

**ESTUDIO DE VIABILIDAD TÉCNICA DE UN SISTEMA TERMO SOLAR CON
TECNOLOGÍA FRESNEL PARA LA PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD EN EL
DEPARTAMENTO DE LA GUAJIRA**

JUAN SEBASTIÁN GAITÁN ÁLVAREZ

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
PROGRAMA DE INGENIERÍA EN ENERGÍA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
BUCARAMANGA
2019**

**ESTUDIO DE VIABILIDAD TÉCNICA DE UN SISTEMA TERMO SOLAR CON
TECNOLOGÍA FRESNEL PARA LA PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD EN EL
DEPARTAMENTO DE LA GUAJIRA**

JUAN SEBASTIÁN GAITÁN ÁLVAREZ

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO EN ENERGÍA**

**Director: Ph.D. Luis Sebastián Mendoza Castellanos
Codirector: Ph.D. Ana Lisbeth Galindo Noguera**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
PROGRAMA DE INGENIERÍA EN ENERGÍA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
BUCARAMANGA
2019**

Nota de aceptación:

Firma del Director

Firma del Calificador

Firma del Calificador

Bucaramanga, Noviembre de 2019.

DEDICATORIA

Le dedico este trabajo a mi familia, mi madre, padre, hermano, mi abuela, quienes siempre han estado apoyándome en toda clase de situación, me han aconsejado, y siempre me han recomendado irme por el mejor camino para formar una buena personalidad, a los distintos profesores que me han enseñado diferentes cosas, ya sean conocimientos sobre la carrera, o experiencias para la vida, en fin, principalmente mi familia, lo son todo y este proyecto es dedicado a ellos.

AGRADECIMIENTOS

Le agradezco a Dios por mantenerme firme en todos los aspectos, a los compañeros que me colaboraron en ciertas partes de este proyecto, a mi director Ph.D Sebastian Mendoza C. por la paciencia y los conocimientos brindados para aplicar en el proyecto, por darme cierto ánimo para mejorar mi desempeño con respecto a ciencias, también a otros profesores que me guiaron con algunas preguntas sobre temas en específico y a la persona que más me motivo en este recorrido, a mi madre Claudia, quien siempre me motiva y me ayuda a seguir adelante en todo momento de mi vida.

TABLA DE CONTENIDO

1. JUSTIFICACIÓN.....	16
2. MARCO REFERENCIAL	17
2.1 La energía solar concentrada	17
2.2 Principales tecnologías de la energía solar térmica concentrada	17
2.3 Colectores solares Fresnel	19
2.4 Ciclo orgánico Rankine	20
3. ESTADO DEL ARTE.....	22
4. OBJETIVOS.....	24
5. METODOLOGÍA	25
5.1 Desarrollo del sistema solar térmico Fresnel.....	25
5.2 Caracterización del recurso solar, condiciones ambientales y parámetros de los colectores solares Fresnel	26
5.3 Definición de los parámetros técnicos para un colector Fresnel.....	27
5.4 Selección del tubo absorbedor.....	28
5.5 Modelo matemático óptico-geométrico del campo de colectores solares Fresnel	29
5.6 Determinación de los espaciamientos entre espejos concentradores .	30
5.7 Cálculo de la geometría del sol con respecto a la tierra y los ángulos solares	30
5.8 Cálculo de la posición geométrica de los espejos Fresnel.....	34
5.9 Cálculo de la sombra producida en los espejos Fresnel	36
5.10 Modelo matemático térmico del campo de colectores Fresnel	37
5.11 Dimensionamiento del ciclo orgánico Rankine.....	44
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS	51
6.1 Análisis de rendimiento óptico del sistema Fresnel.....	51
7. RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO CICLO RANKINE ORGÁNICO .	57
8. Validación del sistema solar Fresnel	60
8.1 Validación sistema óptico-geométrico.....	60
8.2 Validación cálculos sistema térmico del vp1 Therminol.....	62
8.3 Validación cálculos del ciclo orgánico Rankine.....	66
9. CONCLUSIONES.....	68

10. RECOMENDACIONES.....	69
11. Referencias.....	70
12. Anexos.....	72

LISTA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 Capacidad acumulada de energía solar térmica	17
Ilustración 2 Diseño de un prototipo de un colector solar Fresnel con su respectivo tubo absorbedor	19
Ilustración 3. Ciclo Rankine	20
Ilustración 4 Diagrama T-s del ciclo Rankine ideal	21
Ilustración 5 Planta Fresnel acoplado a un Ciclo Rankine ORC.....	25
Ilustración 6 Datos mensuales de radiación global en Riohacha (2014).	26
Ilustración 7 estructura con colectores solares Fresnel de Industrial Solar	28
Ilustración 8 Diagrama de bloques del modelo matemático óptico-geométrico de los colectores solares Fresnel	29
Ilustración 9 Coordenadas geográficas del planeta Tierra	31
Ilustración 10. órbita de la tierra alrededor del sol con su eje inclinado en un ángulo de 23.45°	32
Ilustración 11 Ángulos de la geometría de la tierra con el Sol.....	32
Ilustración 12 Ángulos complementarios de la geometría de la tierra con el Sol...	33
Ilustración 13 Geometría de la posición de los espejos concentradores respecto al sol.....	34
Ilustración 14 Distancia entre dos colectores Fresnel basándose en el ángulo de perfil solar.....	35
Ilustración 15 Efecto sombra producida en los espejos reflectores	36
Ilustración 16 Diagrama de bloques del modelo matemático térmico de los colectores solares Fresnel.....	37
Ilustración 17 Esquema del ciclo ORC	44
Ilustración 18 Diagrama T-s del fluido orgánico R245fa	45
Ilustración 19 Diagrama T-s del fluido orgánico R600.....	46
Ilustración 20 Diagrama T-s del fluido orgánico R236fa	46
Ilustración 21 Diagrama T-s de los fluidos de trabajo.....	47
Ilustración 22 Temperatura del punto pinch en el evaporador	48
Ilustración 23 Porcentaje de la sombra producida en el año	52
Ilustración 24 Eficiencia óptica anual	53
Ilustración 25 Angulo de giro caso 1	54
Ilustración 26 Angulo de giro caso 2	55
Ilustración 27 Angulo de giro caso 3	56
Ilustración 29 Potencia neta vs Eficiencia	58
Ilustración 30 Flujo másico vs Eficiencia	59
Ilustración 31 Flujo másico vs Potencia neta.....	59
Ilustración 32. Algoritmo del estudio realizado experimentalmente	62
Ilustración 33 Densidad del aceite térmico VP-1 a diferentes temperaturas	63
Ilustración 34. Conductividad térmica del aceite térmico VP-1 a diferentes temperaturas	63
Ilustración 35. Capacidad calorífica del aceite térmico VP-1 a diferentes temperaturas	64

Ilustración 36. Viscosidad dinámica del aceite térmico VP-1 a diferentes temperaturas	64
Ilustración 37. Numero de Prandtl del Therminol VP-1	65
Ilustración 38 Numero de Reynolds del aceite térmico VP-1 Therminol.....	65
Ilustración 39. Numero de Nusselt del aceite térmico VP-1 Therminol.....	66
Ilustración 40. Datos experimentales articulo para fluido orgánico R245fa	67

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Tecnologías de concentración solar térmica	18
Tabla 2 Datos de la planta MED.....	22
Tabla 3 Datos técnicos planta Rovira y Barbero	22
Tabla 4 Datos técnicos planta García y Velazquez	23
Tabla 5 Datos técnicos planta Marefati, Mehrpooya, Mousavi	23
Tabla 6 Datos de radiación solar en Riohacha, del departamento de la Guajira... 26	
Tabla 7 Condiciones climáticas de Riohacha (departamento de la guajira)	27
Tabla 8 Características del colector comercial LF-11	27
Tabla 9 Datos del tubo absorbedor SCHOTT PTR 70	28
Tabla 10 Diseño campo solar Fresnel.....	51
Tabla 11 Sombra producida en el año	52
Tabla 12 Rendimiento óptico global	53
Tabla 13 Angulo de giro caso 1	53
Tabla 14 Angulo de giro caso 2.....	54
Tabla 15 Angulo de giro caso 3.....	55
Tabla 16 Casos seleccionados de área y potencia para ciclo ORC	56
Tabla 17 Resultados ciclo ORC, fluidos de trabajo	57
Tabla 18 Datos del campo solar para comparar con los instalados en Sevilla..... 60	
Tabla 19 Datos a comparar de artículo Moroccan.....	60
Tabla 20 Parámetros revista especializada Moroccan	61
Tabla 21 Relación de potencia con revista especializada	61
Tabla 22 Relación de área con el proyecto Augustin Fresnel 1	61
Tabla 23 datos obtenidos ciclo ORC	67

SIMBOLOGIA

T_{SOLAR}	Tiempo solar [hr]	θ_p	Ángulo de perfil solar [°]
T_{local}	Hora local [hr]	θ_t	Ángulo transversal [°]
L_c	Corrección de la longitud	θ_l	Ángulo Longitudinal [°]
N	Número del día en el año	B_n	Ángulo formado por el receptor [°]
w	Ángulo horario [°]	QN	Distancia del receptor a el primer espejo [m]
δ	Ángulo de declinación solar [°]	h	Altura del colector al tubo absorbedor [m]
as	Ángulo de altitud solar [°]	Sn	Separación entre espejos [m]
ys	Ángulo de azimuth solar [°]	P_n	Espaciamiento entre centro de espejos [m]
Φ	Latitud [°]	dn	Distancia de la sombra producida en los espejos [m]
θ	Ángulo de incidencia [°]	n_{sombra_n}	Media de la sombra producida en cualquier hora del día
Re	Número de Reynolds	T_{en}	Temperatura de entrada en el tubo absorbedor [°C]
T_{sal}	Temperatura de salida en el tubo absorbedor [°C]	T_{media}	Temperatura promedio en el tubo absorbedor [°C]
ρ_{vp1}	Densidad del aceite térmico vp1 Therminol $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	μ_{cin}	Viscosidad cinemática del aceite térmico vp1 Therminol $[Pa * s]$
μ_{din}	Viscosidad dinámica del aceite térmico vp1 Therminol $[Pa * s]$	f	Factor transferencia de calor
v	Velocidad mínima interna en el tubo absorbedor $\left[\frac{m}{s}\right]$	St	Sección transversal del tubo absorbedor $[m^2]$
m_{abs}	Caudal masico en el tubo absorbedor $\left[\frac{kg}{s}\right]$	A_{col}	Área útil del colector Fresnel $[m^2]$
L	Longitud del tubo absorbedor [m]	$anch$	Ancho del colector [m]

Q_{disp}	Calor disponible para un colector Fresnel [W]	DNI	Irradiancia normal directa $\left[\frac{W}{m^2}\right]$
Cp_{vp1}	Calor específico del aceite térmico vp1 Therminol $\left[\frac{Joule}{kg \cdot ^\circ C}\right]$	k_{vp1}	Constante de conductividad térmica del vp1 Therminol $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$
Pr_{vp1}	Número de Prandtl del aceite térmico vp1 Therminol	Nu_{vp1}	Número de Nusselt del aceite térmico vp1 Therminol
h_{vp1}	Coefficiente de calor dentro del tubo absorbedor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$	T_{caplim}	Temperatura de capa límite [$^\circ C$]
T_{ambrio}	Temperatura ambiente promedio de Riohacha [$^\circ C$]	B_{aire}	Coefficiente de expansión térmica del aire
$\rho_{airerio}$	Densidad del aire $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	k_{aire}	Constante de conductividad aire $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$
$\mu_{cinnaire}$	Viscosidad cinemática del aire [$Pa \cdot s$]	$\mu_{dinnaire}$	Viscosidad dinámica del aire [$Pa \cdot s$]
Cp_{aire}	Calor específico del aire $\left[\frac{Joule}{kg \cdot ^\circ C}\right]$	Pr_{aire}	Número de Prandtl del aire
GR_{aire}	Número de Grashof del aire	RA_{aire}	Número de Rayleigh del aire
C	Constante transferencia de calor	n_{turb}	Constante régimen turbulento
NU_{aire}	Número de Nusselt del aire	h_{aire}	Coefficiente de convección térmica para el aire $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$
U_{abs}	Coefficiente global de pérdidas por transferencia de calor	r_1	Radio interno del tubo de acero del tubo absorbedor [m]
d_{int}	Diámetro interno del tubo de acero del tubo absorbedor [m]	r_2	Radio externo del tubo de acero del tubo absorbedor [m]
d_{ext}	Diámetro externo del tubo de acero del tubo absorbedor [m]	r_3	Radio interno del tubo de vidrio borosilicatado del tubo absorbedor [m]
$d_{intvidrio}$	Diámetro interno del tubo de vidrio del tubo absorbedor [m]	$d_{extvidrio}$	Diámetro externo del tubo de vidrio del tubo absorbedor [m]
r_4	Radio externo del tubo de vidrio borosilicatado del tubo absorbedor [m]	emi_{acero}	Emisividad del acero
emi_{vidrio}	Emisividad del vidrio borosilicatado	k_{acero}	Coefficiente de conducción térmica del acero en el tubo absorbedor

$k_{vidrioboro}$	Coefficiente de conducción térmica del vidrio borosilicatado	σ	Constante de Stefan Boltzman $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right]$
A_{tubo}	Área del tubo absorbedor $[m^2]$	$Q_{perdidas}$	Perdidas térmicas en el tubo absorbedor $[W]$
Q_{util}	Potencia térmica útil del sistema Fresnel $[W]$	$n_{opticaglob}$	Eficiencia óptica
$T_{realvp1sal}$	Temperatura real del aceite térmico a la salida del tubo absorbedor $[°C]$	$delta_{Tppmin}$	Diferencial de temperatura mínima del punto Pinch
T_{opp}	Temperatura del punto Pinch $[°C]$	T_3	Temperatura de entrada a la turbina $[°C]$
m_{orc}	Flujo másico del ciclo ORC $\left[\frac{kg}{s}\right]$	Cp_{oil}	Calor específico del aceite térmico vp1 Therminol $\left[\frac{Joule}{kg \cdot °C}\right]$
h_3	Entalpía de entrada a la turbina $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	h_{2x}	Entalpía del punto Pinch en el evaporador $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
T_{out}	Temperatura de entrada en los colectores $[°C]$	h_2	Entalpía de entrada en el evaporador $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$Q_{evaporador}$	Calor obtenido en el evaporador $[kW]$	W_{tur}	trabajo de la turbina $[kW]$
h_4	Entalpía de entrada al condensador $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$etha_T$	Eficiencia de la turbina
$Q_{condensador}$	Calor obtenido en el condensador $[kW]$	$h_1 =$	Entalpía de entrada a la bomba $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
W_b	Trabajo de la bomba $[kW]$	$etha_B$	Eficiencia de la bomba
w_{neta}	Potencia neta $[kW]$	n_{orc}	Eficiencia del ciclo ORC
H_{per}	Pérdidas de la bomba del circuito Fresnel $[m]$	$W_{bombcir}$	Consumo de la bomba del circuito Fresnel $[Kw]$

RESUMEN

Este trabajo propone modelar matemáticamente una planta solar térmica, implementando tecnologías Fresnel. El modelo global, está estructurado por dos ciclos termodinámicos, el primero es un ciclo de transferencia de calor que concentra la irradiación solar a través de espejos. El calor disponible en la superficie de los espejos es dirigido a un receptor ubicado en el punto focal, por donde fluye un aceite térmico orgánico (Therminol VP1), que alcanza temperaturas de trabajo de 400 °C. Para aprovechar el calor útil absorbido por el aceite térmico, se modeló la geométrica que permite determinar los ángulos que calculan la posición relativa del sol con respecto a la planta solar. Además, se modeló las dimensiones opto-geométricas para calcular el efecto sombra y la intercepción solar y la posición del receptor.

Al ciclo de transferencia de calor se le integra un Ciclo Orgánico Rankine (ORC), que utiliza fluidos orgánicos refrigerantes. Los fluidos orgánicos utilizados son el R245fa, R600 y R236fa, debido a sus propiedades. Los balances de masa y energía en el ciclo de trabajo se realizaron de acuerdo a cada fluido seleccionado, donde se determinó la potencia generada por la turbina, la potencia consumida en la bomba y la eficiencia global del ciclo de trabajo. Los valores arrojados por el modelo de potencia eléctrica, están sujetos a la variación de parámetros, tales como: la temperatura ambiente, irradiación solar y velocidad del viento.

Palabras clave: Colector Solar Fresnel, Conversión de energía, Energía Solar, Irradiación solar, Eficiencia óptica, Ciclo Orgánico Rankine.

INTRODUCCIÓN

Colombia posee zonas no interconectadas (ZNI), las cuales son aproximadamente un 52% del territorio y en ella se encuentra una población de 1900000 habitantes.

El IPSE (El Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas para las Zonas No Interconectadas), definió ciertas características de estas zonas, las cuales son: baja densidad poblacional, bajo nivel de consumo promedio, baja capacidad de pago por parte de los usuarios, altos costos de prestación del servicio de la energía eléctrica, y la presencia en las ZNI de territorios colectivos de comunidades étnicas nacionales. El departamento de la Guajira hace parte de estas zonas no interconectadas, no tienen ciertos accesos a la energía eléctrica, de esta manera para solucionar la problemática se ha propuesto un proyecto de energías renovables, un modelado de un campo solar térmico, con colectores Fresnel para realizar una viabilidad técnica del sistema en el departamento de la Guajira. Los colectores tipo Fresnel están clasificados dentro de los sistemas de media temperatura y está vinculado con un ciclo Rankine orgánico (ORC) para la producción de energía eléctrica. [1]

Entre las tecnologías solares, los colectores Fresnel no han sido probados de manera amplia y comparados con otros sistemas solares como; Cilindros parabólicos (CCP), sistemas fotovoltaicos., teniendo en cuenta esto, surgió la necesidad de elaborar un modelo matemático para estudiar el rendimiento general del sistema Fresnel en las condiciones operativas del departamento de la Guajira, Colombia. la metodología de este trabajo se basa en métodos analíticos y numéricos. El método analítico se utiliza para desplegar el estudio del sistema solar en cuatro fases: caracterización del recurso solar y condiciones ambientales, el diseño óptico-geométrico del sistema colector/receptor, el equilibrio térmico del sistema Fresnel y el dimensionamiento del ciclo orgánico Rankine, para determinar parámetros y así calcular la irradiación solar que incide en el sistema. El método numérico se basa en ecuaciones físicas y térmicas que permiten describir el comportamiento general del sistema solar Fresnel y producir la energía eléctrica en la localización deseada. El programa realizado en Matlab y EES, son herramientas de carácter numérico, para estudiar diversos tipos de geometrías de los colectores solares Fresnel y así maximizar la eficiencia óptica global del sistema, analizar el sistema termodinámico del ciclo y la producción de energía eléctrica del sistema en general. los programas realizados son herramientas importantes por su carácter numérico, que permiten estudiar y analizar diversos tipos de escenarios, y permiten modificar la geometría del Colector/Receptor para maximizar la electricidad.

1. JUSTIFICACIÓN

La Guajira hace parte de las zonas no interconectadas y carecen de energía eléctrica en ciertas localidades, tanto en la región como en el mundo hay zonas que no poseen de ciertos beneficios. [1] Con el fin de darle solución a este problema, se ha desarrollado una propuesta para producir energía eléctrica mediante un sistema solar Fresnel acoplado de un Ciclo Orgánico Rankine, este proyecto está alineado con el séptimo objetivo de desarrollo sostenible (ODS) que busca “energía asequible y no contaminante”, es necesario realizar inversiones en infraestructura y de maquinaria. Se realizará el proyecto en el departamento de la Guajira del sistema solar térmico con tecnología Fresnel para generar una potencia eléctrica con el fin de solucionar la problemática con respecto a la energía con la localidad seleccionada. El propósito principal del proyecto es mejorar la calidad de vida de la población objetivo y aportar bases de ingeniería para el desarrollo de diferentes trabajos con respecto al tema.

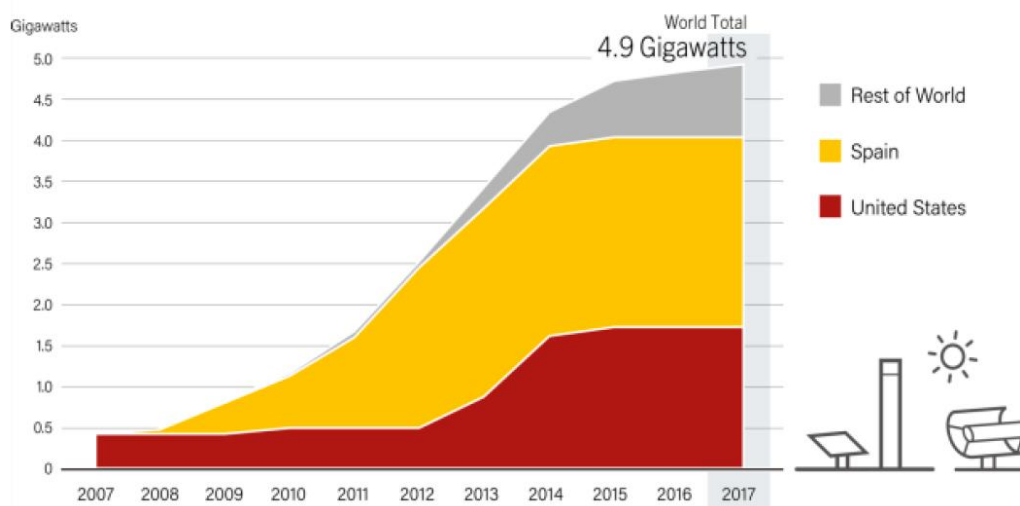
2. MARCO REFERENCIAL

2.1 La energía solar concentrada

Los sistemas de energía solar térmica de concentración, producen calor mediante el uso de espejos que concentran los rayos del sol a unas temperaturas que oscilan entre 300 y 1.000° C. Existe una gran cantidad de formas de espejos, métodos de seguimiento solar y de generar energía útil, pero se basan en el mismo fundamento. Actualmente una central solar térmica tiene una potencia entre 50 y 280 MW, que es posible incrementar.[2]

España, junto con Estados Unidos, se sitúa como líder global en capacidad de almacenamiento de energía solar térmica (2300 MW en 50 centrales), en el transcurso de los años la capacidad instalada se ha centrado únicamente en las regiones de China, Oriente Medio y norte de África.[3]

Ilustración 1 Capacidad acumulada de energía solar térmica



Fuente: [3]

2.2 Principales tecnologías de la energía solar térmica concentrada

La tabla 1 muestra 3 tipos de tecnologías de concentración solar térmica (Receptor central de torre, Disco parabólico y cilindro parabólico), donde se ilustra las ventajas de cada tecnología y los inconvenientes de estas.

Tabla 1 Tecnologías de concentración solar térmica

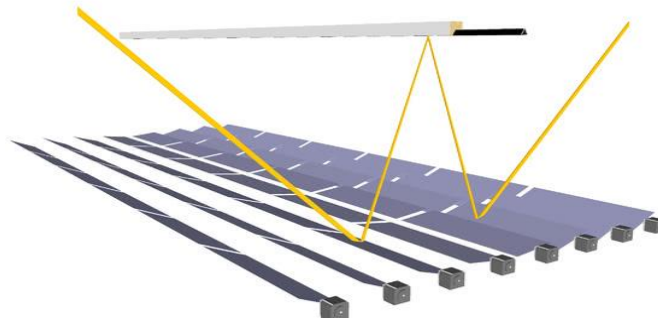
Sistema	Ventajas	Inconvenientes	Figura
Receptor Central	<ul style="list-style-type: none"> • Posibilidad de almacenamiento térmico. • Relativamente altas eficiencias ópticas (60-70%). • Facilidad de integración con ciclos Rankine. 	<ul style="list-style-type: none"> • Necesidad de mayores inversiones que otras tecnologías. • Poca densidad de espejos en el terreno. 	
Disco Parabólico	<ul style="list-style-type: none"> • Altas eficiencias ópticas (55-70). • Módulos pequeños • Poca inversión. 	<ul style="list-style-type: none"> • Forma de almacenamiento no económica. • Aplicaciones limitadas. 	
Cilindro parabólico	<ul style="list-style-type: none"> • Sistema modular pequeño. • Menor costo por metro cuadrado por colector. • Mayor densidad de colectores en el terreno. 	<p>Seguimiento del sol solo en un eje que hace que la eficiencia no sea menor que otras tecnologías</p> <p>Perdidas térmicas altas en las conexiones de los lazos.</p>	

Fuente: Elaboración propia con información de [4]

2.3 Colectores solares Fresnel

Una central solar térmica con tecnología Fresnel presenta un esquema de funcionamiento similar al de las centrales cilindro parabólico (CCP). La diferencia radica en que en este caso los receptores son un conjunto de espejos planos, en lugar de cilindro parabólicos. Estos espejos planos concentran la radiación solar a lo largo de una línea situada por encima de ellos, que es el tubo absorbedor por el circula un fluido caloportador. Lo habitual es que el fluido utilizado sea el agua, aunque también se puede hacer circular aceites térmicos e incluso sales fundidas. Igualmente, estas centrales pueden tener sistemas de almacenamiento.[3]

Ilustración 2 Diseño de un prototipo de un colector solar Fresnel con su respectivo tubo absorbedor



Fuente:[5]

Los espejos planos simulan un espejo curvo CCP por variación del ángulo ajustable de cada fila individual de espejos con respecto al tubo absorbedor. Es decir, cada fila de espejos planos tiene un sistema de seguimiento diferente de forma que el conjunto de todos ellos enfoquen la radiación en el tubo absorbedor.

El otro elemento importante del campo solar es el tubo receptor, que es el que recibe la radiación y se la traspassa al fluido de trabajo. El tubo a su alrededor tiene una carcasa de cristal que se encuentra a vacío, esto proporciona una disminución de las pérdidas térmicas y un aumento del rendimiento global. Una de las principales limitaciones que tiene esta tecnología es el fluido de trabajo. Normalmente se utiliza aceites térmicos que se degradan a los 400°C.[6]

Se implementa un sistema de seguimiento solar para que los espejos concentradores estén en dirección perpendicular a los rayos solares incidentes, de esta manera se evitan pérdidas globales en el sistema y mantienen un rendimiento óptico adecuado. A continuación, se presenta las ventajas y desventajas del sistema Fresnel:

- Las principales ventajas de los sistemas Fresnel en comparación con los cilindro-parabólicos, son que los colectores lineales Fresnel pueden emplear espejos de vidrio planos más baratos y que requieren menos acero, ya que la

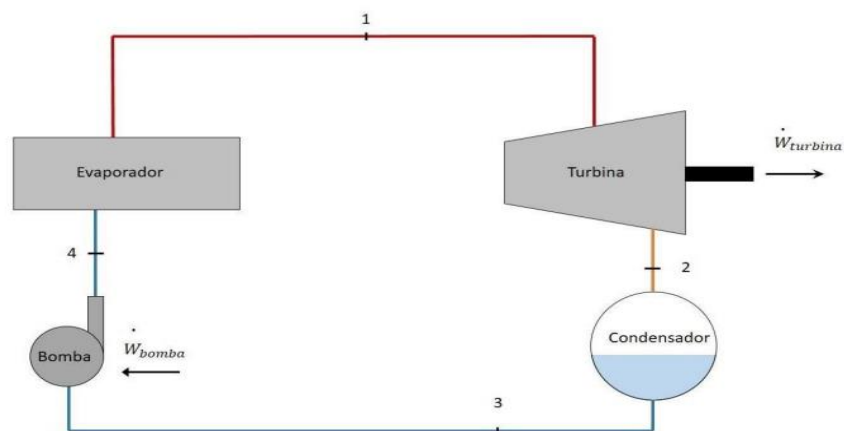
estructura de apoyo metálica es más liviana, lo que simplifica el proceso de montaje y reduce los costos.

- La tecnología Fresnel ofrece ahorrar costos y reducir el uso de terreno, junto con el espacio reducido y la ubicación sobre el terreno de los espejos y el receptor fijo.
- Debido a que las cargas eólicas de los colectores lineales Fresnel son menores se obtiene una mejor estabilidad estructural, pérdidas ópticas reducidas y menos roturas en el vidrio de los espejos.
- El reflector compacto lineal Fresnel emplea un diseño con dos receptores paralelos por cada fila de reflectores. Se trata de una configuración que minimiza la sombra que se produce en los reflectores adyacentes y reduce el espacio de terreno necesario.

2.4 Ciclo orgánico Rankine

El ciclo Rankine ideal consiste en calentar agua hasta evaporarla, luego elevar a la presión del vapor, que será llevado a una turbina en la que se produce energía cinética al someter el vapor a una expansión. Posteriormente éste vapor será conducido a un condensador en el que pasará a estado líquido para poder aumentar su presión de nuevo por medio de una bomba e introducirlo de nuevo en el calentador cerrando de esta forma el ciclo.[7]

Ilustración 3. Ciclo Rankine

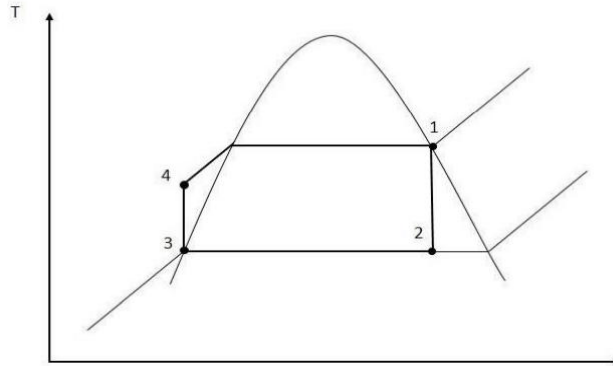


Fuente: [7]

La fuente de calor que constituye el evaporador será un fluido orgánico calentado por energía solar. La eficiencia del evaporador dependerá del calor específico de vaporización del fluido de trabajo. En el caso del ciclo ideal tanto la turbina como la bomba son isoentrópicas.[8]

El ciclo de Rankine ideal está compuesto por 4 etapas, como se muestra en la ilustración 4.

Ilustración 4 Diagrama T-s del ciclo Rankine ideal



Fuente:[8]

Los procesos que involucran el ciclo Rankine son los siguientes [8]:

- Proceso 1-2: se expande el vapor saturado en la turbina de manera isentrópica para generar potencia, esto causa un descenso en la temperatura y la presión del fluido de trabajo.
- Proceso 2-3: el vapor entra al condensador y se condensa a una presión constante hasta llegar a condiciones de líquido saturado.
- Proceso 3-4: la bomba impulsa el fluido de trabajo para aumentar la presión. Como el fluido está en fase líquida, el trabajo realizado de la bomba es relativamente pequeño.
- Proceso 4-1: el fluido de trabajo a una alta presión entra en el evaporador donde se calienta a presión constante por una fuente externa de calor hasta alcanzar las condiciones de vapor saturado.

El Ciclo Orgánico de Rankine es un principio basado en una turbina de vapor que transforma la energía térmica del fluido en energía mecánica, que luego es transformada en electricidad por medio de un generador eléctrico. En lugar de generar vapor de agua, el sistema ORC vaporiza un fluido orgánico, caracterizado por una masa molecular mayor que la del agua, lo que lleva a una rotación más lenta de la turbina, menores presiones y una menor erosión de las partes metálicas de las aspas. Debido a las características propias de los fluidos orgánicos el rango de temperaturas en el que pueden funcionar estos ciclos será considerablemente inferior al de los ciclos de Rankine convencionales, estando este rango aproximadamente entre los 70 °C y 300 °C.[8]

3. ESTADO DEL ARTE

A continuación, se presenta la revisión bibliográfica realizada para el desarrollo del proyecto.

Askari y Ameri(2018)[8] en su artículo “Solar Rankine Cycle (SRC) powered by Linear Fresnel solar field and integrated with Multi Effect Desalination (MED) system” desarrollaron un algoritmo para resolver las ecuaciones en estado estable de una planta con capacidad de desalinizar.

Tabla 2 Datos de la planta MED

Flujo másico[kg/s]	192.78
Producción de electricidad [MW]	136.78
Calor térmico entregado a la desalinizadora	287.27
Temperatura de condensación [°C]	70
Eficiencia eléctrica [%]	37

Fuente: [8]

Rovira y Barbero(2016)[9] en su artículo “Analysis and comparison of Integrated Solar Combined Cycles using parabolic troughs and linear Fresnel reflectors as concentrating systems” desarrollaron un sistema solar Fresnel para producción de potencia eléctrica.

Tabla 3 Datos técnicos planta Rovira y Barbero

Longitud del módulo[m]	100
Ancho del módulo[m]	21
Altura del receptor[m]	10
Diámetro del tubo[m]	0.14
Números de filas de espejos[m]	25
Ancho del espejo[m]	0.6
Altura del espejo[m]	2
Eficiencia Planta Almeria[%]	16.6
Eficiencia Planta las vegas [%]	21.5

Fuente: [9]

García y Velazquez(2010)[10] en su artículo “Numerical simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as direct generator in a Solar-GAX cycle” desarrollaron un sistema solar Fresnel para determinar el campo necesario para evitar pérdidas ópticas.

Tabla 4 Datos técnicos planta García y Velazquez

Flujo masico[kg/s]	0.0197
Temperatura de entrada[°C]	184.98
Presión de entrada[bar]	18
Temperatura ambiente[°C]	40
Longitud[m]	8.7
Numero de espejos	46
Distancia focal[m]	2
Velocidad del aire[m/s]	2.3
Eficiencia óptica	0.755
Eficiencia térmica	0.633
Calor generado[kW]	12.23

. Fuente: [10]

Marefati, Mehrpooya y Mousavi(2019)[11] en su artículo “Introducing an integrated SOFC, linear Fresnel solar field, Stirling engine and steam turbine combined cooling, heating and power process” desarrollaron un sistema solar Fresnel para determinar la exergía, las eficiencias y la producción de electricidad.

Tabla 5 Datos técnicos planta Marefati, Mehrpooya, Mousavi

Potencia[kW]	12560
Eficiencia de exergía 1[%]	49.7
Eficiencia de exergía 2[%]	67.5
Eficiencia de exergía 3[%]	55.6
Eficiencia eléctrica [%]	49.71

Fuente: [11]

4. OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Realizar un dimensionamiento y un modelo matemático de un sistema tipo Fresnel para implementarlo en el departamento de la Guajira bajo condiciones climáticas reales, a fin de determinar la viabilidad técnica en el proceso de generación de energía eléctrica.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Caracterizar el potencial energético solar en la zona de implementación, para determinar el tamaño del campo solar.
- Elaborar el modelo óptico-geométrico para el sistema tipo Fresnel, para determinar los parámetros de diseño del campo solar.
- Elaborar el modelo del ciclo de potencia utilizando el fluido orgánico (ORC) para determinar la potencia eléctrica.
- Validar el modelo matemático con revistas especializadas y realizar la evaluación de viabilidad técnica del sistema Fresnel para la implementarlo en el departamento de la Guajira.

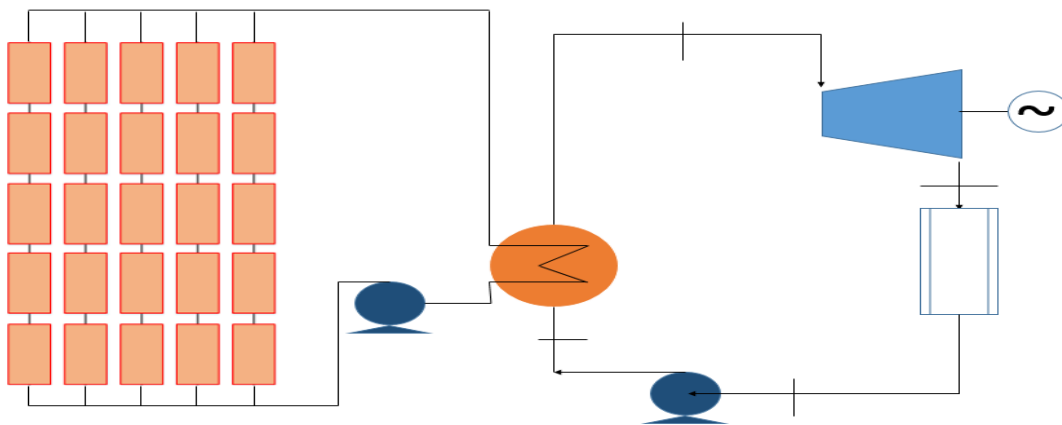
5. METODOLOGÍA

Se escogió una metodología para el desarrollo del presente proyecto, planteada con el fin de dar cumplimiento a los objetivos mencionados anteriormente. A continuación, se muestran las fases del proyecto:

- I. Fase de caracterización del recurso solar, las condiciones ambientales y parámetros de los colectores Fresnel con su respectivo tubo absorbedor.
- II. Fase del modelo matemático óptico-geométrico del campo de colectores solares Fresnel.
- III. Fase del modelo matemático térmico del campo de colectores Fresnel.
- IV. Fase del dimensionamiento del ciclo orgánico Rankine.

5.1 Desarrollo del sistema solar térmico Fresnel

Ilustración 5 Planta Fresnel acoplado a un Ciclo Rankine ORC



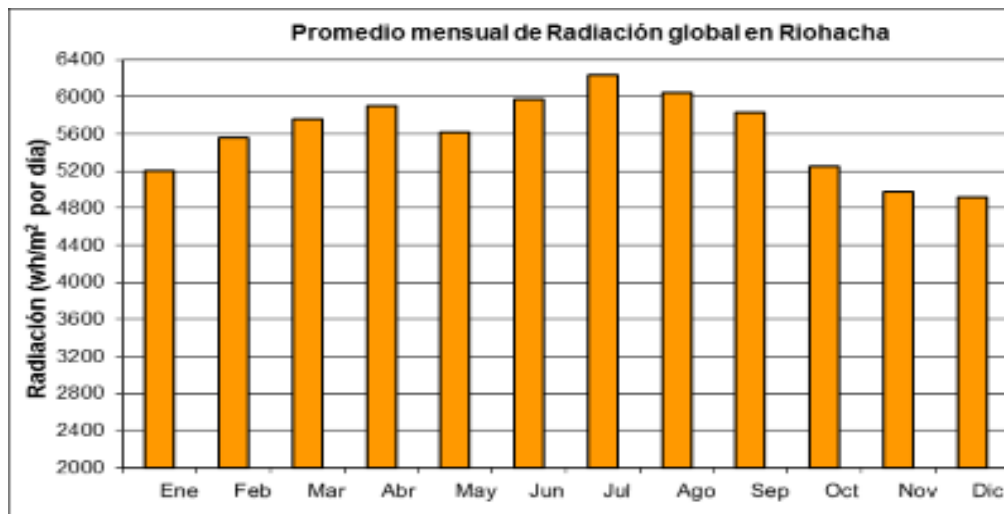
Fuente: Elaboración propia

En esta etapa se explicarán los modelos matemáticos que se utilizarán para dimensionar la planta en general del sistema solar Fresnel, en la ilustración 5 se tiene el diagrama general de la planta solar Fresnel acoplado a un ciclo Rankine Orgánico (ORC) en donde se puede evidenciar los dos sistemas acoplados (el circuito de los espejos concentradores con su tubo absorbedor y el ciclo de potencia). En la ilustración 5 se puede observar el sistema en general compuesto por los dos circuitos con sus espejos concentradores, bomba en el circuito del sistema óptico y bomba, evaporador, turbina, y condensador en el circuito del ciclo orgánico Rankine.

5.2 Caracterización del recurso solar, condiciones ambientales y parámetros de los colectores solares Fresnel

En este proyecto se determinó las características de la radiación solar para la ciudad de Riohacha, del departamento de la Guajira, tomando como base un año meteorológico. Se uso la base de datos del IDEAM (Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales).

Ilustración 6 Datos mensuales de radiación global en Riohacha (2014).



Fuente: tomado del Atlas interactivo del IDEAM

Para el cálculo del DNI (Direct Normal Irradiance), se tomó como base 8.5 horas diarias de luz solar , según los datos de la estación del Aeropuerto Almirante Padilla [12], quienes poseen información de las horas de brillo solar en un año.

Tabla 6 Datos de radiación solar en Riohacha, del departamento de la Guajira

Meses del año	IDEAM ($\frac{Wh}{m^2}$)	DNI ($\frac{W}{m^2}$)	DNI Promedio ($\frac{W}{m^2}$)
Enero	5200	611.764	655.098
Febrero	5550	652.941	
Marzo	5700	670.588	
Abril	5850	688.235	
Mayo	5600	658.823	
Junio	5950	700	
Julio	6200	729.411	
Agosto	6050	711.764	
Septiembre	5750	676.470	

Octubre	5220	614.117	
Noviembre	4900	576.470	
Diciembre	4850	570.588	

Fuente: Elaboración propia con los datos obtenidos del Atlas interactivo del IDEAM[13]

Teniendo en cuenta los datos que se presentan en la Tabla 6, se estableció que el parámetro para el punto de diseño de la planta, es el promedio de la radiación normal directa, el cual es **655.098** ($\frac{W}{m^2}$). La orientación considerada en este estudio es la de Norte-Sur en el eje horizontal con un seguimiento solar de Este a Oeste.

Tabla 7 Condiciones climáticas de Riohacha (departamento de la guajira)

Meses del año	Temperatura máxima media [°C]	Temperatura mínima media [°C]
Enero	32	23
Febrero	32	24
Marzo	32	24
Abril	33	24
Mayo	33	25
Junio	34	26
Julio	34	26
Agosto	34	26
Septiembre	33	25
Octubre	32	24
Noviembre	32	24
Diciembre	32	24

Fuente: Elaboración propia con datos de[14]

Para determinar la temperatura ambiente promedio se realizó un promedio entre la temperatura máxima media y la temperatura mínima media, como resultado se obtuvo una temperatura ambiente promedio de 28.6°C y una presión atmosférica de 1 bar.

5.3 Definición de los parámetros técnicos para un colector Fresnel.

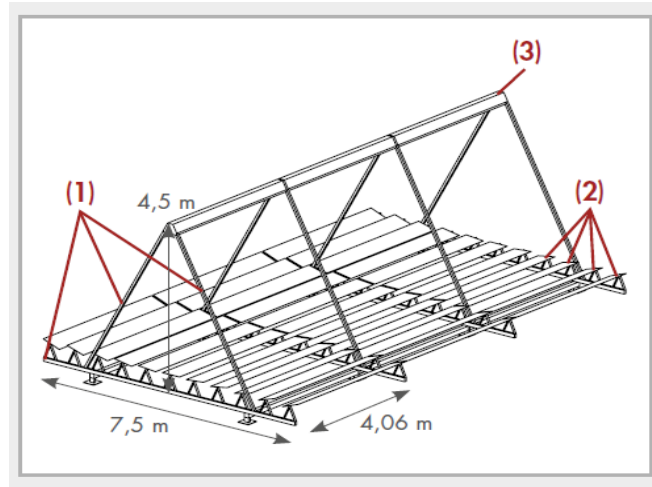
Para el análisis de la geometría de los colectores solares Fresnel que hacen parte del campo termo solar, se toman datos técnicos de un colector solar comercial LF-11 de Industrial Solar [15].

Tabla 8 Características del colector comercial LF-11

Vida útil del espejo [años]	20
Longitud del espejo [m]	4.06
Ancho del espejo [m]	0.5
Altura del colector con respecto al tubo absorbedor [m]	4

Fuente: Elaboración propia con datos de Industrial solar [15]

Ilustración 7 estructura con colectores solares Fresnel de Industrial Solar



Fuente: Industrial Solar[15]

En la Ilustración 7, se puede observar una estructura prototipo de un colector solar Fresnel, que se divide en 3 partes, las cuales son la longitud del espejo, el ancho del espejo, y la altura de los espejos con respecto al tubo absorbedor.

5.4 Selección del tubo absorbedor

Las empresas suministradoras de los tubos absorbedores para proyectos que involucren plantas solares térmicas comerciales, Siemens y Schott son las principales en diseño de estos tubos receptores, el modelo del tubo a seleccionar es el receptor PTR 70(cuarta generación).

Tabla 9 Datos del tubo absorbedor SCHOTT PTR 70

Longitud[m]	4.06
Diámetro exterior tubo metálico[m]	0.07
Diámetro interior tubo metálico[m]	0.065
Tipo de metal [Acero inoxidable]	-
Diámetro exterior tubo vidrio[m]	0.125
Diámetro interior tubo vidrio[m]	0.12
Emisividad del tubo metálico [-]	0.14
Emisividad del tubo de vidrio [-]	0.1
Vida útil [años]	>25

Fuente: Elaboración propia con datos del catálogo SCHOTT PTR 70[16]

Selección del tipo de fluido caloportador que circula en el tubo absorbedor.

El fluido caloportador que regularmente se usa en las plantas termosolares actuales es el aceite térmico sintético Therminol VP-1. El aceite sintético Therminol VP-1

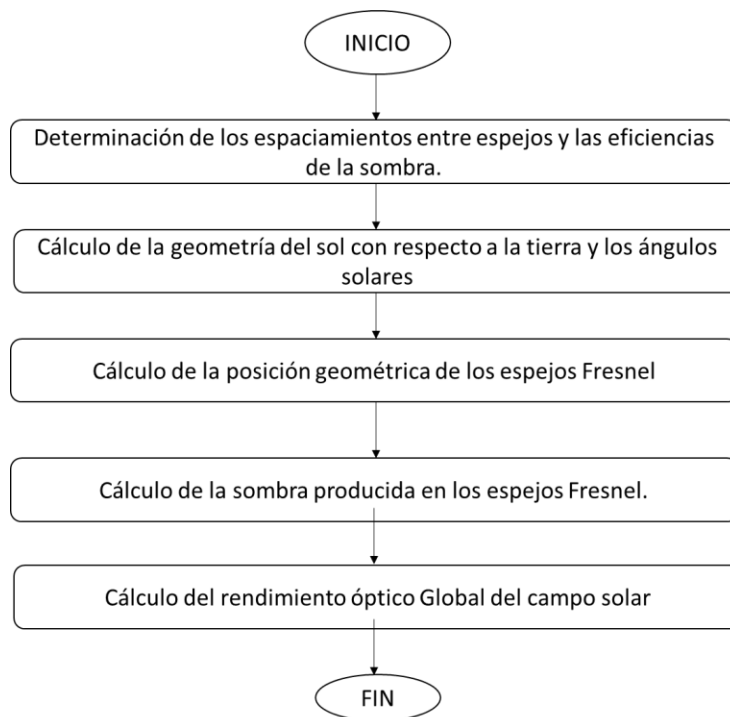
trabaja bien hasta los 400°C[17]. los datos del aceite esta detallado en el anexo B con especificaciones, aunque las principales características son las siguientes:

- ✓ Fluido Caloportador: aceite térmico operando entre 12 y 400°C.
- ✓ Temperatura de entrada y de salida del campo solar: 293/393°C.

5.5 Modelo matemático óptico-geométrico del campo de colectores solares Fresnel

Para desplegar el modelo matemático óptico-geométrico se utilizó toda la información del marco referencial del presente trabajo, y se propuso el siguiente método:

Ilustración 8 Diagrama de bloques del modelo matemático óptico-geométrico de los colectores solares Fresnel



Fuente: Elaboración propia

5.6 Determinación de los espaciamientos entre espejos concentradores

- ✓ Se calculará el ángulo de inclinación de los espejos y la distancia desde el tubo absorbedor hasta cada espejo para un ángulo transversal específico. El ángulo varía en función de la hora local y de la hora solar a lo largo del día propuesto.
- ✓ Se calculará la cantidad de sombra producida en la hora elegida para el diseño del campo solar.
- ✓ Se calculará la disposición de los espejos para una hora determinada, realizando modificaciones para comprobar si se obtiene un rendimiento diario mayor o no a través de la sombra producida en el diseño propuesto.
- ✓ Teniendo en cuenta lo anterior, se calculará los rendimientos ópticos del diseño a lo largo de un día a través del programa realizado con el software Matlab.

5.7 Cálculo de la geometría del sol con respecto a la tierra y los ángulos solares

Para hallar el rendimiento de un colector solar Fresnel, se necesita conocer la posición del Sol en relación a un específico sitio en la superficie del planeta Tierra.

Para los cálculos geométricos del Sol con la Tierra es indispensable el conocimiento de la hora solar, no del tiempo local, el cual es un tiempo de reloj general para grandes regiones o países en función de su huso horario más próximo. El tiempo solar se puede hallar a partir de la hora local, la corrección de la longitud y de la ecuación de tiempo[18]:

$$T_{SOLAR} = T_{local} + \left(\frac{E_T}{60}\right) - L_C \quad (1)$$

Donde:

T_{SOLAR} = tiempo solar[hr]

T_{local} = hora local[hr]

E_T = ecuación del tiempo[min]

L_C = corrección de la longitud

E_T es un factor de conversión para los que hay varias aproximaciones, se usó una aproximación con una precisión de unos 30 segundos[18]. Esta es dada por:

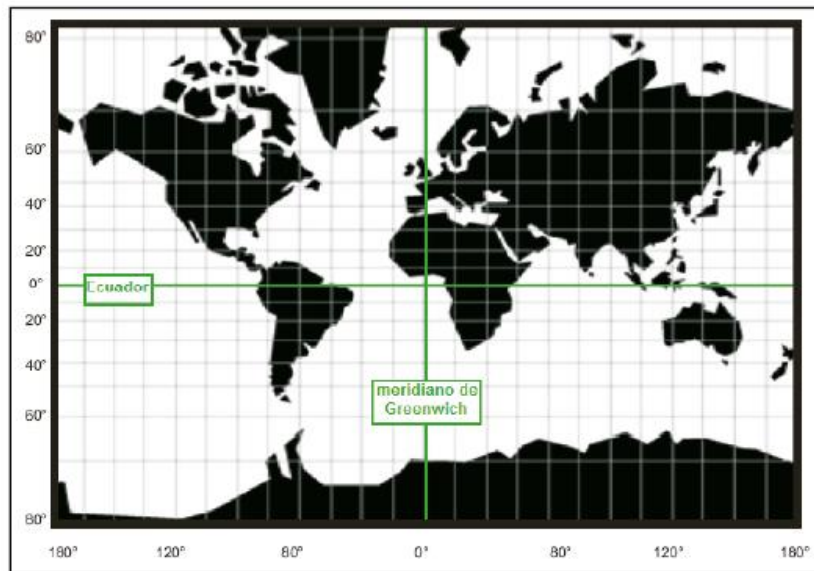
$$E_T = 0,258 * \cos(x) - 7,416 * \sin(x) - 3,648 * \cos(2x) - 9,228 * \sin(2x) \quad (2)$$

Donde x está en grados y depende del número del día del año(N)[18]:

$$x = \frac{360 * (N - 1)}{365,242} \quad (3)$$

Longitud: es la distancia angular entre un punto dado de la superficie terrestre y el meridiano de 0°, tomando como posición angular el centro de la Tierra, el cual es denominado como meridiano de Greenwich[18].

Ilustración 9 Coordenadas geográficas del planeta Tierra



Fuente: [7]

La corrección de la longitud L_C se halla a partir de la siguiente ecuación:

$$L_C = \frac{\text{longitud local del sitio} - \text{huso horario mas proximo}}{15} \quad (4)$$

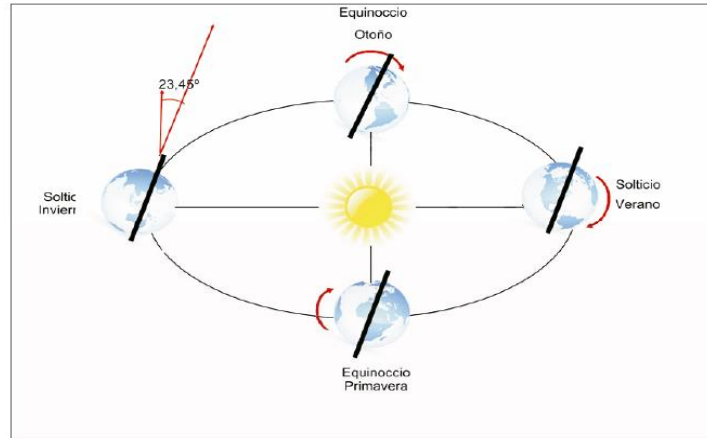
La ubicación del Sol respecto al planeta Tierra es definida por la rotación de la Tierra sobre su eje polar. De esta manera el ángulo que un observador ve del Sol a través del cielo es denominado el ángulo horario (w), el cual cambia 15° cada hora y al medio día solar es 0° (es decir, en el punto el cual el Sol alcanza su punto más alto en el cielo). El ángulo horario se halla a partir de la siguiente ecuación[18]:

$$w = 15 * (T_{SOLAR} - 12) \quad (5)$$

“La Tierra tiene un movimiento anual entorno al Sol, se describe una trayectoria elíptica a un plano que esta inclinado aproximadamente 23.45° respecto al plano ecuatorial”[18]. Esta inclinación es debido al cambio de la elevación del sol en el

cielo respecto a una misma hora a lo largo de los días, de esta manera se da origen a las estaciones del año.

Ilustración 10. órbita de la tierra alrededor del sol con su eje inclinado en un ángulo de 23.45°



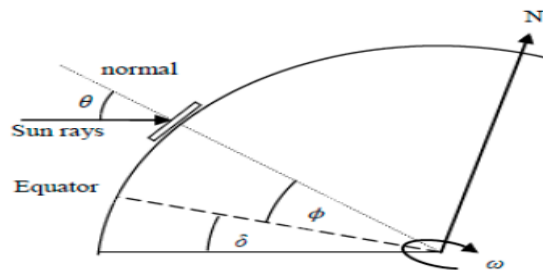
Fuente: [18]

El ángulo que se crea entre el plano ecuatorial de la Tierra y la línea formada entre el centro del Sol y la Tierra es conocido como el ángulo de declinación(δ), también es otra variable indispensable para hallar la posición del Sol, está dada por la ecuación[18]:

$$\delta = 23.45 * \sin \left(360 * \frac{284+N}{365} \right) \quad (6)$$

Latitud(Φ): es la distancia angular entre el ecuador y un punto determinado del planeta Tierra hallada a lo largo del meridiano que pasa a través de ese punto, se define al ecuador como el meridiano que intercepta con el plano perpendicular al eje de rotación del planeta y que pasa por su centro, este se considera como la latitud de 0°[18].

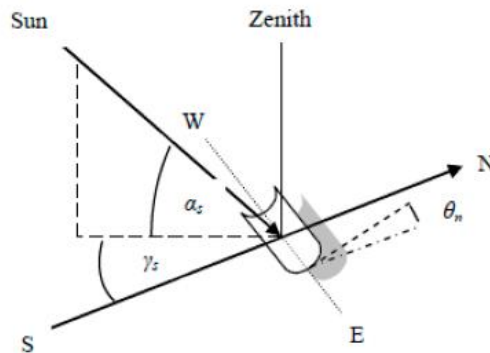
Ilustración 11 Ángulos de la geometría de la tierra con el Sol



Fuente:[18]

A partir del ángulo horario (w), la declinación solar (δ), y la latitud (Φ), el ángulo de la posición del Sol visto por un observador sobre una ubicación específica en la superficie de la tierra, se puede hallar mediante una serie de ángulos complementarios: el ángulo de altitud solar (a_s), que define la altura angular del Sol en el cielo (ángulo zenith, θ_{zen}) y el ángulo de azimuth solar (γ_s), que es el desplazamiento angular desde el sur.

Ilustración 12 Ángulos complementarios de la geometría de la tierra con el Sol



Fuente: [18]

Las ecuaciones para hallar los ángulos de altitud solar (a_s), y azimuth solar (γ_s) son las siguientes:

$$a_s = \sin^{-1} * (\sin \delta * \sin \Phi + \cos \delta * \cos w * \cos \Phi) \quad (7)$$

$$\gamma_s = \cos^{-1} * [\text{sign}(w) * \left(\frac{\cos \theta_{zen} * \sin \Phi - \sin \delta}{\sin \theta_{zen} * \cos \Phi} \right)] \quad (8)$$

En el método de seguimiento que se implementa en un colector solar, un haz de luz del centro del Sol no siempre será normal al plano de apertura del colector, el ángulo de la normal es denominado ángulo de incidencia (θ), es necesario para realizar el cálculo de la cantidad de radiación solar recibida por un concentrador.

$$\theta = \cos^{-1} = \left(\sqrt{(\sin(\delta) * \sin(\Phi) + \cos(\delta) * \cos(\Phi) * \cos(w))^2 + \cos^2(\delta) * \sin^2(w)} \right) \quad (9)$$

Donde Φ = latitud del sitio seleccionado

Por otro lado, el ángulo formado entre el plano de la abertura de la superficie del suelo horizontal es denominado ángulo de la pendiente o de giro del espejo (θ_n).

5.8 Cálculo de la posición geométrica de los espejos Fresnel

La posición del Sol, referente al eje de rotación de los elementos del sistema de colectores Fresnel, se halló a partir del ángulo de perfil solar (θ_p). El ángulo de perfil solar en el plano transversal para un sistema de seguimiento solar Norte-Sur es determinado con la siguiente ecuación[19]:

$$\theta_p = \tan^{-1}\left(\frac{\tan(as)}{\cos(90 - ys)}\right) \quad (10)$$

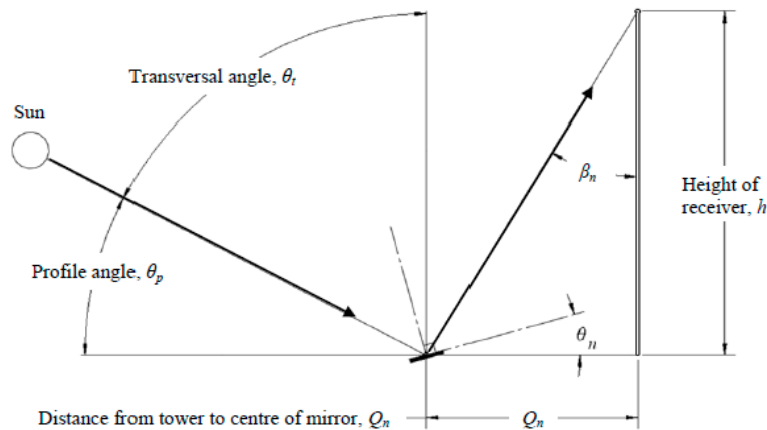
El ángulo transversal (θ_t), es el ángulo con respecto a la vertical, un complemento del ángulo de perfil solar.

$$\theta_t = 90 - \theta_p \quad (11)$$

$$\theta_l = \tan^{-1}\left(\frac{\tan(as)}{\cos ys}\right) \quad (12)$$

El ángulo de inclinación o de pendiente (θ_n), puede ser hallado para cualquier ángulo de perfil para un espejo específico ubicado a una distancia Q_n . Las siguientes ecuaciones son para hallar los ángulos de inclinación de los espejos Fresnel con el objetivo de especificar una distancia requerida para la ubicación de los mismos, con el fin de colocar los espejos a una distancia que no produzca sombra sobre otros espejos.

Ilustración 13 Geometría de la posición de los espejos concentradores respecto al sol



Fuente: [19]

$$h = \text{altura del colector al tubo absorbedor [m]} \quad (13)$$

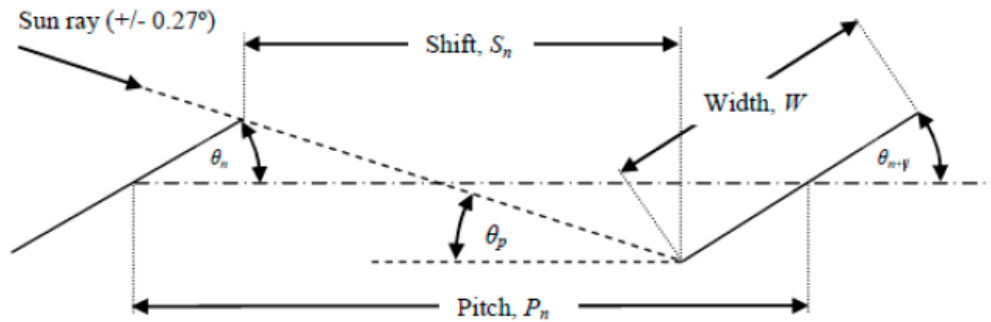
β_n es el ángulo formado por la torre receptora y la proyección sobre el plano transversal de un rayo reflejado hacia el tubo absorbedor, este ángulo se determina con la siguiente ecuación:

$$Bn = \tan^{-1}\left(\frac{QN}{h}\right) \quad (14)$$

$$QN = \frac{h}{\tan(as)} \quad (15)$$

El primer colector (ubicado desde el centro), se ubica de tal manera que el receptor no proyecte sombra sobre el mismo al medio día solar. Para un ángulo de perfil en específico, hay que tener en cuenta unas variables de desplazamiento (S_n)

Ilustración 14 Distancia entre dos colectores Fresnel basándose en el ángulo de perfil solar.



Fuente:[19]

Para una determinada distancia P_n , anchura W en un espejo, se puede calcular la distancia entre ambos espejos de acuerdo las ecuaciones (16) y (17):

$$S_n = P_n - \frac{W}{2} * (\cos\theta_n + \cos\theta_{n+1}) \quad (16)$$

$$S_n = \frac{W * [(\sin\theta_n + (\sin\theta_{n+1} - \sin\theta_n))]}{\tan(\theta_p - 0.27)} \quad (17)$$

De esta manera se puede calcular el espaciamiento entre centros de los colectores Fresnel, con una resolución simultanea de las ecuaciones anteriores:

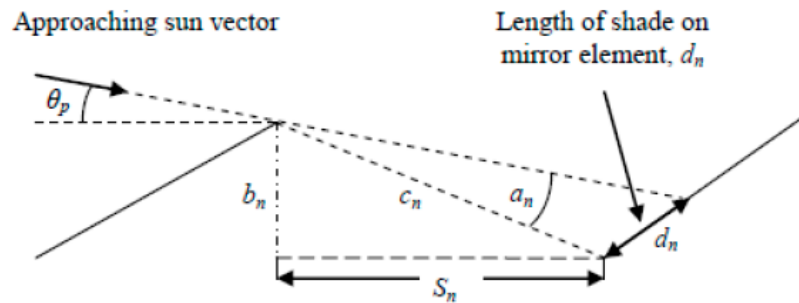
$$P_n = \frac{W * [\sin\theta_n + (\sin\theta_{n+1} - \sin\theta_n)]}{\tan(\theta_p - 0.27)} + \frac{W}{2} * (\cos\theta_n + \cos\theta_{n+1}) \quad (18)$$

La distancia QN , cambia para cada espejo, de tal modo que es necesario realizar un proceso iterativo para hallar una separación final. Se usa para este proceso el software Matlab (ver Anexo D). este procedimiento se realiza únicamente en un lado de la torre receptora, ya que, por simetría, el otro lado de la torre es idéntico con las mismas separaciones.

5.9 Cálculo de la sombra producida en los espejos Fresnel

El sol debe alcanzar una posición de diseño (para una hora en específico o ángulo de perfil solar determinado) usada para hallar el espaciamiento de los espejos, una parte de los lentes tendrán sombra. La sombra es producida debido a la obstrucción de otros espejos, que no dejan llegar parte de la radiación solar que incide sobre los mismos. La sombra media durante el día puede ser calculada a partir de la siguiente geometría[19]:

Ilustración 15 Efecto sombra producida en los espejos reflectores



Fuente:[19]

Por medio de la trigonometría se pueden hallar las siguientes ecuaciones, con el fin de hallar la sombra (dn) que causan los espejos sobre los mismos:

$$bn = \frac{W}{2} * (\sin\theta_n + \sin\theta_{n+1}) \quad (19)$$

$$cn^2 = bn^2 + Sn^2 \quad (20)$$

$$an = 90 - \tan^{-1}\left(\frac{Sn}{bn}\right) - \theta_p \quad (21)$$

$$dn = \frac{cn * \sin(an)}{\sin(\theta_p + \theta_{n+1})} \quad (22)$$

Una vez hallada la sombra producida para una hora específica, se realiza el mismo proceso iterativo anteriormente, para calcular la sombra media para un día total y hallar el rendimiento óptico o rendimiento de sombra. La media de la sombra sobre el sistema Fresnel puede ser determinada para cualquier hora del día con la siguiente ecuación:

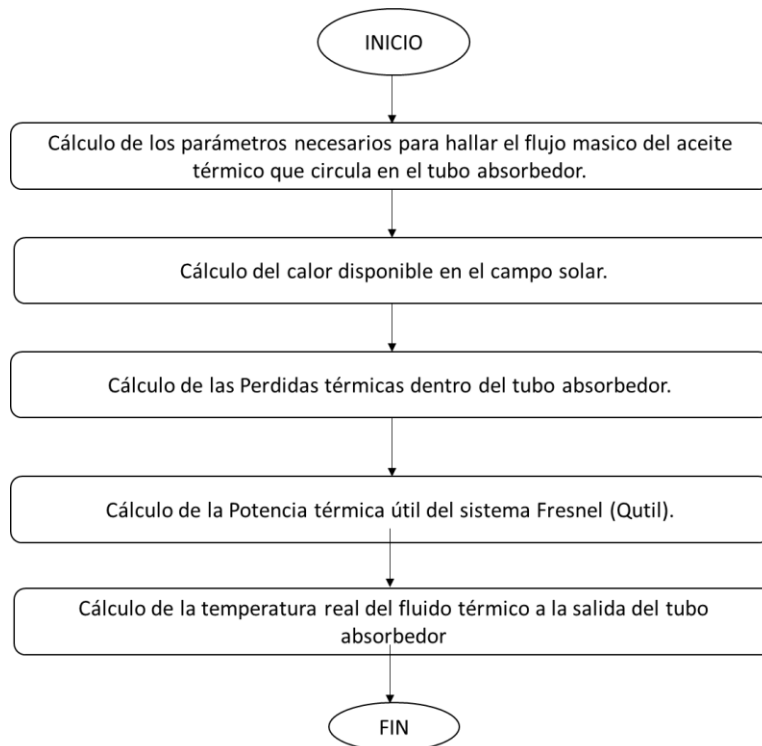
$$n_{sombra} = 1 - \frac{dn}{W} \quad (23)$$

$$n_{sombra_n} = \frac{\sum nsombra_n}{n} \quad (24)$$

5.10 Modelo matemático térmico del campo de colectores Fresnel

Para desplegar el modelo matemático térmico del campo solar se propuso el siguiente método:

Ilustración 16 Diagrama de bloques del modelo matemático térmico de los colectores solares Fresnel



Fuente: Elaboración propia

Cálculo de los parámetros necesarios para hallar el flujo masico del aceite térmico que circula en el tubo absorbedor.

Caudal másico del aceite Therminol VP-1

El caudal del aceite térmico que circula en el interior de los tubos absorbedores necesita que el valor del número de Reynolds sea bastante elevado como para que se garantice una transferencia de calor estable en el interior (régimen turbulento completamente desarrollado). Se tiene en cuenta la siguiente ecuación[20]:

$$Re = \frac{\rho * v * d_{int}}{\mu} \quad (25)$$

Para el diseño de la determinación de los parámetros del aceite térmico, se fija una temperatura media. Las temperaturas fijadas son la de entrada y salida del campo solar, es decir: $T_{en} = 293^{\circ}C$ y $T_{sal} = 393^{\circ}C$, de esta manera:

$$T_{media} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} = \frac{293 + 393}{2} = 343^{\circ}C \quad (26)$$

Considerando este valor medio de la temperatura del aceite térmico en el campo solar, la viscosidad dinámica y la densidad del aceite se hallan de la siguiente manera[20]:

$$\rho_{vp1} = (-0.90797 * (T_{media})) + (0.00078116 * T_{media}^2) - (2.367 * 1e^{-6} * T_{media}^3) + 1083.25 \quad (27)$$

$$\rho_{vp1} = 768.2020 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\mu_{cin} = e^{\left(\frac{544.149}{T_{media} + 114.43} - 2.59578 \right)} / 1e^6 \quad (28)$$

$$\mu_{cin} = 2.4507e^{-7} [Pa * s]$$

$$\mu_{din} = \rho_{vp1} * \mu_{cin} \quad (29)$$

$$\mu_{din} = 0.00018827 [Pa * s]$$

Se toma el valor del número de Reynolds para la temperatura media, el cual es de:

$$Re = 250000$$

$$f = 0.0155$$

De esta manera se procede a calcular la velocidad mínima interna en el tubo absorbedor teniendo en cuenta que el diámetro interno del tubo absorbedor $d_{int} = 0.065[m]$:

$$v = \frac{Re * \mu_{din}}{\rho_{vp1} * d_{int}} = \frac{250000 * 0.00018827}{768.2020 * 0.065} \quad (30)$$

$$v = 0.9426 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$St = \frac{\rho * v^2 * d_{ext}^2}{4} = 0.0038 [m^2] \quad (31)$$

Una vez conocidos los parámetros anteriores, se procede a calcular el caudal masico a través de la siguiente ecuación:

$$m_{abs} = v * St * \rho_{vp1} \quad (32)$$

$$m_{abs} = 2.7867 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Por lo tanto, este será el flujo másico que circulará por el interior de los tubos absorbedores de la instalación solar térmica.

Cálculo del calor disponible en el campo solar.

Teniendo en cuenta los cálculos realizados en el sistema óptico-geométrico, se obtendrá una eficiencia óptica, la cual será necesaria para hallar el calor disponible en el campo solar diseñado. De esta manera es necesario determinar otros parámetros para obtener los resultados apropiados [19]:

Área útil del colector solar Fresnel:

$$A_{col} = L * anch \quad (33)$$

Siendo $L =$ longitud del tubo absorbedor [m]
 $anch =$ ancho del colector [m]

Consumo de la bomba del circuito Fresnel

$$H_{per} = \left(\frac{4 * f * L_{campo}}{d_{int}} \right) * \left(\frac{v^2}{2 * 9.81} \right)$$

Donde

$$H_{per} = \text{pérdidas en la bomba del circuito Fresnel [m]}$$

$$L_{campo} = \text{Longitud total del campo}$$

$$W_{bombcir} = \left(\frac{\left(\rho_{vp1} * 9.81 * \left(\frac{m_{abs}}{\rho_{vp1}} \right) \right) * H_{per}}{etha_{bomb1}} \right)$$

Donde $W_{bombcir}$ es el trabajo por la bomba en el circuito Fresnel

Calor disponible para un colector Fresnel

Se calcula el calor disponible en el sistema solar térmico para el circuito del campo solar [19]:

$$Q_{disp} = A_{col} * DNI * \cos(\theta) \quad (34)$$

En donde $DNI =$ irradiancia normal directa promedio $\left[\frac{W}{m^2} \right]$

Cálculo de las Pérdidas térmicas dentro del tubo absorbedor.

Las pérdidas térmicas, son causadas por una diferencia entre las temperaturas creadas en el ambiente, la temperatura media del aceite térmico Therminol VP-1,

va incrementando a medida que avanza por el interior del tubo absorbedor, en cada sección transversal del tubo[18].

El balance energético en una sección del tubo absorbedor SCHOTT PTR, depende principalmente de:

- ✓ Perdidas por radiación de la cubierta de vidrio hacia el ambiente.
- ✓ Perdidas por convección libre de la cubierta de vidrio hacia el ambiente.
- ✓ Perdidas de conducción térmica a través de la cubierta de vidrio.
- ✓ Perdidas por radiación de la superficie exterior del tubo de acero inoxidable a la cubierta de vidrio.
- ✓ Perdidas por conducción térmica a través del tubo de acero inoxidable.
- ✓ Perdidas por convección del tubo de acero inoxidable al aceite térmico VP-1 Therminol.

Calor específico del aceite térmico[20]:

$$\begin{aligned}
 Cp_{vp1} = & ((0.002414 * T_{media}) + (5.9591 * 1e^{-6} * T_{media}^2) \\
 & - (2.9879 * 1e^{-8} * T_{media}^3) \\
 & + (4.4172 * 1e^{-11} * T_{media}^4 + 1.498)) * 1000 \quad (35) \\
 Cp_{vp1} = & 2432.9 \left[\frac{Joule}{kg * ^\circ C} \right]
 \end{aligned}$$

Constante de conductividad térmica del Therminol vp1[20]:

$$\begin{aligned}
 k_{vp1} = & (-8.19477 * 1e^{-5} * T_{media}) - (1.92257 * 1e^{-7} * T_{media}^2) \\
 & + (2.5034 * 1e^{-11} * T_{media}^3) \quad (36) \\
 & - (7.2974 * 1e^{-15} * T_{media}^4) + 0.137743 \\
 k_{vp1} = & 0.0879 \left[\frac{W}{m * ^\circ C} \right]
 \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta estos valores, se hallará el número de Prandtl (Pr_{vp1}), Nusselt (Nu_{vp1}) y el coeficiente de transferencia de calor dentro del tubo con el aceite térmico (h_{vp1}), basándonos en los cálculos experimentados de la investigación realizada[21].

$$\begin{aligned}
 Pr_{vp1} = & \frac{Cp_{vp1} * \mu_{din}}{k_{vp1}} \\
 Pr_{vp1} = & 5.2090 \quad (37)
 \end{aligned}$$

Nusselt: en esta ecuación se usa el factor f mostrado anteriormente:

$$Nu_{vp1} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr_{vp1}}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_{vp1} - 1\right)} \quad (38)$$

$$Nu_{vp1} = 1147.1$$

Finalmente se halla el coeficiente de calor dentro del tubo

$$h_{vp1} = Nu_{vp1} * \frac{k_{vp1}}{d_{int}} \quad (39)$$

$$h_{vp1} = 1551.7 \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right]$$

Temperatura de capa límite:

$$T_{captim} = T_{media} - 0.99 * (T_{media} - T_{ambrio}) \quad (40)$$

Temperatura ambiente de Riohacha

$$T_{ambrio} = \text{temperatura ambiente promedio de Riohacha en un año} = 28.6^\circ C \quad (41)$$

Coeficiente de expansión térmica del aire

$$B_{aire} = \frac{1}{T_{captim}} \quad (42)$$

Para los cálculos de viscosidad cinemática del aire ($\mu_{cin aire}$), conductividad térmica del aire (k_{aire}), densidad del aire ($\rho_{airerio}$) y poder calorífico del aire (Cp_{aire}), se usa el software EES (Engineering Equation Solver), a condiciones climáticas de la ciudad Riohacha del departamento de la Guajira. Se tienen los siguientes resultados:

$$\rho_{airerio} = 1.1540 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$k_{aire} = 0.0258 \left[\frac{W}{m * ^\circ C} \right]$$

$$\mu_{cin aire} = 0.00001616 [Pa * s]$$

$$\mu_{din aire} = 0.000018649 [Pa * s]$$

$$Cp_{aire} = 1005 \left[\frac{Joule}{kg * ^\circ C} \right]$$

$$\Pr_{aire} = 0.7270$$

Para el cálculo del número de Nusselt del aire es necesario el número de Grashof (GR_{aire}) y el número de Rayleigh para el aire (RA_{aire}):

El número de Grashof en el aire muestra la razón de las fuerzas de empuje a las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido de trabajo del sistema, se halla con la siguiente ecuación[20]:

$$GR_{aire} = \frac{g * B_{aire} * (T_{media} - T_{ambrio}) * d_{int}^3}{\mu_{cin aire}} \quad (43)$$

$$GR_{aire} = 101.94 * 10e^6$$

$$RA_{aire} = GR_{aire} * \Pr_{aire} \quad (44)$$

$$RA_{aire} = 74.111 * 1e^6$$

El número de Nusselt depende de una constante (C) y una constante para el régimen turbulento (n_{turb}), las cuales están determinadas en[20], de esta manera se obtiene el siguiente calculo:

$$C = 0.1 \quad (45)$$

$$n_{turb} = 0.3333$$

$$NU_{aire} = C * (RA_{aire}^{n_{turb}})$$

De esta manera el coeficiente de convección térmica para el aire es:

$$h_{aire} = NU_{aire} * \frac{k_{aire}}{d_{ext}} \quad (46)$$

Teniendo en cuenta los cálculos realizados, se halla el coeficiente global de perdidas por transferencia de calor con la siguiente ecuación[20]:

$$U_{abs} = \frac{1}{\frac{1}{h_{vp1}} + \frac{r_1 * \ln(\frac{r_2}{r_1})}{k_{acero}} + \frac{1}{emi_{acero} * \sigma * r_2 * L} + \frac{r_1 * \ln(\frac{r_3}{r_2})}{k_{vidrioboro}} + \frac{r_1}{r_4 * h_{aire}} + \frac{1}{emi_{vidrio} * \sigma * r_4 * L}} \quad (47)$$

Siendo:

r_1 : radio interno del tubo de acero del tubo absorbedor.

$$r_1 = \frac{d_{int}}{2} \quad (48)$$

r_2 : radio externo del tubo de acero del tubo absorbedor.

$$r_2 = \frac{d_{ext}}{2} \quad (49)$$

r_3 : radio interno del tubo de vidrio borosilicatado del tubo absorbedor.

$$\begin{aligned} d_{intvidrio} &= 0.120[m] \\ d_{extvidrio} &= 0.125[m] \\ r_3 &= \frac{d_{intvidrio}}{2} \end{aligned} \quad (50)$$

r_4 : radio externo del tubo de vidrio borosilicatado del tubo absorbedor.

$$r_4 = \frac{d_{extvidrio}}{2} \quad (51)$$

$$emi_{acero} = \text{emisividad del acero} = 0.1$$

$$emi_{vidrio} = \text{emisividad del vidrio borosilicatado} = 0.14[22].$$

$$k_{acero} = \text{coeficiente de conducción térmica del acero en el tubo absorbedor} \quad (52)$$

$k_{vidrioboro}$ = coeficiente de conducción térmica del vidrio borosilicatado

$$\sigma = \text{constante de Stefan Boltzman} = 5.670373 * 1e^{-8} \left[\frac{W}{m^2 * K^4} \right] \quad (53)$$

Área del tubo absorbedor:

$$A_{tubo} = \pi * d_{extvidrio} * L \quad (54)$$

De esta manera se determinan las pérdidas térmicas en el tubo absorbedor:

$$Q_{perdidas} = U_{abs} * A_{tubo} * (T_{media} * T_{ambrio}) \quad (55)$$

Cálculo de la Potencia térmica útil del sistema Fresnel (Q_{util}).

La energía que se aprovecha en el sistema es denominada la potencia térmica útil, está en función de la potencia térmica del colector Fresnel, junto con todas las pérdidas térmicas y ópticas calculadas anteriormente. El calor útil se halla de la siguiente manera[19]:

$$Q_{util} = (Q_{col} * n_{opticaglob}) - Q_{perdidas} \quad (56)$$

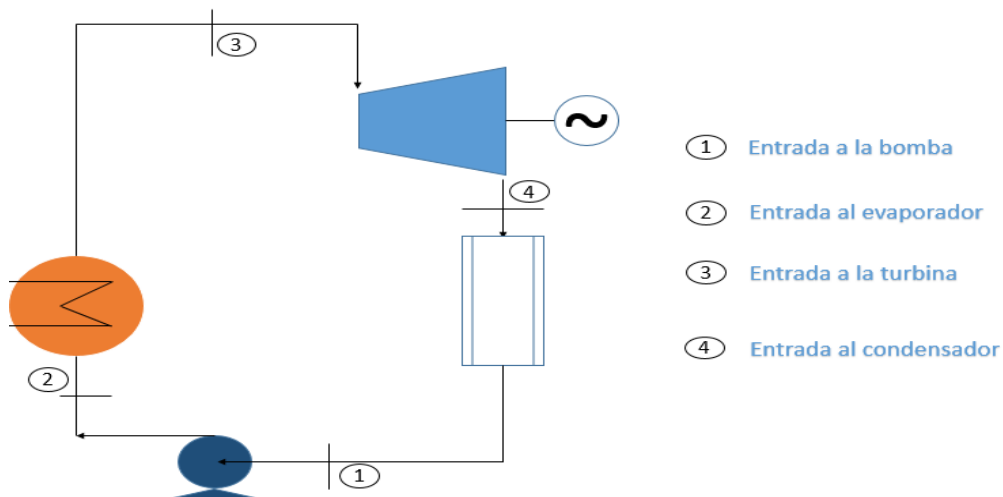
Finalmente, para determinar la temperatura real del fluido térmico a la salida del tubo absorbedor, se calcula de la siguiente manera:

$$T_{realvp1sal} = \frac{Q_{util}}{m_{abs} * Cp_{vp1}} + T_{en}$$
$$T_{realvp1sal} = 377.8505[{}^{\circ}C] \quad (57)$$

5.11 Dimensionamiento del ciclo orgánico Rankine

En la ilustración 17 se muestra el dimensionamiento del ciclo orgánico Rankine con sus respectivos componentes que son: un condensador (para el calor del proceso), una bomba de retorno del condensado, el evaporador y la turbina con el fin de producir la potencia neta del ciclo.

Ilustración 17 Esquema del ciclo ORC

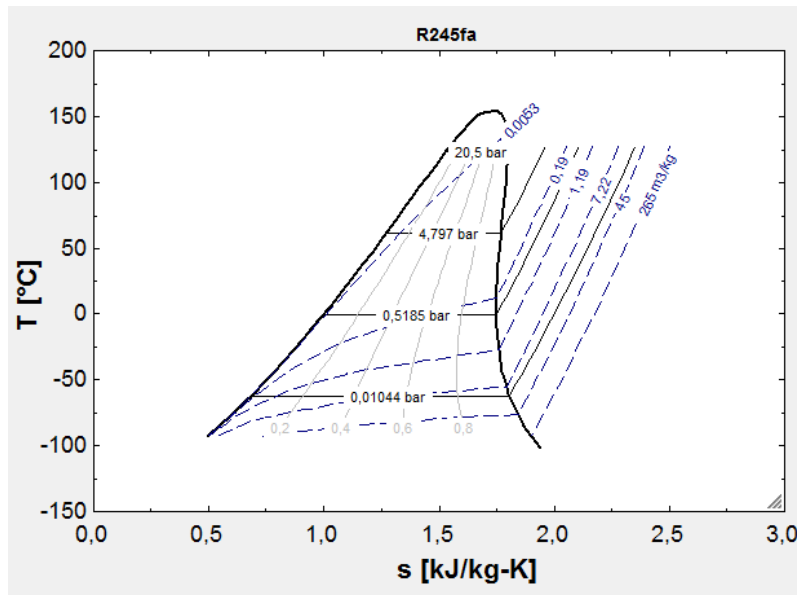


Fuente: Elaboración propia

Fluidos orgánicos del ciclo seleccionados:

- ✓ **R245fa:** Es un hidrofluorocarbono (HFC). Se utiliza para nuevas instalaciones como refrigerante especializado en aire acondicionado industrial, aire acondicionado en edificios, en este caso en el ciclo orgánico de Rankine (ORC). Las características técnicas se toman de[23], este fluido orgánico tiene baja toxicidad y no es inflamable, la cual es una ventaja para su aplicación.

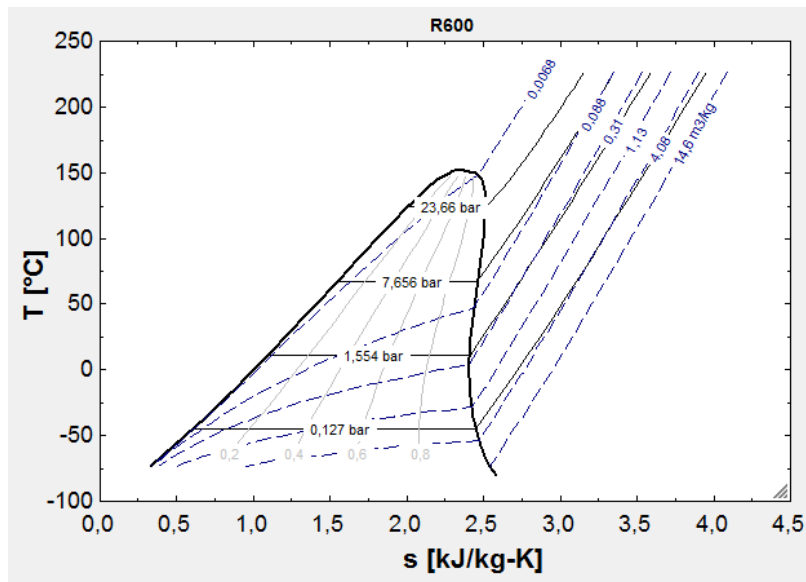
Ilustración 18 Diagrama T-s del fluido orgánico R245fa



Fuente: EES

- ✓ **R600:** El n-butano es un gas licuado, no tóxico y altamente inflamable, su aplicación es en gas combustible en aplicaciones industriales.[24]

Ilustración 19 Diagrama T-s del fluido orgánico R600

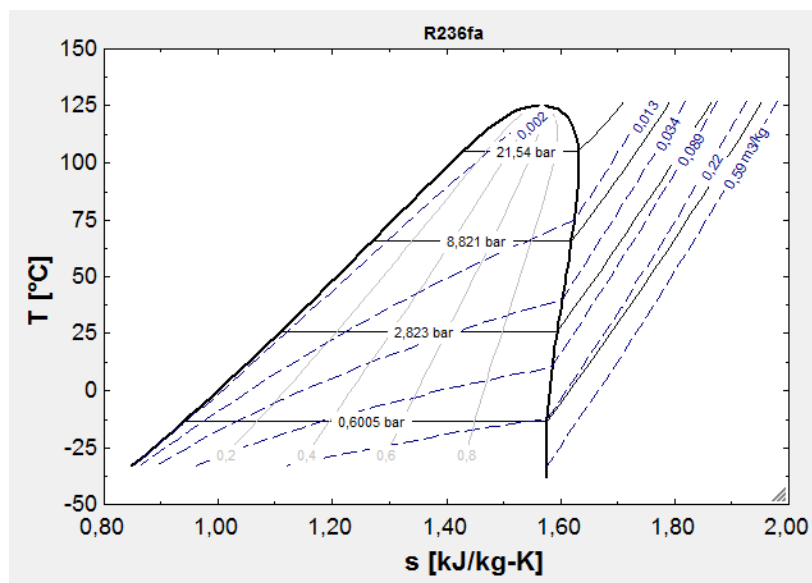


Fuente: EES

✓ **R236fa**

El Hexafluorpropano es un gas usado para extinción de incendios, también usado en este ciclo ORC

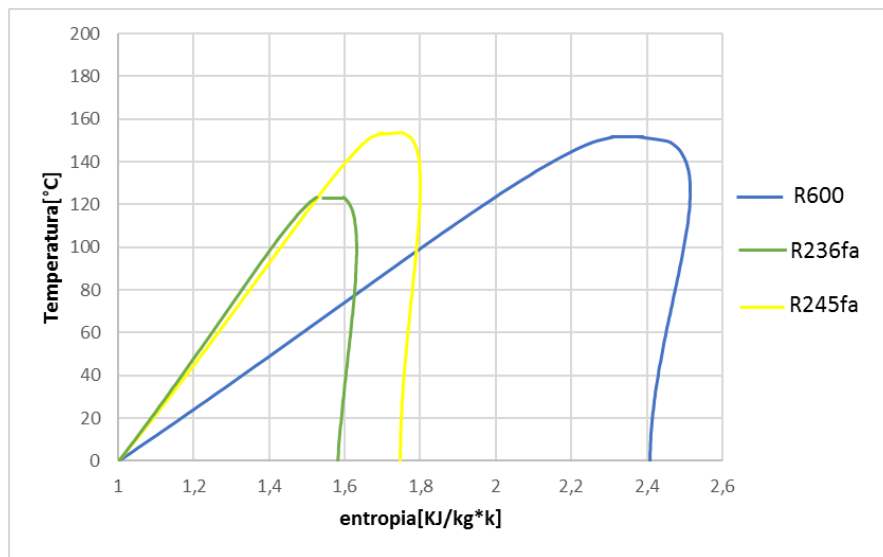
Ilustración 20 Diagrama T-s del fluido orgánico R236fa



Fuente: EES

Para modelar el ciclo orgánico Rankine, se tuvieron en cuenta restricciones y limitaciones en los fluidos de trabajo seleccionados (R245fa, R600 y R236fa), en la ilustración 21 se observa los tres fluidos orgánicos con sus respectivas temperaturas y entropías. Cabe resaltar que para cada fluido orgánico hay condiciones críticas, debido a esto la turbina del ciclo ORC, debe operar por debajo de las condiciones críticas del fluido de trabajo R236fa, ya que este limita a los demás fluidos por sus condiciones de operación (ver ilustración 21).

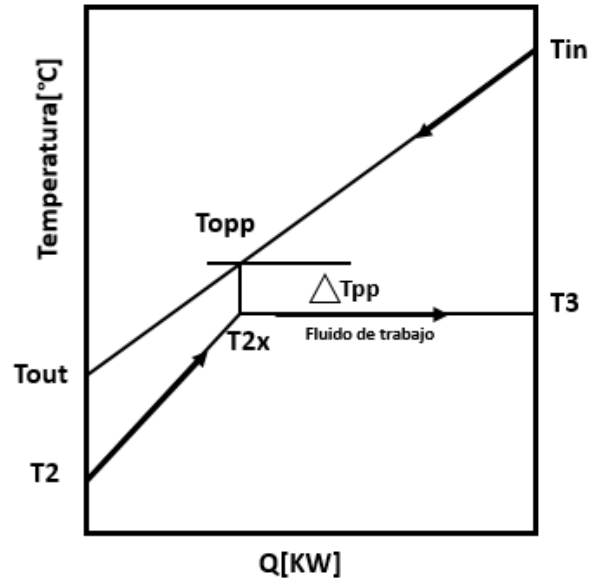
Ilustración 21 Diagrama T-s de los fluidos de trabajo



Fuente: Elaboración propia

- **Evaporador**

Ilustración 22 Temperatura del punto pinch en el evaporador



Fuente: Elaboración propia

Según Galindo [25], Vaja y Gambarotta [26], Shu y Tian [27], se debe garantizar un diferencial de temperatura mínima de 30°C (ΔT_{ppmin}), en el punto pinch, la ilustración 22 muestra el perfil de temperatura en el evaporador, se desarrolla el balance de energía aguas arriba del punto pinch donde T_{opp} es la temperatura del aceite térmico cuando el fluido orgánico se encuentra en liquido saturado, es calculado por:

$$T_{opp} = T_3 + \Delta T_{ppmin} \quad (58)$$

$T_3 = \text{temperatura de entrada a la turbina}$

Para calcular el flujo masico, se tiene la siguiente ecuación:

$$m_{orc} = \frac{m_{oil} * C_{p_{oil}} * (T_{in} - T_{opp})}{h_3 - h_{2x}} \quad (59)$$

Donde:

$C_{p_{oil}} = \text{calor específico del aceite termico Vp1}$

$m_{oil} = \text{flujo másico del aceite térmico Vp1}$

$m_{orc} = \text{flujo másico del ciclo ORC}$

$h_3 = \text{entalpia de entrada en la turbina}$

$T_{opp} = \text{Temperatura del punto pinch}$

$h_{2x} = \text{entalpia del punto pinch en el evaporador}$

En el siguiente balance de energía, se determina la temperatura del fluido de trabajo en la salida del evaporador hacia el ciclo:

$$T_{out} = T_{opp} - m_{orc} * \left(\frac{h_{2x} - h_2}{m_{oil} * Cp_{oil}} \right) \quad (60)$$

Donde:

T_{out} = temperatura de entrada en los colectores

h_2 = entalpia de entrada en el evaporador

El calor obtenido en el evaporador se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q_{evaporador} = m_{orc} * (h_3 - h_2) \quad (61)$$

▪ Turbina

El trabajo de la turbina se define con la siguiente ecuación:

$$W_{tur} = (h_3 - h_4) * m_{orc} * etha_T \quad (62)$$

Donde:

h_4 = entalpia de entrada al condensador

$etha_T$ = eficiencia de la turbina

▪ Condensador

El calor consumido por el condensador se determina de la siguiente manera:

$$Q_{condensador} = m_{orc} * (h_4 - h_1) \quad (63)$$

h_1 = entalpia de entrada a la bomba

▪ Bomba

El trabajo de la bomba se halla de la siguiente manera:

$$W_b = m_{orc} * \frac{h_2 - h_1}{etha_B} \quad (64)$$

Donde:

$$etha_B = \text{eficiencia de la bomba}$$

Una vez calculado lo anterior (todos los estados termodinámicos del ciclo), se procede a determinar la potencia neta:

$$w_{neta} = W_{tur} - W_b \quad (65)$$

La eficiencia térmica del ciclo orgánico se determina de la siguiente manera:

$$n_{orc} = \frac{w_{neta}}{Q_{evaporador}} \quad (66)$$

6. ANÁLISIS DE RESULTADOS

A continuación, se muestran los resultados obtenidos a través de los diferentes códigos implementados en el software Matlab (ver Anexo E, F Y G). Con ayuda del software, se determinó el rendimiento óptico a lo largo de un día, para cualquier día y hora del año, la posición, el ángulo de giro de los colectores Fresnel, y la cantidad de calor obtenido.

Tabla 10 Diseño campo solar Fresnel

LOCALIZACION	RIOHACHA (LA GUAJIRA)
Latitud	11.5444403°
Longitud	72.9072189°
Huso horario más próximo	74°

Fuente: Elaboración propia con datos del IDEAM

6.1 Análisis de rendimiento óptico del sistema Fresnel

El rendimiento óptico varía a lo largo del día en función de las horas luz, y las condiciones climatológicas. Para el cálculo del rendimiento óptico se seleccionó el día 100, el cual corresponde al 10 de abril, es un día en donde el Sol alcanza una posición alta en el cielo y la radiación directa es elevada. De esta manera se obtendrán rendimientos buenos en el sistema Fresnel.

Se va a realizar una comparación de rendimientos ópticos en función de diferentes puntos de diseño, el punto de diseño se fija para un ángulo de perfil solar específico y que este está vinculado con la hora solar y la hora local.

Los puntos de diseño escogidos van a ser los correspondientes a las 8:00, 10:00 y las 11:00 de la mañana, estas son horas locales, no se eligen horas locales posteriores a las 12:00, ya que para esta hora el sol está en su punto más alto en el cielo.

Los días de cada mes para obtener esas eficiencias ópticas son los siguientes:

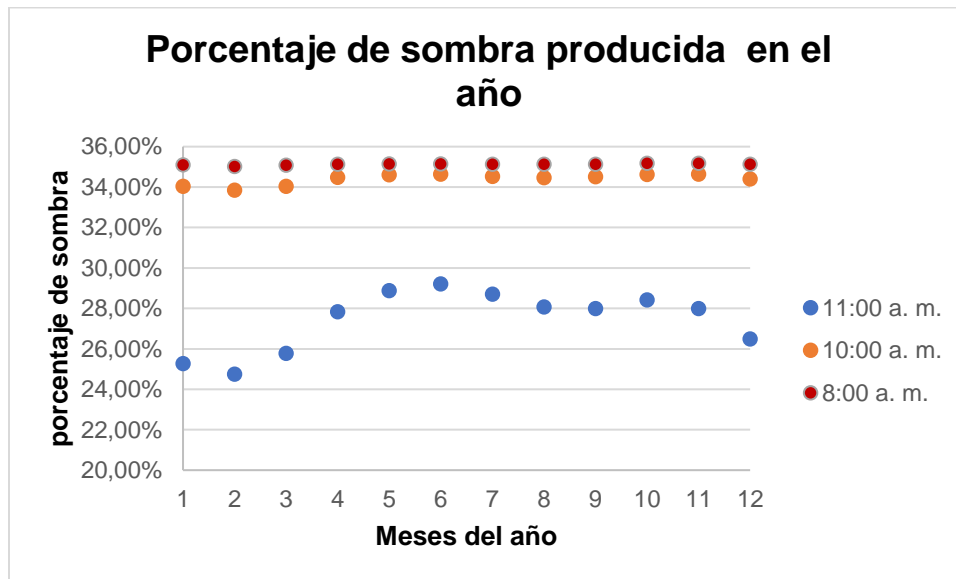
- Día 2(enero 2)
- Día 35(febrero 4)
- Día 64(marzo 5)
- Día 100(abril 10)
- Día 122(mayo 2)
- Día 153(junio 2)
- Día 188(julio 7)
- Día 214(agosto 2)
- Día 244(septiembre 1)
- Día 278(octubre 5)
- Día 306(noviembre 2)
- Día 343(diciembre 9)

Tabla 11 Sombra producida en el año

Mes	DNI [W/m^2]	Porcentaje de sombra producida (11 am)	Porcentaje de sombra producida (10 am)	Porcentaje de sombra producida (8 am)
Enero	611.764	25.27%	34.04%	35.09%
Febrero	652.941	24.74%	33.84%	35.01%
Marzo	670.588	25.77%	34.03%	35.08%
Abril	688.235	27.83%	34.48%	35.12%
Mayo	658.823	28.87%	34.60%	35.14%
Junio	700	29.20%	34.63%	35.14%
Julio	729.411	28.70%	34.53%	35.12%
Agosto	711.764	28.07%	34.46%	35.12%
Septiembre	676.470	27.98%	34.50%	35.13%
Octubre	614.117	28.41%	34.62%	35.18%
Noviembre	576.470	27.98%	34.63%	35.18%
Diciembre	570.588	26.48%	34.40%	35.13%

Fuente: Elaboración propia

Ilustración 23 Porcentaje de la sombra producida en el año



Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la ilustración 23, el porcentaje de la sombra es mayor, cuando el sol no se encuentra en el punto más alto (hora 12 am), ya que en ese instante de tiempo, los espejos tienen mayor ángulo de inclinación y se evidencia que a las 11 am el porcentaje de sombra es menor que en las otras horas locales.

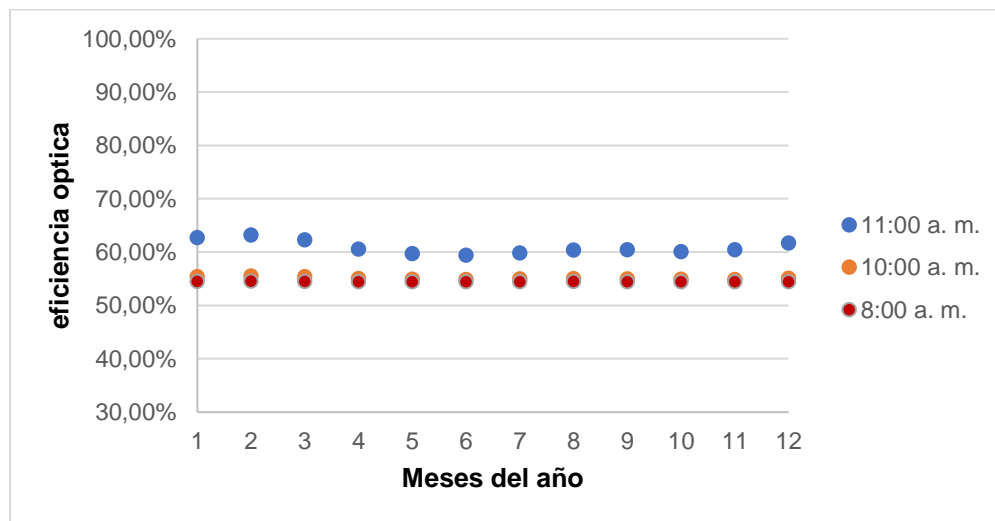
Tabla 12 Rendimiento óptico global

Mes	DNI [W/m^2]	Rendimiento óptico (11 am)	Rendimiento óptico (10 am)	Rendimiento óptico (8 am)
Enero	611.764	62.72%	55.36%	54.48%
Febrero	652.941	63.17%	55.53%	54.55%
Marzo	670.588	62.31%	55.37%	54.49%
Abril	688.235	60.57%	55.00%	54.45%
Mayo	658.823	59.70%	54.89%	54.44%
Junio	700	59.42%	54.87%	54.44%
Julio	729.411	59.85%	54.95%	54.45%
Agosto	711.764	60.37%	55.01%	54.46%
Septiembre	676.470	60.45%	54.98%	54.45%
Octubre	614.117	60.08%	54.88%	54.41%
Noviembre	576.470	60.45%	54.87%	54.41%
Diciembre	570.588	61.71%	55.06%	54.45%

Fuente: Elaboración propia

En la ilustración 24, se puede observar que la eficiencia óptica es más elevada cuando está cercano a la hora local 12 am, es decir que como hay menor sombra producida y el sol está en su punto más alto la eficiencia va incrementar.

Ilustración 24 Eficiencia óptica anual



Fuente: Elaboración propia

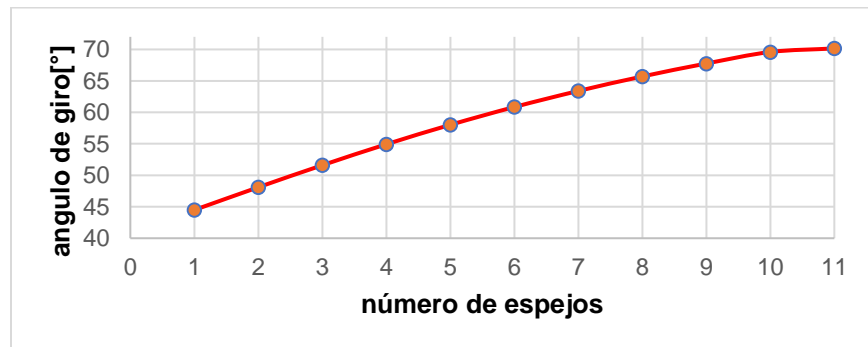
Tabla 13 Angulo de giro caso 1.

Hora local	Día del año seleccionado	Espejos	Distancia desde la torre receptora hasta el último espejo[m]	Ángulo de giro del espejo [°]	Área superficial ocupada por el campo solar[m ²]
8 am	100	1	0.2801	44.49	133.98
		2	1.0787	48.10	
		3	1.8252	51.60	
		4	2.5235	54.93	
		5	3.1798	58.02	
		6	3.8001	60.85	

Hora local	Día del año seleccionado	Espejos	Distancia desde la torre receptora hasta el último espejo[m]	Ángulo de giro del espejo [°]	Área superficial ocupada por el campo solar[m ²]
		7	4.3902	63.40	
		8	4.9533	65.70	
		9	5.4943	67.76	
		10	6.0172	69.59	
		11	6.5172	70.16	

Fuente: Elaboración propia

Ilustración 25 Angulo de giro caso 1



Fuente: Elaboración propia

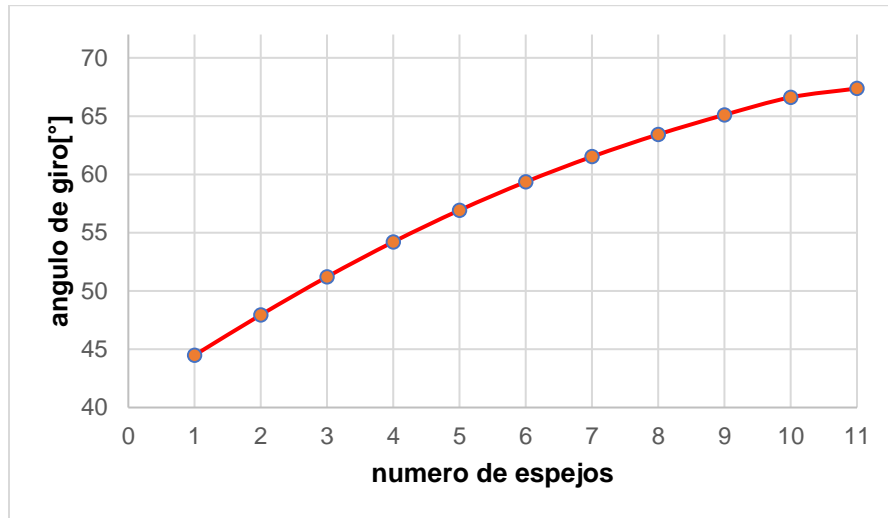
En la ilustración 25, se puede observar los ángulos de giro de los 11 espejos a un lado del tubo receptor a las 8 am, en donde se evidencia un rango de 44.49 a 70.16° en el día 12 abril, el cual es equivalente al día 100 del año. Cada espejo tiene su respectiva distancia entre ellos, de este modo se calculó el ángulo de giro y también evitar la sombra producida entre los espejos.

Tabla 14 Angulo de giro caso 2.

Hora local	Día del año seleccionado	Espejos	Distancia desde la torre receptora hasta el último espejo[m]	Ángulo de giro del espejo [°]	Área superficial ocupada por el campo solar[m ²]
10 am	100	1	0.2801	44.49	133.98
		2	0.8213	47.95	
		3	1.3503	51.21	
		4	1.8661	54.21	
		5	2.3661	56.93	
		6	2.8661	59.36	
		7	3.3661	61.52	
		8	3.8661	63.48	
		9	4.3661	65.25	
		10	4.8661	66.84	
		11	5.3661	67.58	

Fuente: Elaboración propia

Ilustración 26 Angulo de giro caso 2



Fuente: Elaboración propia

En la ilustración 26, se puede observar los ángulos de giro de los 11 espejos a un lado del tubo receptor a las 10 am, en donde se evidencia un rango de 44.49 a 67.58° en el día 12 abril, el cual es equivalente al día 100 del año. El ángulo de giro es menor en el último espejo comparando con la ilustración 25, ya que a medida que los espejos están cerca al medio día, el ángulo de inclinación va disminuir y así aumentar la eficiencia óptica, ya que el sol está en su punto más alto.

Tabla 15 Angulo de giro caso 3.

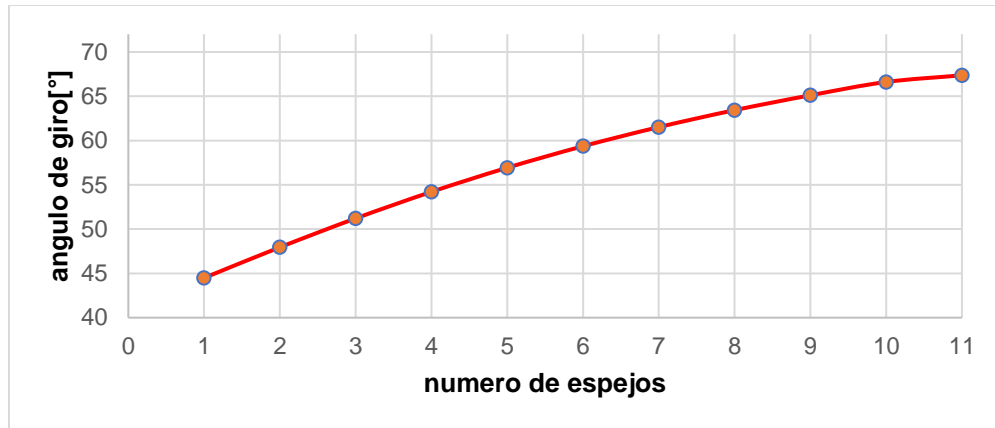
Hora local	Día del año seleccionado	Espejos	Distancia desde la torre receptora hasta el último espejo[m]	Ángulo de giro del espejo [°]	Área superficial ocupada por el campo solar[m ²]
11 am	100	1	0.2801	44.49	133.98
		2	0.7861	47.95	
		3	1.2861	51.21	
		4	1.7861	54.21	
		5	2.2861	56.93	
		6	2.7861	59.36	
		7	3.2861	61.52	
		8	3.7861	63.43	
		9	4.2861	65.11	
		10	4.7861	66.61	
		11	5.2861	67.37	

Fuente: Elaboración propia

En la ilustración 27, se puede observar los ángulos de giro de los 11 espejos a un lado del tubo receptor a las 11 am, en donde se evidencia un rango de 44.49 a 67.37° en el día 12 abril, el cual es equivalente al día 100 del año. A esta hora local el ultimo espejo (11), del lado de la torre, tiene menor ángulo de inclinación comparándolo con el de la ilustración 26, la eficiencia óptica es más elevada en esta hora, ya que se produce menos sombra y el sol alcanza su máximo punto. En horas

posteriores al medio día, el ángulo de inclinación disminuye y así mismo su eficiencia óptica.

Ilustración 27 Angulo de giro caso 3



Fuente: Elaboración propia

Tabla 16 Casos seleccionados de área y potencia para ciclo ORC

Potencia térmica útil [KW]	Potencia térmica de pérdidas [KW]	Potencia térmica disponible [KW]	Área de superficie total a utilizar para el campo solar[m ²]
731.3075	160.7075	570.6	133.98

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 16 se puede observar la potencia térmica útil disponible, la potencia térmica disponible de pérdidas, la potencia térmica a usar en el ciclo orgánico (ORC), y el área de superficie total a utilizar para el campo solar Fresnel.

7. RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO CICLO RANKINE ORGÁNICO

En la tabla 17 se presentan tres fluidos de trabajo con sus respectivos parámetros de trabajo. La potencia específica es la relación entre la potencia neta con el flujo másico que circula en el ciclo ORC, se puede evidenciar que en el R600 tiene una potencia específica mayor que la de los otros fluidos orgánicos. Comparándolo con el R245fa, el R600 tiene una menor potencia neta, pero un flujo másico más bajo y por esta razón, se comporta de mejor manera en el ciclo ya que se consume menos flujo para producir una potencia similar al de R245fa.

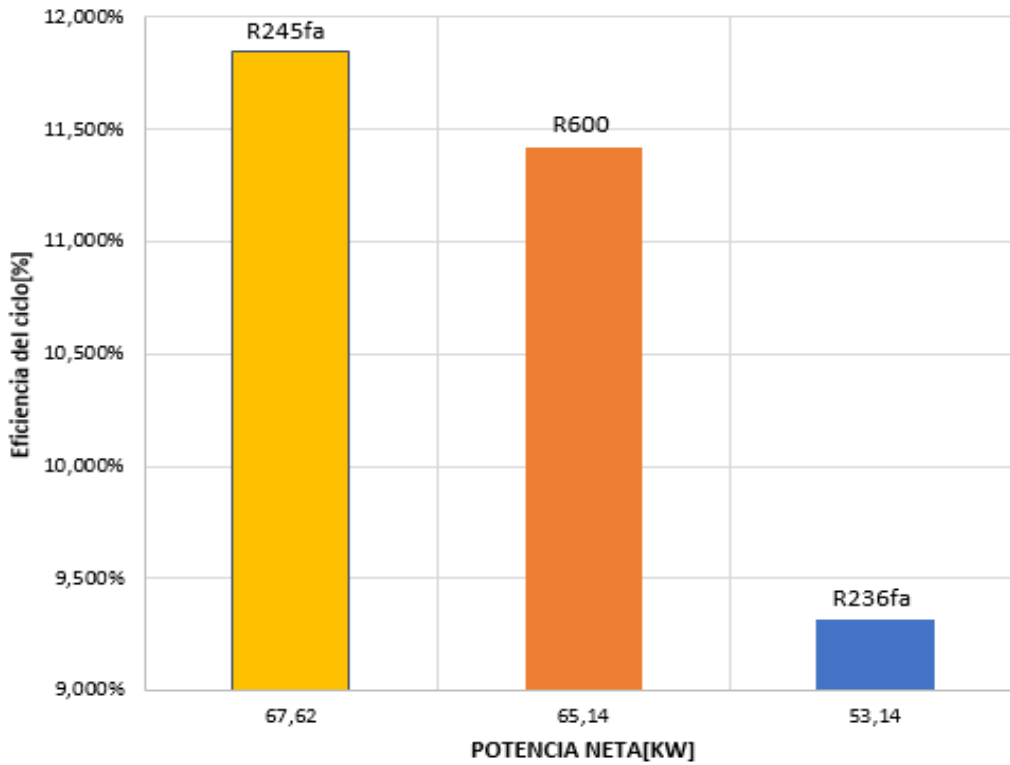
Tabla 17 Resultados ciclo ORC, fluidos de trabajo

Variable	R245fa	R600	R236fa
n_{orc} [%]	11.85	11.42%	9.313%
w_{neta} [kW]	67.62	65.14	53.14
W_b [kW]	11.03	13.04	14.07
W_{tur} [kW]	78.65	78.18	67.21
$Q_{evaporador}$ [kW]	570.6	570.6	570.6
$Q_{condensador}$ [kW]	485.8	487.8	501.3
m_{orc} $\left[\frac{Kg}{s}\right]$	2.547	1.346	3.495
Potencia Especifica $\left[\frac{KW}{kg*s}\right]$	26.5488	48.3952	15.2

Fuente: Elaboración propia

En la ilustración 29 se puede observar el comportamiento de la potencia neta con la eficiencia del ciclo ORC, la mayor potencia generada es de 67.62[kW] con una eficiencia del ciclo del 11.85% en el fluido R245fa y el menos eficiente es el R236fa con una potencia neta de 53.14[kW] y 9.313% de eficiencia.

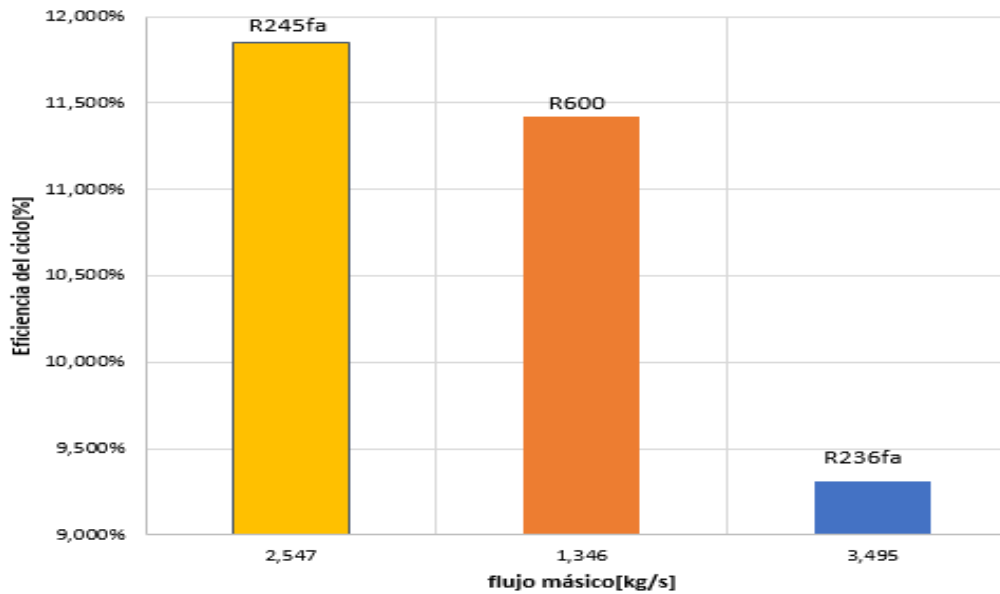
Ilustración 28 Potencia neta vs Eficiencia



Fuente: Elaboración propia

En la ilustración 30 se puede observar el comportamiento del flujo másico con la eficiencia del ciclo ORC, el mayor flujo másico es de 2.547[kg/s] con una eficiencia del ciclo del 11.85% en el fluido R245fa y el menos eficiente es el R236fa con un flujo másico de 3.495[kg/s] y 9.313% de eficiencia. El R600 consume menor flujo que los otros, 1.346[kg/s] y tiene una eficiencia de 11.42%, comparándolo con el R245fa, tiene una eficiencia muy cercana gastando menor flujo másico, debido a esto sería más apto en estos casos el R600.

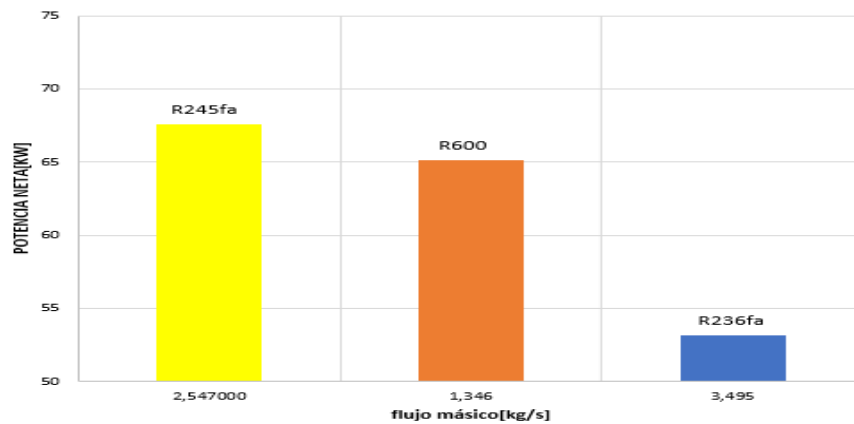
Ilustración 29 Flujo másico vs Eficiencia



Fuente: Elaboración propia

En la ilustración 31 se puede observar el comportamiento del flujo másico con la potencia neta del ciclo ORC, el mayor flujo másico es de 2.547[kg/s] con una eficiencia del ciclo del 11.85% en el fluido R245fa y el menos eficiente es el R236fa con un flujo másico de 3.495[kg/s] y una potencia de 53.14[kW]. El R600 tiene menos potencia que el R245fa, pero consume menos flujo durante la generación de esta, por esta razón el R600 se comporta de mejor manera en el ciclo ORC, ya que el R600 tiene 2.98% de relación con la potencia generada por el R245fa.

Ilustración 30 Flujo másico vs Potencia neta



Fuente: Elaboración propia

8. Validación del sistema solar Fresnel

8.1 Validación sistema óptico-geométrico

Comparación de datos del campo solar calculados con los datos del sistema de captación de la escuela superior de ingenieros de Sevilla

Tabla 18 Datos del campo solar para comparar con los instalados en Sevilla

Superficie reflectora total	133.98[m ²]
Orientación de la planta	Este-Oeste
Número de líneas receptoras	1
Longitud línea receptor	89.32[m]
Tipo de receptor	Con cubierta de vidrio
Altura línea receptor	4[m]
Anchura receptora	0.5[m]
Tipo de absorbedor	Tubo de acero inoxidable
Fluido de trabajo	Aceite térmico Vp1 Therminol
Numero de arreglos de espejos	3
Longitud de cada módulo reflector	4.06[m]
Ancho del reflector	0.5[m]
Número total de reflectores	22
Reflectividad	0.95

Fuente: Elaboración propia

Según Alami y Ahmed [28] en su artículo “Numerical simulation of Linear Fresnel solar power plants performance under Moroccan climate”, tienen datos de los proyectos de sistemas Fresnel en diferentes países, en donde se evidencian la potencia neta producida y su área del campo.

Tabla 19 Datos a comparar de artículo Moroccan

Project name	Country	Start year	Turbine Net capacity (MW)	Statutes	Solar field area(m ²)
Augustin Fresnel1	France	2012	0.25	Operational	400
Alba Nova1	France	2015	12.0	Under construction	140 000
Kimberlina	Unites States	2008	5.0	Operational	25 988
Kogan Creek	Australia	2015	44.0	Under cons	
Liddell Power station	Australia	2012	9.0	Operational	18 490
Dhursar	India	2014	125.0	operational	----
Llo	France	2015	9.0	Under contract	120 000
Puerto Errado 1	Spain	2009	1.4	operational	21 571
Puerto Errado 2	Spain	2012	30.0	operational	302 000

Fuente: [28]

En la revista especializada se tienen los siguientes parámetros:

Tabla 20 Parámetros revista especializada Moroccan

Parámetro	Valor
Eficiencia óptica	64[%]
Área del campo	351[m ²]
Altura Focal	4[m]

Fuente: Elaboración propia

A partir de estos datos, se realiza el porcentaje de desvío de las eficiencias ópticas obtenidas con el presente proyecto:

$$\%desvío_{nopt} = \left(\frac{n_{optrevista} - n_{optproyecto}}{n_{optrevista}} \right) * 100$$

$$\%desvío_{nopt} = \left(\frac{0.64 - 0.55}{0.64} \right) * 100$$

$$\%desvío_{nopt} = 14.02625\%$$

El proyecto de nombre Augustin Fresnel (Francia,2012), tiene una potencia en la turbina de 250[Kw], con un área del campo de 400[m²]. Comparando con el sistema se realiza una relación con la potencia de la turbina del presente proyecto con el fluido adecuado en el ciclo Rankine ORC, el cual es el R600.La potencia en la turbina del R600 es de 78.18[Kw] con un área de 133.98[m²].

Tabla 21 Relación de potencia con revista especializada

Relación de Potencia	$\frac{Potencia\ planta\ articulo}{Potencia\ proyecto} = \frac{250}{78.18}$
Relación de Potencia	3.19774

Fuente: Elaboración propia

La relación de potencia es de 3.19774 comparandose con la referenciada en el artículo, con esta relación tendremos la siguiente aclaración:

Tabla 22 Relación de área con el proyecto Augustin Fresnel 1

Área del proyecto[m ²]	133.98
Área del proyecto Augustin Fresnel 1 [m ²]	$\frac{Area\ Augustin\ Fresnel\ 1}{Relación\ de\ potencia} = \frac{400}{3.19774} = 125.088$

Fuente: Elaboración propia

El área del proyecto referenciado sería de 125.088[m²] restringiéndolo a la potencia de la turbina del R600 del proyecto, por lo tanto, el porcentaje de desvío sería:

$$\%desvío = \left(\frac{Area\ del\ proyecto - Area\ Augustin\ Fresnel\ restringido}{Area\ del\ proyecto} \right) * 100$$

$$\%desvío = \left(\frac{133.98 - 125.088}{133.98} \right) * 100$$

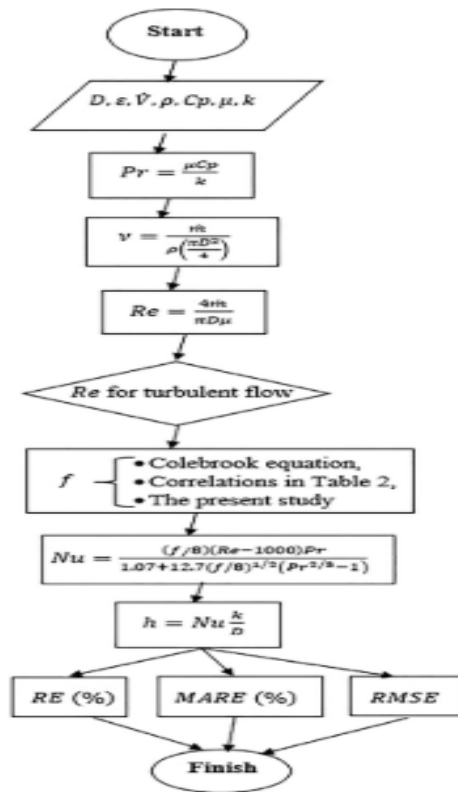
$$\%desvío = 6.63681\%$$

El porcentaje de desvío de la eficiencia óptica 14.02625% comparando la planta solar térmica Fresnel del proyecto con la referenciada en la revista especializada y 6.636% comparando los datos del proyecto con la planta Augustin Fresnel 1 referenciada en la revista especializada.

8.2 Validación cálculos sistema térmico del vp1 Therminol

Para el cálculo del número de Nusselt, Pandlt, viscosidad dinámica, densidad del aceite térmico, se comprobó con una revista en la cual hicieron los mismos cálculos de manera experimental.

Ilustración 31. Algoritmo del estudio realizado experimentalmente

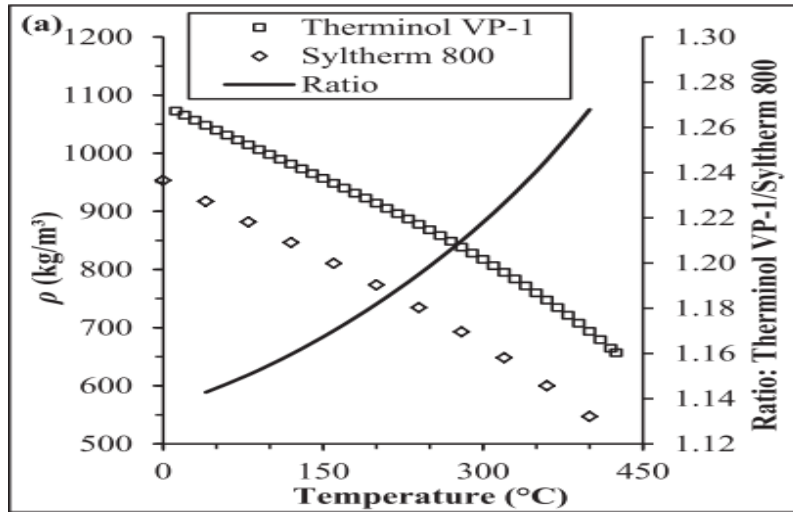


Fuente: [21]

En el algoritmo anterior, se puede observar los pasos que se realizaron para obtener los resultados del modelo matemático térmico de manera experimental para el fluido caloportador VP-1 Therminol.

Los resultados obtenidos en este proyecto con los experimentales son los siguientes:

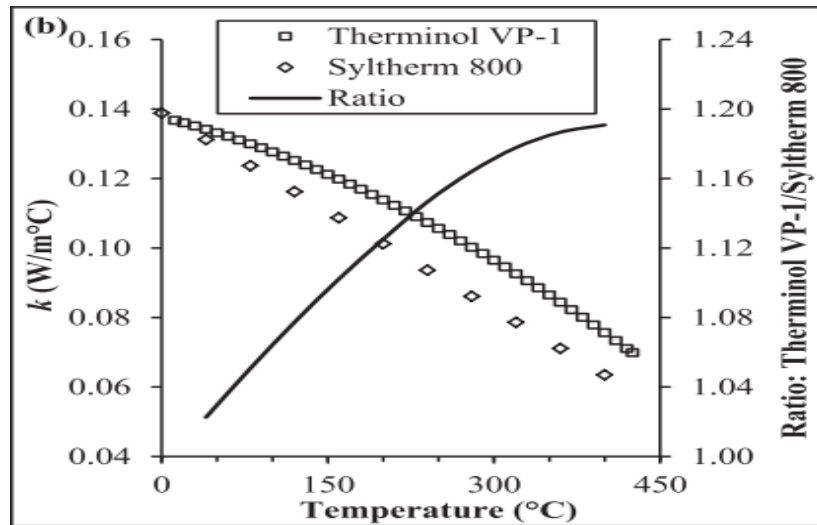
Ilustración 32 Densidad del aceite térmico VP-1 a diferentes temperaturas



Fuente: [21]

Temperatura media 343°C
 Densidad 768.2020 $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

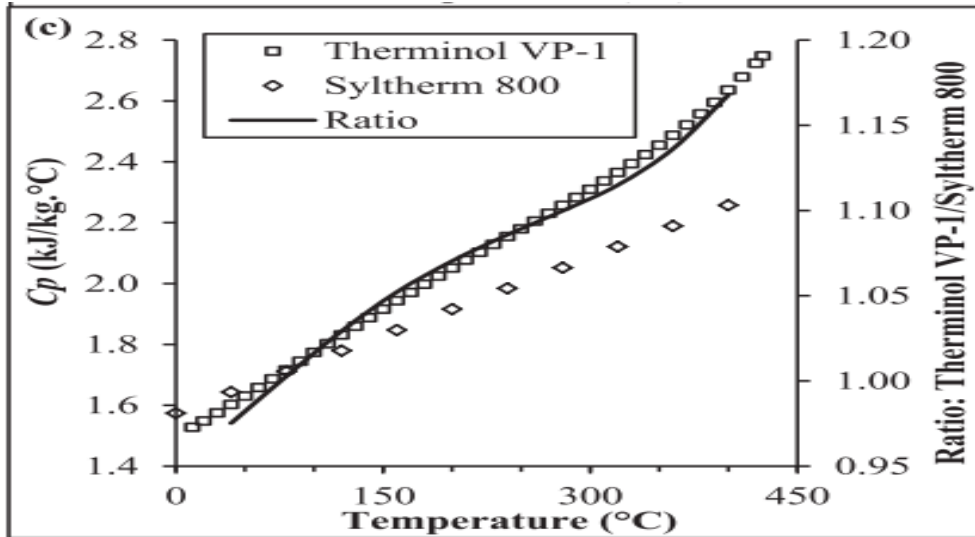
Ilustración 33. Conductividad térmica del aceite térmico VP-1 a diferentes temperaturas



Fuente: [21]

Temperatura media 343°C
 Conductividad térmica $0.0879 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$

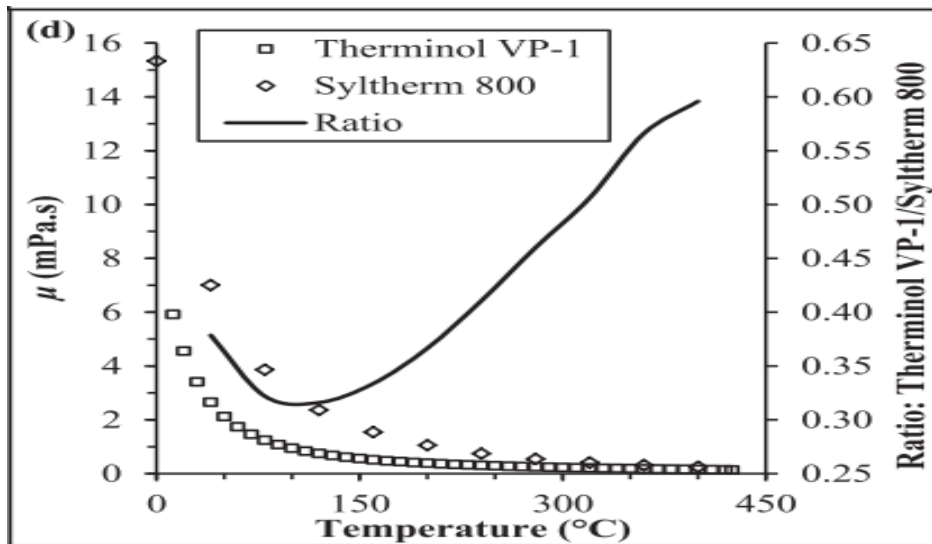
Ilustración 34. Capacidad calorífica del aceite térmico VP-1 a diferentes temperaturas



Fuente: [21]

Temperatura media 343°C
 Capacidad calorífica $2.4328 \left[\frac{Kj}{kg^{\circ}C} \right]$

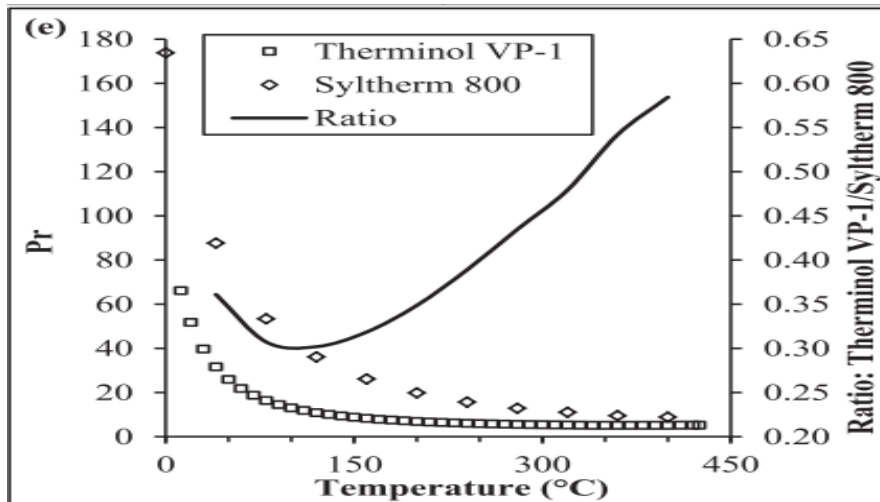
Ilustración 35. Viscosidad dinámica del aceite térmico VP-1 a diferentes temperaturas



Fuente: [21]

Temperatura media 343°C
 Viscosidad dinámica $1.8648e - 05 [mPa \cdot s]$

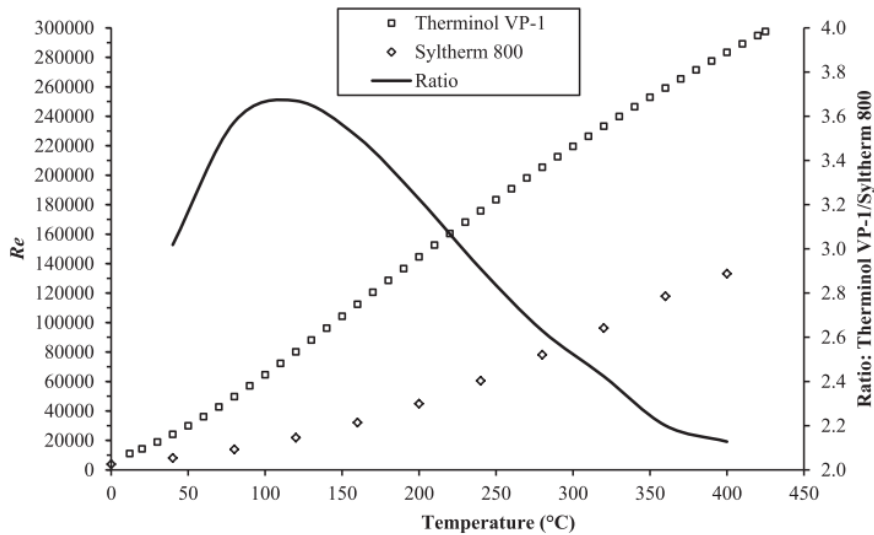
Ilustración 36. Numero de Prandtl del Therminol VP-1



Fuente: [21]

Temperatura media 343°C
 Numero de Prandtl 5.2090

Ilustración 37 Numero de Reynolds del aceite térmico VP-1 Therminol

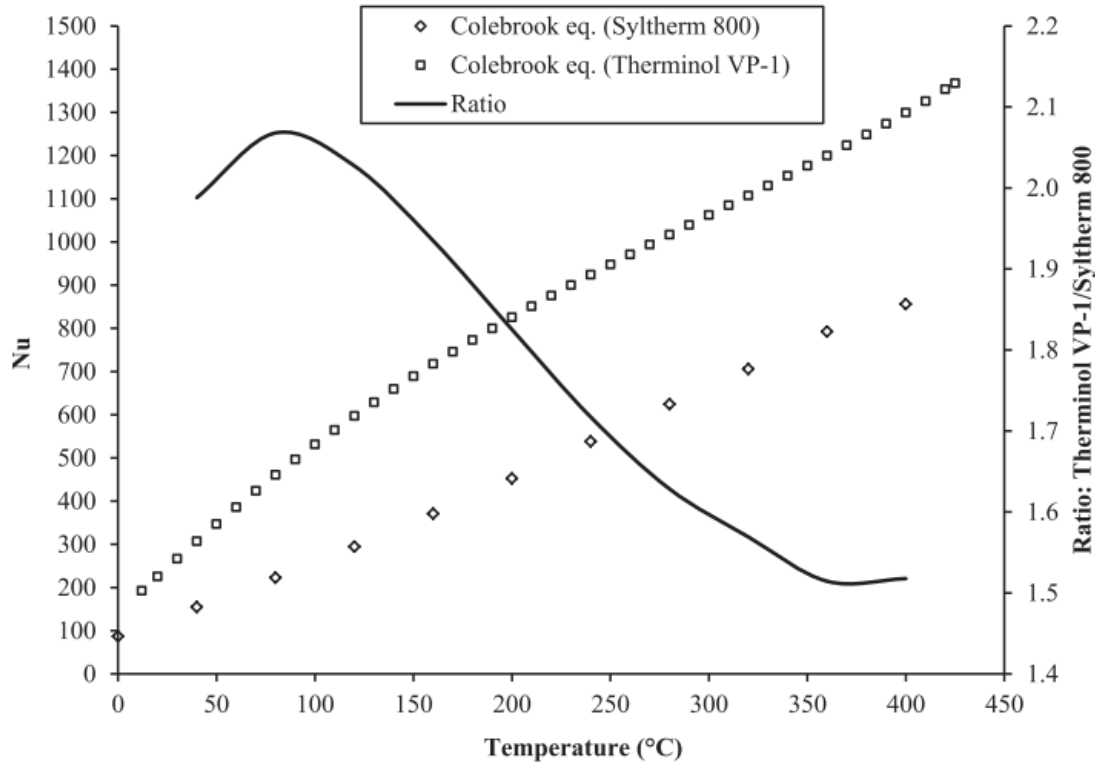


Fuente: [21]

Temperatura media 343°C

Numero de Reynolds 250000

Ilustración 38. Numero de Nusselt del aceite térmico VP-1 Therminol



Fuente: [21]

Temperatura media 343°C
Numero de Nusselt 1147.1

En comparación los datos experimentales y los datos calculados son muy cercanos, de esta manera la validación de los cálculos para el aceite térmico VP-1 Therminol fueron realizados de la manera apropiada.

8.3 Validación cálculos del ciclo orgánico Rankine

Para la validación de los cálculos realizados en EES del ciclo orgánico Rankine se tomó como base un artículo científico con datos experimentales, los fluidos orgánicos del presente proyecto son el R245fa, R236fa y R600, los datos a comparar son los siguientes:

Tabla 2 – Desempeño del ORC para los 4 fluidos evaluados.

Fluido	Presión de evaporación [bar]	Potencia [kW]	Eficiencia térmica [%]
R245fa	2.945	4.504	14.25
R11	2.035	4.244	13.47
R123	1.817	4.030	12.79
R245ca	2.051	4.804	15.25

Fuente: [29]

Tabla 23 datos obtenidos ciclo ORC

Fluido	Presión de evaporación[bar]	Potencia [Kw]	Eficiencia térmica (%)
R245fa	2.11	67.12	11.85
R236fa	3.29	65.14	11.420
R600	3.752	53.14	9.313

Fuente: Elaboración propia

Según Caldiño, García y Sierra[29] , en su artículo“Diseño termodinámico de un ciclo Rankine orgánico para el aprovechamiento energético de aguas termales”, tienen datos de eficiencia en el ciclo ORC, con su potencia y presiones de evaporación para tres fluidos de trabajos distintos. Los resultados de la revista especializada son con un flujo másico menor al trabajado en el ciclo del presente trabajo, debido a esto, la potencia generada es mayor a la de comparación, pero se mantiene la presión de evaporación y valores cercanos a la eficiencia térmica en el ciclo ORC.

El porcentaje de desvío de la eficiencia térmica en el ciclo con la revista especializada es:

$$\%desvío_{efiorc} = \left(\frac{n_{orcrevista} - n_{orcproyecto}}{n_{orcrevista}} \right) * 100$$

$$\%desvío_{efiorc} = \left(\frac{0.1425 - 0.1185}{0.1425} \right) * 100$$

$$\%desvío_{efiorc} = 16.8421\%$$

El porcentaje de desvío de la eficiencia del ciclo ORC es de 16.8421% comparando con el artículo [29], los factores implicados para este resultado es la potencia con la cual se basaron en la revista especializada, ya que las presiones de evaporación de los sistemas Fresnel en el ciclo son muy similares.

9. CONCLUSIONES

- El modelo matemático arrojó valores de eficiencia óptica de 54 a 63% y se obtuvieron variaciones de ángulo de giro entre 40 y 70 grados en la franja horaria de 8-11 am con un área de 133.98 m², teniendo en cuenta los resultados obtenidos, la eficiencia óptica en el año depende del valor irradiancia normal directa y por consiguiente su sombra producida, ya que son dependientes, y para cada mes del año la radiación solar que se produce es distinto.
- En la etapa de transferencia de calor, se seleccionó el aceite térmico VP1 Therminol, debido a que presenta amplios rangos de temperatura de trabajo hasta 400 °C y flujo másico por los colectores de 2.7867 $\left[\frac{Kg}{s}\right]$. Esto permitió obtener eficiencias en el ciclo de transferencia de calor entre el rango del 55-62% global, lo cual es un indicador ideal para la operación de estos sistemas.
- En el dimensionamiento del ciclo Rankine orgánico, se obtuvo resultados de flujo másico, potencia neta y eficiencia del ciclo para los fluidos de trabajo R245fa, R600 y R236fa, el refrigerante R600 es el óptimo para las condiciones de operación del ciclo, porque tiene la mayor relación potencia-flujo másico obtenido (48.39%), es decir, se genera una potencia con menor unidad de masa, con una potencia neta de 65.14[kW] y un rendimiento del ciclo de 11.42%.
- Al realizar la validación de los modelos matemáticos obtenidos con revistas especializadas, se obtuvo para el modelo óptico-geométrico una desviación del 6.63% respecto al área, para la eficiencia óptica del 14.02% y para el modelo térmico del ciclo orgánico Rankine se obtiene un 16.84% de desvío de la eficiencia del ciclo. Las validaciones realizadas tienen valores por debajo del 17%, y esto se debe a que las condiciones de operación respecto a los autores citados son diferentes, sin embargo, estos valores podrían ser menores si las condiciones de operación son similares al trabajo propuesto.
- El sistema solar térmico fue validado con revistas especializadas y es viable su implementación para el departamento de la guajira, ya que el campo solar proporciona un calor de 731.3[kW] y teniendo en cuenta las pérdidas, se obtuvo un calor útil de 570.6[kW], el cual en el ciclo de potencia fue necesario para la generación de potencia neta, teniendo en cuenta esto, las características de radiación solar generadas en el departamento cumplen con los requisitos para implementar el sistema Fresnel.

10. RECOMENDACIONES

- Seleccionar otros fluidos caloportadores, ya que estos tienen ciertas restricciones en las condiciones termo físicas que podrían afectar el sistema solar Fresnel o de lo contrario podría mejorar el desempeño del sistema en general.
- Seleccionar un refrigerante con mejores condiciones termo físicas como fluido de trabajo en el ciclo orgánico Rankine, de esta manera se podría lograr una mayor potencia con un flujo másico inferior y un rendimiento del ciclo mayor.
- Realizar un análisis exergo-económico, para que el sistema solar térmico Fresnel sea más viable, obteniendo datos más reales para su implementación.
- Realizar un análisis de ciclo de vida, ya que, en la selección de los refrigerantes, factores como la toxicidad de ciertos fluidos de trabajo podrían afectar causando contaminación ambiental.

11. Referencias

- [1] Superintendencia de Industria y Comercio, “ZONAS NO INTERCONECTADAS - ZNI Diagnóstico de la prestación del servicio de energía eléctrica 2017 Superintendencia Delegada para Energía y Gas Combustible,” no. 1, p. 74, 2017.
- [2] Greenpeace, “Energía Solar Térmica de Concentración,” 2009.
- [3] M. S. Hernandez, “Centrales Termosolares,” no. November, 2018.
- [4] M. A. Guillamon, *Plantas termosolares de concentración*. .
- [5] “Solar linear fresnel lens collector | 3D Warehouse.” [Online]. Available: <https://3dwarehouse.sketchup.com/model/5ddab1f0ec50db4eff0aa907ecbc789b/Solar-linear-fresnel-lens-collector?hl=en>. [Accessed: 29-Oct-2019].
- [6] K. Gouthamraj, K. J. Rani, and G. Satyanarayana, “Design and Analysis of Rooftop Linear Fresnel Reflector Solar Concentrator,” vol. 2, no. 11, pp. 66–69, 2013.
- [7] M. C. Suarez, “PLANTA DE POTENCIA ORC CON FUENTE DE ENERGÍA RENOVABLE,” 2018.
- [8] I. B. Askari and M. Ameri, “Solar Rankine Cycle (SRC) powered by Linear Fresnel solar field and integrated with Multi Effect Desalination (MED) system,” *Renew. Energy*, vol. 117, pp. 52–70, 2018.
- [9] A. Rovira, R. Barbero, M. J. Montes, R. Abbas, and F. Varela, “Analysis and comparison of Integrated Solar Combined Cycles using parabolic troughs and linear Fresnel reflectors as concentrating systems,” *Appl. Energy*, vol. 162, pp. 990–1000, 2016.
- [10] N. Velázquez, O. García-Valladares, D. Saucedo, and R. Beltrán, “Numerical simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as direct generator in a Solar-GAX cycle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 3, pp. 434–445, 2010.
- [11] M. Marefati, M. Mehrpooya, and S. A. Mousavi, “Introducing an integrated SOFC, linear Fresnel solar field, Stirling engine and steam turbine combined cooling, heating and power process,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 57, pp. 30256–30279, 2019.
- [12] S. Rita *et al.*, “Promedios mensuales de brillo solar para todas las estaciones de Colombia(horas de sol al dia).”
- [13] M. y E. A. Ideam(Instituto de Hidrología, “Datos de irradiacion solar en Colombia.”
- [14] Ideam, “Características Climatológicas De Ciudades principales y municipios turisticos de Colombia,” 2015.

- [15] renewables onsite INDUSTRIAL SOLAR, “Technical Data Industrial Solar LF-11 General description.”
- [16] S. SOLAR, “SCHOTT PTR ® 70 Receiver,” Hattenbergstrasse, Germany.
- [17] C. S. SOLUTIA(Applied Chemistry, “THERMINOL VP-1,” pp. 1–5.
- [18] J. A. D. Deceased and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*. University of Wisconsin-Madison.
- [19] J. D. Nixon and P. A. Davies, “Cost-exergy optimisation of linear Fresnel reflectors,” *Sol. Energy*, vol. 86, no. 1, pp. 147–156, 2012.
- [20] Y. A. CENGEL, *TRANSFERENCIA DE CALOR*. University of Nevada, Reno.
- [21] U. Sahin, “A new non-iterative friction factor correlation for heat transfer fluids in absorber tube of parabolic trough collector,” no. March, 2018.
- [22] glass made of ideas SCHOTT, “Características del vidrio borosilicato templado,” pp. 2–4, 2017.
- [23] Climalife, “Características del fluido orgánico R-245fa(PENTAFLUOROPOPANE),” no. 517, 2014.
- [24] L. GROUP, “Propiedades del R600.”
- [25] A. L. Galindo Noguera, L. S. Mendoza Castellanos, E. E. Silva Lora, and V. R. Melian Cobas, “Optimum design of a hybrid diesel-ORC / photovoltaic system using PSO: Case study for the city of Cujubim, Brazil,” *Energy*, vol. 142, pp. 33–45, 2018.
- [26] I. Vaja and A. Gambarotta, “Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs),” *Energy*, vol. 35, no. 2, pp. 1084–1093, 2010.
- [27] G. Shu, X. Li, H. Tian, X. Liang, H. Wei, and X. Wang, “Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle,” *Appl. Energy*, vol. 119, pp. 204–217, Apr. 2014.
- [28] A. Alami Merrouni, A. I. Amrani, H. A. Lahoussine Ouali, M. A. Moussaoui, and A. Mezrhab, “Numerical simulation of Linear Fresnel solar power plants performance under Moroccan climate,” *J. Mater. Environ. Sci.*, vol. 8, no. 12, pp. 4226–4233, 2017.
- [29] U. Caldiño-herrera, J. C. García, F. Z. Sierra-espinosa, and J. O. Dávalos, “Diseño termodinámico de un ciclo Rankine orgánico para el aprovechamiento energético de aguas termales,” pp. 217–222, 2017.

12. Anexos

Anexo A Hojas características del catálogo del colector LF-11

INDUSTRIAL SOLAR
renewables onsite



Technical Data

Industrial Solar linear Fresnel collector LF-11

The Industrial Solar linear Fresnel collector LF-11 is a linear focussing solar system for generating process heat in the range of 100 kW to 10 MW at pressures up to 120 bar (standard 40 bar) and temperatures up to 400°C. Different heat transfer fluids can be used like pressurized water or thermal oil, but it is also possible to directly generate or even super-heat steam. The Industrial Solar LF-11 includes all necessary components for generating process heat.

The use of high quality safety glass mirrors and optimized row spacing results in a high thermal peak output of 562 W/m² (under reference conditions, see p.3) in terms of primary reflector aperture area, and 375 W/m² in terms of installation area usage.

Main components of the system are:

- supporting structure ⁽¹⁾
- primary reflectors ⁽²⁾
- receiver, consisting of secondary reflectors and vacuum absorber tubes ⁽³⁾
- control systems for the primary reflector tracking and the solar array output.

Optional components are:

- package for monitoring of the collector performance
- hydraulic circuit designed to meet the customers' needs

General description

The LF-11 process heat collector uses individually tracked reflector rows to concentrate direct solar irradiance on a stationary linear receiver.

Advantages are:

- simple power control
- optimized stow positions for various weather conditions, i.e. protection during hail and sand storms
- self-cleaning position in rain
- easy maintenance access to individual rows, thereby allowing continued operation of the plant

The basic module for the Industrial Solar LF-11 consists of 11 primary reflector units with a total mirror surface area of 22 m² and 1 receiver unit (= 1 Schott PTR absorber tube plus secondary mirrors).

The basic modules are combined in a longitudinal direction to form collector rows. These rows can be arranged in parallel to form a solar array of any size, with a maximum packing density (aperture area/ground area) of 67%.

Recommended minimum row length:

- 8 modules, 32.5 m in length

Standard row length:

- 16 modules, 65 m in length

Economically recommended array:

- multiple of 16 modules

Orientation:

- optimal orientation for maximum gain is north-south, but any orientation is possible
- foundation spacing adaptable to existing infrastructure (e.g. roof trusses spacing)

General data of the basic module

Module width	7.5 m
Module length	4.06 m
Aperture surface of primary reflectors	22 m ²
Receiver height above primary reflector	4.0 m
Height of primary reflector above ground level	0.5 m
Recommended minimum clearance between parallel rows	0-0.5 m
Specific weight (related to installation surface area)	27 kg/m ²
Maximum operational wind speed	100 km/h
Maximum wind speed stowed	180 km/h
Life expectancy	+20 years

Optical performance characteristics

Angle-independent optical efficiency
(with 100% clean primary and secondary reflectors and receiver glass tube)

$\eta_0 = 0.635$ (for sun in zenith)

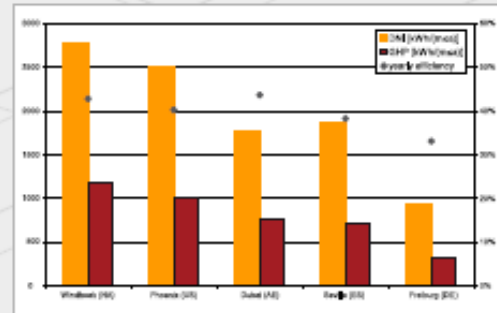
$\eta_{max} = 0.663$ (for sun at 5° transversal zenith angle)

Mirror reflectivity 95%

Schott PTR[®]70 Receiver:

thermal emittance (@380°C): 9%

solar absorptance direct: 95%



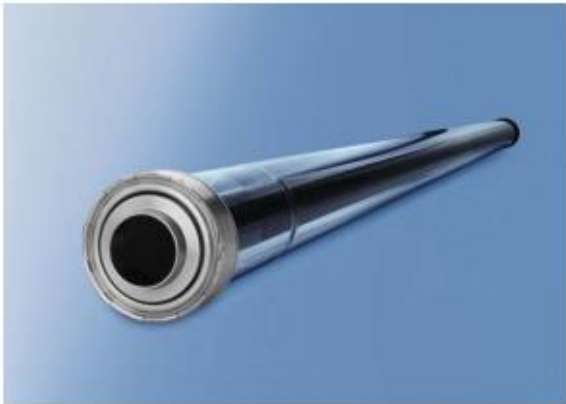
Yearly sum of direct normal irradiance (DNI), gross heat production (GHP) as well as the yearly efficiency for various locations.

Anexo B Hojas características del catálogo del receptor SCHOTT PTR70



SCHOTT is an international technology group with more than 125 years of experience in the areas of specialty glasses and materials and advanced technologies. With our high-quality products and intelligent solutions, we contribute to our customers' success and make SCHOTT part of everyone's life.

SCHOTT Solar CSP with its high performance receivers – which comprise the core of all solar power plants using parabolic trough and linear Fresnel technologies – contributes decisively to making tomorrow's energy production possible today. We rank as market and technology leader for receiver tubes and have supplied more than 1 Million receivers to power plants all over the world.



SCHOTT Solar CSP: the most bankable receiver supplier

Outperforming technology, excellent production and service and an unmatched track record

Technology

- Superior product durability and lifetime
- Benchmark product performance
- Strong product development capabilities

Excellence in production and service

- Lean manufacturing
- Reliable high volume capability
- Technical customer service on-site
- After-sales service

Track record

- 3 GW installed base (out of 4 GW total)
- More than 50 projects supplied around the globe
- More than 1 Million receivers delivered

Technical specification

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4060 mm at 20 °C ambient temperature (159.8 inches at 68 °F) aperture length: > 96.7% of the bulk length at 350 °C / 662 °F working temperature
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm / 2.75 inches steel-type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: <ul style="list-style-type: none"> $\alpha_{ISO} \geq 95.5\%$ $\alpha_{ASTM} \geq 96\%$ thermal emittance: $\epsilon \leq 9.5\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> Borosilicate glass outer diameter: 125 mm / 4.9 inches antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 97\%$
Thermal losses	<ul style="list-style-type: none"> in conjunction with SCHOTT Solar CSP patented shields <ul style="list-style-type: none"> < 250 W/m (@ 400 °C) < 165 W/m (@ 350 °C) < 110 W/m (@ 300 °C) < 70 W/m (@ 250 °C)
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> residual gas pressure: $\leq 10^{-3}$ mbar
Heat transfer fluid	<ul style="list-style-type: none"> non-corrosive thermal oil with an effective partial pressure of dissolved Hydrogen of $p_{H_2} < 30$ Pa
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 41 bar (absolute)



SCHOTT
glass made of ideas

www.schott.com/dop

Código de identificación único del tipo de producto:	PYRAN® S Declaración de Prestaciones Nr. 1121 – CPR – CA0003
Uso previsto:	Vidrio borosilicato templado (pretensado térmicamente) de seguridad Utilización en edificios y construcciones
Fabricante:	SCHOTT Technical Glass Solutions GmbH Otto-Schott-Strasse 13 07745 Jena Alemania
Norma armonizada:	EN 13024-2:2004
Organismos notificados:	No.: 0086, 0402, 0432, 0589, 0672, 0757, 0761, 0786, 0832, 0833, 0843, 1121, 1139, 1166, 1234, 1288, 1314, 1322, 1343, 1396, 1644, 1812, 2502

Características esenciales	AVCP Sistema	Prestaciones	
		Tipo 5 mm	Tipo 6 mm
Seguridad en este caso d'incendio			
Resistencia al fuego	1	E30	E30, E60, E90, E120
Reacción al fuego	3, 4	A1	A1
Prestaciones de comportamiento frente al fuego exterior	3, 4	NPD	NPD
Seguridad en este caso d'utilización			
Resistencia al ataque por balas	1	NPD	NPD
Resistencia a la presión de explosión	1	NPD	NPD
Resistencia al ataque manual	3	NPD	NPD
Resistencia al impacto con péndulo	3	1(C)2	1(C)1
Resistencia a los choques térmicos y a las diferencias de temperatura	4	300 K	300 K
Resistencia a las cargas por nieve y viento, cargas continuas y demás cargas	4	5 mm - 120 N/mm ²	6 mm - 120 N/mm ²
Protección contra el ruido			
Aislamiento al ruido aéreo directo	3	30 (-2, -3) dB	31 (-2, -3) dB

Propiedades térmicas			
Emisividad	3	0,89	0,89
Valor U		5,7 W/(m ² K)	5,7 W/(m ² K)
Propiedades ante la radiación			
Transmisión luminosa	3	0,91	0,91
Reflexión luminosa		0,08 / 0,08	0,08 / 0,08
Propiedades d'energía solar			
Transmisión de la energía solar	3	0,89	0,89
Reflexión de la energía solar		0,07	0,08
Coefficiente solar g		0,90	0,90
Durabilidad			
	3	Pass	Pass

Anexo C Hojas características del catálogo del VP1 THERMINOL

THERMINOL® VP-1

Heat Transfer Fluids By **SOLUTIA**
Applied Chemistry, Creative Solutions

Vapour Phase
Liquid Phase
Heat Transfer Fluid

VP-1

**12°C to
400°C**

Temperature scale: +400°C, +350°C, +300°C, +250°C, +200°C, +150°C, +100°C, +50°C, +0°C, -50°C, -100°C

THERMINOL VP-1

Therminol VP-1 liquid/vapour phase heat transfer fluid, is a stable, high temperature medium that delivers process heat at temperatures up to 400°C with reliability and precise control.

Therminol VP-1 is a eutectic mixture of 73.5% diphenyl oxide / 26.5% diphenyl, and as such can be used in existing liquid, or vapour phase systems, for top-up or replacement of heat transfer fluids of the same composition. Vapour phase operation is possible at temperature above 257°C.

Heat Tracing System

Since Therminol VP-1 heat transfer fluid solidifies at 12°C, precautions must be taken to ensure lines do not freeze, particularly in outdoor installations. Heat tracing must be installed wherever lines run a danger of cooling below this point. All pipelines and equipment which may contain stagnant liquid should be traced, including all streams, vapour, drain and charge lines.

Thermal Stability at 400°C

Thermal stability of a heat transfer is one of the most important considerations in the selection of a fluid for operation under specific heat transfer conditions. Therminol VP-1 has a reputation for outstanding stability in operation.

Therminol VP-1 is based on raw materials of high purity produced by a first intent manufacturing process. This results in a reduced level of high boiler formation, superior thermal stability and benefits to the user in terms of extended fluid life and dependable trouble-free system operation.

Therminol VP-1 is thermally stable and suitable for operation over long periods at bulk temperatures up to 370-400°C.

Flammability

Although the DP/DPO eutectic can burn at elevated temperature, its chemical nature is such that its use as heat transfer medium in a properly designed and operated system does not normally constitute a serious fire or explosion hazard. Vapour freed into the air rapidly cools to below the fire point. High pressure mists, however, can form an explosive mixture with air.

Typical Physical, Chemical and Thermal Properties of Therminol VP-1

Composition	Diphenyl oxide/diphenyl	
Appearance	Clear, sediment free liquid	
Max. bulk temperature	400°C	
Max. film temperature	430°C	
Kinematic viscosity @ 40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm ² /s (cSt)
Density @ 15°C	DIN 51757	1068 kg/m ³
Flash point	DIN EN 22719	110°C
	DIN 51376	124°C
Fire point	ISO 2592	127°C
Autoignition temperature	DIN 51794	62°C
Pour point	ISO 3016	12°C
Boiling point @ 1013 mbar	257°C	
Coefficient of thermal expansion	0.00097/°C	
Moisture content	DIN 51777 - 1	< 300 ppm
Total acidity	DIN 51558 - 1	< 0.2 mg KOH/g
Chlorine content	DIN 51577 - 3	< 10 ppm
Copper corrosion	EN ISO 2160	<< 1a
Average molecular weight	166	

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Liquid Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm ² /s**			
12	1071	0,137	1,523	5,48	5,12	-	0	419,0
20	1064	0,136	1,546	4,29	4,03	-	12,3	414,7
30	1056	0,135	1,575	3,28	3,10	-	27,9	409,3
40	1048	0,134	1,604	2,60	2,48	-	43,8	403,9
50	1040	0,133	1,633	2,12	2,03	-	60,0	398,6
60	1032	0,132	1,662	1,761	1,707	-	76,4	393,3
70	1024	0,131	1,690	1,492	1,458	-	93,2	388,1
80	1015	0,130	1,719	1,284	1,265	-	110,3	382,9
90	1007	0,129	1,747	1,119	1,111	-	127,6	377,8
100	999	0,128	1,775	0,985	0,986	0,5	145,2	372,7
110	991	0,126	1,803	0,875	0,884	0,8	163,1	367,6
120	982	0,125	1,831	0,784	0,798	1	181,3	362,6
130	974	0,124	1,858	0,707	0,726	2	199,7	357,5
140	965	0,123	1,886	0,642	0,665	3	218,4	352,6
150	957	0,121	1,913	0,585	0,612	5	237,4	347,6
160	948	0,120	1,940	0,537	0,566	7	256,7	342,7
170	940	0,118	1,968	0,494	0,526	9	276,2	337,7
180	931	0,117	1,995	0,457	0,491	13	296,0	332,8
190	922	0,115	2,021	0,424	0,460	18	316,1	327,9
200	913	0,114	2,048	0,395	0,432	24	336,5	323,0
210	904	0,112	2,075	0,368	0,407	32	357,1	318,0
220	895	0,111	2,101	0,345	0,385	42	378,0	313,0
230	886	0,109	2,128	0,324	0,366	54	399,1	308,0
240	877	0,107	2,154	0,305	0,348	68	420,5	303,0
250	867	0,106	2,181	0,288	0,332	86	442,2	297,9
260	857	0,104	2,207	0,272	0,317	108	464,1	292,7
270	848	0,102	2,234	0,258	0,304	133	486,3	287,5
280	838	0,100	2,260	0,244	0,292	163	508,8	282,2
290	828	0,098	2,287	0,232	0,281	198	531,6	276,8
300	817	0,096	2,314	0,221	0,271	239	554,6	271,2
310	806	0,095	2,341	0,211	0,262	286	577,8	265,6
320	796	0,093	2,369	0,202	0,254	340	601,4	259,7
330	784	0,091	2,397	0,193	0,246	401	625,2	253,8
340	773	0,089	2,425	0,185	0,239	470	649,3	247,6
350	761	0,086	2,454	0,177	0,233	548	673,7	241,3
360	749	0,084	2,485	0,170	0,227	635	698,4	234,7
370	736	0,082	2,517	0,164	0,222	732	723,4	227,8
380	723	0,080	2,551	0,158	0,218	840	748,8	220,7
390	709	0,078	2,588	0,152	0,214	959	774,4	213,2
400	694	0,076	2,628	0,146	0,211	1090	800,5	205,3
410	679	0,073	2,674	0,141	0,208	1230	827,0	197,0
420	662	0,071	2,729	0,137	0,206	1390	854,0	188,0
425	654	0,070	2,760	0,134	0,205	1470	867,7	183,3

* 1 bar = 100 kPa - ** 1 mm² = 10⁻⁶ m²

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Liquid

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = -0,90797 * T(^{\circ}\text{C}) + 0,00078116 * T(^{\circ}\text{C})^2 - 2,367 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 1083,25$$

$$\text{Heat capacity (kJ/kg.K)} = + 0,002414 * T(^{\circ}\text{C}) + 5,9591 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^2 - 2,9879 * 10^{-8} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 4,4172 * 10^{-11} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 1,498$$

$$\text{Thermal Conductivity (W/m.K)} = - 8,19477 * 10^{-5} * T(^{\circ}\text{C}) - 1,92257 * 10^{-7} * T(^{\circ}\text{C})^2 + 2,5034 * 10^{-11} * T(^{\circ}\text{C})^3 - 7,2974 * 10^{-15} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 0,137743$$

$$\text{Kinematic viscosity (mm}^2\text{/s)} = e^{\left(\frac{544,149}{T(^{\circ}\text{C})+114,43} - 2,59578 \right)}$$

$$\text{Vapour pressure (kPa)} = - 0,190859 * T(^{\circ}\text{C}) + 4,35824 * 10^{-3} * T(^{\circ}\text{C})^2 - 3,6106 * 10^{-5} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 1,08408 * 10^{-7} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 2,12329$$

$$\text{Latent Heat Vaporisation (kJ/kg)} = - 0,528933 * T(^{\circ}\text{C}) - 7,50103 * 10^{-5} * T(^{\circ}\text{C})^2 + 1,5622 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^3 - 3,771 * 10^{-9} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 425,18$$

THERMINOL VP-1

The Therminol® Range

Therminol VP-1 is one of the of the Solutia synthetic heat transfer fluids covering an operating range from -85°C to +400°C, suitable for most process heating or waste heat recovery applications, and capable of operation at or near atmospheric pressure within their recommended operating temperature range.

As a user's process temperature demands change there is always a Therminol fluid capable of meeting the new requirements. In addition, Therminol fluids are often interchangeable allowing conversion by a simple top-up procedure where this is preferred.

Quality Management

All our manufacturing units have obtained ISO 9002 quality control certification. This registration means that plant procedures, quality control systems, material sampling, product storage, handling, packaging, shipping, product literature and characteristic data, record keeping and other company procedures are in line with the quality requirements of the ISO 9002 standards and its other national equivalents.

This is your quality assurance.

Health, Safety and Environmental Information

Please contact the Solutia Europe/Africa HQ for the Material Safety Data Sheet, or if any other information concerning health, safety and environmental issues is required during filling or operation of your heat transfer system with this product.

Anexo D Código para el cálculo de la distancia QN Para medio día solar

```

%numero del dia al año
N= 100;
%tiempo local en horas
Tlocal= 12;
%hallar declinacion solar en grados
dec=23.45*sind(360*((284+N)/365));
%longitud en grados
long= 72.9072189;
%longitud de referencia(huso horario mas cercano) en grados
huso=74;
%factor solar
x= (360*(N-1))/365.242;
%ecuacion del tiempo en minutos
ET=0.258*cosd(x)-7.416*sind(x)-3.648*cosd(2*x)-9.228*sind(2*x);
%correccion de la longitud Lc
LC=(long-huso)/15;
%calculo correcto de hora solar
if N>365
    D=1;
else if N<365
    D=0;
end
end
%TIEMPO SOLAR CORREGIDO
TSOLAR=Tlocal+(ET/60)-LC-D;

%angulo horario em grados
w=15*(Tlocal-12);
%angulo horario en radianes
w_rad=w*2*pi/360;
%latitud en grados
lat=11.54;
%latitud en radianes
lat_rad=lat*2*pi/360;
%altitud solar en grados
altis=asind((sind(dec)*sind(lat))+cosd(dec)*cosd(w)*cosd(lat));
%altitud solar en radianes
altis_rad=altis*2*pi/360;
%angulo zenit en grados
zenit=acosd((sind(dec)*sind(lat))+cosd(dec)*cosd(lat)*cosd(w));
%angulo zenit en radianes
zenit_rad=zenit*2*pi/360;
%angulo azimuth solar en grados
zim=acosd(sign(w)*(((cosd(zenit)*sind(lat))-sind(dec))/(sind(zenit)*cosd(lat))));
%datos de diseño
%altura y anchura de los colectores
%altura del colector hacia el receptor en metros
h=4;
%ancho de espejo
anch=0.5;
%calculo QN(distancia de la torre receptora al centro del espejo en el punto mas alto del sol)
QN=h/tand(altis);

```

Anexo E Código para el cálculo del ángulo de pendiente, rendimiento global, media de la sombra

```

% número del dia del año
N = 100;
% Hora local en horas
Tlocal = 10;
%%%% Ángulos De la tierra-Sol %%%%%%%%%%%%%%
%ángulo de incidencia en grados

% Ángulo de declinación solar [°]

dec = 23.45*sind(360*((284+N)/365));

%Longitud y huso horario mas cercano.
long = 72.9072189;
huso = 74;

```

```

%Cálculo tiempo solar.

x = (360*(N-1))/365.242;
%ecuacion del tiempo en min

ET= 0.258*cosd(x)-7.416*sind(x)-3.648*cosd(2*x)-9.228*sind(2*x);
%correccion de la longitud LC
LC = (long-huso)/15;
%Para el cálculo correcto de la hora solar si estamos o no con horario de ahorro de energía:
if N > 365
D = 1;
elseif N < 365
D = 0;
end
%TIEMPO SOLAR CORREGIDO EN HORAS

TSOLAR = Tlocal+(ET/60)-LC-D;

% Ángulo horario [°]
w = 15*(TSOLAR-12);
w_rad = w*2*pi/360;
% Ángulo de latitud [°]
lat =11.5444403;
% Ángulo de latitud [rad]

lat_rad = lat*2*pi/360;

% Ángulo de altitud solar [°]
alti= asind((sind(dec)*sind(lat))+cosd(dec)*cosd(w)*cosd(lat));
alti_rad = alti*2*pi/360;

% Ángulo zenit solar [°]
zenit = acosd((sind(dec)*sind(lat))+cosd(dec)*cosd(lat)*cosd(w));
zenit_rad = zenit*2*pi/360;

% Ángulo azimuth solar [°]
zim=acosd(sign(w)*((cosd(zenit)*sind(lat))-sind(dec))/(sind(zenit)*cosd(lat)));

%%%%%%%% Datos de diseño de la central termosolar %%%%%%%%%

% Altura y anchura de los colectores [m].

h = 4; %Altura receptor.
anch= 0.5; %Anchura espejos .

%%%%%%%%% UBICACION DEL PRIMER LENTE%%%%%%%%%
%se ubica lo más cerca del receptor de forma que no reciba sombra del mismo al mediodía (12horas).
%Cálculo QN.
QN = 0.2801; %hallado del codigo de calculo QN DISTANCIA DESDE LA TORRE CENTRAL AL PRIMER ESPEJO CONCENTRADOR
%Para las 12 del mediodía solar.
BETA = zeros(11,1);
incli = zeros(11,1);
%Cálculo ángulos en el espejo [°].
angperfil = atand(tand(alti)/cosd(90-zim));
if TSOLAR<=12
ANGTRANSV= 90-angperfil;
elseif TSOLAR>12
ANGTRANSV=angperfil;
end
ANGLONGITU = atand(tand(alti)/cosd(zim));
%%%%%%%%% POSICIONAMIENTO DE MÁS ESPEJOS %%%%%%%%%
%Lo primero que tenemos que hacer es calcular el slope angel (ángulo %de inclinación) del siguiente espejo (incli).
% Creación de matrices:

Sn=zeros(11,1);
bn=zeros(11,1);
cn=zeros(11,1);
an=zeros(11,1);
longsombra=zeros(11,1);
Pos=zeros(12,1);

%Asignación de la distancia del primer espejo a la torre receptora.

Pos(1)=QN;

%Cálculo del área efectiva de apertura.
AA = zeros(11,1);
%Cálculo rendimiento sombra.
rendsombra = zeros(11,1);

```

```

%ciclo para el cálculo de Pn (distancias entre centro de espejos).
if TSOLAR<=12
BETA(1)=atand(QN/h);
incl(1) = (90-angperfil-BETA(1))/2;
Pos(2)=fsolve(@ (q) (q-(((anch*((sind(incl(1)))+(sind((90-angperfil-atand((QN+q)/h))/2)-(sind(incl(1)))))))/(tand(angperfil)-0.27))-
((anch/2)*(cosd(incl(1))+cosd((90-angperfil-atand((QN+q)/h))/2))))),1);

for i=2:11
BETA(i)=atand(sum(Pos(1:i))/h);
incl(i)= (90-angperfil-BETA(i))/2;
Pos(i+1)=fsolve(@ (q) (q-(((anch*((sind(incl(i)))+(sind((90-angperfil-atand(((sum(Pos(1:i))+q)/h))/2)-(sind(incl(i)))))))/(tand(angperfil)-0.27))-
((anch/2)*(cosd(incl(i))+cosd((90-angperfil-atand(((sum(Pos(1:i))+q)/h))/2))))),1);
end
for i=2:11
Sn(i) = (Pos(i))-((anch/2)*(cosd(incl(i-1)))+(cosd(incl(i))));
bn(i) = (anch/2)*(sind(incl(i-1)))+(sind(incl(i)));
cn(i) = sqrt(((bn(i))^2)+((Sn(i))^2));
an(i) = 90 - (atand(Sn(i)/bn(i)))-(angperfil);
longsombra(i) = ((cn(i))*sind(an(i)))/(sind(angperfil+incl(i)));

%Longitud sombra sobre el lente

while an(i)~=0
BETA(i)=atand(sum(Pos(1:i))/h);
incl(i)= (90-angperfil-BETA(i))/2;

%Cálculo efecto sombra.
Sn(i) = (Pos(i))-((anch/2)*(cosd(incl(i-1)))+(cosd(incl(i))));
bn(i) = (anch/2)*(sind(incl(i-1)))+(sind(incl(i)));
cn(i) = sqrt(((bn(i))^2)+((Sn(i))^2));
an(i) = 90 - (atand(Sn(i)/bn(i)))-(angperfil); an(i)=round(an(i));
longsombra(i) = ((cn(i))*sind(an(i)))/(sind(angperfil+incl(i)));
longsombra(i)=round(longsombra(i)*100); longsombra(i)=longsombra(i)/100;

%Longitud sombra sobre el espejo.
disp(longsombra(i));
if an(i)<0
Pos(i)=Pos(i)-0.00001;
else
Pos(i)=Pos(i)+0.00001;
end

if Pos(i)<0.5
Pos(i)=0.5;
BETA(i)=atand(sum(Pos(1:i))/h);
incl(i)= (90-angperfil-BETA(i))/2;
Sn(i) = (Pos(i))-((anch/2)*(cosd(incl(i-1)))+(cosd(incl(i))));
bn(i) = (anch/2)*(sind(incl(i-1)))+(sind(incl(i)));
cn(i) = sqrt(((bn(i))^2)+((Sn(i))^2));
an(i) = 90 - (atand(Sn(i)/bn(i)))-(angperfil);
an(i)=round(an(i));
longsombra(i) = ((cn(i))*sind(an(i)))/(sind(angperfil+incl(i)));
longsombra(i)=round(longsombra(i)*100);
longsombra(i)=longsombra(i)/100;
%Longitud sombra sobre el espejo.

break;
end
end
%Cálculo área efectiva de apertura (m2).

AA(i) = anch*cosd(ANGTRANSV-incl(i));
%Cálculo rendimiento sombra.

rendsombra(i) = 1-(longsombra(i)/anch);
end
elseif TSOLAR>12
BETA(1)=atand(QN/h);
incl(1) = (90-(180-angperfil)-BETA(1))/2;
Pos(2)=fsolve(@ (q) (q-(((anch*((sind(incl(1)))+(sind((90-angperfil-atand((QN+q)/h))/2)-(sind(incl(1)))))))/(tand(angperfil)-0.27))-
((anch/2)*(cosd(incl(1))+cosd((90-angperfil-atand((QN+q)/h))/2))))),1);
for i=2:11
BETA(i)=atand(sum(Pos(1:i))/h);
incl(i)= (90-(180-angperfil)-BETA(i))/2;
Pos(i+1)=fsolve(@ (q) (q-(((anch*((sind(incl(i)))+(sind((90-angperfil-atand(((sum(Pos(1:i))+q)/h))/2)-(sind(incl(i)))))))/(tand(angperfil)-0.27))-
((anch/2)*(cosd(incl(i))+cosd((90-angperfil-atand(((sum(Pos(1:i))+q)/h))/2))))),1);
end

for i=2:11
Sn(i) = (Pos(i))-((anch/2)*(cosd(incl(i-1)))+(cosd(incl(i))));

```



```

bn(i) = (anch/2)*((sind(incli(i-1)))+(sind(incli(i))));
cn(i) = sqrt(((bn(i))^2)+((Sn(i))^2));
an(i) = -90 + (atand(Sn(i)/bn(i)))+(180-angperfil);
longsombra(i) = ((cn(i))*sind(an(i)))/(sind((180-angperfil)+incli(i)));
%Longitud sombra sobre el espejo.

while an(i)~=0
BETA(i)=atand(sum(Pos(1:i))/h);
incli(i)= (90-(180-angperfil)-BETA(i))/2;
%Cálculo efecto sombra.

Sn(i) = (Pos(i))-((anch/2)*((cosd(incli(i-1)))+(cosd(incli(i))));
bn(i) = (anch/2)*((sind(incli(i-1)))+(sind(incli(i))));
cn(i) = sqrt(((bn(i))^2)+((Sn(i))^2));
an(i) = -90 + (atand(Sn(i)/bn(i)))+(180-angperfil);
an(i)=round(an(i));
longsombra(i) = ((cn(i))*sind(an(i)))/(sind((180-angperfil)+incli(i)));
longsombra(i)=round(longsombra(i)*100);
longsombra(i)=longsombra(i)/100;
%Longitud sombra sobre el espejo.
disp(longsombra(i));
if an(i)<0
Pos(i)=Pos(i)-0.00001;
else Pos(i)=Pos(i)+0.00001;
end
if Pos(i)<0.5
Pos(i)=0.5;
BETA(i)=atand(sum(Pos(1:i))/h);
incli(i)= (90-(180-angperfil)-BETA(i))/2;
Sn(i) = (Pos(i))-((anch/2)*((cosd(incli(i-1)))+(cosd(incli(i))));
bn(i) = (anch/2)*((sind(incli(i-1)))+(sind(incli(i))));
cn(i) = sqrt(((bn(i))^2)+((Sn(i))^2));
an(i) = -90 + (atand(Sn(i)/bn(i)))+(180-angperfil);
an(i)=round(an(i));
longsombra(i) = ((cn(i))*sind(an(i)))/(sind((180-angperfil)+incli(i)));
longsombra(i)=round(longsombra(i)*100);
longsombra(i)=longsombra(i)/100;
%Longitud sombra sobre el espejo.
break;
end
end
%Cálculo área efectiva de apertura (m2).
AA(i) = anch*cosd(ANGTRANSV-incli(i));
%Cálculo rendimiento sombra.
rendsombra(i) = 1-(longsombra(i)/anch);
end
end
%Cálculo efecto sombra total.
EFESOMBRA TOTAL = sum(longsombra(1:11));
%Cálculo área efectiva de apertura total (m2).
AA(1) = anch*cosd(ANGTRANSV-incli(1));
AATOTAL = sum(AA(1:11));
%Cálculo rendimiento sombra total.

rendsombra(1) = 1-(longsombra(1)/anch);
rendsombratotal =(sum(rendsombra(1:11))/11);
%Distancias de cada espejo respecto a la torre receptora(m).
DISTRREEESP=zeros(11,1);
for j=1:11
DISTRREEESP(j)=sum(Pos(1:j));
end
%Creación de todas las distancias entre espejos a ambos lados de la %torre receptora(simétrico).

An=zeros(11,1);
An(1)= Pos(11);
An(2)= Pos(10);
An(3)= Pos(9);
An(4)= Pos(8);
An(5)= Pos(7);
An(6)= Pos(6);
An(7)= Pos(5);
An(8)= Pos(4);
An(9)= Pos(3);
An(10)= Pos(2);
An(11)= Pos(1);
An(12)= Pos(11);
An(13)= Pos(10);
An(14)= Pos(9);
An(15)= Pos(8);
An(16)= Pos(7);

```

```

An(17)= Pos(6);
An(18)= Pos(5);
An(19)= Pos(4);
An(20)= Pos(3);
An(21)= Pos(2);
An(22)= Pos(1);

rendimiento=zeros(22,1);
sombra=zeros(22,1);
Area=zeros(22,1);
Tlocal=zeros(25,1);
intervalos=24;

%Cálculo horas locales a distintos intervalos (intervalos de media %hora).

%Hora inicio de la salida del Sol.
SALSOL=5;
for j=1:25
Tlocal(j)=SALSOL+0.5;
SALSOL=Tlocal(j);
end
for j=1:25
N = 100;
% numero del dia del año []

% Ángulo de declinación solar [°]

dec = 23.45*sind(360*((284+N)/365));

%Longitud y huso horario mas cercano.
long = 72.9072189 ;
huso = 74;
%Cálculo tiempo solar.
x = (360*(N-1))/365.242;
ET = 0.258*cosd(x)-7.416*sind(x)-3.648*cosd(2*x)-9.228*sind(2*x);
LC = (long-huso)/15;
% Para el cálculo correcto de la hora solar
if N > 365 D = 1;
elseif N < 365 D = 0;
end
TSOLAR = Tlocal(j)+(ET/60)-LC-D;
% Ángulo horario [°]
w = 15*(TSOLAR-12);
w_rad = w*2*pi/360;
% Ángulo de latitud [°]
lat = 11.5444403;
% Ángulo de latitud [rad]
lat_rad = lat*2*pi/360;

% Ángulo de altitud solar [°]
alti = asind((sind(dec)*sind(lat))+cosd(dec)*cosd(w)*cosd(lat));
alti_rad = alti*2*pi/360;
% Ángulo zenith solar [°]
zenit = acosd((sind(dec)*sind(lat))+cosd(dec)*cosd(lat)*cosd(w));
zenit_rad = zenit*2*pi/360;

% Ángulo azimuth solar [°]
zim=acosd((sign(w))*(((cosd(zenit)*sind(lat))-sind(dec))/(sind(zenit)*cosd(lat))));

%%%%%%%% Datos de diseño de la central termo solar%%%%%%%%
% Altura y anchura receptor [m]
%Altura receptor.
h = 4;
%Anchura espejos.
anch = 0.5;
%%%%%%%% POSICIONAMIENTO DEL PRIMER ESPEJO %%%%%%%%%
%Este se colocará lo más cerca del receptor de forma que no reciba sombra del mismo al mediodía (12horas).

%Creación matrices:
BETA = zeros(22,1);
incl = zeros(22,1);
%Cálculo ángulos en el espejo.
angperfil = atand((tand(alti))/(cosd(90-zim)));
if TSOLAR<12 ANGTRANSV = -90+angperfil;
elseif TSOLAR>=12 ANGTRANSV= 90-angperfil;
end
ANGLONGITU = atand(tand(alti)/cosd(zim));
%Cálculo área efectiva de apertura (m2).
AA = zeros(22,1);
%Cálculo rendimiento sombra.

```



```

rendsombra = zeros(22,1);
%El rendimiento se calcula atendiendo a la posición del Sol a lo largo del
% día, 22 espejos
if TSOLAR<=12
%Para los espejos de 1 a 11.
BETA(1)=atand(An(1)/h);
incli(1) = (90-(180-angperfil)-BETA(1))/2;
for i=2:11
BETA(i)=atand(sum(An(1:i))/h);
incli(i)= (90-(180-angperfil)-BETA(i))/2;

%Cálculo efecto sombra.
Sn(i) = (An(i))-((anch/2)*((cosd(incli(i-1)))+(cosd(incli(i))))));
bn(i) = (anch/2)*((sind(incli(i-1)))+(sind(incli(i)))));
cn(i) = sqrt(((bn(i))^2)+((Sn(i))^2));
an(i) = -90 + (atand(Sn(i)/bn(i)))+(180-angperfil);
longsombra(i) = ((cn(i))*((sind(an(i)))))/(sind((180-angperfil)+incli(i))));
%Longitud sombra sobre el espejo.
if longsombra(i)<0
longsombra(i)=0;
end
%Cálculo área efectiva de apertura (m2).
AA(i) = anch*cosd(ANGTRANSV-incli(i));
%Cálculo rendimiento sombra.
rendsombra(i) = 1-(longsombra(i)/anch);
end
%Para los espejos de 12 a 22.
BETA(12)=atand(An(12)/h);
incli(12) = (90-(180-angperfil)-BETA(12))/2;
for i=13:22
BETA(i)=atand(sum(An(12:i))/h);
incli(i)= (90-(180-angperfil)-BETA(i))/2;
%Cálculo efecto sombra.
Sn(i) = (An(i))-((anch/2)*((cosd(incli(i-1)))+(cosd(incli(i))))));
bn(i) = (anch/2)*((sind(incli(i-1)))+(sind(incli(i)))));
cn(i) = sqrt(((bn(i))^2)+((Sn(i))^2));
an(i) = -90 + (atand(Sn(i)/bn(i)))+(180-angperfil);
longsombra(i) = ((cn(i))*((sind(an(i)))))/(sind((180-angperfil)+incli(i))));
%Longitud sombra sobre el espejo.
if longsombra(i)<0 longsombra(i)=0;
end
%Cálculo área efectiva de apertura (m2).
AA(i) = anch*cosd(ANGTRANSV-incli(i));
%Cálculo rendimiento sombra.
rendsombra(i) = 1-(longsombra(i)/anch);
end
%%Cálculo dn(1)=dn(12)
Sn(12) = (An(1)+An(12))-((anch/2)*((cosd(incli(1)))+(cosd(incli(12)))));
bn(12) = (anch/2)*((sind(incli(1)))+(sind(incli(12)))));
cn(12) = sqrt(((bn(12))^2)+((Sn(12))^2));
an(12) = -90 + (atand(Sn(12)/bn(12)))+(180-angperfil);
longsombra(12) = ((cn(12))*((sind(an(12)))))/(sind((180-angperfil)+incli(12))));
%Longitud sombra sobre el espejo.
if longsombra(12)<0
longsombra(12)=0;
end
longsombra(1)=longsombra(12);
longsombra(11)=0;
elseif TSOLAR>12
%Para los espejos de 1 a 11.
BETA(1)=atand(An(1)/h);
incli(1) = (90-angperfil+BETA(1))/2;
for i=2:11
BETA(i)=atand(sum(An(1:i))/h);
incli(i)= (90-angperfil+BETA(i))/2;
%Cálculo efecto sombra.
Sn(i) = (An(i))-((anch/2)*((cosd(incli(i-1)))+(cosd(incli(i))))));
bn(i) = (anch/2)*((sind(incli(i-1)))+(sind(incli(i)))));
cn(i) = sqrt(((bn(i))^2)+((Sn(i))^2));
an(i) = 90 - (atand(Sn(i)/bn(i)))-(angperfil);
longsombra(i) = ((cn(i))*((sind(an(i)))))/(sind(angperfil+incli(i))));
%Longitud sombra sobre el espejo.
if longsombra(i)<0 longsombra(i)=0;
end
%Cálculo área efectiva de apertura (m2).
AA(i) = anch*cosd(ANGTRANSV-incli(i));
%Cálculo rendimiento sombra.
rendsombra(i) = 1-(longsombra(i)/anch);
end
%Para los espejos de 12 a 22.

```

```

BETA(12)=atand(An(12)/h);
incli(12) = (90-angperfil+BETA(12))/2;
for i=13:22
BETA(i)=atand(sum(An(12:i)/h);
incli(i)= (90-angperfil+BETA(i))/2;
%Cálculo efecto sombra.
Sn(i) = (An(i))-((anch/2)*(cosd(incli(i-1)))+(cosd(incli(i)))));
bn(i) = (anch/2)*((sind(incli(i-1)))+(sind(incli(i))));
cn(i) = sqrt(((bn(i))^2)+((Sn(i))^2));
an(i) = 90 - (atand(Sn(i)/bn(i)))-(angperfil);
longsombra(i) = ((cn(i))*(sind(an(i))))/(sind(angperfil+incli(i)));
%Longitud sombra sobre el espejo.
if longsombra(i)<0 longsombra(i)=0;
end
%Cálculo área efectiva de apertura (m2).
AA(i) = anch*cosd(ANGTRANSV-incli(i));
%Cálculo rendimiento sombra.
rendsombra(i) = 1-(longsombra(i)/anch);
end
%%Cálculo longsombra(1)=longsombra(12)
Sn(1) = (An(1)+An(21))-((anch/2)*(cosd(incli(1)))+(cosd(incli(21)))));
bn(1) = (anch/2)*((sind(incli(1)))+(sind(incli(21))));
cn(1) = sqrt(((bn(1))^2)+((Sn(1))^2)); an(1) = 90 - (atand(Sn(1)/bn(1)))-(angperfil);
longsombra(1) = ((cn(1))*(sind(an(1))))/(sind(angperfil+incli(1)));

%Longitud sombra sobre el espejo.
if longsombra(1)<0 longsombra(1)=0;
end
longsombra(12)=longsombra(1);
longsombra(22)=0;
end
%Cálculo efecto sombra total.
EFESOMBRA(TOTAL) = sum(longsombra(1:22));
%Cálculo área efectiva de apertura total (m2).
AA(1) = anch*cosd(ANGTRANSV-incli(1));
AA(12) = anch*cosd(ANGTRANSV-incli(12));
AATOTAL = sum(AA(1:22));
%Cálculo rendimiento sombra total.
rendsombra(1) = 1-(longsombra(1)/anch);
rendsombra(12) = 1-(longsombra(12)/anch);
rendsombratotal =(sum(rendsombra(1:22))/22);
rendimiento(j) = rendsombratotal;
sombra(j)=EFESOMBRA(TOTAL);
Area(j)=AATOTAL;
end
REFLE=0.95
ABSOR=0.93
TRANSMI=0.95
%Rendimiento diario (por horas de luz).
rendimientodia=sum(rendimiento);
rendimientoglobaldiasombra=(rendimientodia/intervalos);
eficienciaoptglobal=rendimientoglobaldiasombra*REFLE*ABSOR*TRANSMI
%Área de apertura diaria (por horas de luz) (m2).
Areadia=sum(Area);
Areaglobaldia=Areadia/intervalos;

%ángulo de incidencia
incidencia=acosd(sqrt((((sind(dec)*sind(lat))+cosd(dec)*cosd(lat)*cosd(w)))^2)+((cosd(w)^2)*(sind(w)^2))))

```

Anexo F Código para los cálculos térmicos correspondientes, temperatura real de salida del fluido térmico seleccionado

```

%Datos.
%(m)Altura receptor.
h = 4;
%(W/m2)Radiación directa.
DNI = 655.0980392;

%(K)Temperatura entrada del fluido al campo solar.
Tentrada = 293+273.15;%kelvin
ten= 293 %CELCIUS
%(K)Temperatura salida del fluido del campo solar.
Tsalida =393+273.15;%kelvin
tsal=393 %CELCIUS

%temperatura promedio therrminol vp-1(celcius)

TPROMTHERMINOL=(ten+tsal)/2
TPROMTHERMINOLKELV=TPROMTHERMINOL+273.15

```

```

%densidad del aceite termico THERMINOL VP-1
denstherminol=(-0.90797*TPROMTHERMINOL)+(0.00078116*TPROMTHERMINOL^2)-((2.367e-6)*TPROMTHERMINOL^3)+1083.25
%viscosidad cinematica therminol VP-1
viscintherm=(2.718281^((544.149)/(TPROMTHERMINOL+114.43))-2.59578)/1e6
visdintherm=denstherminol*viscintherm
%constante de conductividad termica del therminol VP-1
ktherminol=(-8.19477e-5)*TPROMTHERMINOL-((1.92257e-7)*TPROMTHERMINOL^2)+((2.5034e-11)*TPROMTHERMINOL^3)-((7.2974e-15)*TPROMTHERMINOL^4)+0.137743
%(m)Diámetro exterior tubos.
dext = 0.07;

%(m)Diámetro interior tubos.
dint = 0.065;
%seccion transversal del tubo absorbedor
st=((dext/2)^2)*pi
%numero de reynolds grafica experimental
Re=250000
%velocidad interna tubo absorbedor
velintuboabs=(visdintherm*Re)/(denstherminol*dint)

%(kg/s)Flujo máxico circulando por dentro de los %tubos del campo solar.
flujomasabs = velintuboabs*st*denstherminol

%(K)Temperatura ambiente.
tambrio=28.66666667;
Tamb = tambrio+273.15;

%(m)Anchura espejos.
anch = 0.5;

%(J/kgk)Calor específico de transferencia del vp1 therminol.
CPtherm=((0.002414*TPROMTHERMINOL)+((5.9591e-6)*TPROMTHERMINOL^2)-((2.9879e-8)*TPROMTHERMINOL^3)+((4.4172e-11)*TPROMTHERMINOL^4)+1.498)*1000

%numero de Prandtl para vp1
Prtherminol=(CPtherm*visdintherm)/ktherminol

%factor de friccion experimentos revista
fexp=0.0155

%numero de Nusselt para el vp1 therminol
Nu=((fexp/8)*(Re-1000)*Prtherminol)/(1.07+(12.7*((fexp/8)^(1/2))*((Prtherminol^(2/3))-1)))

%coeficiente de transferencia de calor dentro del tubo con el aceite
%termico
htranstherminol=Nu*(ktherminol/dint)

%DATOS AIRE RIOHACHA GUAJIRA
%TEMPERATURA AMBIENTE PROMEDIO AÑO 2018
tambrio=28.66666667

%PRESION ATMOSFERICA PROMEDIO AÑO 2018

patmrio=1%bar
%densidad del aire riohacha guajira
densaire= 1.154
%viscosidad cinematica del aire
viscinaire=0.00001616/1
visdinaire=densaire*viscinaire
%constante de conductividad termica del aire
ktaire=0.02578
%(J/kgk)Calor específico de transferencia del aire.
CPAIRE=1.005*1000
%numero de Prandtl para el aire
Praire= (CPAIRE*visdinaire)/ktaire

%temperatura capa limite(celcius)
tcaplim=TPROMTHERMINOL-(0.99*(TPROMTHERMINOL-tambrio))
%coeficiente de expansion termica para el aire
BAIRE=1/tcaplim
%ACELERACION GRAVITACIONAL
GRAV=9.81

```

```

%numero de Grashof para el aire
GRAIRE=(GRAV*BAIRE*(TPROMTHERMINOL-tambrio)*(dint^3))/(viscinaire^2)
%numero de Rayleigh para el aire
rayleigh=GRAIRE*Praire
%CONSTANTE Y N PARA REGIMEN TURBULENTO
CONST=0.1
m=0.3333
%numero de nusselt para el aire
NUSSAIRE=CONST*(rayleigh^m)
%coeficiente de conveccion termica para el aire
haire=NUSSAIRE*(ktaire/dext)
%coeficiente global de perdidas por transferencia de calor
dintvidrio=0.120
dextvidrio=0.125
r1=dint/2
r2=dext/2
r3=dintvidrio/2
r4=dextvidrio/2
L=4.06
%coeficiente de conduccion termica vidrio tubo absorbedor grados
kvidriob=1.2
%constante de stefanz boltzman
boltz=5.670373e-8
%emisividad del acero inoxidable y vidrio respectivamente
eace=0.1
evidrio=0.89
%calculos finales perdidas
alon1=-0.001105595
alon2=-0.02740055853

UABS=1/((1/evidrio*boltz*r4*L)+(r1/r4*haire)+(alon2)+(1/eace*boltz*r2*L)+(alon1)+(1/htranstherminol))
%area del absorbedor
AREAABS=pi*dextvidrio*L
%area util del colector
AREACOLE=L*anch
%perdidas termicas en el absorbedor
QLOSSABS=((TPROMTHERMINOL-tambrio)*AREAABS*UABS)

%angulo de incidencia calculado codigo anterior
incidencia=79.4518

%calor disponible(W)
Q=(DNI*AREACOLE*(cosd(incidencia)))

%EFICIENCIA OPTICA OBTENIDA global por día DEL CODIGO ANTERIOR
efOPTI=0.6562%hallada con el codigo anterior de rendimiento global optico

%CALOR UTIL
QUTIL=(Q*efOPTI)-QLOSSABS

%TEMPERATURA DE SALIDA REAL DE FLUIDO
TSALREAL=(QUTIL/flujomassabs*(CPtherm/1000))+ten

```

Anexo G Código para los cálculos térmicos de calores finales para resultados

```

%calor disponible para el sistema Fresnel
ACOL=0.5*4.06
%eficiencia optica dia seleccionado
A=0.55
%numero de espejos
n=22
%QLOSS HALLADAS CODIGO CALORES
QLOSS=160.7075
%DNI POR MESES DEL AÑO
DNIene=611.764706
DNIfeb=652.941176
DNImar=670.588235
DNIabr=688.235294

```

```

DNImay=658.823529
DNIjun=700
DNIjul=729.411765
DNIago=711.764706
DNIsep=676.470588
DNIoct=614.117647
DNInov=576.470588
DNIdic=570.588235
DNIPROM=655
%longitud linea receptor
LON=89.32

```

```
%CALOR DISPONIBLE POR MESES DEL AÑO
```

```

QDISPENE=(ACOL*DNIene*A)
QDISPFEB=(ACOL*DNIfeb*A)
QDISPMAR=(ACOL*DNImar*A)
QDISPABR=(ACOL*DNIabr*A)
QDISPMAY=(ACOL*DNImay*A)
QDISPJUN=(ACOL*DNIjun*A)
QDISPJUL=(ACOL*DNIjul*A)
QDISPAGO=(ACOL*DNIago*A)
QDISPSEP=(ACOL*DNIsep*A)
QDISPOCT=(ACOL*DNIoct*A)
QDISPNOV=(ACOL*DNInov*A)
QDISPDIC=(ACOL*DNIdic*A)
QDISPROM=(ACOL*DNIPROM*A)

```

```
%CALOR UTIL DEL SISTEMA FRESNEL POR MESES DEL AÑO
```

```

QUTILene=QDISPENE-QLOSS
QUTILfeb=QDISPFEB-QLOSS
QUTILmar=QDISPMAR-QLOSS
QUTILabr=QDISPABR-QLOSS
QUTILmay=QDISPMAY-QLOSS
QUTILjun=QDISPJUN-QLOSS
QUTILjul=QDISPJUL-QLOSS
QUTILago=QDISPAGO-QLOSS
QUTILsep=QDISPSEP-QLOSS
QUTILoct=QDISPOCT-QLOSS
QUTILnov=QDISPNOV-QLOSS
QUTILdic=QDISPDIC-QLOSS
QUTILPROM=QDISPROM-QLOSS

```

ANEXO H código de dimensionamiento del ciclo Rankine ORC en EES

```

ethaT=0,85
ethaB=0,7
{
"ESTADO 1"
T1=35
x1=0
P1=P_sat(R245fa;T=T1)
h1=Enthalpy(R245fa;T=T1;x=x1)
s1=Entropy(R245fa;T=T1;x=x1)

"ESTADO 2"
P2=30
s2=s1
T2=Temperature(R245fa;P=P2;s=s2)
h2s=Enthalpy(R245fa;P=P2;s=s2)
h2x=Enthalpy(R245fa;P=P2;x=0)
"ESTADO 3"
P3=P2
s4=s3
T3=Temperature(R245fa;P=P3;s=s3)

```

h3=Enthalpy(R245fa;s=s3;P=P3)

"ESTADO 4"

T4=T1

x4=1

P4=P1

h4s=Enthalpy(R245fa;T=T4;x=x4)

s4=Entropy(R245fa;T=T4;x=x4)

ethaT=(h3-h4)/(h3-h4s)

ethaB=(h2s-h1)/(h2-h1)

morc=2,547064393690949

Wtur=(h3-h4)*morc*ethaT

Wb=morc*(h2-h1)/ethaB

wneta=Wtur-Wb

qen=morc*(h3-h2)

efiorc=wneta/qen}

{"PARA EL R600"}

{"ESTADO 1"

T1=35

x1=0

P1=P_sat(R600;T=T1)

h1=Enthalpy(R600;T=T1;x=x1)

s1=Entropy(R600;T=T1;x=x1)

"ESTADO 2"

P2=30

s2=s1

T2=Temperature(R600;P=P2;s=s2)

h2s=Enthalpy(R600;P=P2;s=s2)

h2x=Enthalpy(R600;P=P2;x=0)

"ESTADO 3"

P3=P2

s4=s3

T3=Temperature(R600;P=P3;s=s3)

h3=Enthalpy(R600;s=s3;P=P3)

"ESTADO 4"

T4=T1

x4=1

P4=P1

h4s=Enthalpy(R600;T=T4;x=x4)

s4=Entropy(R600;T=T4;x=x4)

ethaT=(h3-h4)/(h3-h4s)

ethaB=(h2s-h1)/(h2-h1)

morc=1,3459

Wtur=(h3-h4)*morc*ethaT

Wb=morc*(h2-h1)/ethaB

wneta=Wtur-Wb

qen=morc*(h3-h2)

efiorc=wneta/qen}

"PARA EL R236fa"

"ESTADO 1"

T1=35

x1=0

P1=P_sat(R236fa;T=T1)

h1=Enthalpy(R236fa;T=T1;x=x1)

s1=Entropy(R236fa;T=T1;x=x1)

"ESTADO 2"

P2=30

s2=s1

T2=Temperature(R236fa;P=P2;s=s2)

h2s=Enthalpy(R236fa;P=P2;s=s2)

h2x=Enthalpy(R236fa;P=P2;x=0)

"ESTADO 3"

P3=P2
 s4=s3
 T3=Temperature(R236fa;P=P3;s=s3)
 h3=Enthalpy(R236fa;s=s3;P=P3)

"ESTADO 4"

T4=T1
 x4=1
 P4=P1
 h4s=Enthalpy(R236fa;T=T4;x=x4)
 s4=Entropy(R236fa;T=T4;x=x4)

ethaT=(h3-h4)/(h3-h4s)
 ethaB=(h2s-h1)/(h2-h1)
 morc=3,4949
 Wtur=(h3-h4)*morc*ethaT
 Wb=morc*(h2-h1)/ethaB
 wneta=Wtur-Wb
 qen=morc*(h3-h2)
 qcond=morc*(h4-h1)
 efiorc=wneta/qen
 TC=T_crit(R236fa)
 PC=P_crit(R236fa)

CAPTURAS DE PANTALLA DE RESULTADOS OBTENIDOS

R245fa

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

efiorc = 0,1185	ethaB = 0,7	ethaT = 0,85	h1 = 245,8	h2 = 248,8	h2s = 247,9
P2 = 30	P3 = 30	P4 = 2,11	PC = 36,51 [bar]	qcond = 485,8	qen = 570,6
T3 = 143,5	T4 = 35	TC = 154 [C]	Wb = 11,03	wneta = 67,62	Wtur = 78,65
h2x = 417,4	h3 = 472,8	h4 = 436,5	h4s = 430,1	morc = 2,547	P1 = 2,11
s1 = 1,157	s2 = 1,157	s3 = 1,756	s4 = 1,756	T1 = 35	T2 = 36,03
x1 = 0	x4 = 1				

R236fa

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

efiorc = 0,09313	ethaB = 0,7	ethaT = 0,85	h1 = 242,9	h2 = 245,7	h2s = 244,9
P1 = 3,752	P2 = 30	P3 = 30	P4 = 3,752	PC = 32 [bar]	qcond = 501,3
T1 = 35	T2 = 36,28	T3 = 121,8	T4 = 35	TC = 124,9 [C]	Wb = 14,07
h2x = 374,9	h3 = 409	h4 = 386,3	h4s = 382,4	morc = 3,495	
qen = 570,6	s1 = 1,147	s2 = 1,147	s3 = 1,6	s4 = 1,6	
wneta = 53,14	Wtur = 67,21	x1 = 0	x4 = 1		

R600

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

eforc = 0,1142	ethaB = 0,7	ethaT = 0,85	h1 = 284	h2 = 290,8	h2s = 288,8
P2 = 30	P3 = 30	P4 = 3,29	PC = 37,96 [bar]	qcond = 487,8	qen = 570,6
T3 = 137,8	T4 = 35	TC = 152 [C]	Wb = 13,04	wneta = 65,14	Wtur = 78,18

h2x = 593	h3 = 714,8	h4 = 646,4	h4s = 634,4	morc = 1,346	P1 = 3,29
s1 = 1,288	s2 = 1,288	s3 = 2,425	s4 = 2,425	T1 = 35	T2 = 36,31
x1 = 0	x4 = 1				

ANEXO I código matlab usado em el ciclo ORC

R245fa

%Tin temperatura de entrada
%Tmin temperatura de salida

```
Tin=378;
Tmin=293;
Tavg=(Tin+Tmin)/2;
CpOil=(0.002414*Tavg)+((5.9591E-6)*(Tavg^2))-((2.9879E-8)*(Tavg^3))+((4.4172E-11)*(Tavg^4))+1.498;
moil=2.7867;
T2=36.03;
T3=143.5;
T2x=T3;
DELTHA_pp=30;
Topp=T2x+DELTHA_pp;
h2=248.8
h2x=247.9
h3=472.8
morc=(moil*CpOil*(Tin-Topp))/(h3-h2x)
conti=1;
vc=1;
while conti==1
    switch vc
        case 1
            Tout=Topp-(morc*(h2x-h2))/(moil*CpOil);
            vc=2;
        case 2
            if Tout <= Tmin
                morc=0.999*morc;
                Topp=Tin-(morc*(h3-h2x))/(moil*CpOil);
                vc=1;
            else
                vc=3;
            end
        case 3
            morc=morc;
            Tout=Tout;
            Topp=Topp;
            DELTHA_pp=Topp-T2x;
            vc=4;
    end
end
```



```

        case 4
            conti=0;
        end
    end
    end
    Qeva=morc*(h3-h2);

```

R600

```

%Tin temperatura de entrada
%Tmin temperatura de salida

```

```

Tin=378;
Tmin=293;
Tavg=(Tin+Tmin)/2;
CpOil=(0.002414*Tavg)+((5.9591E-6)*(Tavg^2))-((2.9879E-8)*(Tavg^3))+((4.4172E-11)*(Tavg^4))+1.498;
moil=2.7867;
T2=36.31;
T3=137.8;
T2x=T3;
DELTHA_pp=30;
Topp=T2x+DELTHA_pp;
h2=290.8
h2x=593
h3=714.8
morc=(moil*CpOil*(Tin-Topp))/(h3-h2x)
conti=1;
vc=1;
while conti==1
    switch vc
        case 1
            Tout=Topp-(morc*(h2x-h2))/(moil*CpOil);
            vc=2;
        case 2
            if Tout <= Tmin
                morc=0.999*morc;
                Topp=Tin-(morc*(h3-h2x))/(moil*CpOil);
                vc=1;
            else
                vc=3;
            end
        case 3
            morc=morc;
            Tout=Tout;
            Topp=Topp;
            DELTHA_pp=Topp-T2x;
            vc=4;
        case 4
            conti=0;
    end
end
    end
    Qeva=morc*(h3-h2);

```

R236fa

```

%Tin temperatura de entrada
%Tmin temperatura de salida

```

```

Tin=378;
Tmin=293;
Tavg=(Tin+Tmin)/2;
CpOil=(0.002414*Tavg)+((5.9591E-6)*(Tavg^2))-((2.9879E-8)*(Tavg^3))+((4.4172E-11)*(Tavg^4))+1.498;

```

```

moil=2.7867;
T2=36.28;
T3=121.8;
T2x=T3;
DELTHA_pp=30;
Topp=T2x+DELTHA_pp;
h2=245.7
h2x=374.9
h3=409
morc=(moil*CpOil*(Tin-Topp))/(h3-h2x)
conti=1;
vc=1;
while conti==1
    switch vc
        case 1
            Tout=Topp-(morc*(h2x-h2))/(moil*CpOil);

            vc=2;
        case 2
            if Tout <= Tmin
                morc=0.999*morc;
                Topp=Tin-(morc*(h3-h2x))/(moil*CpOil);
                vc=1;

            else
                vc=3;

            end
        case 3
            morc=morc;
            Tout=Tout;
            Topp=Topp;
            DELTHA_pp=Topp-T2x;
            vc=4;
        case 4
            conti=0;

    end
end
Qeva=morc*(h3-h2);

```