,0137
5	2768	161,8	684,8	0,0137
6	2752	228,1	981,1	0,0137
7	2712	228,1	2803	0,0137
8	651,6	318,7	3099	0,001693
9	651	162,1	684,8	0,001693
10	75	91,76	684,8	0,001693
11	no aplica	565	no aplica	0,08929
12	no aplica	490,3	no aplica	0,08929
13	no aplica	305,5	no aplica	0,08929
14	no aplica	275	no aplica	0,08929
15	1500	26	109,02	0.4494
16	1400	40	171,34	0.4494
17	no aplica	275	no aplica	no aplica
18	no aplica	565	no aplica	no aplica

4.4 Diseño Térmico del Condensador

El diseño térmico del condensador se basó en el manual de Standards for steam Surface condensers HEI, y sus cálculos respectivos se encuentran en los Anexos en la Apéndice B

Los resultados de los cálculos son los siguientes.

Tabla 2.

Resultados de diseño del condensador.

Área superficial	A_s	0.3397 m ²
Calor	Q	27817 [w]
Diámetro interno del tubo	$Diametro_{int_{tubo}}$	11.74 [mm]
Diámetro externo del tubo	$Diametro_{ext_{tubo}}$	12.74 [mm]
Espesor	e_{tubo}	0.5 [mm]
Número de tubos del condensador	N	28
Longitud del haz tubular	L	0.3036 [m]

4.5 Diseño y Cálculo de los Intercambiadores de Calor (Agua-Sales Fundidas)

Como ya fueron predefinidos los tipos de intercambiadores a utilizar, a continuación, estableceremos las características principales en transferencia de calor.

4.5.1 Precalentador y sobrecalentador. El agua circula por la carcasa mientras las sales por los tubos; es adecuado, ya que obliga a atravesar el agua en flujo cruzado con las sales fundidas lo que aumenta el coeficiente de transferencia de calor (Fonseca L, 2009).

Los siguientes cálculos fueron tomados de los pasos de diseño de intercambiadores de calor establecidos por la TEMA y del proyecto de grado DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO (Fonseca L, 2009).

- Resultados:

Precalentador:

$$A_{\text{precalentador}} = 0.1596 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$U_{\text{precalentador}} = 0,4 \text{ [KW/m}^2\text{K]}$$

$$D_{\text{tubos}_{\text{precalentador}}} = 1/4 \text{ [in]}$$

$$DS_{\text{precalentador}} = 4 \text{ [cm]}$$

$$L_{\text{tubos}_{\text{precalentador}}} = 0,53 \text{ [m]}$$

$$NPT_{\text{precalentador}} = 2$$

$$N_{\text{tubos}_{\text{precalentador}}} = 16$$

Sobrecalentador:

$$A_{\text{sobrecalentador}} = 0,5117 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$U_{\text{sobrecalentador}} = 0,23 \text{ [KW/m}^2\text{K]}$$

$$D_{\text{tubos}_{\text{sobrecalentador}}} = 1/2 \text{ [in]}$$

$$DS_{\text{sobrecalentador}} = 33 \text{ [cm]}$$

$$L_{\text{tubos}_{\text{sobrecalentador}}} = 1,166 \text{ [m]}$$

$$N_{\text{tubos}_{\text{sobrecalentador}}} = 22$$

$$NPT_{\text{sobrecalentador}} = 4$$

4.5.2 Evaporador. Con la misma metodología de cálculo realizado para los otros dos intercambiadores de calor, se efectuó el siguiente análisis térmico.

4.5.2.1 Calculo flujo de calor. Las siguientes variables, tomadas de los cálculos térmicos del ciclo Rankin permiten el cálculo de transferencia de calor interna del intercambiador evaporador.

$$T_6 = 228,1[^\circ\text{C}] \text{ "Temperatura de ingreso del agua"}$$

$$T_{12} = 490,3[^\circ\text{C}] \text{ "Temperatura de ingreso de las sales"}$$

$$T_{13} = 305,5 [^\circ\text{C}] \text{ "Temperatura de salida de las agua"}$$

$$m_7 = 0,0137 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right] \text{ "Flujo masico del agua"}$$

$$M_{\text{dot}_{\text{sal}}} = 0,08929 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right] \text{ "Flujo masico de las Sales"}$$

$$T_{\text{sales}_s} = \frac{T_{12} + T_{13}}{2} [^\circ\text{C}] \text{ "Temperatura promedio de las sales"}$$

Primero que todo se calculó el flujo de calor suministrado por el fluido caliente y ganado por el agua, seguido del cálculo del DMLT del intercambiador.

Flujo de calor de entrada (lado agua)

$$Q_{\text{Evaporador}} = \dot{m}_7 * (h_7 - h_6)$$

Flujo de calor lado sales

$$Q_{\text{precalentador}} = \frac{\dot{m}_{\text{sal}} * C_{p_{\text{sales}_2}} * (T_{12} - T_{13})}{1000}$$

$$C_{p_{\text{sales}_2}} = 1443 + 0,172 * T_{\text{sales}_2}$$

4.5.2.2 Calculo DMLT, área del intercambiador y número de tubos. El DMLT es requerido para calcular el calor que puede transferir el intercambiador evaporador y así despejar el área de transferencias de calor.

$$DMLT_{Evaporador} = \frac{\Delta T_{1Evaporador} - \Delta T_{2Evaporador}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{1Evaporador}}{\Delta T_{2Evaporador}} \right)}$$

$$\Delta T_{1evaporador} = T_{12} - T_7$$

$$\Delta T_{2evaporador} = T_{13} - T_6$$

A partir de la ecuación de transferencia de calor y asumiendo: Un valor del coeficiente global de transferencia de calor y el factor de corrección del DMLT. Se procede al cálculo de un área “asumida”.

$$Q_{Evaporador} = F_{Evaporador} * U_{Evaporador} * A_{Evaporador} * DMLT_{Evaporador}$$

$$U_{Evaporador} = \text{"Coeficiente Global de trans. asumido"}$$

$$F_{Evaporador} = 0,8 \text{ "Factor DMLT"}$$

Para luego por un despeje, determinar el número total de tubos.

$$A_{Evaporador} = L_{tubosEvaporador} * \pi * D_{Evaporador} * N_{tubosEvaporador}$$

4.5.2.3 Cálculo de número de pasos por tubo. Procedemos asumiendo un número de pasos por tubo, con el cual calculamos la velocidad de circulación de la sal por los tubos y verificamos si cumple el rango de valores adecuados.

$$V_{tubo} = \frac{4NPT(\dot{m})}{\pi * D_{ti}^2 * NTT * \rho_t}$$

4.5.2.4 Determinación del DOTL asumido. A partir de los parámetros asumidos anteriormente, se calculan las dimensiones principales del intercambiador.

$$ST_{\text{Evaporador}} = 2 * SL_{\text{Evaporador}}$$

$$SL_{\text{Evaporador}} = 2 * D_{\text{Evaporador}}$$

$$DS_{\text{asumido}} = L * NPT_{\text{Evaporador}}$$

$$DS_{\text{calculado}} = DS_{\text{asumido}} * 2,52 * 100$$

$$L = SL_{\text{Evaporador}} * N_{\text{tubos}_{\text{Evaporador}}}^{0,5} + D_{\text{Evaporador}}$$

4.5.2.5 Cálculo coeficiente de T.C lado tubos. El cálculo del coeficiente de convección interna de los tubos se realizó con los parámetros ya encontradas en los pasos anteriores y el cálculo respectivo de propiedades del fluido dentro del tubo.

$$k_{f_{\text{sal}_2}} = 0,443 + 1,9 * 10^{-4} * T_{\text{sales}_2}$$

$$K_{f_{\text{sal}_2}} = 0,443 + 1,9 * 10^{(-4)} * T_{\text{sales}_2}$$

$$\mu_{\text{sales}_2} = 2,2714 * 10^{-2} - 1,20 * 10^{-4} * T_{\text{sales}_2} + 2,281 * 10^{-7} * T_{\text{sales}_2}^2 - 1,474 * 10^{-10}$$

$$* T_{\text{sales}_2}^3$$

$$\mu_{\text{sales}_2} = 2,2714 * 10^{-2} - 1,20 * 10^{-4} * T_{\text{sales}_2} + 2,281 * 10^{-7} * T_{\text{sales}_2}^2 - 1,474$$

$$* 10^{-10} * T_{\text{sales}_2}^3$$

$$Pr_{\text{sales}_2} = \frac{\mu_{\text{sales}_2} * Cp_{\text{sales}_2}}{K_{f_{\text{sal}_2}}}$$

$$Re_{\text{in}_2} = \left(\rho_{\text{sales}_{\text{evaporador}}} * V_{\text{sales}_2} * \frac{D_{\text{evaporador}} - 2 * e_{\text{tubo}_{\text{evaporador}}}}{\mu_{\text{sales}_2}} \right)$$

$$\text{NuD}_{\text{in2}} = 3,66 + \left(\frac{0,0668 * a * b}{1 + 0,04 * (a * b)^{\frac{2}{3}}} \right) * c$$

$$a = \frac{D_{\text{evaporador}} - 2 * e_{\text{tubo}_{\text{evaporador}}}}{L_{\text{tubos}_{\text{evaporador}}}}$$

$$b = \text{Re}_{\text{in2}} * \text{Pr}_{\text{sales}_2}$$

$$c = \frac{\mu_{\text{sales}_2}}{\mu_{\text{sales}_{2s}}}$$

$$h_{\text{in}_{\text{evaporador}}} = \frac{\text{NuD}_{\text{in2}} * K_{f_{\text{sal2}}}}{D_{\text{evaporador}} - 2 * e_{\text{tubo}_{\text{evaporador}}}}$$

$$h_{\text{in2}} = \frac{h_{\text{in}_{\text{evaporador}}}}{1000}$$

4.5.2.6 Cálculo coeficiente de T.C lado casco. El cálculo del coeficiente de convección externa de los tubos, se realizó con los parámetros ya encontradas en los pasos anteriores y el cálculo respectivo de propiedades del fluido externo de los tubos.

El flujo externo se encuentra compuesto por una mezcla bifásica de agua líquida y vapor en la cual se produce la transferencia de calor en ebullición. Para la ebullición en el intercambiador de calor tipo Kettle intervienen tres efectos: la ebullición nuclear en un solo tubo, los efectos convectivos para el banco de tubos y el efecto en la mezcla.

$$SD_{\text{evaporador}} = \left(SL_{\text{evaporador}}^2 + \left(\frac{ST_{\text{evaporador}}}{2} \right)^2 \right)^{0,5}$$

$$\text{Re}_{\text{evaporador}} = \rho_{\text{evaporador}} * V_{\text{max}_{\text{evaporador}}} * \frac{D_{\text{evaporador}}}{\mu_{\text{evaporador}}}$$

$$V_{\text{max}_{\text{evaporador}}} = \frac{ST_{\text{evaporador}}}{2 * (SD_{\text{evaporador}} - D_{\text{evaporador}})} * V_{\text{evaporador}}$$

$$V_{\text{evaporador}} = 1 \text{ "velocidad recomendada"}$$

$$T_{w_{\text{prom}_{\text{evaporador}}}} = \frac{T_6 + T_7}{2}$$

$$\rho_{\text{evaporador}} = \text{Density}(\text{Water}; T = T_{w_{\text{prom}_{\text{evaporador}}}}; P = P_1)$$

$$\mu_{\text{evaporador}} = \text{Viscosity}(\text{Water}; T = T_{w_{\text{prom}_{\text{evaporador}}}}; P = P_1)$$

$$Pr_{\text{evaporador}} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = T_{w_{\text{prom}_{\text{evaporador}}}}; P = P_1)$$

$$Pr_{s_{\text{evaporador}}} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = T_{s_{\text{evaporador}}}; P = P_1)$$

$$K_{\text{evaporador}} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = T_{s_{\text{evaporador}}}; P = P_1)$$

Para el cálculo de la ebullición en un solo tubo se utiliza la correlación semi-empírica de Rohsenow, desarrollada en 1962. Rohsenow asumió que el proceso de ebullición se encuentra dominado por el mecanismo de agitación de las burbujas, el cual provoca o induce una transmisión de calor por convección forzada que puede ser relacionada con la correlación de convección forzada habitual mediante la siguiente ecuación

$$NUD_{\text{eva}} = \frac{\alpha_{nb}}{\lambda_l} * \left[\frac{\sigma}{g * (\rho_l - \rho_g)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

El número de Reynolds se define usando la velocidad del líquido como:

$$RE_{\text{eva}} = \frac{q}{h_l g * \rho_l} * \left[\frac{\sigma}{g * (\rho_l - \rho_g)} \right]^{\frac{1}{2}} * \frac{\rho_l}{\mu_l}$$

Se introduce una variable empírica para tener en cuenta la combinación líquido-superficie (csf):

$$\frac{c_{pl} * \Delta T}{h_l g} = C_{sf} * \left(\frac{q}{h_l g * \rho_l} * \left[\frac{\sigma}{g * (\rho_l - \rho_g)} \right]^{\frac{1}{2}} \right)^n * pr^{m+1}$$

Los valores del coeficiente se recogen de tablas, en función de diferentes líquidos y superficies como muestra la figura:

Fluido	superficie	Csf	n
benzeno	Cromo	0.1010	1.7
tetraclorido de carbono	cobre pulido	0.0070	
alcohol etílico	Cromo	0.0027	
alcohol isopropil	cobre	0.0025	
alcohol n. butílico	cobre	0.0030	
pentano	níquel	0.0154	
Agua	Laton	0	1.0
	cobre	0.0128	
	níquel	0.0147	
	platino	0.0068	

Figura 5. Coeficiente Csf para diferentes líquidos.

Fuente: Alejandro García Millán Diseño del lazo de control básico del evaporador de una central termosolar CCP.

De la *Figura 5* se selecciona el dato correspondiente al agua y la superficie de acero inoxidable, es decir, Csf=0.0133 y n=1.

Para el análisis de la resistencia térmica externa equivalente, para la ebullición nuclear de un solo tubo, se usa la relación de Rohsenow. [xx]

$$R_{he} = \left[\frac{C_{sf} * h_{fg}^{\frac{2}{3}}}{c_{p_agua}} * \left[\frac{\left[\frac{\sigma}{g * (p_l - p_g)} \right]^{\frac{1}{2}}}{\mu_{agua}} \right]^{\frac{1}{3}} * pr \right] * \frac{1}{A^{\frac{1}{3}} * Q_{gen}^{\frac{2}{3}}} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Dónde:

- A es el área en m², cuyo valor se supone inicialmente
- h_{fg} es la entalpia de cambio de fase del agua a la temperatura de entrada
- c_pagua es el calor específico del agua
- σ es la tensión superficial del agua en N/m

- g es la constante de la gravedad
- ρ_g es la densidad del vapor
- μ es la viscosidad del agua
- Q_{gen} es el calor generado en la ebullición en Watts, $Q_{gen} = hfg \cdot m_{agua}$

Resolviendo la ecuación descrita anteriormente obtenemos un valor para un solo tubo (ebullición nucleada) de:

$$R_{he} = 3.324 \cdot 10^{-9} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Y sabemos que:

$$h_e = \frac{1}{R_{te} \cdot A} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para tener en cuenta no solo la ebullición nucleada, debemos aplicar la siguiente ecuación que agrega los efectos convectivos del banco de tubos:

$$h_{ef} = f_b \cdot h_{e1} + h_{nc} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

En la cual:

- h_{nc} es el coeficiente convectivo natural y para el agua se puede estimar aproximadamente como $1000 \text{ W/m}^2 \cdot K$
- h_{e1} es el coeficiente de convección para un solo tubo
- f_b es el coeficiente que tiene en consideración los efectos convectivos del banco de tubos, y su cálculo es a través de la ecuación de Taborek (proces heat transfer) como:

$$fb = 1 + 0.1 * \left[\left[0.785 * \frac{Db}{\left(\frac{pb}{Do}\right)^2 * Do} \right] - 1 \right]^{0.75}$$

En donde:

- Db es el diámetro del conjunto de tubos en m
- Pb es el pitch de los tubos en m
- Do es el diámetro externo de los tubos en metros

Resolviendo las ecuaciones anteriores se tienen valores de:

$$fb = 2.0405$$

$$hef = 5.934 * 10^{-4} \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

También tenemos que:

$$h_{ext_{evaporador}} = \frac{NUD_{evaporador}}{\frac{D_{evaporador}}{K_{evaporador}}}$$

$$h_{ext2} = \frac{h_{ext_{evaporador}}}{1000}$$

Por último, determinamos el coeficiente de transferencia de calor calculado y verificamos con el asumido si son diferentes cambiamos el asumido por el calculado hasta que la diferencia sea mínima.

$$U_{evaporador} = \frac{h_{in2} * h_{ext2}}{h_{in2} + h_{ext2}}$$

Resultados:

Evaporador:

$$A_{\text{evaporador}} = 0,6344 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$U_{\text{evaporador}} = 0.3263 \text{ [KW/m}^2\text{K]}$$

$$D_{\text{tubos}_{\text{evaporador}}} = 1/4 \text{ [in]}$$

$$D_{\text{S}_{\text{evaporador}}} = 30.48 \text{ [cm]}$$

$$L_{\text{tubos}_{\text{evaporador}}} = 1.59 \text{ [m]}$$

$$N_{\text{tubos}_{\text{evaporador}}} = 20$$

$$NPT_{\text{eva}} = 4$$

4.5.3 Diagrama de flujo del proceso de diseño de los intercambiadores de calor.

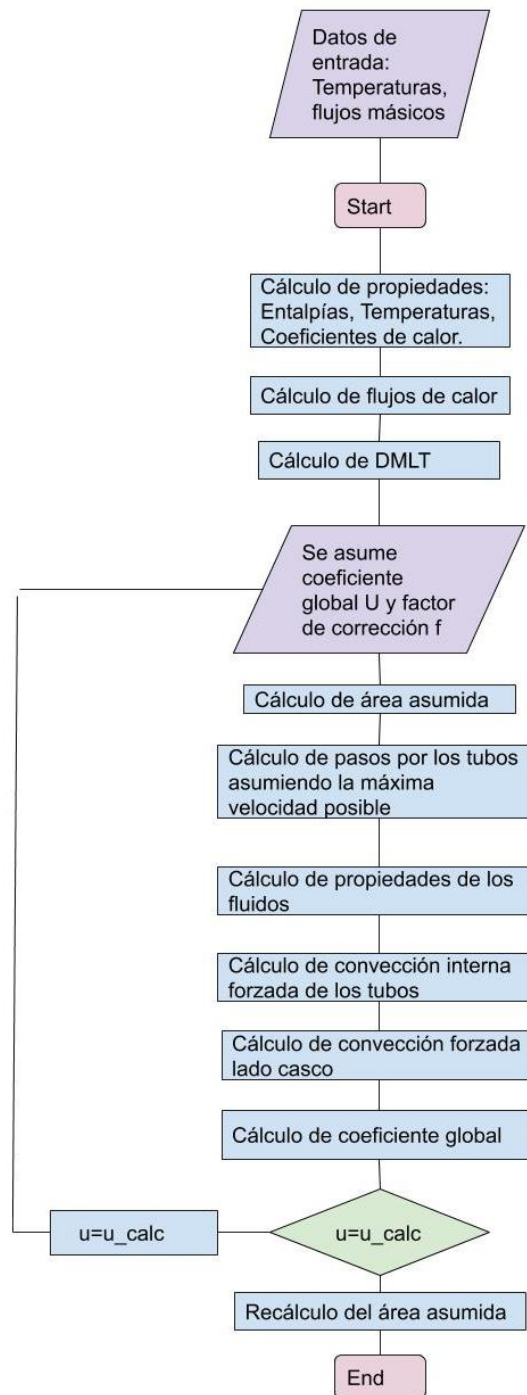


Figura 6. Diagrama de flujo del diseño de los intercambiadores de calor.

4.6 Sistema de Almacenamiento Térmico de la Planta Solar Termoeléctrica

El subsistema de almacenamiento térmico guarde toda la energía capturada por el receptor y la entrega al generador de vapor. El almacenamiento de energía térmica provee continua operación de la planta durante periodos de insolación variable, extendiendo la operación de la planta Incluso en horas no solares. Además, evita daños transitorios cuando hay cambios abruptos en la insolación. También asegura la disponibilidad de energía en periodos de emergencia.

En el almacenamiento de calor sensible, la energía se almacena como energía térmica en un medio de almacenamiento. El medio de almacenamiento no sufre cambios de fase en el rango de temperatura encontrado en el proceso de almacenamiento y extracción de energía.

La energía de almacenamiento sensible se implementará de forma indirecta. Es decir, el fluido de trabajo es diferente al de almacenamiento. En el sistema indirecto, un intercambiador de calor intermedio es usado para cargar el almacenamiento. Se deben proporcionar caídas de temperatura entre el receptor y el almacenamiento y entre el almacenamiento y la carga para transferir calor. Por lo tanto, el receptor debe operarse a una temperatura más alta para cargar el almacenamiento de lo que se necesita para operar directamente a la carga; o, se debe producir una temperatura más baja en la carga del almacenamiento que la que se produce directamente desde el receptor.

4.6.1 Medio de almacenamiento. Las sales fundidas son usadas en el receptor central y los tanques de almacenamiento. Estas pueden ser usadas hasta una alta temperatura de 565 [°C], llegando a este valor sin comprometer sus propiedades. Las sales fundidas en el sistema no deben tener una temperatura menor a los 240 [°C] ya que se solidifican.

4.6.2 Configuración. La configuración de almacenamiento recomendada para las plantas que usen sales fundidas es de dos tanques separados, uno caliente y otro frío. Todo el fluido contenido en cada tanque permanece a una temperatura uniforme. Como resultado de la continua carga y descarga del almacenamiento de energía térmica, los niveles del fluido en los tanques varían significativamente durante la operación normal de la planta.

4.6.3 Diseño del tanque. Para las sales fundidas que usan temperaturas altas de operación, se utiliza un tanque de acero al carbono con aislamiento interno y un revestimiento. Se usa un delgado revestimiento de Incoloy 800 para evitar que la sal fundida entre en contacto con el aislamiento interno. El liner es de construcción tipo waffle para acomodar la expansión térmica y transmitir cargas de presión a través del aislamiento interno a la pared del tanque. Se puede observar en la siguiente figura su diseño (Kuntz, 1986).

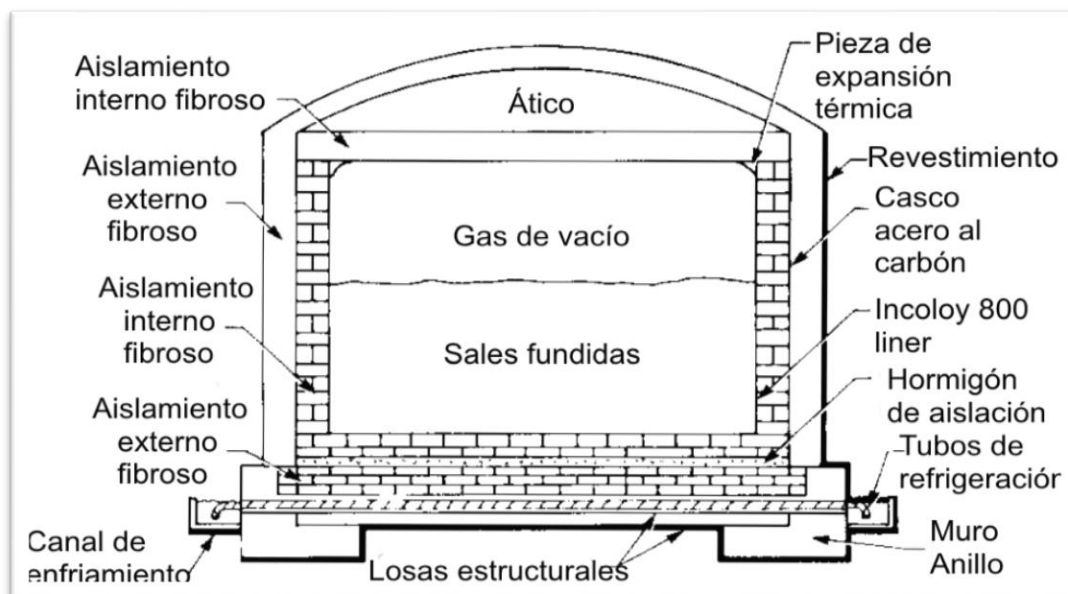


Figura 7. Vista de corte del tanque de almacenamiento térmico.

4.6.4 Diámetro y altura del tanque. Teniendo el flujo másico de sales fundidas por cálculos termodinámicos, y con la densidad de las sales se puede hallar el volumen del tanque caliente. Este volumen no es el definitivo, es el primero para empezar a iterar en los cálculos del campo solar.

La energía es

$$Q = m_{\text{salesfundidas}} * C_{p_{\text{salesfundidas}}} * \partial T$$

Donde

$$m_{\text{salesfundidas}} = 0.07817 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\partial T = 565[^\circ\text{C}] - 275 [^\circ\text{C}]$$

$$C_{p_{\text{salesfundidas}}} = 1443 + 0.172 * T_{\text{salesfundidas}}$$

$$T_{\text{salesfundidas}} = 565 [^\circ\text{C}]$$

Entonces

$$Q = 34915 \text{ J}$$

Además

$$Q = V_{\text{Tanque}} * \rho_{\text{salesfundidas}} * C_{p_{\text{salesfundidas}}} * \delta T$$

$$\rho_{\text{Salesfundidas}} = 2090 - 0.636 * T_{\text{salesfundidas}}$$

Entonces

$$V_{\text{tanque}} = 1,3 [\text{m}^3]$$

Al hacer el diámetro del tanque igual su altura

$$d_{\text{tanque}} = h_{\text{tanque}},$$

Conlleva a un gasto mínimo de área superficial y por tanto pérdidas de calor por superficie menores.

$$V_{\text{tanque}} = \pi * \frac{d_{\text{tanque}}^2}{4} * h_{\text{tanque}} = 1.3 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$d_{\text{tanque}} = h_{\text{tanque}} = 1.18 \text{ [m]}$$

$$r_{\text{tanque}} = 0.59 \text{ [m]}$$

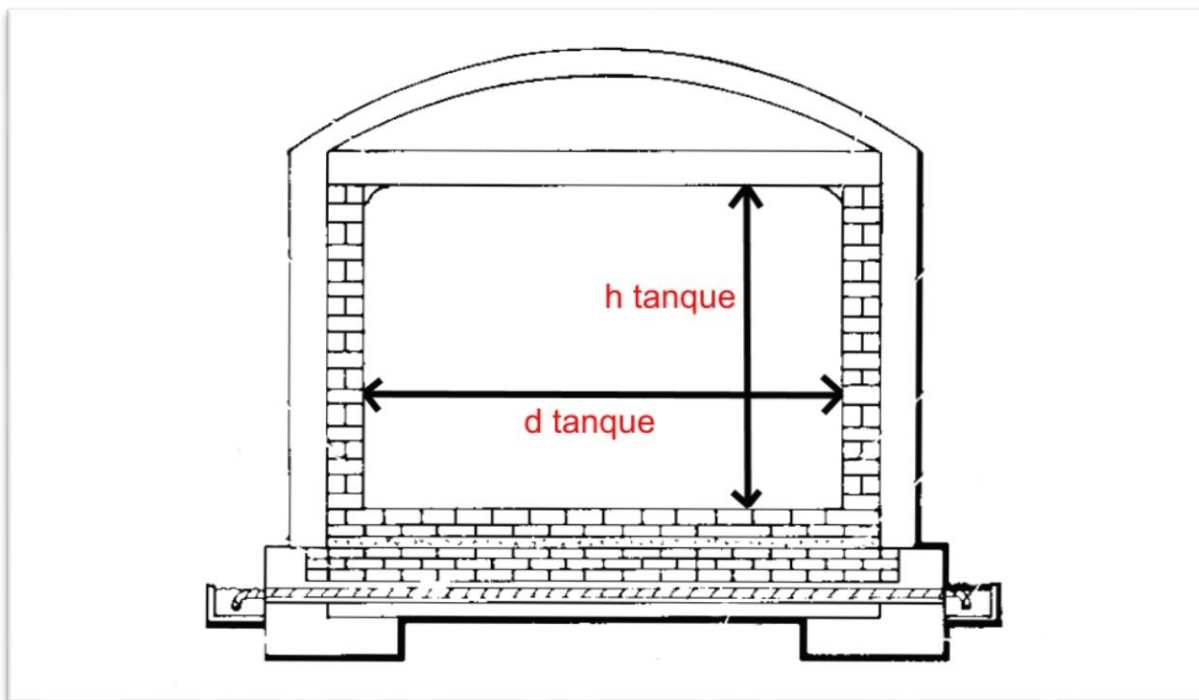


Figura 8. Visualización de la medida de altura y diámetro del tanque de almacenamiento.

4.6.5 Cálculo de propiedades de transferencia de calor de las sales fundidas. Para establecer las dimensiones de los materiales que componen el tanque es necesario calcular el coeficiente de convección natural de las sales fundidas, el coeficiente de transferencia de calor del ambiente y

tener en cuenta las propiedades de conducción térmica de los materiales que aíslan al tanque, esto entre otros cálculos necesarios a continuación.

4.6.5.1 Número prandtl.

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{Kf}$$

Donde

μ = viscosidad de sales fundidas

Cp = Calor específico de las sales fundidas

kf = Conductividad térmica de las sales fundidas

En el tanque caliente las sales tienen una temperatura de 565 [°C], y de acuerdo a esta temperatura se calcularán las propiedades de las sales fundidas.

$$Cp \left[\frac{J * ^\circ C}{kg} \right] = 1443 + 0.172 * T$$

$$Cp = 1540 \left[\frac{J * ^\circ C}{kg} \right]$$

$$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 2090 - 0.636 * T$$

$$\rho = 1731 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\mu [Pa * s] = 2.2714 * 10^{-2} - 1.2 * 10^{-4} * T + 2.281 * 10^{-7} * T^2 - 1.474 * 10^{-10} * T^3$$

$$\mu = 0.001144 [Pa * s]$$

$$kf \left[\frac{W * ^\circ C}{m} \right] = 0.443 + 1.9 * 10^{-4} * T$$

$$kf = 0.5504 \left[\frac{W * ^\circ C}{m} \right]$$

Por lo tanto

$$Pr = \frac{0.001144 [Pa * s] * 1540 \left[\frac{J * ^\circ C}{kg} \right]}{0.5504 \left[\frac{W * ^\circ C}{m} \right]}$$

$$Pr = 3.2$$

4.6.5.2 Coeficiente de expansión volumétrica.

$$\beta = \frac{\rho_o - \rho_f}{\rho_f(T_f - T_o)}$$

$$T_f = \frac{T_w + T_c}{2}$$

Las propiedades físicas de las sales se obtienen para una temperatura promedio de la película T_f de la temperatura superficial superior e inferior, siendo esta diferencia muy pequeña en ambos tanques. T_w y T_c son las temperaturas promedio de la superficie de la pared inferior y superior, respectivamente. ρ_o y ρ_f son la densidad del medio líquido para la temperatura de referencia (es decir, temperatura de la pared superior fría T_c)

$$T_f = \frac{560 [^\circ C] + 565 [^\circ C]}{2}$$

$$T_f = 562.5 [^\circ C]$$

$$\rho_o = 2090 - 0.636 * 565 [^\circ C]$$

$$\rho_o = 1730.66 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\rho_f = 2090 - 0.636 * 562.5[^\circ\text{C}]$$

$$\rho_f = 1732.25 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Entonces

$$\beta = \frac{1730.66 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] - 1732.25 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]}{1732.25 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] (562.5[^\circ\text{C}] - 565[^\circ\text{C}]_o)}$$

$$\beta = 0.000367152 \left[\frac{1}{^\circ\text{C}} \right]$$

4.6.5.3 Número rayleigh.

$$\text{Ra} = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * l^3}{\nu^2} * \text{Pr}$$

Donde

β = Es el coheficiente de expansión térmica

T_s = Es la temperatura de la pared

T_∞ = Es la temperatura ambiente

l = Longitud característica

Pr = Número de prandtl

ν = Viscosidad cinemática

$$\beta = 0.000367152 \left[\frac{1}{^\circ\text{C}} \right]$$

$$g = 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right],$$

La temperatura de la superficie se asumirá como 500 [°C] para la primera iteración, la temperatura de la sal $T_\infty = 565$ [°C], la longitud característica es el diámetro del tanque

$$l = d = 1.18 \text{ [m]}$$

$$\text{Pr} = 3.2$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0.001144 \text{ [Pa * s]}}{1731 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]} = 6.6 * 10^{-7}$$

$$\text{Ra} = \frac{9.81 * 0.000367152 * (500 - 565) * 1.18^3}{6.6 * 10^{-7^2}} * 3.2$$

$$\text{Ra} = 2.8257 * 10^{12}$$

4.6.5.4 Número nusselt. Churchill y Chu publicaron una correlación semiempírica para la transferencia del calentador en el amplio rango de números Ra (Y.W. Lu, 2015).

$$\text{Nu} = \left(0.60 + 0.387 \left(\frac{\text{Ra}}{\left(1 + \left(\frac{0.599}{\text{Pr}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{16}{9}}} \right)^{\frac{1}{6}} \right)^2$$

$$\text{Nu} = 1810.86$$

4.6.5.5 Coeficiente de convección natural dentro del tanque.

$$h_{\text{int}} = \frac{k_f}{d_{\text{tanque}}} * \text{Nu}$$

$$h_{\text{int}} = \frac{0.5504 \left[\frac{\text{W} * ^\circ\text{C}}{\text{m}} \right]}{1.18 \text{ [m]}} * 3441.04$$

$$h_{\text{int}} = 844.66 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}} * ^\circ\text{C} \right]$$

4.6.5.6 Coeficiente de convección natural del ambiente. Asumiendo el aire como un gas ideal. La presión atmosférica local de Uribe es aproximadamente 1 [atm]. La temperatura de película para obtener las propiedades del aire la calculamos de la siguiente manera.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Para la primera iteración se supondrá una T_s de 40 [°C]. La temperatura ambiente promedio del municipio Uribe es de 29.2 [°C]

$$T_f = \frac{40 [^\circ\text{C}] + 29.2 [^\circ\text{C}]}{2}$$

$$T_f = 34.7 [^\circ\text{C}]$$

Las propiedades del aire a esas condiciones son:

$$k_{\text{air}} = 0.02623 \left[\frac{\text{W} * ^\circ\text{C}}{\text{m}} \right]$$

$$\text{Pr}_{\text{air}} = 0.7257$$

$$\nu_{\text{air}} = 0.00001652 \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$$

$$\beta_{\text{air}} = 0.003248$$

Entonces

$$\text{Ra}_{\text{air}} = \frac{g * \beta_{\text{air}} * (T_s - T_\infty) * d_{\text{tanque}}^3}{\nu_{\text{air}}^2} * \text{Pr}_{\text{air}}$$

$$\text{Ra}_{\text{air}} = \frac{9.81 * 0.003248 * (40 - 34.7) * 1.18^3}{0.00001652^2} * 0.7257$$

$$\text{Ra}_{\text{air}} = 1.505 * 10^9$$

$$Nu_{air} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_{air}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{air}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

$$Nu_{air} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 * (1.505 * 10^9)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.7257} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

$$Nu_{air} = 138.16$$

Entonces,

$$h_{ext} = \frac{k_{air}}{d_{tanque}} * Nu_{air} = \frac{0.02623}{1.18} * 17.39$$

$$h_{ext} = 3.0711 \left[\frac{W}{m} * ^\circ C \right]$$

4.6.6 Cálculo del radio de aislamiento. El tanque está compuesto por las siguientes capas de materiales, la siguiente es una vista de corte transversal superior.

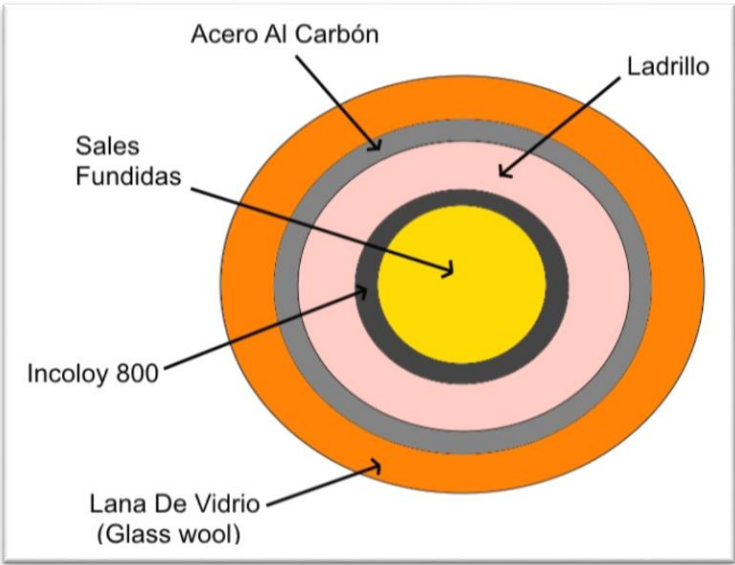


Figura 9. Vista de corte superior de los materiales del tanque de almacenamiento.

Para realizar los cálculos se asumirá que el tanque en su totalidad es cilíndrico. El esquema de resistencias se muestra a continuación.

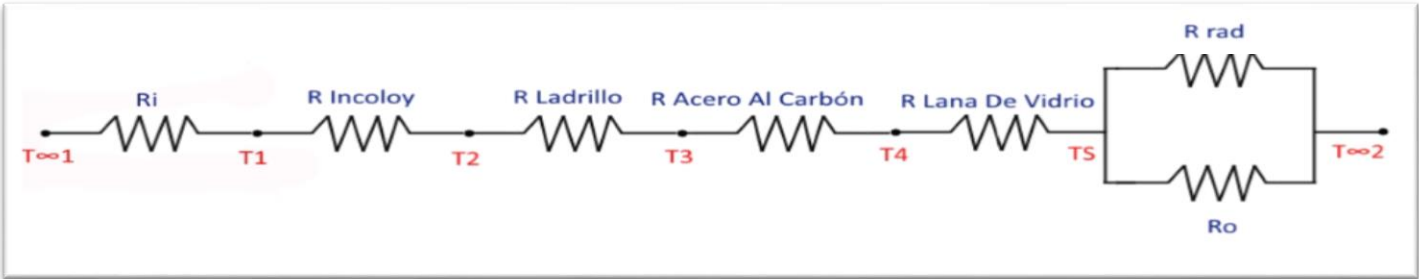


Figura 10. Diagrama de energía de resistencias térmicas del tanque de almacenamiento térmico.

De acuerdo a las medidas típicas revisadas en documentos científicos con capacidades de producción similares, se estimaron convenientes los siguientes radios de aislamiento.

Tabla 3.
Espesores de aislamiento.
Espesor [cm]

Incoloy	2
Ladrillo	10
Acero al carbon	2
Lana de vidrio	15

Además, no se conoce la temperatura de superficie del tanque T_s , la cual también se supone para poder hallar el coeficiente de transferencia de calor por radiación y luego se verificará dicha asunción.

$$T_s = 50^\circ\text{C}$$

Entonces las ecuaciones para los cálculos serán las siguientes:

$$Q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{\text{total}}}$$

$$R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{incoloy}} + R_{\text{ladrillo}} + R_{\text{Acero}} + R_{\text{Lanadevidrio}} + R_{\text{equivalente}}$$

$$\frac{1}{R_{\text{equivalente}}} = \frac{1}{R_{\text{rad}}} + \frac{1}{R_o}$$

$$R_i = \frac{1}{h_{\text{int}} * A_i}$$

$$R_{\text{incoloy}} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi * L * k_{\text{incoloy}}}$$

$$R_{\text{ladrillo}} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi * L * k_{\text{ladrillo}}}$$

$$R_{\text{Acero}} = \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi * L * k_{\text{acero}}}$$

$$R_{\text{lanadevidrio}} = \frac{\ln\left(\frac{r_5}{r_4}\right)}{2\pi * L * k_{\text{Lana de vidrio}}}$$

$$R_{\text{rad}} = \frac{1}{h_{\text{rad}} * A_s}$$

$$R_o = \frac{1}{h_{\text{ext}} * A_o}$$

$$h_{\text{rad}} = \varepsilon * \sigma * (T_s^2 + T_{\infty 2}^2) * (T_s + T_{\infty 2})$$

Propiedades de los materiales:

$$\epsilon_{\text{Lanadevidrio}} = 0.92$$

$$k_{\text{incoloy}} = 17 \left[\frac{W}{m^2} * k \right]$$

$$k_{\text{ladrillo}} = 0.15 \left[\frac{W}{m^2} * k \right]$$

$$k_{\text{acero}} = 43 \left[\frac{W}{m^2} * k \right]$$

$$k_{\text{lanadevidrio}} = 0.04 \left[\frac{W}{m^2} * k \right]$$

De cálculos anteriores,

$$h_{\text{int}} = 844.66 \left[\frac{W}{m} * ^\circ\text{C} \right]$$

$$h_{\text{ext}} = 3.0711 \left[\frac{W}{m} * ^\circ\text{C} \right]$$

Además,

$$A_i = 2 * \pi * r_{\text{tanque}} * h_{\text{tanque}}$$

$$A_o = 2 * \pi * r_5 * h_{\text{tanque}} + \pi * r_5^2$$

$$A_s = 2 * \pi * r_5 * h_{\text{tanque}} + \pi * r_5^2$$

$$r_1 = 0.59[\text{m}]$$

$$r_2 = r_1 + \text{espesor}_{\text{incoloy}}$$

$$r_3 = r_2 + \text{espesor}_{\text{ladrillo}}$$

$$r_4 = r_3 + \text{espesor}_{\text{acero}}$$

$$r_5 = r_4 + \text{espesor}_{\text{lanadevidrio}}$$

Y por último la ecuación que nos permite evaluar la suposición inicial de la temperatura de superficie.

$$Q = \frac{T_s - T_{\infty 2}}{R_{\text{equivalente}}}$$

Se despeja T_s y se vuelve a evaluar, hasta que den valores cercanos.

4.6.6.1 resultados. La temperatura de superficie recalculada arrojó como resultado

$$T_s = 31.75 [^{\circ}\text{C}].$$

El calor que se pierde es de $Q = 70.19 [W]$, es decir aproximadamente una pérdida de 1.7 [kWh] en 24 horas. El cual es un buen resultado ya que se recomienda para el diseño del tanque que sea menor a 5 [kwh] en un día.

4.6.7 Análisis de ecuaciones de llenado y vaciado del tanque.

Tanque de sales calientes:

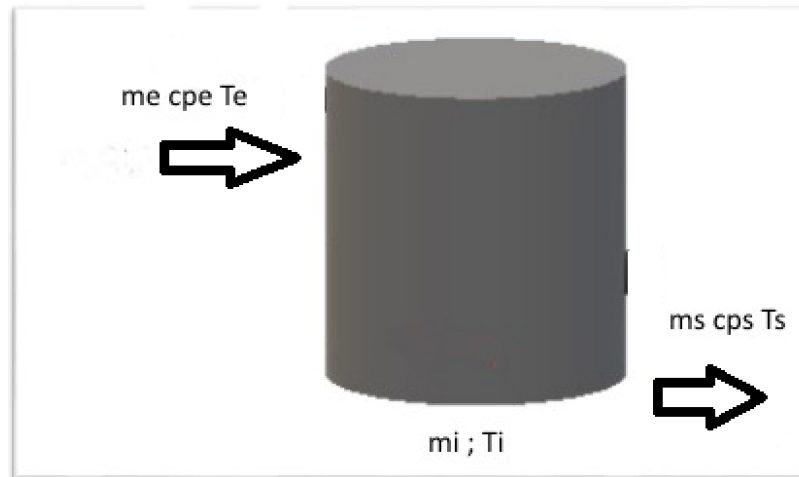


Figura 11. Balance de energía en el tanque de sales fundidas.

Balance de energía:

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} + E_{\text{estado1}} = E_{\text{estado2}}$$

Donde,

$$E_{\text{entra}} = (\dot{m}_e C_{p_e} T_e) dt$$

$$E_{\text{sale}} = (\dot{m}_s C_{p_s} T_s) dt$$

$$\text{Estado}_1 = m_{i1} C_{p_i} T_i$$

$$\text{Estado}_2 = m_{i2} C_{p_s} T_s$$

Entonces,

$$(\dot{m}_e C_{p_e} T_e) dt - (\dot{m}_s C_{p_s} T_s) dt + m_{i1} C_{p_i} T_i = m_{i2} C_{p_s} T_s$$

Además,

$$C_{p_e} = (1443 + 0.172 * T_e) / 1000$$

$$C_{p_s} = (1443 + 0.172 * T_s) / 1000$$

$$C_{p_i} = (1443 + 0.172 * T_i) / 1000$$

$$m_{i2} = m_i + \dot{m}_e * dt - \dot{m}_s * dt$$

Asumimos tanque inicialmente lleno hasta la mitad con una temperatura de $T_i = 566^\circ\text{C}$.

dt cada 1 segundos

$$V = \text{volumen del tanque} = 1,3 \text{ (m}^3\text{)}$$

$$\bar{\rho}_{\text{sales}} = 1734 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$m_{i(0)} = 1734 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * \frac{1,3 \text{ (m}^3\text{)}}{2}$$

$$m_{i(0)} = 1127 \text{ (kg)}$$

4.7 Diseño del Receptor Central

4.7.1 Diseño térmico del receptor solar exterior.

4.7.1.1 Criterios de diseño.

- El problema puede considerarse estacionario debido a que los cambios en la radiación solar son graduales, se supondrá la ausencia de nubes que dan lugar a transitorios.
- Para el caso del receptor cilíndrico, la distribución de la radiación será analizada teniendo en cuenta la radiación incidente en cada panel puesto que los tubos en cada panel reciben aproximadamente la misma cantidad de energía.

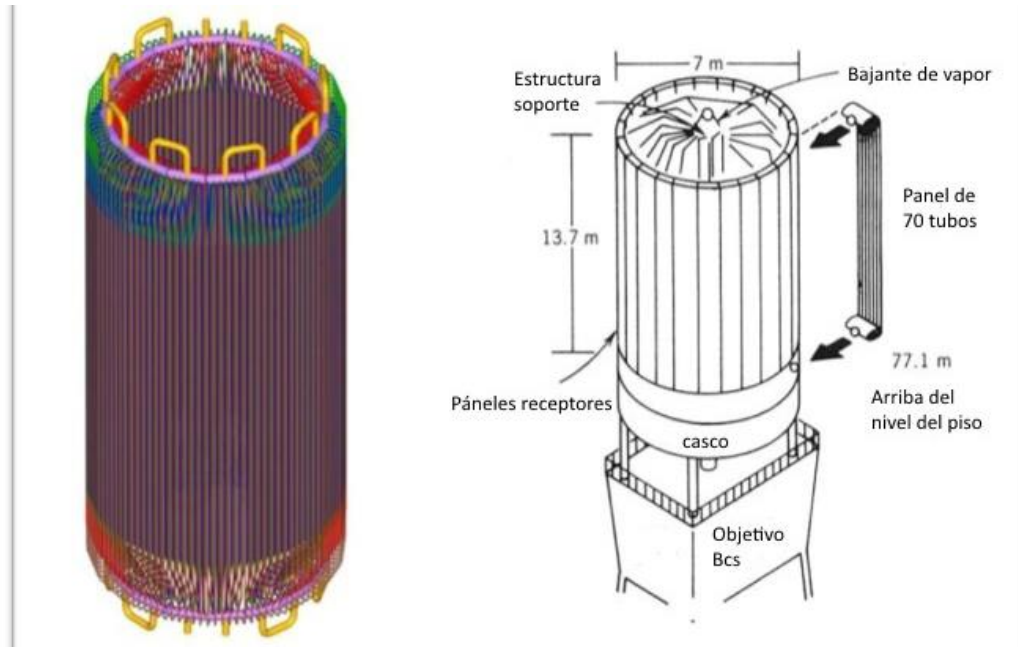


Figura 12. Diseño de un receptor solar cilíndrico.

OPEXenergy (2017). Centrales termosolares, operación y mantenimiento. Recuperado de http://opex-energy.com/termosolares/centrales_termosolares.html

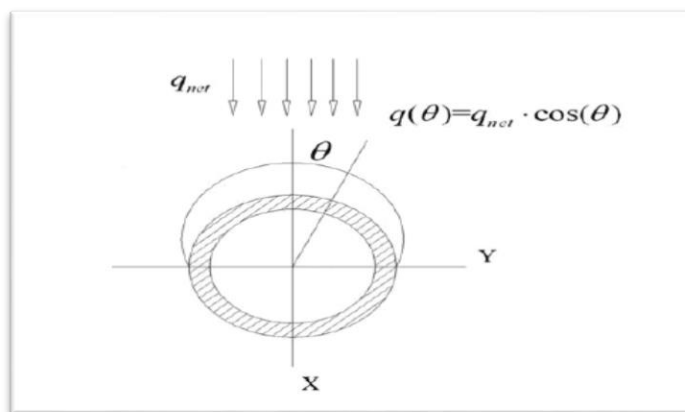


Figura 13. Diagrama de la distribución de radiación en un tubo.

La distribución de radiación que recibe una sección de la superficie del tubo en función de θ será:

$$q(\theta) = q_{net} * \cos(\theta)$$

- Se considera que la superficie que no recibe radiación y está en el interior de la estructura del receptor central es adiabática, por lo tanto en nuestro caso media circunferencia estará sometida a un flujo de radiación que varía en las direcciones longitudinal y circunferencial.
- En la entrada del receptor supondremos que la temperatura de las sales es igual a la del tanque de sales frías, entrando a una velocidad de 0,3 [m/s] como primera aproximación.

4.7.1.2 Variables de entrada y salida. Para iniciar con el diseño térmico, primero determinamos las variables o datos conocidos. Estos se dividen en datos de proceso, datos geométricos y datos de criterio.

- Datos de proceso

Los datos de proceso son los referentes a los fluidos de trabajo (cantidades, temperaturas, presiones).

Tabla 4.

Datos de proceso de cálculo.

m sal	Flujo másico de sales a través del receptor
cp_sal	Calor específico de las sales
T in	Temperatura de entrada de las sales
T_out	Temperatura de salida de las sales

Con estos datos podemos calcular:

$$Q_{\text{fluido}_i} = m_{\text{sal}} * cp_{\text{sal}} * (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$$

$$Cp_{sales_t} = \frac{(1443 + 0.172 * T_{sales_prom})}{1000}$$

- Datos geométricos

Los datos de aspecto geométrico corresponden a las dimensiones de tubos iniciales seleccionados (diámetros, longitudes y el tipo de arreglo en tubos de la torre).

Tabla 5.

Datos geométricos del cálculo.

N secciones	Numero de paneles del receptor
N tubos	Numero de tubos del receptor
DR	Diámetro del receptor
LR	Longitud del receptor
D tubos	Diámetro de los tubos del receptor
A ext receptor	Área exterior del receptor
A in receptor	Área interior del receptor
e tubo	Espesor de los tubos

- Datos de criterio

Por ultimo tenemos los datos de criterio, que corresponden a valores en algunas variables de proceso o geométricos, los cuales se asumen por la experiencia, ya que determinan la mejor posible opción desde el punto de vista de desempeño.

Las de mayor relevancia son:

- Geometría del receptor

- Disposición de los paneles
 - Temperatura de entrada del flujo de sales
 - Velocidad de entrada del flujo de sales
- Propiedades y constantes

Entre estos tenemos las propiedades ópticas, térmicas, características de los materiales y constantes iniciales del receptor, del aire exterior, etc.

Tabla 6.
Datos de propiedades y constantes de cálculo.

α	absortividad de la superficie
ξ	emisividad de la superficie
K_r	Acero 316H, conductividad
σ	Constante de Steffan v Boltzmann
β	Coeficiente de dilatación térmica
ρ_a	Densidad del aire
K_a	Conductividad del aire

4.7.1.3 Balance de energía general. Con el fin de determinar las pérdidas que tiene el receptor.

El balance de energía queda de la siguiente manera:

$$E_{entra} = E_{sale}$$

$$Q_{incidente} = Q_{fluido} - Q_{reflexion} - Q_{conveccion} - Q_{radiacion}$$

Como muestra el esquema:

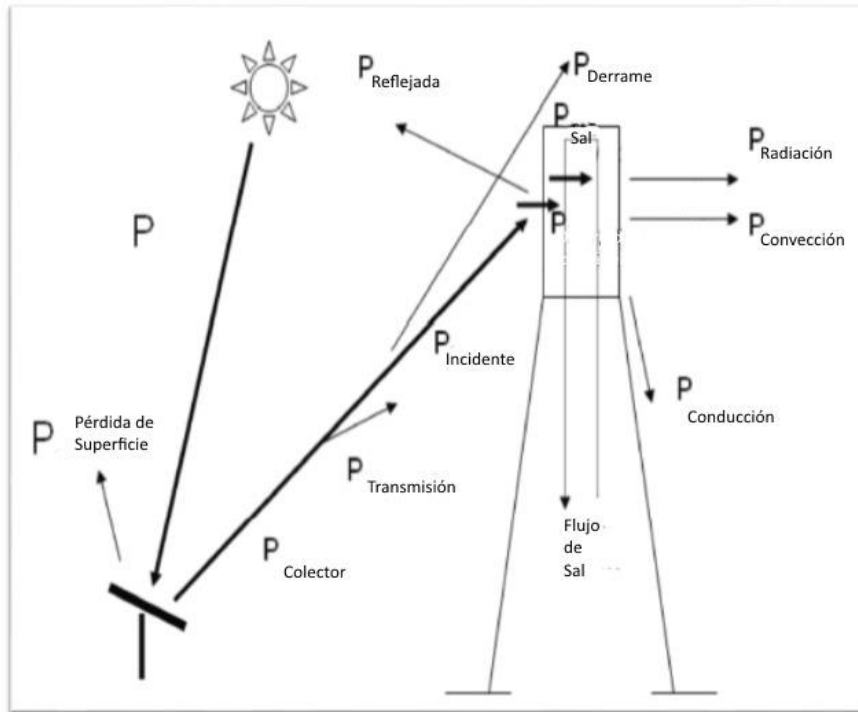


Figura 14. Diagrama de pérdidas en el receptor central.

OPEXenergy (2017). Centrales termosolares, operación y mantenimiento. Recuperado de http://opex-energy.com/termosolares/centrales_termosolares.html

A continuación, un análisis de cada pérdida y la ecuación o ecuaciones que la modelan:

4.7.1.3.1 Pérdidas por convección Q_{p_conv} . Debidas a la diferencia de temperaturas entre el receptor y el ambiente y el receptor y las sales:

- **Convección exterior**

En el exterior del receptor central se presentan dos coeficientes de película distintos (convección natural y forzada) producidos por movimientos del aire exterior inducidos (naturales) y climatológicos (convección forzada).

En las siguientes correlaciones las temperaturas se encuentran en Kelvin.

$$Re = \frac{\rho_a * v_a * D^2}{\mu_a}$$

$$Gr = \frac{g * \beta * (Ts - Tamb) * Lr^3}{\mu^2}$$

$$hn = \frac{nun * Ka}{Lr}$$

$$hf = \frac{Nuf * Ka}{D}$$

Los números de Nusselt natural y forzado siguen las correlaciones de Jianfeng, Jin, y Jianping (Hartwell, 2003)

$$Nun = 0,36 + \frac{0,518 * Ra^{(0,25)}}{(1 + (\frac{0,559}{Pr})^{\frac{9}{16}})^{\frac{4}{9}}}$$

$$Ra = \frac{g * \beta * (Ts - Tamb) * D^3}{\mu * \alpha}$$

$$Nuf = 0,3 + \frac{0,62 * Re^{0,5} * Pr^{(1/3)}}{(1 + (\frac{0,4}{Pr})^{\frac{2}{3}})^{0,25}}$$

$$h_{mix} = hn + hf$$

Las propiedades del aire se calculan a la temperatura de película (promedio entre la superficial y la ambiente) a partir de las correlaciones McQuillan, Culham (Balbontin, 2009)

$$\rho_a = \frac{351,99}{Tp} + \frac{344,84}{Tp^2}$$

$$\mu_a = \frac{1,4592 * Tp^{\frac{3}{2}} * 10^{-6}}{(109,10 + Tp)}$$

$$Ka = \frac{Tp^{\frac{3}{2}} * 2,334 * 10^{-3}}{(164,54 + Tp)}$$

Las pérdidas por convección exterior se calcula a continuación (para un tramo Dx) como:

$$Q_{conv_x} = h_{mix} * \pi \left(\frac{Dt}{2} \right) * dx * (Ts - Tamb)$$

- **Convección interna**

La convección a través de los tubos es forzada debido a la alta velocidad de las sales por el interior de los tubos. El cálculo del coeficiente de convección interior se resuelve mediante el grupo de ecuaciones de Shen, lu, Ding, y Yang (Chamarravi Guerra & Saavedra Calixto , 2013)

$$V_s = \frac{4 * m_{sal}}{\rho_{sal} * \pi * D_{in}^2}$$

$$Nu_{lam} = 4,36$$

$$Re = \frac{\rho_{sal} * V_s * D_{in}}{\mu_{sal}}$$

$$e = \frac{1,33 * Re}{6000}$$

$$f = [4 * (1,82 * \log(Re) - 1,64)^2]^{-1}$$

$$Nut = \frac{\frac{f}{(2 * Re * Pr)}}{1,07 + 12,7 * \sqrt{\frac{f}{2}} * (Pr - 1)^{\frac{2}{3}}}$$

$$Nus = e * Nul + (1 - e) * Nut$$

$$h_{in} = \frac{Nus * K_s}{D_{in}}$$

El calor que debe llegar al fluido tras sufrir las perdidas anteriormente mencionadas se ve reflejado en el fluido por la siguiente ecuación:

$$Q_{fluido_i} = m_{sal} * c_{p_{sal}} * (T_{out} - T_{in})$$

4.7.1.3.2 Perdidas por reflexión de la radiación Q_{p_ref} . Parte de la radiación que incide en el receptor es reflejada hacia el exterior, esta reflexión depende del material de los tubos del receptor, por lo que la implementación de materiales con alta tecnología es necesaria.

Hay que tener en cuenta que parte de la radiación reflejada es absorbida por los tubos adyacentes, por lo que se debe analizar este fenómeno. Un análisis practico es calcular la cantidad

de radiación adicional que es absorbida y recalcular la absorptividad del material, generándose un aumento supuesto de esta.

$$Q_{p_ref} = (1 - \alpha_{pri}) * Q_{incidente}$$

4.7.1.3.3 Perdidas por radiación Q_{p_rad} . Existen dos perdidas debidas a la emisión de radiación, una con el suelo y otra con el cielo.

$$Q_{p_rad1_x} = \sigma * \epsilon * \pi \left(\frac{Dt}{2} \right) * F_{amb} * dx * (T_s^4 - T_{amb}^4)$$

$$Q_{p_rad2_x} = \sigma * \epsilon * \pi \left(\frac{Dt}{2} \right) * F_{cielo} * (T_s^4 - T_{cielo}^4)$$

La emisividad ϵ esta dada por las propiedades del material que recubre el receptor central. El área de intercambio de calor, corresponde a la mitad de un cilindro de longitud dx y diámetro Dt . La temperatura del cielo T_{cielo} es calculada siguiendo la ecuación de Michael J. Wagner (Energiasrenovablesinfo.com, 2015)

$$T_{cielo} = T_{amb} * \left(0,711 + 0,0056 * Th + 0,000073 * Th^2 + 0,013 * \cos \left(\frac{180-15*h}{180} \pi \right) \right)^{\frac{1}{4}}$$

Donde Th es la temperatura de bulbo húmedo y h la hora del día.

El balance total de energía del sistema debe cumplir la siguiente ecuación:

$$Q_{incidente} = Q_{fluido} - Q_{reflexion} - Q_{conveccion} - Q_{radiacion}$$

4.7.1.4 Proceso de cálculo. Con el fin de dimensionar adecuadamente el receptor central, procedemos de la siguiente forma:

- Área del receptor inicial.

Suponemos inicialmente y calculamos la longitud de los tubos para nuestra primera iteración.

$$A_{\text{receptor}} = \# \text{tubos} * \frac{\pi}{2} * D_{\text{tubos}} * L_{\text{tubos}}$$

- Dividimos el receptor en particiones iguales (nodos).

Estas se hacen por panel y por tubo de la siguiente forma:

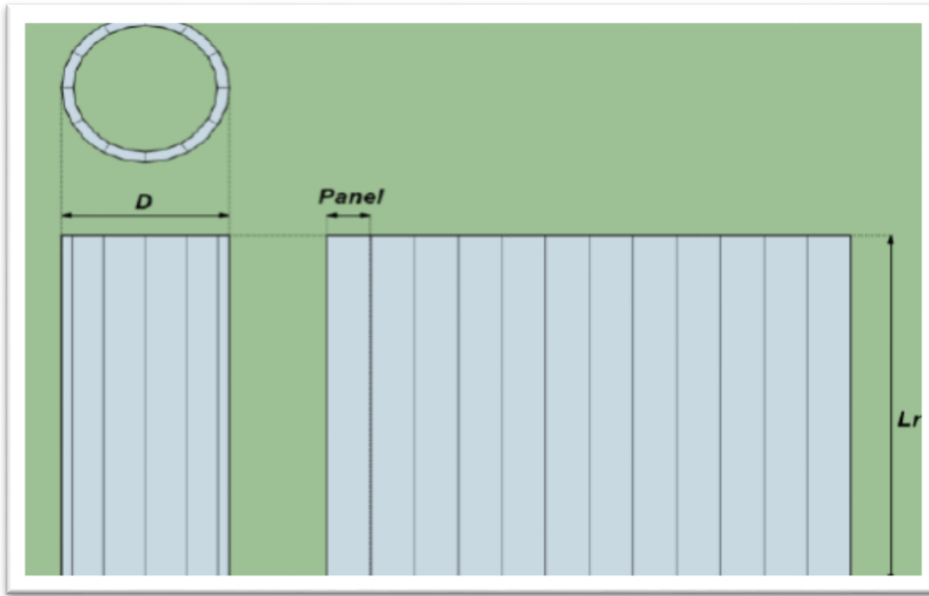


Figura 15. Esquema geometría del receptor.

Badía G. (2016) Modelo y análisis del receptor exterior de una central termo solar página 37. Universidad de Sevilla, España.

Para un elemento de tubo dx , el esquema de flujo de calor es el siguiente:

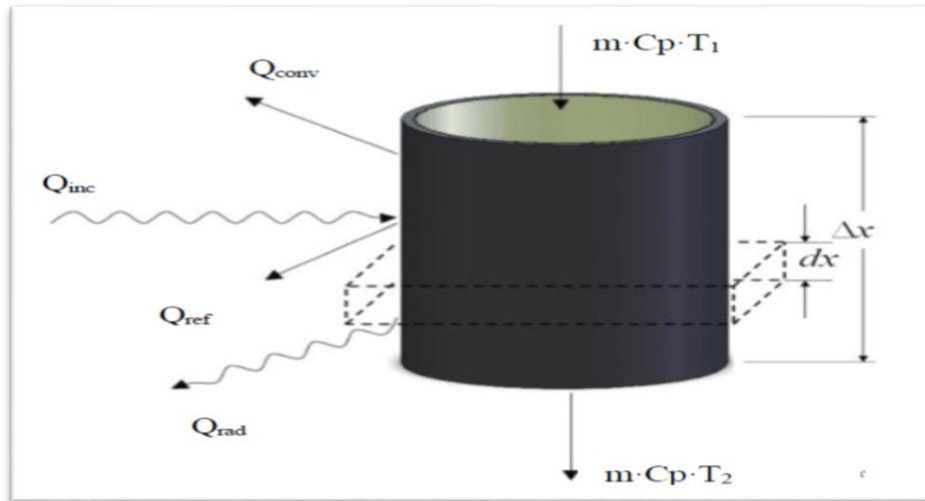


Figura 16. Flujos de calor en una partición dx .

Badía G. (2016) Modelo y análisis del receptor exterior de una central termo solar página 37. Universidad de Sevilla, España.

- Aplicamos las ecuaciones de transferencia de calor anteriores a cada partición.

Con el receptor dividido, aplicamos las ecuaciones a cada partición y resolvemos el sistema.

- Sumamos los calores de cada partición.

Procedemos de la siguiente manera:

- Calculamos el flujo de calor en un tubo y un panel

Para aplicar correctamente las ecuaciones debemos tener en cuenta lo siguiente:

- La distribución de la radiación alrededor del receptor se supondrá uniforme en cada panel.
- La temperatura que alcanza el receptor nunca podrá superar los 1200 grados Celsius.
- La temperatura a la entrada se supone de 270 grados.

El flujo de calor en el tubo completo, es la sumatoria de los flujos de calor en cada uno de las particiones.

$$Q_{T_incidente} = \sum Q_i$$

Ya que todos los tubos de cada panel están en las mismas condiciones, cada uno de estos reciben el mismo flujo de calor. Entonces el flujo de calor en un panel es la multiplicación del número de tubos por el flujo de calor en un tubo.

$$Q_{T_incidente_i} = \sum Q_i * nt$$

- Flujos de calores totales.

Para el cálculo de los flujos de calor totales en el receptor central, se suman los calores de los distintos paneles. Así:

$$Q_{T_incidente} = \sum Q_{T_incidente_i}$$

$$Q_{T_fluido} = \sum (nt * \sum Q_{fluido_i})$$

$$Q_{T_reflexion} = \sum (nt * \sum Q_{reflexion_i})$$

$$Q_{T_conveccion} = \sum (nt * \sum Q_{conveccion_i})$$

$$Q_{T_radiacion} = \sum (nt * \sum Q_{radiacion_i})$$

$$Q_{fluido_i} = m_{sal} * cp_{sal} * (T_{out} - T_{in})$$

$$Q_{T_fluido} = \sum (nt * \sum Q_{fluido_i})$$

Ahora procedemos a verificar los resultados de la siguiente forma:

- Verificamos la temperatura de salida de las sales y la temperatura exterior del receptor.

- Comparar temperaturas y recalcular.

Este proceso se hace de la siguiente forma:

- Comparamos la temperatura de salida de las sales con la esperada; si el valor está por debajo aumentamos el área, si está por encima la disminuimos y repetimos los pasos.
- Ahora que hemos ajustado la temperatura de salida, verificamos que la temperatura de la superficie exterior del receptor no supere los 1200 grados.
- Si el valor de la temperatura exterior es mayor a 1200 grados, aumentamos el flujo de sales (hasta 2,4 el flujo del ciclo Rankin) y recalculamos hasta obtener el valor deseado.

- Análisis y verificación.

Con este paso se busca la verificación de los coeficientes de transferencia de calor, las temperaturas reales que puede alcanzar el receptor y encontrar en que rango operacional puede trabajar correctamente (radiación incidente). Procedemos de la siguiente manera:

- Verificamos que los coeficientes de transferencia de calor estén entre los rangos establecidos.
- Estimamos la temperatura máxima real que puede alcanzar el receptor, que podemos calcular conociendo la distribución aproximada de radiación incidente. La temperatura máxima será encontrada en el centro de la superficie del receptor, la cual puede superar hasta en 100 grados al promedio.

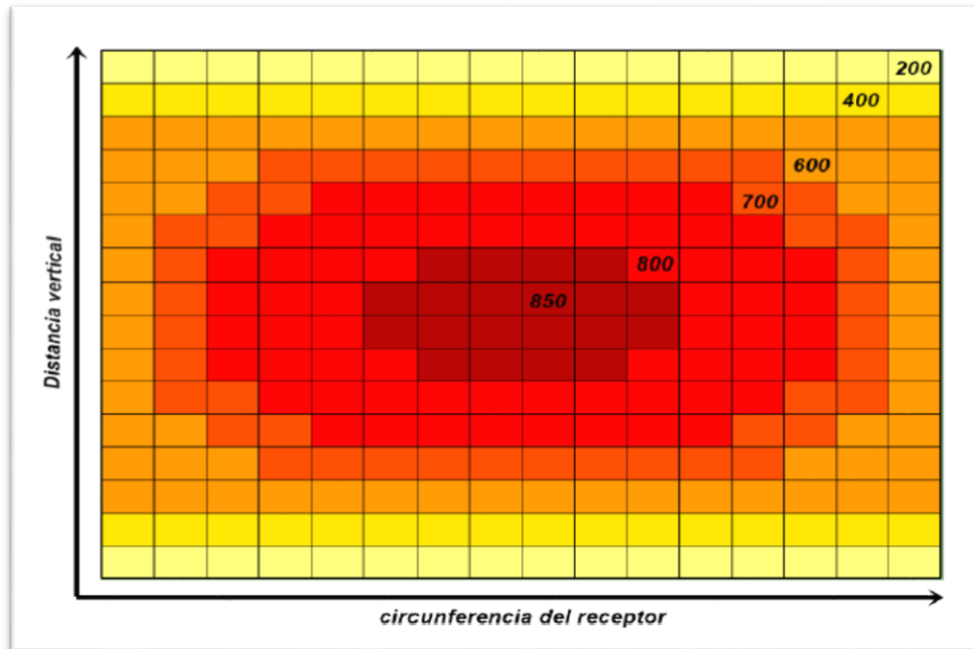


Figura 17. Radiación incidente sobre el receptor.

Baldía G. (2016) Modelo y análisis del receptor exterior de una central termo solar página 38. Universidad de Sevilla, España.

- Por último, establecemos el rango operativo de flujo de sales mínimo, este es, el valor mínimo de flujo de sales con el cual la temperatura no exceda 1100 grados y la temperatura de salida sea aproximadamente la esperada.

4.7.2 Resultados. En la tabla 7 se encuentran los datos obtenidos en el diseño del receptor central y los valores promedios usados como temperaturas, humedades, etc.

Tabla 7.
Datos solución en el diseño del receptor central.

Variable	Valor	Unidad
DR (Diámetro del receptor)	0,6	Metros
LR (Altura del receptor)	0,6	Metros
D_tubos	1	Pulgada
N_tubos	72	Tubos
N_secciones (Numero de paneles)	24	secciones
e_tubo (Espesor tubos)	0,056	Pulgadas
t_sky	-20	Grados
T_amb (Temperatura ambiente)	28	Grados
V_a (Velocidad del aire)	3,8	Metros/segundo
g (gravedad)	9,81	Metros/segundo ²
m_dot_sal (Flujo de sales máximo)	0,196	Kilos/segundo
m_dot_sal (Flujo de sales mínimo)	0,05358	kg/s
α (Absortividad de la superficie)	0,86	No
ξ (Emisividad de la superficie)	0,15	No
K_receptor (Conductividad del receptor)	21,5	W/m*K
h_mix (Coeficiente de convección del aire-receptor)	2,39	w/m ² *K

- Flujo másico de sales a través del receptor

A medida que el flujo de radiación incidente sobre el receptor cambia, el flujo neto de sales a través de este varía con el fin de mantener la temperatura de las sales fundidas aproximadamente constantes.

Estos cambios dependerán únicamente de la radiación incidente sobre el receptor, como lo muestra la figura:

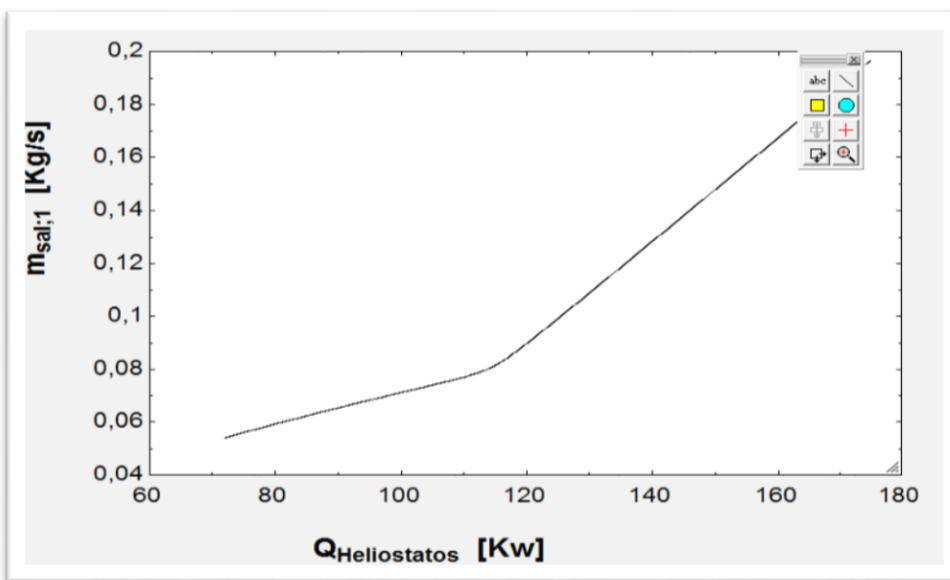


Figura 18. Cambio en el flujo másico de sales vs radiación neta emitida por los heliostatos.

Ahora, acomodando el perfil de flujo de sales a una ecuación de segundo orden, tenemos:

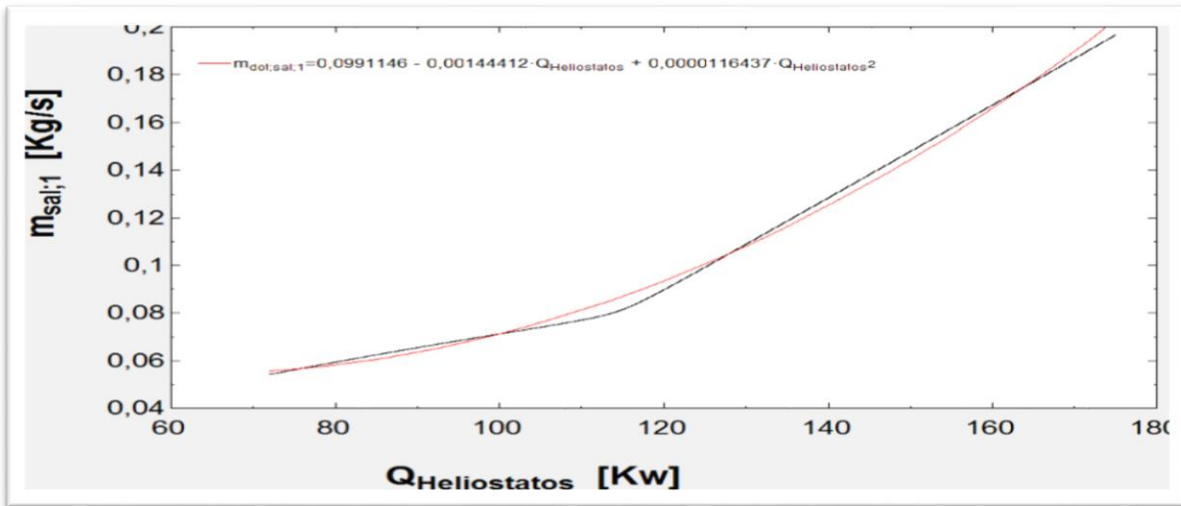


Figura 19. Cambio en el flujo másico de sales vs radiación neta emitida por los heliostatos y ecuación de segundo orden.

4.8 Diseño del Campo de Heliostatos

4.8.1 Consideraciones de diseño. En el diseño del campo de heliostatos debemos considerar aspectos relativos a la recolección de la energía solar como la posición relativa del sol con respecto a cada heliostato, la distribución adecuada de los heliostatos, la radiación directa y su distribución, etc. En los anexos Apéndice C detallaremos paso a paso la teoría, fórmulas y ecuaciones usadas para los cálculos respectivos.

4.8.2 Punto de diseño. La localización de la planta termosolar, está situada en la localidad de Uribí en la Guajira con coordenadas 11,9144 de latitud y -71,9991 de longitud.

$$\Phi = 11,7138$$

Uribí recibe una radiación anual directa promedio de 5.5 KW*hr/m²/día como muestra la figura.

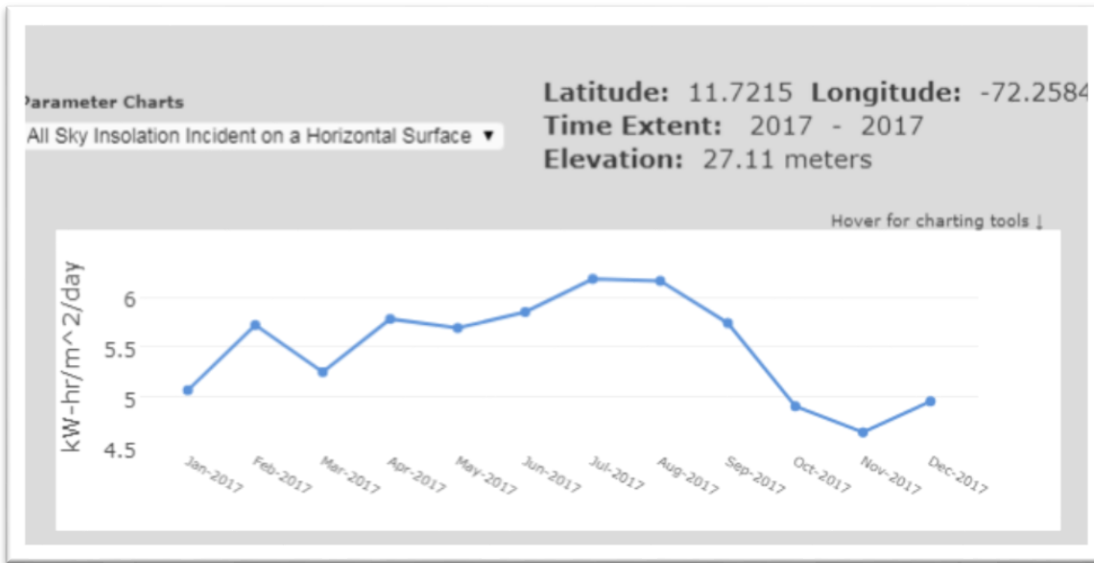


Figura 20. Insolación anual directa.

NASA (2017). NASA prediction of worldwide energy resources. Recuperado de <https://power.larc.nasa.gov/>

Entonces nuestra irradiación típica de diseño es:

$$I_d = 0,55 \left[\frac{\text{Kw}}{\text{m}^2} \right]$$

El punto de diseño seleccionado para el estudio del campo de heliostatos es el equinoccio solar de primavera, correspondiente al 20 de marzo a las 12:00 horas de tiempo solar.

$$N = 79$$

$$t_s = 12$$

El segundo punto de diseño alternativo, es el solsticio de invierno del año 2017, correspondiente al 21 de junio de 2017, a las 12:00 horas de tiempo solar.

$$N = 172$$

$$t_s = 12$$

4.8.3 Variables de partida. Estas variables incluyen datos geométricos y de posición de receptor central y heliostatos, como sigue:

- Altura de la torre

$$THT = 25 \text{ [m]}$$

- Diámetro del receptor

$$DR = 0.62 \text{ [m]}$$

- Altura del receptor

$$LR = 0,62 \text{ [m]}$$

- Área de cada heliostato

$$AH = 0,36 \text{ [m}^2\text{]}$$

- Factor de bloqueo

$$fb = 0.95$$

- Distancia de seguridad entre heliostatos

$$ds = 0,29 \text{ [m]}$$

- Radio mínimo del campo de heliostatos

$$R_{\min} = 12 \text{ [m]}$$

- Reflectividad de la superficie de heliostatos

$$\rho = 0.8883$$

- Relación altura-radio de cada heliostato

$$wr = 1,0$$

4.8.4 Campo de heliostatos. Con las variables iniciales establecidas, definimos ahora parámetros concernientes a la ubicación de hileras de heliostatos (considerada cada hilera como los heliostatos pertenecientes a cada circunferencia formada).

Sea la diagonal de un heliostato DH como:

$$DH = \sqrt{1 - wr^2} * LH$$

Diagonal de un heliostato considerando una distancia de seguridad:

$$DHs = (\sqrt{1 - wr^2} + ds) * LH$$

Como muestra la figura:

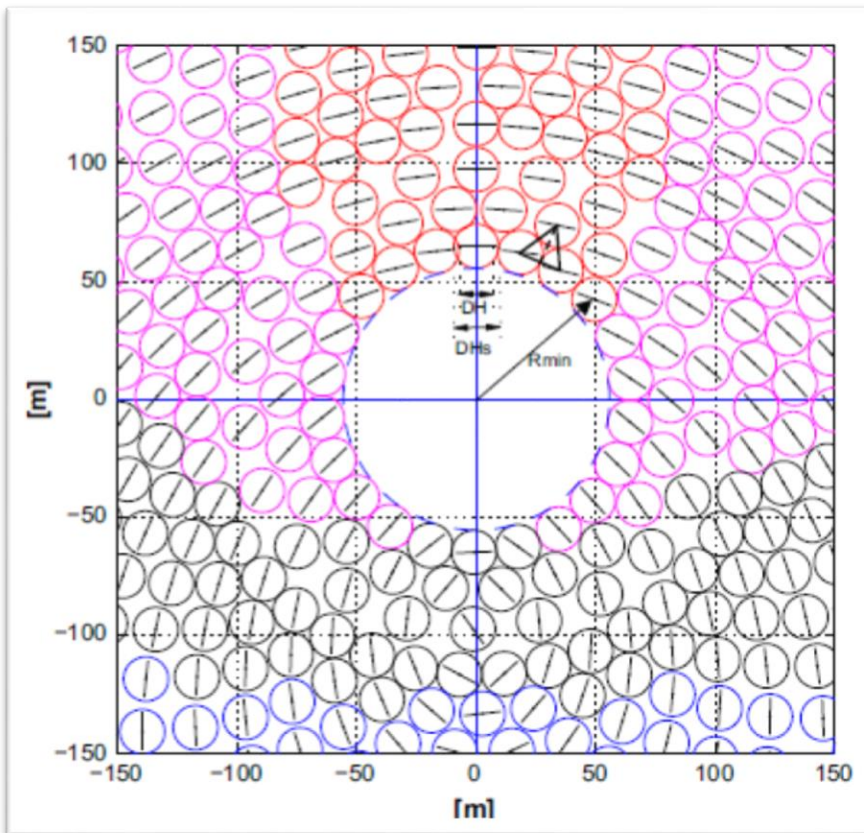


Figura 21. Nomenclatura campo de heliostatos.

Gómez A. (2011) Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central página 65. Universidad Carlos III de Madrid.

El incremento del ángulo azimut se conserva para todas las hileras de heliostatos que se encuentren situadas en la misma zona. Debido a ello, los heliostatos adyacentes en la misma zona se van separando unos de otros a medida que la hilera de heliostatos se va desplazando hacia afuera, alejándose de la torre central (Gomez Cristobal, 2011).

Para empezar una nueva hilera de heliostatos, cuya primera hilera tenga un nuevo incremento de ángulo de azimut y nuevo radio, se sitúan nuevos heliostatos adyacentes, tangentes unos a otros, en el espacio disponible entre heliostatos, respetando la distancia de seguridad considerada.

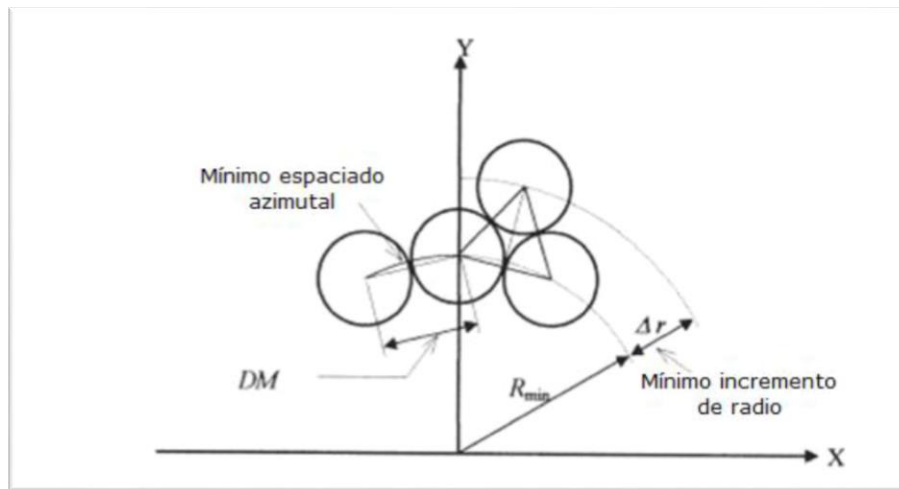


Figura 22. Espacio azimutal e incremento de radio mínimo.

Cristóbal Gómez (2011). Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central. Recuperado de <http://hdl.handle.net/10016/12297>

$$\Delta r_{\min} = DHs * \cos(30)$$

Añadiendo nuevas filas:

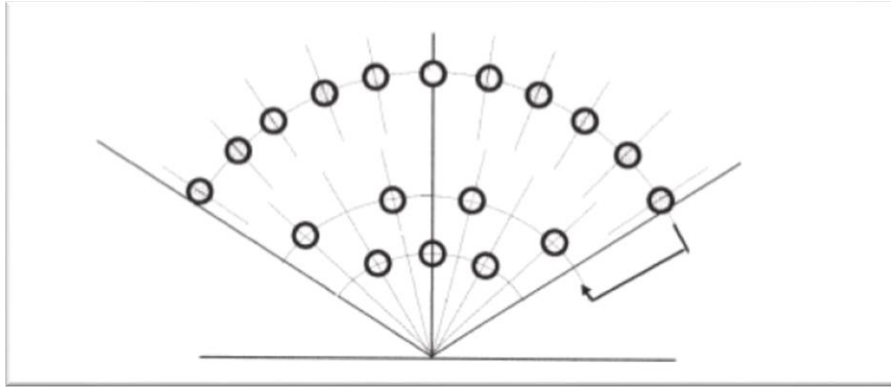


Figura 23. Añadiendo nueva fila en el grupo.

Cristóbal Gómez (2011). Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central. Recuperado de <http://hdl.handle.net/10016/12297>

4.8.4.1 Eficiencias. La eficiencia en cada heliostato, se entiende como la fracción de energía que refleja en relación a la que recibe, está dada por:

$$\eta_f = \cos(w_i) * f_b * f_{sp} * f_{at}$$

Donde f_b es el factor de bloqueo, $\cos(w_i)$ es el coseno incidente de la radiación solar, f_{sp} el factor de espillaje o desbordamiento y f_{at} el factor de atenuación atmosférica.

Entonces la eficiencia global del campo de heliostatos viene dada por:

$$\eta_{\text{campo solar}} = \frac{\sum_{i=1}^{\# \text{heliostatos}} \eta_{fi}}{\# \text{heliostatos}}$$

A continuación, se definen cada uno de los parámetros que definen la eficiencia óptica de un heliostato.

- Factor de bloqueo

El bloqueo se presenta cuando un heliostato, ubicado en frente de otro bloque de heliostatos, bloquea el flujo de radiación en su camino al receptor.

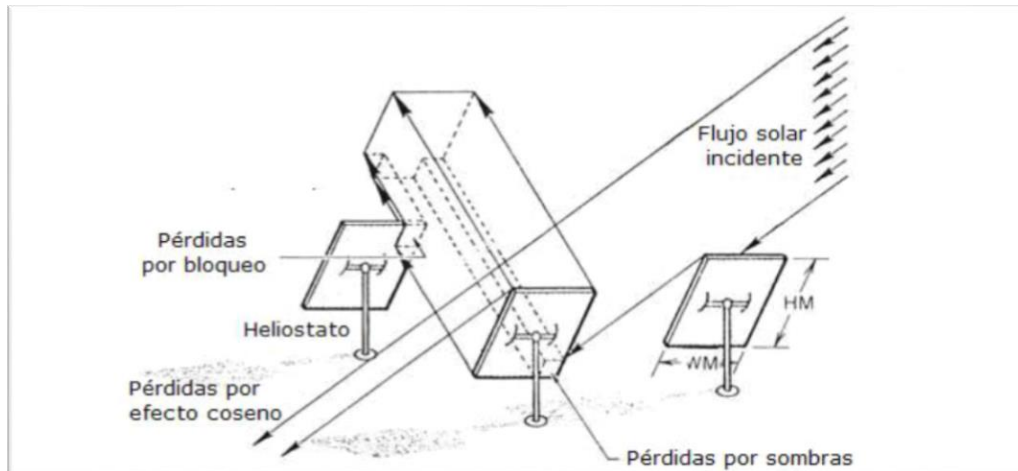


Figura 24. Pérdidas debido a bloqueo y sombras.

Gómez A. (2011) Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central página 68. Universidad Carlos III de Madrid.

- Factor de desbordamiento

Las pérdidas de energía por desbordamiento son las debidas a la energía dirigida al receptor que no incide sobre el área de absorción de este.

Las pérdidas de energía por desbordamiento se pueden evitar aumentando el tamaño físico del receptor. Generalmente, es lo suficientemente grande como para conseguir interceptar la mayor parte de la radiación reflejada hacia él por el campo de heliostatos, y para mantener los valores de flujo solar incidente lo suficientemente bajos para el fluido de transferencia de calor. Sin embargo, su tamaño está limitado por las pérdidas de calor, tanto por radiación como por convención, que son directamente proporcionales al área del receptor (Gomez Cristobal, 2011).

- Factor de atenuación atmosférica

Este depende de las condiciones atmosféricas locales y de la distancia neta entre torre-heliostato.

Para un día claro con visibilidad aproximada de 25 Km, se considera un factor de atenuación atmosférica de:

$$fat = 0.99326 - 0.1046 * S + 0.017 * S^2 - 0.002845 * S^3$$

Para un día con visibilidad menor a 6Km con neblina la expresión es:

$$fat = 0.98707 - 0.2748 * S + 0.03394 * S^2$$

Donde S es la distancia real existente entre los heliostatos y el receptor central en kilómetros.

- Efecto coseno

Un heliostato ubicado en la parte norte del campo solar tiene eficiencia óptica mayor, debido al efecto coseno de la radiación solar, comparado con un heliostato ubicado en la parte sur del campo solar; como lo muestra la figura.

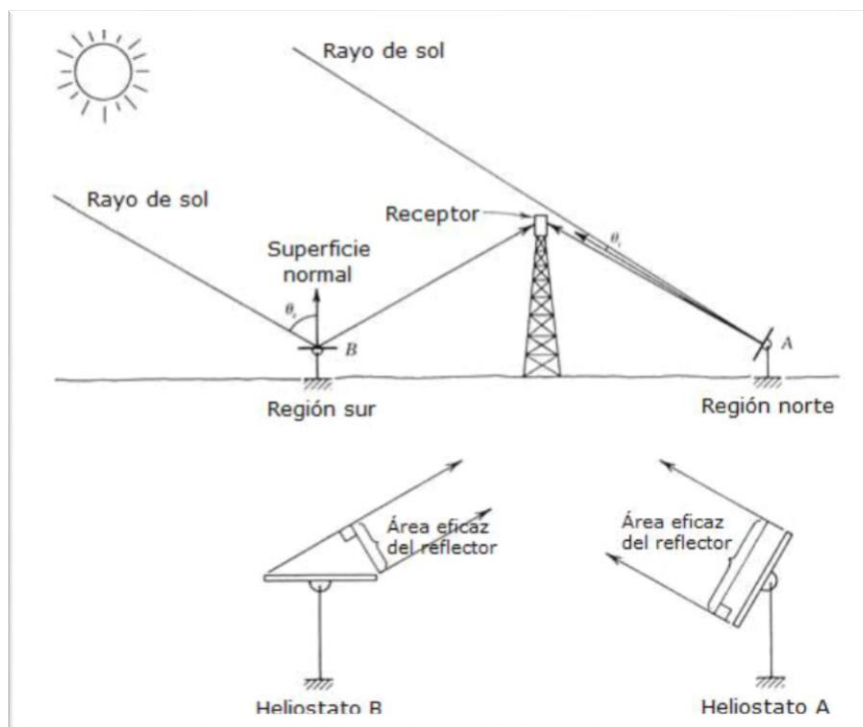


Figura 25. Efecto coseno sobre heliostatos en direcciones opuestas.

Gómez A. (2011) Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central página 73. Universidad Carlos III de Madrid.

Con la siguiente expresión se calcula el coseno incidente, esta incorpora las coordenadas de cada heliostato:

$$\cos(2. w_i) = \frac{(z_0 - z_1) \cdot \sin(\alpha) - e_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(A) - n_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(A)}{[(z_0 - z_1)^2 + e_1^2 + n_1^2]^{\frac{1}{2}}}$$

Donde α y A son los ángulos de altitud solar y azimut, respectivamente.

4.8.5 Reflexión sobre el receptor central. Los rayos de sol que inciden sobre la superficie de cada heliostato, son reflejados a un único punto fijo situado en la superficie del receptor central.

El sistema de dirección es descrito con coordenadas cenital, norte y este (z, e, n) con origen en el punto O tal como muestra la figura:

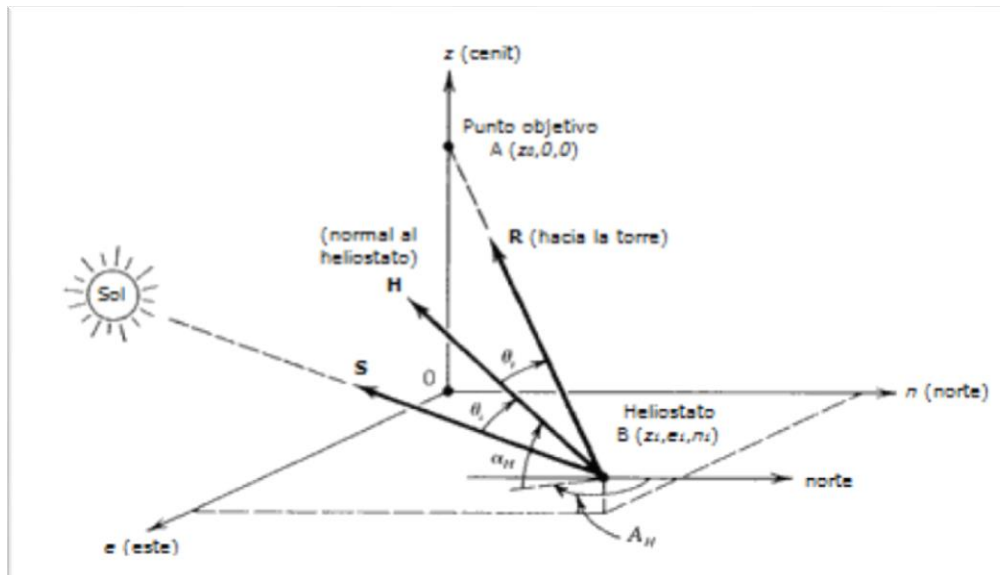


Figura 26. Esquema de geometría utilizada que define la reflexión de los rayos de sol sobre el receptor

Gómez A. (2011) Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central página 71. Universidad Carlos III de Madrid.

La coordenada de cada heliostato puede ser definida con los valores z_i, e_i, n_i y el punto fijo objetivo situado a una altura Z_0 sobre el origen de coordenadas.

Para predecir los ángulos de altitud y azimut de cada heliostato, se definen tres vectores unitarios ($\vec{S}$, $\vec{H}$ Y $\vec{R}$)

- El vector unitario $\vec{S}$ apunta hacia el sol desde cada heliostato está definido por:

$$S = S_z.i + S_e.j + S_n.k$$

$$S_z = \sin(\alpha)$$

$$S_e = \cos(\alpha) * \sin(A)$$

$$S_n = \cos(\alpha) * \cos(A)$$

- El vector unitario $\vec{R}$ que apunta desde la superficie del heliostato hacia el punto fijo objetivo A, situado en el receptor. Se define como:

$$\vec{R} = \frac{(z_0 - z_1).i - e_1.j - n_1.k}{\sqrt{(z_0 - z_1)^2 + e_1^2 + n_1^2}}$$

Donde i , j y k son los vectores unitarios en las direcciones de los ejes de coordenadas z , e y n , respectivamente.

- El tercer vector de interés es $\vec{H}$ es un vector unitario normal a la superficie del espejo de un heliostato; se define como:

$$\vec{H} = H_z.i + H_e.j + H_n.k$$

Las leyes de la reflexión establecen que el ángulo de incidencia θ_i , sea igual al ángulo de reflexión, se puede escribir una expresión del ángulo de incidencia en términos del vector unitario del rayo central $\vec{S}$ y del vector unitario del punto objetivo $\vec{R}$:

$$\vec{H} = \frac{\vec{R} + \vec{S}}{2 * \cos(\theta_i)}$$

$$\vec{H} = \frac{(R_z + S_z).i + (R_e + S_e).j + (R_n + S_n).k}{2 * \cos(\theta_i)}$$

Con lo que se obtiene el ángulo de incidencia si se conoce la posición del sol y la posición del punto objetivo en el receptor, relativos a la superficie de reflexión del heliostato.

Se calcula el valor de θ_i a partir de la siguiente expresión:

$$\cos(2 * \theta_i) = \vec{R} * \vec{S}$$

$$\cos(2 * \theta_i) = R_z * \sin(\alpha) + R_e * \cos(\alpha) * \sin(A) + R_n * \cos(\alpha) * \cos(A)$$

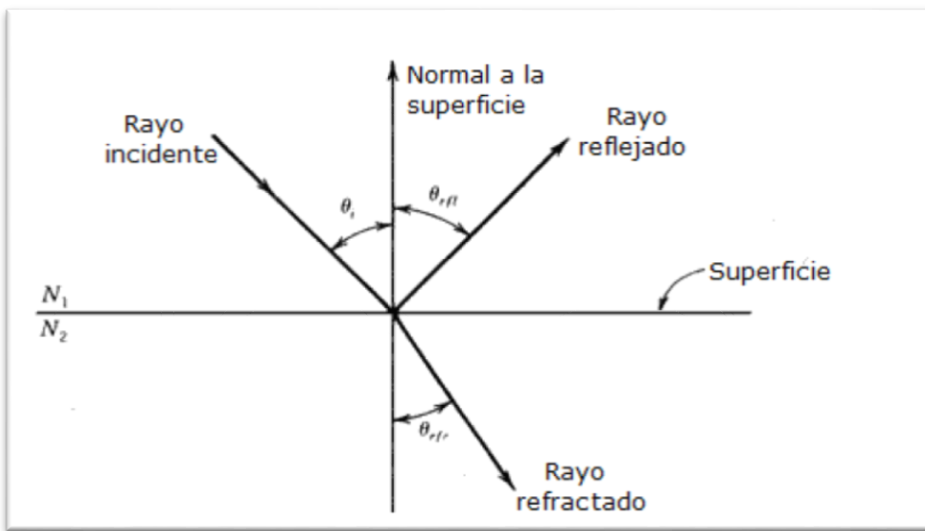


Figura 27. Intercepción de la luz con un material (reflexión de la luz).

Cristóbal Gómez (2011). Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central. Recuperado de <http://hdl.handle.net/10016/12297>

4.8.6 Flujo de radiación sobre el receptor. Para calcular la densidad de flujo, se utiliza un modelo analítico; los supuestos principales son:

- La superficie de los heliostatos es plana.
- La forma efectiva solar sigue una distribución circular de Gauss.
- La función de concentración es constante.

El sistema de coordenadas utilizado es el siguiente:

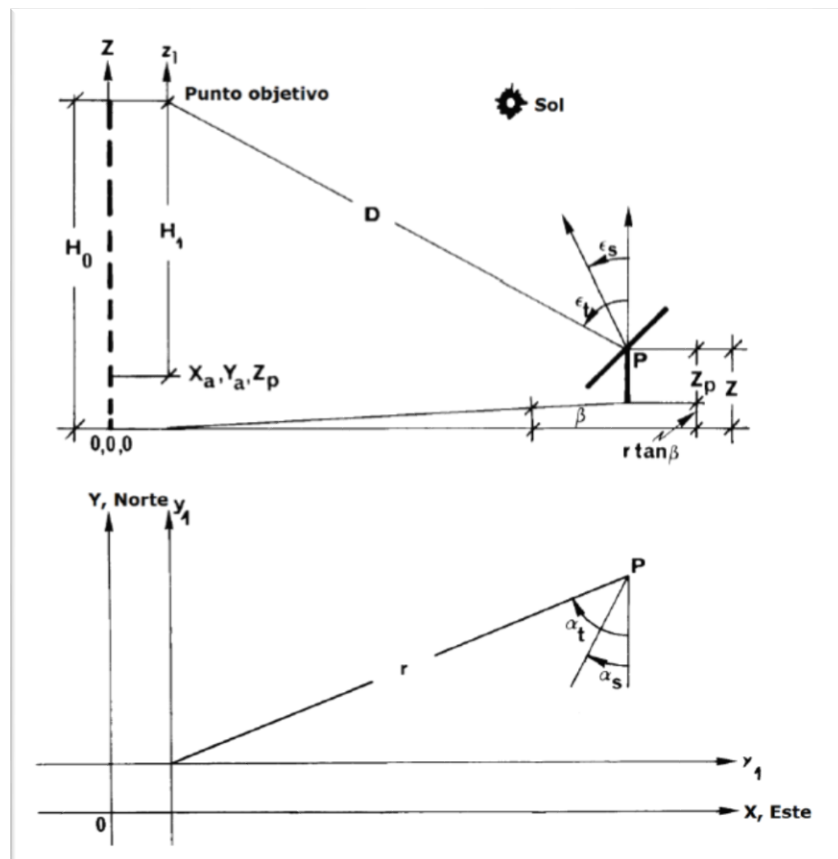


Figura 28. Sistema de coordenadas.

Cristóbal Gómez (2011). Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central. Recuperado de <http://hdl.handle.net/10016/12297>

Los siguientes ángulos, determinan la posición de la superficie del heliostato:

- α_n : Angulo entre la proyección horizontal del vector normal a la superficie del heliostato con el eje horizontal en sentido sur, positivo en el sentido de las agujas del reloj.

- α_t : Angulo entre la proyección horizontal del vector normal a la superficie del heliostato con la proyección horizontal del vector $\vec{R}$ del heliostato, positivo en el sentido de las agujas del reloj.
- ξ_n : Angulo entre el vector normal a la superficie del heliostato con el eje vertical.
- ξ_t : Angulo entre el vector $\vec{R}$ del heliostato con el eje vertical.

El patrón de densidad de flujo solar sobre el receptor de un heliostato típico es:

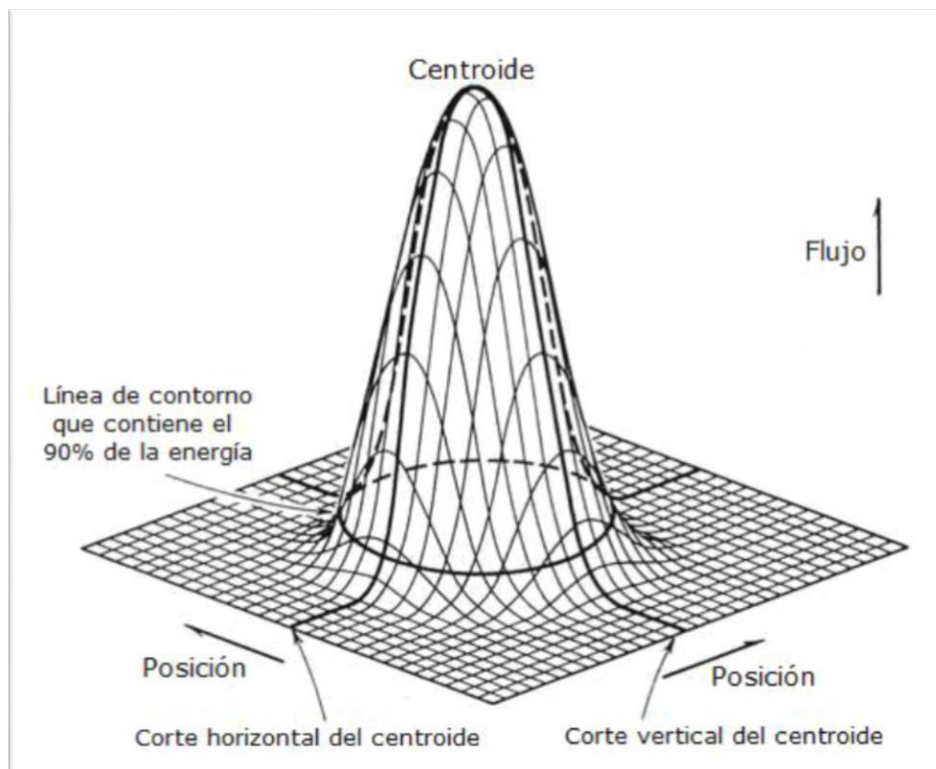


Figura 29. Patrón de densidad de flujo solar sobre el receptor de un heliostato.

Gómez A. (2011) Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central página 75. Universidad Carlos III de Madrid.

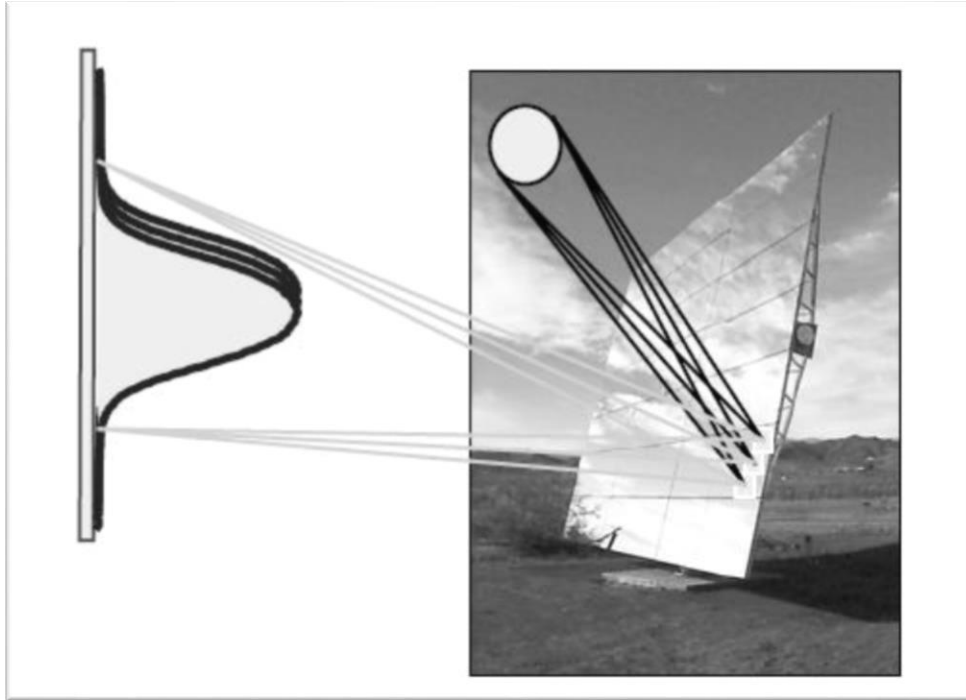


Figura 30. Patrón de densidad de flujo solar sobre el receptor de un heliostato.

Cristóbal Gómez (2011). Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central. Recuperado de <http://hdl.handle.net/10016/12297>

4.8.7 Resultados. Con base en los requerimientos por parte del receptor y el punto de diseño establecido, correspondiente al 20 de marzo a las 12:00 horas de tiempo solar.

$$N = 79$$

$$ts = 12$$

Tenemos como resultados preliminares:

- Numero de heliostatos 1039
- Eficiencia media del campo de heliostatos 0.7609

Tabla 8.
Numero de heliostatos por fila y energía neta por fila.

Fila	Numero de heliostatos	Energía neta por hilera [KW]
1	70	12,16
2	82	14,12
3	94	16,05
4	112	18,87
5	136	22,52
6	166	26,62
7	202	32,01
8	61	9,944
9	73	11,83
10	43	7,017
Total	1039	171,14

Fuente: Autores

5. Selección de Turbina y Componentes Eléctricos de la Planta Solar Termoelectrica

5.1 Turbina

Se seleccionó la siguiente turbina de flujo micro radial de disposición axial horizontal y generador eléctrico síncrono con sus respectivas especificaciones.



Figura 31. Turbina y generador.

Forward Hydro Power Equipment Co. Ltd. (2018). Microturbina de agua. Recuperado de <https://spanish.alibaba.com/product-detail/Low-price-home-use-micro-water-60704019734.html?spm=a2700.7724838.2017115.46.7c485bae4YTZ4A>

Tabla 9.

Turbina.

Tasa de flujo	0.001-8 m ³ /s
Cabeza de agua	1-700 m
Rango de potencia	0.3kW a 10 Mw
Velocidad de rotación	500rev/min
Diámetro corredor	600 mm
sistema de enfriamiento	agua
material del corredor	Acero inoxidable Z06Cr13Ni4Mo
Gobernador	ELC, manual-eléctrico
Voltaje	220v
Eficiencia	92%

Factor nominal	0,8
Sistema de control	Control de funcionamiento automático
Número de modelo	HL/CJ/XJ/ZD

Tabla 10.

Generador de la turbina.

Tipo de generador	Sincrono, Horizontal
Generador Modle	SFW800-12/1430
Voltaje	6.3kV
Factor de energía	0.8
Frecuencia	50 Hz
Clase de aislamiento	F/F
Frenado	Frenado de aceite (desde governor)
Sistema de excitación	Sin escobillas

Tabla 11.

Acerca del fabricante.

Lugar de origen	Jiangxi, China (Mainland)
Marca	Ser

5.2 Componentes Eléctricos de la Planta

Sensor de nivel de los tanques

Se seleccionó el siguiente medidor de nivel de líquido el cual tiene un sistema de procesamiento de datos inteligente, con las siguientes especificaciones.



Figura 32. Medidor de nivel de líquidos.

Beijing Master Meters Co. Ltd (2019). Medidor de nivel de agua con sensor. Recuperado de <https://spanish.alibaba.com/product-detail/Customized-4-20ma-digital-water-tank-62012940270.html?spm=a2700.galleryofferlist.normalList.22.70fc6a74uKSmX9&s=p>

Tabla 12.

Especificaciones sensor de temperatura.

Modelo No	ML42
Aplicación	Líquido
Rango máximo	12 m
Precisión	0.50%
Conexión de proceso	Con reborde
Tubo de torsión material	Inconel600 Monel Hastelloy o C-276
Temperatura de funcionamiento	-40 ~ 400°C
Presión de proceso	0-42MPa
Señal de salida	4 ~ 20mA/HART/RS485

Fuente de alimentación

Sistema de dos cables (DC24V)

Para los diferentes componentes se seleccionó el siguiente sensor de temperatura, el cual consiste del cabezal de temperatura, módulo y carcasa. Posee las siguientes especificaciones.



Figura 33. Sensor de temperatura.

Shanghai Utmost Electronics Co. Ltd (2019). Sensor de temperatura de alto rendimiento 500 grados c. Recuperado de <https://spanish.alibaba.com/product-detail/Utmost-500-degree-c-high-performance-60337217241.html?spm=a2700.galleryofferlist.normalList.1.49954fbdioQdaA&s=p>

Tabla 13.

Especificaciones sensor de radiación.

Lugar del origen:	China (Mainland)
Marca:	Máxima
Número de Modelo:	PT1000
Aplicación:	Sensor de temperatura, Tanques de agua y aceite, AC
Teoría:	Resistencia de Platino
Salida:	Sensor analógico
Rango:	-50 - 600 °C
Conexión eléctrica:	Conector Deustch
Precisión:	+/-0.5% FS, +/-0.25% FS

Estructura:

Amplificador de interior

Se seleccionó el siguiente piranómetro, el cual permite medir de manera muy precisa la radiación incidente. Tiene las siguientes especificaciones.



Figura 34. Sensor de radiación (piranómetro)

Chengdu Sentec Technology Co. Ltd (2019). Sensor de medición meteorológica de alta precisión. Recuperado de <https://spanish.alibaba.com/product-detail/SEM228-High-precision-weather-station-monitoring-62113555823.html?spm=a2700.galleryofferlist.normalList.2.2db21f347FnFPW&s=p>

Tabla 14.
Especificaciones sensor de caudal.

Número de Modelo:	SEM228
Lugar del origen:	China
Marca:	SENTEC
Teoría:	Sensor de resistencia
Salida:	Sensor analógico
Nombre del producto:	Sensor de radiación solar
Fuente de alimentación (por defecto):	9 ~ 24VDC
Consumo de energía:	<0.15 W (@ 12VDC 25 °C)

Señal de salida:	RS485 (Modbus)
De medio ambiente:	-45-85 °C 0-100% RH
Rango de medición:	0,3-3um

Se seleccionó el siguiente medidor de caudal el cual tiene como ventaja que posee una baja pérdida de presión al incorporarse al diseño, debido a que su principio de medición es basado en la ley de inducción electromagnetica de Faraday, y con una alta precisión. Estas son sus especificaciones.



Figura 35. Medidor de flujo electromagnético.

Kaifeng City Shengda Meter Co. Ltd (2019). Medidor de flujo electromagnético de tipo industrial. Recuperado de <https://spanish.alibaba.com/product-detail/Industrial-type-digital-electromagnetic-flow-meter-60686659084.html?spm=a2700.galleryofferlist.normalList.59.190416d3QT18qE&s=p>

Tabla 15.

Especificaciones del medidor de flujo electromagnético.

Lugar del origen:	Henan, China
Marca:	Shengda
Número de Modelo:	SDLD-25-2000
tipo:	Área Variable agua Flowmeters
Nombre del producto:	Medidor de flujo electromagnético digital de tipo Industrial
Tamaño:	DN25-1400
Fuente de alimentación:	DC24V o AC220V

La clase de precisión:	$\pm 0.5\%$
Humedad de funcionamiento:	Menos de 95%
Conexión:	Con reborde
Presión:	0,6 ~ 4.0MPa
Temperatura de trabajo:	-20 ~ 50°C
Clase de protección:	IP68... IP65 (opcional)

6. Eficiencia Global de la Planta Termo-Solar de Torre

Definimos la eficiencia global de la planta en términos del calor extraído en la caldera (precalentador, evaporador, sobrecalentador) y de la energía neta recibida por radiación a través del receptor central, en relación con la salida de potencia neta 10 [Kw] y la energía neta generada (por día, mes o año).

Desde el punto de vista de la caldera calculamos la eficiencia del ciclo de la siguiente manera:

- Calculamos el cambio de energía en la caldera

$$Q_i = m_{dot_{sal}} * cp_{prom_{sal}} * (T_{in} - T_{out}) [Kw]$$

$$T_{in} = T_{11}$$

$$T_{out} = T_{14}$$

$$m_{dot_{sal}} = 0,08929 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$cp_{pro_{sal}} = 1,505 \left[\frac{Kj}{kg * K} \right]$$

- Lo contrastamos con la salida de potencia neta de la central

$$Pot_{salida} = 10 [Kw]$$

Como resultado tenemos:

$$Q_i = 38,97 [Kw]$$

Entonces:

$$Ef_{ciclo} = \frac{W_{neto}}{Q_i} * 100 = \frac{Pot_{salida}}{Q_i} * 100$$

$$Ef_{ciclo} = 25,66 [\%]$$

Ahora la eficiencia global puntual de la planta podemos calcularla en base a la radiación mínima incidente en el receptor capaz de producir una salida de potencia de 10 [Kw] en la turbina. En

términos del flujo de sales, sería la radiación incidente en el receptor capaz de elevar la temperatura de 0.0893 kg/s de sales de 275 a 565 grados Celsius.

De cálculos tenemos:

	m _{sal1}	Q _{Heliostatos} [Kw]	Q _{rad1} [W]	Q _{rad2} [W]
Run 20	0,08279	97,32	22083	22153
Run 21	0,08445	98,16	22083	22153
Run 22	0,0861	99	22083	22153
Run 23	0,08775	99,85	22083	22153
Run 24	0,0894	100,7	22083	22153
Run 25	0,09106	101,5	22083	22153
Run 26	0,09271	102,4	22083	22153
Run 27	0,09436	103,2	22083	22153
Run 28	0,09602	104,1	22083	22153
Run 29	0,09767	104,9	22083	22153
Run 30	0,09932	105,8	22083	22153
Run 31	0,101	106,6	22083	22153

Figura 36. Variación del flujo básico de sales fundidas en relación con la radiación incidente al receptor.

Siendo Q_{heliostatos} la radiación incidente en el receptor vemos que nuestro valor es 100.6 [Kw]

Y nuestra eficiencia global puntual de la planta es:

$$efi_{global} = \frac{10}{100.6} * 100$$

$$efi_{global} = 9.94 \%$$

Por último, calculamos la eficiencia global anual de la planta solar teniendo en cuenta toda la radiación anual recibida en el receptor en Kwh y la energía total de salida en la turbina en el año.

La planta genera anualmente 46800 [kwh/año] y el receptor recibe 572435 [Kwh/año]

Por lo que la eficiencia global anual es:

$$ef_{global_{año}} = \frac{46800}{572435} * 100$$

$$ef_{global_{año}} = 8.17 \%$$

7. Resultados y Simulación en TRNSYS

El comportamiento transitorio de la planta solar termoelectrica es simulado a traves del programa TRNSYS en el cual cada componente de la planta es preconfigurado individualmente, para luego ser acoplado al sistema y extraer informacion a travez del tiempo. Como muestra la figura.

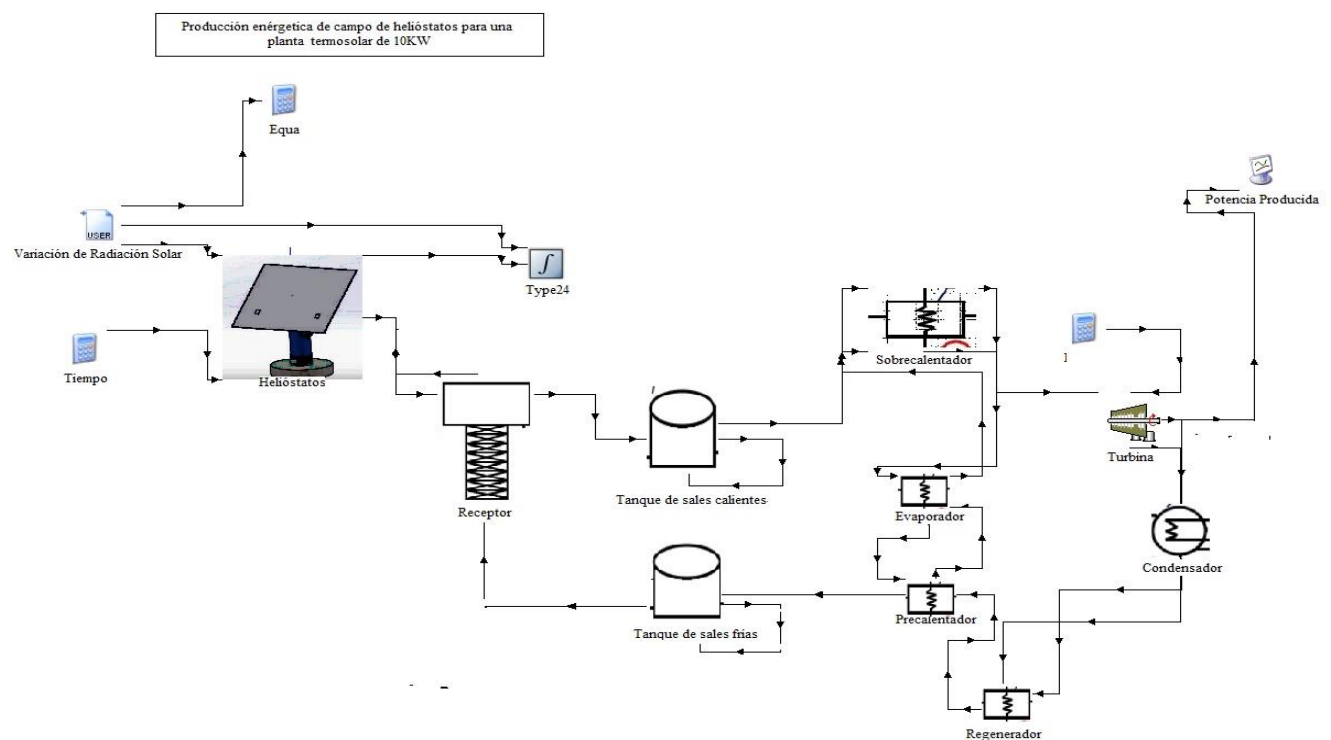
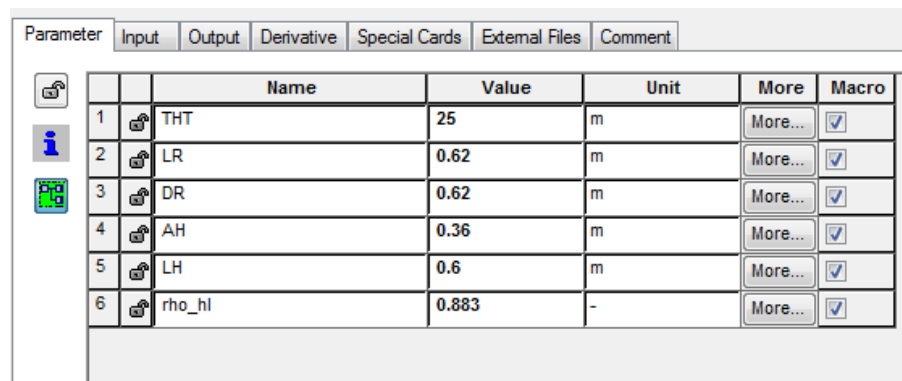


Figura 37. Esquema TRNSYS planta solar termoelectrica de torre.

En la figura 36 se muestra los componentes de el ciclo Rankin (turbina, condensador, regenerador, caldera (precalentador,sobrecalentador, evaporador)) y tambien se presenta el campo

de heliostatos, la torre central y las salidas (componentes en TRNSYS para mostrar valores a través de gráficos).

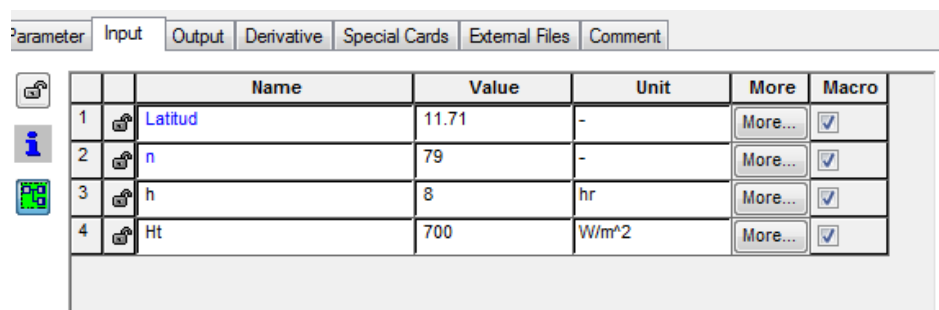
Cada componente está compuesto por el código base en c++ de cada elemento con los parámetros, entradas y salidas definidos como muestra la figura 37.



	Name	Value	Unit	More	Macro
1	THT	25	m	More...	☒
2	LR	0.62	m	More...	☒
3	DR	0.62	m	More...	☒
4	AH	0.36	m	More...	☒
5	LH	0.6	m	More...	☒
6	rho_hi	0.883	-	More...	☒

Figura 38. Parámetros del campo de heliostatos.

Donde THT es la altura de la torre, LR es la altura del receptor, DR es el diámetro del receptor, AH es el área de cada heliostato, LH la longitud de cada heliostato y rho_hi es la reflectividad de los heliostatos.



	Name	Value	Unit	More	Macro
1	Latitud	11.71	-	More...	☒
2	n	79	-	More...	☒
3	h	8	hr	More...	☒
4	Ht	700	W/m^2	More...	☒

Figura 39. Entradas al campo de heliostatos.

Donde n es el día del año, h es la hora del día y Ht es la radiación incidente.

Parameter Input Output Derivative Special Cards External Files Comment							
		Name	Value	Unit	More	Macro	Print
1		A	0	degrees	More...	☒	☐
2		Altitud solar	0	degrees	More...	☒	☐
3		ET_R	0	kW	More...	☒	☐

Figura 40. Salidas del campo de heliostatos.

Donde A es el azimut solar y ET_R es la radiación emitida por el campo de heliostatos al receptor.

Los demas componente se muestran en el apéndice C

La produccion neta diaria del campo de heliostaos podemos graficarla directamente a traves de type o componente de este como muestra la figura:



Figura 41. Type campo de heliostatos.

Como se puede observar el tiempo y la radiacion diaria entran al componente de manera externa y es analizada cada segundo.

La radiacion diaria de entrada al campo de heliostatos es graficada en el TRNSYS siendo:

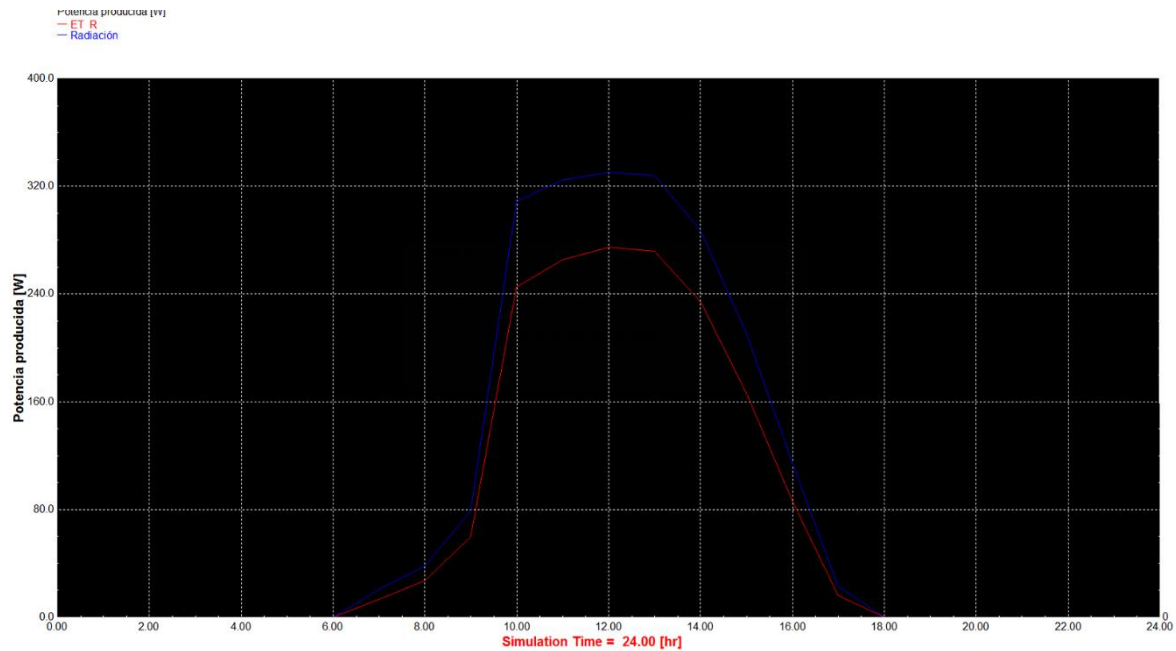


Figura 42. Radiación incidente al campo de heliostatos (Azul) y radiación reflejada por los heliostatos a la torre (Rojo)

En el TRNSYS Se calcula la energía solar diaria incidente sobre el campo de heliostatos y la energía producida por el campo de heliostatos, según la disposición establecida. Para ello se integra la función de potencia respecto al tiempo en el programa. Se obtiene como resultado que para el día 23 de enero (día en que se inicia la toma de datos) la potencia incidente al campo de heliostatos en el tiempo es:

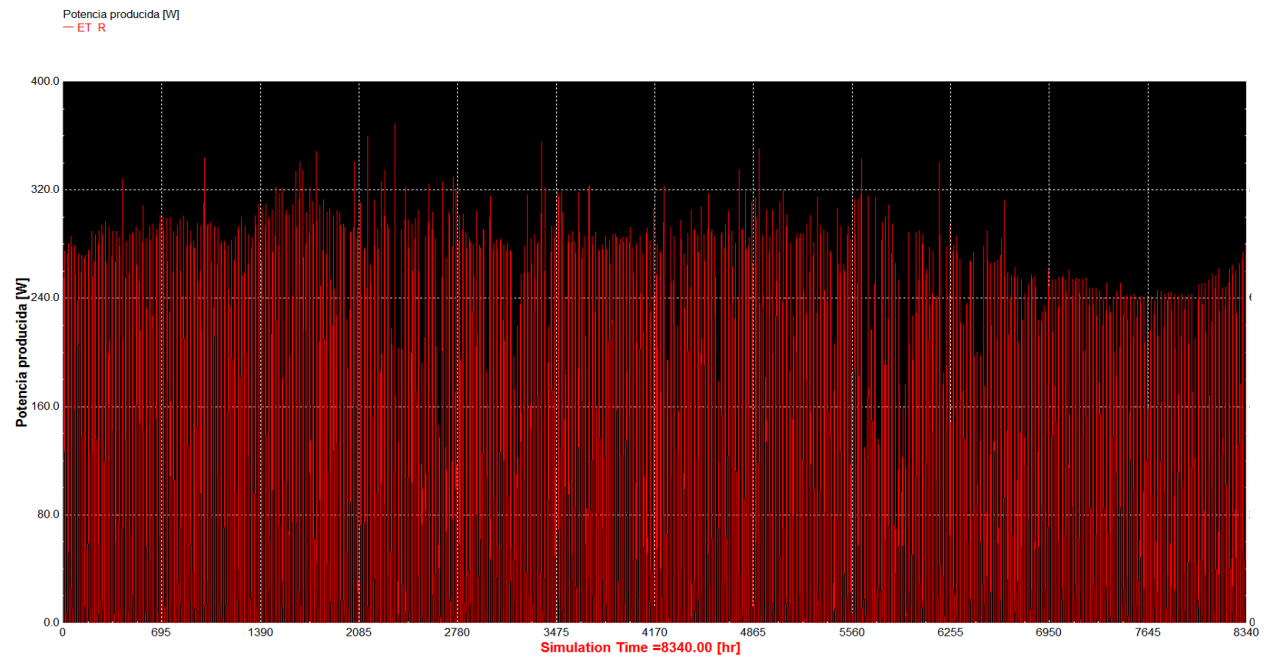


Figura 43. Potencia incidente al campo de heliostatos en [Kw] para el 23 de enero.

De esta energía, una fracción es transmitida al receptor, teniendo en cuenta las pérdidas de radiación que se presentan en el y en el campo de heliostatos; como muestra la figura:

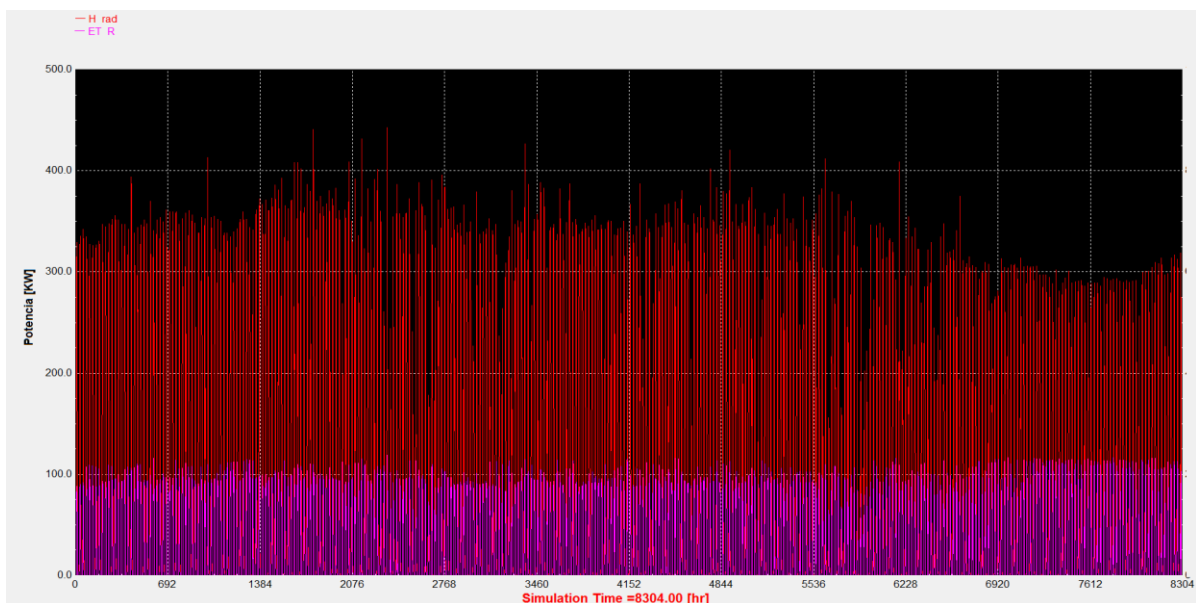


Figura 44. Potencia incidente al campo de heliostatos en [Kw] para el 23 de enero y potencia aprovechada por el receptor central (Roza)

La planta recibe del sol una energía incidente anual de 572435 [KW-h] y el campo de helióstatos produce anualmente 46800 [KW-h]; presentando una eficiencia anual para el campo de heliostatos de:

$$efi_{heliostatos} = 8.17 \text{ [\%]}$$

Otro dato de interes es la temperatura de salida de las sales en el receptor; que deben mantenerse alrededor de 565 grados con el fin de generar 10 [Kw] de potencia continua en la turbina. La simulacion en el TRNSYS genero la siguiente grafica:

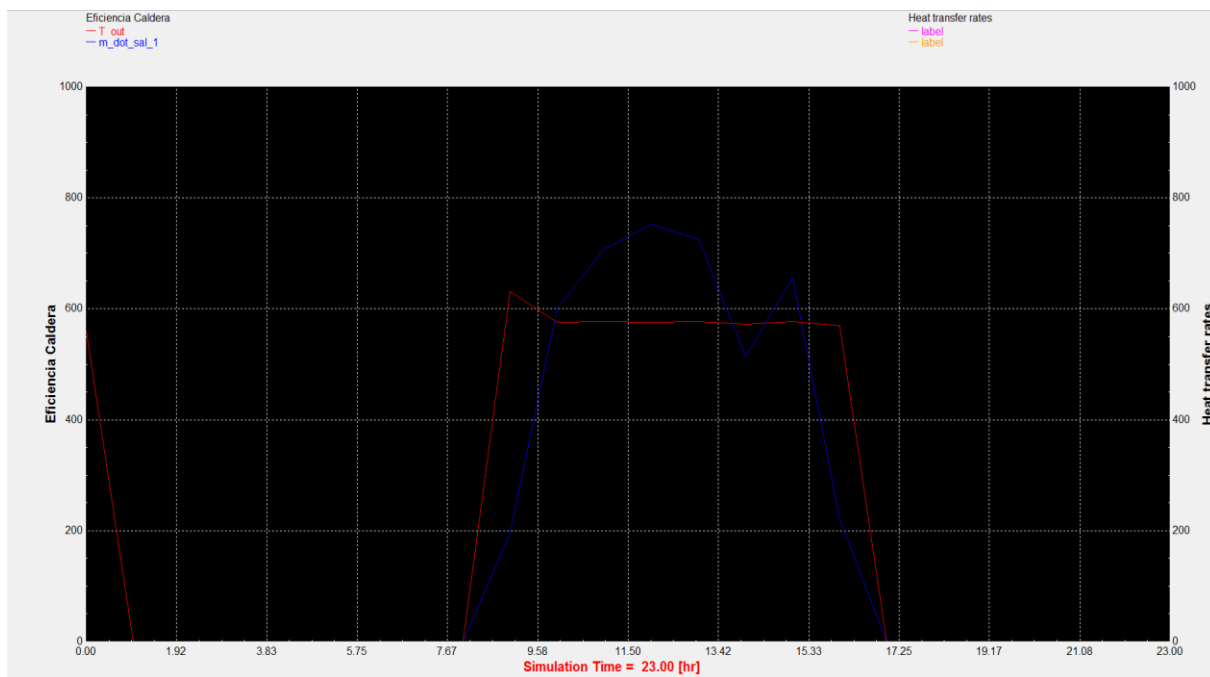


Figura 45. Temperatura de salida del receptor (Rojo)

Los valores de interes en la grafica, son los que se presentan en las puntas superiores(en los otros valores, la radiacion incidente al campo es cero por lo que no hay flujo neto de sales), teniendo un cambio de temperatura de salida de las sales entre 630 y 560 centigrados, valores admisibles para la generacion de potencia.

El comportamiento en un mes es aproximadamente ciclico sin presentar cambios bruscos en caidas de temperaturas (sin tener en cuenta lluvias torrenciales o nubocidades considerables) como muestra la grafica:

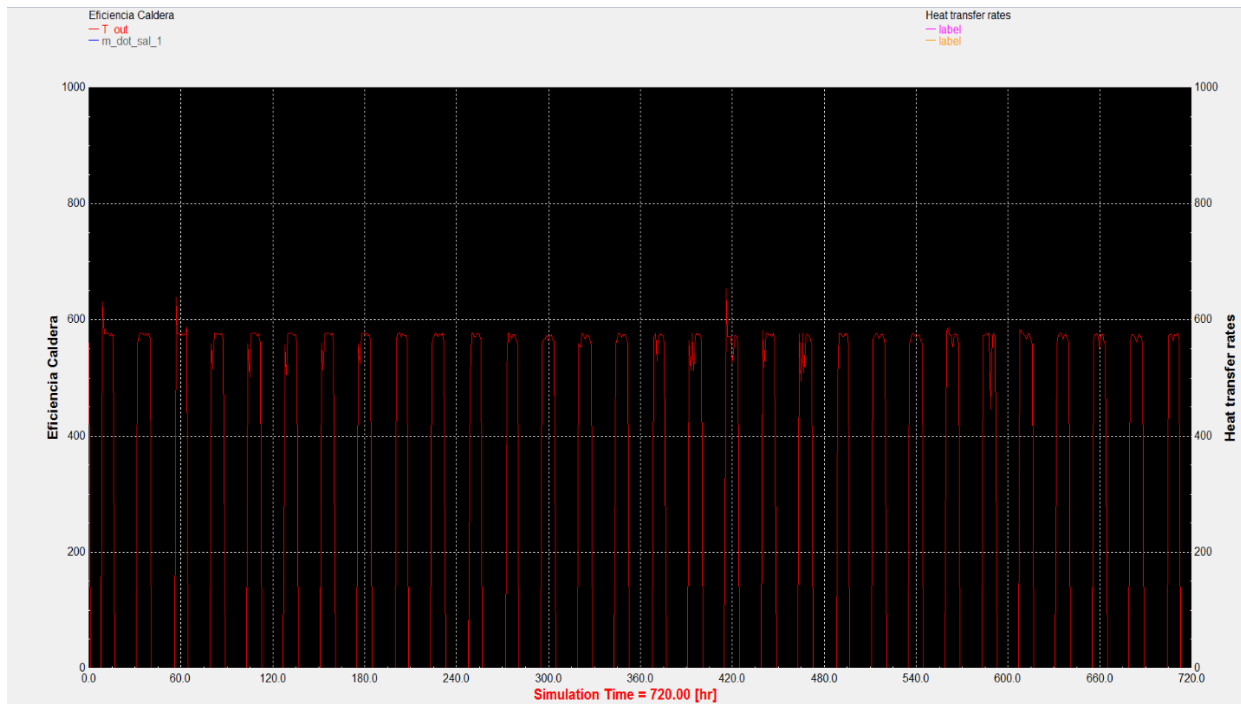


Figura 46. Temperatura de salida del receptor (Rojo) en un mes.

Otro valor de interés es el nivel del tanque en todo momento, el vaciado y el llenado de este como puede observarse en la siguiente figura.

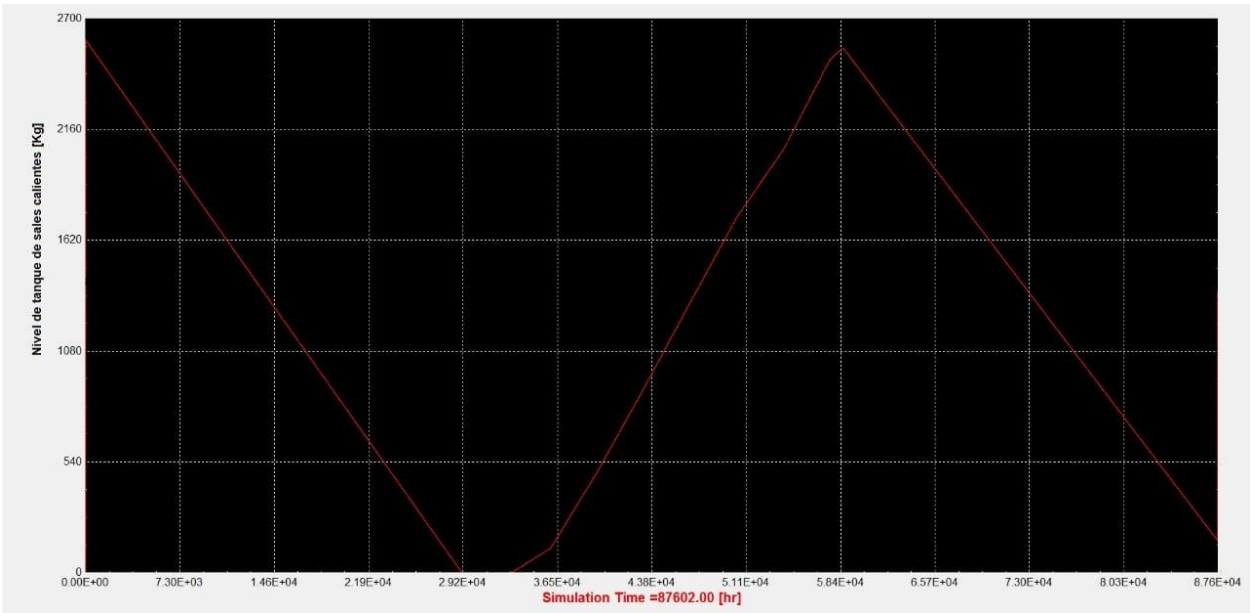


Figura 47. Nivel del tanque en kg Vs Tiempo.

8. Costos y Viabilidad

En la tabla 16 se presentan los costos de los equipos y sistemas de la planta solar termoelectrica de sales fundidas.

Tabla 16.
Costos de inversion de la planta solar termoelectrica.

Costos de inversión

CONCEPTO	COSTOS	
Sistema	Precio (\$/ m^2) [dólar]	Total [dólares]
Intercambiadores agua-sales	1700	2227
Receptor	169205	338410
	\$/ unidad	
Heliostatos	500	519500

Mecanismo de seguimiento	40	41560
Estructura heliostato	20	20780
Regeneradores	700	1400
Bombas ciclo RANKIN	950	950
Bombas sales fundidas	2500	5000
Sistema de limpieza	4	4156
Turbo generaor	1320	1320
Tanques de sales	450	900
	(\$/ m ²)	
Terreno	5 (5027 m ²)	25135
Acondicionamiento de terreno	3	15072
Tuberías	5 \$/m	250
INGENIERIA Y MONTAJE		
	\$	
Diseño	2000	2000
Montaje	2500	2500
Transporte	2000	2000
COSTO TOTAL [dólares]		\$ 983.160

Continuación Tabla. 16 Fuente: Autores

Tabla 17.

Gastos mensuales de la planta solar termoeléctrica.

Gastos mensuales [dólares/mes]

Continuación Tabla. 17	Gastos mensuales [dólares/mes]	
	Gastos	\$/mes
	Trabajadores	1000
	Impuestos	200
	Insumos	100
	Extras	50
	Total	\$ 1.600

Ahora planteamos a través de un diagrama de flujo de caja un análisis económico más profundo con el fin de conocer el tiempo de retorno de la inversión y el precio del KWh en la planta.

Inicialmente conocemos el valor de la inversión, de la tabla 16 como costo total o P, llamado inversión inicial. Planteamos una serie uniforme como muestra la figura 48.

$$P = 983160 \text{ [usd]}$$

En la tabla 17 tenemos nuestros costos mensuales, que anualmente serian:

$$\text{Costos anuales} = 19200 \text{ [usd]}$$

Y definimos nuestro valor uniforme o ganancia neta como A

$$A = \text{ganancia}_{\text{anuales}} - \text{costos}_{\text{anuales}}$$

Que en términos económicos es:

$$A = \left[\frac{(1+i)^n * i}{(1+i)^n - 1} \right]$$

$i = \text{tasa de interes anual } [\%]$

$n = \text{numero de periodos [años]}$

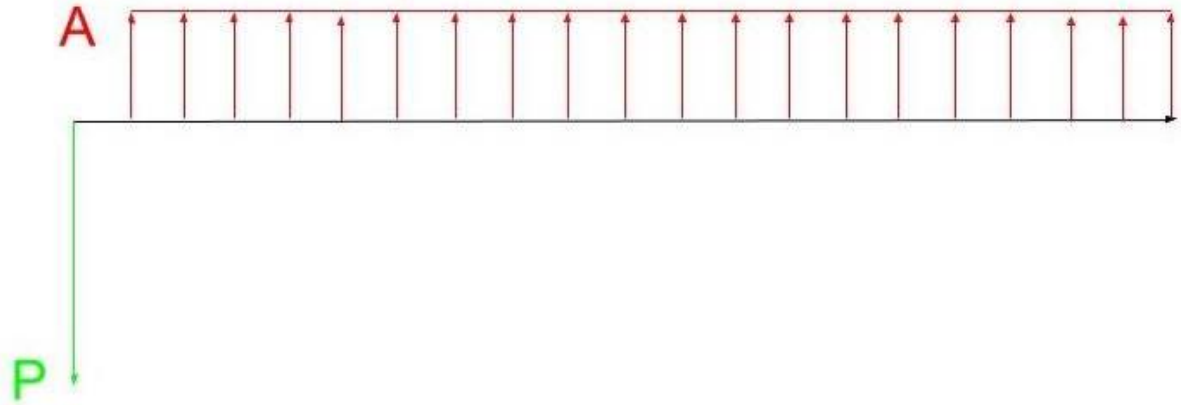


Figura 48. Diagrama de flujo de caja.

La planta genera anualmente 46800 [kwh/año] por lo que las ganancias anuales de ventas serian:

$$ganancias_{anuales} = 46800 \left[\frac{kwh}{año} \right] * precio \left[\frac{usd}{kwh} \right]$$

La tasa de interés anual está definida por el porcentaje de ganancias netas que espera la planta anualmente; en este caso la supondremos de 1%, que es baja con el fin de determinar la variación en el precio del kwh.

Variando el número de periodos n entre 10 y 20 años se obtuvo como resultado la siguiente gráfica:

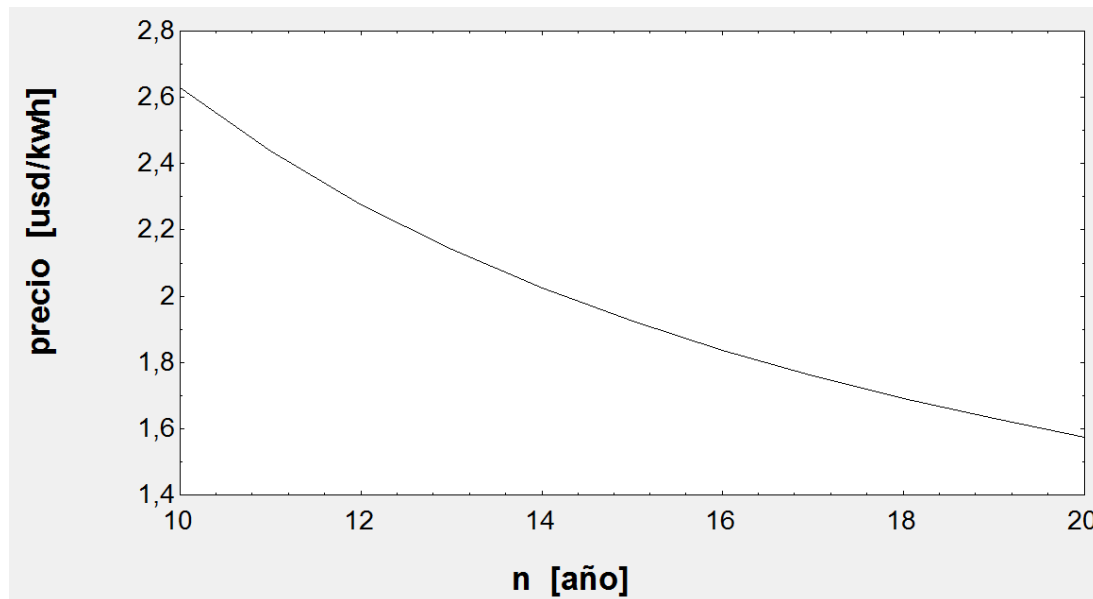


Figura 49. Variación de precio del kwh con respecto al número de periodos en la tasa de retorno a la inversión.

En Colombia la E.S.S.A en promedio para un estrato 4 el costo del kilovatio hora es de 480 pesos aproximadamente (\$ 0,16 usd) cifra que no alcanza la planta solar termoeléctrica teniendo en cuenta la figura 64. Con una tasa de retorno de 20 años el costo del kwh seria aproximadamente 10 veces superior al establecido por la E.S.S.A.

9. Conclusiones

Se integraron conceptos de distintas áreas de conocimiento cursadas a lo largo de la carrera como: transferencia de calor, termodinámica, mecánica de fluidos, ingeniería económica, diseño, procesos de manufactura y electricidad, usando herramientas software como Engineering Equation Solver (EES) y TRNSYS para simular el comportamiento del sistema transitorio.

Se realizó una revisión del estado del arte de los sistemas de concentración solar, por qué usar esta tecnología, su historia y evolución a través del tiempo, concepto y plantas actuales. Se

concluyó que la energía solar se destaca por su limpieza, seguridad y conveniencia entre los recursos renovables y que cada vez llama más la atención ya que hace frente a la crisis energética, cambio climático y reducción de emisiones. La tecnología de concentración solar de torre con sales fundidas se ha duplicado más de 4 veces desde los años noventa debido a que los diseños cada vez son más eficientes y de menor costo, sin duda es tecnología que está en auge y se proyecta a futuro.

Con base en los datos meteorológicos del territorio colombiano, seleccionamos la población de Uribía, municipio encontrado al norte de la Guajira. teniendo en cuenta los criterios de selección del lugar de emplazamiento (flujo de radiación anual, días claros, velocidad del viento, humedad, población no conectada a la red nacional)

El punto óptimo de diseño de la planta cuenta con 1039 heliostatos en una distribución circular homogénea, alcanzando el máximo flujo de sales al receptor con una temperatura de 570 Celsius y 865 Celsius en la pared externa del receptor central.

Se seleccionó y dimensiono un receptor central tipo cilíndrico, el cual se ajusta a las condiciones meteorológicas y espaciales del municipio de Uribía, presentando menores pérdidas de energía a mayor capacidad en comparación con el receptor de cavidad exterior.

Con base en la distribución geométrica de los heliostatos, las condiciones meteorológicas y la capacidad de producción de la planta, se estimó la altura óptima de la torre en 25 metros.

El sistema de generación de vapor el cual funciona como caldera en tres etapas cuenta con tres intercambiadores; Precalentador que lleva el agua hasta la saturación, un intercambiador de calor tipo Kettle en función como evaporador, el cual cumple las especificaciones de cambio de fase y un sobrecalentador el cual aumenta la temperatura del vapor hasta la establecida en la turbina, todos intercambian calor en un ciclo compartido con las sales fundidas.

En el diseño de los tanques de almacenamiento se concluyó que al hacer el diámetro del tanque igual a su altura conlleva a un gasto mínimo de área superficial y por tanto pérdidas de calor por superficie menores. Se usaron diferentes materiales como ladrillo, incoloy 800, lana de vidrio y acero al carbón para lograr un aislamiento efectivo de una pérdida aproximada de 1.7 kWh en 24 horas, lo cual es buen resultado ya que para el diseño es recomendado que sea menor a 5 kWh.

Se desarrolló un modelo matemático cero dimensional en estado estable y con el uso del Software TRNSYS se identificó, programó los componentes de la planta solar termoeléctrica y se interconectaron para simular su funcionamiento durante un año.

Podemos concluir que las pérdidas totales en el receptor central, disminuyen al aumentar la radiación recibida por los heliostatos; por lo cual aumentar el número de heliostatos en la planta aumentaría la eficiencia de esta, su implementación está sujeta a un análisis costo-beneficio.

El diseño y mantenimiento de los intercambiadores de calor en contacto con las sales fundidas es crítico ya que no se puede permitir fugas entre los fluidos, una avería o mal funcionamiento puede para la planta por días.

La eficiencia global de la planta está directamente relacionada con el nivel de radiación incidente al receptor central. Aumenta decreciente mente al aumentar la radiación incidente.

La eficiencia global diaria de la planta solar varía dependiendo de la radiación solar incidente fluctuando entre 9 y 18.5% sin considerar las horas en que no hay radiación solar.

La planta solar termoeléctrica trabaja en promedio 13 horas al día, teniendo un rendimiento anual promedio del 54% con una producción anual de 46800 [KWh/año]

La implementación de una planta solar termoeléctrica de sales fundidas requiere de una alta inversión inicial puesto que es una tecnología reciente; se proyecta un crecimiento lineal lo cual en unas décadas afectara el costo de su implementación.

Desde un punto de vista económico la planta solar termoeléctrica de 10 kw no es sostenible debido a que no alcanza las cifras de ventas del kwh, que es establecida y regulada por las empresas energéticas competidoras y el requerimiento nacional.

El análisis económico está en concordancia con los estudios que evalúan las plantas con tecnología de torre; siendo estas sostenibles en EEUU a partir de una producción de 1 Mega Watt.

Referencias Bibliográficas

Ascencion, A. (2012). *Determinación del ciclo de vapor de una central solar termoeléctrica CCP de 50 MW*. Madrid, España: Escuela Politécnica Superior.

Balbontin, P. (2009). *Crisis económica y energética en américa latina: su impacto en las operaciones españolas*. Recuperado el 10 de Mayo de 2017, de http://repositorio.cepal.org/bitstream/handle/11362/6340/S0900218_es.pdf;jsessionid=84C1CF4914F228A3921505F2F4217760?sequence=1

Base, I. I. (2018). *World Population*. Recuperado el 8 de Septiembre de 2017, de <http://www.census.gov>

Behar, O. K. (2013). A review of studies on central receiver solar thermal power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, 12-39.

Chamarravi Guerra, O., & Saavedra Calixto, G. (2013). *Evaluación del impacto ambiental generado por la emisión de gases en motores*. Recuperado el 4 de Junio de 2017, de <http://ridum.umanizales.edu.co:8080/xmlui/bitstream/handle/6789/691/EVALUACI%C3%93N%20DEL%20IMPACTO%20AMBIENTAL%20GENERADO%20POR%20LA%20EMISI%C3%93N%20DE%20GASES%20EN%20MOTORES%20QUE%20UTILIZAN%20COMPLEMENTOS%20LUBRICANTES%2C%20EN%20LA%20CIUDAD%20DE%20BOG>

Charris, J. F. (2002). *Termodinámica aplicada*. Bucaramanga, Colombia: Universidad Industrial De Santander.

Civantos, D. (2018). *Crean " espejo de Arquímedes" que concentra la radiación solar para convertirla en rayos láser*. (Blogs.lainformacion.com) Recuperado el 12 de Enero de 2018, de

<http://blogs.lainformacion.com/futuretech/2011/09/19/espejos-arquimedes/> [Accessed 12 Jan. 2018]

Datos.bancomundial.org. (2015). *Datos banco mundial 2015*. Recuperado el 11 de Noviembre de 2016, de <http://datos.bancomundial.org/indicador/EG.ELC.ACCS.ZS?locations=C>

Dinero.com. (s.f.). *Fenómeno del niño*. Recuperado el 20 de Abril de 2017, de <http://www.dinero.com/edicion-impresa/caratula/articulo/racionamiento-energia-colombia-fenomeno-el-nino/215309>

EASAC. (2011). Concentrating solar power: its potential contribution to a sustainable energy future. *The European Academies Science Advisory Council (EASAC)*, Policy Report.

Energiasrenovablesinfo.com. (s.f.). *Impacto medio ambiental de la energía solar*. Recuperado el 29 de Marzo de 2017, de <http://www.energiasrenovablesinfo.com/solar/impacto-medioambiental-energia-solar/>

Es.slideshare.net. (2011). *Historia de la energía solar térmica I*. Recuperado el 12 de Enero de 2018, de <https://es.slideshare.net/geopaloma/historia-de-la-energa-solar-termica-i>

Fonseca L, R. L. (2009). DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO. Bucaramanga, Santander: Universidad Industrial De Santander.

Gomez Cristobal, A. (2011). Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central. Madrid, Espana: Universidad Carlos III de Madrid.

Hartwell, R. M. (2003). *La revolución industrial en inglaterra y sus consecuencias para los pobres*. Recuperado el 26 de Mayo de 2016, de www.eseade.edu.ar/files/Libertas/40_3_Hartwell.pdf

Helionoticias.es. (2016). *Termosolar con sales fundidas*. Recuperado el 29 de Marzo de 2017, de <http://helionoticias.es/termosolar-con-sales-fundidas/>

Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales. (s.f.). Obtenido de <http://www.ideam.gov.co/>

Joga López, H. (2012). *Diseño de una planta termosolar de receptor central con sales fundidas como fluido de trabajo y sistema de almacenamiento.* Madrid, España: Universidad de Carlos III de Madrid.

Kuntz, P. (1986). *A Handbook for Solar Central Receiver Design, Patricia Kuntz.* Livermore: Sandia National Laboratories .

Minambiente.gov.co. (s.f.). *Suministro y demanda de electricidad.* Recuperado el 11 de Noviembre de 2016, de <http://www.minambiente.gov.co/>

NASA. (s.f.). *Administración Nacional de la Aeronáutica y del Espacio .* Recuperado el 21 de Diciembre de 2017, de <https://eosweb.larc.nasa.gov/sse/RETScreen/>

olar Power Tower Design Guide: Solar Thermal Central Receiver Power Systems, A Source of Electricity and/or Process Heat. (1981). *Sandia National Labs Report*, 81-8005. Obtenido de <http://www.powerfromthesun.net/Book/chapter10/chapter10.html#10.1.1%20%20%20Heliostats>

Omar Behar, A. K. (2013). A review of studies on central receiver solar thermal power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, 12-39.

Outlook, W. E. (2012). *Executive Summary.* Recuperado el 6 de Diciembre de 2016, de www.worldergyoutlook.org

Shen, I. D. (2016). *Modelo y análisis del receptor exterior de una central termo solar.* Sevilla, España: Universidad de Sevilla.

<http://www.energy.siemens.com/entry/energy/hq/en/>

Siva Reddy, V. K. (2013). State-of-the-art of solar thermal power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 27, 258-273.

Solar, A. (2009). *Energía solar para un mundo sostenible*. Abengoa, España: Abengoa Solar España SA.

Upme.gov.co. (s.f.). *Termosolar con sales fundidas*. Recuperado el 3 de Marzo de 2017, de http://www.upme.gov.co/docs/atlas_radiacion_solar/2-mapas_radiacion_solar.pdf

Y.W. Lu, X. L. (2015). Laminar natural convection heat transfer characteristics of molten salt around horizontal cylinder. *Energy Procedia*, 69, 681-688.

Zavoico, A. B. (2001). *Solar Power Tower Design Basis Document*. San Francisco, California: Sandia National Laboratories.

Apéndices

Apéndice A. Marco teórico.

¿Por qué Usar CSP?

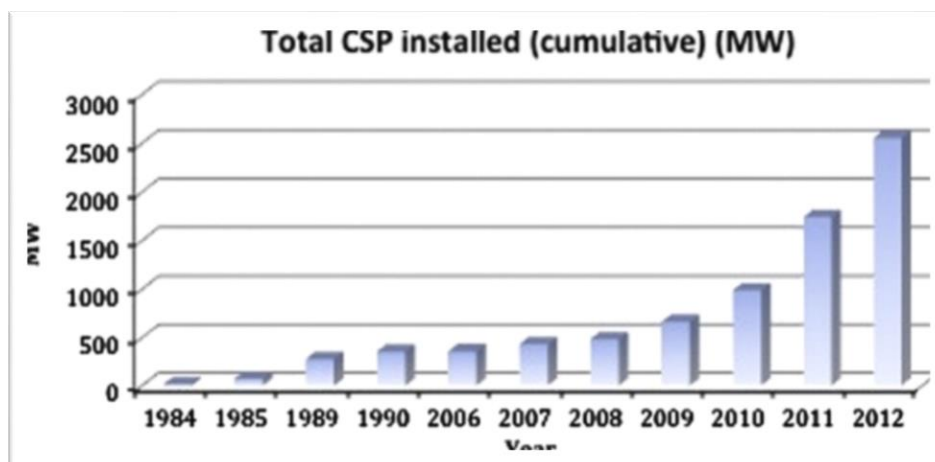
La demanda cada vez mayor de energía para el desarrollo de la sociedad se ve satisfecha por una variedad de fuentes de energía. La utilización de energía a gran escala ha llevado a una mejor calidad de vida y un desarrollo más rápido en todos los aspectos; también ha generado problemas críticos. El más destacado de estos es el efecto dañino sobre el medio ambiente en diversas formas que conducen al calentamiento global y al cambio climático (Siva Reddy, 2013).

Es obvio que el origen del cambio climático es el CO₂, y al menos el 90% de su cantidad de emisiones resulta de la quema de combustibles fósiles para la generación de energía y el sector del transporte. La acumulación progresiva de CO₂ en la atmósfera es el factor indiscutible del aumento de la temperatura, el derretimiento de los casquetes polares y el aumento de los fenómenos meteorológicos extremos en todo el mundo. Como resultado, muchas personas en todo el mundo, enfrentan un riesgo creciente de hambre, escasez de agua, inundaciones, desertificación y severa contaminación ambiental que se espera causen alrededor de 150,000 muertes adicionales cada año. Por lo tanto, vale la pena explorar las fuentes de energía alternativas, sistemas y tecnologías para el desarrollo sostenible, no completamente, pero al menos para sustituir una cantidad apreciable de energía convencional y así mitigar el efecto perjudicial en cierta medida (Behar, 2013).

Según la IEA, el 50% de las nuevas infraestructuras de energía se basarán en energías limpias y sostenibles. Como resultado, la energía renovable se convertirá en la segunda mayor fuente de generación de energía del mundo para 2015; entregando alrededor del 30% de las necesidades de electricidad para el año 2035 (Outlook, 2012).

La energía solar se destaca por su limpieza, bajo costo, seguridad y conveniencia entre los recursos renovables. Está ganando cada vez más atención como una alternativa importante para hacer frente a la crisis energética, el cambio climático y la reducción de emisiones. Las plantas de energía solar térmica se consideran una forma efectiva de utilizar energía solar a gran escala.

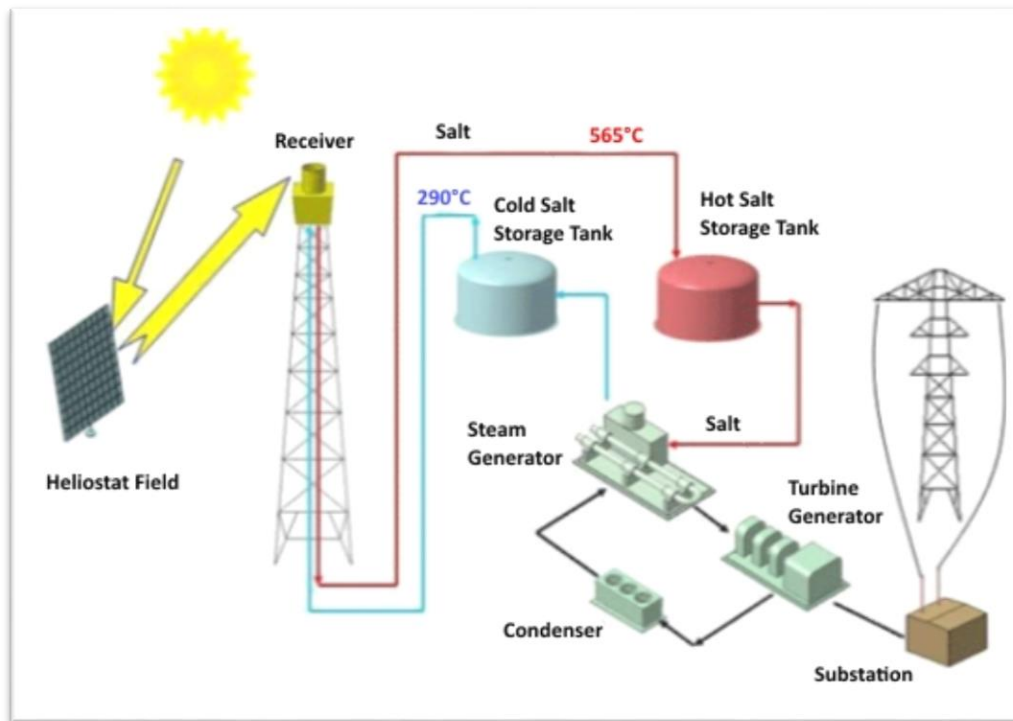
Hoy en día, la implantación de la tecnología de concentración de energía solar (CSP) está creciendo más rápido que cualquier otra tecnología renovable. Esto es porque, como se muestra en las Figura 1, ofrece una solución integrada a los problemas globales de la próxima década, es decir, el cambio climático y la escasez asociada de energía, agua y alimentos. Por ejemplo, un megavatio de CSP instalado evita la emisión de 688 t de CO₂ en comparación con un sistema de ciclo combinado y 1360 t de CO₂ en comparación con una central eléctrica de ciclo de carbón / vapor. Además, el precio del barril en 2035 está proyectado a 215\$, esto debido a que se estima un aumento de consumo del 50% de 87.4 mb/d en 2017 a 99.7 mb/d en 2035, lo cual económicamente no es viable seguir investigando en esta fuente de energía (EASAC, 2011). La figura 2 muestran el crecimiento actual y el proyectado para esta tecnología.



Plantas de energía solar térmica instaladas desde la década de 1980.

Fuente: A review of studies on central receiver solar thermal power plants

Concepto básico, plantas actuales y planes futuros



Esquema planta solar termoeléctrica de torre con sales fundidas.

Fuente: <http://www.psa.es/es/areas/ussc/images/sales1.gif>

La figura muestra un sistema receptor central típico, también conocido como energía de torre solar, consta de tres subsistemas principales, el campo de helióstatos, el receptor central y el sistema de conversión de potencia. El campo solar consta de numerosos espejos, llamados heliostatos, controlados por computadora que rastrean el sol individualmente en dos ejes y reflejan la radiación solar en el receptor ubicado en la parte superior de la torre. El receptor absorbe la radiación reflejada por el heliostato y la convierte en calor a altos niveles de temperatura. Según el diseño del receptor y la naturaleza del fluido de transferencia de calor, las temperaturas de trabajo superiores pueden variar desde 250 hasta 1000 [°C] y estudios apuntan a temperaturas superiores para aumentar la eficiencia térmica. La energía absorbida por el fluido se transforma a eléctrica por medio de una planta de energía convencional.

El campo de heliostatos es el principal subsistema y su eficiencia óptica tiene un gran impacto en el desempeño de la planta, este representa un 50% aproximado del costo total del proyecto. Estos están hechos de materiales los cuales resisten altos cambios de temperatura temperaturas como lo son cerámicos y aleaciones metálicas. Hay diferentes tipos de receptor que se pueden clasificar en tres grupos dependiendo de su geometría y funcionalidad. Los tres grupos son volumétricos, de cavidad y de partículas. En un sistema de potencia la energía térmica de puede ser convertida en electricidad con eficiencias altas en los ciclos termodinámicos Rankine, Brayton o ciclos combinados

En los últimos 30 años las plantas CSP han tenido mucho interés a nivel mundial. Se han creado diferentes y numerosos proyectos de plantas piloto desde el siglo 20 (ver figura 9), con el fin de demostrar el potencial económico y la factibilidad de la tecnología con torre central.

Tabla. *Plantas pilotos de receptor central en el siglo 20.*

Project acronym	Capacity MW	Country	Starting year
SSPS	0.5	Spain	1981
TSA	1	Spain	1993
CESA-1	1	Spain	1983
Solar one	10	USA	1982
MSEE/Cat B	1	USA	1984
Solar Two	10	USA	1996
THEMIS	2.5	France	1984
EURELIOS	1	Italy	1981
SUNSHINE	1	Japan	1981
SPP-5	5	Russia	1986

Fuente: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032113001184>

Existen plantas en operación como la PS10 y PS20 las cuales han adoptado como fluido de trabajo el agua/vapor. Actualmente son muy usadas las sales fundidas como fluido de trabajo y recientemente se ha visto un interés por utilizar el aire, un ejemplo de este es la torre solar Julich.

Campo de Heliostatos

El subsistema de colección solar de una planta solar termoeléctrica tiene como función la intercepción, redirección y la concentración de radiación solar directa al receptor central. El subsistema colector consiste en un campo de espejos llamados heliostatos, y un sistema de control de seguimiento que se encarga de que los heliostatos estén continuamente enfocados en transmitir la radiación solar directa al receptor central; además cuando la planta no esté en producción o el sistema no esté en operación también el sistema de control se encarga de orientar los heliostatos de tal modo que no dañe el receptor central u otras estructuras adyacentes. Como el campo de heliostatos usualmente representa la parte más costosa de los sistemas de recepción central de torre, los últimos estudios y diseños se han enfado en el desarrollo de diseños de bajo costo y adecuados para la producción en masa de grandes cantidades de energía. El énfasis por lo general se basa en la relación interactiva de costo y eficiencia. El criterio de costo normalmente empleado es el de la energía recolectada por año por dólar por cada costo de ciclo de vida.

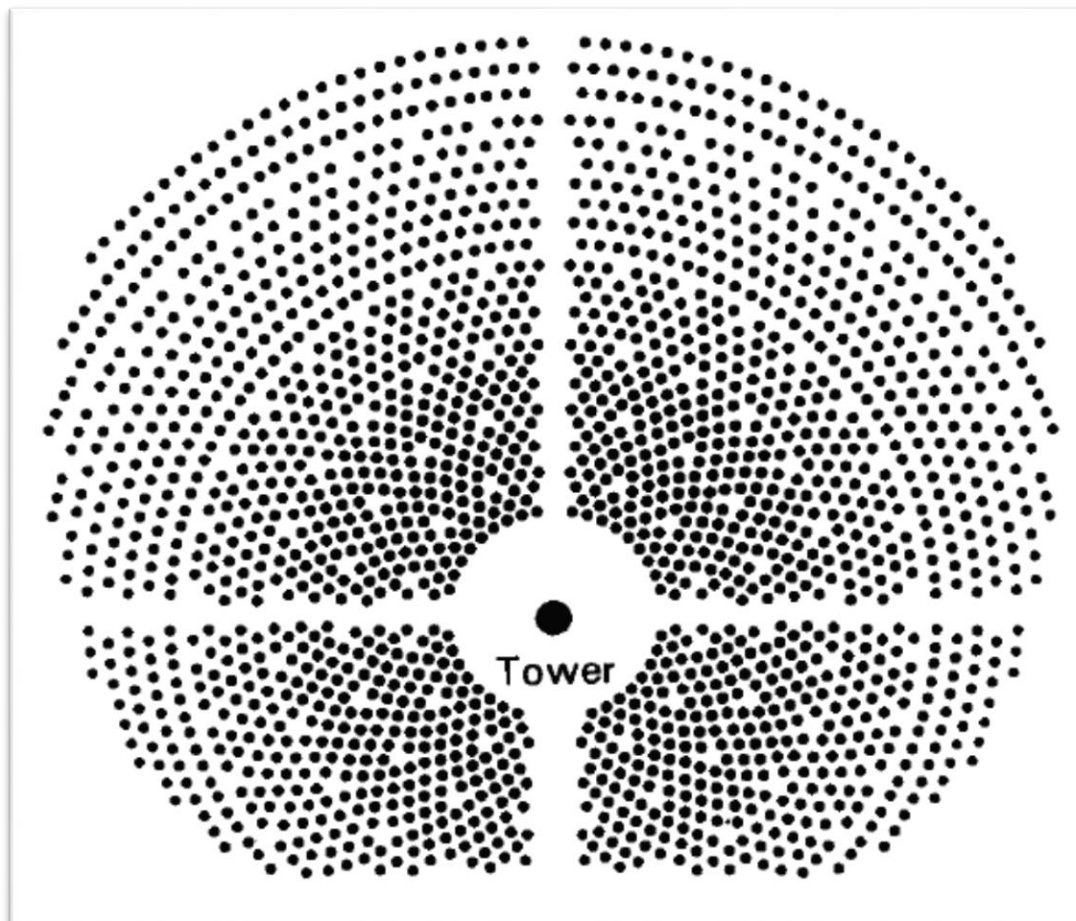
A continuación, los parámetros del campo colector.

Configuración.

Las características en general de todo el campo colector están definidas basados en el costo y eficiencia de los estudios de mercadeo, los cuales buscan minimizar costos de la energía recolectada anualmente. Estos estudios incluyen consideraciones en lo referente al receptor central, la torre, el sistema de tuberías entre otros y la adición de estos componentes al

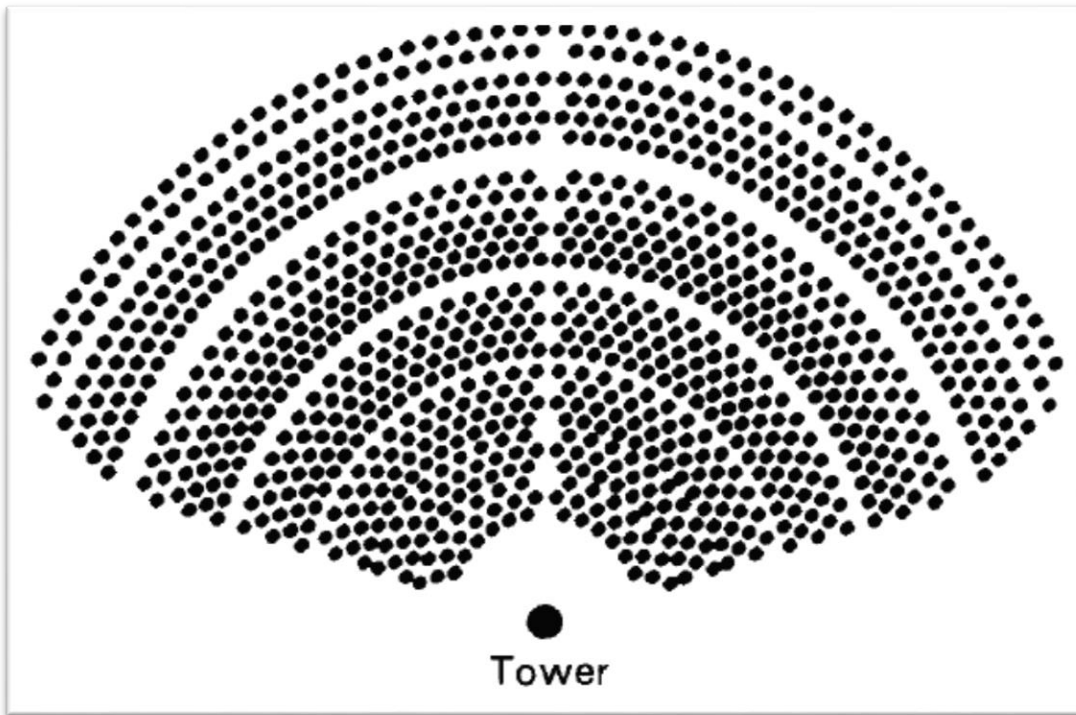
rendimiento y costo atribuido al campo colector y equipo relacionado. Existen dos tipos de configuraciones desarrolladas plenamente: Norte y de rodeo.

En una configuración de rodeo los heliostatos están situados rodeando una torre localizada central. La torre es usualmente localizada a el sur del centro para optimizar la eficiencia del campo. En una configuración norte (o para plantas localizadas en el hemisferio sur), todos los heliostatos están ubicados en el lado norte. En las figuras 9 y 10 se puede ver una representación de la configuración de rodeo y la norte respectivamente (Kuntz, 1986).



Configuración típica de rodeo.

Fuente: A Handbook for Solar Central Receiver Design, Patricia Kuntz



Configuración típica tipo norte.

Fuente: A Handbook for Solar Central Receiver Design, Patricia Kuntz

Ciclo Termodinámico de la Planta Solar Termoeléctrica

Las plantas solares termométricas y plantas termoeléctricas convencionales se asemejan en comportamiento y distribución del ciclo de potencia, salvo que el combustible en una es la radiación solar y en la otra puede ser carbón o gas; por las características de producción de cada planta, hay ciclos termodinámicos de mejor elección que otros. Para plantas termo solares el interés se centra en tres ciclos distintos: El ciclo Rankine, el ciclo orgánico de Rankine y la integración de un ciclo combinado de gas para el caso de plantas híbridas (Solar, 2009).

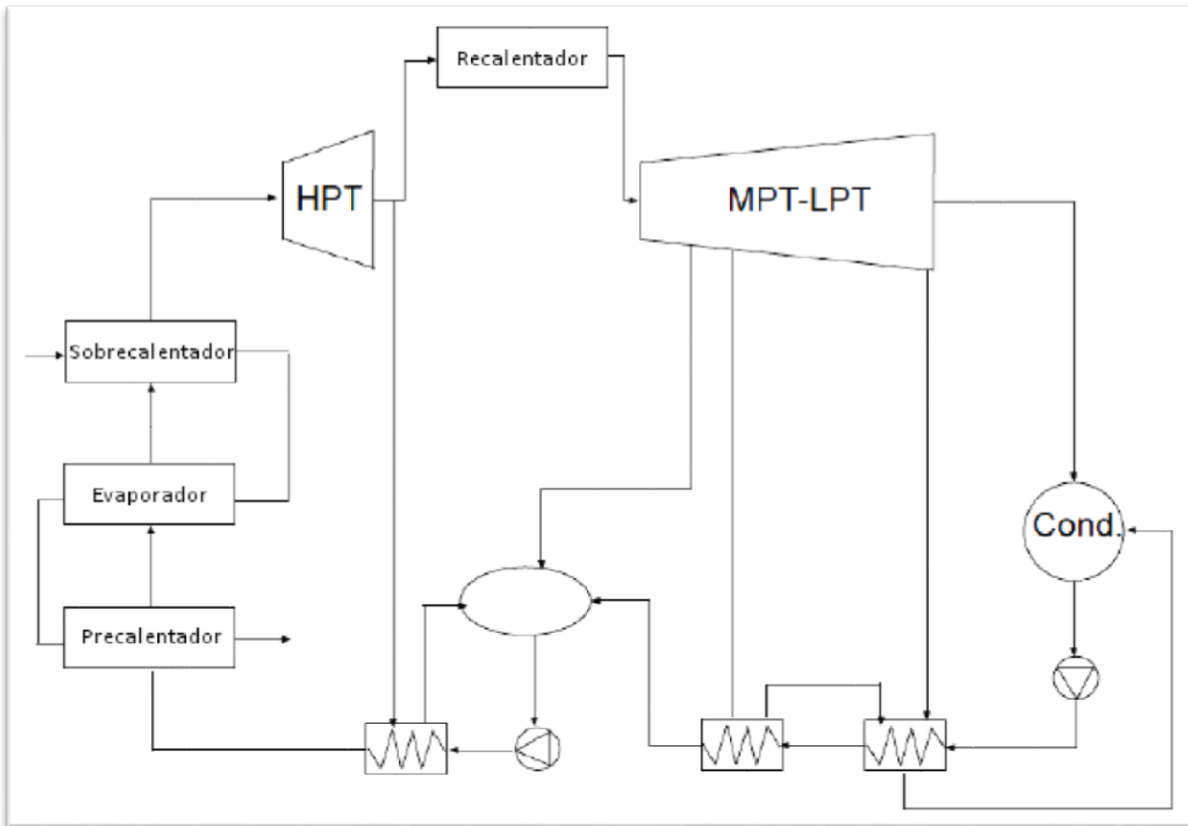
El ciclo Rankine es un ciclo de potencia representativo del proceso termodinámico que tiene lugar en una central térmica de vapor. Utiliza un fluido de trabajo que alternativamente evapora y condensa agua, el vapor de agua es producido en una caldera (En nuestro caso en el intercambiador de calor) a alta presión para luego ser llevado a una turbina donde se expande para generar trabajo mecánico en su eje (este eje, unido al de un generador eléctrico, es el que generará la electricidad

en la central térmica). El vapor de baja presión que sale de la turbina se introduce en un condensador y cambia al estado líquido. Posteriormente, una bomba se encarga de aumentar la presión del fluido en fase líquida para volver a introducirlo en la caldera, cerrando de esta manera el ciclo (Ascencion, 2012).

La potencia del ciclo depende directamente de la temperatura máxima que puede alcanzar el vapor de agua. El sistema de sales fundidas cuenta con un tanque de alta que debe alcanzar una temperatura máxima de 570 Celsius, por lo tanto, podemos predecir (aproximar) que la temperatura máxima que el vapor alcanza ronda los 540 Celsius.

Debido a la baja temperatura del vapor se deberá realizar un recalentamiento, que nos permita, una vez que hemos expandido el vapor y este esté en fase saturada, devolverle su fase gaseosa para seguir expandiéndolo. También se realizará una serie de extracciones de turbina para aumentar el rendimiento de la planta; ya que el grado de recalentamiento del agua influirá en la cantidad de calor necesaria en el generador de vapor.

El ciclo de potencia trabaja de la siguiente manera: El agua será bombeada hacia el generador de vapor (intercambiador agua-sales fundidas), atraviesa las turbinas de alta presión donde se expande y genera energía. Cuando el agua entra en fase saturada, vuelve a calentarse mediante otro intercambiadora agua-sales fundidas para formar nuevamente vapor. Este vapor pasara por otras turbinas (turbinas de baja) para seguir generando energía.



Ciclo Rankin con regeneración.

Fuente: Autores

Apéndice B. Cálculos termodinámicos de la planta solar termoeléctrica.

- Datos de entrada:

Antes de empezar los cálculos, establecemos las variables de entrada (parámetros ya predefinidos, como temperaturas, presiones, etc.)

A continuación, los parámetros de entrada de mayor relevancia, que fueron pre-establecidos de acuerdo a pre-establecimientos del sistema:

$$T_1 = 540 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{11} = 565 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{14} = 275 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P1 = 2700 \text{ [Kpa]}$$

$$P2 = 75 \text{ [Kpa]}$$

$$X6 = 0 \text{ [Calidad]}$$

$$X9 = 1$$

$$X3 = 0$$

$$X4 = 0$$

$$W_{\text{turbina}} = 11.5 \text{ [Kw]}$$

La temperatura once es requerida en el sistema debido a que es cercana al máximo valor que pueden alcanzar las sales fundidas sin perder su integridad (580); de este valor establecemos un valor alcanzable para la temperatura de vapor a la entrada de la turbina (temperatura 1), la presión a P1 en la entrada de la turbina, está definida por parámetros de diseño de esta, siendo 2700 [Kpa] el valor máximo permisible.

- Balances de masa: A continuación, los balances de masa realizados en la turbina, regeneradores y demás componentes en [Kg/s].

$$\dot{m}_{\text{dot1}} = \dot{m}_{\text{dot8}} + \dot{m}_{\text{dot2}}$$

$$\dot{m}_{\text{dot3}} = \dot{m}_{\text{dot2}} + \dot{m}_{\text{dot10}}$$

$$\dot{m}_{\text{dot3}} = \dot{m}_{\text{dot4}}$$

$$\dot{m}_{\text{dot4}} = \dot{m}_{\text{dot5}}$$

$$\dot{m}_{\text{dot5}} = \dot{m}_{\text{dot6}}$$

$$\dot{m}_{\text{dot6}} = \dot{m}_{\text{dot7}}$$

$$\dot{m}_{\text{dot8}} = \dot{m}_{\text{dot9}}$$

$$\dot{m}_{\text{dot9}} = \dot{m}_{\text{dot10}}$$

- Balances de energía
 - En la turbina y regenerador:

$$\dot{m}_{\text{dot1}} * h1 = \dot{m}_{\text{dot8}} * h8 + \dot{m}_{\text{dot2}} * h2 + W_{\text{turbine}}$$

$$\dot{m}_{\text{dot4}} * h4 + \dot{m}_{\text{dot8}} * h8 = \dot{m}_{\text{dot8}} * h9 + \dot{m}_{\text{dot5}} * h5$$

- En el precalentador:

$$Q_{\text{precalentador}} = \dot{m}_{\text{dot1}} * (h6 - h5)$$

$$Q_{\text{precalentador}} = \dot{m}_{\text{dot}_{\text{sal}}} * c_{p_{\text{sal}_1}} * (T13 - T14)$$

$$c_{p_{\text{sal}_1}} = \frac{1443 + 0,172 * \left[\frac{T13 + T14}{2} \right]}{1000}$$

- En el evaporador:

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m}_{\text{dot1}} * H_{\text{fg}_2}$$

$$H_{fg_2} = h_7 - h_6$$

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m}_{\text{sal}} * c_{p_{\text{sal}_2}} * (T_{12} - T_{13})$$

$$c_{p_{\text{sal}_2}} = \frac{1443 + 0,172 * \left[\frac{T_{12} + T_{13}}{2} \right]}{1000}$$

- En el sobrecalentador:

$$Q_{\text{sobrecalentador}} = \dot{m}_{\text{dot1}} * (h_1 - h_7)$$

$$Q_{\text{sobrecalentador}} = \dot{m}_{\text{dot sal}} * c_{p_{\text{sal}_3}} * (T_{11} - T_{12})$$

$$c_{p_{\text{sal}_3}} = \frac{1443 + 0,172 * \left[\frac{T_{11} + T_{12}}{2} \right]}{1000}$$

- Regeneración

Teniendo en cuenta que la eficiencia de los regeneradores es máxima, cuando los incrementos de entalpia del agua de alimentación en dos calentadores adyacentes son iguales, es decir:

$$r_i = r_j$$

Entonces los incrementos de entalpia deberán como primera aproximación ser los mismos para todos los calentadores.

$$r_1 = \frac{h_6 - h_3}{2}$$

$$r_1 = h_5 - h_4$$

- Válvulas

$$h_{10} = h_9$$

$$P_{10} = P_2$$

$$x_{10} = X('Water'; P = P_{10}; h = h_{10})$$

$$T_{10} = T(\text{'Water'}; P = P_{10}; h = h_{10})$$

- Presión de extracción de la turbina

Con esta ecuación en simultáneo, podemos calcular la presión de extracción de la turbina P8:

$$h_5 = h(\text{'Water'}; P = P_8; x = 0)$$

- Temperaturas

Las temperaturas faltantes pueden ser calculadas ya que conocemos sus estados y dos propiedades.

$$T_2 = \text{Temperature}(\text{'Water'}; P = P_2; h = h_2)$$

$$T_3 = \text{Temperature}(\text{'Water'}; P = P_3; h = h_3)$$

$$T_4 = \text{Temperature}(\text{'Water'}; P = P_4; h = h_4)$$

$$T_5 = \text{Temperature}(\text{'Water'}; P = P_5; h = h_5)$$

$$T_6 = \text{Temperature}(\text{'Water'}; P = P_6; h = h_6)$$

$$T_7 = \text{Temperature}(\text{'Water'}; P = P_7; h = h_7)$$

$$T_8 = \text{Temperature}(\text{'Water'}; P = P_8; h = h_8)$$

$$T_9 = \text{Temperature}(\text{'Water'}; h = h_9; x = 0)$$

- Entalpías

Para el cálculo de las entalpías se utilizan las funciones de EES, teniendo dos variables de estado pre-definidas (como presión y temperatura)

$$h_1 = \text{Enthalpy}(\text{'Water'}; T = T_1; P = P_1)$$

$$h_6 = \text{Enthalpy}(\text{'Water'}; P = P_6; x = x_6)$$

$$h_3 = \text{Enthalpy}(\text{'Water'}; x = x_3; P = P_3)$$

$$h4 = \text{Enthalpy}('Water'; T = T_-; P = P4)$$

$$h7 = \text{Enthalpy}('Water'; P = P7; x = X7)$$

$$h9 = \text{Enthalpy}('Water'; P = P8; x = 0)$$

- Extracciones de la turbina

Definiendo las presiones de extracción en la turbina y asumiendo un comportamiento cerca del isoentropico podemos calcular fácilmente el estado en cada extracción.

$$h8 = h1 - \text{eficiencia}_1 * (h1 - h8_pri)$$

$$h2 = h8 - \text{eficiencia}_2 * (h8 - h2_pri)$$

$$h8_pri = \text{Enthalpy}('Water'; s = s_1; P = P8)$$

$$h2_pri = \text{Enthalpy}('Water'; s = s8; P = P2)$$

$$s1 = \text{Entropy}('Water'; T = T1; P = P1)$$

$$s8 = \text{Entropy}('Water'; h = h8; P = P8)$$

$$\text{eficiencia}_1 = 1$$

$$\text{eficiencia}_2 = 0,96$$

Apéndice C. Diseño térmico del condensador.

Siguiendo el manual del HEI (Heat Exchanger Institute)

a. Coeficiente de Transmisión de Calor.

El cálculo de este coeficiente, es el principal parámetro a considerar, y el que condicionará todo nuestro diseño.

Generalmente, los tubos se colocan según la disposición de Ginabat. Esta disposición consiste en colocar los tubos en la placa tubular con la geometría que se muestra en la figura para que el agua que condense en la superficie de un tubo, contacte tangencialmente con los tubos colocados en la parte inferior, consiguiendo que se desprenda el condensado en la parte inferior, quedando mojado solo un cuarto de tubo, esto mejora notablemente el coeficiente de transferencia de calor.

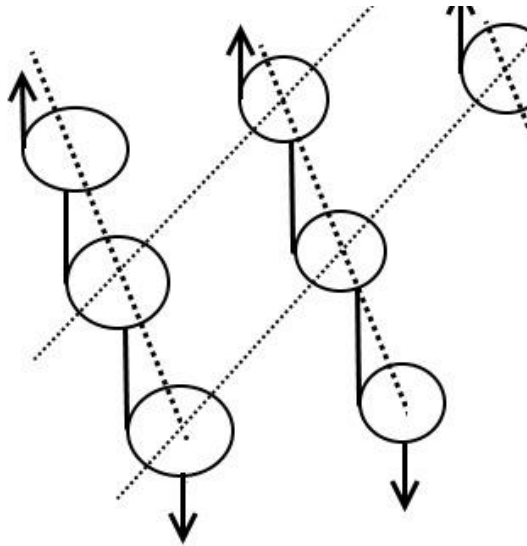


Figura. Disposición de los tubos de Ginabat.

Fuente: Diseño y montaje de un condensador de vapor down flow para una central térmica de ciclo combinado.

Según el HEI el coeficiente de transmisión global de calor "U" es consecuencia de aplicar los coeficientes de corrección adecuados, según velocidad, diámetro de tubo y gal a unos coeficientes

estándar para obtener el valor real que se adecúe al caso de diseño. El cálculo de dicho coeficiente se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$U = U_1 * F_W * F_M * F_C$$

Siendo:

U: Coeficiente de transmisión global de calor.

U₁: Coeficiente de transmisión de calor basado en tubos de 18 BWG de espesor, totalmente limpios.

F: Factor de corrección entrada del agua de circulación.

F_W: Factor de corrección para el material y galga del tubo.

F_M: Coeficiente de corrección para el grado de limpieza o Factor de limpieza de los tubos con la que se quiere calcular el coeficiente de transmisión de calor.

Normalmente es un dato que lo da el cliente en su especificación, dependiendo de su valor, el tamaño del condensador será mayor o menor.

b. Cálculo de U₁.

Para poder hallar el valor de U₁ necesitamos los valores del diámetro de nuestro tubo en pulgadas y la velocidad que el agua de refrigeración lleva a su paso por los tubos V. Inicialmente no hay valores impuestos de velocidad ni diámetro, por lo que no tenemos un único diseño posible, comenzaremos por elegir diámetro de 0.5 pulgadas. Se supone una velocidad de 0.492 ft/s (0.15 m/s).

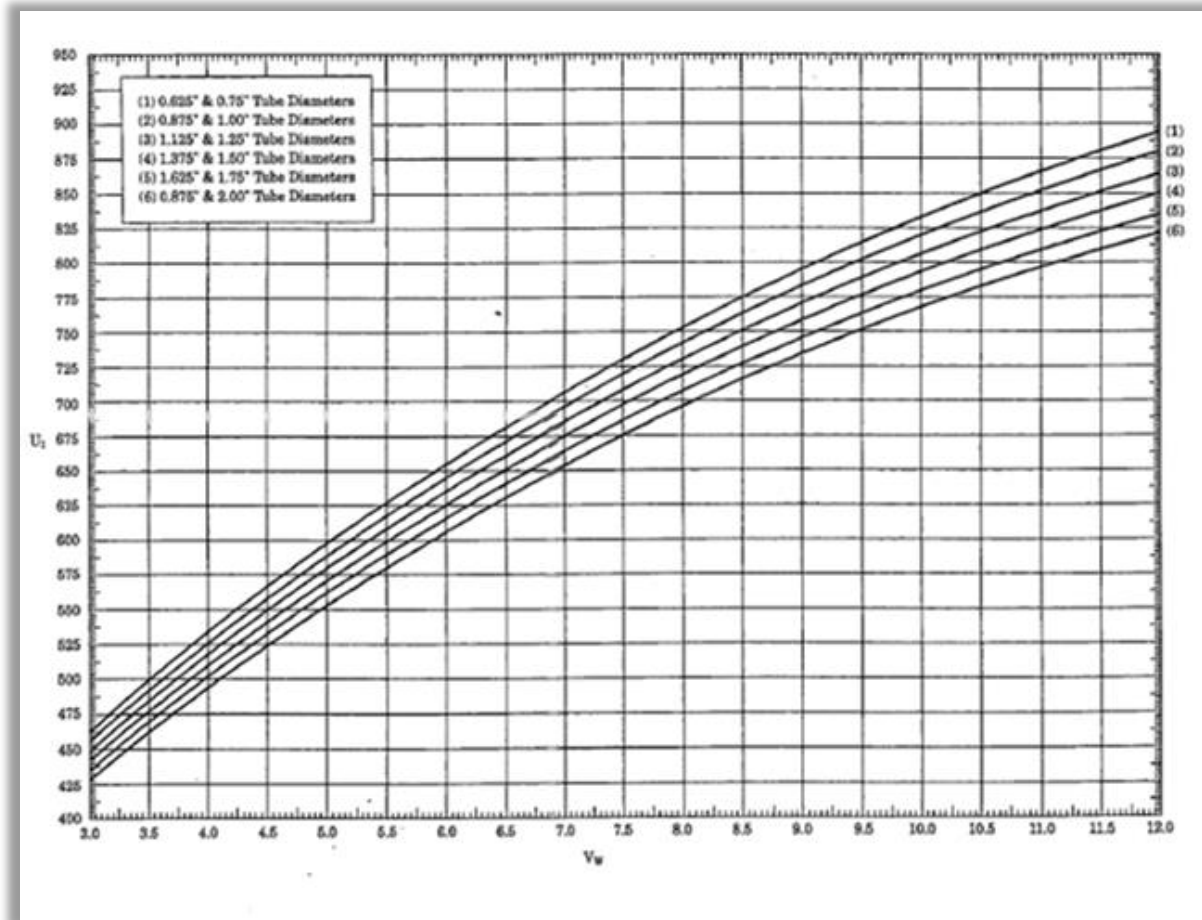


Figura. Coeficiente de transmisión de calor sin corregir U_1 .

Fuente: Diseño y montaje de un condensador de vapor down flow para una central térmica de ciclo combinado.

U_1 se puede calcular mediante la gráfica, el cual para esa velocidad y diámetro es:

$$U_1 = 1025 \left[\frac{W}{m^2} * K \right]$$

A continuación, se calculan los factores de corrección de acuerdo a la norma HEI.

c. Cálculo de los Factores de Corrección FW.

En primer lugar, calculamos el coeficiente de corrección F_w , que tiene en cuenta el valor de la temperatura real del agua de refrigeración, puesto que el valor de U calculado

anteriormente está referido a una temperatura de entrada del agua de refrigeración de 70 [°F].

Para ello, se puede utilizar la siguiente tabla.

Tabla. Factor de corrección del agua de circulación Fw.									
Inlet Water	FW	Inlet Water	FW	Inlet Water	FW	Inlet Water	FW	Inlet Water	FW
30	0.65	48	0.816	66	0.975	84	1.057	102	1.105
31	0.659	49	0.825	67	0.982	85	1.06	103	1.108
32	0.669	50	0.834	68	0.989	86	1.063	104	MI
33	0.678	51	0.843	69	0.994	87	1.066	105	1.113
34	0.687	52	0.852	70	1	88	1.069	106	MIS
35	0.696	53	0.861	71	1.005	89	1.072	107	1.117
36	0.706	54	0.87	72	1.01	90	1.075	108	1.119
37	0.715	55	0.879	73	1.015	91	1.078	109	1.121
38	0.724	56	0.868	74	1.02	92	1.08	110	1.123
39	0.733	57	0.897	75	1.025	93	1.083	III	1.125
40	0.743	58	0.905	76	1.029	94	1.085	112	1.127
41	0.752	59	0.914	77	1.033	95	1.088	113	1.129
42	0.761	60	0.923	78	1.037	96	1.09	114	1.131
43	0.77	61	0.932	79	1.041	97	1.092	115	1.133
44	0.78	62	0.941	80	1.045	98	1.095	116	1.135
45	0.789	63	0.95	81	1.048	99	1.097	117	1.137
46	0.798	64	0.969	82	1.051	100	1.1	118	1.139
47	0.807	65	0.968	83	1.054	101	1.103	119	1.141

Fuente: Diseño y montaje de un condensador de vapor down flow para una central térmica de ciclo combinado.

De acuerdo a los datos mostrados en la tabla 4.3, y teniendo en cuenta que nuestra temperatura de entrada del agua de refrigeración es de 29.2°C (84.56 °F), obtenemos el siguiente valor para el coeficiente Fw:

$$F_W = 1.06 - \frac{1.06 - 1.057}{85 - 84} * (85 - 84.56)$$

$$F_W = 1.059$$

d. Cálculo de los Factores de Corrección FM.

Para calcular el valor del factor de corrección para el material y galga utilizada en los tubos, utilizamos la tabla que se muestra a continuación:

Material	Tabla. Factor de corrección para el material y la galga del tubo.								
	Galga del tubo								
	25	24	23	22	20	18	16	14	12
Admiralty Metal	1,03	1,03	1,02	1,02	1,01	1	0,98	0,96	0,93
Cobre arsenico	1,04	1,04	1,04	1,03	1,03	1,02	1,01	1	0,98
Cobre-hierro 194	1,04	1,04	1,04	1,04	1,03	1,03	1,02	1,01	1
Aluminio-latón	1,03	1,02	1,02	1,02	1,01	0,99	0,97	0,95	0,92
Aluminio-bronce	1,02	1,02	0,01	1,01	1	0,98	0,96	0,93	0,89
90-10 Cu-Ni	1	0,99	0,99	0,98	0,96	0,93	0,89	0,85	0,8
70-30 Cu-Ni	0,97	0,97	0,96	0,95	0,92	0,88	0,83	0,78	0,71
Acero al carbono laminado en frío	1	1	0,99	0,98	0,97	0,93	0,89	0,85	0,8
Acero inoxidable 304/316	0,91	0,9	0,88	0,86	0,82	0,75	0,69	0,62	0,54
Titanio	0,95	0,94	0,92	0,91	0,88	0,82	0,77	0,71	0,63
UNS N08367	0,9	0,89	0,87	0,85	0,81	0,74	0,67	0,6	0,52
UNSS43035	0,95	0,94	0,92	0,91	0,88	0,82	0,77	0,71	0,63
Continuación Tabla. 4									
UNSS44735	0,93	0,91	0,9	0,88	0,85	0,78	0,72	0,65	0,57
UNSS44660	0,93	0,91	0,9	0,88	0,85	0,78	0,72	0,65	0,57

Fuente: Diseño y montaje de un condensador de vapor down flow para una central térmica de ciclo combinado.

Para el caso de utilizar acero inoxidable y galga 22 que es la correspondiente a la mayoría de los tubos (zona de condensado) se obtiene

$$F_M = 0.86$$

e. Cálculo de FC.

Durante la operación normal de funcionamiento, el intercambio no se realiza siempre entre el vapor y la superficie exterior del tubo, sino que normalmente se genera una película de condensado que rodea los tubos dificultando el intercambio de calor. El parámetro que se utiliza para calcular esta corrección en el coeficiente de transmisión global es el factor de limpieza, por lo general se trabaja en un rango de 0,8- 0,95, en nuestro caso tomaremos:

$$F_C = 0.9$$

Obtenidos los factores de corrección y el coeficiente de transmisión de calor sin corregir U_1 :

$$U = U_1 * F_W * F_M * F_C = 1825 * 1.059 * 0.86 * 0.9$$

$$U = 1493 \left[\frac{W}{m^2} * K \right]$$

f. Área de Intercambio.

Para calcular el área de intercambio necesario para obtener un intercambio óptimo se usan las ecuaciones generales de transferencia de calor:

$$Q = U * A_S * LMTD$$

Siendo:

Q: Cantidad de calor que debemos extraer al flujo de vapor para condensarlo

U: Coeficiente de transmisión global de calor

A: Área de intercambio de calor

LMTD: Diferencia media logarítmica de la temperatura

g. Cálculo de Q.

En primer lugar, se realiza un balance de energía en el condensador

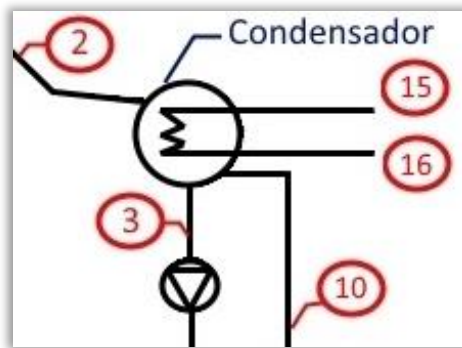


Figura. Esquema condensador.

Fuente: Autores

$$E_{in} = E_{out}$$

$$m_2 * h_2 + m_{10} * h_{10} + m_{15} * h_{15} = m_{16} * h_{16} + m_3 * h_3$$

$$m_{15} = m_{16}$$

$$m_2 + m_{10} = m_3$$

Además de cálculos previos tenemos que:

$$m_2 = 0.012 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$m_{10} = 0.001693 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Las temperaturas de refrigeración a la entrada y salida del condensador son respectivamente

$$T_{15} = 29.2 [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{16} = 44 [^{\circ}\text{C}]$$

Y las entalpías:

$$h_2 = 2660 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_{10} = 684.8 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_3 = 384.3 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_{15} = 122.4 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_{16} = 184.3 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Se calcula el calor:

$$Q = m_{16} * h_{16} - m_{15} * h_{15}$$

$$Q = 27.82 \text{ [kw]} = 27817 \text{ [w]}$$

h. Cálculo de LMTD.

Para calcular la diferencia media logarítmica de temperaturas se utilizará la siguiente expresión:

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Ln} \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

Dónde:

$$\Delta T_1 = T_2 - T_{16}$$

$$\Delta T_2 = T_3 - T_{15}$$

En las expresiones anteriores la terminología es la que sigue:

T15: Temperatura de entrada del agua de refrigeración.

T16 Temperatura de salida del agua de refrigeración.

T2: Temperatura de entrada del vapor a la salida de la turbina.

Con las temperaturas calculadas, la diferencia media logarítmica resulta:

$$\text{LMTD} = 54.83 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Una vez calculados los parámetros, podemos calcular el área necesaria para lograr el intercambio de calor necesario con los datos aportados. Despejando de nuestra primera expresión, obtenemos:

$$A_s = \frac{Q}{U * LMTD} = \frac{27817 [w]}{1493 \left[\frac{W}{m^2} * ^\circ C \right] * 54.83 [^\circ C]} = 222443.8 \text{ ft}^2$$

$$A_s = 0.3397 \text{ m}^2$$

Una vez calculados estos parámetros, procederemos a calcular el número y la longitud de tubos, para posteriormente poder hallar la pérdida de carga.

i. Cálculo de Tubos.

El cálculo de tubos, comprende en número de tubos y la longitud de los mismos.

Puesto que, entre las especificaciones del cliente y las condiciones supuestas, conocemos todos los datos del tubo, es sencillo obtener en número de tubos a utilizar a partir del diámetro y la galga mediante la siguiente expresión:

$$W = V * \pi * R_i^2 * \frac{N}{n^\circ \text{ pasos}}$$

Siendo:

V: Velocidad del agua de refrigeración en el interior de los tubos.

W: Caudal del agua de circulación.

R_i: Radio interior de los tubos.

N: Número de tubos del condensador.

n° pasos: Número de pasos del agua de circulación.

La velocidad de paso por tubo está estimada en $V = 0.4924 \left[\frac{m}{s} \right]$, el número de pasos por haz es $n^\circ \text{ pasos} = 2$, el diámetro exterior del tubo es de $\text{Diametroext}_{\text{tubo}} = 0.5[\text{pulg}] = 12.74 [\text{mm}]$ con un espesor $e_{\text{tubo}} = 0.5 [\text{mm}]$ con lo que el diámetro interior será $\text{Diametroint}_{\text{tubo}} = 11.74 [\text{mm}]$.

El caudal se calcula de la siguiente manera:

$$W = \frac{m_{16}}{\rho_{16}}$$

$$W = \frac{0.4494 \left[\frac{kg}{s} \right]}{993.5 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}$$

$$W = 0.0004523 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Despejando de la expresión anterior obtenemos:

$$N = W * \frac{n^\circ \text{pasos}}{V * R_i^2 * \pi} = 0.0004523 \left[\frac{m^3}{s} \right] * \frac{2}{0.4924 \left[\frac{m}{s} \right] * (0.00585[m])^2 * \pi}$$

$$N = 28$$

La longitud total de los tubos, o lo que es lo mismo, la distancia entre placas tubulares, responde a la siguiente expresión:

$$A_s = L * 2 * \pi * R_E * N$$

Siendo:

A_s : Área superficial de intercambio del condensador.

L : Longitud del haz tubular.

R_E : Diámetro exterior de los tubos.

N : Número de tubos en total del condensador.

$$L = \frac{0.3397 \text{ m}^2}{\pi * 2 * 0.00635 * 28} = 34.65 \text{ ft}$$

$$L = 0.3036 \text{ [m]}$$

a. Calculo Flujo de Calor.

Las siguientes variables anteriormente calculadas, se utilizaron para realizar los respectivos cálculos del diseño térmico del intercambiador de precalentamiento como muestra la figura:

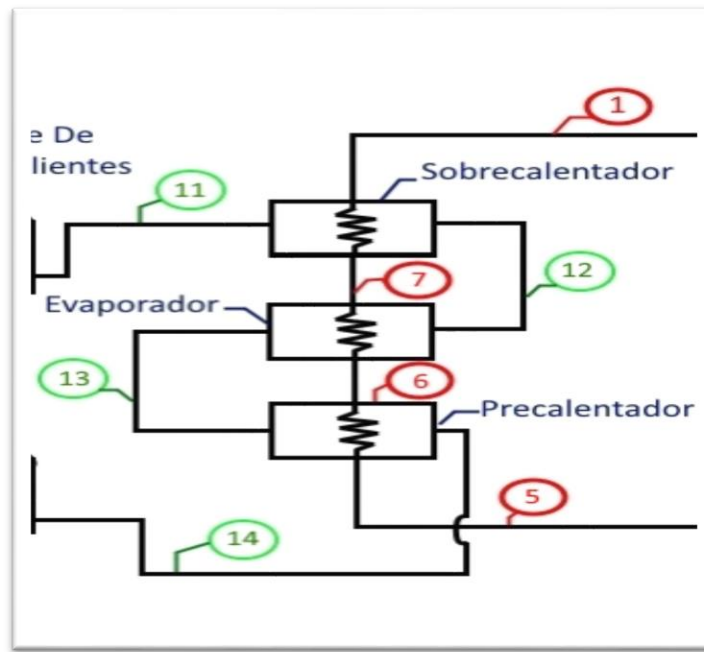


Figura. Esquema precalentador, evaporador y sobrecalentador (puntos de interes).

Fuente: Autores

$$T_5 = 161,8 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ "Temperatura entrada del agua"}$$

$$T_6 = 228,1 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ "Temperatura salida del agua"}$$

$$T_{13} = 305,5 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ "Temperatura entrada de las sales"}$$

$$m_1 = 0,0137 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right] \text{ "Flujo masico del agua"}$$

$$M_{\text{dot}_{\text{sal}}} = 0,08929 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right] \text{ "Flujo masico de las Sales"}$$

$$T_{\text{sales}_1} = \frac{T_{13} + T_{14}}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ "Temperatura promedio de las sales"}$$

Primero se calculó el flujo de calor suministrado por el fluido caliente y ganado por el agua, seguido del cálculo del DMLT del intercambiador:

- Flujo de calor de entrada (agua)

$$Q_{\text{precalentador}} = \dot{m}_1 * (h_6 - h_5)$$

- Flujo de calor (sales)

$$Q_{\text{precalentador}} = \frac{\dot{m}_{\text{sal}} * C_{p_{\text{sales}_1}} * (T_{13} - T_{14})}{1000}$$

$$C_{p_{\text{sales}_1}} = 1443 + 0,172 * T_{\text{sales}_1}$$

b. Calculo DMLT, Área del Intercambiador y Número de Tubos.

El DMLT es requerido para calcular el calor que puede transferir el intercambiador en precalentamiento y así despejar área del intercambiador.

$$DMLT_{\text{precalentador}} = \frac{\Delta T_{1_{\text{precalentador}}} - \Delta T_{2_{\text{precalentador}}}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{1_{\text{precalentador}}}}{\Delta T_{2_{\text{precalentador}}}} \right)}$$

$$\Delta T_{1_{\text{precalentador}}} = T_{13} - T_6$$

$$\Delta T_{2_{\text{precalentador}}} = T_{14} - T_5$$

A partir de la ecuación de transferencia de calor y asumiendo: Un valor del coeficiente global de transferencia de calor y el factor de corrección del DMLT. Se procede al cálculo de un área “asumida”.

$$Q_{\text{precalentador}} = F_{\text{preca}} * U_{\text{precalentador}} * A_{\text{precalentador}} * DMLT_{\text{precal}}$$

$$U_{\text{precalentador}} = \text{"Coeficiente Global de trans. asumido"}$$

$$F_{precalentador} = 0,85 \text{ "Factor DMLT "}$$

Para luego por un despeje, determinar el número total de tubos.

$$A_{precalentador} = L_{tubosprecalentador} * \pi * D_{precalentador} * N_{tubosprecalentador}$$

c. Cálculo de Número de Pasos por Tubo.

Procedemos asumiendo un número de pasos por tubo, con el cual calculamos la velocidad de circulación de la sal por los tubos y verificamos si cumple el rango de valores adecuados.

$$V_{tubo} = \frac{4NPT(\dot{m})}{\pi * D_{ti}^2 * NTT * \rho_t}$$

d. Determinación del DOTL Asumido.

A partir de los parámetros asumidos anteriormente, se calculan las dimensiones principales del intercambiador.

$$ST_{precalentador} = 2 * SL_{precalentador}$$

$$SL_{precalentador} = 2 * D_{precalentador}$$

$$DS_{asumido} = L * NPT_{precalentador}$$

$$DS_{calculado} = DS_{asumido} * 2,52 * 100$$

$$L = SL_{precalentador} * N_{tubosprecalentador}^{0,5} + D_{precalentador}$$

e. Calculo Coeficiente de T.C Lado Tubos.

El cálculo del coeficiente de convección interna de los tubos se realizó con los parámetros ya encontradas en los pasos anteriores.

$$K_{f_{sal_1}} = 0,443 + 1,9 * 10^{-4} * T_{sales_1}$$

$$\mu_{\text{sales}_1} = 2,2714 * 10^{-2} - 1,20 * 10^{-4} * T_{\text{sales}_1} + 2,281 * 10^{-7} * T_{\text{sales}_1}^2 - 1,474 * 10^{-10} * T_{\text{sales}_1}^3$$

$$\mu_{\text{sales}_{1s}} = 2,2714 * 10^{-2} - 1,20 * 10^{-4} * T_{\text{sales}_1} + 2,281 * 10^{-7} * T_{\text{sales}_1}^2 - 1,474 * 10^{-10} * T_{\text{sales}_1}^3$$

$$\text{Pr}_{\text{sales}_1} = \frac{\mu_{\text{sales}_1} * \text{Cp}_{\text{sales}_1}}{K_{f_{\text{sal}_1}}}$$

$$\text{Re}_{\text{in}_1} = \left(\rho_{\text{sales}_{\text{pre}}} * V_{\text{sales}_1} * \frac{D_{\text{precalentador}} - 2 * e_{\text{tubo}_{\text{precalentador}}}}{\mu_{\text{sales}_1}} \right)$$

$$\text{NuD}_{\text{in}_1} = 3,66 + \left(\frac{0,0668 * a * b}{1 + 0,04 * (a * b)^{\frac{2}{3}}} \right) * c$$

$$a = \frac{D_{\text{precalentador}} - 2 * e_{\text{tubo}_{\text{precalentador}}}}{L_{\text{tubos}_{\text{precalentador}}}}$$

$$b = \text{Re}_{\text{in}_1} * \text{Pr}_{\text{sales}_1}$$

$$c = \frac{\mu_{\text{sales}_1}}{\mu_{\text{sales}_{1s}}}$$

$$\text{NuD}_{\text{in}_1} = \frac{h_{\text{in}_{\text{precalentador}}} * (D_{\text{precalentador}} - 2 * e_{\text{tubo}_{\text{precalentador}}})}{K_{f_{\text{sal}_1}}}$$

$$h_{\text{in}_1} = \frac{h_{\text{in}_{\text{precalentador}}}}{1000}$$

f. Calculo Coeficiente de T.C Lado Casco.

El cálculo del coeficiente de convección externa de los tubos, se realizó con los parámetros ya encontradas en los pasos anteriores y el cálculo respectivo de propiedades del fluido externo de los tubos.

$$\text{SD}_{\text{precalentador}} = \left(\text{SL}_{\text{precalentador}}^2 + \left(\frac{\text{ST}_{\text{precalentador}}}{2} \right)^2 \right)^{0,5}$$

$$Re_{\text{precalentador}} = \rho_{\text{precalentador}} * V_{\text{max,precalentador}} * \frac{D_{\text{precalentador}}}{\mu_{\text{precalentador}}}$$

$$V_{\text{max,precalentador}} = \frac{ST_{\text{precalentador}}}{2 * (SD_{\text{precalentador}} - D_{\text{precalentador}})} * V_{\text{preca}}$$

$$V_{\text{precalentador}} = 0,03$$

$$\rho_{\text{precalentador}} = \text{Density}\left(\text{Water}; T = T_{w_{\text{prom,precalentador}}}; P = P_1\right)$$

$$\mu_{\text{precalentador}} = \text{Viscosity}\left(\text{Water}; T = T_{w_{\text{prom,precalentador}}}; P = P_1\right)$$

$$T_{w_{\text{prom,precalentador}}} = \frac{T_5 + T_6}{2}$$

$$W_{\text{precalentador}} = \frac{m_1}{\rho_{\text{precalentador}}}$$

$$NUD_{\text{preca}} = 0,35 * \left(\frac{ST_{\text{preca}}}{SL_{\text{preca}}}\right)^{0,2} * Re_{\text{preca}}^{0,6} * Pr_{\text{preca}}^{0,36} * \left(\frac{Pr_{\text{preca}}}{Pr_{S_{\text{preca}}}}\right)^{0,25}$$

$$Pr_{\text{precalentador}} = \text{Prandtl}\left(\text{Water}; T = T_{w_{\text{prom,precalentador}}}; P = P_1\right)$$

$$Pr_{S_{\text{precalentador}}} = \text{Prandtl}\left(\text{Water}; T = T_{S_{\text{precalentador}}}; P = P_1\right)$$

$$NUD_{\text{precalentador}} = h_{\text{ext,precalentador}} * \frac{D_{\text{precalentador}}}{K_{\text{precalentador}}}$$

$$K_{\text{preca}} = -5,96659298E + 00 + 7,22383269E - 02 * T_{w_{\text{prom,precalentador}}} - 1,95171356E$$

$$- 04 * T_{w_{\text{prom,precalentador}}}^2$$

Por último, determinamos el coeficiente de transferencia de calor calculado y verificamos con el asumido si son diferentes cambiamos el asumido por el calculado hasta que la diferencia sea mínima.

$$U_{\text{precalentador}} = \frac{h_{\text{in1}} * h_{\text{ext1}}}{h_{\text{in1}} + h_{\text{ext1}}}$$

Apéndice D. Geometría solar y propiedades de las sales fundidas.

Ángulos tierra-sol.

Con el fin de determinar claramente la posición relativa del sol con respecto a un observador, describimos diferentes ángulos que datan la posición del sol en el cielo y definen su movimiento relativo a través de un día cualquiera. Entre estos tenemos:

a. Ángulo horario (ω).

Describe la rotación de la tierra con respecto a su eje polar. es la distancia angular entre el meridiano del observador y el meridiano cuyo plano contiene el Sol, es decir, el meridiano paralelo a los rayos del Sol incidentes.

El ángulo horario es cero en el medio día y varía aproximadamente 15 grados por hora.

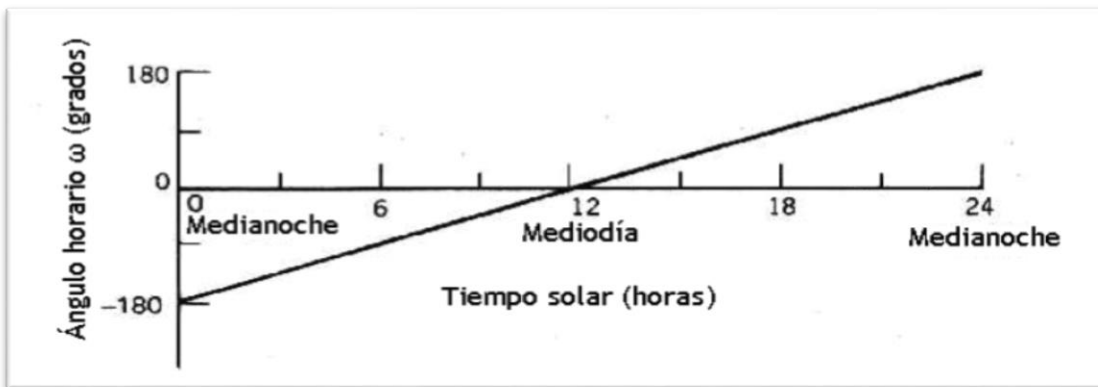


Figura. Variación del ángulo horario.

Fuente: <http://hdl.handle.net/10016/12297>

Para definir el ángulo horario primero hay que definir el concepto de tiempo solar. El horario solar se basa en el reloj de 24 horas, en el que las 12:00 horas es el momento en el que el Sol está exactamente al sur. Este concepto de tiempo solar se utiliza para predecir la dirección de los rayos del sol respecto a un punto cualquiera de la Tierra. El tiempo solar es dependiente de la ubicación

(de la longitud), y generalmente no coincide con la hora del reloj local, que es definido por regiones de tiempo por razones administrativas y políticas, entre otras consideraciones (Shen, 2016).

Una de las expresiones utilizadas para calcular el ángulo horario es:

$$\omega = 15 * (ts - 12)$$

Donde ts es la hora solar (en horas)

b. Angulo de declinación (d).

El plano que incluye al ecuador de la Tierra es el plano ecuatorial. Si se traza una línea entre el centro de la tierra y el Sol, el ángulo entre esa línea y el plano ecuatorial de la tierra se denomina ángulo de declinación (d), tal y como su muestra la figura (McQuillan, 1984).

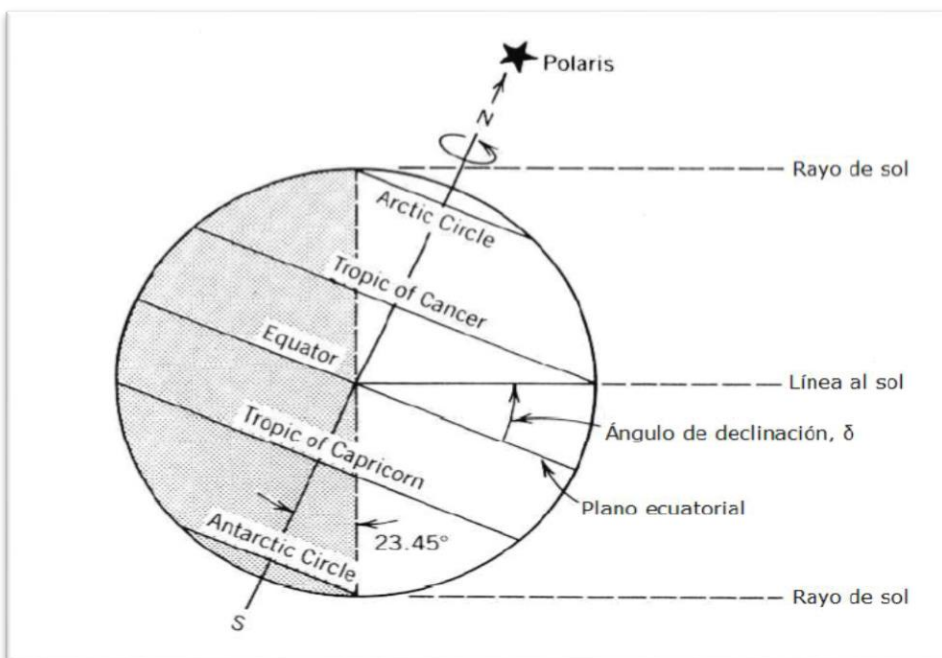


Figura. Ángulo de declinación.

Fuente: <http://hdl.handle.net/10016/12297>

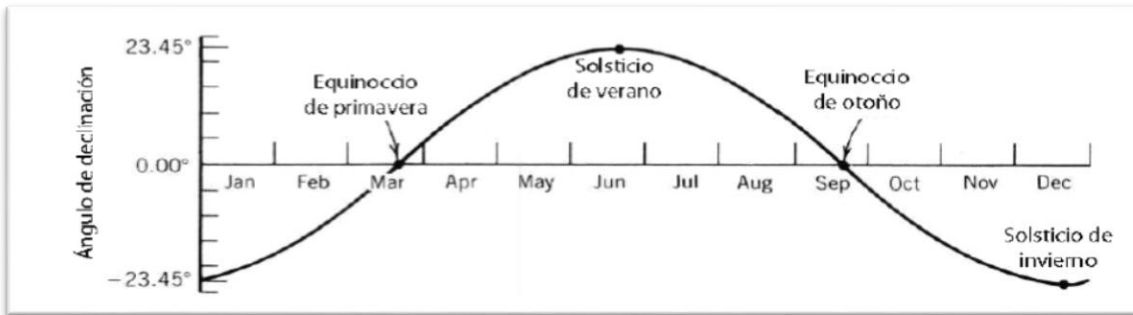


Figura. Variación anual del ángulo de declinación

Fuente: Gómez A. (2011) Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central página 53. Universidad Carlos III de Madrid.

Durante el solsticio de verano en el hemisferio norte, momento del año en el que la parte norte del eje de rotación se encuentra inclinado hacia el sol, el plano ecuatorial de la Tierra se encuentra inclinado $23,45^\circ$ respecto a la línea Tierra-Sol. El solsticio de verano marca el inicio del verano en el hemisferio norte.

En el solsticio de invierno del hemisferio norte, el plano ecuatorial se encuentra inclinado $-23,45^\circ$ grados respecto a la línea Tierra-Sol. Por convenio, los ángulos de declinación en invierno son negativos. Es decir, durante los solsticios el Sol alcanza su máxima posición meridional o boreal, con máxima declinación norte o máxima declinación sur con respecto al ecuador terrestre (Shen, 2016).

Una aproximación precisa, con un error máximo de un grado, del ángulo de declinación en función del número de día en el que se desea calcular viene dado por la siguiente expresión.

$$d = 23,45 * \sin\left(\left(\frac{284 + N}{365}\right) * 360\right)$$

Donde N es el número del día del año dado en la siguiente tabla:

Tabla. Valor de N en cada mes.

Mes

Numero de día N

Enero	d'
Febrero	d'+31
Marzo	d'+59
Abril	d'+90
Mayo	d'+120
Junio	d'+151
Julio	d'+181
Agosto	d'+212
Septiembre	d'+243
Octubre	d'+273
Noviembre	d'+304
Diciembre	d'+334

Fuente: Autores

A cada valor se le debe añadir 1 si es año bisiesto exceptuando a enero

Tabla. Días especiales de interés solar.		
Evento solar	Día	N
Equinoccio de verano	20 de marzo	79
Solsticio de primavera	21 de junio	172
Equinoccio de otoño	23 de septiembre	267
Solsticio de invierno	21 de diciembre	355

Fuente: Autores

c. Ángulo de latitud (Φ).

El ángulo de latitud, es el ángulo definido entre una línea trazada desde un punto de la superficie de la tierra al centro de la Tierra y el plano ecuatorial.

La intersección del plano ecuatorial con la superficie de la Tierra forma el Ecuador, y es designado con un ángulo de latitud de 0° . El eje de rotación de la Tierra interseca con la superficie la Tierra a 90 grados de latitud (Polo Norte) y a -90° de latitud (Polo Sur) (Wagner).

Otros ángulos de latitud de interés son el Trópico de Cáncer (paralelo situado a $23,45^\circ$ latitud Norte) y el Trópico de Capricornio (paralelo situado a $-23,45^\circ$ latitud Sur), que representan la máxima inclinación de los polos norte y sur, respectivamente, hacia el Sol.

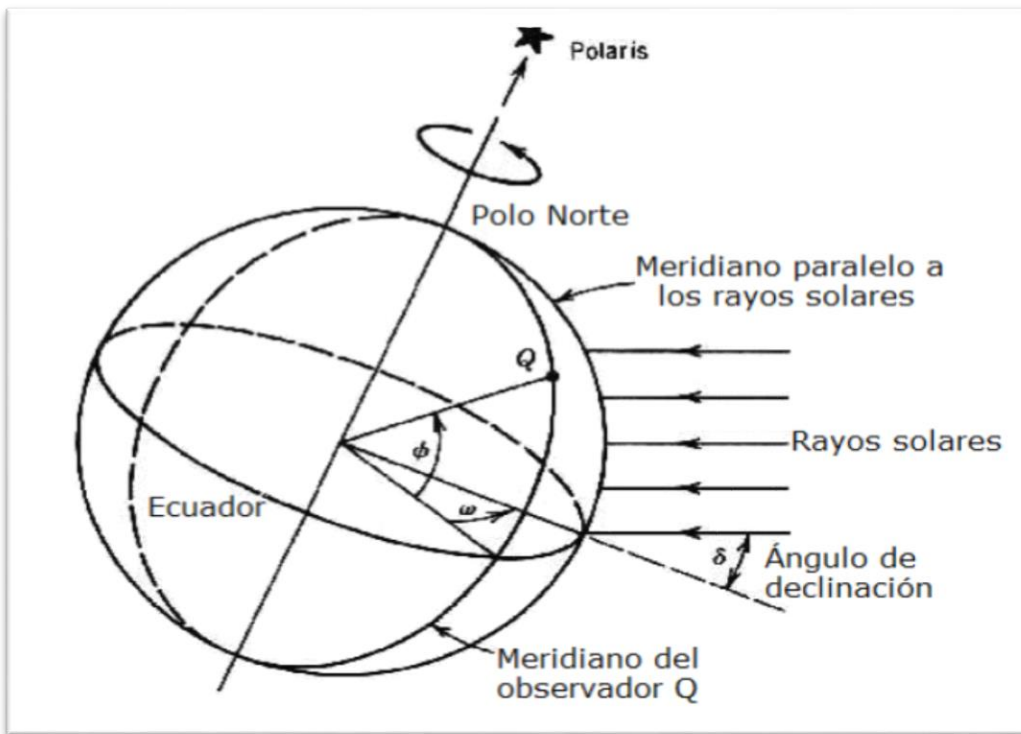


Figura. Ángulo de latitud, horario y declinación.

Fuente: Gómez A. (2011) Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central página 50.

Universidad Carlos III de Madrid.

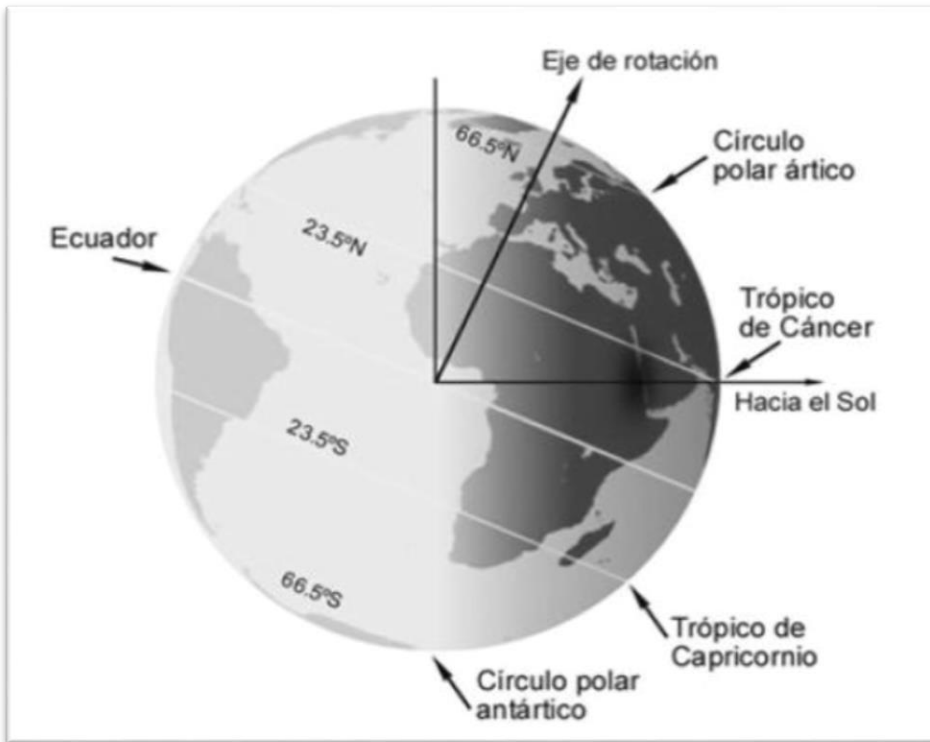


Figura. Ángulos de latitud de interés.

Fuente: Gómez A. (2011) Diseño del campo de heliostatos para torres solares de receptor central página 50. Universidad Carlos III de Madrid.

Cualquier lugar de la superficie de la tierra puede ser establecido por la intersección de un ángulo de longitud y un ángulo de latitud.

d. Ángulos observador-sol.

Ya que se observa al sol desde una superficie cualquiera de la tierra, es necesario definir la posición del sol con respecto a un sistema de coordenadas basadas en el observador (no con origen en el centro de la tierra)

Estos sistemas de coordenadas están formados por una línea vertical hacia el firmamento y un plano horizontal que contiene las líneas norte-sur-este-oeste.

En este sistema de coordenadas, la posición del sol puede ser descrita mediante dos ángulos, el ángulo de altitud solar y el ángulo cenital solar; los ángulos mencionados se definen respecto al centro del disco solar.

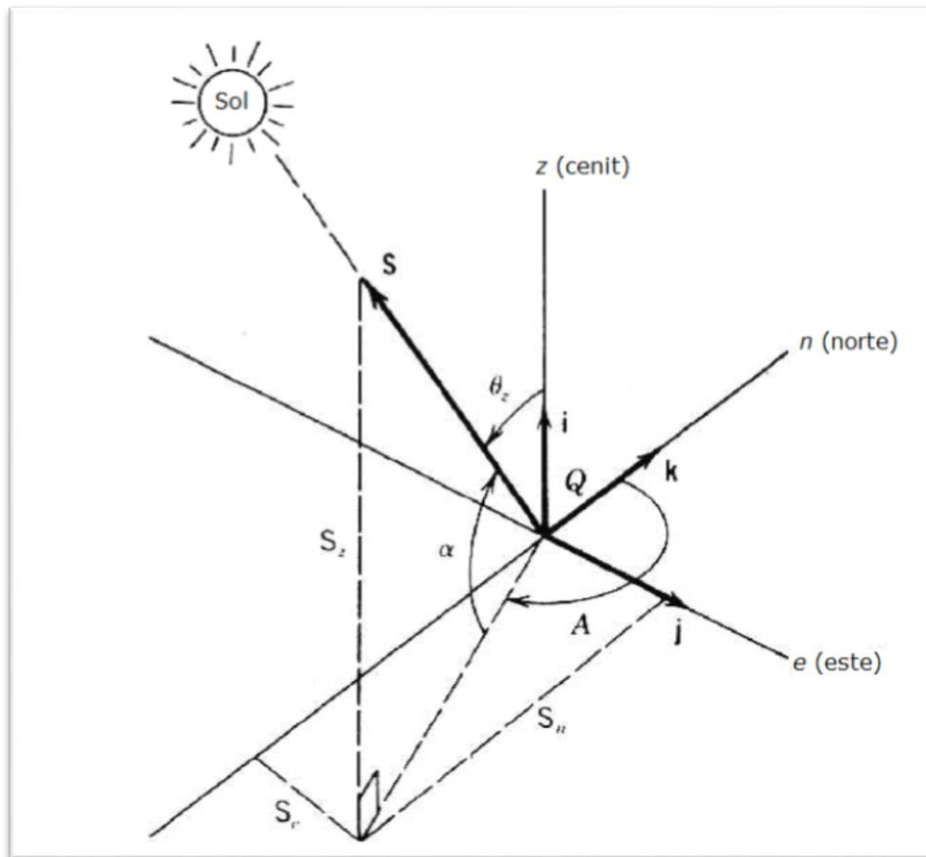


Figura. Sistema de coordenadas en la superficie de la tierra.

Fuente: <http://hdl.handle.net/10016/12297>

El vector $\vec{S}$ que define la posición del sol respecto de un punto sobre la superficie del planeta donde se encuentra el observador Q lo definimos como:

$$S = S_z \cdot i + S_e \cdot j + S_n \cdot k$$

Donde i , j y k son vectores unitarios en las direcciones de los ejes z , e , n , respectivamente. La dirección de los cosenos de S relativos a los ejes z , e y n son S_z , S_e y S_n , respectivamente. Estos pueden escribirse en términos del ángulo de altitud solar y del ángulo de azimut solar como:

$$S_z = \sin(\alpha)$$

$$S_e = \cos(\alpha) * \sin(A)$$

$$S_n = \cos(\alpha) * \cos(A)$$

e. Ángulo de altitud solar (α).

Se define como el ángulo entre el rayo central del sol y un plano horizontal que contiene al observador como muestra la figura anterior.

El ángulo de altitud solar puede ser calculado a través de la siguiente ecuación:

$$\sin(\alpha) = \cos(d) * \cos(\Phi) * \cos(w) + \sin(d) * \sin(\Phi)$$

f. Ángulo cenital solar (θ_z).

Es un ángulo alternativo al ángulo de altitud solar para definir la altura del sol. Es el ángulo complementario al ángulo de altitud solar (α).

Se calcula como:

$$\theta_z = 90 - \alpha$$

g. Ángulo azimut solar (A).

Es el ángulo necesario para definir la posición del sol respecto al sistema de coordenadas observador-sol.

Se define como el ángulo formado (medido en sentido horario en el plano horizontal, desde el eje de coordenadas que apunto en dirección norte a la proyección de los rayos del sol en el plano horizontal).

Es calculado mediante la ecuación:

$$\cos(A_{\text{pri}}) = \frac{\sin(d) * \cos(\Phi) - \cos(d) * \cos(w) * \sin(\Phi)}{\cos(\alpha)}$$

Si $w > 0$ entonces $A = 360 - A_{\text{pri}}$

Si $w \leq 0$ entonces $A = A_{\text{pri}}$

Las sales fundidas y sus propiedades

Los siguientes datos e información fueron sacados del proyecto de grado “Estudio numérico del flujo de sales fundidas en un receptor central de torre mediante fluent”- Daniel Iglesias Fernández

El uso de las sales fundidas como fluido de trabajo en la tecnología solar surge como consecuencia de la necesidad de reducir los problemas de corrosión que reducen la vida útil de las instalaciones además de favorecer el almacenamiento de energía en forma de calor para su posterior uso.

A diferencia del agua que es el fluido típico usado, las sales fundidas pueden operar a altas temperaturas a presión ambiente, siendo así innecesario un sistema de alta presión.

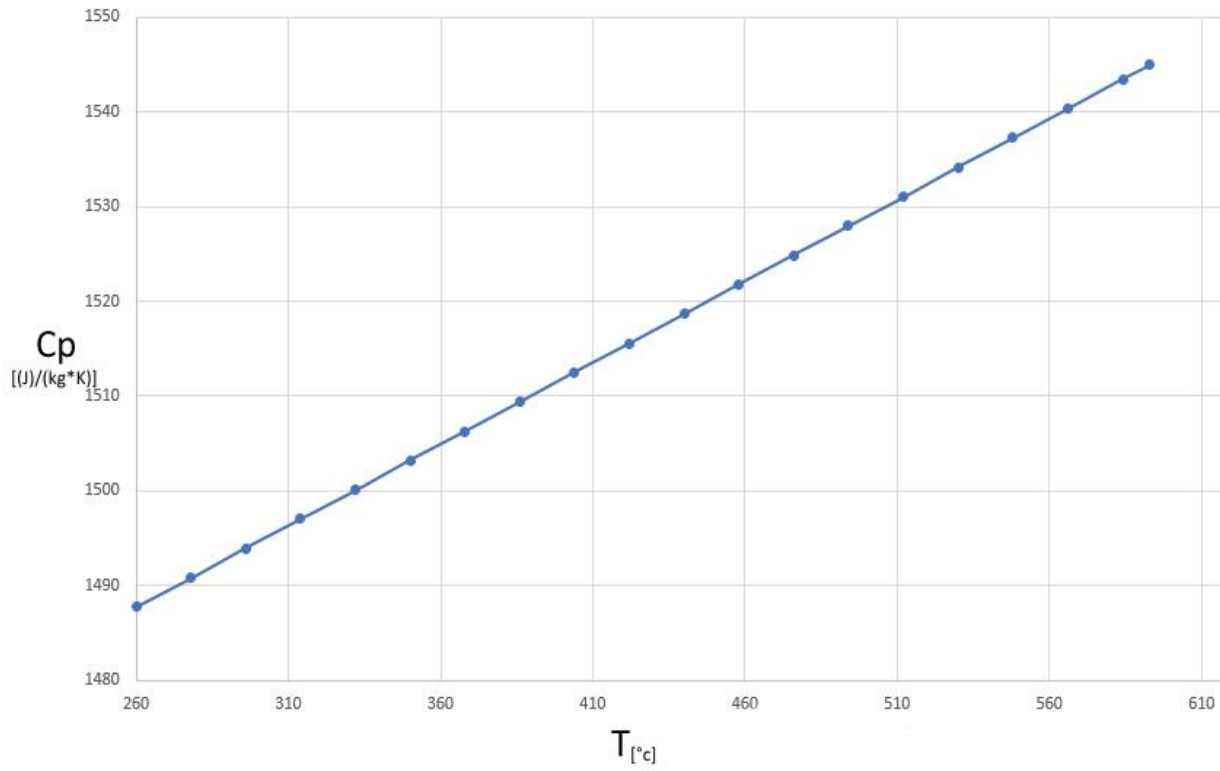
Las sales fundidas son menos corrosivas que el agua lo cual reduce la degradación de las instalaciones, lo cual resulta atractivo económicamente.

El calor específico por densidad es decir la densidad de energía almacenada que pueden acumular las sales fundidas es de 2650 KJ/m³.K un excelente valor que facilita el almacenamiento del calor para su uso posterior.

Actualmente en el mercado la mezcla de sales NaNO₃-KNO₃ es la que predomina debido a la fiabilidad de numerosos estudios realizados y el precio. Esta mezcla contiene un 60% en masa de NaNO₃, y se ha vuelto popular llamarla “sal solar”.

A continuación, sus propiedades más detalladamente.

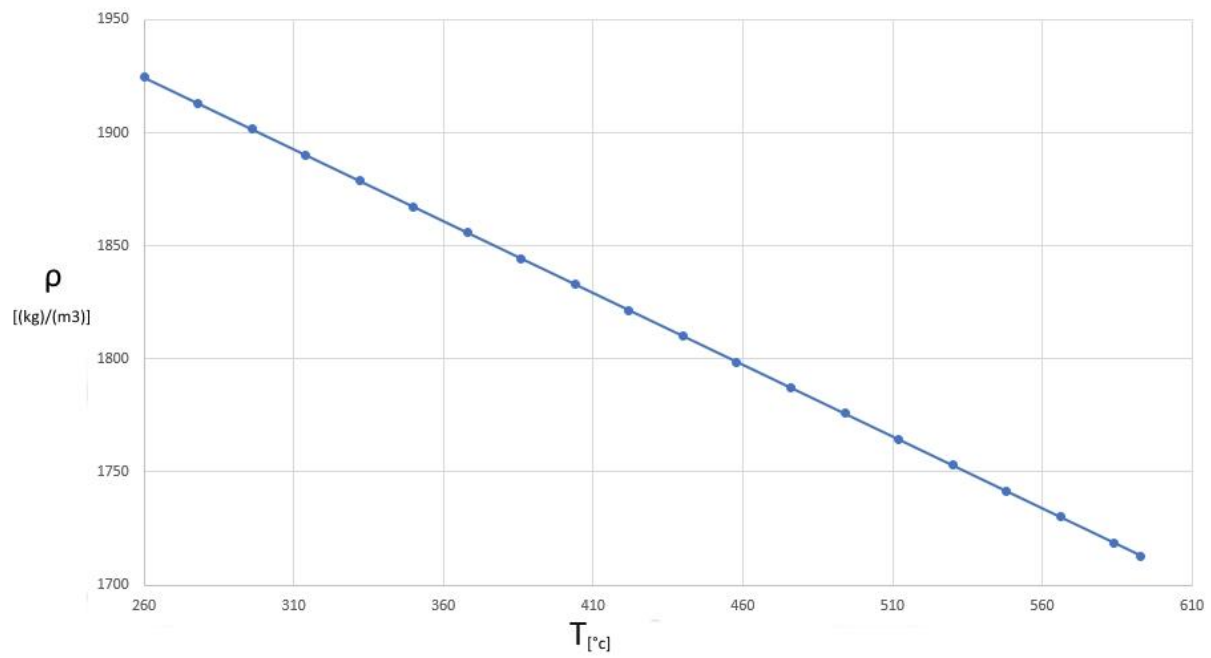
Calor específico de la sal solar



Se obtiene por aproximación la siguiente función para el calor específico:

$$c_p \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] = 1443 + 0.172 * T[^{\circ}\text{C}]$$

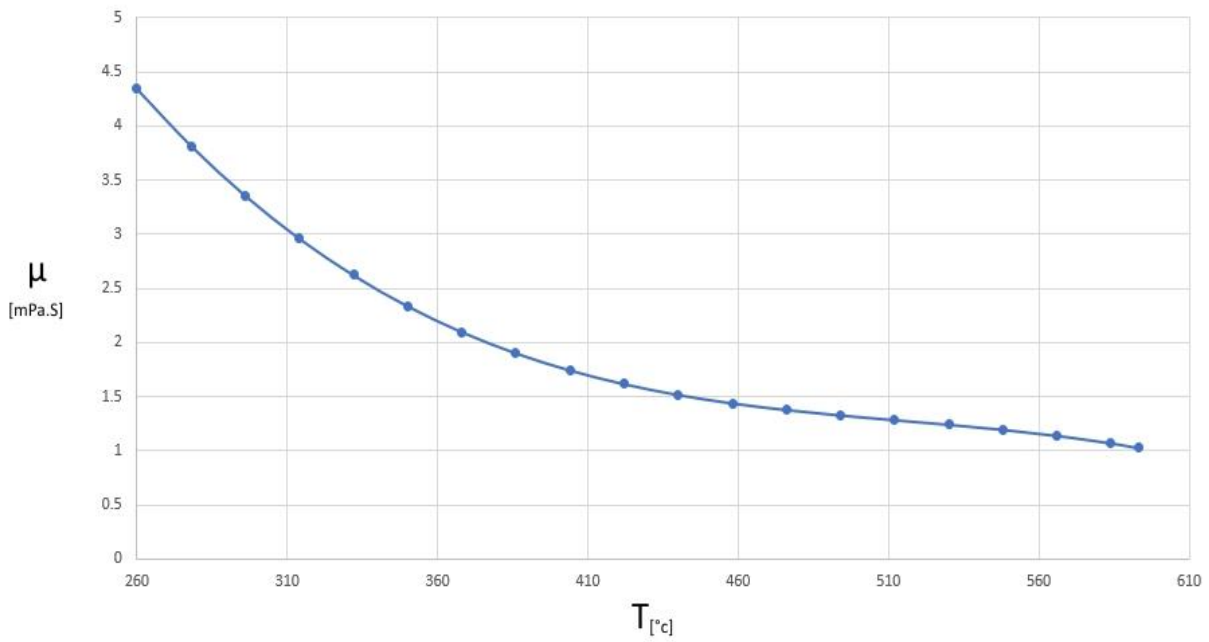
Densidad de la sal solar



Se obtiene por aproximación, la siguiente función para la densidad:

$$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 2090 - 0.636 * T[^{\circ}C]$$

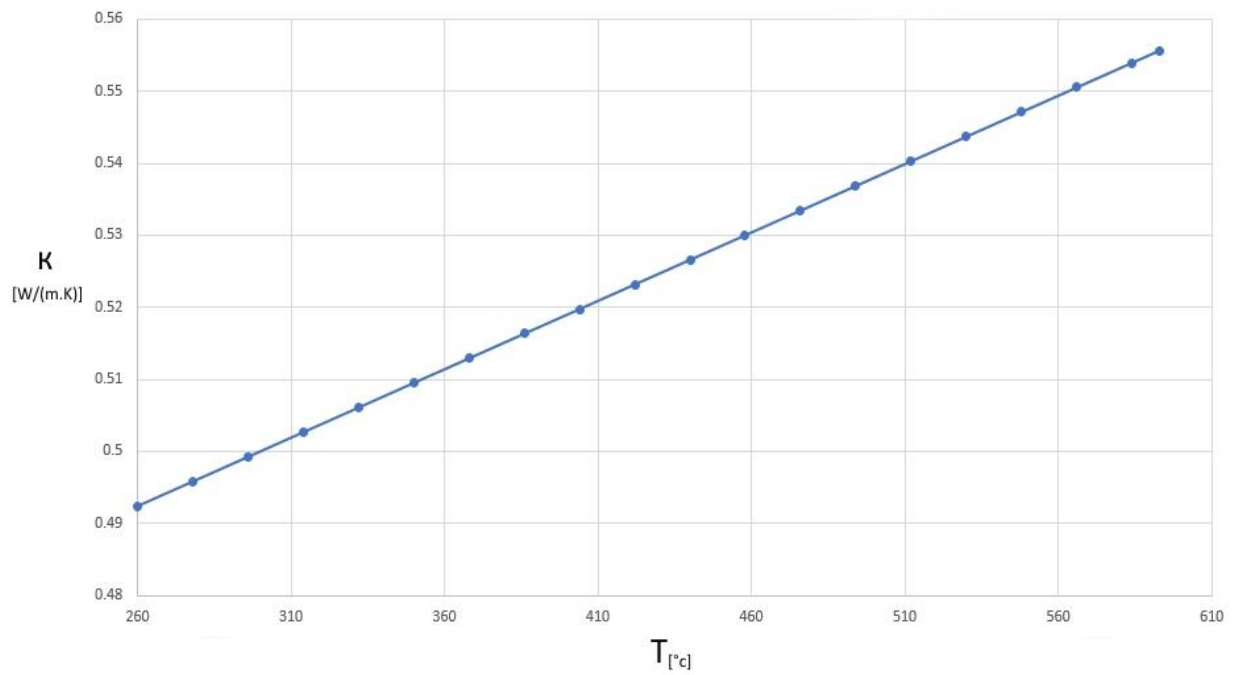
Viscosidad dinámica de la sal solar



Se obtiene por aproximación, la siguiente función para la viscosidad dinámica:

$$\mu[mPa \cdot s] = 22.714 - 0.12 * T[°C] + 2.281 * 10^{-4} * T[°C]^2 - 1.474 * 10^{-7} * T[°C]^3$$

Conductividad térmica de la sal solar



Se obtiene por aproximación, la siguiente función para la conductividad térmica:

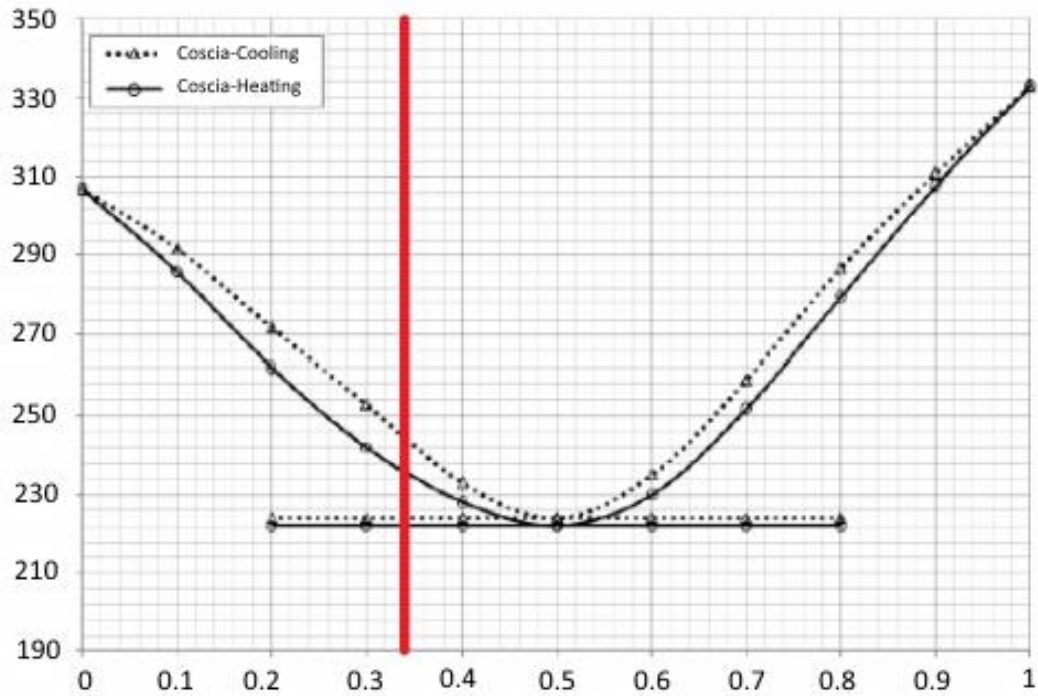
$$k \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}} \right] = 0.443 + 1.9 \cdot 10^{-4} \cdot T[^{\circ}\text{C}]^2$$

Tabla de propiedades

$T[^\circ\text{C}]$	$C_p\left[\frac{J}{kg^\circ\text{C}}\right]$	$\rho\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	μ	k
260	1487.72	1924.64	4.3428576	0.4924
278	1490.816	1913.192	3.81559848	0.49582
296	1493.912	1901.744	3.35648847	0.49924
314	1497.008	1890.296	2.96036977	0.50266
332	1500.104	1878.848	2.62208456	0.50608
350	1503.2	1867.4	2.336475	0.5095
368	1506.296	1855.952	2.09838328	0.51292
386	1509.392	1844.504	1.90265159	0.51634
404	1512.488	1833.056	1.74412209	0.51976
422	1515.584	1821.608	1.61763696	0.52318
440	1518.68	1810.16	1.5180384	0.5266
458	1521.776	1798.712	1.44016857	0.53002
476	1524.872	1787.264	1.37886966	0.53344
494	1527.968	1775.816	1.32898384	0.53686
512	1531.064	1764.368	1.28535329	0.54028
530	1534.16	1752.92	1.2428202	0.5437
548	1537.256	1741.472	1.19622674	0.54712
566	1540.352	1730.024	1.14041509	0.55054
584	1543.448	1718.576	1.07022743	0.55396
593	1544.996	1712.852	1.02813078	0.55567

Diagrama de fases de la sal solar

A continuación, las diferentes fases que experimentan las sales en función de la temperatura.



En el diagrama anterior se puede ver que la sal solar se solidifica a temperaturas que rondan los 240 [°C] , y además comienza a sufrir una degradación después de los 565 [°C], por lo que no conviene que el fluido supere esta temperatura.

Apéndice E. Simulación.

a. Heliostats: (Parametros, entradas y salidas)

Parameter						
Input Output Derivative Special Cards External Files Comment						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		THT	25	m	More...	☒
2		LR	0.62	m	More...	☒
3		DR	0.62	m	More...	☒
4		AH	0.36	m	More...	☒
5		LH	0.6	m	More...	☒
6		rho_hl	0.883	-	More...	☒

Parametros campo de heliostatos.

Fuente: Autores

Parameter						
Input Output Derivative Special Cards External Files Comment						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		Latitud	11.71	-	More...	☒
2		n	79	-	More...	☒
3		h	8	hr	More...	☒
4		Ht	700	W/m^2	More...	☒

Entradas campo de heliostatos.

Fuente: Autores

Parameter						
Input Output Derivative Special Cards External Files Comment						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		A	0	degrees	More...	☒
2		Altitud solar	0	degrees	More...	☒
3		ET_R	0	kW	More...	☒

Salidas campo de heliostatos.

Fuente: Autores

b. Receptor:

Parameter						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		A_ext_receptor	1.97	m^2	More...	☒
2		A_int_receptor	0.9	m^2	More...	☒
3		D_tubos_pri	1	m	More...	☒
4		LR	0.6	m	More...	☒
5		DR	0.6	m	More...	☒
6		N_tubos	72	-	More...	☒
7		N_secciones	24	-	More...	☒
8		e_tubo	0.014	m	More...	☒

Parametros Receptor central.

Fuente: Autores

Parameter						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		T_sky	-20	C	More...	☒
2		V_a	3.8	m/s	More...	☒
3		T_int	275	-	More...	☒
4		T_amb	32	-	More...	☒
5		Q_heliostatos	250	-	More...	☒

Entradas Receptor central.

Fuente: Autores

Parameter						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		T_out	0	C	More...	☒
2		m_dot_sal_1	0	kg/s	More...	☒

Salidas Receptor central.

Fuente: Autores

c. Tanque sales calientes

Parameter						
		Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files
Comment						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		VT	1.3	m ³	More...	☒

Parametros tanque de sales calientes.

Fuente: [Autores](#)

Parameter						
		Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files
Comment						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		m_dot_e	0	kg/s	More...	☒
2		m_i	1000	kg	More...	☒
3		Ti	565	C	More...	☒
4		Te	0	C	More...	☒

Entradas tanque de sales calientes.

Fuente: [Autores](#)

Proyecto8) Tanque de sales calientes-z						
		Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards
External Files						
Comment						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		Ts	0	-	More...	☒
2		nivel_tanque	0	-	More...	☒
3		funcionamiento	0	-	More...	☒
4		Vi	0	-	More...	☒
5		mi_2	0	-	More...	☒

Salidas tanque de sales calientes.

Fuente: [Autores](#)

d. Sobrecalentador

Parameter						
Input Output Derivative Special Cards External Files Comment						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		A_sob	0.5117	m ²	More...	☒
2		D_sob	0.00635	m	More...	☒
3		e_tub_sob	0.0015	m	More...	☒
4		N_tubos_sob	22	any	More...	☒
5		k_tubos	85	W/m.K	More...	☒
6		l_tubos_sob	1.166	m	More...	☒
7		NPT_sob	4	any	More...	☒
8		SL_sob	0.0127	m	More...	☒

Parametros sobrecalentador.

Fuente: Autores

Parameter						
Input Output Derivative Special Cards External Files Comment						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		m_1	0.0137	kg/s	More...	☒
2		M_dot_sal	0.08929	kg/s	More...	☒
3		T_11	0	C	More...	☒
4		T_7	228.1	C	More...	☒

Entradas Sobrecalentador.

Fuente: Autores

Parameter						
Input Output Derivative Special Cards External Files Comment						
		Name	Value	Unit	More	Macro
1		P_1	0	kPa	More...	☒
2		T_1	0	C	More...	☒
3		T_12	0	C	More...	☒
4		Q_sob	0	kW	More...	☒
5		h_1	0	kJ/kg	More...	☒

Salidas sobrecalentador.

Fuente: Autores

1. Calculo ciclo de potencia (RANKINE) EES**"Datos de entrada"** $T_1=540$ $P_1=2700$ $p_2=75$ $X_6=0$ $X_3=0$ $X_4=0$ $X_7=1$ $x_2=\text{Quality}(\text{Water}; T=T_2; h=h_2)$

Entradas ciclo.

Fuente: Autores, EES

"Balances de masa" $m_{\text{dot}_1}=m_{\text{dot}_8}+m_{\text{dot}_2}$ $m_{\text{dot}_3}=m_{\text{dot}_2}+m_{\text{dot}_{10}}$ $m_{\text{dot}_3}=m_{\text{dot}_4}$ $m_{\text{dot}_4}=m_{\text{dot}_5}$ $m_{\text{dot}_5}=m_{\text{dot}_6}$ $m_{\text{dot}_6}=m_{\text{dot}_7}$ $m_{\text{dot}_8}=m_{\text{dot}_9}$ $m_{\text{dot}_9}=m_{\text{dot}_{10}}$ $W_{\text{turbine}}=10 \text{ [Kw]}$ $\text{efi}_{\text{turbine}}=0,92$ $\text{efi}_{\text{generador}}=0,95$

Balances de masa ciclo.

Fuente: Autores, EES

balance de energia**turbine**

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \frac{W_{\text{turbine}}}{\text{efi}_{\text{turbine}} \cdot \text{efi}_{\text{generador}}}$$

$$W_{\text{turbine;real}} = \frac{W_{\text{turbine}}}{\text{efi}_{\text{turbine}} \cdot \text{efi}_{\text{generador}}}$$

Regenerador

$$r_1 = \frac{h_6 - h_3}{2}$$

$$r_1 = h_5 - h_4$$

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_8 \cdot h_9 + \dot{m}_5 \cdot h_5$$

Balances de energia cilo.

Fuente: Autores, EES

Valvula

$$h_{10} = h_9$$

$$p_{10} = p_2$$

$$x_{10} = x('Water'; h = h_{10}; P = p_{10})$$

$$T_{10} = T('Water'; P = p_{10}; h = h_{10})$$

Presion de extraccion

$$h_5 = h('Water'; P = P_8; x = 0)$$

Válvulas y presión de extracción en la turbina.

Fuente: Autores, EES

some temperatures

$$T_2 = T('Water'; P=P_2; h=h_2)$$

$$T_3 = T('Water'; P=P_3; h=h_3)$$

$$T_4 = T('Water'; P=P_4; h=h_4)$$

$$T_5 = T('Water'; P=P_5; h=h_5)$$

$$T_6 = T('Water'; P=P_6; h=h_6)$$

$$T_7 = T('Water'; P=P_7; h=h_7)$$

$$T_9 = T('Water'; h=h_9; x=0)$$

$$T_8 = T('Water'; P=P_8; h=h_8)$$

Calculo de Temperaturas de interés.

Fuente: Autores, EES

Entalpías y temperaturas

$$h_1 = h('Water'; T=T_1; P=P_1)$$

$$h_6 = h('Water'; P=P_6; x=X_6) \text{ Salida del precalentador}$$

$$h_3 = h('Water'; x=X_3; P=P_3) \text{ Salida del condensador}$$

$$h_4 = h('Water'; T=T_3; P=P_4)$$

$$h_9 = h('Water'; P=P_8; x=0)$$

$$h_7 = h('Water'; P=P_7; x=X_7)$$

Calculo de entalpías.

Fuente: Autores, EES

Extracciones en la turbina

extracciones

$$h_8 = h_1 - \text{eficiencia}_1 \cdot (h_1 - h_{8;\text{pri}})$$

$$h_2 = h_8 - \text{eficiencia}_2 \cdot (h_8 - h_{2;\text{pri}})$$

$$h_{8;\text{pri}} = h(\text{'Water'}; s=s_1; P=P_8)$$

$$h_{2;\text{pri}} = h(\text{'Water'}; s=s_8; P=P_2)$$

$$s_1 = s(\text{'Water'}; T=T_1; P=P_1)$$

$$s_8 = s(\text{'Water'}; h=h_8; P=P_8)$$

$$s_8 = \text{Entropy}(\text{Water}; T=T_8; P=P_8)$$

Turbina

$$\text{eficiencia}_1 = 1$$

$$\text{eficiencia}_2 = 0,96$$

Extracciones de la turbina.

Fuente: Autores, EES

- Balances de energía a los intercambiadores de calor:
 - a. Precalentador

Ecuaciones de T.C

$$T_{11} = 565$$

$$T_{14} = 275$$

Precalentador

$$Q_{\text{precalentador}} = \dot{m}_1 \cdot (h_6 - h_5)$$

$$Q_{\text{precalentador}} = \dot{m}_{\text{sal}} \cdot c_{p_{\text{sal};1}} \cdot (T_{13} - T_{14})$$

$$c_{p_{\text{sal};1}} = \frac{1443 + 0,172 \cdot \left[\frac{T_{13} + T_{14}}{2} \right]}{1000}$$

Balance de energía precalentador.

Fuente: Autores, EES

b. Evaporador

En el evaporador

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m}_1 \cdot H_{fg2}$$

$$H_{fg2} = h_7 - h_6$$

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m}_{\text{sal}} \cdot c_{p_{\text{sal};2}} \cdot (T_{12} - T_{13})$$

$$c_{p_{\text{sal};2}} = \frac{1443 + 0,172 \cdot \left[\frac{T_{12} + T_{13}}{2} \right]}{1000}$$

Balance de energía para el evaporador.Fuente: Autores, EES

c. Sobrecalentador

Sobrecalentador

$$Q_{\text{sobrecalentador}} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_7)$$

$$Q_{\text{sobrecalentador}} = \dot{m}_{\text{sal}} \cdot c_{p_{\text{sal};3}} \cdot (T_{11} - T_{12})$$

$$c_{p_{\text{sal};3}} = \frac{1443 + 0,172 \cdot \left[\frac{T_{11} + T_{12}}{2} \right]}{1000}$$

Balance de energía del sobrecalentador.Fuente: Autores, EES

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$cp_{sal,1} = 1,493$	$cp_{sal,2} = 1,511$	$cp_{sal,3} = 1,534$
$eficiencia_1 = 1$	$eficiencia_2 = 0,96$	$efi_{generador} = 0,95$
$efi_{turbine} = 0,92$	$Hfg_2 = 1822$	$h_1 = 3549$
$h_{10} = 684,8$	$h_2 = 2660$	$h_{2,pri} = 2642$
$h_3 = 384,3$	$h_4 = 386,3$	$h_5 = 684,8$
$h_6 = 981,1$	$h_7 = 2803$	$h_8 = 3099$
$h_{8,pri} = 3099$	$h_9 = 684,8$	$\dot{m}_1 = 0,0137$
$\dot{m}_{10} = 0,001693$	$\dot{m}_2 = 0,012$	$\dot{m}_3 = 0,0137$
$\dot{m}_4 = 0,0137$	$\dot{m}_5 = 0,0137$	$\dot{m}_6 = 0,0137$
$\dot{m}_7 = 0,0137$	$\dot{m}_8 = 0,001693$	$\dot{m}_9 = 0,001693$

Resultados de interés 1 del ciclo de potencia.Fuente: Autores, EES

$\dot{m}_{sal} = 0,08929$	$P_1 = 2700$	$p_{10} = 75$
$p_2 = 75$	$P_3 = 75$	$P_4 = 2700$
$P_5 = 2700$	$P_6 = 2700$	$P_7 = 2700$
$P_8 = 651,6$	$Q_{evaporador} = 24,95$	$Q_{precalentador} = 4,06$
$Q_{sobrecalentador} = 10,23$	$r_1 = 298,4$	$s_1 = 7,399$
$s_8 = 7,399$	$T_1 = 540$	$T_{10} = 91,76$
$T_{11} = 565$	$T_{12} = 490,3$	$T_{13} = 305,5$
$T_{14} = 275$	$T_2 = 91,76$	$T_3 = 91,76$
$T_4 = 91,76$	$T_5 = 161,8$	$T_6 = 228,1$
$T_7 = 228,1$	$T_8 = 318,7$	$T_9 = 162,1$

Resultados de interés 2 del ciclo de potencia.Fuente: Autores, EES

$$W_{\text{turbine}} = 10 \text{ [Kw]}$$

$$x_2 = 0,9989$$

$$X_6 = 0$$

$$W_{\text{turbine,real}} = 11,44$$

$$X_3 = 0$$

$$X_7 = 1$$

$$x_{10} = 0,1319$$

$$X_4 = 0$$

Resultados de interés 3 del ciclo de potencia.

Fuente: Autores, EES

2. códigos C++

a. regenerador

Parámetros de entrada

```
using namespace std;

main()
{
    double Qpp,Q111,Q212,T111,T222,H111,t_9=120,t_5=110;
    // parametros
    double As=0.1203 ;
    double DI_tub=0.00635; // "m"
    double e=0.0005;
    double npasos=4;
    double n=9; // "#tubos"
    double L=0.67;
    double v=0.3;
    double re=DI_tub/2 ;
    double ri=0.002675;
    double DI_tubint=0.00535;
    double m4=0.01369;
    double m5=0.01369;
    double m8=0.001693;
    double m9=0.001693;
```

Valores de entradas

```
// entradas t_8 y t_4 , salidas t_9 y t_5
double t_8=0;
double t_4=0;

printf("ingrese temperatura T8: ");
scanf("%f",&t_8);
printf("ingrese temperatura t4: ");
scanf("%f",&t_4);
```

Propiedades. Balances de energía y ecuaciones de transferencia de calor

```

double h4=5.9465241+4.091*t_4+0.0005988*pow(t_4,2);
double h5=5.9465241+4.091*t_5+0.0005988*pow(t_5,2);
double h8=2433.7835+2.083*t_8+0.00001168*pow(t_8,2);
double h9=16.58+3.9*t_9+0.001368*pow(t_9,2);
double tprom=(t_4+t_5)/2;

//ecuas
double vel_tubo=0.03*3.28084;
double u1=(230.6+87.96*vel_tubo-3.388*pow(vel_tubo,2)+0.1165*pow(vel_tubo,3)-0.005636*pow(vel_tubo,4))*6.6845;
double rho=1;
double fw=1;
double fm=0.86;
double fc=0.8;
double u=u1*fw*fm*fc;
double f=0.3;
double delta1=t_8-t_5;
double delta2=t_9-t_4;
double lmtd=(delta1-delta2)/(log( delta1/delta2 ));
double Q=u*As*lmtd*f/1000;
double Q12=m4*(h5-h4);
double Q1=m8*h8-m9*h9;

```

Primer ciclo iterativo

```

int cm1,cm2,cmc,i=1;

for(cmc=0;cmc<i;cmc++)
{
    for (cm1=0;cm1<i;cm1++)
    {
        if (Q1>Q)
        {
            t_9=t_9+0.1;
            cm1=cm1-1;
        }

        else{

            t_9=t_9-0.1;

        }

    }
}

```

Segundo ciclo iterativo

```

//
for (cm2=0; cm2<i; cm2++)
{
    if (Q12<Q)
    {
        t_5=t_5+0.1;
        cm2=cm2-1;

    }
    else{
        t_5=t_5-0.1;

    }

}
}

```

Condicional final

```

if(Q>Q1 && (Q)>Q12)
{
    Qpp=Q;
    Q111=Q1;
    Q212=Q12;
    T111=t_9;
    T222=t_5;
    // H111=h_2;
    cmc=cmc+8;

} else
{
    if(Q-Q12<=0.3 && -Q+Q1<=0.08)
    {
        Qpp=Q;
        Q111=Q1;
        Q212=Q12;
        T111=t_9+6;
        T222=t_5-0.8;
        // H111=h_2;
        cmc=cmc+8;

    }

    cmc=cmc-1;

}

}

```

b. condensador

Parámetros de entrada

```

main()
{
    float Qpp,Q111,Q212,T111,T222,H111,t_3=50,t_16=40;
    //parametros
    float As=0.5685 ;
    float Di_tub=0.0127; // "m"
    float e=0.0005;
    float npasos=1;
    float n=15; // "#tubos"
    float L=0.95;
    float v=0.3;
    float re=Di_tub/2 ;
    float ri=0.00585;
    float Di_tubint=0.0117;
    float p15=100.85;
    float p16=100.85;
    float m10=0.001693;
    float m2=0.012;
    float m16=0.4494;
    float m15=0.4494;
    float m3=0.01369;
}

```

Valores de entrada

```

    float t_15=0;
    float t_2=0;
    //entradas T_15 y t_2
    printf("ingrese temperatura T15: ");
    scanf("%f",&t_15);
    printf("ingrese temperatura t2: ");
    scanf("%f",&t_2);
}

```

Propiedades, balances de energía y ecuaciones de transferencia de calor

```

float tprom=(t_15+t_16)/2;
float h3=3.512+4.092*t_3+0.0006362*pow(t_3,2);
float h15=0.2640+4.183*t_15-0.00002713*pow(t_15,2);
float h16=0.2640+4.183*t_16-0.00002713*pow(t_16,2);
float h2=2493+2.072*t_2-0.0024329998*pow(t_2,2);
float vel_tubo=0.15*3.28084;
float u1=(230.6+87.96*vel_tubo-3.388*pow(vel_tubo,2)+0.1165*pow(vel_tubo,3)-0.005636*pow(vel_tubo,4))*6.6845;
float rho=1;
float fw=1.057;
float fm=0.86;
float fc=0.9;
float u=u1*fw*fm*fc;
float f=0.6;
float delta1=t_2-t_16;
float delta2=t_3-t_15;
float lmtd=(delta1-delta2)/(log( delta1/delta2 ));
float Q=u*As*lmtd*f/1000;
float Q1=m2*h2+m10*h10-m3*h3;
float Q12=m16*h16-m15*h15;

```

Primer ciclo iterativo

```

    int cm1,cm2,cmc,i=1;

    for(cmc=0;cmc<i;cmc++)
    {
        for (cm1=0;cm1<i;cm1++)
        {
            if (Q1>Q)
            {
                t_3=t_3+0.1;
                cm1=cm1-1;
            }

            else{
                t_3=t_3-0.1;
            }
        }
    }

```

Segundo ciclo iterativo

```

    for (cm2=0;cm2<i;cm2++)
    {
        if (Q12<Q)
        {
            t_16=t_16+0.1;
            cm2=cm2-1;
        }

        else{
            t_16=t_16-0.1;
        }
    }

```

Condicional ajuste de calores

```

if(Q>Q1 && (Q)>Q12)
{
    Qpp=Q;
    Q111=Q1;
    Q212=Q12;
    T111=t_3;
    T222=t_16;
    // H111=h_2;
    cmc=cmc+8;
} else
{
    if(Q-Q12<=0.3 && -Q+Q1<=0.1)
    {
        Qpp=Q;
        Q111=Q1;
        Q212=Q12;
        T111=t_3-1;
        T222=t_16;
        cmc=cmc+8;
    }
}

```

c. precalentador

Parámetros de entrada

```

using namespace std;

main()
{
    double Qpp,Q111,Q212,T111,T222,H111,T_6=300,T_14=200;
    double A_precalentador=0.1596;
    double D_precalentador=0.00635; //[m] "1/4 [in] tubos"
    double e_tubo_precalentador=0.0015;
    int N_tubos_precalentador=16;
    int k_tubos=85;
    double l_tubos_precalentador=0.5; //[m]
    double NPT_precalentador=2; //"#pasos por tubo"
    // double Ds=30.48; //[cm] "12[in]"
    double SL_precalentador=0.0127; // [m]
    double ST_precalentador=0.0254; // [m]
    double SD_precalentador=0.01796;
    double P_1=2700;
}

```

Flujos másicos y temperaturas de entrada

```

//flujos masicos
double m_1=0.0137;
double M_dot_sal=0.08929;|
double T_5=0;
double T_13=0;

printf("ingrese temperatura T_5: ");
scanf("%f",&T_5);
printf("ingrese temperatura T_13: ");
scanf("%f",&T_13);

```

DMLT, propiedades del agua y cálculo del coeficiente de convección lado casco

```

double delta_T_1_precalentador=T_13-T_6;
double delta_T_2_precalentador=T_14-T_5;
double DMLT_precalentador=(delta_T_1_precalentador-delta_T_2_precalentador)/log(delta_T_1_precalentador/delta_T_2_precalentador);
double pi=3.14159265358979f;
double Tw_prom_precalentador=(T_5+T_6)/2;
double K_precalentador=-5.967+0.07224*Tw_prom_precalentador-0.0001952*pow(Tw_prom_precalentador,2);
double T_sales_1=(T_13+T_14)/2;

// "TS" // "hext"
double Prs_precalentador=2.336-0.0075997635*Ts_precalentador+0.000010876659*pow(Ts_precalentador,2);
double Pr_precalentador=6.142-0.05182*Tw_prom_precalentador+0.0001285*pow(Tw_prom_precalentador,2);
double mu_precalentador=-0.0006164+0.00009142*Tw_prom_precalentador-pow(2.685*10,-8)*pow(Tw_prom_precalentador,2);
double V_precalentador=0.03;
double Vmax_precalentador=(ST_precalentador*V_precalentador)/(2*SD_precalentador-2*D_precalentador);
double rho_precalentador=-8123+98.68851*Tw_prom_precalentador-0.2679*pow(Tw_prom_precalentador,2);
double Re_precalentador=rho_precalentador*Vmax_precalentador*D_precalentador/mu_precalentador;
double NUD_precalentador=0.35*pow((ST_precalentador/SL_precalentador),0.2)*pow(Re_precalentador,0.6)*pow(Pr_precalentador,0.36)*pow(h_ext_precalentador,0.4);
double h_ext_precalentador=(NUD_precalentador*K_precalentador)/D_precalentador;
double h_ext1=h_ext_precalentador/1000;

```

Propiedades de las sales fundidas, cálculo del coeficiente de convección lado tubos, ecuaciones de transferencia de calor y balances de energía.

```

// h_int
double K_f_sal_1=0.443+1.9*pow(10,(-4))*T_sales_1;
double Cp_sales_1=1443+0.172*T_sales_1;
double mu_sales_1=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_1+2.281*pow(10,(-7))*pow(T_sales_1,2)-1.474*pow(T_sales_1,3);
double mu_sales_1_s=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_1+2.281*pow(10,(-7))*pow(T_sales_1,2)-1.474*pow(T_sales_1,3);
double Pr_sales_1=(mu_sales_1*Cp_sales_1)/K_f_sal_1;
double rho_sales_pre=2090-0.636*T_sales_1;
double x_precalentador=M_dot_sal/rho_sales_pre;
double V_sales1=(x_precalentador)/(pi*pow((D_precalentador/2),2)*(N_tubos_precalentador)/NPT_precalentador);
double Re_in1=(rho_sales_pre*V_sales1*(D_precalentador-2*e_tubo_precalentador))/mu_sales_1;
double f=64/Re_in1;
double a=(D_precalentador-2*e_tubo_precalentador)/l_tubos_precalentador;
double b=Re_in1*Pr_sales_1;
double c=mu_sales_1/mu_sales_1_s;
double NuD_in1=3.66+((0.0668*a*b)/(1+0.04*pow(a*b,0.666667)))*c;
double h_in_precalentador=(NuD_in1*K_f_sal_1)/(D_precalentador-2*e_tubo_precalentador);
double h_in1=h_in_precalentador/1000;
double U_precalentador=(h_in1*h_ext1)/(h_in1+h_ext1);
double F_precalentador=0.68;
double Q_precalentador=F_precalentador*U_precalentador*A_precalentador*DMLT_precalentador;
double R=1/(h_in_precalentador*A_precalentador)+log(D_precalentador/(D_precalentador-2*e_tubo_precalentador));
double h_6=95.64+3.091*T_6+0.003466*pow(T_6,2);
double h_5=18.7+3.895*T_5+0.001363*pow(T_5,2);
double Q_precalentador12=(M_dot_sal*Cp_sales_1*(T_13-T_14))/1000;
double Q_precalentador1=m_1*(h_6-h_5);

```

Primer ciclo iterativo

```
int cm1,cm2,cmc,i=1;

for(cmc=0;cmc<i;cmc++)
{
    for (cm1=0;cm1<i;cm1++)
    {
        if (Q_precalentador1>Q_precalentador)
        {
            T_6=T_6-0.1;
            cm1=cm1-1;

        }
        else{

            T_6=T_6+0.1;
        }
    }
}
```

Segundo ciclo iterativo

```
for (cm2=0;cm2<i;cm2++)
{
    if (Q_precalentador12>Q_precalentador)
    {
        T_14=T_14+0.1;
        cm2=cm2-1;
    }
    else{

        T_14=T_14-0.1;
    }
}
```

Condicional final de ajuste de calores

```

if(Q_precalentador>Q_precalentador1 && Q_precalentador>Q_precalentador12)
{
    Qpp=Q_precalentador;
    Q111=Q_precalentador1;
    Q212=Q_precalentador12;
    T111=T_6;
    T222=T_14;
    H111=h_6;
    cmc=cmc+8;
} else
{
    if(Q_precalentador-Q_precalentador12<=0.01 && Q_precalentador-Q_precalentador1<=0.1)
    {
        Qpp=Q_precalentador;
        Q111=Q_precalentador1;
        Q212=Q_precalentador12;
        T111=T_6;
        T222=T_14;
        H111=h_6;
        cmc=cmc+8;
    }
    cmc=cmc-1;
}

```

d. sobrecalentador

Parámetros iniciales

```

#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <stdlib.h>
#include <math.h>
#include <iostream>

using namespace std;

main()
{
    // Parametros iniciales
    double Qpp,Q111,Q212,T111,T222,H111,T_1=550,T_12=300;
    double A_sobrecalentador=0.5117;
    double D_sobrecalentador=0.00635; //[m] "1/4 [in] tubos"
    double e_tubo_sobrecalentador=0.0015;
    int N_tubos_sobrecalentador=22;
    int k_tubos=85;
    double l_tubos_sobrecalentador=1.166; //[m]
    double NPT_sobrecalentador=4; //"#pasos por tubo"
    double Ds=30.48; //[cm] "12[in]"
    double SL_sobrecalentador=0.0127; // [m]
    double ST_sobrecalentador=0.0254; // [m]
    double P_1=2700;

    double Ts_sobrecalentador=527.6; // temperatura de la superficie, a iterar

```

Flujos masicos y valores de entrada al codigo

```

20
27 //flujos masicos
28 double m_1=0.0137; // agua
29 double M_dot_sal=0.08929; //sales
30
31 //entradas
32 double T_11=0;
33 double T_7=0;
34
35 printf("ingrese temperatura T_11: ");
36 scanf("%f",&T_11);
37 printf("ingrese temperatura T_7: ");
38 scanf("%f",&T_7);
39

```

DMLT, propiedades del agua y calculo de coeficiente de conveccion lado casco

```

double delta_T_1_sobrecalentador=T_11-T_1;
double delta_T_2_sobrecalentador=T_12-T_7;
double DMLT_sobrecalentador=(delta_T_1_sobrecalentador-delta_T_2_sobrecalentador)/log(delta_T_1_sobrecalentador/delta_T_2_sobrecalentador);
double pi=3.14159265358979f;
double Tw_prom_sobrecalentador=(T_1+T_7)/2;
double K_sobrecalentador=0.1086-0.0007186*Tw_prom_sobrecalentador+0.00002769*pow(Tw_prom_sobrecalentador,2)-(4.262*pow(10,-9))*pow(Tw_prom_sobrecalentador,3);
double T_sales_3=(T_11+T_12)/2;
//TS //hex
double Prs_sobrecalentador=2.462-0.01159*Ts_sobrecalentador+0.0003556*pow(Ts_sobrecalentador,2)-(5.121*pow(10,-8))*pow(Ts_sobrecalentador,3)+(2.841*pow(10,-13))*pow(Ts_sobrecalentador,4);
double Pr_sobrecalentador=3.8434597-0.02655*Tw_prom_sobrecalentador+0.00009628*pow(Tw_prom_sobrecalentador,2)-0.00000160667695*pow(Tw_prom_sobrecalentador,3)+(1.075*pow(10,-13))*pow(Tw_prom_sobrecalentador,4);
double mu_sobrecalentador=0.000004239+(6.633*pow(10,-8))*Tw_prom_sobrecalentador-(7.217*pow(10,-11))*pow(Tw_prom_sobrecalentador,2)+(1.075*pow(10,-13))*pow(Tw_prom_sobrecalentador,3);
double V_sobrecalentador=1;
double SD_sobrecalentador=0.01796;
double Vmax_sobrecalentador=ST_sobrecalentador/(2*(SD_sobrecalentador-D_sobrecalentador))*V_sobrecalentador;
double rho_sobrecalentador=16.76-0.01955*Tw_prom_sobrecalentador;
double Re_sobrecalentador=rho_sobrecalentador*Vmax_sobrecalentador*D_sobrecalentador/mu_sobrecalentador;
double NUD_sobrecalentador=0.35*pow((ST_sobrecalentador/SL_sobrecalentador),0.2)*pow(Re_sobrecalentador,0.6)*pow(Pr_sobrecalentador,0.36)*pow((Pr_sobrecalentador/1000),0.16)-0.42;
double h_ext_sobrecalentador=(NUD_sobrecalentador*K_sobrecalentador)/D_sobrecalentador;
double h_ext3=h_ext_sobrecalentador/1000;

```

propiedades de las sales, calculo de coeficiente de conveccion lado tubos, balances de energia

```

//h_int
double K_f_sal_3=0.443+1.9*pow(10,(-4))*T_sales_3;
double Cp_sales_3=1443+0.172*T_sales_3;
double mu_sales_3=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_3+2.281*pow(10,(-7))*pow(T_sales_3,2)-1.474*pow(10,(-10))*pow(T_sales_3,3);
double Pr_sales_3=(mu_sales_3*Cp_sales_3)/K_f_sal_3;
double rho_sales_sobre=2090-0.636*T_sales_3;
double x_sobrecalentador=M_dot_sal/rho_sales_sobre;
double V_sales3=(x_sobrecalentador)/(pi*pow((D_sobrecalentador/2),2)*(N_tubos_sobrecalentador)/NPT_sobrecalentador); //NPT_sobrecalentador no declarado
double Re_in_3=(rho_sales_sobre*V_sales3*(D_sobrecalentador-2*e_tubo_sobrecalentador))/mu_sales_3;
double f=64/Re_in_3;
double nn=1+12.7*pow((0.125*f),(0.5))*(pow(Pr_sales_3,(0.666666667))-1);
double mm=((f/8)*(Re_in_3-1000)*Pr_sales_3);
double NuD_in3=mm/nn;
double h_in_sobrecalentador=(NuD_in3*K_f_sal_3)/(D_sobrecalentador-2*e_tubo_sobrecalentador);
double h_in3=h_in_sobrecalentador/1000;
double U_sobrecalentador=(h_in3*h_ext3)/(h_in3+h_ext3);
double F_sobrecalentador=0.85;
double Q_sobrecalentador=F_sobrecalentador*U_sobrecalentador*A_sobrecalentador*DMLT_sobrecalentador;
double Re1=((h_in_sobrecalentador*A_sobrecalentador)+log(D_sobrecalentador/(D_sobrecalentador-2*e_tubo_sobrecalentador)))/(2*pi*k_tubos*1_tubos_sobrecalentador);
//t_1 salida, t_7 entrada
double h_7=2803-(1.499*pow(10,-13))*T_7+(3.102*pow(10,-16))*pow(T_7,2); //KJ/Kg "salida"
double h_1=2367+2.135*T_1+0.00009985*pow(T_1,2); //KJ/Kg "salida"
double Q_sobrecalentador1=m_1*(h_1-h_7);
double Q_sobrecalentador12=(M_dot_sal*Cp_sales_3*(T_11-T_12))/1000;

```

Primer ciclo iterativo

```

    int cm1,cm2,cmc,i=1;
    for(cmc=0;cmc<i;cmc++)
    {
        for (cm1=0;cm1<i;cm1++)
        {
            if (Q_sobrecalentador1>Q_sobrecalentador)
            {
                T_1=T_1-0.1;
                cm1=cm1-1;
                cout<<"T1 ="<<T_1<<"\n";

            }
            else{
                T_1=T_1+0.1;
            }
        }
    }

```

Segundo ciclo iterativo

```

    for (cm2=0;cm2<i;cm2++)
    {
        if (Q_sobrecalentador12>Q_sobrecalentador)
        {
            T_12=T_12+0.1;
            cm2=cm2-1;

        }
        else{
            T_12=T_12-0.1;
        }
    }

```

Condicional final

```

    if(Q_sobrecalentador>Q_sobrecalentador1 && Q_sobrecalentador>Q_sobrecalentador12)
    {
        Qpp=Q_sobrecalentador;
        Q111=Q_sobrecalentador1;
        Q212=Q_sobrecalentador12;
        T111=T_1;
        T222=T_12;
        H111=h_1;
        cmc=cmc+8;
    }
    else
    {
        if(Q_sobrecalentador-Q_sobrecalentador12<=0.01 && Q_sobrecalentador-Q_sobrecalentador1<=0.1)
        {
            Qpp=Q_sobrecalentador;
            Q111=Q_sobrecalentador1;
            Q212=Q_sobrecalentador12;
            T111=T_1;
            T222=T_12;
            H111=h_1;
            cmc=cmc+8;
        }
        cmc=cmc-1;
    }

```

e. campo de heliostatos

Datos de entrada

```
//datos estacionarios
double THT=25; //"altura de la torre"
double LR=0.62; // "altura del receptor"
double DR=0.62; //"Diametro del receptor"
double AH=0.36; //"Area de cada heliostato"
double LH=0.6; // "Altura de cada heliostato"
double Rmin=(65/150)*THT+1.17; //"Radio minimo de campo de heliostatos"
double rho_hel=0.8883; //"Reflectividad de la superficie de cada heliostato"
```

Coordenadas por hileras de heliostatos

```
22 //Coordenadas hilera #1
23 double z_1=0.7 ;
24 double e_1=0 ;
25 double n_1=12 ;
26 double e_2=1.076 ;
27 double n_2=11.95 ;
28 double e_3=2.143 ;
29 double n_3=11.81 ;
30 double e_4=3.192 ;
31 double n_4=11.57 ;
32 double e_5=4.216 ;
33 double n_5=11.23 ;
34 double e_6=5.207 ;
35 double n_6=10.81 ;
36 double e_7=6.155 ;
37 double n_7=10.3 ;
38 double e_8=7.053 ;
```

Coordenadas por hileras de heliostatos fila 2

```
165 // coordenadas hilera #2
166 double e2_1=0 ;
167 double e2_2=1.067 ;
168 double e2_3=2.128 ;
169 double e2_4=3.176 ;
170 double e2_5=4.206 ;
171 double e2_6=5.211 ;
172 double e2_7=6.185 ;
173 double e2_8=7.124 ;
174 double e2_9=8.02 ;
175 double e2_10=8.869 ;
176 double e2_11=9.666 ;
177 double e2_12=10.41 ;
178 double e2_13=11.09 ;
179 double e2_14=11.7 ;
180 double e2_15=12.25 ;
181 double e2_16=12.72 ;
182 double e2_17=13.12 ;
183 double e2_18=13.44 ;
```

Coordenadas por hileras de heliostatos fila 3

```

330
331 // Coordenadas hilera # 3
332 double e3_1=0 ;
333 double e3_2=1.062 ;
334 double e3_3=2.119 ;
335 double e3_4=3.167 ;
336 double e3_5=4.201 ;
337 double e3_6=5.216 ;
338 double e3_7=6.207 ;
339 double e3_8=7.171 ;
340 double e3_9=8.103 ;
341 double e3_10=8.999 ;
342 double e3_11=9.854 ;
343 double e3_12=10.67 ;
344 double e3_13=11.43 ;
345 double e3_14=12.14 ;
346 double e3_15=12.8 ;
347 double e3_16=13.4 ;
348 double e3_17=13.94 ;

```

Calculos geometria solar

```

//geometria solar
float time=0;
printf(" time: ");
scanf("%f",&time);

//h=12; //entrada
double pi=3.14159265358979;
double A;
double Latitud=11.713889;
double n=79;
double w=15*(time-12) ;
double d=23.45*sin((284+n)*(pi/180)/365*360); //declinacion bien
double Altitudsolar=asin(cos(d*(pi/180))*cos(Latitud*(pi/180))*cos(w*(pi/180))+sin(d*(pi/180))*sin(Latitud*(pi/180)))*(180/pi); //altitud solar bien
double A_pri=acos((sin(d*(pi/180))*cos(Latitud*(pi/180))-cos(d*(pi/180))*cos(w*(pi/180))*sin(Latitud*(pi/180)))/(cos(Altitudsolar*(pi/180))))*(180/pi); //azimut

if (w>0)
{
    A=360-A_pri;
}
else{
    A=A_pri;
}

```

Vectores R

```
2148      //Vectores primera hilera
2149      // vectores R,S,H Y Angulo de reflexion
2150
2151      double R_e_1=0 ;
2152      double R_e_10=-0.3168 ;
2153      double R_e_11=-0.3427 ;
2154      double R_e_12=-0.3656 ;
2155      double R_e_13=-0.386 ;
2156      double R_e_14=-0.4029 ;
2157      double R_e_15=-0.4167 ;
2158      double R_e_16=-0.4273 ;
2159      double R_e_17=-0.4343 ;
2160      double R_e_18=-0.4379 ;
2161      double R_e_19=-0.4379 ;
2162      double R_e_2=-0.0393 ;
2163      double R_e_20=-0.4343 ;
2164      double R_e_21=-0.4273 ;
2165      double R_e_22=-0.4167 ;
2166      double R_e_23=-0.4029 ;
2167      double R_e_24=-0.386 ;
2168      double R_e_25=-0.3656 ;
2169      double R_e_26=-0.3427 ;
2170      double R_e_27=-0.3168 ;
2171      double R_e_28=-0.2884 ;
2172      double R_e_29=-0.2576 ;
2173      double R_e_3=-0.07827 ;
2174      double R_e_30=-0.2248 ;
2175      double R_e_31=-0.1902 ;
```

Vectores S, H y Angulo de reflexión

```

// 1
double z_o=25+(0.62/2) ;
double S_z_1=sin(Altitudsolar*(pi/180)) ;
double S_e_1=cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180)) ;
double S_n_1=cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180)) ;

double theta_1=(acos(R_z_1*sin(Altitudsolar*(pi/180))+R_e_1*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))+R_n_1*cos(Altitudsolar*(pi/180))*c
double H_z_1=(R_z_1+S_z_1)/(2*cos(theta_1*(pi/180))) ;
double H_e_1=(R_e_1+S_e_1)/(2*cos(theta_1*(pi/180))) ;
double H_n_1=(R_n_1+S_n_1)/(2*cos(theta_1*(pi/180))) ;

// 2 ;
double S_z_2=sin(Altitudsolar*(pi/180)) ;
double S_e_2=cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180)) ;
double S_n_2=cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180)) ;

double theta_2=(acos(R_z_2*sin(Altitudsolar*(pi/180))+R_e_2*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))+R_n_2*cos(Altitudsolar*(pi/180))*c
double H_z_2=(R_z_2+S_z_2)/(2*cos(theta_2*(pi/180))) ;
double H_e_2=(R_e_2+S_e_2)/(2*cos(theta_2*(pi/180))) ;
double H_n_2=(R_n_2+S_n_2)/(2*cos(theta_2*(pi/180))) ;

// 3 ;
double S_z_3=sin(Altitudsolar*(pi/180)) ;
double S_e_3=cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180)) ;
double S_n_3=cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180)) ;

```

Factores cálculo de eficiencia de cada heliostato

```

3002 // "eficiencias"
3003 double wr=1 ; // "relacion altura-radio de cada heliostato"
3004 double s=0.01;
3005 double s_2=0.013;
3006 double s_3=0.015;
3007 double s_4=0.01883;
3008 double s_5=0.02273;
3009 double s_6=0.02761;
3010 double s_7=0.0335;
3011 double s_8=0.036;
3012 double s_9=0.038;
3013 double s_10=0.040;
3014 double fb=0.95; // "factor de bloqueo"
3015 double fspe=0.96; // "factor de desbordamiento"
3016 double fat=0.99326-0.1046*s+0.017*pow(s,2)-0.002845*pow(s,3); // "Factor de atenuacion atmosferica"
3017 double fat2=0.99326-0.1046*s_2+0.017*pow(s_2,2)-0.002845*pow(s_2,3); // "Factor de atenuacion atmosferica"
3018 double fat3=0.99326-0.1046*s_3+0.017*pow(s_3,2)-0.002845*pow(s_3,3); // "Factor de atenuacion atmosferica"
3019 double fat4=0.99326-0.1046*s_4+0.017*pow(s_4,2)-0.002845*pow(s_4,3); // "Factor de atenuacion atmosferica"
3020 double fat5=0.99326-0.1046*s_5+0.017*pow(s_5,2)-0.002845*pow(s_5,3); // "Factor de atenuacion atmosferica"
3021 double fat6=0.99326-0.1046*s_6+0.017*pow(s_6,2)-0.002845*pow(s_6,3); // "Factor de atenuacion atmosferica"
3022 double fat7=0.99326-0.1046*s_7+0.017*pow(s_7,2)-0.002845*pow(s_7,3); // "Factor de atenuacion atmosferica"
3023 double fat8=0.99326-0.1046*s_8+0.017*pow(s_8,2)-0.002845*pow(s_8,3); // "Factor de atenuacion atmosferica"
3024 double fat9=0.99326-0.1046*s_9+0.017*pow(s_9,2)-0.002845*pow(s_9,3); // "Factor de atenuacion atmosferica"
3025 double fat10=0.99326-0.1046*s_10+0.017*pow(s_10,2)-0.002845*pow(s_10,3); // "Factor de atenuacion atmosferica"
3026

```

Calculo w_i de cada heliostato por hileras

```
//cos(2w_i) HILERA 1 ;
//1 ;
double w_1=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_1*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_1*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 2 ;
double w_2=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_2*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_2*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 3 ;
double w_3=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_3*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_3*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 4 ;
double w_4=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_4*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_4*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 5 ;
double w_5=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_5*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_5*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 6 ;
double w_6=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_6*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_6*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 7 ;
double w_7=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_7*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_7*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 8 ;
double w_8=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_8*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_8*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 9 ;
double w_9=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_9*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_9*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 10 ;
double w_10=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_10*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_10*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 11 ;
double w_11=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_11*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_11*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 12 ;
double w_12=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_12*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_12*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 13 ;
double w_13=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e_13*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n_13*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 14 ;
```

W_i hilera #2

```
// hilera #2
//cos(2*w2_i)
// 1 ;
double w2_1=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_1*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_1*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 2 ;
double w2_2=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_2*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_2*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 3 ;
double w2_3=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_3*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_3*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 4 ;
double w2_4=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_4*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_4*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 5 ;
double w2_5=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_5*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_5*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 6 ;
double w2_6=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_6*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_6*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 7 ;
double w2_7=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_7*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_7*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 8 ;
double w2_8=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_8*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_8*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 9 ;
double w2_9=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_9*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_9*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 10 ;
double w2_10=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_10*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_10*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 11 ;
double w2_11=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_11*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_11*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 12 ;
double w2_12=((acos(((z_o-z_1)*sin(Altitudsolar*(pi/180))-e2_12*cos(Altitudsolar*(pi/180))*sin(A*(pi/180))-n2_12*cos(Altitudsolar*(pi/180))*cos(A*(pi/180))))*(pi/180));
// 13 ;
```

Eficiencia cada heliostato hilera 1

```

5141
5142      //eficiencias fila 1
5143      double efi_H_1=cos(w_1*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5144      double efi_H_2=cos(w_2*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5145      double efi_H_3=cos(w_3*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5146      double efi_H_4=cos(w_4*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5147      double efi_H_5=cos(w_5*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5148      double efi_H_6=cos(w_6*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5149      double efi_H_7=cos(w_7*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5150      double efi_H_8=cos(w_8*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5151      double efi_H_9=cos(w_9*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5152      double efi_H_10=cos(w_10*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5153      double efi_H_11=cos(w_11*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5154      double efi_H_12=cos(w_12*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5155      double efi_H_13=cos(w_13*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5156      double efi_H_14=cos(w_14*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5157      double efi_H_15=cos(w_15*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5158      double efi_H_16=cos(w_16*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5159      double efi_H_17=cos(w_17*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5160      double efi_H_18=cos(w_18*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5161      double efi_H_19=cos(w_19*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5162      double efi_H_20=cos(w_20*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5163      double efi_H_21=cos(w_21*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5164      double efi_H_22=cos(w_22*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5165      double efi_H_23=cos(w_23*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5166      double efi_H_24=cos(w_24*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5167      double efi_H_25=cos(w_25*(pi/180))*fb*fspe*fat ;
5168      double efi_H_26=cos(w_26*(pi/180))*fb*fspe*fat ;

```

Eficiencia cada heliostato hilera 2

```

5213
5214      // eficiencias fila 2
5215      double efi2_H_1=cos(w2_1*(pi/180))*fb*fspe*fat2      ;
5216      double efi2_H_2=cos(w2_2*(pi/180))*fb*fspe*fat2      ;
5217      double efi2_H_3=cos(w2_3*(pi/180))*fb*fspe*fat2      ;
5218      double efi2_H_4=cos(w2_4*(pi/180))*fb*fspe*fat2      ;
5219      double efi2_H_5=cos(w2_5*(pi/180))*fb*fspe*fat2      ;
5220      double efi2_H_6=cos(w2_6*(pi/180))*fb*fspe*fat2      ;
5221      double efi2_H_7=cos(w2_7*(pi/180))*fb*fspe*fat2      ;
5222      double efi2_H_8=cos(w2_8*(pi/180))*fb*fspe*fat2      ;
5223      double efi2_H_9=cos(w2_9*(pi/180))*fb*fspe*fat2      ;
5224      double efi2_H_10=cos(w2_10*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5225      double efi2_H_11=cos(w2_11*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5226      double efi2_H_12=cos(w2_12*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5227      double efi2_H_13=cos(w2_13*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5228      double efi2_H_14=cos(w2_14*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5229      double efi2_H_15=cos(w2_15*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5230      double efi2_H_16=cos(w2_16*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5231      double efi2_H_17=cos(w2_17*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5232      double efi2_H_18=cos(w2_18*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5233      double efi2_H_19=cos(w2_19*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5234      double efi2_H_20=cos(w2_20*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5235      double efi2_H_21=cos(w2_21*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5236      double efi2_H_22=cos(w2_22*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5237      double efi2_H_23=cos(w2_23*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5238      double efi2_H_24=cos(w2_24*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5239      double efi2_H_25=cos(w2_25*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;
5240      double efi2_H_26=cos(w2_26*(pi/180))*fb*fspe*fat2     ;

```

Eficiencia cada heliostato hilera 10

```

6157 // eficiencias fila 10
6158 double efi10_H_1=cos(w10_1*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6159 double efi10_H_2=cos(w10_2*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6160 double efi10_H_3=cos(w10_3*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6161 double efi10_H_4=cos(w10_4*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6162 double efi10_H_5=cos(w10_5*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6163 double efi10_H_6=cos(w10_6*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6164 double efi10_H_7=cos(w10_7*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6165 double efi10_H_8=cos(w10_8*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6166 double efi10_H_9=cos(w10_9*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6167 double efi10_H_10=cos(w10_10*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6168 double efi10_H_11=cos(w10_11*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6169 double efi10_H_12=cos(w10_12*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6170 double efi10_H_13=cos(w10_13*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6171 double efi10_H_14=cos(w10_14*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6172 double efi10_H_15=cos(w10_15*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6173 double efi10_H_16=cos(w10_16*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6174 double efi10_H_17=cos(w10_17*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6175 double efi10_H_18=cos(w10_18*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6176 double efi10_H_19=cos(w10_19*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6177 double efi10_H_20=cos(w10_20*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6178 double efi10_H_21=cos(w10_21*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6179 double efi10_H_22=cos(w10_22*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6180 double efi10_H_23=cos(w10_23*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6181 double efi10_H_24=cos(w10_24*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6182 double efi10_H_25=cos(w10_25*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6183 double efi10_H_26=cos(w10_26*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;
6184 double efi10_H_27=cos(w10_27*(pi/180))*fb*fspe*fat10 ;

```

Radiación neta reflejada por cada heliostato

```

6201
6202 // energia emitida por cada heliostato
6203 //fila 1
6204 double q_inci=1.917-0.79189899*time+0.1097 *pow(time,2)-0.005462*pow(time,3)+0.00082306735*pow(time,4)+0.1 ;
6205 double En1=q_inci*AH*efi_H_1 ;
6206 double En2=q_inci*AH*efi_H_2 ;
6207 double En3=q_inci*AH*efi_H_3 ;
6208 double En4=q_inci*AH*efi_H_4 ;
6209 double En5=q_inci*AH*efi_H_5 ;
6210 double En6=q_inci*AH*efi_H_6 ;
6211 double En7=q_inci*AH*efi_H_7 ;
6212 double En8=q_inci*AH*efi_H_8 ;
6213 double En9=q_inci*AH*efi_H_9 ;
6214 double En10=q_inci*AH*efi_H_10 ;
6215 double En11=q_inci*AH*efi_H_11 ;
6216 double En12=q_inci*AH*efi_H_12 ;
6217 double En13=q_inci*AH*efi_H_13 ;
6218 double En14=q_inci*AH*efi_H_14 ;
6219 double En15=q_inci*AH*efi_H_15 ;
6220 double En16=q_inci*AH*efi_H_16 ;
6221 double En17=q_inci*AH*efi_H_17 ;
6222 double En18=q_inci*AH*efi_H_18 ;
6223 double En19=q_inci*AH*efi_H_19 ;
6224 double En20=q_inci*AH*efi_H_20 ;
6225 double En21=q_inci*AH*efi_H_21 ;
6226 double En22=q_inci*AH*efi_H_22 ;
6227 double En23=q_inci*AH*efi_H_23 ;
6228 double En24=q_inci*AH*efi_H_24 ;

```

Radiación neta reflejada por cada heliostato hilera #5

```

6571 //fila 5
6572 double En5_1=q_inci*AH*efi5_H_1 ;
6573 double En5_2=q_inci*AH*efi5_H_2 ;
6574 double En5_3=q_inci*AH*efi5_H_3 ;
6575 double En5_4=q_inci*AH*efi5_H_4 ;
6576 double En5_5=q_inci*AH*efi5_H_5 ;
6577 double En5_6=q_inci*AH*efi5_H_6 ;
6578 double En5_7=q_inci*AH*efi5_H_7 ;
6579 double En5_8=q_inci*AH*efi5_H_8 ;
6580 double En5_9=q_inci*AH*efi5_H_9 ;
6581 double En5_10=q_inci*AH*efi5_H_10 ;
6582 double En5_11=q_inci*AH*efi5_H_11 ;
6583 double En5_12=q_inci*AH*efi5_H_12 ;
6584 double En5_13=q_inci*AH*efi5_H_13 ;
6585 double En5_14=q_inci*AH*efi5_H_14 ;
6586 double En5_15=q_inci*AH*efi5_H_15 ;
6587 double En5_16=q_inci*AH*efi5_H_16 ;
6588 double En5_17=q_inci*AH*efi5_H_17 ;
6589 double En5_18=q_inci*AH*efi5_H_18 ;
6590 double En5_19=q_inci*AH*efi5_H_19 ;
6591 double En5_20=q_inci*AH*efi5_H_20 ;
6592 double En5_21=q_inci*AH*efi5_H_21 ;
6593 double En5_22=q_inci*AH*efi5_H_22 ;
6594 double En5_23=q_inci*AH*efi5_H_23 ;
6595 double En5_24=q_inci*AH*efi5_H_24 ;
6596 double En5_25=q_inci*AH*efi5_H_25 ;
6597 double En5_26=q_inci*AH*efi5_H_26 ;
6598 double En5_27=q_inci*AH*efi5_H_27 ;

```

Radiación neta transmitida por hilera

```

7259 double En10_42=q_inci*AH*efi10_H_42 ;
7260 double En10_43=q_inci*AH*efi10_H_43 ;
7261
7262 //energia total hilera 1
7263 double ET_1=En1+En2+En3+En4+En5+En6+En7+En8+En9+En10+En11+En12+En13+En14+En15+En16+En17+En18+En19+En20+En21+En22+En23+En24+En25+En26+En27+En28
7264 // "Energia total hilera 2"
7265 double ET_2=En2_1+En2_2+En2_3+En2_4+En2_5+En2_6+En2_7+En2_8+En2_9+En2_10+En2_11+En2_12+En2_13+En2_14+En2_15+En2_16+En2_17+En2_18+En2_19+En2_20
7266 //energia total hilera 3
7267 double ET_3=En3_1+En3_2+En3_3+En3_4+En3_5+En3_6+En3_7+En3_8+En3_9+En3_10+En3_11+En3_12+En3_13+En3_14+En3_15+En3_16+En3_17+En3_18+En3_19+En3_20
7268 // "Energia total hilera 4"
7269 double ET_4=En4_1+En4_2+En4_3+En4_4+En4_5+En4_6+En4_7+En4_8+En4_9+En4_10+En4_11+En4_12+En4_13+En4_14+En4_15+En4_16+En4_17+En4_18+En4_19+En4_20
7270 // energia total hilera 5
7271 double ET_5=En5_1+En5_2+En5_3+En5_4+En5_5+En5_6+En5_7+En5_8+En5_9+En5_10+En5_11+En5_12+En5_13+En5_14+En5_15+En5_16+En5_17+En5_18+En5_19+En5_20
7272 //energia total hilera 6
7273 double ET_6=En6_1+En6_2+En6_3+En6_4+En6_5+En6_6+En6_7+En6_8+En6_9+En6_10+En6_11+En6_12+En6_13+En6_14+En6_15+En6_16+En6_17+En6_18+En6_19+En6_20
7274 // energia total hilera 7
7275 double ET_7=En7_1+En7_2+En7_3+En7_4+En7_5+En7_6+En7_7+En7_8+En7_9+En7_10+En7_11+En7_12+En7_13+En7_14+En7_15+En7_16+En7_17+En7_18+En7_19+En7_20
7276 //energia total hilera 8
7277 double ET_8=En8_1+En8_2+En8_3+En8_4+En8_5+En8_6+En8_7+En8_8+En8_9+En8_10+En8_11+En8_12+En8_13+En8_14+En8_15+En8_16+En8_17+En8_18+En8_19+En8_20
7278 //energia total hilera 9
7279 double ET_9=En9_1+En9_2+En9_3+En9_4+En9_5+En9_6+En9_7+En9_8+En9_9+En9_10+En9_11+En9_12+En9_13+En9_14+En9_15+En9_16+En9_17+En9_18+En9_19+En9_20
7280 // energia total hilera 10
7281 double ET_10=En10_1+En10_2+En10_3+En10_4+En10_5+En10_6+En10_7+En10_8+En10_9+En10_10+En10_11+En10_12+En10_13+En10_14+En10_15+En10_16+En10_17+En10_18
7282
7283 double ET_f_P=ET_1+ET_2+ET_3+ET_4+ET_5+ET_6+ET_7+ET_8+ET_9+ET_10;
7284 //double ET_p;
7285 double ET_f;

```

f. Evaporador

```
#include <stdio.h>
```

```
#include <conio.h>
```

```
#include <stdlib.h>
```

```
#include <math.h>
```

```
#include <iostream>
```

```
using namespace std;
```

```
main()
```

```
{
```

```
double Qpp,Q111,Q212,T111,T222,H111;
```

```
// parametros
```

```
double A_eva=0.6344;
```

```
double D_eva=0.00635; //[m] "1/4 [in]
```

```
double e_tub_eva=0.0015;
```

```
double N_tub_eva=20;

double K_tub=85;

double L_tub_eva=1.59;

double NPT_eva=4;

double Ds=30.48;//[cm] "12[in]"

double SL_eva=0.0127;// [m]

double ST_eva=0.0254; // [m]

double SD_eva=0.01796;

double P_7=2700;

double Ts_evaporador=397.9; //"promedio"

double T_7=240;

double T_13=270;

double m_7=0.0137;

double M_dot_sal=0.08929;

double T_12=0;

double T_6=0;


printf("ingrese temperatura T_12: ");

scanf("%f",&T_12);

printf("ingrese temperatura T_6: ");

scanf("%f",&T_6);


double delta_T_1_evaporador=T_12-T_7;

double delta_T_2_evaporador=T_13-T_6;

double DMLT_evaporador=(delta_T_1_evaporador-
delta_T_2_evaporador)/log(delta_T_1_evaporador/delta_T_2_evaporador);
```

```

double pi=3.14159265358979;

double Tw_prom_evaporador=(T_6+T_7)/2;

double K_evaporador=0.1086-
0.0007186*Tw_prom_evaporador+0.000002769*pow(Tw_prom_evaporador,2)-(4.262*pow(10,-
9))*pow(Tw_prom_evaporador,3)+(2.566*pow(10,-12))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

double T_sales_2=(T_12+T_13)/2;

double Prs_evaporador=2.462-
0.01159*Ts_evaporador+0.00003556*pow(Ts_evaporador,2)-(5.121*pow(10,-
8))*pow(Ts_evaporador,3)+(2.841*pow(10,-11))*pow(Ts_evaporador,4);

double Pr_evaporador=3.8434597-
0.02655*Tw_prom_evaporador+0.00009628*pow(Tw_prom_evaporador,2)-
0.000000160667695*pow(Tw_prom_evaporador,3)+(1.023*pow(10,-
10))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

double mu_evaporador=0.000004239+(6.633*pow(10,-8))*Tw_prom_evaporador-
(7.217*pow(10,-11))*pow(Tw_prom_evaporador,2)+(1.075*pow(10,-
13))*pow(Tw_prom_evaporador,3)-6.721*(pow(10,-17))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

double V_evaporador=1;

double Vmax_evaporador=ST_eva/(2*(SD_eva-D_eva))*V_evaporador ;

double rho_evaporador=16.76-0.01955*Tw_prom_evaporador;

double Re_evaporador=rho_evaporador*Vmax_evaporador*D_eva/mu_evaporador;

double NUD_eva=90;

double h_ext_evaporador=NUD_eva/(D_eva/K_evaporador);

double h_ext2=h_ext_evaporador/1000;

double K_f_sal_2=0.443+1.9*pow(10,(-4))*T_sales_2;

double Cp_sales_2=1445+0.172*T_sales_2;

double mu_sales_2=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-
4))*T_sales_2+2.281*pow(10,(-7))*pow(T_sales_2,2)-1.474*pow(10,(-10))*pow(T_sales_2,3);

```

```

double Pr_sales_2=(mu_sales_2*Cp_sales_2)/K_f_sal_2;

double mu_sales_2_s=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_2+2.281*pow(10,(-7))*pow(T_sales_2,2)-1.474*pow(10,(-10))*pow(T_sales_2,3);

double rho_sales_evaporador=2090-0.636*T_sales_2;

double x_evaporador=M_dot_sal/rho_sales_evaporador;

double V_sales2= (x_evaporador)/(pi*pow((D_eva/2),2)*(N_tub_eva)/NPT_eva);

double Re_in_2=(rho_sales_evaporador*V_sales2*(D_eva-2*e_tub_eva)/mu_sales_2);

double f=64/Re_in_2;

double a=(D_eva-2*e_tub_eva)/L_tub_eva;

double b=Re_in_2*Pr_sales_2;

double c=mu_sales_2/mu_sales_2_s;

double NuD_in2=3.66+((0.0668*a*b)/(1+0.04*pow(a*b,0.666667)))*c;

double h_in_evaporador=(NuD_in2*K_f_sal_2)/(D_eva-2*e_tub_eva);

double h_in2=h_in_evaporador/1000;

double U_evaporador=(h_in2*h_ext2)/(h_in2+h_ext2);

double F_evaporador=0.8;

double Q_evaporador=F_evaporador*U_evaporador*A_eva*DMLT_evaporador;

double R=1/(h_in_evaporador*A_eva)+log(D_eva/(D_eva-2*e_tub_eva))/(2*pi*K_tub*L_tub_eva);

double h_7=1889+4.966*T_7-0.0042*pow(T_7,2);

double h_6=95.64+3.091*T_6+0.003466*pow(T_6,2);

double Q_evaporador1=m_7*(h_7-h_6);

double Q_evaporador12=(M_dot_sal*Cp_sales_2*(T_12-T_13))/1000;

int cm1,cm2,cmc,i=1;

```

```

for(cmc=0;cmc<i;cmc++)
{
    for (cm1=0;cm1<i;cm1++)
    {
        if (Q_evaporador1>Q_evaporador)
        {
            T_7=T_7-0.1;

            cm1=cm1-1;

            delta_T_1_evaporador=T_12-T_7;

            delta_T_2_evaporador=T_13-T_6;

            DMLT_evaporador=(delta_T_1_evaporador-
            delta_T_2_evaporador)/log(delta_T_1_evaporador/delta_T_2_evaporador);

            pi=3.14159265358979;

            Tw_prom_evaporador=(T_6+T_7)/2;

            K_evaporador=0.1086-
            0.0007186*Tw_prom_evaporador+0.000002769*pow(Tw_prom_evaporador,2)-(4.262*pow(10,-
            9))*pow(Tw_prom_evaporador,3)+(2.566*pow(10,-12))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

            T_sales_2=(T_12+T_13)/2;

            Prs_evaporador=2.462-0.01159*Ts_evaporador+0.00003556*pow(Ts_evaporador,2)-
            (5.121*pow(10,-8))*pow(Ts_evaporador,3)+(2.841*pow(10,-11))*pow(Ts_evaporador,4);

            Pr_evaporador=3.8434597-
            0.02655*Tw_prom_evaporador+0.00009628*pow(Tw_prom_evaporador,2)-
            0.000000160667695*pow(Tw_prom_evaporador,3)+(1.023*pow(10,-
            10))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

            mu_evaporador=0.000004239+(6.633*pow(10,-8))*Tw_prom_evaporador-
            (7.217*pow(10,-11))*pow(Tw_prom_evaporador,2)+(1.075*pow(10,-
            13))*pow(Tw_prom_evaporador,3)-6.721*(pow(10,-17))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

```

```

V_evaporador=1;

Vmax_evaporador=ST_eva/(2*(SD_eva-D_eva))*V_evaporador ;

rho_evaporador=16.76-0.01955*Tw_prom_evaporador;

Re_evaporador=rho_evaporador*Vmax_evaporador*D_eva/mu_evaporador;

NUD_eva=90;

h_ext_evaporador=NUD_eva/(D_eva/K_evaporador);

h_ext2=h_ext_evaporador/1000;

K_f_sal_2=0.443+1.9*pow(10,(-4))*T_sales_2;

Cp_sales_2=1445+0.172*T_sales_2;

mu_sales_2=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_2+2.281*pow(10,(-7))*pow(T_sales_2,2)-1.474*pow(10,(-10))*pow(T_sales_2,3);

Pr_sales_2=(mu_sales_2*Cp_sales_2)/K_f_sal_2;

mu_sales_2_s=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_2+2.281*pow(10,(-7))*pow(T_sales_2,2)-1.474*pow(10,(-10))*pow(T_sales_2,3);

rho_sales_evaporador=2090-0.636*T_sales_2;

x_evaporador=M_dot_sal/rho_sales_evaporador;

V_sales2= (x_evaporador)/(pi*pow((D_eva/2),2)*(N_tub_eva)/NPT_eva);

Re_in_2=(rho_sales_evaporador*V_sales2*(D_eva-2*e_tub_eva)/mu_sales_2);

f=64/Re_in_2;

a=(D_eva-2*e_tub_eva)/L_tub_eva;

b=Re_in_2*Pr_sales_2;

c=mu_sales_2/mu_sales_2_s;

NuD_in2=3.66+((0.0668*a*b)/(1+0.04*pow(a*b,0.666667)))*c;

h_in_evaporador=(NuD_in2*K_f_sal_2)/(D_eva-2*e_tub_eva);

h_in2=h_in_evaporador/1000;

U_evaporador=(h_in2*h_ext2)/(h_in2+h_ext2);

```

```

F_evaporador=0.8;

Q_evaporador=F_evaporador*U_evaporador*A_eva*DMLT_evaporador;

R=1/(h_in_evaporador*A_eva)+log(D_eva/(D_eva-
2*e_tub_eva))/(2*pi*K_tub*L_tub_eva);

h_7=1889+4.966*T_7-0.0042*pow(T_7,2);

h_6=95.64+3.091*T_6+0.003466*pow(T_6,2);

Q_evaporador1=m_7*(h_7-h_6);

Q_evaporador12=(M_dot_sal*Cp_sales_2*(T_12-T_13))/1000;

}

else{

T_7=T_7+0.1;

delta_T_1_evaporador=T_12-T_7;

delta_T_2_evaporador=T_13-T_6;

DMLT_evaporador=(delta_T_1_evaporador-
delta_T_2_evaporador)/log(delta_T_1_evaporador/delta_T_2_evaporador);

pi=3.14159265358979;

Tw_prom_evaporador=(T_6+T_7)/2;

K_evaporador=0.1086-
0.0007186*Tw_prom_evaporador+0.000002769*pow(Tw_prom_evaporador,2)-(4.262*pow(10,-
9))*pow(Tw_prom_evaporador,3)+(2.566*pow(10,-12))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

T_sales_2=(T_12+T_13)/2;

Prs_evaporador=2.462-0.01159*Ts_evaporador+0.00003556*pow(Ts_evaporador,2)-
(5.121*pow(10,-8))*pow(Ts_evaporador,3)+(2.841*pow(10,-11))*pow(Ts_evaporador,4);

Pr_evaporador=3.8434597-
0.02655*Tw_prom_evaporador+0.00009628*pow(Tw_prom_evaporador,2)-

```

```

0.000000160667695*pow(Tw_prom_evaporador,3)+(1.023*pow(10,-
10))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

mu_evaporador=0.000004239+(6.633*pow(10,-8))*Tw_prom_evaporador-
(7.217*pow(10,-11))*pow(Tw_prom_evaporador,2)+(1.075*pow(10,-
13))*pow(Tw_prom_evaporador,3)-6.721*(pow(10,-17))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

V_evaporador=1;

Vmax_evaporador=ST_eva/(2*(SD_eva-D_eva))*V_evaporador ;

rho_evaporador=16.76-0.01955*Tw_prom_evaporador;

Re_evaporador=rho_evaporador*Vmax_evaporador*D_eva/mu_evaporador;

NUD_eva=90;

h_ext_evaporador=NUD_eva/(D_eva/K_evaporador);

h_ext2=h_ext_evaporador/1000;

K_f_sal_2=0.443+1.9*pow(10,(-4))*T_sales_2;

Cp_sales_2=1445+0.172*T_sales_2;

mu_sales_2=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_2+2.281*pow(10,(-
7))*pow(T_sales_2,2)-1.474*pow(10,(-10))*pow(T_sales_2,3);

Pr_sales_2=(mu_sales_2*Cp_sales_2)/K_f_sal_2;

mu_sales_2_s=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_2+2.281*pow(10,(-
7))*pow(T_sales_2,2)-1.474*pow(10,(-10))*pow(T_sales_2,3);

rho_sales_evaporador=2090-0.636*T_sales_2;

x_evaporador=M_dot_sal/rho_sales_evaporador;

V_sales2=(x_evaporador)/(pi*pow((D_eva/2),2)*(N_tub_eva)/NPT_eva);

Re_in_2=(rho_sales_evaporador*V_sales2*(D_eva-2*e_tub_eva)/mu_sales_2);

f=64/Re_in_2;

a=(D_eva-2*e_tub_eva)/L_tub_eva;

b=Re_in_2*Pr_sales_2;

c=mu_sales_2/mu_sales_2_s;

NuD_in2=3.66+((0.0668*a*b)/(1+0.04*pow(a*b,0.666667)))*c;

```

```

    h_in_evaporador=(NuD_in2*K_f_sal_2)/(D_eva-2*e_tub_eva);
    h_in2=h_in_evaporador/1000;
    U_evaporador=(h_in2*h_ext2)/(h_in2+h_ext2);
    F_evaporador=0.8;

    Q_evaporador=F_evaporador*U_evaporador*A_eva*DMLT_evaporador;

    R=1/(h_in_evaporador*A_eva)+log(D_eva/(D_eva-
2*e_tub_eva))/(2*pi*K_tub*L_tub_eva);

    h_7=1889+4.966*T_7-0.0042*pow(T_7,2);
    h_6=95.64+3.091*T_6+0.003466*pow(T_6,2);
    Q_evaporador1=m_7*(h_7-h_6);
    Q_evaporador12=(M_dot_sal*Cp_sales_2*(T_12-T_13))/1000;

}

}

for (cm2=0;cm2<i;cm2++)
{
    if (Q_evaporador12>Q_evaporador)
    {
        T_13=T_13+0.1;
        cm2=cm2-1;
    }
    delta_T_1_evaporador=T_12-T_7;
    delta_T_2_evaporador=T_13-T_6;
}

```

```

DMLT_evaporador=(delta_T_1_evaporador-
delta_T_2_evaporador)/log(delta_T_1_evaporador/delta_T_2_evaporador);

pi=3.14159265358979;

Tw_prom_evaporador=(T_6+T_7)/2;

K_evaporador=0.1086-
0.0007186*Tw_prom_evaporador+0.000002769*pow(Tw_prom_evaporador,2)-(4.262*pow(10,-
9))*pow(Tw_prom_evaporador,3)+(2.566*pow(10,-12))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

T_sales_2=(T_12+T_13)/2;

Prs_evaporador=2.462-0.01159*Ts_evaporador+0.00003556*pow(Ts_evaporador,2)-
(5.121*pow(10,-8))*pow(Ts_evaporador,3)+(2.841*pow(10,-11))*pow(Ts_evaporador,4);

Pr_evaporador=3.8434597-
0.02655*Tw_prom_evaporador+0.00009628*pow(Tw_prom_evaporador,2)-
0.000000160667695*pow(Tw_prom_evaporador,3)+(1.023*pow(10,-
10))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

mu_evaporador=0.000004239+(6.633*pow(10,-8))*Tw_prom_evaporador-
(7.217*pow(10,-11))*pow(Tw_prom_evaporador,2)+(1.075*pow(10,-
13))*pow(Tw_prom_evaporador,3)-6.721*(pow(10,-17))*pow(Tw_prom_evaporador,4);

V_evaporador=1;

Vmax_evaporador=ST_eva/(2*(SD_eva-D_eva))*V_evaporador ;

rho_evaporador=16.76-0.01955*Tw_prom_evaporador;

Re_evaporador=rho_evaporador*Vmax_evaporador*D_eva/mu_evaporador;

NUD_eva=90;

h_ext_evaporador=NUD_eva/(D_eva/K_evaporador);

h_ext2=h_ext_evaporador/1000;

K_f_sal_2=0.443+1.9*pow(10,(-4))*T_sales_2;

Cp_sales_2=1445+0.172*T_sales_2;

mu_sales_2=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_2+2.281*pow(10,(-
7))*pow(T_sales_2,2)-1.474*pow(10,(-10))*pow(T_sales_2,3);

Pr_sales_2=(mu_sales_2*Cp_sales_2)/K_f_sal_2;

mu_sales_2_s=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_2+2.281*pow(10,(-
7))*pow(T_sales_2,2)-1.474*pow(10,(-10))*pow(T_sales_2,3);

```

```

rho_sales_evaporador=2090-0.636*T_sales_2;
x_evaporador=M_dot_sal/rho_sales_evaporador;
V_sales2=(x_evaporador)/(pi*pow((D_eva/2),2)*(N_tub_eva)/NPT_eva);
Re_in_2=(rho_sales_evaporador*V_sales2*(D_eva-2*e_tub_eva)/mu_sales_2);
f=64/Re_in_2;

a=(D_eva-2*e_tub_eva)/L_tub_eva;
b=Re_in_2*Pr_sales_2;
c=mu_sales_2/mu_sales_2_s;

NuD_in2=3.66+((0.0668*a*b)/(1+0.04*pow(a*b,0.666667)))*c;

h_in_evaporador=(NuD_in2*K_f_sal_2)/(D_eva-2*e_tub_eva);
h_in2=h_in_evaporador/1000;
U_evaporador=(h_in2*h_ext2)/(h_in2+h_ext2);
F_evaporador=0.8;
Q_evaporador=F_evaporador*U_evaporador*A_eva*DMLT_evaporador;
R=1/(h_in_evaporador*A_eva)+log(D_eva/(D_eva-
2*e_tub_eva))/(2*pi*K_tub*L_tub_eva);
h_7=1889+4.966*T_7-0.0042*pow(T_7,2);
h_6=95.64+3.091*T_6+0.003466*pow(T_6,2);
Q_evaporador1=m_7*(h_7-h_6);
Q_evaporador12=(M_dot_sal*Cp_sales_2*(T_12-T_13))/1000;
}
else{

T_13=T_13-0.1;
delta_T_1_evaporador=T_12-T_7;
delta_T_2_evaporador=T_13-T_6;

```

$$DMLT_{\text{evaporador}} = (\Delta T_{1_{\text{evaporador}}} - \Delta T_{2_{\text{evaporador}}}) / \log(\Delta T_{1_{\text{evaporador}}} / \Delta T_{2_{\text{evaporador}}});$$

$$\pi = 3.14159265358979;$$

$$Tw_{\text{prom_evaporador}} = (T_6 + T_7) / 2;$$

$$K_{\text{evaporador}} = 0.1086 - 0.0007186 * Tw_{\text{prom_evaporador}} + 0.000002769 * \text{pow}(Tw_{\text{prom_evaporador}}, 2) - (4.262 * \text{pow}(10, -9)) * \text{pow}(Tw_{\text{prom_evaporador}}, 3) + (2.566 * \text{pow}(10, -12)) * \text{pow}(Tw_{\text{prom_evaporador}}, 4);$$

$$T_{\text{sales_2}} = (T_{12} + T_{13}) / 2;$$

$$Prs_{\text{evaporador}} = 2.462 - 0.01159 * Ts_{\text{evaporador}} + 0.00003556 * \text{pow}(Ts_{\text{evaporador}}, 2) - (5.121 * \text{pow}(10, -8)) * \text{pow}(Ts_{\text{evaporador}}, 3) + (2.841 * \text{pow}(10, -11)) * \text{pow}(Ts_{\text{evaporador}}, 4);$$

$$Pr_{\text{evaporador}} = 3.8434597 - 0.02655 * Tw_{\text{prom_evaporador}} + 0.00009628 * \text{pow}(Tw_{\text{prom_evaporador}}, 2) - 0.000000160667695 * \text{pow}(Tw_{\text{prom_evaporador}}, 3) + (1.023 * \text{pow}(10, -10)) * \text{pow}(Tw_{\text{prom_evaporador}}, 4);$$

$$\mu_{\text{evaporador}} = 0.000004239 + (6.633 * \text{pow}(10, -8)) * Tw_{\text{prom_evaporador}} - (7.217 * \text{pow}(10, -11)) * \text{pow}(Tw_{\text{prom_evaporador}}, 2) + (1.075 * \text{pow}(10, -13)) * \text{pow}(Tw_{\text{prom_evaporador}}, 3) - 6.721 * (\text{pow}(10, -17)) * \text{pow}(Tw_{\text{prom_evaporador}}, 4);$$

$$V_{\text{evaporador}} = 1;$$

$$V_{\text{max_evaporador}} = ST_{\text{eva}} / (2 * (SD_{\text{eva}} - D_{\text{eva}})) * V_{\text{evaporador}};$$

$$\rho_{\text{evaporador}} = 16.76 - 0.01955 * Tw_{\text{prom_evaporador}};$$

$$Re_{\text{evaporador}} = \rho_{\text{evaporador}} * V_{\text{max_evaporador}} * D_{\text{eva}} / \mu_{\text{evaporador}};$$

$$NUD_{\text{eva}} = 90;$$

$$h_{\text{ext_evaporador}} = NUD_{\text{eva}} / (D_{\text{eva}} / K_{\text{evaporador}});$$

$$h_{\text{ext2}} = h_{\text{ext_evaporador}} / 1000;$$

$$K_{f_sal_2} = 0.443 + 1.9 * \text{pow}(10, (-4)) * T_{\text{sales_2}};$$

$$Cp_{\text{sales_2}} = 1445 + 0.172 * T_{\text{sales_2}};$$

$$\mu_{\text{sales_2}} = 2.2714 * \text{pow}(10, (-2)) - 1.20 * \text{pow}(10, (-4)) * T_{\text{sales_2}} + 2.281 * \text{pow}(10, (-7)) * \text{pow}(T_{\text{sales_2}}, 2) - 1.474 * \text{pow}(10, (-10)) * \text{pow}(T_{\text{sales_2}}, 3);$$

```

Pr_sales_2=(mu_sales_2*Cp_sales_2)/K_f_sal_2;

mu_sales_2_s=2.2714*pow(10,(-2))-1.20*pow(10,(-4))*T_sales_2+2.281*pow(10,(-
7))*pow(T_sales_2,2)-1.474*pow(10,(-10))*pow(T_sales_2,3);

rho_sales_evaporador=2090-0.636*T_sales_2;

x_evaporador=M_dot_sal/rho_sales_evaporador;

V_sales2= (x_evaporador)/(pi*pow((D_eva/2),2)*(N_tub_eva)/NPT_eva);

Re_in_2=(rho_sales_evaporador*V_sales2*(D_eva-2*e_tub_eva)/mu_sales_2);

f=64/Re_in_2;

a=(D_eva-2*e_tub_eva)/L_tub_eva;

b=Re_in_2*Pr_sales_2;

c=mu_sales_2/mu_sales_2_s;

NuD_in2=3.66+((0.0668*a*b)/(1+0.04*pow(a*b,0.666667)))*c;


h_in_evaporador=(NuD_in2*K_f_sal_2)/(D_eva-2*e_tub_eva);

h_in2=h_in_evaporador/1000;

U_evaporador=(h_in2*h_ext2)/(h_in2+h_ext2);

F_evaporador=0.8;

Q_evaporador=F_evaporador*U_evaporador*A_eva*DMLT_evaporador;

R=1/(h_in_evaporador*A_eva)+log(D_eva/(D_eva-
2*e_tub_eva))/(2*pi*K_tub*L_tub_eva);

h_7=1889+4.966*T_7-0.0042*pow(T_7,2);

h_6=95.64+3.091*T_6+0.003466*pow(T_6,2);

Q_evaporador1=m_7*(h_7-h_6);

Q_evaporador12=(M_dot_sal*Cp_sales_2*(T_12-T_13))/1000;

}

```

```
}  
  
if(Q_evaporador>Q_evaporador1 && Q_evaporador>Q_evaporador12)  
{  
  
    Qpp=Q_evaporador;  
    Q111=Q_evaporador1;  
    Q212=Q_evaporador12;  
    T111=T_7;  
    T222=T_13;  
    H111=h_7;  
    cmc=cmc+8;  
  
} else  
  
    { if(Q_evaporador-Q_evaporador12<=0.01 && Q_evaporador-Q_evaporador1<=0.1)  
        {  
            Qpp=Q_evaporador;  
            Q111=Q_evaporador1;  
            Q212=Q_evaporador12;  
            T111=T_7;  
            T222=T_13;  
            H111=h_7;  
            cmc=cmc+8;  
  
        }  
  
        if (T111<228.1)  
        {  
  
            T111=228.12;
```

```
        }

        else
        {
            T111=T111;

        }

        cmc=cmc-1;
    }

}

cout<<"Temperatura 7= "<<T111<<"\n"; //Celsius
cout<<"Temperatura 13= "<<T222<<"\n"; // Celsius
cout<<" U_evaporador= "<< U_evaporador<<"\n";

}
```

g. receptor central

```
#include <stdio.h>

#include <conio.h>

#include <stdlib.h>

#include <math.h>

#include <iostream>

using namespace std;

main()

{

    //ENTRADAS

    double T_in; // "entrada"

    double t_amb; // "promedio ambiente entrada"

    double Q_Heliostatos; //promedio

    printf("ingrese temperatura T_in: ");

    scanf("%f",&T_in);

    printf("ingrese temperatura t_amb: ");

    scanf("%f",&t_amb);

    printf("ingrese Q_Heliostatos: ");

    scanf("%f",&Q_Heliostatos);

    // parametros

    double A_ext_rec=1.97;

    double A_in_rec=0.9;

    double D_tub_pri=1;

    double D_tub_prim=D_tub_pri*(2.54/100);

    double LR=0.62; //[m] "altura del receptor"

    double DR=0.62; //[m] "Diametro del receptor"
```

```

double N_tub=72;

double N_secciones=24;

double e_tub=2*0.028*(2.54/100); // [m]

double t_sky=-20;

double t_s=800; // a iterar

double T_out=563; //salida

double Tse=t_s;

double V_a=3.8;

double g=9.81;

double t=(t_amb+t_s)/2+273;

double pi=3.141592;

```

```
//flujo de sal
```

```

double m_dot_sal_1=0.09911-0.001444*Q_Heliostatos+0.00001164*pow(Q_Heliostatos,2);

double alpha=0.86; // "absortividad de la superficie"

double epsilon=0.15; // "emisividad de la superficie"

double K_receptor=21.5; // "Acero 316H, conductiidad"

double sigma=5.670373*pow(10,-8);

```

```
//propiedades
```

```

double betha=1/(t);

double rho_a=(355.99/t)+(344.84/pow(t,2));

double mu_a=(1.4592*pow(t,1.5)*pow(10,-6))/(109.1+t);

double Re_n=(rho_a*V_a*D_tub_prim)/mu_a;

double Gr=(g*betha*(t_s-t_amb)*pow(LR,3))/(pow(mu_a,2));

double Ra=(g*betha*(t_s-t_amb)*pow(DR,3))/(alpha*mu_a);

```

```

double K_a=(pow(t,1.5)*2.334*pow(10,-3))/(164.54+t);

double pr_a=1;

double Nun=0.36+(0.518*pow(Ra,0.25))/pow(1+pow((0.559/pr_a),0.5625),0.444);

double h_natu=Nun*K_a/DR;

double
Nuf=0.3+(0.62*pow(Re_n,0.5)*pow(pr_a,0.3333))/pow(1+pow((0.4/pr_a),0.6667),0.25);

double hf=Nuf*K_a/DR;

double h_mix=h_natu+hf;


double T_sales_prom=(T_out+T_in)/2;

double Cp_sales_t=(1443+0.172*T_sales_prom)/1000; // [kj/kg-k]

double Q_conveccion_ext=(h_mix*A_ext_rec*(t_s-t_amb))/1000;

double Q_conv_in=m_dot_sal_1*Cp_sales_t*(T_out-T_in);

double Q_refleccion=(1-alpha)*Q_Heliostatos;

double Q_rad1=sigma*epsilon*A_ext_rec *(pow((t_s+273),4)-pow((t_amb+273),4));

double Q_rad2=sigma*epsilon*A_ext_rec *(pow((t_s+273),4)-pow((t_sky+273),4));

double T_sales_t=(T_out+T_in)/2;

double rho_sal=2090-0.636*T_sales_t;

double V_sales=(4*m_dot_sal_1)/(rho_sal*pi*pow(D_tub_prim,2));

double R_tubo=log(D_tub_prim/(D_tub_prim-2*e_tub))/(2*pi*K_receptor*LR*N_tub);


double K_f_sal_t=0.443+1.9*pow(10,-4)*T_sales_t;

double mu_sales_t=2.2714*pow(10,-2)-1.2*pow(10,-4)*T_sales_t+2.281*pow(10,-
7)*pow(T_sales_t,2)-1.474*pow(10,-10)*pow(T_sales_t,3);

double mu_sales_t_s=2.9914*pow(10,-2)-1.2*pow(10,-4)*Tse+2.281*pow(10,-
7)*pow(Tse,2)-1.474*pow(10,-10)*pow(Tse,3);

double Pr_sales_t=(mu_sales_t*Cp_sales_t)/K_f_sal_t;

double Re_in_t=(rho_sal*V_sales*(D_tub_prim-2*e_tub)/mu_sales_t);

```

```

double a=(D_tub_prim-2*e_tub)/LR;

double b=Re_in_t*Pr_sales_t;

double c=mu_sales_t/mu_sales_t_s;

double NuD_int=3.66+((0.0668*a*b)/(1+0.04*pow(a*b,0.6667)))*c;

double h_in=(NuD_int*K_f_sal_t)/(D_tub_prim-2*e_tub);

double z=0.04901+0.0008053*Q_conv_in+0.00001302*pow(Q_conv_in,2)+0.047;

double h_in_t=(h_in/1000);

double T_s_i2=(Q_conv_in/(h_in_t*A_in_rec))+T_sales_t;

double Tse2=1000*R_tubo*Q_conveccion_ext+T_s_i2-120;

int cm1,cm2,cmc,i=1;

double T_out1=-160+(Q_Heliostatos-
((Q_rad1+Q_rad2)/1000+Q_refleccion+Q_conveccion_ext))/(m_dot_sal_1*Cp_sales_t)+T_in;

double T_out2=1072-11.91*Q_Heliostatos+0.08924*pow(Q_Heliostatos,2)-
0.0002134*pow(Q_Heliostatos,3);

for (cm1=0;cm1<i;cm1++)
{
    if (T_out!=T_out2)
    {
        T_out=T_out2;

        cm1=cm1-1;
    }
}

t=(t_amb+t_s)/2+273;

pi=3.141592;

//flujo de sal

double m_dot_sal_1=0.09911-0.001444*Q_Heliostatos+0.00001164*pow(Q_Heliostatos,2);

alpha=0.86; // "absortividad de la superficie"

```

```

epsilon=0.15; // " emisividad de la superficie"

K_receptor=21.5; // "Acero 316H, conductiidad"

sigma=5.670373*pow(10,-8);

//propiedades

betha=1/(t);

rho_a=(355.99/t)+(344.84/pow(t,2));

mu_a=(1.4592*pow(t,1.5)*pow(10,-6))/(109.1+t);

Re_n=(rho_a*V_a*D_tub_prim)/mu_a;

Gr=(g*betha*(t_s-t_amb)*pow(LR,3))/(pow(mu_a,2));

Ra=(g*betha*(t_s-t_amb)*pow(DR,3))/(alpha*mu_a);

K_a=(pow(t,1.5)*2.334*pow(10,-3))/(164.54+t);

pr_a=1;

Nun=0.36+(0.518*pow(Ra,0.25))/pow(1+pow((0.559/pr_a),0.5625),0.444);

h_natu=Nun*K_a/DR;

Nuf=0.3+(0.62*pow(Re_n,0.5)*pow(pr_a,0.3333))/pow(1+pow((0.4/pr_a),0.6667),0.25);

hf=Nuf*K_a/DR;

h_mix=h_natu+hf;

T_sales_prom=(T_out+T_in)/2;

Cp_sales_t=(1443+0.172*T_sales_prom)/1000; // [kj/kg-k]

Q_conveccion_ext=(h_mix*A_ext_rec*(t_s-t_amb))/1000;

Q_conv_in=m_dot_sal_1*Cp_sales_t*(T_out-T_in);

Q_refleccion=(1-alpha)*Q_Heliostatos;

```

$$Q_{rad1} = \sigma * \epsilon * A_{ext_rec} * (pow((t_s + 273), 4) - pow((t_{amb} + 273), 4));$$

$$Q_{rad2} = \sigma * \epsilon * A_{ext_rec} * (pow((t_s + 273), 4) - pow((t_{sky} + 273), 4));$$

$$T_{sales_t} = (T_{out} + T_{in}) / 2;$$

$$\rho_{sal} = 2090 - 0.636 * T_{sales_t};$$

$$V_{sales} = (4 * m_{dot_sal_1}) / (\rho_{sal} * \pi * pow(D_{tub_prim}, 2));$$

$$R_{tubo} = \log(D_{tub_prim} / (D_{tub_prim} - 2 * e_{tub})) / (2 * \pi * K_{receptor} * LR * N_{tub});$$

$$K_{f_sal_t} = 0.443 + 1.9 * pow(10, -4) * T_{sales_t};$$

$$\mu_{sales_t} = 2.2714 * pow(10, -2) - 1.2 * pow(10, -4) * T_{sales_t} + 2.281 * pow(10, -7) * pow(T_{sales_t}, 2) - 1.474 * pow(10, -10) * pow(T_{sales_t}, 3);$$

$$\mu_{sales_t_s} = 2.9914 * pow(10, -2) - 1.2 * pow(10, -4) * T_{se} + 2.281 * pow(10, -7) * pow(T_{se}, 2) - 1.474 * pow(10, -10) * pow(T_{se}, 3);$$

$$Pr_{sales_t} = (\mu_{sales_t} * Cp_{sales_t}) / K_{f_sal_t};$$

$$Re_{in_t} = (\rho_{sal} * V_{sales} * (D_{tub_prim} - 2 * e_{tub}) / \mu_{sales_t});$$

$$a = (D_{tub_prim} - 2 * e_{tub}) / LR;$$

$$b = Re_{in_t} * Pr_{sales_t};$$

$$c = \mu_{sales_t} / \mu_{sales_t_s};$$

$$NuD_{int} = 3.66 + ((0.0668 * a * b) / (1 + 0.04 * pow(a * b, 0.6667))) * c;$$

$$h_{in} = (NuD_{int} * K_{f_sal_t}) / (D_{tub_prim} - 2 * e_{tub});$$

$$z = 0.04901 + 0.0008053 * Q_{conv_in} + 0.00001302 * pow(Q_{conv_in}, 2) + 0.047;$$

$$h_{in_t} = (h_{in} / 1000);$$

$$T_{s_i2} = (Q_{conv_in} / (h_{in_t} * A_{in_rec})) + T_{sales_t};$$

$$T_{se2} = 1000 * R_{tubo} * Q_{conveccion_ext} + T_{s_i2} - 120;$$

}

```

else{

    T_out=T_out2;

}

}

cout<<"T_out="<<T_out<<"\n";

cout<<"m_dot_sal_1="<<m_dot_sal_1<<"\n";

}

```

h. Código anexo Tanque de sales

```

#include <iostream>

using namespace std;

main()

{

    //hot tank

    int a;

    double m_dot_e=0; //kg/s flujo masico de entrada en un tiempo t

    double Te=0; // temperatura a la entrada del tanque en un tiempo t

    double Ti=0; //temperatura en el tanque en un tiempo t

    double mi=0; //kg, masa de sales en el tanque en un tiempo t


    printf("ingrese mi: ");

        scanf("%f",&mi);


    printf("ingrese Ti: ");

```

```

        scanf("%f",&Ti);

printf("ingrese m_dot_e: ");

        scanf("%f",&m_dot_e);

printf("ingrese Te: ");

        scanf("%f",&Te);

double cp=1.54; // calor especifico promedio

double m_dot_s=0.08929; //[kg/s] flujo masico de salida del tanque, es constante

double time=900; //segundos 15 minutos

double VT=1.3; //m^3} volumen total del tanque

double rho_sal=1734; //promedio

double mi_max=VT*rho_sal;

//balance de energia

double Ts=(m_dot_e*time*cp*Te+mi*cp*Ti)/((mi+m_dot_e*time-
m_dot_s*time)*cp+m_dot_s*time*cp);

//balance de masa

double mi_2=mi+m_dot_e*time-m_dot_s*time;

double nivel_tanque=(mi_2/mi_max)*100; // nivel del tanque en %

double funcionamiento=(mi/(0.08929*3600)); //horas de funcionamiento

double Vi=mi/rho_sal; //volumen del tanque que llenan las sales en un tiempo t en m^3

cout<<"Ts= "<<Ts<<"\n";

cout<<"mi_2= "<<mi_2<<"\n";

cout<<"nivel_tanque= "<<nivel_tanque<<"\n";

cout<<"funcionamiento= "<<funcionamiento<<"\n";

        cout<<"Vi= "<<Vi<<"\n";

    }

```