Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada, Baja California



Maestría en Ciencias Electrónica y Telecomunicaciones con orientación en Instrumentación y Control

Modelado de un concentrador solar parabólico con tubo receptor no circular y aire como fluido de trabajo

Tesis para cubrir parcialmente los requisitos necesarios para obtener el grado de Maestro en Ciencias

Presenta:

Jorge Cristóbal Delgado Chávez

Ensenada, Baja California, México 2021 Tesis defendida por

Jorge Cristóbal Delgado Chávez

y aprobada por el siguiente Comité

Dr. Francisco Javier Carranza Chávez Director de tesis Dr. Daniel Sauceda Carvajal Codirector de tesis

Dra. Ivett Zavala Guillén

Dr. Pedro Negrete Regagnon

Dr. Manuel Cervantes Astorga



Dra. María del Carmen Maya Sánchez Coordinadora del Posgrado en Electrónica y Telecomunicaciones

> **Dr. Pedro Negrete Regagnon** Director de Estudios de Posgrado

Resumen de la tesis que presenta **Jorge Cristóbal Delgado Chávez** como requisito parcial para la obtención del grado de Maestro en Ciencias en Electrónica y Telecomunicaciones con orientación en Instrumentación y Control.

Modelado de un concentrador solar parabólico con tubo receptor no circular y aire como fluido de trabajo

Resumen aprobado por:

Dr. Francisco Javier Carranza Chávez Director de tesis Dr. Daniel Sauceda Carvajal Codirector de tesis

Se presenta el modelado numérico de un concentrador solar de tiro parabólico con aire como fluido de trabajo con el objetivo de investigar el desempeño térmico e hidráulico del tubo absorbedor. Los resultados servirán como referencia para proponer un sistema de desalinización por humidificacióndeshumidificación acoplado con energía solar donde el concentrador solar hará también la función de humidificador. Se modeló la transferencia de calor en un tubo absorbedor de geometría circular (C1) y uno de geometría triangular (C2). Se definió una metodología para llevar a cabo el modelado numérico utilizando un software comercial y se validó con resultados experimentales. Para simular la turbulencia en el sistema se utilizó un modelo de turbulencia $\kappa - \epsilon$ y para el intercambio radiativo superficial se usó el modelo superficie a superficie (S2S). Las condiciones de frontera consideradas incluyen las pérdidas de calor por convección y radiación al ambiente, así como un flux de calor variable en la superficie del absorbedor. Finalmente, se consideraron condiciones de clima de Ensenada, B.C durante el día 15 de septiembre del 2019 para comparar el desempeño de ambos tubos absorbedores. Los resultados obtenidos indicaron que la temperatura media máxima alcanzada en el tubo C1 fue de 40.88°C y en el C2 fue de 76.80°C, ambas en régimen de flujo laminar. En ambos casos la caída de presión no fue significativa. Para fines de desalinización, se recomienda trabajar con un tubo absorbedor triangular en régimen de flujo laminar.

Palabras clave: modelado numérico, humidificación-deshumidificación, concentrador de tiro parabólico, flux de calor solar

Abstract of the thesis presented **by Jorge Cristóbal Delgado Chávez** as a partial requirement to obtain the Master of Science degree in Electronics and Telecommunications with orientation in instrumentation and control.

Modeling a parabolic solar concentrator with non-circular receiver tube and air as working fluid

Abstract approved by:

Dr. Francisco Javier Carranza Chávez Thesis director Dr. Daniel Sauceda Carvajal Thesis codirector

The numerical modeling of a solar parabolic trough concentrator using air as heat transfer fluid is presented in order to investigate the thermal and hydraulic performance of the absorber tube. The results will be used as a basis to propose a solar desalination system which works through the principle of humidification-dehumidification. The solar concentrator will also act as a humidifier. The heat transfer process was modeled in an absorber tube with circular geometry (C1) and another one with triangular geometry (C2). A methodology was defined to carry out the numerical modeling using a commercial software and it was validated with experimental results. To simulate the turbulence in the system, the $\kappa - \epsilon$ turbulence model was used. Also, the surface to surface (S2S) model was used to account for the existing surface radiative exchange. Boundary conditions considered the heat losses by convection and radiation to the environment, as well as a variable heat flux at the absorber surface. Finally, the climate conditions of Ensenada, B.C, on September 15, 2019, were used to compare the performance of both absorber tubes. The results obtained indicated that the maximum mean temperature reached in tube C1 was 40.88°C and in C2 it was 76.80°C, both in laminar flow regime. In both cases the pressure drop was not significant. For desalination purposes, it is recommended to work with a triangular absorber tube in laminar flow regime.

Dedicatoria

Para mi esposa, Diana, por su amor e invaluable compañía.

A mi madre, Martha Chávez García, y a mis tíos; Julio, Federico, Cruz, Evelina, Victoria y Beatriz; por orientarme y ser el mejor ejemplo que se pueda tener.

Agradecimientos

Al **Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada (CICESE)** por brindarme la oportunidad de realizar mis estudios en un ambiente profesional y de excelencia.

Al **Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT)** por el apoyo económico que me brindo durante esta etapa.

Agradezco a mis directores de tesis por haber compartido sus conocimientos, su apoyo y dirección durante mi trabajo de tesis, al **Dr. Francisco Javier Carranza Chávez** por darme la oportunidad de realizar un trabajo de modelado numérico enfocada a la desalinización de agua de mar y al **Dr. Daniel Sauceda Carvajal**, por su tiempo y dedicación en el uso de la herramienta TRACEPRO.

A mis sinodales, **Dr. Pedro Negrete Regagnon** y **Dr. Manuel Cervantes Astorga**, por las contribuciones realizadas a este trabajo. Un agradecimiento especial a mi sinodal, **Dra. Ivett Zavala Guillén**, por su asesoramiento y dedicación en el uso y entendimiento de la herramienta ANSYS FLUENT.

Agradezco también a mis **hermanos** y **toda mi familia** por su cariño y tantos buenos momentos que hemos compartido juntos.

Quiero agradecer especialmente a mi **esposa**, por todo el apoyo incondicional que me brindó durante esta etapa tan importante. **Diana** ha sido y será siempre mi fuente de inspiración para lograr ser una mejor persona cada día.

Finalmente, agradezco a mis **amigos** y **compañeros de los diferentes posgrados**, por haber hecho mi estancia en CICESE una experiencia tan agradable.

Tabla de contenido

	Página
Resumen en español	ii
Resumen en inglés	iii
Dedicatoria	iv
Agradecimientos	v
Lista de figuras	viii
Lista de tablas	xiii
Capítulo 1. Introducción	1
1.1 Motivación	1
1.2 Objetivo	12
1.3 Estructura de la tesis	12
Capítulo 2. Marco teórico	13
2.1 Radiación solar	13
2.2 Colectores y concentradores solares	15
2.3 Concentradores de tiro parabólico (PTC)	17
2.3.1 Descripción geométrica	17
2.3.2 Análisis óptico	21
2.3.3 Análisis térmico	23
2.4 Concentrador LS-2	28
2.5 Modelado de PTC utilizando dinámica de fluidos computacionales (CFD)	31
2.5.1 Fundamentos de CFD	31
2.6 Modelado de un PTC utilizando CFD	34
2.7 Concentradores PTC con tubo receptor no circular	38
Capítulo 3. Metodología	44
3.1 Etapas del modelado numérico	44
3.2 Estructura de un código de CFD	47
3.2.1 Pre-proceso	47
3.2.2 Solucionador	49
3.2.3 Post-proceso	50

3.3 Geometría y mallado	50
3.3.1 Dominio computacional del concentrador LS-2	51
3.3.2 Dominio computacional del concentrador C1	53
3.3.3 Dominio computacional del concentrador C2	54
3.3.4 Malla numérica de los concentradores	55
3.4 Simulación en ANSYS FLUENT	57
Capítulo 4. Resultados y Discusión	60
4.1 Resultados de validación del concentrador LS-2	60
4.2 Cálculo de temperatura media	64
4.3 Desempeño hidráulico del concentrador LS-2	70
4.4 Desempeño del concentrador C1	72
4.4.1 Desempeño térmico	72
4.4.2 Desempeño hidráulico	75
4.5 Desempeño térmico del concentrador C2	76
4.5.1 Desempeño térmico	76
4.5.2 Desempeño hidráulico	82
4.6 Balance de masa y energía del sistema de desalinización HD propuesto	83
Capítulo 5. Conclusiones	87
Literatura citada	89
Anexos	92

vii

Lista de figuras

Figura		Página
1	Capacidad global instalada de los principales métodos de desalinización hasta 2015 (Abdelkareem et al., 2018)	3
2	Destilación solar (Carranza et al.,2021)	5
3	Destilación por membrana (MD)	6
4	Destilación por humidificación-deshumidificación (HD)	7
5	Sistema de desalinización HD acoplado con un calentador solar de agua salada	7
6	Sistema HD propuesto donde el humidificador se ha reemplazado por el tubo receptor de un concentrador de tiro parabólico, dentro del cual se lleva a cabo la humidificación del aire	9
7	Tubo absorbedor de geometría triangular	9
8	Esquema de un concentrador solar parabólico (Kalogirou, 2013)	10
9	Uso de un concentrador PTC para calentar el aire en un sistema de desalinización HD. (a) Configuración 1. (b) Configuración 2 (Al-Sulaiman et al., 2015)	11
10	(a) Piranómetro. (b) Pirheliómetro (Widén y Munkhammar, 2019)	14
11	Piranómetro con anillo de sombra	14
12	Módulo fotovoltaico de 12 V	15
13	(a) Colector solar de placa plana. (b) Colector solar de tubos evacuados (Quaschning, 2019)	16
14	Tipos de concentradores solares: (a) PTC, (b) PDC, (c) LFR y d) TS (Chamsa-ard et al., 2017)	16
15	Componentes principales de un PTC (Powell, 2021)	17
16	Tubo absorbedor típico (Hachicha, 2013)	18

17	Vista de sección transversal de un PTC con tubo absorbedor circular (Kalogirou, 2013)	19
18	Ejemplo de un mecanismo de seguimiento (Orosz et al., 2016)	20
19	Estructura de soporte de un PTC (Hafez et al., 2018)	21
20	Vista de sección transversal de un HCE y arreglo de resistencias térmicas	23
21	Representación gráfica de la incidencia de la radiación solar en el absorbedor	24
22	Figura representativa de la derivación de la expresión del factor de forma (Balaji, 2014)	26
23	Representación gráfica de los factores de forma entre los tubos concéntricos	26
24	Representación gráfica de las pérdidas de calor hacia el ambiente del tubo de vidrio	27
25	Concentrador LS-2 instalado en la plataforma rotativa AZTRAK (Dudley et al., 1994)	29
26	Curva de LCR en la superficie externa del absorbedor (Cheng et al., 2012)	35
27	Representación gráfica sin escala del tubo absorbedor dividió en los siete segmentos correspondiente al ajuste de curvas	36
28	Perfil LCR	36
29	Distribución del flux de calor solar sobre la superficie del tubo absorbedor	37
30	Diagrama esquemático de los tubos absorbedores investigados (Islam et al., 2019)	39
31	Perfiles LCR de la geometría de triangulo invertido (Islam et al., 2019)	40
32	Modelo de simulación de las propiedades ópticas del absorbedor (F. Chen et al., 2015)	41

33	Distribución de los rayos solares en el absorbedor (F. Chen et al., 2015)	41
34	Distribución de la irradiancia en la superficie del absorbedor para todos los parámetros de estudio (F. Chen et al., 2015)	43
35	Tubo absorbedor circular empleado para el concentrador C1 (a) y tubo absorbedor triangular para el concentrador C2 (b). Di _{,a} es la distancia interna.	44
36	Radiación global y normal directa del día típico de septiembre del 2019	46
37	Ejemplo de una malla numérica (ANSYS, 2017)	48
38	Metodología de simulación en ANSYS FLUENT (ANSYS, 2017)	50
39	Dominio computacional del concentrador LS-2	51
40	Vista longitudinal del concentrador LS-2	51
41	Vista transversal del concentrador C1	53
42	Vista longitudinal del concentrador C1	53
43	Vista transversal del concentrador C2	55
44	Malla del concentrador LS-2; (a) Vista transversal, (b) vista isométrica	56
45	Malla del concentrador C1; (a) vista transversal, (b) vista isométrica	56
46	Malla del concentrador C1; (a) vista transversal (b) vista isométrica	56
47	(a) Concentrador C2 en interfaz de TracePro y (b) trazado de rayos en el concentrador	59

48	(a) Perfil LCR y (b) perfil de la distribución del flux de calor solar	59
49	Distribución de flux de calor solar en el tubo absorbedor; (a) parte superior, (b) parte inferior	62
50	Distribución de temperatura en corte transversal del tubo absorbedor	62
51	Perfil de temperatura del fluido de trabajo a la salida del tubo absorbedor del concentrador LS-2	62
52	Distribución de temperatura en dirección axial	63
53	Distribución de temperatura en dirección angular	64
54	Distribución de temperatura del fluido de trabajo syltherm 800; (a) vista superior, (b) vista inferior	64
55	(a) Planos de sección transversal del fluido de trabajo syltherm 800 y (b) líneas de referencia en los planos	65
56	Plano número uno de la zona de fluido; (a) dividido en áreas equivalentes, (b) acercamiento a la línea de referencia	66
57	Temperatura media a lo largo del tubo absorbedor del concentrador LS-2	70
58	Flujo completamente desarrollado a través de un anillo concéntrico (White Frank,1998)	71
59	Comparación de los perfiles de velocidad completamente desarrollados; (a) parte superior y (b) parte inferior del tubo concéntrico	71
60	Caída de presión en el tubo absorbedor del concentrador LS-2	72
61	Perfil de temperatura del fluido de trabajo a la salida del tubo absorbedor del concentrador C1	73

62	Perfiles de temperatura media a lo largo del concentrador C1 durante el día 15 Sep 2019, $Re = 1500$	73
63	Perfiles de temperatura media a lo largo del concentrador C1 durante el día 15 Sep 2019, $Re = 2500$	74
64	Perfiles de temperatura media a lo largo del concentrador C1 durante el día 15 Sep 2019, $Re = 5000$	74
65	Perfil de velocidad completamente desarrollado a la salida del tubo absorbedor del concentrador C1 para $Re = 1500$	76
66	Caída de presión a lo largo del tubo absorbedor del concentrador C1 para $Re=1500.$	76
67	Distribución de flux de calor solar en la superficie del tubo absorbedor del concentrador C2	77
68	Distribución de temperatura; (a) en la superficie externa del tubo absorbedor del concentrador C2 y (b) en la sección transversal	78
69	Distribución de temperatura del fluido de trabajo: (a) Vista isométrica, (b) Vista de sección transversal	78
70	Perfil de temperatura del fluido de trabajo a la salida del tubo absorbedor del concentrador C2	78
71	Incremento de temperatura a lo largo del concentrador C2	79
72	Perfiles de temperatura media a lo largo del concentrador C2 durante el día 15 de septiembre del 2019: (a) $Re=77$, (b) $Re=567$ y (c) $Re=1133$	80
73	Perfil de velocidad a la salida del tubo absorbedor del concentrador C2 para $Re = 77$	82
74	Caída de presión a lo largo del tubo absorbedor del concentrador C2 para $Re=77$	82
75	Diagrama de bloques del sistema de desalinización propuesto en la Figura 6	84

76	Diagrama de flujo de ANSYS ICEM CFD (Canonsburg y Cfd, 2012)	95
77	Tipos de malla en ANSYS ICEM CFD: (a) tetra, (b) hexa/prism y (c) tetra/prism/hexcore (Canonsburg y Cfd, 2012)	95
78	(a) Elemento solido en interfaz de TracePro y (b) ejemplo de trazado de rayos sobre el mismo elemento	96

Lista de tablas

Tabla		Página
1	Consumo específico de energía de los tres métodos de desalinización industrial más empleados (Reif y Alhalabi, 2015; Zarzo y Prats, 2018)	4
2	Resultados con recubrimiento selectivo cermet- aire en espacio anular (Dudley et al., 1994)	30
3	Coeficientes de ajuste de la curva LCR (Kaloudis et al., 2016)	35
4	Valores de los coeficientes $a0-4$ para la Ecuación (27) (Kaloudis et al., 2016)	38
5	Comparación de eficiencia óptica de los absorbedores triangulares (Islam et al., 2019).	40
6	Parámetros de simulación de las propiedades ópticas del absorbedor (F. Chen et al., 2015)	42
7	Casos de estudio definidos para validación (Dudley et al., 1994)	45
8	Datos de radiación del día típico de septiembre del 2019	47
9	Especificaciones de diseño del concentrador solar LS-2 de Dudley et al. (1994)	52
10	Propiedades de los materiales del concentrador LS-2	52
11	Especificaciones de diseño del concentrador C1	54
12	Propiedades de los materiales de los concentradores C1 y C2	54
13	Especificaciones de diseño del concentrador C2	55
14	Especificaciones de las mallas numéricas de los concentradores	56
15	Condiciones de frontera utilizadas en todos los casos de simulación	58
16	Comparación entre los resultados experimentales obtenidos por Dudley (et al. 1994) y los resultados del modelado numérico para el concentrador LS-2	60

17	Valores de temperatura de las líneas de referencia del plano número 1	68
18	Resumen de temperaturas del plano número 1	69
19	Temperaturas máximas a la salida de los concentradores C1 y C2 el día 15 de septiembre del 2019	81

1.1 Motivación

En el transcurso de las últimas décadas se ha dado un incremento acelerado de la población a nivel global, lo que implica una concentración significativa de habitantes en las localidades urbanas y, en consecuencia, una demanda considerable de recursos naturales. Entre dichos recursos se encuentra el agua, este líquido vital es finito e invaluable. En varios países o en diversas zonas de un solo país no se cuenta con una infraestructura hidráulica funcional para el suministro de agua a viviendas, escuelas y hospitales, dejando así a la población en un estado vulnerable, además de que, en muchos otros sitios existe una demanda de agua no siempre satisfecha. La escasez de agua está directamente relacionada con el incremento de enfermedades infecciosas como diarrea, infecciones por nematodos intestinales y tracoma, entre otras (Unesco, 2012).

En 2016 1,243,869 personas murieron en el mundo a causa de beber agua contaminada o por falta de saneamiento e higiene con agua limpia. Aproximadamente 785 millones de personas carecen de un servicio básico de agua potable, y se estima que para 2025 la mitad de la población mundial vivirá en áreas con algún grado de estrés hídrico (WHO, 2019). La escasez de agua afecta principalmente a zonas áridas con bajo porcentaje de precipitación pluvial. En el caso específico de México, estas zonas se ubican en el norte del país, siendo la península de Baja California una de las más afectadas. Para todas aquellas zonas bajo estrés hídrico que se localizan cerca del océano, la desalinización de agua de mar puede ser una solución eficaz para suplir la demanda faltante de agua potable.

La desalinización de agua de mar es un proceso que consume cantidades significativamente grandes de energía. Independientemente del método utilizado, la energía mínima requerida para desalinizar 1 m³ de agua de mar es de 0.9 kWh (Zarzo y Prats, 2018), cabe mencionar que, los métodos de desalación industriales consumen considerablemente más energía debido a irreversibilidades y pérdidas. Los métodos de desalinización se dividen en dos categorías generales: métodos de membrana y métodos térmicos. Los métodos de membrana utilizan electricidad o presión hidráulica como fuente de energía para hacer pasar el agua salada a través de una membrana semipermeable, consiguiendo de este modo la separación física. Los métodos de desalinización térmicos, utilizan calor para evaporar el agua y separarla de las sales (Esmaeilion, 2020).

El proceso de desalinización de ósmosis inversa (RO, por sus siglas en inglés) es el método de membrana más utilizado debido a que el requerimiento de energía es bajo en comparación con otras tecnologías. Las membranas están hechas de material polimérico o de compuestos de películas delgadas de poliamida. La característica principal de la membrana es su permeabilidad al agua e impermeabilidad a la sales e iones disueltos, con un rechazo de sales típico mayor al 99% (Elsaid et al., 2020). El precalentamiento del agua de suministro también es un factor muy importante, ya que debe eliminarse toda materia orgánica suspendida y ajustar el nivel de pH para evitar daños a las membranas.

Para aguas con un alto nivel de concentración de sales el método que mejor funciona es el térmico. Países de Medio Oriente como Arabia Saudita, Omán, Qatar, Emiratos Árabes Unidos, Bahrein y Kuwait utilizan este método debido a que sus aguas se encuentran entre las más saladas del planeta (Mar Rojo, Golfo Pérsico y Océano Indico) (Esmaeilion, 2020). Todos los métodos térmicos funcionan mediante la evaporación del agua para separarla de las sales y la posterior condensación del vapor para producir agua destilada. Como es necesario incrementar la temperatura del agua hasta su punto de ebullición normalmente se reduce la presión del sistema de operación con el objetivo de reducir el valor de temperatura de ebullición y así disminuir el consumo de energía. Las dos tecnologías principales de desalinización térmica son: destilación instantánea multietapa (MSF, por sus siglas en inglés) y destilación de efecto múltiple (MED, por sus siglas en inglés).

Uno de los factores principales que limitan estos procesos es el alto requerimiento de energía térmica para alcanzar la evaporación del agua, además del requerimiento adicional de energía eléctrica para otros aspectos del proceso. Otra limitante es la corrosión e incrustaciones que se presentan en el sistema debido a que el agua de mar es altamente corrosiva. El sistema es construido con aleaciones especiales que contribuyen directamente a la elevación de los costos de construcción de la planta dado que para asegurar una destilación eficiente se necesita una amplia superficie de transferencia de calor. Sin embargo, una de las ventajas de los métodos térmicos es que requieren de un pretratamiento del agua de suministro mínimo y se obtiene agua destilada de muy alta calidad (menos de 10 mg/l de sólidos totales disueltos), debido a lo anterior se descarta la necesidad de requerir tratamientos adicionales del agua (AWWA, 2011).

En la Figura 1 se muestra una gráfica con el resumen de la capacidad global instalada de los principales métodos de desalinización desde 1980 hasta 2015. Se aprecia que el método RO representa más de la mitad de la capacidad de producción, mientras que los métodos térmicos (MSF y MED) constituyen el 28%. La técnica de electrodiálisis (ED, por sus siglas en inglés), que también utiliza membranas para funcionar,

representa un 3%, y el 4% restante en la gráfica lo forman otras tecnologías de desalinización como compresión de vapor, destilación solar, etc. (Abdelkareem et al., 2018).



Figura 1. Capacidad global instalada de los principales métodos de desalinización hasta 2015 (Abdelkareem et al., 2018).

Los consumos específicos de energía de los tres métodos de desalinización industrial más utilizados (RO, MSF y MED) se presentan en la Tabla 1. Se observa que el método MSF es el que mayor consumo de energía tiene mientras que RO es el de menor consumo, lo que explica su mayor utilización en el mundo (Figura 1). De cualquier manera, satisfacer cualesquiera de los consumos de energía mencionados en la Tabla 1 de forma económica involucra construir grandes plantas desaladoras que requieren un suministro continuo de energía que hasta este momento sólo se puede conseguir utilizando combustibles fósiles.

Satisfacer los altos consumos de energía de los métodos de desalinización industriales con energías renovables, dado el nivel de desarrollo actual que éstas tienen, no es posible en la mayoría de las ocasiones a menos que se tenga una fuente de respaldo como sistemas de almacenamiento de energía, generadores diésel o la red eléctrica. Se han reportado casos exitosos de plantas de RO pequeñas funcionando con energía solar fotovoltaica o energía eólica, sin embargo, la intermitencia de las fuentes renovables representa un obstáculo formidable para garantizar una operación continua y eficiente a largo plazo.(De Munari et al., 2009; Elasaad et al., 2015; Freire-Gormaly y Bilton, 2019). Por lo tanto, se ha vuelto necesario desarrollar formas alternativas de desalinización que sean más flexibles para ser impulsadas con energías renovables. Debido a que en general las zonas con escasez de agua se caracterizan por tener altos niveles

de irradiación solar, los métodos alternativos que aprovechan este recurso son los más desarrollados, sobresaliendo la destilación solar (SS, por sus siglas en inglés), destilación por membrana (MD) y humidificación-deshumidificación (HD).

Tabla 1. Consumo específico de energía de los tres métodos de desalinización industrial más empleados (Reif yAlhalabi, 2015; Zarzo y Prats, 2018).

Método	Consumo específico de energía (kWh/m ³)
RO	2.5–4
MED	6.5–11
MSF	13.5–25.5

La destilación solar es un método que se ha utilizado por décadas ya que implica el diseño y construcción de sistemas sencillos y económicos de fácil operación y mantenimiento. Este método de desalinización es considerado ideal para comunidades aisladas y de escasos recursos. La Figura 2 muestra un diagrama esquemático de un sistema destilador solar. Estos sistemas captan la radiación solar, la convierten en energía térmica y esta se utiliza para evaporar agua salada contenida dentro del sistema. Posteriormente, el vapor se condensa al entrar en contacto con la cubierta de vidrio y esto produce agua destilada. Otra de las ventajas de estos sistemas es que la temperatura de operación es relativamente baja (50-80 °C), el pretratamiento del agua de alimentación es mínimo y el nivel de salinidad de ésta no representa un obstáculo considerable.



Figura 2. Destilación solar (Carranza et al., 2021).

El método de desalinización por membrana es un proceso híbrido que se basa en los principios de funcionamiento de la separación por membranas y destilación térmica. El diagrama esquemático de un sistema MD se muestra en la Figura 3. El funcionamiento de este método consiste en evaporar agua de una solución salina y transportar este vapor a través de los poros de una membrana porosa hidrofóbica. La membrana sirve como filtro para dejar pasar el vapor de agua y evita el paso de la concentración salina (AWWA, 2011). A diferencia de otros métodos que utilizan presión, concentración o diferencia de potencial como fuente impulsora del sistema, el método MD utiliza como fuente impulsora la diferencia de presión de vapor mantenida en los dos lados de la membrana. Este proceso funciona a temperaturas relativamente bajas (50-90 °C), lo cual es una ventaja para el tratamiento de salmueras térmicas que ya han sido precalentadas (Ghaffour et al., 2015).



Figura 3. Destilación por membrana (MD).

Otro método de desalinización, simple y económico es el HD, ilustrado en la Figura 4. Los sistemas de desalinización HD están compuestos de manera general por una columna de humidificación y otra de deshumidificación, unidas en forma de circuito cerrado. El agua destilada se produce imitando el ciclo del agua en nuestro planeta. Primero, el agua de mar es evaporada mediante la humidificación de una corriente de aire seco en contraflujo. Después, en la columna del deshumidificador, el vapor de agua contenido en el aire se condensa al entrar en contacto con la superficie del intercambiador de calor. El aire que sale del deshumidificador puede liberarse a la atmósfera, creando una configuración de circuito abierto, o reintroducirse en el evaporador, formando una configuración de circuito cerrado (Alvarez et al., 2019). Se observa también que el agua salada no se evapora por completo en la etapa de humidificación, sino que se genera una salmuera de residuo. Generalmente, un sistema HD puede ser compacto y es capaz de procesar aguas de salinidad variable.

La temperatura de operación de los sistemas HD por lo general es inferior a 100°C y la presión de operación es relativamente cercana a la presión atmosférica, por lo que se pueden emplear colectores solares económicos para precalentar el agua de mar. Considerando que no es necesaria la utilización de membranas ni se requieren pretratamientos del agua de mar, el método HD se considera como una de las mejores alternativas para la producción de agua destilada con energía solar para baja capacidad (Alvarez

et al., 2019; Kabeel et al., 2013). Un sistema de desalinización HD acoplado con un calentador solar de placa plana se muestra en la Figura 5. La producción de agua destilada que se alcanza con estos sistemas es relativamente baja, aunque algunos han logrado productividades de 0.5–1 m³/día mediante el acoplamiento de sistemas de calentamiento solar extensos y costosos (Chiranjeevi y Srinivas, 2016).



Figura 4. Destilación por humidificación-deshumidificación (HD).



Figura 5. Sistema de desalinización HD acoplado con un calentador solar de agua salada.

Para elevar la productividad de los sistemas HD se han propuesto diferentes alternativas como aumentar el área de transferencia de calor y de masa colocando material de empaque dentro del humidificador, o utilizando concentradores solares para elevar más la temperatura del agua de alimentación (Parekh et al., 2004; Shalaby et al., 2017). El uso de materiales de empaque efectivamente aumenta el área de contacto entre las gotas de agua y el aire, no obstante, también eleva la caída de presión dentro del sistema y demanda el uso de sopladores más robustos (Alvarez et al., 2019). Esto aumenta los costos de inversión y operación significativamente, sin causar gran aumento de productividad. Una mayor temperatura del agua de alimentación favorece la tasa de evaporación de las gotas, sin embargo, lograrlo a través de concentradores solares incrementa los costos del sistema aún más. Por lo tanto, en este trabajo se propone reducir el ancho del humidificador y colocarlo en el foco de un concentrador solar de tiro parabólico (PTC, por sus siglas en inglés) para obtener también una alta temperatura de operación y favorecer la evaporación sin incurrir en costos excesivos.

El sistema propuesto se presenta en la Figura 6, donde se aprecia que la columna del humidificador ya no está en posición vertical sino en posición horizontal, haciendo también la función de tubo receptor (también llamado absorbedor) del PTC. El sistema de distribución de agua salada señalado en la figura consta de una serie de boquillas de aspersión situadas en la parte superior del tubo absorbedor. Cabe mencionar que es significativamente más sencillo maquinar los asientos para las boquillas en una superficie plana que sobre una geometría circular, por lo que en este trabajo también se propone reemplazar el tubo receptor circular por un tubo triangular, como se muestra en la Figura 7. De este modo se pueden investigar dos configuraciones con fines comparativos: la primera con un tubo receptor circular (configuración C1) y la segunda con un tubo receptor triangular (configuración C2).

El estudio del sistema de desalinización de la Figura 6 en su conjunto no es el propósito de este trabajo, sino que el objetivo de esta tesis es realizar el modelado térmico e hidráulico del tubo receptor, expuesto a la radiación solar concentrada y sin boquillas ni gotas de agua salada, solamente con un flujo interno de aire atmosférico. De acuerdo con la literatura los estudios sobre el uso de tubos receptores no circulares en PTC son considerablemente escasos (Bellos y Tzivanidis, 2019). El único trabajo publicado al respecto es el de Donga y Kumar (2018), quienes hicieron un análisis óptico de un PTC con tubo absorbedor en forma de rombo usando el software SolTrace[®] y concluyeron que la relación de concentración solar es mayor en el rombo que en el círculo por lo que se esperaría una mayor temperatura superficial y transferencia de calor.



Figura 6. Sistema HD propuesto donde el humidificador se ha reemplazado por el tubo receptor de un concentrador de tiro parabólico, dentro del cual se lleva a cabo la humidificación del aire.



Figura 7. Tubo absorbedor de geometría triangular.

Los concentradores solares PTC constituyen una tecnología ya desarrollada a nivel comercial y pueden producir calor de manera efectiva a temperaturas entre 50°C y 400°C. La Figura 8 muestra un diagrama esquemático de un PTC donde se pueden observar sus componentes principales: el concentrador con forma de parábola, el tubo receptor colocado dentro de un tubo de vidrio, y un mecanismo de seguimiento

solar para mantener al sistema en posición perpendicular a los rayos solares en todo momento. El tubo receptor se ubica en el eje focal de la parábola. La función del tubo de vidrio es inhibir la pérdida de calor por convección entre el receptor y el ambiente. El fluido de trabajo en los concentradores PTC juega un papel fundamental sobre el desempeño térmico. Para aplicaciones de temperatura baja y media (hasta 250°C) normalmente se utiliza agua; sin embargo, para temperaturas mayores se prefieren aceites térmicos (hasta 400°C), sales fundidas o gases (hasta 550°C). Entre los gases más utilizados figuran aire, dióxido de carbono (CO₂), nitrógeno, helio, neón y argón (Krishna et al., 2020). En esta tesis se va a investigar el uso de aire como fluido de trabajo para una aplicación de baja temperatura.



Figura 8. Esquema de un concentrador solar parabólico (Kalogirou, 2013).

El empleo de concentradores PTC en conjunto con sistemas de desalinización MED ha sido ampliamente recomendado en la literatura (C. Li et al., 2013; Sharon y Reddy, 2015); no obstante, su aplicación en métodos de desalinización alternativos ha sido escasamente investigada. En sistemas HD sobresale el trabajo de modelado de Al-Sulaiman et al. (2015), quienes propusieron utilizar un concentrador PTC para calentar el aire antes de introducirlo al humidificador (Figura 9a), o bien a la salida de este (Figura 9b). Sin embargo, si se observan detalladamente los diagramas de la Figura 9 se puede observar que la forma de utilizar el PTC propuesta en esta tesis es muy distinta. Hasta donde el autor del presente trabajo tiene conocimiento, no se han reportado investigaciones de sistemas de desalinización HD como el aquí propuesto.



Figura 9. Uso de un concentrador PTC para calentar el aire en un sistema de desalinización HD. (a) Configuración 1. (b) Configuración 2 (Al-Sulaiman et al., 2015).

1.2 Objetivo

Investigar la viabilidad de utilizar un tubo receptor no circular en un concentrador solar parabólico que emplea aire atmosférico como fluido de trabajo desde el punto de vista térmico e hidráulico.

1.3 Estructura de la tesis

El presente trabajo se divide de la siguiente manera:

En este capítulo 1 se presenta el contexto general de la situación actual de escasez del agua, algunas de sus consecuencias y distintos métodos de desalinización que pueden considerarse como soluciones en potencia a la problemática de escasez de agua. Además, se plantean los objetivos del proyecto de tesis.

En el capítulo 2 se explican brevemente la radiación solar, la instrumentación requerida para medirla y diferentes tecnologías de aprovechamiento como colectores de placa plana y concentradores solares. Se hace énfasis en el concentrador solar parabólico (PTC) detallando sus principales componentes, y los análisis térmico y óptico. Además, se presentan trabajos reportados en la literatura sobre el modelado de PTCs empleando dinámica de fluidos computacionales (CFD) y sobre la utilización de un tubo absorbedor no circular. En este capítulo se abordan también los fundamentos de CFD.

En el capítulo 3 se introduce se introduce el software ANSYS FLUENT que es la herramienta que se utilizó para la realización del modelado numérico y se describen los casos de estudio. Se presentan las características de la malla numérica de cada uno de los dominios computacionales. La configuración del solucionador ANSYS FLUENT y las condiciones de frontera (haciendo énfasis en la distribución no uniforme de flux de calor solar en la superficie externa del tubo absorbedor) son también descritos.

En el capítulo 4 se discuten y contrastan los resultados de la investigación. En la primera sección del capítulo se aborda la validación del procedimiento numérico empleado, y en las dos secciones restantes se muestran los resultados de las geometrías del tubo absorbedor investigadas. Finalmente, en el capítulo 5 se presentan las conclusiones derivadas de este trabajo de tesis, así como las sugerencias para trabajos futuros en esta línea de investigación.

2.1 Radiación solar

La radiación solar consiste en la emisión de energía por parte del Sol en forma de ondas electromagnéticas en el intervalo de longitud de onda de 0.15–4.0 µm. En el espectro electromagnético la radiación solar comprende una pequeña parte del ultravioleta, toda la luz visible y una parte del infrarrojo, por lo que casi en su totalidad la radiación solar es radiación térmica. El Sol se considera como un cuerpo negro esférico con 5780 K de temperatura superficial y ubicado a 1.5×10^8 km de la Tierra. El diámetro del Sol es de 1,392,000 km mientras que el diámetro de la Tierra es de 12,756 km; en consecuencia, el Sol es 109.1 veces mayor que nuestro planeta. Cada día sobre la atmósfera terrestre se recibe un promedio de 1367 W/m² de energía proveniente del Sol, a esta cantidad se le denomina constante solar.

No toda la radiación solar que llega a la atmósfera se transmite a la superficie de la Tierra, cerca del 30% es reflejada al espacio exterior y otro 20% es absorbida por las nubes y otras moléculas presentes en el aire atmosférico, mismas que vuelven a emitir radiación, pero de forma difusa. La porción de los rayos solares que llegan a la superficie terrestre se conoce como irradiación directa (I_b) y la parte que llega de la radiación emitida en la atmósfera se denomina irradiación difusa (I_d) . La suma de ambas se conoce como irradiación total (I_T) . Si tan sólo el 10% de la radiación solar que llega a la atmósfera fuera utilizable, el 0.1% de ella sería suficiente para satisfacer las necesidades energéticas del mundo entero (C. J. Chen, 2011).

Para el diseño y evaluación de aplicaciones de energía solar es fundamental determinar la cantidad de radiación solar disponible en el lugar de trabajo. Los dos principales instrumentos para medir la radiación solar son el piranómetro y el pirheliómetro (Figura 10). Ambos utilizan termopilas para convertir la energía térmica incidente en energía eléctrica. La señal eléctrica generada se registra y convierte a W/m². Con el piranómetro se mide la radiación solar total incidente sobre una superficie horizontal (I_T). El pirheliómetro mide únicamente la radiación normal que incide directamente sobre el plano de la termopila (I_b) y para hacer esto necesita ser equipado con un mecanismo de seguimiento del sol. La diferencia entre I_T e I_b corresponde a la irradiación difusa I_d . Debido a que el piranómetro suele ser más económico que el pirheliómetro, es común que se utilicen dos piranómetros para medir I_T e I_d , y posteriormente encontrar I_b calculando la diferencia. Si se coloca un anillo de sombra sobre el piranómetro (Figura 11) se bloquea la

radiación directa incidente sobre la termopila y se mide únicamente la radiación difusa. Este procedimiento se empleó en esta tesis, los detalles se proporcionan en el Apéndice 1.



Figura 10. (a) Piranómetro. (b) Pirheliómetro (Widén y Munkhammar, 2019).



Figura 11. Piranómetro con anillo de sombra.

La energía solar puede ser aprovechada por medio de dos tecnologías: celdas fotovoltaicas (FV) y colectores solares. Una celda FV es un dispositivo que convierte la radiación solar incidente en energía eléctrica a través del efecto fotovoltaico: al incidir la luz sobre dos materiales semiconductores en una unión p-n se genera una corriente eléctrica. La principal ventaja de las celdas FV es que no utilizan partes móviles, sin embargo, su eficiencia es relativamente baja (<15% generalmente). Como el voltaje de operación de una sola celda es considerablemente bajo (~0.5 V), las celdas se agrupan para formar los llamados paneles o módulos fotovoltaicos y así incrementar el voltaje a ~12 V de corriente directa, como se ilustra en la Figura 12.

Los colectores solares pueden ser descritos como intercambiadores de calor en los que la radiación solar es absorbida por una superficie receptora y transmitida en forma de calor a un fluido de trabajo, por lo general aire, agua o aceite. Se pueden clasificar como colectores sin concentración y colectores concentradores, ambos descritos en la siguiente sección. En comparación con las celdas FV, la radiación solar se aprovecha de forma más eficiente utilizando colectores solares para generar calor.



Figura 12. Módulo fotovoltaico de 12 V.

2.2 Colectores y concentradores solares

Como se mencionó en la sección anterior, hay colectores solares sin concentración y colectores concentradores. En los primeros una misma superficie intercepta y absorbe la radiación incidente, mientras que en los concentradores existe una superficie reflectora cóncava que intercepta la radiación solar y la concentra sobre otra superficie receptora de menor área, incrementando así el flux de energía incidente (Kalogirou, 2013). En la Figura 13 se muestran los dos colectores solares sin concentración más comunes: el colector de placa plana y el colector de tubos evacuados.



Figura 13. (a) Colector solar de placa plana. (b) Colector solar de tubos evacuados (Quaschning, 2019).

Los colectores solares sin concentración son utilizados en aplicaciones que no requieren alta temperatura, por ejemplo: calentamiento de agua para piscinas o para uso doméstico, confort térmico en habitaciones, etc. En cambio, los concentradores solares tienen aplicación industrial donde se requieren temperaturas significativamente más elevadas (150–400°C). De acuerdo con la técnica empleada para recolectar y concentrar la radiación, los diferentes tipos de concentradores solares para aplicaciones de alta temperatura son: concentrador de tiro parabólico (PTC, por sus siglas en inglés), reflector lineal Fresnel (LFR, por sus siglas en inglés), concentrador de disco parabólico (PDC, por sus siglas en inglés) y torre solar (TS). En la Figura 14 se proporcionan imágenes de cada uno.



Figura 14. Tipos de concentradores solares: (a) PTC, (b) PDC, (c) LFR y d) TS (Chamsa-ard et al., 2017).

Como se muestra en la Figura 14 los concentradores solares trabajan únicamente con radiación normal directa; por lo tanto, deben contar con un sistema de seguimiento solar que permita mantener la superficie reflectora en posición perpendicular a los rayos solares incidentes. En la actualidad la tecnología más investigada, desarrollada comercialmente y económica entre los cuatro tipos de concentradores es el PTC (Abed y Afgan, 2020). Debido a esto, fue el elegido en esta tesis como sistema de concentración solar para proporcionar calor al humidificador del sistema de desalinización HD modificado, como se ilustra en la Figura 6.

2.3 Concentradores de tiro parabólico (PTC)

2.3.1 Descripción geométrica

De forma muy básica, se puede decir que el diseño y construcción de un PTC consiste en doblar una hoja de material reflectivo en forma de parábola y colocar un tubo absorbedor en el foco de la misma (Kalogirou, 2013). En la Sección 1.1 se mencionó que los componentes principales de un PTC son el tubo absorbedor, la cubierta de vidrio, la parábola reflectora y el mecanismo de seguimiento solar. Estos componentes se muestran en la Figura 15. Normalmente la longitud de la estructura del PTC es de 4 m y se puede extender hasta los 150 m (Abed y Afgan, 2020).



Figura 15. Componentes principales de un PTC (Powell, 2021).

El tubo absorbedor se coloca en la línea focal del concentrador y está conectado a la estructura mediante unos soportes metálicos. Se considera como uno de los componentes fundamentales de un PTC, debido a que convierte la radiación solar concentrada en energía térmica. Está compuesto de dos tubos concéntricos: un tubo metálico interior y un tubo en forma de cubierta de vidrio exterior (Figura 16). Por lo general, el tubo absorbedor es de acero, para conseguir buenas propiedades ópticas, baja emisividad y alta absortividad, y es recubierto con múltiples capas de revestimiento cermet (Abed y Afgan, 2020).



Figura 16. Tubo absorbedor típico (Hachicha, 2013).

El diámetro interno del tubo absorbedor normalmente es de 66 mm, mientras que el diámetro externo es de 70 mm. Por otro lado, el diámetro interno de la cubierta de vidrio es de 115 mm y el diámetro externo es de 120 mm. El espacio entre la superficie externa del tubo absorbedor y la superficie interna del tubo de vidrio se mantiene en condiciones de vacío con una presión de 0.013 Pa aproximadamente, con el fin de reducir las pérdidas térmicas (Abed and Afgan, 2020).

La parábola reflectora es el elemento más costoso de un PTC. Las propiedades reflejantes de los materiales son el principal requisito para la construcción de este componente del sistema. El diseño de la parábola en términos de un sistema coordenado se basa en la siguiente ecuación:

$$y^2 = 4fx \tag{1}$$

donde f es la distancia focal (Kalogirou, 2013). La distancia focal representa la posición del tubo absorbedor. En la Figura 17 se muestra un ejemplo de sección de transversal de un PTC donde puede apreciarse la parábola reflectora y el tubo absorbedor situado en el foco. También se presentan en la figura otros factores importantes para el análisis óptico que se explican a detalle en la Sección 2.3.2.



Figura 17. Vista de sección transversal de un PTC con tubo absorbedor circular (Kalogirou, 2013).

Además de la distancia focal, el área de apertura del colector y el área externa de la superficie del tubo absorbedor son parámetros importantes relacionados con la geometría del concentrador. Se pueden representar mediante las siguientes ecuaciones:

$$A_a = w_a L \tag{2}$$

$$A_o = \pi D_o L \tag{3}$$

donde A_a es el área de apertura del concentrador, w_a es el ancho de la apertura del concentrador y L es la longitud total del concentrador, A_o es el área de la superficie externa del tubo absorbedor y D_o es el diámetro externo del tubo absorbedor (Abed y Afgan, 2020). Generalmente la parábola reflectora es recubierta con plata para aplicaciones de generación eléctrica (Upadhyay et al., 2019). La superficie expuesta a los rayos solares tiene un alto nivel de reflectancia (mayor al 88%) con el fin de reflejar la mayor cantidad de radiación solar posible y concentrarla sobre el tubo absorbedor (Hachicha, 2013). Se han realizado trabajos con diferentes tipos de materiales con la finalidad de reducir el costo, por ejemplo: película de polímero recubierta de plata, rollo de aluminio, lámina de PVC recubierta de plata, láminas de aluminio anodizado, entre otros (Upadhyay et al., 2019).

El mecanismo de seguimiento debe ser confiable y capaz de seguir el movimiento aparente del sol a lo largo del día con precisión. Además, debe cumplir con la función de regresar el colector a su posición original al final del día o durante la noche. Otra de las funciones del mecanismo de seguimiento es la de servir como protección del colector. El mecanismo de seguimiento desenfoca el colector en condiciones de clima extremo, como ráfagas de viento, sobrecalentamiento y fallas del mecanismo encargado de suministrar el fluido de trabajo (Kalogirou, 2013). Existen diferentes tipos de mecanismos de seguimiento; y se clasifican en dos categorías principales: sistemas mecánicos y sistemas eléctrico-electrónicos (Kalogirou, 2013). En la Figura 18 se muestra un ejemplo de un mecanismo de seguimiento de un PTC.



Figura 18. Ejemplo de un mecanismo de seguimiento (Orosz et al., 2016).

La estructura de soporte es de acero y su función es sostener la superficie reflectora. Para el ensamble de los espejos en la estructura, se utilizan almohadillas de cerámica y un adhesivo especial. La instalación y ensamble de la estructura de soporte tiene una gran influencia en el rendimiento del colector. El diseño debe cumplir con ciertos requerimientos como: ser rígida y robusta, capaz de mantener la geometría exacta (precisión óptica) y soportar deformaciones debido a fuertes vientos o temperaturas elevadas, pero
también debe ser lo más ligera posible para reducir costos de material y transporte, y por último, debe contar con una alta tolerancia angular para permitir los requerimientos precisos de seguimiento en un eje (Hachicha, 2013).



Figura 19. Estructura de soporte de un PTC (Hafez et al., 2018).

Uno de los parámetros más importantes durante el diseño de un concentrador solar es la relación de concentración (C), que se define como la relación entre el área de apertura del colector y el área del tubo absorbedor

$$C = \frac{A_a}{A_o} \tag{4}$$

2.3.2 Análisis óptico

La eficiencia global de un PTC depende de las eficiencias ópticas y térmica del sistema, por lo tanto, se requiere de un análisis óptico y térmico. Como se mencionó en la sección anterior, diferentes parámetros son necesarios para hacer el análisis óptico de un PTC. En la Figura 17 se aprecia un haz de radiación solar que incide en el borde de la parábola, donde el radio de la parábola (r) alcanza el valor máximo (r_r), formando un ángulo ϕ_r , con el eje central del concentrador, el cual se define como ángulo de borde (Kalogirou, 2013). Para concentradores con alineación perfecta, el tamaño del tubo absorbedor (diámetro D_o) debe ser suficiente para interceptar toda la proyección solar que incide en la parábola. Se define mediante trigonometría y está dado por la siguiente ecuación

$$D = 2r_r \, sen(\theta_m) \tag{5}$$

donde θ_m es el ángulo de aceptación (en grados). El radio de la parábola de un concentrador se define mediante la siguiente expresión

$$r = \frac{2f}{1 + \cos\left(\varphi\right)} \tag{6}$$

donde φ , es el ángulo entre el eje del concentrador y un haz de radiación reflejado en el foco del concentrador (Kalogirou, 2013). Considerando el principio de conservación de la energía, la radiación solar absorbida por un concentrador se divide en dos partes y se expresa de la siguiente manera

$$Q_{abs} = Q_u + Q_p \tag{7}$$

donde Q_{abs} es el calor absorbido por el concentrador, Q_u es la energía útil y Q_p son las pérdidas de calor (Abed y Afgan, 2020). La eficiencia óptica está definida por la relación de la energía absorbida por el tubo receptor y la energía incidente en la apertura del colector. La eficiencia óptica depende de las propiedades ópticas de los materiales, la geometría del colector y las diferentes imperfecciones que surgen durante la construcción (Manikandan et al., 2019). La eficiencia óptica está definida matemáticamente de la siguiente manera

$$\eta_o = \frac{Q_{abs}}{Q_{disp}} \tag{8}$$

donde η_o es la eficiencia óptica y Q_{disp} es la radiación solar disponible en el área de apertura del concentrador. La eficiencia óptica máxima que se puede obtener con un PTC con un ángulo de incidencia igual a cero es aproximadamente del 75% (Bellos y Tzivanidis, 2019).

2.3.3 Análisis térmico

El cálculo del desempeño térmico de los concentradores solares es similar al de los concentradores de placa plana. El método para calcular las perdidas térmicas de los tubos absorbedores no es fácil; el diseño de los concentradores es ampliamente variable, opera a temperaturas muy elevadas y, debido a la falta de uniformidad del flux de radiación en la superficie del tubo absorbedor, puede resultar un gradiente de temperatura a través de la superficie de absorción (Duffie y Beckman, 2013). Los parámetros principales relacionados al desempeño térmico del PTC son, la eficiencia térmica, la radiación solar disponible, y la energía útil, el comportamiento de la transferencia de calor, el factor de fricción y la caída de presión (Abed y Afgan, 2020).

El elemento de recolección de calor (HCE, por sus siglas en ingles) de un PTC, consiste en un tubo absorbedor de acero concéntrico a un tubo de vidrio (cubierta de vidrio) colocado en el foco de la parábola. El fluido de trabajo a través del HCE tiene un incremento de temperatura debido a la energía que logra ser transferida. Se asocian diferentes pérdidas al uso del PTC para la generación de electricidad como las pérdidas ópticas, térmicas y geométricas. Estas pérdidas afectan directamente a la eficiencia del PTC (Tijani y Roslan, 2014). La Figura 20 muestra una sección de transversal de un HCE junto con un arreglo de resistencias térmicas y flujos de calor. Este circuito sirve como base y ayuda visual para la estimación de pérdidas térmicas.



Figura 20. Vista de sección transversal de un HCE y arreglo de resistencias térmicas.

Cada uno de los parámetros de la Figura 20 se definen a continuación:

- T_{skv} es la temperatura en el cielo.
- T_{∞} es la temperatura ambiente.
- q_s " es el flux de calor solar.
- $T_{o,a}$ es la temperatura en la superficie exterior del vidrio.
- $T_{i,a}$ es la temperatura en la superficie interna del vidrio.
- $T_{o,a}$ es la temperatura en la superficie externa del absorbedor.
- $T_{i,a}$ es la temperatura en la superficie interna del absorbedor.
- T_f es la temperatura del fluido
- *R_{cond,g}* es el flujo de calor conductivo a través del vidrio.
- $R_{rad,a-q}$ es el intercambio radiativo entre la superficie interna del vidrio y el absorbedor.
- $R_{cond.a}$ es el flujo de calor conductivo a través del absorbedor.
- $R_{rad.skv}$ es el intercambio radiaivo de la superficie externa del vidrio hacia al cielo.
- $R_{conv,amb}$ es el intercambio convectivo de la superficie externa del vidrio hacia al ambiente.
- $R_{conv,f}$ es el flujo de calor convectivo hacia el fluido.
- q_p son las pérdidas de calor.
- q_u es el calor útil.

La distribución del flux de calor solar concentrado en la superficie externa del absorbedor es de suma importancia para el mejoramiento del desempeño óptico y para cálculos de transferencia de calor detallados (Yang et al., 2010). La Figura 21 sirve como referencia para indicar la incidencia de radiación solar en el tubo absorbedor.



Figura 21. Representación gráfica de la incidencia de la radiación solar en el absorbedor.

Para fines de modelado numérico la distribución del flux de calor solar puede determinarse considerando la relación de concentración local (LCR, por sus siglas en inglés). La LCR se define como la relación entre la densidad de la energía solar ubicada en un punto de la superficie del absorbedor sobre la irradiación normal directa (Jeter, 1986). En la Sección 2.5 se explica a detalle la obtención de LCR y la distribución del flux de calor solar sobre la superficie del tubo absorbedor.

El flux de calor solar concentrado q_s " es transferido a través de la cubierta de vidrio hasta llegar al tubo absorbedor. En este proceso, una pequeña parte del calor es absorbido por la cubierta de vidrio. En general, el espacio concéntrico entre la superficie interna del vidrio y la superficie externa del absorbedor de un PTC se encuentra en condiciones de vacío de tal manera que, el flux de calor concentrador que pasa a través del vidrio incide directamente sobre el tubo absorbedor, en dónde es absorbido superficialmente casi en su totalidad. La cantidad de energía absorbida por el tubo incrementa la temperatura del mismo, por lo tanto, debido a la diferencia de temperatura entre éste y la superficie de vidrio, se presenta transferencia de calor por radiación entre las superficies mencionadas. El intercambio de energía entre las dos superficies depende del tamaño de las mismas, la distancia entre ellas y su orientación. Estos parámetros son determinados por una función geométrica llamada "factor de forma" (Fluent, 2009).

La definición formal del factor de forma reportada por Balaji, (2014) es la siguiente: "el factor de forma entre dos áreas finitas A_i y A_j , denotado por F_{ij} , es la fracción de radiación que sale de la superficie *i* que es interceptada por la superficie *j*". El factor de forma es un numero adimensional y su valor puede variar entre 0 y 1. La Figura 22 muestra la superficie A_i con una temperatura T_i , y un diferencial de área dA_i . El vector unitario es n_i . Del otro lado, se muestra la superficie A_j a temperatura T_j , con su respectivo diferencial de área dA_j cuyo vector unitario es n_j . Los centroides de ambas diferenciales de área se encuentran a una distancia denominada radio R. Los ángulos que forman los vectores n_i y n_j con el radio R son θ_i y θ_j , respectivamente. El factor de forma entre las dos áreas infinitesimales es

$$dF_{dA_i - dA_j} = \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j \, dA_j}{\pi R^2} \tag{9}$$



Figura 22. Figura representativa de la derivación de la expresión del factor de forma (Balaji, 2014).

La (9 es una fórmula fundamental que se utiliza en el modelado numérico. Por ejemplo si se cuenta con un recurso computacional poderoso, cada superficie en un espacio cerrado puede dividirse en n superficies y el factor de forma puede calcularse para cada una de ellas, considerando los dos diferenciales de área simultáneamente (Balaji, 2014). La Figura 23 proporciona una manera de representar los factores de forma entre la superficie interna del tubo vidrio y la superficie externa del tubo absorbedor. Se aprecia que dA_j corresponde al diferencial del área del tubo de vidrio y dA_i al del tubo absorbedor. Aunque en la figura solo se indican dos puntos, el cálculo de los factores de forma puede obtenerse dividiendo las superficies de los tubos en miles de diferenciales de área.



Figura 23. Representación gráfica de los factores de forma entre los tubos concéntricos.

Las pérdidas de calor de la superficie externa del tubo de vidrio se deben, principalmente, a la transferencia de calor por convección en flujo cruzado al ambiente y por radiación hacia los alrededores (Wu et al., 2014). La Figura 24 sirve como referencia para la representación de las pérdidas de calor del tubo de vidrio.



Figura 24. Representación gráfica de las pérdidas de calor hacia el ambiente del tubo de vidrio.

La estimación de las pérdidas de calor por convección se determina mediante la siguiente ecuación

$$q_{conv} = h_{ext} \left(T_{ext} - T_w \right) \tag{10}$$

donde q_{conv} , son las pérdidas térmicas por convección, h_{ext} , es el coeficiente de transferencia de calor por convección, T_{ext} , es la temperatura de corriente libre y T_w , es la temperatura de la superficie externa del tubo de vidrio. Cheng et al. (2012) y Kaloudis et al.(2016) utilizaron la siguiente ecuación empírica para determinar el coeficiente de transferencia de calor considerando viento alrededor del tubo de vidrio

$$h_{ext} = 4V_{wind}^{0.58} D_{q,o}^{-0.42} \tag{11}$$

donde V_{wind} , es la velocidad del viento y $D_{g,o}$, es el diámetro externo del tubo de vidrio. El calor transferido por radiación hacia al ambiente por el tubo de vidrio puede calcularse mediante la expresión.

$$q_{rad} = \epsilon_{ext} \sigma (T_{\infty}^4 - T_w) \tag{12}$$

donde q_{rad} , son las pérdidas térmicas por radiación, ϵ_{ext} , es la emisividad externa, σ , es la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$), T_{∞} , es la temperatura absoluta de los alrededores. El calor perdido total está dado por la suma de ambas pérdidas

$$q_p = q_{conv} + q_{rad} = h_{ext} \left(T_{ext} - T_w \right) + \epsilon_{ext} \sigma \left(T_{\infty}^4 - T_w \right)$$
(13)

La energía útil transportada por el fluido de trabajo, se determina mediante un balance de energía, el cual se representa como la siguiente ecuación

$$Q_u = \dot{m} C_P (T_{sal} - T_{ent}) \tag{14}$$

donde \dot{m} es el flujo másico, C_p el calor específico, T_{ent} la temperatura de entrada y T_{sal} la temperatura de salida del fluido de trabajo, respectivamente. La energía solar absorbida por el concentrador se puede representar como el producto de la irradiación solar directa y el área de apertura del concentrador y se puede representar mediante la siguiente ecuación

$$Q_{abs} = A_a I_b \tag{15}$$

La eficiencia térmica del colector (η_{ter}) es la relación de la energía térmica útil entre la energía solar absorbida. Se expresa mediante la siguiente ecuación

$$\eta_{ter} = \frac{Q_u}{Q_{abs}} \tag{16}$$

2.4 Concentrador LS-2

El trabajo experimental realizado por Dudley et al., (1994) acerca de un concentrador PTC es uno de los trabajos que ha servido como referencia para diferentes investigadores. El experimento se llevó acabo en

el Laboratorio Nacional Sandia (SNL, por sus siglas en inglés) ubicado en Albuquerque, Nuevo México. Este laboratorio se encarga reducir los costos de producción y mantenimiento de plantas de energía solar térmica. El propósito del experimento fue el de adquirir conocimiento en cuanto a la eficiencia del concentrador bajo diferentes condiciones de operación. Además, la información obtenida es normalmente utilizada en estudios para reducir costos de operación y mantenimiento en plantas de generación eléctrica con energía solar (SEGS, por sus siglas en inglés).

El concentrador probado por el SNL es un concentrador PTC denominado como LS-2. Este concentrador es una fracción de un ensamble de concentradores solares (SCA, por sus siglas en inglés), operado de manera independiente y es también el sistema más grande que se ha instalado en la plataforma rotativa de pruebas denominada AZTRAK (Figura 25). Las dimensiones de la parábola reflectora y longitud del concentrador son de 5 m y 7.8 m respectivamente. Un ensamble completo de concentradores LS-2 tiene una longitud de 49 m (Dudley et al., 1994).



Figura 25. Concentrador LS-2 instalado en la plataforma rotativa AZTRAK (Dudley et al., 1994).

Se realizaron tres configuraciones para probar el tubo absorbedor del concentrador: con vacío en el espacio anular, con aire en el espacio anular y por último sin la cubierta de vidrio del absorbedor. El objetivo de las pruebas fue medir la eficiencia máxima a temperaturas muy elevadas y a temperaturas cerca de la condición ambiente, medir las perdidas térmicas en función de la temperatura, y determinar el desempeño del colector en función del ángulo de incidencia de la radiación solar. Para fines de este trabajo de tesis, se consideraron solamente los resultados obtenidos en las pruebas que contenían aire en

el espacio anular, debido a que el vacío en el espacio anular no se puede mantener por siempre. En la práctica se presenta degradación o pueden generarse grietas permitiendo la entrada de aire en el espacio anular (Dudley et al., 1994).

Un SCA de una SEGS, normalmente opera con un flujo másico de 140 gpm. Sin embargo, la plataforma rotativa estaba limitada en longitud y sólo se consiguió un flujo de 14 gpm. Para alcanzar el flujo de una SEGS se introdujo un inserto de 2 pulgadas de diámetro dentro del tubo absorbedor para incrementar la velocidad del fluido de trabajo. Se utilizó aceite Syltherm 800 como fluido de trabajo, un aceite a base de silicona especialmente diseñado para pruebas a alta temperatura. Para llenar de aire el espacio anular de los tubos concéntricos con presión ambiental, se realizó un barreno en uno de los extremos del tubo de vidrio. Los resultados obtenidos de las pruebas con aire en el espacio anular se muestran en la Tabla 2.

Casos de estudio	<i>l_b</i> (W/m²)	Velocidad del aire (m/s)	T _a (°C)	<i>T_i</i> (°C)	<i>T</i> _o (°C)	Delta aire	Caudal (l/min)	Eficiencia (%)	Error (<u>+</u> %)
1	925.1	3.4	38.4	29.5	47.3	10	20.7	73.68	1.96
2	889.7	2.8	28.6	251.1	268.3	231	55.3	66.61	2.29
3	874.1	4	28.7	344.9	361.1	324.2	56.2	59.6	2.27
4	870.4	0.6	29.1	345.5	361.6	324.5	56.1	59.4	2.12
5	813.1	3.6	25.8	101.2	119	84.5	50.3	71.56	2.21
6	858.4	3.1	27.6	154.3	171.7	135.4	52.9	69.2	2.1
7	878.7	3.1	28.6	202.4	219.4	182.3	54.6	67.1	1.88
8	896.4	0.9	30	250.7	267.8	229.3	55.2	65.5	1.8
9	906.7	0	31.7	299.5	316.5	276.3	55.4	62.58	1.79
10	879.5	1.8	27.4	348.9	365.2	329.6	55.4	58.52	2.02
11	898.6	2.8	29.7	376.6	393.1	355.1	56.2	56.54	1.93

Tabla 2 Resultados con recubrimiento selectivo cermet- aire en espacio anular (Dudley et al., 1994).

Dudley et al., (1994) reportaron que no se encontraron cambios significativos en la eficiencia del colector debido a la presencia de aire en el espacio anular, ya que las condiciones cercanas a las del medio ambiente producen perdidas térmicas casi despreciables para efectos de conducción o convección. Además, informaron que la eficiencia obtenida fue muy similar a la que se obtuvo con vacío en el espacio anular y fue esencialmente la misma eficiencia dentro de los límites de error de las medidas individuales.

2.5 Modelado de PTC utilizando dinámica de fluidos computacionales (CFD)

2.5.1 Fundamentos de CFD

La dinámica de fluidos computacionales (CFD, por sus siglas en inglés) consiste en el análisis de sistemas que involucran fluidos en movimiento, procesos de transferencia de calor y de masa, y fenómenos relacionados con reacciones químicas mediante simulaciones numéricas en computadora (Versteeg y Malalasekera, 2007). Los casos de estudio que involucran flujo de fluidos y transferencia de calor y de masa se pueden representar como modelos matemáticos en sistemas de ecuaciones diferenciales parciales. Estas ecuaciones gobiernan el proceso de interés y normalmente son conocidas como ecuaciones gobernantes (Xamán, 2016). Las ecuaciones gobernantes se resuelven numéricamente mediante el uso de métodos numéricos, como método de diferencias finitas (MDF), método de volumen finito (MVF) y método de elemento finito (MEF). En un análisis por CFD no se estudia el sistema físico real sino un modelo matemático de él, llamada dominio computacional. La ventaja principal de este método es que solo se necesita una computadora y el tiempo de procesamiento de datos para la obtención de resultados es usualmente menor comparado con un análisis por métodos experimentales.

El método MVF consiste en dividir el dominio de estudio en un número finito de volúmenes de control muy pequeños, a los que se les aplican las ecuaciones gobernantes. En el centroide de cada volumen de control se calcula el valor de las variables en cuestión. Se integran las ecuaciones gobernantes sobre los límites de cada volumen de control, por lo que se recurre a algún tipo de interpolación para determinar el valor de las variables en las fronteras del volumen de control. Como resultado se obtiene una ecuación algebraica para cada volumen de control, en donde aparecen los valores de los nodos contiguos. El método MFV se considera uno de los más simples de entender y programar, debido a que todos los términos tienen un significado físico, por tal motivo es de notable interés entre los ingenieros (Xamán, 2016). El método MVF fue el seleccionado para este trabajo de tesis debido a que representa el núcleo de cuatro de los cinco códigos industriales CFD disponibles en el mercado para la simulación de la dinámica de fluidos: PHOENICS, ANSYS FLUENT, FLOW3D Y STAR-CD.

Las ecuaciones gobernantes en CFD son la ecuación de conservación de la masa, también llamada ecuación de continuidad, y las ecuaciones de conservación de momentum lineal y de la energía. En un sistema coordenado cartesiano y para un volumen de control infinitesimal la ecuación de continuidad se expresa de forma compacta como

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \tag{17}$$

donde ∇ es el operador vectorial nabla, ρ es la densidad del fluido, t es el tiempo y V es el vector velocidad. La ecuación de conservación de momentum lineal se enuncia como

$$\rho \boldsymbol{g} - \boldsymbol{\nabla} \boldsymbol{p} + \boldsymbol{\nabla} \cdot \boldsymbol{\tau}_{ij} = \rho \frac{D\boldsymbol{V}}{Dt}$$
(18)

donde g es la aceleración de la gravedad, ∇p es el gradiente de presión y τ_{ij} es el tensor de esfuerzos viscosos. La derivada DV/Dt es la derivada total o substancial del vector velocidad y representa la suma de las aceleraciones local y convectiva que ocurren en el fluido. Para un fluido newtoniano, incompresible y con propiedades constantes la Ecuación (18 se reduce al siguiente conjunto de ecuaciones:

$$\rho g_{x} - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^{2} u}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2} u}{\partial y^{2}} + \frac{\partial^{2} u}{\partial z^{2}} \right) = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right)$$

$$\rho g_{y} - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^{2} v}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2} v}{\partial y^{2}} + \frac{\partial^{2} v}{\partial z^{2}} \right) = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right)$$

$$\rho g_{z} - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^{2} w}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2} w}{\partial y^{2}} + \frac{\partial^{2} w}{\partial z^{2}} \right) = \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right)$$

$$(19)$$

donde μ es la viscosidad del fluido, u, v y w son las componentes del vector velocidad, y g_x , g_y y g_z son las componentes de la aceleración de la gravedad. Este conjunto de ecuaciones se conoce como las ecuaciones de Navier-Stokes.

La ecuación de conservación de la energía es derivada de la primera ley de la termodinámica, la cual define que el cambio de energía de una partícula es igual a la cantidad de calor agregado más la cantidad de trabajo realizado sobre la partícula (Xamán, 2016), y se escribe como

$$\rho \frac{de}{dt} + \mathbf{V} \cdot \nabla p = \nabla \cdot (k \nabla T) + \mathbf{V} \cdot (\nabla \cdot \mathbf{\tau}_{ij}) + \Phi$$
⁽²⁰⁾

donde Φ es la función de disipación de viscosidad, k es la conductividad térmica del fluido, e es la energía total del elemento infinitesimal y T es su temperatura.

Considerando un fluido incompresible, el término $\mathbf{V} \cdot \nabla p = 0$, considerando un fluido newtoniano la disipación viscosa se determina como

Este conjunto de ecuaciones se conoce como las ecuaciones de Navier-Stokes. Si las mismas consideraciones se aplican a la (20), la disipación viscosa se determina como

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 - \frac{2}{3} (\nabla V)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right]$$
(19)

Y la Ecuación (20 se reduce a

$$\rho c_v \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T + \Phi \tag{20}$$

donde c_v es el calor específico del fluido a volumen constante, ∇^2 es el operador Laplaciano y DT/Dt es la derivada total de la temperatura. En esta tesis se resolvieron las Ecuaciones (17,(19 y (20 en el código comercial FLUENT tanto para flujo laminar como para flujo turbulento. Para éste último se empleó el modelo de turbulencia $\kappa - \epsilon$ estándar. Este modelo es un modelo semi-empírico basado en dos ecuaciones de transporte: la energía cinética de turbulencia (κ) y su tasa de disipación (ϵ). Dichas ecuaciones son las siguientes

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \left(G_K + C_{3\epsilon} G_b \right) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$
(21)

donde G_k representa la generación de energía cinética de turbulencia debido a los gradientes de velocidad, G_b es la generación de energía cinética debido a la flotabilidad, Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la tasa de disipación total, σ_k y σ_ϵ son los números de Prandtl turbulentos para κ y ϵ respectivamente. S_k y S_ϵ son términos fuente (Fluent, 2009). La viscosidad turbulenta (μ_t) se obtiene mediante la combinación κ y ϵ como sigue

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{22}$$

Las constantes $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, C_{μ} , σ_k y σ_{ϵ} tienen los siguientes valores (Launder y Spalding, 1983):

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_{\mu} = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_{\epsilon} = 1.3$$

determinados a partir de experimentos con aire y agua para flujos turbulentos.

2.6 Modelado de un PTC utilizando CFD

El modelado numérico de un PTC se ha vuelto importante para evaluar propiedades ópticas, térmicas y aerodinámicas de forma relativamente rápida; sin embargo, los modelos necesitan validarse. Una de las formas de validar un modelo es comparar su resultado con el resultado de un trabajo experimental. El trabajo de Dudley et al., (1994), el cual se describió en la sección 2.4, ha sido utilizado por numerosos investigadores para validar sus modelos. A continuación, se presentan algunos de los trabajos de modelado numérico que se basan en los resultados del concentrador LS-2 de Dudley et al., (1994).

En el trabajo de Cheng et al., (2012) se realizó un modelo computacional tridimensional de un PTC y las simulaciones numéricas correspondientes utilizando el MVF y método de trazado de rayos de Monte Carlo (MCRT, por sus siglas en inglés). El MCRT es una técnica de integración numérica para calcular el resultado de procesos aleatorios. Se utiliza para modelar procesos de mecánica cuántica que solo pueden ser descritos por el análisis de datos como la dispersión y difracción de la luz (TRACEPRO, 2019). El MCRT es uno de los métodos más utilizados por diferentes autores para la obtención de la distribución de LCR en el tubo absorbedor de un PTC. La Figura 26 muestra la curva de LCR obtenida por Cheng et al., (2012).



Figura 26. Curva de LCR en la superficie externa del absorbedor (Cheng et al., 2012).

En el trabajo de Kaloudis et al., (2016) se realizó un ajuste de siete curvas a la curva de LCR obtenida por Cheng et al., (2012)para la obtención de una fórmula para estimar la LCR, cada curva es una función polinomial de tercer grado de la forma

$$LCR = b_3\phi^3 + b_2\phi^2 + b_1\phi + b_0 \tag{23}$$

Los valores de los coeficientes b_{0-3} de la (23 se dividen en siete secciones correspondientes al ajuste de las curvas, cada sección corresponde a una fracción del perímetro del tubo absorbedor como se ilustra en la Figura 27. Los valores de los coeficientes b_{0-3} se muestran en la Tabla 3. La Figura 28 muestra la distribución de LCR en la superficie externa del tubo absorbedor que se obtuvo al utilizar la ecuación de Kaloudis et al., (2016).

Sección	φ (°)	b ₃	b ₂	b1	b ₀
1	0-75	0.0	-0.000107117	-0.000810095	1.112046
2	75-104	-0.002544403	0.6878607	-59.7439	1685.403
3	104-171.2	-6.60239E-05	0.03196692	-5.280388	327.5329
4	171.2-188.8	0.0	0.1524597	-54.88588	4957.224
5	188.8-256	5.96183E-05	-0.03504845	6.979938	-440.3785
6	256-285	0.002493475	-2.019052	542.7366	-48403.87
7	285-360	0.0	-7.51114E-05	0.05688045	-9.606886

Tabla 3 Coeficientes de ajuste de la curva LCR (Kaloudis et al., 2016).



Figura 27. Representación gráfica sin escala del tubo absorbedor dividió en los siete segmentos correspondiente al ajuste de curvas.



En el trabajo de Z.-Y. Li et al., (2016) se reportó que el flux de calor solar en la superficie del tubo absorbedor puede calcularse mediante la siguiente ecuación

$$q_{sup} = I_b \cdot LCR \tag{24}$$

donde q_{sup} es el flux de calor solar. En el trabajo de Islam et al., (2019) se utilizó el método MCRT para validar el desempeño de las propiedades ópticas del tubo absorbedor de un PTC. Para facilitar la validación del modelo se basaron en los resultados reportados por Dudley et al., (1994). Por otro lado, verificaron la distribución del flux de calor solar sobre el absorbedor con el modelo analítico de Jeter, (1986)

$$LCR = \frac{I_P}{I_b * C_{opt}}$$
(25)

donde, I_P es el valor de irradiancia local en un punto P dado sobre la superficie en cuestión y C_{opt} es el producto de las propiedades ópticas del colector. Para fines de este trabajo de tesis, se agregó el producto de las propiedades ópticas a la Ecuación (25) para obtener

$$q_s'' = (LCR) (I_b) (\rho_r \tau_a \alpha_a)$$
⁽²⁶⁾

donde, ρ_r es la reflectividad de la superficie parabólica, τ_g es la transmisividad del tubo de vidrio y α_a es la absortividad del tubo absorbedor. La Ecuación (26) se utilizó para determinar la distribución del flux de calor solar concentrado sobre la superficie del absorbedor q_s ". La Figura 29 muestra dicha distribución, y se aprecia que el perfil de la curva es el mismo que el de LCR (Figura 28).



Figura 29. Distribución del flux de calor solar sobre la superficie del tubo absorbedor.

Por último, en el trabajo de Kaloudis et al., (2016) también se determinaron las propiedades térmicas del fluido de trabajo empleado por Dudley et al. (1994) (Syltherm 800) mediante polinomios de la forma

$$Propiedad = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4$$
(27)

donde *T* denota la temperatura del fluido en escala absoluta (*K*), y los coeficientes a_{o-4} fueron determinados experimentalmente por la compañía química Dow (Oil, 1997). Los valores numéricos de dichos coeficientes se proporcionan en la Tabla 4.Son válidos para un rango de temperatura de 300 - 650 K (Kaloudis et al., 2016).

Propiedad	c _₽ (J/kg·K)	ρ (kg/m³)	<i>k</i> (W/m·K)	μ (Pa·s)
<i>a</i> ₀	1107.87577	1269.0306	0.19011994	0.08486612
<i>a</i> ₁	1.70742274	-1.52080898	-0.000188022	-0.000554128
a2	0	0.001790564	0	1.38829E-06
<i>a</i> ₃	0	-1.67087E-06	0	-1.566E-09
<i>a</i> ₄	0	0	0	6.67233E-13

Tabla 4. Valores de los coeficientes a_{0-4} para la Ecuación (27) (Kaloudis et al., 2016).

2.7 Concentradores PTC con tubo receptor no circular

La geometría circular es actualmente el diseño óptimo probado de los tubos absorbedores de los PTC, sin embargo, como se mencionó en el Capítulo 1 uno de los objetivos de este trabajo de tesis es la investigación de una geometría diferente a la circular. Se optó por trabajar con un tubo de geometría triangular, sin embargo, la literatura sobre geometrías diferente a la circular es limitada y se considera sin mucho progreso. Para efectos de este trabajo de tesis solo se presentarán los resultados que involucren geometría triangular como tubo absorbedor.

En el trabajo de Islam et al., (2019) se estudió el efecto de los esquemas de orientación del HTE de un PTC con el objetivo de verificar el desempeño óptico aplicando el método MCRT. El ángulo de borde, las propiedades ópticas y el área proyectada de cada absorbedor la igualaron a la del concentrador LS-2 de Dudley et al., (1994). La Figura 30 muestra la vista de sección transversal de los tubos absorbedores investigados.



Figura 30. Diagrama esquemático de los tubos absorbedores investigados (Islam et al., 2019).

La Figura 30a es el tubo absorbedor circular, (b) semicircular, (c) plano, (d) triangular, (e) triangular invertido, (f) rectangular, (g) rectangular en semicírculo y (g) representa la etiqueta usada en la figura, HTF= fluido de transferencia de calor, 1= superficies de recolección de calor (TSS, por sus siglas en inglés), 2= superficies de no recolección de calor (TNS, por sus siglas en inglés), 3= superficies perpendiculares a la apertura del concentrador (TPS, por sus siglas en inglés) y 4= representa el contorno del diámetro interno del tubo absorbedor del concentrador LS-2 (Islam et al., 2019).

La irradiancia local alrededor de los tubos absorbedores la calcularon con el MCRT, y los perfiles de LCR la calcularon con la (25. La eficiencia óptica la calcularon a partir de las siguientes ecuaciones

$$C_{avg} = \frac{\sum (\Delta w \cdot LCR)}{\sum \Delta w}$$
(28)

$$\eta_{o,Islam} = \frac{\{\sum (C_{avg} \cdot W)\} \cdot I_b \cdot C_{opt}}{W} \cdot 100\%$$
⁽²⁹⁾

donde C_{avg} es la concentración promedio, $\eta_{o,Islam}$ es la eficiencia óptica reportada por Islam et al., (2019), Δ_w es el número de puntos o datos en la superficie del tubo absorbedor, y W es el ancho de la apertura del concentrador. La geometría del triángulo invertido de Islam et al., (2019) es la que resulta de interés para este trabajo de tesis ya que es idéntica a la que se propuso es los objetivos de este trabajo. La geometría de triangulo invertido tiene dos lados inclinados TSS. Los perfiles de LCR se desarrollaron considerando tres ubicaciones de concentración como se muestra en la Figura 31; la curva en color rojo representa el perfil de LCR con el foco de concentración en el centroide del triángulo, la curva en color negro representa el foco de concentración hacia la TNS y la curva en color violeta representa el foco de concentración más allá de la línea central de la TNS.



Figura 31. Perfiles LCR de la geometría de triangulo invertido (Islam et al., 2019).

De la Figura 31 se concluyó que conforme se mueve el absorbedor de la primera ubicación a la otra, se presenta un efecto de desenfoque. Como resultado la LCR decreció. Sin embargo, resultó que la $\eta_{o,Islam}$ del triángulo invertido fue mayor que la del triángulo regular (Tabla 5).

Absorbedor	Ubicación del foco de concentración	$\eta_{o,Islam}(\%)$
Triángulo	A	26.51
mangulo	۵	25.97
	$\mathbf{\nabla}$	36.99
Triángulo invertido	☆	38.06
		33.73

Tabla 5. Comparación de eficiencia óptica de los absorbedores triangulares (Islam et al., 2019).

En el trabajo de Chen et al., (2015) se propuso un método analítico para determinar las propiedades ópticas de un tubo absorbedor triangular, mediante MCRT y el software TracePro. Una definición detallada de TracePro se presenta en el Anexo A. Determinaron que las propiedades ópticas podrían conseguirse con un ancho de apertura apropiado, una relación de ancho a profundidad y una distancia de desplazamiento desde el foco del absorbedor. La distribución de los rayos solares en la superficie del absorbedor la obtuvieron mediante una simulación experimental. La Figura 32 muestra el modelo de la simulación llevada a cabo en TracePro.



Figura 32. Modelo de simulación de las propiedades ópticas del absorbedor (F. Chen et al., 2015).

Durante el proceso de simulación el comportamiento de la reflexión, refracción, absorción y transmisión de los rayos solares fueron rastreados y registrados individualmente. Los espejos de la superficie reflectora del PTC fueron considerados ideales sin ningún defecto mecánico o de fabricación. La Figura 33 muestra la distribución de los rayos solares en el tubo absorbedor.



Figura 33. Distribución de los rayos solares en el absorbedor (F. Chen et al., 2015).

Con la finalidad de analizar las propiedades ópticas apropiadamente, la eficiencia óptica y la desviación estándar de la irradiancia se consideraron en la investigación. La eficiencia óptica representa la relación entre la energía recibida por el absorbedor y la energía radiante recibida por el concentrador. La desviación estándar de la irradiancia se utilizó para medir la uniformidad de la distribución de la energía dentro de la cavidad del tubo absorbedor. Es muy complicado determinar la distribución de irradiancia, por lo tanto, la absorción de la irradiancia en la superficie del absorbedor se obtuvo del experimento de simulación en TracePro. Los parámetros geométricos para la simulación se muestran en la Tabla 6.

Parámetro	Ancho de apertura	Relación de ancho a profundidad	Distancia de desplazamiento respecto al foco de concentración
Ancho de apertura	-	45 mm	45 mm
Relación de ancho a profundidad	3:5	-	3:5
Distancia de desplazamiento respecto al foco de concentración	0 cm	0 cm	-

Tabla 6. Parámetros de simulación de las propiedades ópticas del absorbedor (F. Chen et al., 2015).

Los resultados de distribución de irradiancia para el experimento donde se modelo el ancho de apertura de muestra en la Figura 34a, los resultados de relación ancho a profundidad se muestran en la Figura 34b y por último los resultados obtenidos de la distancia de desplazamiento respecto al foco de concentración se muestran en la Figura 34c.



Figura 34. Distribución de la irradiancia en la superficie del absorbedor para todos los parámetros de estudio (F. Chen et al., 2015).

Chen et al., (2015) concluyeron que la apertura del absorbedor, relación de ancho a profundidad y la distancia de desplazamiento respecto al foco de concentración resultaron beneficiosas para mejorar las propiedades ópticas. Por lo tanto, recomendaron que la apertura del absorbedor debía ser de 70 mm, la relación de ancho a profundidad debía ser de 0.80:1.00 y la distancia de desplazamiento debía ser de 15 mm. Como se mencionó al inicio de esta sección la literatura disponible respecto a los tubos absorbedores con cavidad triangular es limitada, sin embargo, los trabajos de investigación mencionados anteriormente presentan buenos resultados en cuanto eficiencia y uso de una geometría triangular como HCE de un PTC.

3.1 Etapas del modelado numérico

Para realizar el modelado numérico fue necesario definir y validar un procedimiento de simulación. El código CFD industrial que se utilizó para realizar el modelado numérico fue ANSYS FLUENT. En este trabajo de tesis el modelado se dividió en dos etapas, la primera consistió en validar algunos de los casos de estudio reportados por Dudley et al., (1994) con el objetivo de verificar el procedimiento de simulación. La segunda etapa consistió en modelar dos concentradores PTC denominados C1 y C2 (Figura 35). En el concentrador C1 la geometría del tubo absorbedor es circular (Figura 35a) mientras que en el concentrador C2 tiene forma triangular (Figura 35b).



Figura 35. Tubo absorbedor circular empleado para el concentrador C1 (a) y tubo absorbedor triangular para el concentrador C2 (b). D_{i,a} es la distancia interna.

Se optó por validar tres de los once casos reportados por Dudley et al. (1994) (Tabla 2, Sección 2.4). Dichos casos se muestran nuevamente en la Tabla 7. La selección se hizo con base en el relativamente bajo valor de temperatura de entrada del fluido (T_{in}) en comparación con el resto de los casos. Al calcular el número de Reynolds correspondiente para cada caso, se encontró que los primeros dos se encuentran en un régimen de flujo laminar mientras que en el tercero el flujo es turbulento. Se buscó considerar al menos un caso con flujo turbulento para validar el procedimiento de modelado utilizado.

Caso	I _b	Velocidad del aire	T _a	T _{in}	T _{out}	Caudal	Eficiencia	Error
Cuse	W/m^2	m/s	°C	°C	°C	l/min	%	±%
1	925.1	3.4	38.4	29.5	47.3	20.7	73.68	1.96
5	813.1	3.6	25.8	101.2	119	50.3	71.56	2.21
6	858.4	3.1	27.6	154.3	171.7	52.9	69.2	2.1

Tabla 7. Casos de estudio definidos para validación (Dudley et al., 1994).

Una vez validado el procedimiento, se realizó el modelado del concentrador C1 asumiendo que el tubo absorbedor tiene las mismas dimensiones que el del concentrador LS-2 pero sin el inserto. El fluido de trabajo Syltherm 800 se reemplazó por aire atmosférico. Para el modelado del concentrador C2 nuevamente se trabajó con aire, se asumió que la distancia dentro de la cavidad del concentrador C2 es igual al diámetro interno del tubo absorbedor del concentrador C1 (Figura 35). Tanto para el concentrador C1 como para el C2 se manejaron los mismos caudales mostrados en la Tabla 7. En consecuencia, en el concentrador C1 existió flujo laminar en los dos primeros casos y flujo turbulento en el tercero. En el concentrador C2 los tres casos correspondieron a flujo laminar.

Respecto a los casos de estudio de los concentradores C1 y C2 no se utilizaron los datos de irradiación mostrados en la Tabla 7, sino que se emplearon los datos reportados por la estación meteorológica del CICESE y datos obtenidos con el piranómetro del laboratorio de energías renovables (LER). Los resultados se muestran de forma gráfica en la Figura 36, donde se pueden ver los valores de la radiación global (curva azul, $I_{g,CICESE}$) y de radiación normal directa (barras, $I_{b,LER}$) medidas a lo largo del día típico de septiembre: 15 Sep 2019. En color verde se representa la temperatura ambiente. En el Apéndice 1 se detalla la obtención de la gráfica.



Figura 36. Radiación global y normal directa del día típico de septiembre del 2019.

En la Figura 36 se aprecia que el valor máximo de radiación se presentó a las 11:00 am, normalmente ocurre a las 12:00 pm. Esta singularidad se debió a la nubosidad presente ese día. Como se mencionó anteriormente, los PTC trabajan con I_b , por lo tanto, sólo se consideraron los valores de $I_{b,LER}$ para el modelado de los concentradores C1 y C2. Los datos de $I_{b,LER}$ de la Figura 36 se presentan en forma de lista en la Tabla 8. Sólo los valores entre las 09:00 am y 17:00 pm se consideraron para el modelado numérico. En la Sección 2.5 se definió el concepto de CFD, sin embargo, para definir un procedimiento de modelado numérico es necesario conocer la estructura de un código CFD. Esto se explica a detalle en la siguiente sección.

Hora	Día	$I_{b,LER} (W/m^2)$	T _{surr} (°C)
7	15-sep-19	170.69	22.78
8	15-sep-19	383.82	23.36
9	15-sep-19	557.48	23.36
10	15-sep-19	746.95	23.36
11	15-sep-19	804.83	26.09
12	15-sep-19	715.67	24.72
13	15-sep-19	723.97	23.09
14	15-sep-19	445.60	23.4
15	15-sep-19	324.97	23.57
16	15-sep-19	272.03	22.9
17	15-sep-19	106.14	23.04
18	15-sep-19	7.24	23.04

Tabla 8. Datos de radiación del día típico de septiembre del 2019.

3.2 Estructura de un código de CFD

Los códigos CFD están construidos con base a algoritmos numéricos que pueden resolver problemas de flujo de fluidos. Los códigos industriales están diseñados con el objetivo de facilitar el acceso a la solución de problemas, con interfaces que permitan al usuario introducir los parámetros de entrada del problema en cuestión y analizar los resultados. Para la solución de problemas, la secuencia y estructura de un código industrial CFD, consta de tres partes fundamentales: pre-proceso, solucionador y post-proceso (Versteeg y Malalasekera, 2007).

3.2.1 Pre-proceso

Es la primera etapa y consiste en la definición de una geometría apropiada en la cual se analizará el problema de flujo de fluido. Para códigos industriales CFD consiste en introducir en la interfaz del software los siguientes parámetros: definición de geometría o dominio computacional, generación de malla numérica, selección de los fenómenos físicos que se busca modelar, especificación de las propiedades físicas del medio y definición de las condiciones iniciales y de frontera (Xamán, 2016). La geometría o

región de interés puede definirse como el dominio computacional. Después de haber definido el dominio computacional, se debe generar una malla numérica sobre el mismo. La malla se define como el conjunto de puntos discretos (nodos) distribuidos sobre el dominio computacional (Xamán, 2016). También se puede entender a la malla numérica como la subdivisión del dominio en un número de subdominios más pequeños (volúmenes de control o celdas) que no se superponen entre ellos (Versteeg y Malalasekera, 2007). La Figura 37 muestra un ejemplo de malla numérica de un dominio computacional.



Figura 37. Ejemplo de una malla numérica (ANSYS, 2017).

La solución de las variables de los problemas de fluidos como velocidad, presión, temperatura, etc., se definen en los nodos de cada celda. La exactitud con la que se resuelva el problema depende del número de celdas en la malla, por lo tanto, un mayor número de celdas resulta en una solución más exacta; sin embargo, este puede resultar costoso en términos de hardware y tiempo de cálculo (Versteeg y Malalasekera, 2007). Se requiere de un modelo matemático que sirva como representación del fenómeno físico que quiere modelarse como son el comportamiento hidrodinámico, térmico, etc. Las ecuaciones gobernantes representan las variables de intereses (presión, velocidad, temperatura y concentración de especies químicas). Las ecuaciones gobernantes pueden compactarse en una expresión única llamada ecuación general conservativa de convección-difusión (Xamán, 2016) y que expresa como sigue

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}_{temporal} + \frac{\partial(\rho u_j\phi)}{\partial x_j} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \rho}{\partial x_j}\right)}_{difusivo} + \underbrace{\frac{S}{fuente}}_{fuente}$$
(30)

donde ϕ es la variable de interés definida sobre un volumen de control, Γ es el coeficiente de transporte difusivo y *S* representa la generación de ϕ en el volumen de control y se denomina término fuente (Xamán, 2016). La Ecuación (33) está compuesta por cuatro términos: el primero representa la disminución de la variable ϕ en el volumen de control respecto al tiempo, el segundo representa el flujo neto de ϕ en el volumen de control a causa del transporte de ϕ de un punto a otro en el dominio mediante la velocidad del flujo, el tercero representa el flujo neto de ϕ en el volumen de control debido a las corrientes difusivas que ocurren a nivel molecular y el último término representa la generación o destrucción en el interior del volumen de control de la variable ϕ (Xamán, 2016).

3.2.2 Solucionador

Se considera esta etapa como la parte central de los códigos CFD, debido a que involucra la implementación de los algoritmos numéricos para obtener la solución de las ecuaciones gobernantes. Los algoritmos numéricos se basan en lo siguiente: integración de las ecuaciones gobernantes sobre todos los volúmenes de control del dominio computacional, discretización de tales ecuaciones para formar un sistema de ecuaciones algebraicas, y solución de dicho sistema mediante un método iterativo (Versteeg y Malalasekera, 2007).

La integración de los volúmenes de control es lo que distingue al método de volumen finito del resto de las técnicas de solución de CFD, como son el método de elemento finito y el método de diferencias finitas. El resultado que se obtiene mediante la integración expresa la conversión exacta de las propiedades para cada celda. La conservación de la variable de flujo general ϕ , por ejemplo, un componente de velocidad o entalpía, en el volumen de control puede expresarse como el balance entre los procesos que tienden a incrementarlo o disminuirlo (Versteeg y Malalasekera, 2007):

$$\begin{bmatrix} Relación de \\ cambio de \phi \\ en el volumen \\ de control = \\ con respecto \\ al tiempo \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Tasa neta de \\ aumento de \phi \\ debido a la \\ convección dentro \\ del volumen \\ de control \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Tasa neta de \\ aumento de \phi \\ debido a la \\ difusión dentro \\ del volumen \\ de control \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Tasa neta de \\ creación de \phi \\ dentro del \\ volumen \\ de control \end{bmatrix}$$

Los códigos industriales CFD cuentan con técnicas de discretización adecuadas para el tratamiento de los principales fenómenos de transporte, convección y difusión, así como de los términos fuente y las tasas

de cambio respecto al tiempo. En este caso se utilizaron las técnicas estándar del código de ANSYS FLUENT: Integración de las ecuaciones gobernantes sobre todos los volúmenes de control del dominio, conversión de las ecuaciones resultantes en un sistema de ecuaciones algebraicas (discretización) y solución de las ecuaciones algebraicas por un método iterativo.

3.2.3 Post-proceso

Se define como la interfaz interactiva con capacidades gráficas excelentes. Debido a su popularidad en trabajos de ingeniería, la mayoría de los códigos industriales CFD cuentan con herramientas de visualización como las siguientes (Versteeg y Malalasekera, 2007): visualización de la geometría, la malla, y campos vectoriales en el dominio computacional, generación de gráficas de superficies en 2D y 3D, seguimiento de partículas, manipulación de vista del dominio (rotación, traslación, escalamiento, etc.). Además, pueden incluir animación para resultados dinámicos y reporte de datos alfanuméricos, que pueden exportarse para una mayor manipulación externa a la del código industrial CFD. La lógica de funcionamiento del código industrial ANSYS FLUENT se muestra en la Figura 38. Se aprecia que los pasos que sigue ANSYS FLUENT para el modelado es muy similar a la estructura de un código básico CFD.



Figura 38. Metodología de simulación en ANSYS FLUENT (ANSYS, 2017).

3.3 Geometría y mallado

3.3.1 Dominio computacional del concentrador LS-2

Para la creación de la geometría del concentrador LS-2 de se consideraron las especficaciones reportadas por Dudley et al., (1994). La Figura 39 muestra una vista de sección transversal de los componentes sólidos y las zonas de fluido, también se muestra la vista frontal de la parábola y distancia focal a la que se encuentra ubicado el absorbedor. La vista longitudinal del dominio computacional se muestra en la Figura 40, donde se especifican la zona por donde circunda el fluido de trabajo Syltherm 800, el aire encapsulado en el espacio anular, y los dominios sólidos que corresponden al inserto, tubo absorbedor y tubo de vidrio.



Figura 39. Dominio computacional del concentrador LS-2.



Figura 40. Vista longitudinal del concentrador LS-2.

En la Tabla 9 se resumen todas las especificaciones de diseño indicadas en las Figuras 39 y 40. También se presentan las propiedades ópticas de la parábola reflectora. Las propiedades de los materiales sólidos y de los fluidos se presentan en la Tabla 10.

Símbolo	Parámetro	Cantidad	Unidad
w	Ancho de la apertura del colector	5	m
L	Longitud del colector	7.80	m
f	Distancia focal	1.84	m
ρ_c	Reflectancia del colector	0.935	-
D _{o,g}	Diámetro exterior de la cubierta de vidrio	0.115	m
D _{i,g}	Diámetro interior de la cubierta de vidrio	0.109	m
D	Diámetro exterior del tubo absorbedor	0.070	m
D _{i,a}	Diámetro interior del tubo absorbedor	0.066	m
D _p	Diámetro del inserto	0.0508	m
α _a	Absortividad del tubo absorbedor	0.96	-
ϵ_g	Emisividad del vidrio	0.86	-
τ_g	Transmitancia del vidrio	0.95	-
α_g	Absortividad del vidrio	0.020	-

 Tabla 9. Especificaciones de diseño del concentrador solar LS-2 de Dudley et al. (1994).

Tabla 10. Propiedades de los materiales del concentrador LS-2.

Componente	ho (kg/m ³)	<i>c</i> _₽ (J/kg·K)	<i>k</i> (W/m⋅K)	µ (Pa∙s)
Syltherm 800	855.1229	1762.2	0.1181	0.0027
Aire en espacio anular	1.2502	1008	0.028765	2.0451
Tubo absorbedor: cobre	8933	417	379	-
Tubo de vidrio: pyrex	2230	753	0.78	-
Inserto: acero inoxidable	8055	559	20	-

3.3.2 Dominio computacional del concentrador C1

Una vez definida y validada la metodología de simulación con los tres casos del concentrador LS-2 se procedió con el modelado de los concentradores C1 y C2. Los componentes del concentrador C1 son los mismos que el del concentrador LS-2, se tomaron en cuenta los mismos materiales, la única excepción fue la de remover el inserto y reemplazar el fluido de trabajo por aire. El dominio computacional del concentrador C1 se muestra en la Figura 41. La longitud del dominio se modificó de 7.8 m a 2 m (Figura 42) con la finalidad de facilitar la posible construcción del sistema y validar los resultados numéricos obtenidos experimentalmente. Las especificaciones de diseño el concentrador C1 se muestran en la Tabla 11. Las propiedades de los materiales de los concentradores C1 y C2 se presentan en la Tabla 12.



Figura 41. Vista transversal del concentrador C1.



Figura 42. Vista longitudinal del concentrador C1.

Símbolo	Parámetro	C1	Unidad
L	Longitud del colector	2	m
$D_{o,g}$	Diámetro exterior de la cubierta de vidrio	0.115	m
$D_{i,g}$	Diámetro interior de la cubierta de vidrio	0.109	m
D	Diámetro exterior del tubo absorbedor	0.07	m
D _{i,a}	Diámetro interior del tubo absorbedor	0.066	m
α _a	Absortividad del tubo absorbedor	0.96	-
ϵ_g	Emisividad del vidrio	0.86	-
$ au_g$	Transmitancia del vidrio	0.95	-
α_g	Absortividad del vidrio	0.02	-

Tabla 11. Especificaciones de diseño del concentrador C1.

Tabla 12. Propiedades de los materiales de los concentradores C1 y C2.

Material	ρ (kg/m³)	c _p (J/kg·K)	<i>k</i> (W/m·K)	μ (Pa·s)
Aire	1.193799533	1005.791	0.025935267	1.94852E-05
Tubo absorbedor: cobre	8933	385	401	-
Tubo de vidrio: pyrex	2225	835	1.4	-

3.3.3 Dominio computacional del concentrador C2

Para el modelado del concentrador C2 se consideró mantener la altura del triángulo igual al diámetro interno del tubo absorbedor del concentrador C1 con la finalidad de preservar la misma distancia recorrida por las gotas de agua salada, pensando en el sistema de desalinización en su conjunto. La Figura 43 muestra el dominio computacional del concentrador C2. Las especificaciones de diseño se proporcionan en la Tabla 13. Las propiedades de los materiales se presentaron en la Tabla 12.



Figura 43. Vista transversal del concentrador C2.

Símbolo	Parámetro	C2	Unidad
А	Arista del tubo de vidrio	0.121	m
В	Arista del tubo de vidrio	0.105	m
а	Arista del tubo absorbedor	0.0621	m
b	Arista del tubo absorbedor	0.066	m
αа	Absortividad del tubo absorbedor	0.96	-
٤٧	Emisividad del vidrio	0.86	-
τν	Transmitancia del vidrio	0.95	-
αν	Absortividad del vidrio	0.02	-

Tabla 13. Especificaciones de diseño del concentrador C2.

3.3.4 Malla numérica de los concentradores

La malla de los dominios computacionales se generó con el software ICEM CFD, que es una aplicación de ANSYS FLUENT. Más información respecto al software ICEM CFD se presenta en el Apéndice 2. Las mallas computacionales de los concentradores LS-2, C1 y C2 se muestran en las Figuras 44, 45 y 46 respectivamente. Los elementos en color verde corresponden a los elementos sólidos, en este caso tubo absorbedor, tubo de vidrio e inserto. Los elementos en color azul corresponden a las zonas donde hay fluido. Las especificaciones de las mallas numéricas de los concentradores se muestran en forma de resumen en la Tabla 14.

Concentrador	Tipo de malla	Total de elementos	Total de nodos
LS-2	Hexahédrica	5000716	4767528
C1	Hexahédrica	1164393	1101600
C2	Hexahédrica	852561	795800

 Tabla 14. Especificaciones de las mallas numéricas de los concentradores.



Figura 44. Malla del concentrador LS-2; (a) Vista transversal, (b) vista isométrica.



Figura 45. Malla del concentrador C1; (a) vista transversal, (b) vista isométrica.



Figura 46. Malla del concentrador C1; (a) vista transversal (b) vista isométrica.
3.4 Simulación en ANSYS FLUENT

Siguiendo el diagrama de flujo mostrado en la Figura 38 y después de haber generado la malla numérica el siguiente paso en el modelado numérico es importar la malla numérica al solucionador. A continuación, se muestra la configuración utilizada en ANSYS FLUENT:

Configuración del solucionador

- 3D, doble precisión, paralelo, 4 CPUs
- Acople de presión-velocidad, estacionario
- Ecuación de la energía, Laminar (viscoso), modelo de turbulencia κ ε estándar (intensidad turbulenta 5%, relación de viscosidad turbulenta 10)
- Modelo de intercambio radiativo superficial (S2S)
- Criterio de convergencia absoluto
- Algoritmo SIMPLE, esquema de discretización espacial de segundo orden para presión, momentum, energía cinética turbulenta, tasa de disipación de energía cinética turbulenta y energía.

Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera en CFD se definen como los valores que se establecen en los límites o contorno del dominio físico. Es importante definir correctamente estas condiciones debido a que el resultado de la variable de interés depende de la información establecida en la frontera (Xamán, 2016). La Tabla 15 muestra en forma de resumen las condiciones de frontera utilizadas para el modelado de todos los concentradores.

Nombre	Superficie	Condición de frontera en AF
ASE	Superficie externa del absorbedor	Heat flux
ASI	Superficie interna del absorbedor	Wall
F1	Fluido en el tubo absorbedor: syltherm 800/aire	Velocity/temperature inlet
F2	Fluido en el espacio anular: aire	Velocity/temperature inlet//radiation exchange
F1W	Fluido en contacto con el absorbedor	Wall
F2W	Fluido en contacto con el vidrio	Wall
GSE	Superficie externa del vidrio	Wall/Combined external convection and radiation
GSI	Superficie interna del vidrio	Wall
INS	Superficie del inserto	Wall

Tabla 15. Condiciones de frontera utilizadas en todos los casos de simulación.

De la Tabla 15 se aprecia que la condición F1 especifica dos fluidos de trabajo: Syltherm 800 y aire, el primero corresponde al concentrador LS-2 y el segundo a los concentradores C1 y C2. Además, se aprecia que la condición INS representa el inserto que se utilizó en el concentrador LS-2 únicamente. El resto de las condiciones son las mismas para los tres concentradores que se estudiaron. Por otro lado, como se mencionó anteriormente la distribución del flux de calor solar no uniforme se determinó con la Ecuación (29) y se especificó en la interfaz de ANSYS FLUENT. El valor de LCR se obtuvo con la Ecuación (26) para los concentradores cilíndricos (LS-2 y C1). La LCR del concentrador C2 se obtuvo utilizando el software TracePro (Apéndice 3) y el siguiente procedimiento:

- 1. Se importó la geometría del concentrador C2 en archivo CAD en TracePro (Figura 47a).
- 2. Se definió una fuente con el valor necesario de *I*_b para generar los rayos (Figura 47b).
- 3. Se identificó la posición de los rayos en la superficie del absorbedor.
- 4. Se definió un incremento lo suficientemente pequeño del absorbedor para contabilizar el total de rayos que incidieron en la superficie total del mismo.
- 5. El total de rayos en la superficie se definió como la LCR del absorbedor.
- 6. Se utilizó la Ecuación (26) para obtener la distribución del flux de calor solar en el absorbedor.
- 7. Se importó la información obtenida en TracePro a la interfaz de ANSYS FLUENT.

La Figura 48 muestra los perfiles de LCR y q_s " obtenidos para el concentrador C2. El perfil de la curva es un tanto parecido al que se mostró en la Figura 28 correspondiente a la LCR de los concentradores LS-2 y C1, la distribución es muy similar, sin embargo, se presenta una menor concentración de rayos en la parte inicial del absorbedor hasta alcanzar una concentración máxima y de inmediato se muestra una concentración que tiende a la baja. Lo mismo pasa para la Figura 48b, el perfil y comportamiento es el mismo que el de la Figura 29, que corresponde a la distribución de flux de calor solar variable del concentrador LS-2 y C1. Por último, la información obtenida en TracePro se manipuló de tal modo que se pudiera adaptar a la información disponible de la geometría del concentrador C2 en la interfaz de ANSYS FLUENT.



Figura 47. (a) Concentrador C2 en interfaz de TracePro y (b) trazado de rayos en el concentrador.



Figura 48. (a) Perfil LCR y (b) perfil de la distribución del flux de calor solar.

4.1 Resultados de validación del concentrador LS-2

Como se mencionó en el Capítulo 3 el trabajo experimental de Dudley et al., (1994) se empleó para validar el procedimiento de simulación seguido en esta tesis. La comparación entre los tres casos de estudio utilizados para validar y los resultados de la simulación aquí obtenidos se muestra en la Tabla 16, donde $T_{o,exp}$ es el valor de la temperatura media del fluido a la salida del tubo absorbedor determinado experimentalmente y $T_{o,F}$ es el valor numérico correspondiente. En el apéndice 4 se detalla el procedimiento seguido para obtener $T_{o,F}$. De manera similar, η_{exp} es el valor de la eficiencia térmica calculado a partir de las mediciones experimentales y η_F es el valor numérico equivalente, obtenido utilizando la siguiente ecuación

$$\eta_{FLUENT} = \frac{Q_u}{I_b wL} \tag{31}$$

Tabla 16. Comparación entre los resultados experimentales obtenidos por Dudley (et al. 1994) y los resultados del modelado numérico para el concentrador LS-2.

Caso de estudio	Flujo	I_b (W/m^2)	<i>Т_{о,ехр}</i> (°С)	<i>T_{out,F}</i> (°С)	ΔT_o (%)	η_{exp} (%)	η_F (%)	Δη (%)
1	Laminar	925.1	47.3	53.76	13.67	73.68	60.96	17.26
5	Laminar	813.1	119	111.39	6.38	71.56	54.15	24.33
6	Turbulento	858.4	171.7	158.63	7.60	69.2	55.38	19.97

La comparación de los resultados mostrados en la Tabla 16 indican que el valor numérico de temperatura media a la salida del tubo absorbedor concuerda relativamente con los resultados experimentales, debido a que las diferencias porcentuales ΔT_o fueron menores al 15%. Estos resultados validan la confiabilidad del modelo que se utilizó y el procedimiento de simulación. Las diferencias se pueden atribuir al total de nodos utilizados en cada malla, la forma en que se resolvió la turbulencia (aproximación de funciones cercana a la pared) debido a que estas aproximaciones no resuelven la región viscosa cercana a la pared y otro de los motivos es que ANSYS FLUENT no tiene capacidad de modelar condiciones de vacio, por lo tanto se utilizó un valor de coeficiente de transferencia de calor por convección muy bajo con la finalidad de descartar las pérdidas de calor por convección en la zona del espacio anular. Considerando que el caso 5 fue el que presentó una menor diferencia porcentual para ΔT_o , es el que se consideró para presentar los resultados de desempeño térmico e hidráulico en las siguientes secciones.

La distribución del flux de calor solar sobre la superficie externa del tubo absorbedor, calculada con la (26 se muestra en la Figura 49, donde se puede apreciar una distribución heterogénea del flux de calor solar a lo largo del tubo absorbedor, que es el resultado esperado comparado con el perfil que se obtuvo en la Figura 27. La Figura 49a muestra una vista isométrica superior del tubo absorbedor, donde se puede observar que se obtuvo un valor constante de I_b en la sección del tubo donde no se concentran rayos reflejados por la parábola, a diferencia de la Figura 49b que muestra la concentración de rayos variable en la parte inferior del tubo absorbedor. Se distinguen diferentes tonos de color verde que representa menor concentración de rayos hasta el color rojo que representa la concentración máxima de rayos.

La distribución de temperatura en la superficie del tubo absorbedor se muestra en la Figura 50. El resultado obtenido es el esperado, debido a que la distribución de temperatura en la superficie del tubo absorbedor es similar a la distribución del flux de calor solar. El valor máximo de temperatura se localiza en la parte inferior del tubo absorbedor y los valores mínimos de temperatura se encuentran en la parte superior del mismo. El perfil de temperatura del fluido de trabajo (Syltherm 800) a la salida del tubo absorbedor se muestra en la Figura 51. Nuevamente se puede apreciar que el valor de temperatura máxima alcanzada por el fluido se encuentra en la parte inferior del tubo (eje Y negativo) y el valor mínimo de temperatura se encuentra en la parte superior. Además, se observa una línea recta que corresponde a la temperatura del inserto de acero.



Figura 49. Distribución de flux de calor solar en el tubo absorbedor; (a) parte superior, (b) parte inferior.



Figura 50. Distribución de temperatura en corte transversal del tubo absorbedor.



Figura 51. Perfil de temperatura del fluido de trabajo a la salida del tubo absorbedor del concentrador LS-2.

La distribución de temperatura del tubo absorbedor en dirección axial se muestra en la Figura 52 considerando los siguientes valores: $\theta = 0^\circ$, $\theta = 90^\circ$ y $\theta = 180^\circ$. Se observa en la gráfica que la temperatura aumenta conforme se incrementa la distancia del eje X, y en dirección de $\theta = 180^\circ$ es significativamente mayor comparada con las otras dos direcciones. La razón es que el punto donde $\theta = 180^\circ$ se encuentra del lado con radiación solar concentrada mientras que $\theta = 0^\circ$ se encuentra ubicado en la zona donde no hay concentración de radiación solar y $\theta = 90^\circ$ se ubica en medio de las dos direcciones.



Figura 52. Distribución de temperatura en dirección axial.

La Figura 53 muestra la distribución de temperatura en dirección angular para los siguientes valores de X: 0, 1.95, 3.9, 5.85 y 7.8 m. Se puede observar de la gráfica que el incremento de temperatura se da conforme se incrementa el valor del eje X, este comportamiento es similar al que se mostró en la Figura 52. La distribución de temperatura muestra un comportamiento simétrico, muy parecido a la distribución del flux de calor solar sobre la superficie del tubo absorbedor.



Figura 53. Distribución de temperatura en dirección angular.

4.2 Cálculo de temperatura media

Considerando que el tubo absorbedor tiene una distribución de radiación solar no uniforme sobre la superficie, el calor que se transfiere al fluido de trabajo se distribuye de forma variable, por lo tanto, no es posible medir la temperatura en un solo punto de fluido ya que sus valores varían de manera considerable. A continuación, se explica a detalle el procedimiento que se utilizó para calcular la temperatura media (T_m) en el fluido de trabajo. La representación tridimensional de la distribución de temperatura del fluido de trabajo se muestra en la Figura 54.



Figura 54. Distribución de temperatura del fluido de trabajo syltherm 800; (a) vista superior, (b) vista inferior.

De la Figura 54 puede apreciarse como el fluido de trabajo aumenta su temperatura desde la sección de entrada hasta la sección de salida del tubo absorbedor. La Figura 54a corresponde a la vista de la sección superior del tubo absorbedor y la Figura 54b la vista inferior. Puede notarse que en la vista superior el valor de la temperatura es considerablemente menor, debido a que no existe concentración de radiación solar en esta zona. Con el fin de verificar el incremento gradual de temperatura del fluido de trabajo desde la sección de entrada hasta la sección de salida del tubo absorbedor, la zona fue divida en cinco planos. Cada uno de fue trazado con un distanciamiento de 1.95 m. La Figura 55a muestra los cinco planos creados en la zona de fluido.



Figura 55. (a) Planos de sección transversal del fluido de trabajo syltherm 800 y (b) líneas de referencia en los planos.

El post-procesador de ANSYS FLUENT provee la opción de obtener el valor de cualquier variable como velocidad, presión, temperatura, etc., de manera puntual o a lo largo de una línea de referencia. En este caso se definieron líneas de referencia con cuarenta valores de temperatura disponibles por cada línea. Los valores de temperatura de cada línea del plano número 1 (Figura 55) se muestran en la Tabla 17.

Para obtener la temperatura media del fluido en cada plano, se utilizó el método de áreas equivalentes. Para este caso en específico, los planos que se crearon en la zona de fluido se dividieron en áreas más pequeñas. Cada área tiene un espesor de 0.5 mm haciendo un total de 15 áreas. La Figura 56a presenta en rojo el área A_1 del plano número 1. El valor de cada área pequeña A_i se determinó empleando la siguiente ecuación

$$A_i = \pi * (R_{max}^2 - R_{min}^2)$$
(32)

donde R_{max} es el valor del radio interno del absorbedor y R_{min} corresponde a la diferencia entre el radio interno del tubo absorbedor y el espesor propuesto, en este caso 0.5 mm. Empleando la (32determinó el valor del área A_1 fue

$$A_i = \pi * ((33 mm)^2 - (32.5 mm)^2) = 102.88 mm^2$$



Figura 56. Plano número uno de la zona de fluido; (a) dividido en áreas equivalentes, (b) acercamiento a la línea de referencia.

La Figura 56b muestra un acercamiento de las cuatro líneas que contienen los valores de temperatura disponibles en el área A_1 . Los valores de temperatura para las líneas superior e inferior corresponden al eje Y y los de las líneas derecha e izquierda corresponden al eje Z. Los cuarenta valores de temperatura de cada línea de referencia del plano número 1 se muestran en la Tabla 17. A cada una de las áreas equivalentes del plano número 1 le corresponde un valor de temperatura promedio $(T_{p,i})$ que se calculó

mediante la media aritmética. De este modo la temperatura promedio del área A_1 ($T_{p,1}$) se determinó empleando los primeros doce valores de la Tabla 17 como sigue

$$T_{p,1} = \frac{106.44 + 101.20}{1120 + 101.20 + 101.20 + 101.20 + 101.20 + 101.20 + 101.20} = 102.88 \,^{\circ}C$$

Una vez conocida la temperatura promedio de cada área, se determinó el producto $T_{p,i}A_i$, y la temperatura media del fluido en el plano (T_m) se calculó con la siguiente expresión.

<u> </u>	Eje	Superior	Inferior	Eje	Derecha	Izquierda
Punto	Y[mm]	Temp.[°C]	Temp.[°C]	Z[mm]	Temp.[°C]	Temp.[°C]
1	33	106.44	121.77	33	116.34	116.39
2	32.81	101.2	101.2	32.81	101.2	101.2
3	32.61	101.2	101.2	32.61	101.2	101.2
4	32.42	101.2	101.2	32.42	101.2	101.2
5	32.22	101.2	101.2	32.22	101.2	101.2
6	32.03	101.2	101.2	32.03	101.2	101.2
7	31.83	101.2	101.2	31.83	101.2	101.2
8	31.64	101.2	101.2	31.64	101.2	101.2
9	31.44	101.2	101.2	31.44	101.2	101.2
10	31.25	101.2	101.2	31.25	101.2	101.2
11	31.05	101.2	101.2	31.05	101.2	101.2
12	30.86	101.2	101.2	30.86	101.2	101.2
13	30.66	101.2	101.2	30.66	101.2	101.2
14	30.47	101.2	101.2	30.47	101.2	101.2
15	30.27	101.2	101.2	30.27	101.2	101.2
16	30.08	101.2	101.2	30.08	101.2	101.2
17	29.88	101.2	101.2	29.88	101.2	101.2
18	29.69	101.2	101.2	29.69	101.2	101.2
19	29.49	101.2	101.2	29.49	101.2	101.2
20	29.3	101.2	101.2	29.3	101.2	101.2
21	29.1	101.2	101.2	29.1	101.2	101.2
22	28.91	101.2	101.2	28.91	101.2	101.2
23	28.71	101.2	101.2	28.71	101.2	101.2
24	28.52	101.2	101.2	28.52	101.2	101.2
25	28.32	101.2	101.2	28.32	101.2	101.2
26	28.13	101.2	101.2	28.13	101.2	101.2
27	27.93	101.2	101.2	27.93	101.2	101.2
28	27.74	101.2	101.2	27.74	101.2	101.2
29	27.54	101.2	101.2	27.54	101.2	101.2
30	27.35	101.2	101.2	27.35	101.2	101.2
31	27.15	101.2	101.2	27.15	101.2	101.2
32	26.96	101.2	101.2	26.96	101.2	101.2
33	26.76	101.2	101.2	26.76	101.2	101.2
34	26.57	101.2	101.2	26.57	101.2	101.2
35	26.37	101.2	101.2	26.37	101.2	101.2
36	26.18	101.2	101.2	26.18	101.2	101.2
37	25.98	101.2	101.2	25.98	101.2	101.2
38	25.79	101.2	101.2	25.79	101.2	101.2
39	25.59	101.2	101.2	25.59	101.2	101.2
40	25.4	101.2	101.2	25.4	101.2	101.2

 Tabla 17. Valores de temperatura de las líneas de referencia del plano número 1.

$$T_m = \frac{\sum_{i=0}^n T_{p,i} A_i}{A_T} \tag{33}$$

donde A_T es el valor total del área del plano, obtenido empleando la siguiente ecuación

$$A_T = \frac{1}{4}\pi (D_{i,a}^2 - D_p^2)$$
(34)

En este caso el valor de temperatura media del plano número 1 fue de 100.38 °C. En la Tabla 18 se puede apreciar el procedimiento seguido para encontrar este valor. Los valores de temperatura promedio de los cinco planos de referencia se muestran en la Figura 57, donde se puede apreciar que efectivamente el valor de temperatura tiene una tendencia al alza desde la sección de entrada hasta la salida del tubo absorbedor. Cada punto en la curva representa un valor de temperatura media. Los valores de temperatura media reportados en la Tabla 16 corresponden al último punto de la curva, que es el que se ubica en la sección de la salida del tubo absorbedor.

Τ _{<i>p</i>,<i>i</i>} [° <i>C</i>]	$A_i [mm^2]$	$T_p \cdot A_i[{}^{\circ}C \cdot mm^2]$	$A_T [mm^2]$	<i>T_m</i> [° <i>C</i>]
105.88	102.88	10893.44		
101.2	101.31	10253.21		
101.2	99.74	10094.25		
101.2	98.17	9935.28		
101.2	96.60	9776.32		
101.2	95.03	9617.35		
101.2	93.46	9458.39		100.38
101.2	91.89	9299.42	1394.36	
101.2	90.32	9140.46		
101.2	88.74	8981.49		
101.2	87.17	8822.53		
101.2	85.60	8663.57		
101.2	84.03	8504.60		
101.2	82.46	8345.64		
101.2	80.89	8186.67		

Tabla 18. Resumen de temperaturas del plano número 1.



Figura 57. Temperatura media a lo largo del tubo absorbedor del concentrador LS-2.

El procedimiento de áreas equivalentes que acaba de describirse es el mismo que se utilizó para obtener las temperaturas medias en el análisis de los concentradores C1 y C2, tomando en cuenta las consideraciones necesarias, por ejemplo, la de la no considerar un inserto en la zona de fluido en el concentrador C1 y la geometría triangular del concentrador C2.

4.3 Desempeño hidráulico del concentrador LS-2

Se utilizó el perfil de velocidad completamente desarrollado a la salida del tubo absorbedor y la caída de presión a lo largo del tubo como las variables de validación del comportamiento hidráulico del concentrador. El perfil de velocidad (u) para un flujo laminar que circula entre dos tubos concéntricos se muestra en la Figura 58 y se define mediante la siguiente ecuación (White, 2010):

$$u = \frac{1}{4} \left[-\frac{d}{dx} \left(p + \rho g z \right) \right] \left[a^2 - r^2 + \frac{a^2 - b^2}{\ln\left(\frac{a}{b}\right)} \ln \frac{a}{r} \right]$$
(35)

donde r representa cada valor del radio desde la superficie externa del inserto hasta la superficie interna del tubo absorbedor, a denota el valor del radio del tubo absorbedor y b corresponde al valor del radio del inserto. El perfil de velocidad de los fluidos en tubos concéntricos se divide en dos secciones (superior e inferior) debido a la presencia en este caso del inserto. El perfil de velocidad completamente desarrollado a la salida del tubo absorbedor para el caso 5 de la Tabla 16 se muestra en la Figura 59.



Figura 58. Flujo completamente desarrollado a través de un anillo concéntrico (White Frank, 1998).



Figura 59. Comparación de los perfiles de velocidad completamente desarrollados; (a) parte superior y (b) parte inferior del tubo concéntrico.

Se presentan dos curvas en la Figura 59, la curva en color azul corresponde al perfil de velocidad que se obtuvo de la solución de FLUENT y la curva en color verde corresponde a la solución analítica del perfil de velocidad calculado con la Ecuación (38). La diferencia porcentual promedio fue de 27.34% para el perfil de velocidad de la parte superior (Figura 59a) y de 8.86% para la parte inferior (Figura 59b). El perfil de velocidad es parabólico lo que significa que la velocidad máxima se localiza en el centro. La Figura 60 presenta la caída de presión en el fluido de trabajo a lo largo de los 7.8 m de longitud del tubo absorbedor.



Figura 60. Caída de presión en el tubo absorbedor del concentrador LS-2.

El comportamiento de la caída de presión mostrado en la Figura 60 es el esperado, la presión tiende a disminuir en forma de línea recta conforme incrementa la longitud del tubo absorbedor. En forma general la diferencia de presión a lo largo del tubo puede darse debido a los siguientes factores: fricción entre el fluido y la superficie (pared) del tubo, fricción entre las capas adyacentes del propio fluido, pérdidas por accesorios de la tubería, y pérdida de presión por el cambio de elevación del fluido.

4.4 Desempeño del concentrador C1

4.4.1 Desempeño térmico

El perfil de temperatura del fluido de trabajo (aire) a la salida del tubo absorbedor del concentrador C1 se presenta en la Figura 61 para la hora con mayor radiación normal directa del día 15 Sep 2019, que fue a las 11:00 ($I_{b,LER}$, Tabla 8). El resultado es similar al que se mostró en la Figura 51 del concentrador LS-2, solo que en este caso el perfil es parabólico debido a que no se consideró el inserto en la zona de fluido. La temperatura máxima (224.03 °C) se alcanzó en la parte inferior que es la zona en la que se tiene mayor concentración de radiación solar. Como se mencionó anteriormente, la temperatura media para los concentradores C1 y C2 se calculó siguiendo el procedimiento explicado en la Sección 4.2, la diferencia principal entre el cálculo de la temperatura media del concentrador LS-2 y los concentradores C1 y C2 es que se generaron planos de referencia en la zona de fluido cada 0.25 m. Los resultados de temperatura media a lo largo del tubo absorbedor del concentrador C1 durante el día 15 Sep 2019 para flujo laminar (Re = 1500) se muestran en la Figura 62. Se aprecia que los perfiles de temperatura incrementaron su valor conforme aumentó la distancia del tubo absorbedor (Eje X) y en todos los casos se alcanzó un valor casi constante de temperatura a partir de los 1.5 m de longitud. El valor máximo de temperatura media se presentó a las 11:00 con 40.88 °C y el valor más bajo se obtuvo a las 17:00 con 14.77 °C.



Figura 61. Perfil de temperatura del fluido de trabajo a la salida del tubo absorbedor del concentrador C1.



Figura 62. Perfiles de temperatura media a lo largo del concentrador C1 durante el día 15 Sep 2019, Re = 1500.

Para un flujo en régimen de transición (Re = 2500), los resultados de temperatura media se muestran en la Figura 63. En este caso se aprecia un comportamiento muy similar al de la Figura 62, solo que los valores de temperatura son más bajos. Además, se observa que los valores de temperatura se estabilizaron un poco antes de los 1.5 m. Al igual que en el régimen de flujo laminar, los valores máximos de temperatura media se obtuvieron a partir de las 09:00, el valor más alto se alcanzó a las 11:00 con 36.50 °C, y los valores más bajos se obtuvieron a partir de las 14:00, con un valor de 13.19 °C a las 17:00. Por último, en la Figura 64 se presentan los resultados de temperatura media para un régimen de flujo turbulento (Re = 5000).



Figura 63. Perfiles de temperatura media a lo largo del concentrador C1 durante el día 15 Sep 2019, Re = 2500.



Figura 64. Perfiles de temperatura media a lo largo del concentrador C1 durante el día 15 Sep 2019, Re = 5000.

En la Figura 64 se puede observar que, de forma similar a los casos de flujo laminar y transitorio, el valor máximo de temperatura media se obtuvo a las 11:00 con un valor de 39.25 °C y también puede apreciarse que los resultados de temperatura fueron muy similares a los mostrados en la Figura 63 ya que el valor mínimo de temperatura media fue de 11.75 °C; sin embargo, la ganancia de temperatura en todos los perfiles en este régimen de flujo se alcanzó rápidamente, después de 0.25 m de longitud del tubo absorbedor aproximadamente.

Del análisis de las Figuras 62 a 64 se puede observar que los valores de temperatura media del fluido más elevados se obtuvieron en el régimen de flujo laminar. Esto se debe a que en este caso la velocidad del aire fue menor, lo cual permitió que el fluido permaneciera en contacto con el tubo absorbedor por mayor tiempo, favoreciendo el aumento de temperatura en consecuencia. Para propósitos de desalinización de agua de mar, se cree que un régimen de flujo laminar también es más conveniente porque extendería el tiempo de contacto del aire y las gotas de agua caliente, contribuyendo a una mayor tasa de humidificación del aire.

4.4.2 Desempeño hidráulico

El perfil de velocidad que se obtuvo a la salida del tubo absorbedor se muestra en la Figura 65 para Re = 1500. Sólo se presenta un perfil debido a que no se consideró el inserto en la zona de fluido. El perfil es parabólico al igual que el del concentrador LS-2, por lo tanto, el valor máximo de velocidad se obtuvo al en el centro, es decir donde el valor del radio del tubo absorbedor es igual a cero. La caída de presión a lo largo del ducto se muestra en la Figura 66 para Re = 1500, donde se puede ver que forma una línea recta con pendiente negativa desde la sección de entrada hasta la salida del tubo absorbedor.



Figura 65. Perfil de velocidad completamente desarrollado a la salida del tubo absorbedor del concentrador C1 para Re = 1500.



Figura 66. Caída de presión a lo largo del tubo absorbedor del concentrador C1 para Re = 1500.

4.5 Desempeño térmico del concentrador C2

4.5.1 Desempeño térmico

La distribución del flux de calor solar en la superficie del tubo absorbedor del concentrador C2 se presenta en la Figura 67. Puede apreciarse que la distribución corresponde al perfil mostrado en la Figura 48b. El valor máximo de concentración se encuentra en la parte superior del absorbedor y tiende a disminuir conforme se acerca al punto mínimo del absorbedor. Además, se observa que el valor del flux solar en la superficie superior del tubo es constante debido a que en esa zona no se presentó concentración de radiación. La distribución de temperatura en las superficies laterales y superior del tubo absorbedor se presenta en la Figura 68, donde se puede notar que la superficie superior presentó un valor de temperatura casi constante a diferencia de las superficies laterales, que presentaron un incremento de temperatura muy cerca de la sección de entrada del tubo absorbedor.



Figura 67. Distribución de flux de calor solar en la superficie del tubo absorbedor del concentrador C2.

En la Figura 68 puede apreciarse que el valor de temperatura más elevado se presentó en la parte inferior del tubo absorbedor, donde se dió la concentración del flux de calor solar. La distribución de temperatura del fluido de trabajo (aire) se muestra en la Figura 69. En la Figura 69a se puede notar la tendencia de incremento de temperatura a lo largo del tubo y en la Figura 69b puede apreciarse que el fluido tiene mayor temperatura en donde se encuentra en contacto con la superficie del absorbedor y tiende a disminuir conforme se acerca al centro del tubo. El perfil de temperatura para una geometría triangular como la del concentrador C2 no está definido y/o no existe en la literatura, sin embargo, el perfil de temperatura del fluido de trabajo que se obtuvo en este trabajo en la sección de salida del tubo absorbedor se presenta en la Figura 70.



Figura 68. Distribución de temperatura; (a) en la superficie externa del tubo absorbedor del concentrador C2 y (b) en la sección transversal.



Figura 69. Distribución de temperatura del fluido de trabajo: (a) Vista isométrica, (b) Vista de sección transversal.



Figura 70. Perfil de temperatura del fluido de trabajo a la salida del tubo absorbedor del concentrador C2.

Considerando que no existe un perfil de temperatura para una geometría triangular, el perfil mostrado en la Figura 71 corresponde a los comportamientos de distribución de temperatura en el absorbedor. El valor máximo de temperatura se alcanzó en la parte inferior del tubo absorbedor con 520.65 °C y fue mucho mayor al valor de temperatura de la parte superior (395.62 °C) debido a la concentración del flux de calor solar en esa zona.

De manera similar al concentrador C1 se calculó la temperatura media en varios planes transversales del concentrador C2. Éstos se muestran en la Figura 71. Los resultados se muestran en la Figura 72 para números de Reynolds iguales a 77, 567 y 1133, que corresponden a flujos másicos del fluido de trabajo iguales a los utilizados en el concentrador C1. Puede observarse que en los tres casos el régimen de flujo es laminar (Re < 2500). De las gráficas se puede apreciar que la temperatura mostró un incremento conforme aumentó la distancia del eje X del tubo absorbedor y que se alcanzaron valores significativamente mayores a los obtenidos con el concentrador C1. Los valores máximos de temperatura media a la salida del tubo absorbedor se consiguieron a las 11:00 con un valor de 76.80°C para Re = 77, 66.33 °C para Re = 567 y de 54.07 °C para Re = 1133.



Figura 71. Incremento de temperatura a lo largo del concentrador C2.

Una de las razones por las cuales se obtuvieron valores de temperatura media más elevados en el concentrador C2 a comparación del concentrador C1 es que el número de Reynolds fue mucho menor correspondiendo a flujo laminar. Cada número de Reynolds que se utilizó en el concentrador C2 se calculó considerando el diámetro hidráulico, debido a que el número de Reynolds no puede calcularse sin un

equivalente de geometría cilíndrica. Los valores de velocidad del fluido de trabajo del concentrador C2 fueron mayores a los que se utilizaron en el concentrador C1, con todo se obtuvieron valores de temperatura media más elevados. Con el fin de comparar los resultados de temperatura media máxima alcanzada por cada concentrador se realizó un resumen de temperaturas máximas en la Tabla 19.Cada uno de los resultados mostrados corresponde a la sección de salida del tubo absorbedor.



Figura 72. Perfiles de temperatura media a lo largo del concentrador C2 durante el día 15 de septiembre del 2019: (a) Re = 77, (b) Re = 567 y (c) Re = 1133.

		Concentrador C1		Concentrador C2			
Hora	Re = 1500	Re = 2500	Re = 5000	Re = 77	Re = 567	Re = 1133	
	<i>Т_{т,máx}</i> (°С)	$T_{m, ext{máx}}$ (°C)	$T_{m,{ m m}\acute{a}x}$ (°C)	$T_{m,{ m m}\acute{a}x}$ (°C)	$T_{m,{ m máx}}$ (°C)	$T_{m,{ m m}\acute{a}x}$ (°C)	
9	35.07	31.28	25.75	55.77	48.69	39.72	
10	39.46	35.18	37.69	72	62.17	50.68	
11	40.88	36.5	39.25	76.8	66.33	54.07	
12	39.04	34.86	37.29	69.98	60.44	49.28	
13	39.15	34.92	37.39	70.66	61.03	49.76	
14	31.81	28.38	29.44	45.82	39.58	32.33	
15	27.53	24.57	24.83	33.02	28.59	23.45	
16	25.22	22.49	22.34	26.8	23.27	19.18	
17	14.77	13.19	11.75	4	4.31	4.63	

Tabla 19. Temperaturas máximas a la salida de los concentradores C1 y C2 el día 15 de septiembre del 2019.

Como se mencionó los valores de temperatura media mostrados en la Tabla 19 corresponden a la sección de salida de ambos concentradores. Para los tres casos de estudio del concentrador C1 Re = 1500,2500 y 5000) el incremento de temperatura es muy similar alcanzando el máximo a las 11:00, no se presentó una gran diferencia en el incremento entre cada hora del día, al igual que los valores de temperatura más bajos a partir de las 11:00 fueron muy similares hasta alcanzar el mínimo a las 17:00. Por otro lado, los casos de estudio del concentrador C2 se presentó un incremento de temperatura muy elevado entre las primeras dos horas (de 9:00 a 10:00) la diferencia de temperatura entre las primeras dos horas de los casos del estudio del concentrador C2 son casi iguales a la diferencia de temperatura de la primera y última hora del concentrador C1. Por lo tanto, el valor máximo obtenido a las 11:00 fue mucho mayor que la del concentrador C1, sin embargo, los valores de temperatura obtenidos a las 17:00 fueron mucho menores que los del concentrador C1. Para ambos concentradores el régimen de flujo más bajo $Re = 1500 \ y \ Re = 77$, siendo el primero del concentrador C1 y el segundo del concentrador C2 se alcanzó el valor de temperatura media más elevada, debido a que la velocidad del aire es mucho menor en comparación a los otros regímenes de flujo, por lo tanto, el aire permanece más tiempo dentro del tubo absorbedor lo que permitió tener una mayor tasa de transferencia de calor de la superficie del tubo absorbedor hacia el aire.

4.5.2 Desempeño hidráulico

Al igual que el perfil de temperatura, no existe una definición analítica para el perfil de velocidad en la sección de salida de una geometría triangular. El perfil que se obtuvo en este trabajo se muestra en la Figura 73 para Re = 77. Se puede observar que la forma del perfil es similar a la que se obtuvo en los concentradores LS-2 y C1, el valor máximo de velocidad se alcanzó cuando el valor del eje Y fue igual a cero, por lo que se obtuvo una geometría un tanto similar a la de una parábola. La caída de presión a lo largo del tubo absorbedor Re = 77 se proporciona en la Figura 74.



Figura 73. Perfil de velocidad a la salida del tubo absorbedor del concentrador C2 para Re = 77.



Figura 74. Caída de presión a lo largo del tubo absorbedor del concentrador C2 para Re = 77.

La caída de presión mostrado en la Figura 74 es idéntico al mostrado en la Figura 66, en ambos casos el perfil corresponde al régimen de flujo más bajo correspondiente a su caso de estudio, sin embargo, la única diferencia es que la caída de presión que se obtuvo en la Figura 74 tiene una pendiente con un valor de perdida de presión más grande, debido a que la geometría triangular del concentrador C2 es irregular (triangular) lo que permitió una mayor pérdida de presión debido a los vértices del triángulo.

4.6 Balance de masa y energía del sistema de desalinización HD propuesto

Como se mencionó en capítulo 1, la motivación de este trabajo fue investigar el comportamiento térmico e hidráulico de un PTC con tubo absorbedor circular (configuración C1) y triangular (configuración C2) para ser utilizado como humidificador en el sistema de desalinización HD propuesto en la Figura 6. En un sistema HD convencional se evaporan gotas de agua salada caliente dentro del humidificador a temperatura ambiente, en cambio, en el sistema propuesto la evaporación se llevaría a cabo a una temperatura mayor gracias a la concentración solar. Se estima que esta energía solar gratuita que se añade al proceso tiene el potencial de favorecer la evaporación de las gotas. Debido a limitaciones de tiempo el proceso de humidificación del aire no formó parte del modelado numérico; no obstante, con el fin de cuantificar de algún modo el potencial de desalinización que puede alcanzarse con las configuraciones aquí estudiadas se realizó un balance de primera ley al humidificador propuesto. En la Figura 75 se presenta el diagrama de bloques del sistema de la Figura 6 y se toma como base para aplicar los balances de masa y energía.

En la Figura 72, como elementos de entrada al humidificador son aire seco (1) y gotas de agua salada (2). Los elementos de salida son una mezcla de aire y vapor de agua (3) y salmuera (4). La definición de los estados de entrada y salida, bajo condiciones de flujo estacionario, es la siguiente:

1 Entrada de aire seco

$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_a \tag{36}$$

$$\dot{m}_v = 0 \tag{37}$$

Donde el subíndice "a" indica al aire seco y el subíndice "v" hace referencia al vapor de agua.



Figura 75. Diagrama de bloques del sistema de desalinización propuesto en la Figura 6.

(2) Entrada de agua salada caliente

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_w \tag{38}$$

Donde el subíndice "w" indica agua caliente

(3) Salida de aire húmedo

$$\dot{m}_{a,3} = \dot{m}_a \tag{39}$$

$$\dot{m}_{\nu,3} \neq 0 \tag{40}$$

④ Salida de salmuera

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_s \tag{41}$$

donde el subíndice "s" indica salmuera. Una vez definido los estados, el balance de masa es

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \tag{42}$$

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_v)_1 + \dot{m}_\omega = (\dot{m}_a + \dot{m}_v)_3 + \dot{m}_s$$
 (43)

$$\dot{m}_{\omega} = \dot{m}_{\nu,3} + \dot{m}_s \tag{44}$$

La humedad del aire ω en el estado 3 se define como $\omega_3 \equiv \dot{m}_{v,3} / \dot{m}_a$, de modo que $\dot{m}_a = \omega_3 \dot{m}_a$, por lo tanto, se obtiene

$$\dot{m}_{\omega} = \omega_3 \dot{m}_a + \dot{m}_s \tag{45}$$

$$\omega_3 = \frac{\dot{m}_\omega - \dot{m}_s}{\dot{m}_a} \tag{46}$$

Ahora, el balance de energía es

$$(\dot{m}_a h_a + \dot{m}_v h_v)_1 + \dot{m}_2 h_2 + q_s = (\dot{m}_a h_a + \dot{m}_v h_v)_3 + \dot{m}_4 h_4$$
(47)

donde q_s es el calor que recibe el tubo receptor debido a la irradiación solar concentrada y por el momento se asume que se transfiere completamente al aire dentro del tubo por convección, sin pérdidas. La variable h denota a la entalpía. Siguiendo con el análisis se obtiene

$$\dot{m}_a h_{a,1} + \dot{m}_\omega h_\omega + q_s = \dot{m}_a h_{a,3} + \omega_3 \dot{m}_a h_{\nu,3} + \dot{m}_s h_s \tag{48}$$

$$\dot{m}_a h_{a,1} - \dot{m}_a h_{a,3} + \dot{m}_\omega h_\omega - \dot{m}_s h_s + q_s = \omega_3 \dot{m}_a h_{\nu,3} \tag{49}$$

$$\omega_3 \dot{m}_a h_{\nu,3} = \dot{m}_a (h_{a,1} - h_{a,3}) + \dot{m}_\omega h_\omega - \dot{m}_s h_s + q_s \tag{50}$$

$$\omega_3 \dot{m}_a h_{\nu,3} = \dot{m}_a C_{p,a} \Delta T_a + \dot{m}_\omega h_\omega - \dot{m}_s h_s + q_s \tag{51}$$

$$\omega_{3} = \frac{C_{p,a}(T_{1} - T_{3})}{\underbrace{h_{\nu,3}}{A}} + \underbrace{\frac{\dot{m}_{\omega}}{\dot{m}_{a}}\frac{h_{\omega}}{h_{\nu,3}}}_{B} - \underbrace{\frac{\dot{m}_{s}}{\dot{m}_{a}}\frac{h_{s}}{h_{\nu,3}}}_{C} + \underbrace{\frac{q_{s}}{\dot{m}_{a}h_{\nu,3}}}_{D}$$
(52)

En la Ecuación (52 $c_{p,a}$ denota al calor específico del aire. El término A representa la energía no aprovechada que se pierde calentando el fluido de trabajo (aire), pero si se tiene un valor elevado de $h_{v,3}$, A se reduce. El término B representa el producto de la relación de flujos másicos por la relación de entalpías de agua salada y aire seco. Un flujo elevado de agua salada con un valor considerable de temperatura resultará en mayor producción de vapor. El término C corresponde a la perdida de energía que se va en la salmuera de residuo. Si $\dot{m}_s = 0$, esta pérdida se eliminaría. El término D representa la contribución positiva debido al calor concentrado q_s . Si no hubiera concentración solar, este término no existiría, por lo tanto, es una ganancia neta para el proceso de humidificación.

El objetivo del proceso de humidificación en este caso es elevar el valor de ω_3 . Puede verse en la Ecuación (52) que un alto valor de T_3 contribuye negativamente a este propósito. T_3 representa la temperatura media del aire a la salida del tubo absorbedor, cuyos valores fueron estimados numéricamente y se presentaron en las Figura 62 a Figura 64 y Figura 72. En consecuencia, se puede decir que la concentración solar proporciona una ganancia neta al proceso de humidificación (término D) pero también ocasiona un aumento de T_3 , lo cual constituye una pérdida y es una desventaja del sistema de desalación aquí propuesto. Sin embargo, reconociendo que el aire normalmente tiene un muy bajo valor de calor específico ($c_{p,a} \approx 1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} a 300 \text{ K}$) en comparación con los valores de entalpía del vapor de agua ($h_{\nu,3}$), la pérdida que representa el término A podría resultar insignificante si se le contrasta con la ganancia D.

Se realizó el modelado numérico de un concentrador solar de tiro parabólico con geometría circular (configuración C1) y triangular (configuración C2) del tubo receptor, empleando aire como fluido de trabajo. Para realizar el estudio se utilizó el software ANSYS FLUENT y los datos de radiación solar medidos el 15 Sep 2019 en la ciudad de Ensenada, Baja California, México. Se validó con éxito el modelo numérico usando los resultados experimentales de Dudley et al., (1994). Se utilizó la temperatura media del fluido a la salida del tubo receptor como parámetro comparativo. La mayor diferencia porcentual obtenida fue de 13.67% y la menor fue de 6.38%.

La configuración C1 se investigó bajo condiciones de flujo laminar (Re = 1500), transición (Re = 2500) y turbulento (Re = 5000). Los valores de caudal correspondientes fueron 76.14, 126.77 y 253.55 L/min, respectivamente. Estos mismos valores se mantuvieron para el concentrador C2, derivando en valores del número de Reynolds de 77, 567 y 1133, todos correspondientes a un régimen de flujo laminar. En todos los casos modelados se observó que para un mismo caudal la temperatura media del aire a la salida del tubo absorbedor fue consistentemente mayor para la configuración C2 respecto a C1.

De los resultados de temperatura media del aire a lo largo del concentrador C1 se visualizó que el valor máximo se obtuvo siempre a la salida del tubo receptor. Se demostró también que el régimen de flujo más favorable para efectos de calentamiento del aire fue el laminar (Re = 1500). Los valores máximos de temperatura media se registraron en el intervalo de 11:00 a 12:00 y fueron: $T_{m,máx} = 40.88$ °C para Re = 1500, $T_{m,máx} = 36.50$ °C para Re = 2500, y $T_{m,máx} = 39.25$ °C para Re = 5000. La caída de presión a lo largo del tubo absorbedor tomó un perfil lineal 0.20 m después de la entrada del ducto y presentó un valor máximo de 0.25 Pa aproximadamente para flujo laminar.

En el concentrador C2 se mantuvo un flujo laminar en todos los casos estudiados y se observó que el valor más bajo del número de Reynolds (Re = 77) produjo el mayor calentamiento del aire. Nuevamente los valores máximos de temperatura media a la salida del tubo absorbedor sucedieron de 11:00 a 12:00 y fueron: $T_{m,máx} = 76.80$ °C para Re = 77, $T_{m,máx} = 66.33$ °C para Re = 567, y $T_{m,máx} = 54.07$ °C para Re = 1133. Contrario al concentrador C1, en la configuración C2 se presentó una mayor caída de presión para el mismo caudal. En Re = 77, la caída de presión a la salida del ducto fue de 0.45 Pa aproximadamente. La razón por la que se obtuvieron mayores valores de temperatura del aire cuando los valores del caudal fueron los más bajos se debe a que el aire permaneció más tiempo dentro del tubo absorbedor, lo que permitió tener una mayor transferencia de calor.

Desde un punto de vista térmico e hidráulico el análisis de los resultados obtenidos indica que sí es viable utilizar un tubo receptor triangular en un concentrador solar de tiro parabólico que haga la función de humidificador en un sistema de desalinización por humidificación-deshumidificación. La obtención de temperaturas del aire relativamente elevadas proporciona un entorno favorable para la evaporación de las gotas de agua salada que se introduzcan al humidificador. Mediante el desarrollo de una ecuación de balance de energía al humidificador se demostró que la adición de calor solar gratuito contribuye directamente a incrementar la humedad específica del aire.

Como trabajo futuro para avanzar esta línea de investigación se recomienda ampliar el estudio numérico considerando la adición de gotas de agua salada caliente al concentrador solar para modelar el proceso de humidificación, buscando maximizar el contenido de humedad en el aire a la salida del tubo receptor y minimizar la producción de salmuera. Se sugiere trabajar con la configuración C2 bajo un régimen de flujo laminar. Asimismo, es recomendable hacer simulaciones numéricas bajo condiciones de irradiación solar típicas de otros meses del año. Por último, una vez completado el proceso de humidificación es necesario modelar el sistema de desalinización en su conjunto.

- Abdelkareem, M. A., El Haj Assad, M., Sayed, E. T., Soudan, B. 2018. Recent progress in the use of renewable energy sources to power water desalination plants. Desalination, 444, 97–113. doi:https://doi.org/10.1016/j.desal.2017.11.018
- Abed, N., Afgan, I. 2020. An extensive review of various technologies for enhancing the thermal and optical performances of parabolic trough collectors. International Journal of Energy Research, n/a(n/a). doi:10.1002/er.5271
- Al-Sulaiman, F. A., Zubair, M. I., Atif, M., Gandhidasan, P., Al-Dini, S. A., Antar, M. A. 2015. Humidification dehumidification desalination system using parabolic trough solar air collector. Applied Thermal Engineering, 75, 809–816. doi:https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.072
- Alvarez, A., Carranza, F., Zavala, I., Sauceda, D. 2019. Theoretical investigation of a direct-contact humidification-dehumidification desalination system. Desalination and Water Treatment, 142, 11–23.
- ANSYS. 2017. Introduction to cfd methodology. ANSYS, Inc. Propietary. p. 17.
- AWWA. 2011. Desalination of seawater, M61. American Water Works Association, Denver, USA.
- Balaji, C. 2014. Essentials of radiation heat transfer. Springer.
- Bellos, E., Tzivanidis, C. 2019. Alternative designs of parabolic trough solar collectors. Progress in Energy and Combustion Science, 71, 81–117.
- Canonsburg, T. D., Cfd, A. I. 2012. Ansys icem cfd user manual. Knowl. Creat. Diffus. Util., 15317, 724–746.
- Chen, C. J. 2011. Physics of solar energy. John Wiley & Sons. p. 352.
- Chen, F., Li, M., Hassanien Emam Hassanien, R., Luo, X., Hong, Y., Feng, Z., Ji, M., Zhang, P. 2015. Study on the optical properties of triangular cavity absorber for parabolic trough solar concentrator. International Journal of Photoenergy, 2015.
- Cheng, Z. D., He, Y. L., Cui, F. Q., Xu, R. J., Tao, Y. B. 2012. Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solar flux conditions by coupling fvm and mcrt method. Solar Energy, 86(6), 1770–1784. doi:https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.02.039
- Chiranjeevi, C., Srinivas, T. 2016. Influence of vapor absorption cooling on humidification-dehumidification (hdh) desalination. Alexandria Engineering Journal, 55(3), 1961–1967. doi:https://doi.org/10.1016/j.aej.2016.07.026
- De Munari, A., Capão, D. P. S., Richards, B. S., Schäfer, A. I. 2009. Application of solar-powered desalination in a remote town in South Australia. Desalination, 248(1), 72–82. doi:https://doi.org/10.1016/j.desal.2008.05.040
- Dudley, V. E., Kolb, G. J., Mahoney, A. R., Mancini, T. R., Matthews, C. W., Sloan, M., Kearney, D. 1994. Test results: segs LS-2 solar collector. Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States).

Duffie, J. A., Beckman, W. A. 2013. Solar engineering of thermal processes. John Wiley & Sons.

- Elasaad, H., Bilton, A., Kelley, L., Duayhe, O., Dubowsky, S. 2015. Field evaluation of a community scale solar powered water purification technology: a case study of a remote Mexican community application. Desalination, 375(Supplement C), 71–80. doi:https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.08.001
- Elsaid, K., Kamil, M., Sayed, E. T., Abdelkareem, M. A., Wilberforce, T., Olabi, A. 2020. Environmental impact of desalination technologies: a review. Science of The Total Environment, 748, 141528.
- Esmaeilion, F. 2020. Hybrid renewable energy systems for desalination. Applied Water Science, 10(3), 84. doi:10.1007/s13201-020-1168-5
- Fluent, A. 2009. 12.0 theory guide. Ansys Inc, 5(5), 15.
- Freire-Gormaly, M., Bilton, A. M. 2019. Impact of intermittent operation on reverse osmosis membrane fouling for brackish groundwater desalination systems. Journal of Membrane Science, 583, 220–230. doi:https://doi.org/10.1016/j.memsci.2019.04.010
- Ghaffour, N., Bundschuh, J., Mahmoudi, H., Goosen, M. F. A. 2015. Renewable energy-driven desalination technologies: a comprehensive review on challenges and potential applications of integrated systems. Desalination, 356(Supplement C), 94–114. doi:https://doi.org/10.1016/j.desal.2014.10.024
- Hachicha, A. A. 2013. Numerical modelling of a parabolic trough solar collector. Universitat Politècnica de Catalunya. 177 pp.
- Hafez, A. Z., Attia, A. M., Eltwab, H. S., ElKousy, A. O., Afifi, A. A., AbdElhamid, A. G., AbdElqader, A. N., Fateen, S. E. K., El-Metwally, K. A., Soliman, A. 2018. Design analysis of solar parabolic trough thermal collectors. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 82, 1215–1260.
- Islam, M., Yarlagadda, P., Karim, A. 2019. Effect of the orientation schemes of the energy collection element on the optical performance of a parabolic trough concentrating collector. Energies, 12(1), 128. doi:https://doi.org/10.3390/en12010128
- Jeter, S. M. 1986. Calculation of the concentrated flux density distribution in parabolic trough collectors by a semifinite formulation. Solar Energy, 37(5), 335–345.
- Kabeel, A. E., Hamed, M. H., Omara, Z. M., Sharshir, S. W. 2013. Water desalination using a humidificationdehumidification technique—a detailed review. Natural Resources, 4, 20. doi:DOI:10.4236/nr.2013.43036
- Kalogirou, S. A. 2013. Solar energy engineering: processes and systems. Academic Press.
- Kaloudis, E., Papanicolaou, E., Belessiotis, V. 2016. Numerical simulations of a parabolic trough solar collector with nanofluid using a two-phase model. Renewable Energy, 97, 218–229. doi:https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.05.046
- Krishna, Y., Faizal, M., Saidur, R., Ng, K. C., Aslfattahi, N. 2020. State-of-the-art heat transfer fluids for parabolic trough collector. International Journal of Heat and Mass Transfer, 152, 119541. doi:https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119541

- Launder, B. E., Spalding, D. B. 1983. The numerical computation of turbulent flows. In Numerical prediction of flow, heat transfer, turbulence and combustion. Elsevier. pp. 96–116.
- Li, C., Goswami, Y., Stefanakos, E. 2013. Solar assisted sea water desalination: a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 19(Supplement C), 136–163. doi:https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.059
- Li, Z.-Y., Huang, Z., Tao, W.-Q. 2016. Three-dimensional numerical study on fully-developed mixed laminar convection in parabolic trough solar receiver tube. Energy, 113, 1288–1303. doi:https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.07.148
- Manikandan, G. K., Iniyan, S., Goic, R. 2019. Enhancing the optical and thermal efficiency of a parabolic trough collector–a review. Applied Energy, 235, 1524–1540.
- Oil, D. 1997. Gas. syltherm 800 heat transfer fluid. Technical report, DOW.
- Orosz, M., Mathaha, P., Tsiu, A., Taele, B. M., Mabea, L., Ntee, M., Khakanyo, M., Teker, T., Stephens, J., Mueller, A. 2016. Low-cost small scale parabolic trough collector design for manufacturing and deployment in Africa. En AIP Conference Proceedings, 2016, AIP Publishing LLC, 1734(1), pp. 20016. AIP Publishing LLC. p. 20016.
- Powell, K. 2021. Solar thermal. Consultado el 15 de enero del 2021, from Department of Chemical Engineering. College of Engineering. The University of Utah. website: https://kodypowell.che.utah.edu/solar-thermal/

Quaschning, V. V. 2019. Renewable energy and climate change. John Wiley & Sons.

- Reif, J. H., Alhalabi, W. 2015. Solar-thermal powered desalination: its significant challenges and potential.RenewableandSustainableEnergyReviews,48,152–165.doi:https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.065
- Sharon, H., Reddy, K. S. 2015. A review of solar energy driven desalination technologies. Renewable and
Sustainable Energy Reviews, 41(Supplement C), 1080–1118.
doi:https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.09.002
- Tijani, A. S., Roslan, A. M. S. Bin. 2014. Simulation analysis of thermal losses of parabolic trough solar collector in Malaysia using computational fluid dynamics. Procedia Technology, 15, 841–848.

TRACEPRO. 2019. Tracepro user's manual. Lambda Research Corporation. p. 573.

Unesco, W. W. A. P. 2012. Managing water under uncertainty and risk. Unesco.

- Upadhyay, B. H., Patel, A. J., Ramana, P. V. 2019. A detailed review on solar parabolic trough collector. International Journal of Ambient Energy, 1–21. doi:10.1080/01430750.2019.1636869
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W. 2007. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Pearson education. p. 517.

White, F. M. 2010. Fluid mechanics. McGraw-Hill. p. 1023.

WHO. 2019. Water, sanitation, hygiene and health: a primer for health professionals. World Health

Organization. p. 40.

Wu, Z., Li, S., Yuan, G., Lei, D., Wang, Z. 2014. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver. Applied Energy, 113, 902–911.

Xamán, J. 2016. Dinámica de fluidos computacional para ingenieros. Palibrio. p. 432.

- Yang, B., Zhao, J., Xu, T., Zhu, Q. 2010. Calculation of the concentrated flux density distribution in parabolic trough solar concentrators by Monte Carlo ray-trace method. En 2010 Symposium on Photonics and Optoelectronics, 2010, IEEE, pp. 1–4. IEEE. pp. 1–4.
- Zarzo, D., Prats, D. 2018. Desalination and energy consumption. What can we expect in the near future? Desalination, 427(August 2017), 1–9. doi:10.1016/j.desal.2017.10.046
En la Sección 3.1, en la Figura 36 se mostró la gráfica de la radiación global y la radiación normal directa que se registró el día 15 Sep 2019. Para obtener esta gráfica se utilizaron las mediciones de radiación solar total (G_T) hechas con el piranómetro de la estación meteorológica del CICESE y las mediciones de radiación difusa (G_d) tomadas con el piranómetro sombreado del laboratorio de energías renovables (LER). En la sección 2.1 se explicó que si a G_T se le resta G_d se obtiene la radiación normal directa G_b . Independientemente de si se trata de G_T , G_d o G_b un piranómetro normalmente mide y registra el valor de la irradiación G cada 5 minutos (300 s), por lo que en 1 hora se realizan 12 mediciones, entonces la radiación solar horaria I se calcula como sigue

$$I = \frac{\sum_{i=1}^{12} G_i \times 300 \text{ s}}{3600 \text{ s}}$$
(53)

El valor de *I* calculado con la Ecuación (53) se considera constante para toda la hora. Si se trabaja con G_T se obtiene I_T , y de forma similar si se trabaja con G_b se obtiene I_b . La aplicación de esta ecuación para cada hora del día permitió conocer los valores de $I_{T,CICESE}$ e $I_{b,LER}$ graficados en la Figura 36.

Anexo 2. Descripción del software ANSYS ICEM CFD

ANSYS ICEM CFD es una aplicación de ANSYS FLUENT que provee la adquisición de geometrías, generación de malla y herramientas de optimización capaces de cumplir con el requerimiento de generación de malla computacional para análisis sofisticados (Canonsburg y Cfd, 2012). Además, mantiene una estrecha relación con la geometría durante la generación de la malla. ANSYS ICEM CFD se utiliza especialmente en aplicaciones de ingeniería como CFD y análisis estructural. ANSYS ICEM CFD proporciona un vínculo directo entre geometría y análisis. La geometría puede importarse hacia la interfaz de ANSYS ICEM CFD en casi cualquier formato, desde un software comercial de diseño asistido por computadora (CAD, por sus siglas en inglés), una base de datos universal externa, escaneo de datos entre otros. Cuenta con un módulo robusto que soporta la creación y modificación de superficies, curvas y puntos, la opción de importar geometría ofrece la flexibilidad de combinar información en varios formatos para la generación de la malla. Los malla resultante estructurada, topología, conectividad del dominio interno y condiciones de frontera son guardados en la base de datos que pueden ser formateados para un solucionador en particular (Canonsburg y Cfd, 2012). El procedimiento genérico de trabajo de ANSYS ICEM CFD es el siguiente:

- 1. Crear/importar archivo.
- 2. Crear/manipular la geometría.
- 3. Crear la malla.
- 4. Verificar/editar la malla
- 5. Generar la entrada para un solucionador.

De manera más detallada el funcionamiento de ANSYS ICEM CFD se muestra en la Figura 76 y los módulos de mallado disponibles se muestran en la Figura 77.



Figura 76. Diagrama de flujo de ANSYS ICEM CFD (Canonsburg y Cfd, 2012).



Figura 77. Tipos de malla en ANSYS ICEM CFD: (a) tetra, (b) hexa/prism y (c) tetra/prism/hexcore (Canonsburg y Cfd, 2012).

Anexo 3. Descripción del software TracePro

TracePro es un programa de trazado de rayos para análisis óptico de modelos sólidos tridimensionales. TracePro traza rayos mediante el "trazado de rayos generalizado", esta técnica permite al usuario proyectar rayos en un modelo sin hacer suposiciones sobre el orden en que los objetos y las superficies se cruzarán. En cada intersección los rayos pueden estar sujetos a absorción, reflexión, refracción, difracción y dispersión. Conforme los rayos se propagan a lo largo del sólido, TracePro realiza un seguimiento del flux óptico asociado a cada rayo. TracePro contabiliza por completo la absorción, reflexión, refracción especular, difracción y dispersión de luz (TRACEPRO, 2019). La Figura 78 muestra un ejemplo de un dominio computacional enTracePro.



Figura 78. (a) Elemento solido en interfaz de TracePro y (b) ejemplo de trazado de rayos sobre el mismo elemento.

La Figura 78a muestra un ejemplo de dos elementos sólidos (superficie parabólica y absorbedor triangular). TracePro tiene la capacidad de definir propiedades ópticas para cada uno de los elementos sólidos, en este caso a la parábola se le asignó la propiedad de reflector perfecto y el absorbedor se definió como absorbedor perfecto. En la Figura 78b se muestra la fuente que produce los rayos que inciden sobre la parábola y son reflejados hacia el tubo absorbedor.