

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA
INSTITUTO DE INGENIERÍA



MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA

ESTUDIO DEL POTENCIAL DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO

SOLAR EN MICRORREDES AISLADAS

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:

JESÚS ARMANDO AGUILAR JIMÉNEZ

DIRECTORES:

DR. NICOLÁS VELÁZQUEZ LIMÓN

DR. ALEXIS ACUÑA RAMÍREZ

MEXICALI, B.C., MÉXICO A MAYO DE 2018

EL SIGUIENTE PROYECTO FUE DESARROLLADO
EN EL CENTRO DE ESTUDIOS DE LAS ENERGÍAS
RENOVABLES.





***“Si he logrado ver más lejos, ha sido porque he subido a
hombros de gigantes”***

Issac Newton

*Sí, hombros de mis padres, hermanos, familia, novia, amigos,
maestros y todas esas personas que influyeron en mi formación
personal y académica, con su apoyo incondicional, estoy donde
estoy, de todo corazón ¡Gracias!. Esto es un escalón más hacia mi
realización y va dedicado para ustedes.*

Eusebio, Sonia, Arlenne, Dinnael, Eva y Erica, gracias por ser mi motivación.

AGRADECIMIENTOS

Al Dr. Nicolás Velázquez Limón y Dr. Alexis Acuña Ramírez por su apoyo, consejo, sabiduría, conocimiento y amistad incondicional, permitiéndome ser parte de su grupo de trabajo y adoptarme como un pupilo más.

A mis maestros de posgrado, Dra. Gisela Montero Alpírez y Dr. Carlos Pérez Tello, por su conocimiento brindado.

A los miembros del Honorable Jurado: Dr. Luis Antonio González Uribe, Dr. Adolfo Heriberto Ruelas Puente y Dr. Fernando Lara Chávez.

A todos mis compañeros del Centro de Estudios de las Energías Renovables, que durante todo este tiempo me han ayudado a crecer en “*todos los sentidos*”, M. I. Ricardo López, M. I. Edgar González, M. C. Lorena Ramírez, M. I. Francisco Castellanos, M. C. Saúl Islas. M. I. Rodrigo Cota, Ing. Jerónimo Álvarez, Dr. Ernesto Pando, Dra. Mydory Nakasima, Ing. Juan Casas e Ing. Javier Wong.

A mis amigos de profesión: Mayra, Israel, Oscar, Brandon, Martín, Karolina y Juan.

Al Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California, en especial al Centro de Estudios de las Energías Renovables por todas las facilidades y el apoyo otorgado para la realización de este trabajo.

También agradecer al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) y Centro Mexicano de Innovación en Energía Solar (CeMIE Sol) por el apoyo otorgado para la realización de mis estudios de maestría.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS	III
RESUMEN	VIII
ABSTRACT	IX
1. Introducción	1
1.1. Planteamiento del problema	1
1.2. Justificación	4
1.3. Antecedentes	6
1.4. Objetivos	12
1.4.1. Objetivo general	12
1.4.2. Objetivos específicos	12
1.5. Responsabilidades de cada autor en las publicaciones presentadas	13
1.5.1. Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency . . .	13
1.5.2. Techno-economic analysis of a hybrid PV-CSP system with thermal energy storage applied to isolated microgrids	13
1.5.3. Modeling, construction, and experimentation of a compound parabolic concentrator with a concentric tube as the absorber	14

1.5.4. Colector parabólico compuesto que concentra y convierte la radiación solar en energía térmica	14
1.5.5. Colector cilindro parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos	14
1.5.6. Estudio experimental de concentradores solares tipo CPC bajo orientación Norte-Sur y Este-Oeste	15
2. Planteamiento del problema	16
2.1. ARTÍCULO: Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency	16
2.2. ARTÍCULO: Techno-economic analysis of a hybrid solar ORC-PV with thermal storage system applied to isolated microgrids	17
2.3. ARTÍCULO: Modeling, construction, and experimentation of a compound parabolic concentrator with a concentric tube as the absorber	18
2.4. SOLICITUD DE PATENTE: Colector parabólico compuesto que concentra y convierte la radiación solar en energía térmica	19
2.5. SOLICITUD DE PATENTE: Colector cilindro parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos	20
2.6. ARTÍCULO: Estudio experimental de concentradores solares tipo CPC bajo orientación Norte-Sur y Este-Oeste	21
A. Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency	29
B. Techno-economic analysis of a hybrid PV-CSP system with thermal energy storage applied to isolated microgrids	39
C. Modeling, construction, and experimentation of a compound parabolic concentrator with a concentric tube as the absorber	64
D. Colector parabólico compuesto que concentra y convierte la radiación solar en energía térmica	74
E. Colector cilindro parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos	95

F. Estudio experimental de concentradores solares tipo CPC bajo orientación Norte-Sur y Este-Oeste	116
---	------------

RESUMEN

En este trabajo, un sistema híbrido fotovoltaico-energía termosolar de concentración (PV-CSP, por sus siglas en inglés) es analizado técnica y económicamente para ser empleado como fuente energética en microrredes aisladas, tomando como caso de estudio la microrred de Puertecitos, Baja California, México. El sistema PV-CSP cuenta con un campo de concentradores solares cilindro parabólico con almacenamiento térmico, para activar térmicamente un ciclo Rankine orgánico de 30 kW, el cual satisface la demanda energética de la comunidad durante los periodos de baja o nula radiación solar. El campo PV consta de 73 kW para cubrir las necesidades eléctricas de la comunidad durante el día, periodo durante el cual el campo CSP almacena calor sensible en tanques para su posterior uso. Se presenta el estudio operativo y económico del sistema híbrido comparado con el actual de la microrred. Los resultados muestran que, para el caso de estudio, el costo nivelado de energía (LCOE) del sistema híbrido PV-CSP es de 0.524 USD/kWh, solo 2 % mayor que los sistemas tradicionales de generación fotovoltaica con almacenamiento en baterías en microrredes, con 0.51 USD/kWh. Sin embargo, si el PV-CSP se incorporara a una comunidad 50 % mayor en cuanto a requerimientos eléctricos, para el sistema PV-CSP el LCOE sería de 0.506 USD/kWh, más económico que el PV-Battery system. Además, si la comunidad presentara demandas superiores a los 500 kW, el LCOE del PV-CSP sería hasta 26 % menor. Este puede ser comparable y competitivo con grandes plantas híbridas comerciales, si el sistema es aprovechado energéticamente a su máxima capacidad durante todo el año. La hibridación de estos sistemas permite una gestionabilidad y complementariedad de la energía que, aplicado a microrredes aisladas, disminuye o elimina el problema de almacenamiento con baterías, resultando en una reducción de los costos en la vida útil del proyecto.

ABSTRACT

In this work, a hybrid Photovoltaic (PV) – Concentrated solar power (CSP) system is analyzed technically and economically to be used as an energy source in isolated microgrids, taking as a case study the microgrid from Puertecitos, Baja California, Mexico. The PV-CSP system has a field of solar concentrators with thermal storage to activate a 30 kW organic Rankine cycle, which satisfies the community's energy demand during periods of low or no solar radiation. The PV field consists of 73 kW to cover the electrical needs of the community during the day, a period in which the CSP field stores sensible heat in tanks. The operational and economic study of the hybrid system compared to the current one of the microgrid is presented. The results show that, for the case study, the levelized cost of energy (LCOE) of the PV-CSP hybrid system is 0.524 USD/kWh, only 2 % higher than PV-Battery with 0.51 USD/kWh. However, if the PV-CSP were to be incorporated into a 50 % larger community, the LCOE would be 0.506 USD/kWh. In addition, if the community presents demands exceeding 500 kW, the LCOE of the PV-CSP would be up to 26 % lower. It can be competitive and comparable to large commercial hybrid plants if the system is harnessed to its maximum capacity throughout the year. The hybridization of these systems allows a manageability and complementarity of the energy that, applied to isolated microgrids, diminishes or eliminates the problem of storage with batteries, resulting in a reduction of the costs in the useful life of the project.

Introducción

*La motivación es la mejor fuente de
energía renovable*

1.1. Planteamiento del problema

Durante los últimos años el calentamiento global ha tomado mucha importancia en todo el mundo por los efectos negativos que este conlleva. El principal promotor de este problema es el uso desmedido de los hidrocarburos en las actividades de los seres humanos, con el fin de generar energía en distintas formas (por ejemplo energía eléctrica o energía térmica) para activar algún proceso, en el cual se producen los llamados gases de efecto invernadero (GEI). Ha sido tan grande el impacto de la contaminación en el planeta, que los estragos están afectando cultivos, zonas turísticas, fauna, etc., de forma global. El inicio de la revolución industrial, a mediados del siglo XVIII, fue un punto de referencia para darnos cuenta desde cuando surgió este problema; la invención de la máquina de vapor y la facilidad de realizar trabajo con combustibles fósiles fue el detonante del incremento de concentración de los GEI, en especial el dióxido de carbono, principal sustancia residual en procesos de combustión de hidrocarburos.

El efecto invernadero es un fenómeno natural, en el cual los gases de la atmósfera absorben la radiación de calor emitida por la superficie del planeta y esta es redirigida en todas direcciones, lo que da como resultado un incremento en la temperatura superficial. Los gases que absorben más calor son los GEI. El efecto invernadero siempre ha existido, es

decir, no solamente las actividades humanas lo provocan, ya que hay actividades naturales que también los producen, como las erupciones volcánicas, incendios forestales, defecación, entre otras, pero los niveles de concentración se mantenían, beneficiando al planeta. A partir de las actividades humanas (generación de energía eléctrica, procesos industriales, transporte, confort, etc.) es cuando las emisiones de GEI se han incrementado de manera exponencial y alarmante. Un aumento en la temperatura promedio global está resultando en cambios que ya se pueden observar, como lo es el aumento de los niveles del mar (deshielo en los polos por altas temperaturas), cambios en el patrón y cantidad de precipitaciones y la expansión de los desiertos subtropicales.

En cuanto a la generación de energía, el CO₂ es el principal GEI que se produce y en cantidades muy grandes cuando se emplean combustibles fósiles para la activación de procesos. En estos momentos, la principal fuente de energía está basada en hidrocarburos, los cuales cuentan con una gran densidad energética y acaparan el 78.3 % de la potencia mundial instalada. Esto nos dice el problema que se tiene en cuanto a la matriz energética, ya que se depende en su mayoría de un solo energético, lo cual puede provocar inestabilidad y volatilidad económica cuando se produzcan déficits en su disponibilidad, causando estragos en la planeación energética.

Mundialmente hablando, problemas con el petróleo son muchos, pero recientemente se tuvo una de las peores crisis económicas debido a la dependencia de él. El precio del barril de petróleo estaba por debajo de los \$30 USD en el año 2016, cuando se solía vender arriba de los \$70 USD (2014), provocando que se desplomara la economía de los países productores en un periodo de tiempo muy rápido. Esta situación fue provocada por el fenómeno oferta-demanda, en la cual el más grande consumidor, China, dejó de comprar petróleo por problemas económicos, incrementando la oferta a niveles muy por debajo de lo común. Este, entre otros factores mundiales, está afectando severamente a los países petroleros.

Tener una matriz energética mundial basada en hidrocarburos cercana al 80 % del total nos deja muy en claro la dependencia que se tiene, y al ser un combustible no renovable, se agotará dejando a todas las plantas de generación de energía (entre otros procesos) sin combustible para su operación. Por ser un producto altamente comercial, el petróleo sufre una

gran volatilidad en sus precios, un día puede ser muy barato y reducir costos de operación, pero otro día puede incrementar su costo, afectando severamente todo lo relacionado a su uso.

Otro de los problemas que se encuentra con la generación de energía basadas en el petróleo son sus altos costos de operación, al utilizar un combustible fósil este se debe de transportar hasta el centro de generación, provocando gastos de transporte sumado aún más a los gastos por la compra del combustible. Esto hace muy caro la instalación de plantas eléctricas en lugares remotos donde no cuentan con servicio eléctrico, ya que las pequeñas poblaciones no cuentan con los recursos para la instalación ni operación de la misma.

México no está fuera de la situación mundial, ya que nuestro país en el 2015 se encontraba en el lugar 12 a nivel global en cuanto a generación de CO₂ solamente por el empleo de combustibles fósiles (IEA, 2017). El sector energético es el principal productor de GEI en nuestro país, donde las emisiones de CO₂ son dominadas por transporte y generación eléctrica, donde cada uno aporta un tercio del total. La demanda energética se incrementará al 50 % al 2030 por resultado de una alta actividad industrial y más electrodomésticos en el hogar (refrigeradores más grandes, máquinas de lavado de trastes, aires acondicionados, etc.) principalmente (IEA, 2015).

La energía eléctrica es de suma importancia para contar con una buena calidad de vida, ya que se encuentra presente en casi todas las actividades productivas diarias, desde la industria al hogar, así también es de vital importancia para nuestro desarrollo. En el 2012 en México el 0.9 % del total de la población no contaba con acceso a la energía eléctrica, equivalente en ese año a 1,100,000 de personas (BM, 2016); si bien no es un porcentaje alto, si representa una gran cantidad de habitantes sin este servicio público. Los principales factores que predominan en esta inaccesibilidad eléctrica es el lugar remoto en el que se encuentran, ya que para la Comisión Federal de Electricidad (CFE) no le es económicamente viable llevar el servicio eléctrico a estos pequeños pueblos, dada la gran inversión por la ampliación de la red. Y es en estos lugares alejados de la red eléctrica donde más se necesita este servicio, el rezago social impacta más en poblaciones que no cuentan con electricidad para subsanar las inclemencias básicas (agua potable, servicios médicos, educación, alimentación, aire acondicionado, etc.).

Además del impacto social, la falta de energía eléctrica es un freno para el crecimiento económico, ya que no existen las condiciones para la creación de actividades productivas.

La contaminación ambiental, cambio climático, desconfianza en el precio de los combustibles fósiles, falta de energía eléctrica en lugares marginados y un futuro sustentable sin bases sólidas, son las razones por las cuales se deben de llevar a cabo acciones en pro de nuestro planeta, con el afán de poder contar en el futuro (muy cercano) con un lugar donde podamos vivir en armonía, donde nuestras acciones sean realizadas teniendo el concepto de desarrollo sustentable siempre en mente; no se debe de dejar pasar más tiempo para empezar a combatir todos los estragos que se han estado observando en los últimos años, desde huracanes con fuerzas nunca antes vistas, niveles de la altura del mar por encima del promedio, hasta el fenómeno de “El Niño” con impactos en la flora y fauna devastadores. Es por esto la importancia de adoptar estrategias ambientales que impacten en nuestra vida cotidiana sin afectar al medio ambiente, utilizando recursos renovables y fuentes de energía que ayuden a mitigar todos estos cambios negativos en nuestro ecosistema.

Los esfuerzos de este proyecto, teniendo en cuenta la problemática mencionada, van dirigidos en el empleo de fuentes renovables de energía y tecnologías de conversión energética eficientes y que no dañan al ambiente, para su aplicación como generadores eléctricos en regiones donde la población no cuente con este servicio.

1.2. Justificación

La generación de energía eléctrica es cada vez más costosa por el uso principalmente de combustibles fósiles, los cuales tienen una volatilidad alta en su costo, dando una sensación de inseguridad invirtiendo a largo plazo. Las energías renovables no comparten esa impresión a la hora de invertir, estas aseguran un precio de operación estable durante muchos años, ya que el combustible es gratis y virtualmente inagotable. Por otro lado, producir energía eléctrica de una fuente limpia es el camino que se ha estado adoptando entre las grandes potencias mundiales, para frenar los cambios climáticos que la contaminación ambiental está provocando. Además, llevar electricidad a todas las personas que no cuentan con este servicio

es muy costoso, dando hincapié a la instalación de micro redes aisladas de la red eléctrica tradicional, autoabasteciéndose con energía limpia.

Muchos factores están incrementando el potencial de mercado para pequeñas plantas de energía, como lo son la necesidad de contar con sistemas de energía distribuidos en áreas remotas y aisladas, la necesidad de energía sustentable para el crecimiento económico en países, la necesidad de pequeños y eficientes sistemas de poligeneración para aplicaciones conectadas a la red eléctrica, la necesidad de generar electricidad limpia por medio de fuentes de energía renovable, y la desregularización y privatización del sector eléctrico mundial (Tchanche y cols., 2011). México, como ya se mencionó anteriormente, cuenta con los potenciales más altos de aprovechamiento de energías renovables mundialmente hablando, siendo la energía solar de las principales fuentes para su explotación, ya que la mayoría del territorio nacional cuenta con potencial solar probado para su aplicación en distintos rubros (SENER, 2015).

En este proyecto se parte de la necesidad de una fuente de energía limpia, barata, confiable y con posibilidad de ser aplicada en cualquier lugar donde la necesiten, para ello se aprovechan las ventajas de las tecnologías de generación eléctrica basadas en energía solar, para atacar la marginación y baja calidad de vida de poblaciones que no cuentan con este servicio. México no cuenta con proyectos a gran escala en cuanto a energía solar termoeléctrica, desviándonos de la dirección internacional, debemos de tomar el camino correcto y aprovechar lo disponible en nuestro país, atacando problemáticas sociales, dándoles una solución sustentable y generando nuestras propias tecnologías, para activar la economía nacional e iniciar la tendencia de innovadores mundiales. Esta investigación va encaminada a la formación de bases teóricas y experimentales para el uso de tecnologías de concentración solar para atacar las problemáticas de desabasto de energía eléctrica en pueblos aislados, manteniendo como parte fundamental los principios del desarrollo sustentable.

1.3. Antecedentes

La generación de energía eléctrica durante los últimos años se ha flexibilizado y ha incorporado distintas tecnologías para la generación de electricidad. Los concentradores solares convierten la radiación solar en energía térmica, que a su vez puede ser empleada para la activación de un ciclo termodinámico para la generación de energía eléctrica, como lo es el ciclo Rankine. Este utiliza vapor de agua a temperatura por arriba de los 400°C y, posteriormente, la conversión en energía eléctrica por medio de un dispositivo de expansión con su respectivo generador eléctrico. Estos sistemas se encuentran muy maduros técnicamente, lo cual se puede apreciar con la gran cantidad de plantas instaladas en el mundo (NREL, 2017; Zhang y cols., 2013). Sin embargo, lograr estos niveles de temperatura con tecnologías de concentración solar sólo es posible con un limitado número de equipos disponibles en el mercado, y económicamente factible únicamente en gran escala. No obstante, una opción atractiva que ha tomado relevancia durante los últimos años es el ciclo Rankine orgánico (ORC) que, a diferencia de un ciclo Rankine simple, utiliza como sustancia de trabajo un fluido orgánico, con temperaturas de evaporación mucho más bajas que el agua (utilizada en los ciclos tradicionales de vapor), permitiendo aprovechar un rango más bajo de temperaturas de las fuentes energéticas, abriendo el campo a una gran cantidad de equipos de calentamiento solar como opciones de aplicación.

Actualmente, en el mundo existe una capacidad instalada cercana a los 5,000 MW de tecnologías de concentración solar para la generación de energía eléctrica (J. Wang y cols., 2017), de los cuales una cantidad negligible corresponden a ORC activados con energía solar (Tartière, 2017). Ejemplos de plantas ORC solares operacionales se encuentran en Arizona, USA, con un sistema de 1 MW activado con un campo de concentradores de 10,000 m²; otro sistema pequeño para electrificación rural en Lesotho, Africa, de 3 kW con un campo solar de 75m²; y un sistema experimental de 2.5 kW y desalación en Atenas, Grecia, activado con un campo solar de 88 m² con tubos evacuados (Freeman y cols., 2015). Sin embargo, una gran disminución en los precios de las tecnologías solares, así como un gran interés mundial en la integración energética y disminución de costos, a dado como resultado que los ORC solares

sean más atractivos económicamente y el número de plantas se incremente en gran medida. Además, estos sistemas tienen un gran potencial en el mercado fuera de red, para aplicaciones en zonas rurales con limitado o nulo acceso a la red eléctrica (Giovannelli, 2015).

La primera experiencia reportada del empleo de un ORC solar se remonta al año de 1907, cuando Frank Shuman en Philadelphia, USA, empleó la energía solar para evaporar ether a 115°C, con lo que activó un ORC de 2.5 kW que encendía una bomba de riego. El equipo de calentamiento solar consistía en una “caja caliente” de 100m² (Shuman, 1907).

Durante los últimos años los concentradores solares del tipo cilindro parabólico (CCP) han acaparado el mercado e investigación en todo el mundo, actualmente es la tecnología de concentración solar más utilizada para la generación de energía a gran escala (entre los 10 MW y 90 MW), principalmente eléctrica en grandes granjas solares, trabajando entre 300°C y 400°C de temperatura (Borunda y cols., 2016). Si bien, no por ser la tecnología más conocida tiene que ser la más barata o eficiente entre los distintos tipos de concentradores solares (Abbas y cols., 2016), si es la que más se ha explotado, más que nada por la confianza que le tiene el mercado. En cuanto el uso de CCP acoplados a ORC, hay una gran investigación que va desde baja, mediana y gran escala, siempre buscando mejorar las condiciones de operación, eficiencias globales, su acoplamiento a distintos procesos, nuevas configuraciones de ORC, y hasta el empleo de cogeneración y poligeneración para proveer calor de procesos, desalación y/o aire acondicionado o calefacción al mismo tiempo que la energía eléctrica, para volverlos más atractivos económicamente (Delgado-Torres y García-Rodríguez, 2007; Nafey y Sharaf, 2010; Quoilin y cols., 2011; Al-Sulaiman y cols., 2012; He y cols., 2012; C. Li y cols., 2013; Ferrara y cols., 2014; Ozcan y Dincer, 2014; Desai y Bandyopadhyay, 2015; Sahoo y cols., 2015; Borunda y cols., 2016; Kizilkan y cols., 2016; Karellas y Braimakis, 2016).

Los esfuerzos en la investigación actual también contemplan en gran medida el uso de otras tecnologías de concentración solar para ser acopladas a los ORC, tal es el caso de los reflectores lineales Fresnel (RLF). Estos pueden ser una opción viable a las demás tecnologías de concentración, especialmente si el área para la instalación es un factor crítico. En comparación con la tecnología CCP, los RLF tiene un diseño simple, utiliza espejos más

económicos ya que no presentan curvatura y necesitan costos de capital menores (Cau y Cocco, 2014). Estudios de RLF en conjunto con ORC también es un tema de gran interés y se han realizado esfuerzos para que esta tecnología sea competitiva (Cau y Cocco, 2014; Xu y cols., 2015; Rodat y cols., 2015).

Del mismo modo, otro concentrador que es muy conocido por sus beneficios técnicos es el parabólico compuesto (CPC), ya que dada su geometría, no necesita un sistema de seguimiento solar para concentrar la radiación solar. Su acoplamiento a ORC llama mucho la atención, ya que pueden alcanzar temperaturas de hasta 150°C, suficiente nivel para su activación y, de igual manera, la literatura de la tecnología del ORC con CPC se está trabajando (J. Wang y cols., 2009; Jing y cols., 2010; Antonelli y cols., 2014; Z. Wang y cols., 2015; J. Li y cols., 2016).

Las torres centrales, por las altas temperaturas que pueden lograr, no son consideradas en gran medida como fuentes energéticas para los ORC, ya que presentan mejor eficiencia en los ciclos Rankine tradicionales. Incluso calentadores solares sin concentración han sido estudiados y empleados en estas aplicaciones (Pei y cols., 2010; Calise y cols., 2015). Además, los ORC son ampliamente aplicados para aprovechar la energía geotérmica, combustión de la biomasa, calor de desecho, entre otros (Villarini y cols., 2014; H. Zhai y cols., 2016).

Numerosos estudios se han realizado del empleo de los ORC activados con energía solar, pero muy pocos aplicados a la electrificación rural. Quoilin y cols. (2011) desarrolló un ORC activado con concentradores cilindros parabólicos (CCP) para la generación de 3 kW eléctricos en zonas remotas de Lesotho, África, donde no cuentan con este servicio. Concluyó que los ORC empleando energía solar de baja capacidad son adaptables en aplicaciones fuera de red, ya que la construcción y puesta en marcha de este tipo de sistemas pueden realizarse en la misma localidad, a diferencia de los paneles fotovoltaicos y baterías. Sin embargo, como todo proceso térmico, es indispensable un control certero y adecuado para estas tecnologías y así tener una operación eficiente y segura sin daños a la misma. Usman y cols. (2017) diseñó y realizó pruebas experimentales a un ORC de baja capacidad para aplicaciones fuera de red y así validar modelos de control entre la generación y demanda.

Impuso cambios en las cargas eléctricas para ver las variaciones en la velocidad rotacional del expansor y, mediante un control PI, incrementaba la velocidad de la bomba para llevar más fluido de trabajo a alta presión para asegurar que el expansor rotara a ciertas RPM. Estas técnicas de control son muy importantes en los sistemas ORC aislados, ya que lo convierte en un sistema robusto con una operación autónoma, sin intervención humana para manejar las fluctuaciones de la demanda y generación. Ireland y cols. (2014) puso a prueba un ORC activado con colectores solares CCP para evaluar un modelo dinámico de control del impacto de las fuentes y sumideros de calor variables, el almacenamiento térmico y las cargas eléctricas variables asociadas a la generación distribuida. Menciona que las plantas de generación de energía eléctrica termosolar de baja capacidad acopladas a sistemas de almacenamiento térmico permiten un incremento en el tiempo de operación diaria, además ayudan a amortiguar las variaciones rápidas que pueden presentarse en el campo solar. Incluso los ORC activados con energía solar han sido estudiados para proveer electricidad y calor para usos domésticos, almacenando energía térmica, lo cual es muy aplicable a hogares en regiones remotas, tomando ventaja de los recursos renovables presentes en el asentamiento (Freeman y cols., 2017; Kalogirou, 2012).

Sin embargo, la implementación de estos proyectos en baja capacidad no ha detonado, principalmente por los altos costos de instalación en pequeña escala. Buscando la factibilidad económica de estas tecnologías, las investigaciones a nivel mundial actualmente han puesto interés en la hibridación de equipos térmicos y fotovoltaicos, para extraer las ventajas técnicas y económicas que ambos ofrecen. El desarrollo de sistemas híbridos PV-concentración solar de potencia (CSP) se ha acelerado en los años recientes con el incremento en la madurez de la tecnología fotovoltaica y de CSP (Ju y cols., 2017). Petrollese y Cocco (2016) evaluaron sistema de generación de energía eléctrica híbrido PV-CSP con almacenamiento térmico y baterías, caracterizado por entregar una nivel de potencia constante. Los resultados demostraron que la hibridación de estos sistemas puede operar sinérgicamente, especialmente si los requerimientos energéticos son durante el día y la noche. Patil y cols. (2017) compararon técnica y económicamente el desempeño de un ORC activado con energía solar y almacenamiento térmico, con una sistema fotovoltaico con almacenamiento de baterías,

ambos con capacidad de 50 kW. Estimaron costos nivelados de energía (LCOE) mínimos de 0.19 USD/kWh para el ORC solar, mientras que para el PV con baterías de 0.26 USD/kWh. Si se elimina el banco de baterías pudieran alcanzar LCOE de hasta 0.12 USD/kWh.

Cabe mencionar que ya existen proyectos en planeación y construcción a nivel mundial de sistemas PV-CSP en gran escala (Green y cols., 2015; Ju y cols., 2017). Starke y cols. (2016) realizaron la evaluación de un sistema PV-CSP de gran capacidad, el cual contemplaba concentradores cilindros parabólicos y torre central, bajo las condiciones climáticas del norte de Chile empleando el simulador TRNSYS. Sus resultados mostraron que la hibridación de los sistemas FV con CSP pueden alcanzar factores de planta mayor al 80 % con un campo solar menor, mencionando que es la ventaja principal de la combinación de estas tecnologías, que por ende se lograba una disminución en el LCOE. Parrado y cols. (2016) calcularon el LCOE para tres plantas solares de 50 MW cada una: planta FV, planta CSP con 15 h de almacenamiento térmico y una planta PV-CSP con 20 y 30 MW, respectivamente, incluyendo también 15 h de almacenamiento térmico. Dos escenarios fueron evaluados hasta el año 2050, Blue map y Road map, este último tiene una mejor perspectiva en cuanto a futuras instalaciones de tecnologías solares alrededor del mundo. Sus resultados muestran LCOE en el rango de 0.138-0.074 USD/kWh para el sistema híbrido bajo el escenario Road map. Además, mencionan que estos sistemas trabajando en conjunto pueden proveer energía eléctrica por 24 h continuas, lo que con tecnologías individuales es más complicado y caro. En otro estudio, Pan y Dinter (2017) evaluaron la combinación de una planta PV-CSP para la generación base de energía en Sudáfrica. El sistema comprende 100 MW de módulos PV con 100 MW de CSP (torre central). Sus resultados muestran LCOE en el rango de 0.133-0.157 USD/kWh con factores de capacidad mayores al 90 %. Incluso se han realizado estudios de sistemas híbridos PV-CSP para la generación de energía eléctrica y desalación (Valenzuela y cols., 2017). R. Zhai y cols. (2017) analizaron las ventajas del almacenamiento de energía térmica en sistemas PV-CSP, reemplazando el almacenamiento en baterías. Ellos concluyeron que el almacenar térmicamente la energía en este tipo de plantas permite una reducción del 19 % en el LCOE.

La gran mayoría de estudios se han enfocado en plantas híbridas comerciales de gran

capacidad, donde lo que se busca es producir energía base o entregar la mayor cantidad de energía a la red. Los sistemas PV-CSP no han sido explorados en microrredes, sin que se muestren las ventajas técnicas y económicas que estos pueden aportar a la solución de los problemas de almacenamiento, variación e intermitencia de la energía solar y eólica, así también a la adaptación de la generación a la demanda eléctrica. Siendo un sistema pequeño, el cual se debe de ajustar a las necesidades energéticas de la comunidad, se convierte en un campo de estudio distinto de lo que actualmente es presentado en la literatura.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Analizar la factibilidad de la incorporación a microrredes aisladas las tecnologías de ciclo Rankine orgánico de baja capacidad, activadas con energía solar de concentración y almacenamiento térmico, trabajando híbridamente con sistemas fotovoltaicos.

1.4.2. Objetivos específicos

- Estudio del estado del arte de los distintos tipos de concentradores solares para la activación de ciclos Rankine orgánico.
- Caracterización y estudio experimental de los sistemas de concentración solar.
- Estudio teórico del ciclo Rankine orgánico para la generación de energía eléctrica.
- Estudio de acoplamiento entre sistema de colección solar y ciclo Rankine orgánico utilizando el software de simulación TRNSYS y EES.
- Analizar la operación híbrida del ciclo Rankine orgánico solar con un sistema fotovoltaico.
- Evaluar la incorporación del sistema híbrido a una microrred aislada.

1.5. Responsabilidades de cada autor en las publicaciones presentadas

1.5.1. Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency

Revista: *Applied Thermal Engineering*. Vol. 130 (2018) 221-229

DOI:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.167> FI: 3.35

Armando Aguilar	Diseño, construcción y pruebas experimentales. Estudio de simulación e interpretación de resultados.
Nicolás Velázquez	Director de tesis, asesor en el diseño, construcción y pruebas experimentales.
Alexis Acuña	Asesor en el planteamiento del modelo matemático, estudio de simulación y discusión de resultados.
Ricardo López	Asesor en la resolución del modelo matemático.
Luis González	Asesor en el diseño, construcción y pruebas experimentales.

1.5.2. Techno-economic analysis of a hybrid PV-CSP system with thermal energy storage applied to isolated microgrids

Revista: *Solar Energy* FI: 4.01 (Enviado)

Armando Aguilar	Planteamiento de modelo matemático, estudio de simulación e interpretación de resultados
Nicolás Velázquez	Director de tesis, responsable técnico de la microrred de Puertecitos e interpretación de los resultados.
Alexis Acuña	Codirector de tesis, asesor en el planteamiento de la simulación y modelo matemático.
Rodrigo Cota	Asesor en la microrred de Puertecitos, aportando la información energética de la comunidad e interpretación de la misma.
Edgar González	Asesor en la microrred de Puertecitos, aportando la información técnica del sistema de almacenamiento de energía.
Luis González	Asesor en el planteamiento del modelo matemático.
Ricardo López	Asesor en el estudio de simulación e interpretación de los resultados.
Saúl Islas	Asesor en el planteamiento del estudio de simulación, así como la discusión de los resultados.

1.5.3. Modeling, construction, and experimentation of a compound parabolic concentrator with a concentric tube as the absorber

Revista: *Journal of Energy Engineering*. Vol. 143 (2017)

DOI:[https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000416](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000416) FI: 1.94

Alexis Acuña	Diseño y construcción del prototipo. Planteamiento del modelo matemático, estudio de simulación e interpretación de resultados.
Nicolás Velázquez	Asesor en el diseño, construcción y pruebas experimentales.
Daniel Saucedo	Asesor en el planteamiento del modelo matemático, estudio de simulación y discusión de resultados.
Armando Aguilar	Asesor en la experimentación.

1.5.4. Colector parabólico compuesto que concentra y convierte la radiación solar en energía térmica

Solicitud de patente

Nicolás Velázquez	Asesor en todas las etapas del desarrollo del sistema de concentración solar y evaluación de la propuesta.
Armando Aguilar	Diseño, construcción y evaluación del concentrador solar.

1.5.5. Colector cilindro parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos

Solicitud de patente

Nicolás Velázquez	Asesor en todas las etapas del desarrollo del sistema de concentración solar y evaluación de la propuesta.
Armando Aguilar	Diseño, construcción y evaluación del concentrador solar.

1.5.6. Estudio experimental de concentradores solares tipo CPC bajo orientación Norte-Sur y Este-Oeste

Memoria congreso: *XL Semana Nacional de Energía Solar 2016*

Armando Aguilar	Diseño, construcción, pruebas experimentales e interpretación de resultados.
Nicolás Velázquez	Director de tesis, asesor en el diseño, construcción y pruebas experimentales.
Ricardo López	Asesor en la discusión de resultados.
Alexis Acuña	Asesor en el diseño de experimentos y discusión de resultados.
Francisco castellanos	Asesor en el diseño, construcción y pruebas experimentales.
Jerónimo Álvarez	Asesor en la construcción y pruebas experimentales

Planteamiento del problema

La felicidad no está en la chequera, está en el privilegio de servir a quien lo necesite.

José Mujica

Los métodos, resultados y conclusiones de este estudio son presentados en los artículos contenidos en los anexos de esta disertación. En las siguientes secciones se presenta un resumen de las contribuciones más importantes de esta investigación.

2.1. ARTÍCULO: Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency

Revista: *Applied Thermal Engineering*. Vol. 130 (2018) 221-229
DOI:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.167> FI: 3.35

En este artículo se presenta un estudio comparativo de dos concentradores parabólicos compuestos (CPC) con tubos concéntricos como absorbedor, posicionados longitudinalmente en la dirección Norte-Sur y Este-Oeste. El análisis incluyó el diseño, modelado, construcción, experimentación y validación de los concentradores.

Al llevar a cabo el estudio de los CPC se encontró que:

- El modelo matemático planteado presenta una diferencia de $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ para la orientación N-S y de $\pm 0.21^{\circ}\text{C}$ para la E-O.

- La orientación longitudinal Este-Oeste presenta una eficiencia óptica 6 % mayor que la Norte-Sur.
- En promedio, el CPC en orientación E-O tiene un coeficiente de pérdidas térmicas ($F_R U_L$) mayor que el N-S, con 21.54 y 10.44 respectivamente.
- Las diferencias en las eficiencias para ambas posiciones son en parte debidas a las pérdidas por los extremos, debido al ángulo de incidencia de los rayos solares, así también a la fluidodinámica dentro de estos.

2.2. ARTÍCULO: Techno-economic analysis of a hybrid solar ORC-PV with thermal storage system applied to isolated microgrids

Revista: *Solar Energy FI: 4.01* (Enviado)

En este artículo se analizó técnica y económicamente un sistema híbrido solar fotovoltaico-térmico (PV-CSP, por sus siglas en inglés), para ser empleado como fuente energética en microrredes aisladas, tomando como caso de estudio la microrred de Puertecitos, Baja California, México. El sistema cuenta con un campo de concentradores solares de canal parabólico con almacenamiento térmico, que activan un ciclo Rankine orgánico de 30 kW eléctricos. El campo fotovoltaico consta de 73 kW de potencia para satisfacer la demanda de energía de la comunidad durante el día, periodo durante el cual el campo de concentradores almacena energía en forma de calor sensible, para su posterior conversión en eléctrica por medio del ORC.

Los principales resultados de este análisis son los siguientes:

- Es posible proveer 24 horas continuas de energía eléctrica a una comunidad aislada con un sistema híbrido PV-CSP almacenando energía térmica en lugar de baterías.

- Para el caso de estudio, sistema PV-CSP presenta un costo nivelado de energía (LCOE) sólo 2 % mayor que los sistemas tradicionales de módulos fotovoltaicos con almacenamiento en baterías.
- Si el ORC del sistema híbrido es incrementado a 60 kW eléctricos, el LCOE presentado es más económico que el de fotovoltaico con baterías.
- Para comunidades con demandas energéticas superiores a los 500 kW, el LCOE disminuye a \$ 0.37 USD/kWh.
- Los LCOE pueden disminuirse hasta \$ 0.18 USD/kWh si el sistema es maximizado energéticamente, es decir, aprovechar todo el potencial de generación durante todo el año, comercializando los excedentes o activando subprocesos como la desalación, deshidratación, calefacción, enfriamiento, etc.
- La hibridación de estos sistemas permite una gestionabilidad y complementariedad de la energía que, aplicado a microrredes aisladas, disminuye o elimina el problema de almacenamiento con baterías, resultando en una reducción de los costos en la vida útil del proyecto.

2.3. ARTÍCULO: Modeling, construction, and experimentation of a compound parabolic concentrator with a concentric tube as the absorber

Revista: *Journal of Energy Engineering*. Vol. 143 (2017)
DOI:[https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000416](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000416) FI: 1.94

En este trabajo se presenta el modelo matemático, simulación, diseño, construcción y experimentación de un banco de pruebas de concentradores parabólicos compuestos. Estos CPCs cuentan con tubos concéntricos como sistema de absorción de la energía solar. Se llevó a cabo un análisis de las ventajas de estos tipos de absorbedores, en comparación con los de

simple tubo.

Los resultados de este trabajo se mencionan a continuación:

- El modelo matemático, que incluye los mecanismos de transferencia de calor, presentó una diferencia de 1.87°C operando con un flujo en paralelo por los concentradores, y de 8.29°C trabajando en serie.
- Empleando los resultados experimentales, se propuso una ecuación para estimar el factor de remoción de los CPC con tubos concéntricos. Con este ajuste, se logró una diferencia del modelo matemático de 1.79 y 2.6°C para las configuraciones de paralelo y serie, respectivamente.
- Con el simulador validado, se estudió la eficiencia de los CPC con absorbedor de tubo simple contra el de tubos concéntricos, donde este último es hasta 10% más eficiente, alcanzando 4°C más en una longitud de 5 m .

2.4. SOLICITUD DE PATENTE: Colector parabólico compuesto que concentra y convierte la radiación solar en energía térmica

Solicitud de patente

En esta solicitud de patente se reclama como propiedad de los autores un colector cilindro parabólico compuesto, que capta y concentra la radiación solar convirtiéndola en energía térmica, por medio de una geometría compuesta por dos parábolas e involutas protegidas con una cubierta transparente, que redirigen la radiación a un tubo absorbedor, el cual transfiere la energía a un fluido que circula por este. El colector tiene integrado mecanismos de soporte, posicionamiento, tuberías, reflexión y absorción, además de variantes, que en conjunto proveen un sistema para generar energía térmica eficiente, económica y compacta.

Con el sometimiento de este producto se busca aportar lo siguiente:

- Tecnología mexicana para la conversión de fuentes renovable de energía, de fácil fabricación y de bajo costo, que pueda ser empleada en un amplio rango de aplicaciones, como la desalación, deshidratación, calor de procesos industrial, generación de energía eléctrica por medio de ciclos de vapor, aire acondicionado y calefacción, agua caliente doméstica, entre otros.
- Equipar los distintos prototipos en investigación del Centro de Estudios de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California, al emplear fuentes limpias de energía.

2.5. SOLICITUD DE PATENTE: Colector cilindro parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos

Solicitud de patente

En esta solicitud de patente se reclama como propiedad de los autores un captador, concentrador y convertidor de la radiación solar en energía térmica, por medio de una superficie cilíndrica parabólica con cubierta transparente o sin ella, que tiene integrado diferentes tubos absorbedores y estructuras de soporte del concentrador más ligeras y eficientes. El desarrollo tiene como innovación la geometría y materiales con los que se construye; La estructura del desarrollo está diseñada para que el punto focal de la parábola permanezca fijo y la geometría concentradora se desplace con el movimiento solar durante el transcurso del día.

Con el sometimiento de este producto se busca aportar lo siguiente:

- Tecnología mexicana para la conversión de fuentes renovable de energía, de fácil fabricación y de bajo costo, que pueda ser empleada en un amplio rango de aplicaciones, como la generación de vapor, desalación, deshidratación, calor de

procesos industrial, generación de energía eléctrica por medio de ciclos de vapor, aire acondicionado y calefacción, agua caliente doméstica, entre otros, que puedan necesitar un rango más elevado de temperatura que el producto anterior (CPC).

- Equipar los distintos prototipos en investigación del Centro de Estudios de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California, al emplear fuentes limpias de energía.

2.6. ARTÍCULO: Estudio experimental de concentradores solares tipo CPC bajo orientación Norte-Sur y Este-Oeste

Memoria congreso: *XL Semana Nacional de Energía Solar 2016*

En este trabajo presentado en el congreso anual de la Asociación Nacional de Energía Solar, se realizó un estudio experimental de dos módulos CPC con orientación Norte-Sur y Este-Oeste, buscando la caracterización térmica de los mismos.

Los resultados encontrados se presentan a continuación:

- La eficiencia óptica es mayor en la orientación Este-Oeste y esta se mantiene cuando se trabaja en rangos de temperatura bajos.
- En la orientación Norte-Sur, el tiempo de captación se ve reducido por el ángulo de aceptación de CPC, pero este opera más eficientemente durante ese periodo de concentración.

Referencias

- Abbas, R., Montes, M. J., Rovira, A., y Martínez-Val, J. M. (2016, feb). Parabolic trough collector or linear Fresnel collector? A comparison of optical features including thermal quality based on commercial solutions. *Solar Energy*, 124, 198–215. doi: 10.1016/j.solener.2015.11.039
- Al-Sulaiman, F. A., Hamdullahpur, F., y Dincer, I. (2012, dec). Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating, and power production. *Renewable Energy*, 48, 161–172. doi: 10.1016/j.renene.2012.04.034
- Antonelli, M., Baccioli, A., Francesconi, M., Lensi, R., y Martorano, L. (2014). Analysis of a Low Concentration Solar Plant with Compound Parabolic Collectors and a Rotary Expander for Electricity Generation. *Energy Procedia*, 45, 170–179. doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.019
- BM. (2016). *No Title*. Descargado de <http://datos.bancomundial.org/pais/mexico>
- Borunda, M., Jaramillo, O. A., Dorantes, R., y Reyes, A. (2016, feb). Organic Rankine Cycle coupling with a Parabolic Trough Solar Power Plant for cogeneration and industrial processes. *Renewable Energy*, 86, 651–663. doi: 10.1016/j.renene.2015.08.041
- Calise, F., D’Accadia, M. D., Vicidomini, M., y Scarpellino, M. (2015, jan). Design and simulation of a prototype of a small-scale solar CHP system based on evacuated flat-plate

- solar collectors and Organic Rankine Cycle. *Energy Conversion and Management*, 90, 347–363. doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2014.11.014
- Cau, G., y Cocco, D. (2014). Comparison of Medium-size Concentrating Solar Power Plants based on Parabolic Trough and Linear Fresnel Collectors. *Energy Procedia*, 45, 101–110. doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.012
- Delgado-Torres, A. M., y García-Rodríguez, L. (2007, oct). Preliminary assessment of solar organic Rankine cycles for driving a desalination system. *Desalination*, 216(1), 252–275. doi: 10.1016/j.desal.2006.12.011
- Desai, N. B., y Bandyopadhyay, S. (2015, feb). Integration of parabolic trough and linear Fresnel collectors for optimum design of concentrating solar thermal power plant. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 17(7), 1945–1961. doi: 10.1007/s10098-015-0918-9
- Ferrara, F., Gimelli, A., y Luongo, A. (2014, jan). Small-scale Concentrated Solar Power (CSP) Plant: ORCs Comparison for Different Organic Fluids. *Energy Procedia*, 45, 217–226. doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.024
- Freeman, J., Guarracino, I., Kalogirou, S., y Markides, C. (2017, dec). A small-scale solar organic Rankine cycle combined heat and power system with integrated thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering*, 127, 1543–1554. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.07.163
- Freeman, J., Hellgardt, K., y Markides, C. N. (2015). An assessment of solar-powered organic Rankine cycle systems for combined heating and power in UK domestic applications. *Applied Energy*, 138, 605–620. doi: 10.1016/j.apenergy.2014.10.035
- Giovannelli, A. (2015, dec). State of the Art on Small-Scale Concentrated Solar Power Plants. *Energy Procedia*, 82, 607–614. doi: 10.1016/j.egypro.2015.12.008
- Green, A., Diep, C., Dunn, R., y Dent, J. (2015). High Capacity Factor CSP-PV Hybrid Systems. *Energy Procedia*, 69, 2049–2059. doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.218

- He, Y.-L., Mei, D.-H., Tao, W.-Q., Yang, W.-W., y Liu, H.-L. (2012, sep). Simulation of the parabolic trough solar energy generation system with Organic Rankine Cycle. *Applied Energy*, 97, 630–641. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.02.047
- IEA. (2015). *Energy and Climate Change - World Energy Outlook Especial Report* (Inf. Téc.). Francia: International Energy Agency.
- IEA. (2017). CO2 Emissions from Fuel Combustion 2017 - Highlights. doi: 10.1787/co2_fuel-2017-en
- Ireland, M. K., Orosz, M. S., Brisson, J. G., Desideri, A., y Quoilin, S. (2014, jun). Dynamic Modeling and Control System Definition for a Micro-CSP Plant Coupled With Thermal Storage Unit. En *Volume 3b: Oil and gas applications; organic rankine cycle power systems; supercritical co2 power cycles; wind energy*. ASME. doi: 10.1115/GT2014-27132
- Jing, L., Gang, P., y Jie, J. (2010, nov). Optimization of low temperature solar thermal electric generation with Organic Rankine Cycle in different areas. *Applied Energy*, 87(11), 3355–3365. doi: 10.1016/j.apenergy.2010.05.013
- Ju, X., Xu, C., Hu, Y., Han, X., Wei, G., y Du, X. (2017). A review on the development of photovoltaic/concentrated solar power (PV-CSP) hybrid systems. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 161(July 2016), 305–327. doi: 10.1016/j.solmat.2016.12.004
- Kalogirou, S. A. (2012, dec). A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy*, 48(1), 298–306. doi: 10.1016/J.ENERGY.2012.06.023
- Karellas, S., y Braimakis, K. (2016, jan). Energy–exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC–VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power. *Energy Conversion and Management*, 107, 103–113. doi: 10.1016/j.enconman.2015.06.080
- Kizilkan, Ö., Nižetić, S., y Yildirim, G. (2016). Solar Assisted Organic Rankine Cycle for

- Power Generation: A Comparative Analysis for Natural Working Fluids. En P. Grammelis (Ed.), (pp. 175–192). Springer International Publishing.
- Li, C., Kosmadakis, G., Manolakos, D., Stefanakos, E., Papadakis, G., y Goswami, D. Y. (2013, jun). Performance investigation of concentrating solar collectors coupled with a transcritical organic Rankine cycle for power and seawater desalination co-generation. *Desalination*, 318, 107–117. doi: 10.1016/j.desal.2013.03.026
- Li, J., Alvi, J. Z., Pei, G., Ji, J., Li, P., y Fu, H. (2016, apr). Effect of working fluids on the performance of a novel direct vapor generation solar organic Rankine cycle system. *Applied Thermal Engineering*, 98, 786–797. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.146
- Nafey, A. S., y Sharaf, M. A. (2010, nov). Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: Energy, exergy, and cost evaluations. *Renewable Energy*, 35(11), 2571–2580. doi: 10.1016/j.renene.2010.03.034
- NREL. (2017). *Concentrating Solar Power Projects*. Descargado 2018-01-10, de <https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/>
- Ozcan, H., y Dincer, I. (2014). Thermodynamic Analysis of a Solar Driven Tri-generation System for Building Applications. En I. Dincer, A. Midilli, y H. Kucuk (Eds.), (pp. 169–180). Springer International Publishing.
- Pan, C. A., y Dinter, F. (2017). Combination of PV and central receiver CSP plants for base load power generation in South Africa. *Solar Energy*, 146, 379–388. doi: 10.1016/j.solener.2017.02.052
- Parrado, C., Girard, A., Simon, F., y Fuentealba, E. (2016). 2050 LCOE (Levelized Cost of Energy) projection for a hybrid PV (photovoltaic)-CSP (concentrated solar power) plant in the Atacama Desert, Chile. *Energy*, 94, 422–430. doi: 10.1016/j.energy.2015.11.015
- Patil, V. R., Biradar, V. I., Shreyas, R., Garg, P., Orosz, M. S., y Thirumalai, N. C. (2017). Techno-economic comparison of solar organic Rankine cycle (ORC) and photovoltaic (PV)

- systems with energy storage. *Renewable Energy*, 113, 1250–1260. doi: 10.1016/j.renene.2017.06.107
- Pei, G., Li, J., y Ji, J. (2010). Working Fluid Selection for Low Temperature Solar Thermal Power Generation with Two-Stage Collectors and Heat Storage Units. doi: 10.5772/10348
- Petrollese, M., y Cocco, D. (2016). Optimal design of a hybrid CSP-PV plant for achieving the full dispatchability of solar energy power plants. *Solar Energy*, 137, 477–489. doi: 10.1016/j.solener.2016.08.027
- Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, H., y Lemort, V. (2011, may). Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. *Solar Energy*, 85(5), 955–966. doi: 10.1016/j.solener.2011.02.010
- Rodat, S., Bruch, A., Dupassieux, N., y Mourchid, N. E. (2015, may). Unique Fresnel Demonstrator Including ORC and Thermocline Direct Thermal Storage: Operating Experience. *Energy Procedia*, 69, 1667–1675. doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.127
- Sahoo, U., Kumar, R., Pant, P. C., y Chaudhury, R. (2015, nov). Scope and sustainability of hybrid solar–biomass power plant with cooling, desalination in polygeneration process in India. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 304–316. doi: 10.1016/j.rser.2015.06.004
- SENER. (2015). *Prospectiva de Energías Renovables 2015-2029* (Inf. Téc.). México: Secretaría de Energía.
- Shuman, F. (1907). *The direct acting solar engine - the prime mover of the immediate future* (Inf. Téc.). Philadelphia, USA.
- Starke, A. R., Cardemil, J. M., Escobar, R. A., y Colle, S. (2016). Assessing the performance of hybrid CSP + PV plants in northern Chile. *Solar Energy*. doi: 10.1016/j.solener.2016.09.006

- Tartière, T. (2017). A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market. *Energy Procedia*, 129, 2–9. doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.159
- Tchanché, B. F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., y Papadakis, G. (2011, oct). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3963–3979. doi: 10.1016/j.rser.2011.07.024
- Usman, M., Imran, M., Lee, D. H., y Park, B.-S. (2017). Experimental investigation of off-grid organic Rankine cycle control system adapting sliding pressure strategy under proportional integral with feed-forward and compensator. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1153–1163. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.09.021
- Valenzuela, C., Mata-Torres, C., Cardemil, J. M., y Escobar, R. A. (2017). CSP + PV hybrid solar plants for power and water cogeneration in northern Chile. *Solar Energy*, 157(January), 713–726. doi: 10.1016/j.solener.2017.08.081
- Villarini, M., Bocci, E., Moneti, M., Di Carlo, A., y Micangeli, A. (2014, jan). State of Art of Small Scale Solar Powered ORC Systems: A Review of the Different Typologies and Technology Perspectives. *Energy Procedia*, 45, 257–267. doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.028
- Wang, J., Dai, Y., Gao, L., y Ma, S. (2009, dec). A new combined cooling, heating and power system driven by solar energy. *Renewable Energy*, 34(12), 2780–2788. doi: 10.1016/j.renene.2009.06.010
- Wang, J., Yang, S., Jiang, C., Zhang, Y., y Lund, P. D. (2017). Status and future strategies for Concentrating Solar Power in China. *Energy Science & Engineering*, 5(2), 100–109. doi: 10.1002/ese3.154
- Wang, Z., Hou, J., y Sun, Y. (2015, aug). Comparative efficiency assessment of a novel low-temperature solar-powered ORC based cogeneration system. *Applied Solar Energy*, 51(2), 88–93. doi: 10.3103/S0003701X15020176

- Xu, G., Song, G., Zhu, X., Gao, W., Li, H., y Quan, Y. (2015, apr). Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by linear Fresnel reflector solar concentrator. *Applied Thermal Engineering*, 80, 196–204. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.12.071
- Zhai, H., An, Q., Shi, L., Lemort, V., y Quoilin, S. (2016, oct). Categorization and analysis of heat sources for organic Rankine cycle systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 64, 790–805. doi: 10.1016/j.rser.2016.06.076
- Zhai, R., Liu, H., Chen, Y., Wu, H., y Yang, Y. (2017, dec). The daily and annual technical-economic analysis of the thermal storage PV-CSP system in two dispatch strategies. *Energy Conversion and Management*, 154, 56–67. doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2017.10.040
- Zhang, H. L., Baeyens, J., Degrevè, J., y Cacères, G. (2013, jun). Concentrated solar power plants: Review and design methodology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 466–481. doi: 10.1016/j.rser.2013.01.032

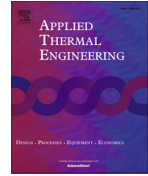
**A. Effect of orientation of a CPC with
concentric tube on efficiency**

Revista: Applied Thermal Engineering



Contents lists available at ScienceDirect

Applied Thermal Engineering

journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

Research Paper

Effect of orientation of a CPC with concentric tube on efficiency

J.A. Aguilar-Jiménez^{a,*}, N. Velázquez^a, A. Acuña^b, R. López-Zavala^a, L.A. González-Uribe^{a,b}^a Centro de Estudios de las Energías Renovables, Instituto de Ingeniería, Universidad Autónoma de Baja California, Mexicali, Mexico^b Facultad de Ingeniería, Universidad Autónoma de Baja California, Mexicali, Mexico

HIGHLIGHTS

- A novel CPC was experimentally tested in East-West and North-South orientation.
- E-W orientation has an optical efficiency of 6% greater than N-S.
- The heat losses to the environment are lower in the N-S orientation.
- The mathematical model presents a difference of ± 0.15 °C for the N-S and ± 0.21 °C for the E-W.

ARTICLE INFO

Article history:

Received 21 April 2017

Revised 14 August 2017

Accepted 31 October 2017

Available online 10 November 2017

Keywords:

CPC

North-South position

East-West position

Experimental study

Concentric tube

ABSTRACT

In this paper, we present a comparative study of two compound parabolic concentrators with a concentric tube as absorber positioned longitudinally in the North-South and East-West directions. The analysis includes the design, modeling, construction, experimentation and validation of the concentrators. It was defined as an object of study a CPC with 24.3° of acceptance and 2.22 of geometric concentration, with a length of 2 m. The absorber tube has an outside diameter of 0.04 m. Later a mathematical model and a simulator for the thermal analysis of the CPC were elaborated. In order to carry out the experimentation, two pieces of equipment were formed by 4 CPC cavities implementing the same construction method. It was necessary to set up a test bench to position both collectors respectively in the N-S and E-W direction. Based on the experimental results it was possible to adjust the simulator to obtain an average difference of ± 0.15 °C for N-S and ± 0.21 °C for E-W. The results show that on average, the CPC with an E-W orientation has an optical efficiency of 57.5%, while the N-S position reaches 51.3%. The coefficient of heat losses is higher for the CPC E-W than the N-S position, with -21.54 and -10.44 respectively.

© 2017 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Solar concentrating technologies are considered candidates as new sources of clean, cheap and efficient energy. Compound parabolic concentrators (CPCs) are collectors that can operate with minimum monitoring requirements, since they have the capacity to reflect to the receiver the incident radiation at its opening, having as a restriction an angle of incidence lower than the angle of acceptance of the CPC. Under this premise, these collectors can capture direct radiation and diffuse radiation. The first signs of CPC development were in 1966 by Hinterberger & Winston [1] and Baranov & Melnikov [2]. Later, in the year 1974 Winston [3] proposed to use this type of optical systems to collect solar energy.

Over time, several authors have presented studies related to the use of CPC for applications of: mid-temperature process heat [4,5], electric energy production [6–9], heating and cooling [10–12], even

as an optical system for coupling to photovoltaic technologies with concentration [13–15]. According to various results, these technologies are suitable for applications with thermal energy needs of around 60–200 °C [16]. However, CPCs that do not use vacuum tube technology have high thermal losses because of their internal convection that limits their use to temperatures above 80 °C to be technically competitive [17].

Due to the change in the angle of incidence of solar radiation, Nkwetta [18] presented performance evaluation and comparison of a heat pipe assembly with vacuum tubes, augmented with an internal CPC concentrator in N-S and E-W alignment. He concluded that the vacuum tube collector with the concentrator in the E-W position has an 8.43% higher optical efficiency than respect to the N-S position operating in a low-temperature range. However, the collector with the CPC in position N-S has a better thermal performance when working at high-temperature levels.

Zheng et al. [19] proposed a CPC with a coil to be used in space heating applications. The study analyzed several variables of design and operation. According to their results, the increase of

* Corresponding author.

E-mail address: a1116072@uabc.edu.mx (J.A. Aguilar-Jiménez).

Nomenclature

CPC	compound parabolic concentrator	C_p	specific heat at constant pressure (J/kg K)
ρ	length of tangent to the absorber from a point on reflector (m)	G	solar radiation (W/m ²)
θ	angle to determine X and Y (Rad)	Subscripts	
r	radius of the absorber tube (m)	Tot	total
θ_a	acceptance angle (Rad)	c	cover
$\theta_{a/2}$	half acceptance angle (Rad)	a	absorber
X	point coordinate axis “x” of CPC geometry (dimensionless)	r	reflector
Y	point coordinate axis “y” of CPC geometry (dimensionless)	amb	ambient
L	length (m)	conv	convective
W	CPC width (m)	rad	radiative
A	area (m ²)	sky	sky
h'	height of the CPC (m)	o	external
D	diameter of the absorber tube (m)	i	internal
P	perimeter of the absorber tube (m)	out	outlet
F_R	removal factor (dimensionless)	in	inlet
F	form factor (dimensionless)	f	fluid
U_L	overall heat transfer coefficient (W/m ² K)	b	beam irradiance
$U_{L/a}$	overall heat transfer coefficient within the fluid (W/m ² K)	d	diffuse irradiance
h	heat transfer coefficient (W/m ² K)	g	ground-reflected irradiance
V	wind velocity (m/s)	Greek	
T	temperature (K)	τ	transmittance (dimensionless)
K	conductive heat transfer coefficient (W/m K)	α	absorptance (dimensionless)
S	radiation absorbed per unit area (W/m ²)	ε	emittance (dimensionless)
Q_u	heat gain (W/m ²)	σ	Stefan-Boltzmann constant (5.67036×10^{-8} W/m ² K ⁴)
$\dot{m}$	mass flow rate (kg/s)	η	thermal efficiency (dimensionless)
		δ	adjustment (dimensionless)

10 to 45 m in receiver length means an increase in temperature of 12.3 °C and a decrease in instantaneous thermal efficiency of 10.8%. Increasing the fluid inlet temperature from 30 to 60 °C can bring about a reduction in instantaneous efficiency of 8.8% and a decrease in the rise in the outlet temperature of 4.5 °C.

Abdullahi et al. [20] presented a study of using two tubular absorbers in a CPC using computerized ray tracing. He found that two horizontally aligned absorbers improve daily optical efficiency by up to 15%, compared to the simple tube.

Different mathematical models have been presented for CPC evaluation and design, which include geometric, thermal and dynamic fluid analysis. Acuña et al. [21] presented a mathematical model and an experimental analysis of the use of CPC with concentric tubes as absorbers and compared the yield with respect to a simple receiver. The use of concentric tubes as absorbers can achieve up to 10% more thermal efficiency than single tube CPCs, increasing the temperature at the output to 4 °C.

Santos-González et al. [22] developed a mathematical model to define the dimensions of a CPC by the thermal and fluid dynamics analysis of the heat transfer fluid. He used a CPC prototype for validation and evaluation of the model. According to the experimental results, a deviation of $\pm 6.4\%$ was obtained in the thermal efficiency, ± 0.2 °C in the increase of the temperature and $\pm 10.7\%$ in the pressure drop.

Antonelli et al. [23] Presented a methodology for estimating heat losses within the CPC by performing computational fluid dynamics. Their results were used to develop correlations to express the Nusselt number and heat losses in the receiver. In addition, the influence of the shape of the receiver, the angle of inclination and the concentration relation with respect to the operation of the CPC were determined.

Usually the CPCs are positioned along the E-W axis with a slope toward the equator [24], this in order to concentrate solar radiation

throughout the year without implementing a solar tracking system. If the CPC is oriented in a longitudinal N-S direction, the solar collection would be limited by its angle of acceptance and would only concentrate at certain times of the day. However, this position can be very useful for solar air-conditioning applications when the greater demand for cooling occurs in a certain period of time [18]. Kim et al. [25] and Balkoski [26] have studied external compound parabolic concentrator (XCPC) technologies with evacuated tubes under N-S and E-W positions. However in the N-S orientation the acceptance angle was 60° and in the E-W orientation the acceptance angle was 34°, were subjected to a wide operating temperature range, concluding that this system is ideal for applications with temperatures above 100 °C.

In addition, few developed works of concentric tubes like absorber system in CPC in spite of its benefits in the performance [21]. Therefore, in order to evaluate the effects of the position of the non-evacuated solar concentrator, this work presents a comparative study on the operation of two CPCs with concentric tubes, which are oriented in the N-S and E-W positions and with the same geometric characteristics. The study addresses the stages of mathematical modeling, construction and experimentation of both under the same operating conditions.

2. Description

The geometry of the CPC consists of two segments, one of parabolic type and the other of involute. This combination allows the tubular absorber to be illuminated throughout its perimeter [27]. For its establishment in two dimensions in the Cartesian plane, McIntire [28] presented the equations for these two sections, which are shown below:

For the involute the following equation is used:

$$\rho(\theta) = r\theta, \quad |\theta| \leq \theta_a + \frac{\pi}{2} \quad (1)$$

For the parabolic section we have:

$$\rho(\theta) = r \left[\frac{\theta + \theta_a + \frac{\pi}{2} - \cos(\theta - \theta_a)}{1 + \sin(\theta - \theta_a)} \right], \quad \theta_a + \frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \frac{3\pi}{2} - \theta_a \quad (2)$$

The profile is generated by increasing θ in radians, calculating ρ , and then calculating the X and Y coordinates by:

$$X = r \sin \theta - \rho \cos \theta \quad (3)$$

$$Y = -r \cos \theta - \rho \sin \theta \quad (4)$$

For the calculation of the area of the cover, absorber and reflector, we have the following equations [29]:

$$A_c = L \times W \quad (5)$$

$$A_a = 2\pi \times r \times L \quad (6)$$

$$A_r = \frac{L}{2} \left(\sqrt{4h'^2 + W^2} + \frac{W^2}{2h'} \ln \frac{2h' + \sqrt{4h'^2 + W^2}}{W} \right) \quad (7)$$

where h' is the truncation height and is calculated [29]:

$$h' = \frac{W + D_o [\sin(\frac{\pi}{2} + \theta) - (\frac{\pi}{2} + \theta) \cos(\frac{\pi}{2} + \theta)]}{2 \tan \theta} \quad (8)$$

For the CPC design, an acceptance angle (θ_a) of 48.60° was selected, in order to have the minimum adjustment in its slope during the year. The height of the CPC was truncated to 50% of the original height. The concentrator absorber is a copper tube with an outside diameter (D_o) of 0.04 m, with another inner tube positioned concentrically of 0.02 m in diameter, so that the fluid enters the CPC through the inner tube and returns through the annular section of the outer tube. The latter has a coating to improve the absorbent properties of copper. With the dimensions of the absorber and the truncation height, the result is a CPC with a geometric concentration of 2.18 and a length of 2 m (Fig. 1).

Two modules of 4 CPCs each were manufactured using polystyrene, which were cut with a CNC machine to ensure the geometry of these concentrators, as well as being a thermal insulation material. At the top, they are protected from the environment with a transparent cover, which causes the greenhouse effect inside the module. The polystyrene is protected with galvanized sheet, which in turn also stops the transparent cover. The CPC module is located on a support structure, which can vary the inclination of the module up to 90° from the horizontal. A mirror-coated aluminum foil was used as a reflective material which was adhered to the polystyrene with special glue for these materials and resistant to high temperatures. The module contains a configuration of pipes and valves so that the flow can be controlled so that it enters series and/or parallel between the CPCs. Table 1 shows the characteristics of the CPC module and Fig. 2 the mechanical design.

3. Thermal modeling of CPC

The mathematical models previously developed for CPC [24,27,30] have been modified and adapted to the new proposals of geometries and designs, but the equations to determine the coefficients of the various mechanisms of heat transfer have lasted. In order to numerically model the constructed CPC, we used and adapted the mathematical model presented by Acuña et al. [21], which describes the thermodynamic behavior of a CPC with concentric tubes as absorbers and encodes it on the EES platform [31], which is a software that can solve systems of algebraic equations and determine the thermodynamic properties of different fluids. The following assumptions were taken into account:

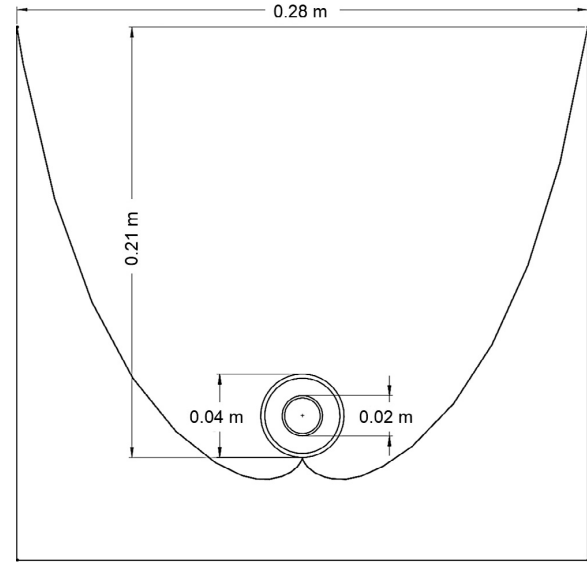


Fig. 1. Geometry and CPC dimensions.

Table 1
Characteristics of CPC materials.

Parameter	Characteristics	
Cover made of polycarbonate	Transmittance	0.89
	Absorptance	0.10
	Emittance	0.90
	Thickness	5 mm
Reflector made of aluminum	Absorptance	0.05
	Emittance	0.03
	Reflectance	0.90
	Thickness	0.30 mm
Absorber made of copper with selective surface	Absorptance	0.90
	Emittance	0.50
	External diameter	40 mm
	Internal diameter	38 mm
Concentric tube made of copper	External diameter	20 mm
	Internal diameter	18.5 mm
Module	Fluid flow	Water
	Number of CPC geometries	4
	Geometric concentration	2.22
	Aperture area	2.26 m ²
	Width	1.18 m
	Height	0.27 m
	Length	2.00 m
	Half acceptance angle	24.30°

- The analysis is considered in steady state.
- Thermodynamic properties and heat transfer coefficients are uniform around the absorber tube.
- There is no heat loss from the connections and accessories of the CPC modules.
- Pressure drop is not considered in mathematical modeling.
- By the temperature change along the absorber tube, the analysis was carried out with control volumes.

The main equations of this modeling are presented below.

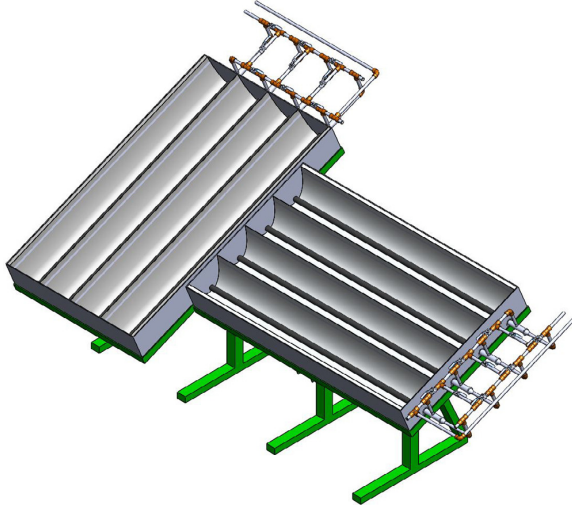


Fig. 2. CPC module designed.

The removal factor F_R is the ratio of the current useful energy gain of the collector to the maximum possible gain, which occurs when the entire collector is at the inlet temperature. This can be expressed as follows [21]:

$$F_R = \frac{\frac{1}{U_L}}{\left(\frac{1}{U_L} + \frac{1}{U_{L/a}}\right)} \quad (9)$$

U_L is the overall heat loss coefficient of the collector, without considering the energy transmitted to the fluid by the absorber and calculates:

$$U_L = \left\{ h_{tot,c-amb}^{-1} + \frac{h_{tot,a-c}^{-1} [h_{tot,r-amb}^{-1} + (h_{rad,r-c} + h_{tot,a-r}^{-1})^{-1}] }{h_{tot,a-c}^{-1} + h_{tot,r-amb}^{-1} + (h_{rad,r-c} + h_{tot,a-r}^{-1})^{-1}} \right\}^{-1} \quad (10)$$

where

$$h_{tot,c-amb} = h_{conv,c-amb} + h_{rad,c-sky} \quad (11)$$

$$h_{tot,r-amb} = h_{conv,r-amb} + h_{rad,r-sky} \quad (12)$$

$$h_{tot,a-c} = h_{conv,a-c} + h_{rad,a-c} \quad (13)$$

$$h_{tot,a-r} = h_{conv,a-r} + h_{rad,a-r} \quad (14)$$

The convective heat transfer coefficients of the cover and the reflector to the environment are calculated as follows, reported by Duffie & Beckman [24]:

$$h_{conv,r-amb} = (5.7 + 3.8V) \frac{A_r}{A_a} \quad (15)$$

$$h_{conv,c-amb} = (5.7 + 3.8V) \frac{A_c}{A_a} \quad (16)$$

For the convective coefficients of the absorber towards the cover and the reflector, Hsieh [30] presents the following equations:

$$h_{conv,a-c} = 3.25 + 0.0085 \frac{(T_a - T_c)}{4r_o} \quad (17)$$

$$h_{conv,a-r} = 3.25 + 0.0085 \frac{(T_a - T_r)}{4r_o} \quad (18)$$

The radiation coefficients for the absorber, the reflector and the cover are calculated with the following equations [30]:

$$h_{rad,r-sky} = \varepsilon_c \sigma (T_r^2 + T_{sky}^2) (T_r + T_{sky}) \left(\frac{A_r}{A_a} \right) \quad (19)$$

$$h_{rad,c-sky} = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{sky}^2) (T_c + T_{sky}) \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \quad (20)$$

$$h_{rad,a-c} = \frac{\sigma (T_a^2 + T_c^2) (T_a + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \left(\frac{1}{\varepsilon_a} - 1 \right) \left(\frac{A_c}{A_a} \right)} \quad (21)$$

$$h_{rad,a-r} = \frac{\sigma (T_a^2 + T_r^2) (T_a + T_r)}{\frac{(1-\varepsilon_r)}{\varepsilon_r} + \frac{1}{F_{a-r}} + \frac{(1-\varepsilon_a)}{\varepsilon_a} \left(\frac{A_r}{A_a} \right)} \quad (22)$$

$$h_{rad,r-c} = \frac{\sigma (T_c^2 + T_r^2) (T_c + T_r)}{\frac{(1-\varepsilon_c)}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{c-r}} + \frac{(1-\varepsilon_r)}{\varepsilon_r} \left(\frac{A_r}{A_c} \right)} \quad (23)$$

where

$$F_{c-r} = \left(\frac{1}{2} \right) \left[\frac{A_r}{A_c} - \frac{(1 - \sin \theta_{a/2})(1 + 2 \sin \theta_{a/2})}{\sin \theta_{a/2}} \right] \quad (24)$$

$$F_{a-r} = \left(\frac{A_r}{2A_a} \right) \left[1 - \left(\frac{A_c}{A_r} \right) \frac{(1 - \sin \theta_{a/2})(1 + 2 \sin \theta_{a/2})}{\sin \theta_{a/2}} \right] \quad (25)$$

The $U_{L/a}$ is the overall heat loss coefficient of the absorber and is calculated with the following equation [21]:

$$U_{L/a} = \left(\frac{r_o}{h_f r_i} + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} \right)^{-1} \quad (26)$$

where k is the thermal conductivity of the absorber material and h_f is the convective coefficient of the fluid layer in the absorber tubes, and is calculated as a function of the Reynolds and Prandtl numbers as presented by Acuña et al. [21].

The absorbed solar radiation S is calculated by the method presented by Duffie & Beckman [24]:

$$S = A_a (G_{b,CPC} \tau_{c,b} \tau_{CPC,b} \alpha_b + G_{d,CPC} \tau_{c,d} \tau_{CPC,d} \alpha_d + G_{g,CPC} \tau_{c,g} \tau_{CPC,g} \alpha_g) \quad (27)$$

The heat that the absorber gains is calculated with the total energy absorbed and subtracting the thermal losses, which are in function of the temperature of the absorber [21]:

$$Q_{u-abs} = SA_c - A_a U_L (T_a - T_{amb}) \quad (28)$$

The useful heat of the fluid is calculated on the basis of the temperature difference between the absorber and the fluid multiplied by the overall coefficient of heat transfer between the fluid [21]:

$$Q_{u-f} = U_{L/a} (T_a - T_f) \quad (29)$$

T_{out} is the outlet temperature of the fluid and is calculated:

$$T_f = \left[(T_i - T_{amb}) - \left(\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_L} \right) \right] \exp \left(- \frac{PU_L F_R L}{m C_p} \right) + \left(\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_L} \right) + T_{amb} \quad (30)$$

where T_{in} is the temperature of the fluid at the inlet of the collector, P the internal perimeter of the absorber and L the length.

The instantaneous thermal efficiency of the concentrator is given by the useful heat ratio delivered by the CPC between the incident energy on its opening area:

$$\eta = \frac{Q_{u-f}}{A_c G} \quad (31)$$

where G is the incident radiation in the plane of the CPC.

4. System and experimental tests

In order to characterize the CPC module, a test bank was designed that allows to perform several experimental tests (Fig. 3) considering the guidelines of the standard “ANSI/ASHRAE 93-2010 Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors” [32], for this reason, distilled water was selected as the heat transfer fluid. As instrumentation elements were used RTD temperature sensors, pressure transmitters, turbine type flow meter and a pyranometer, whose ranges and uncertainties are shown in Table 2. All instrumentation was calibrated with specialized equipment and by the manufacturer before the experimental tests.

In addition, a circulation circuit of the heat transfer fluid is incorporated into the system, which is composed of a pump and various flow valves, which allow the direction of flow to be directed into the test bed. In order to cool the fluid to the exit of the modules, a centrifugal separator and two heat sinks were placed that allow to cool the fluid to environmental conditions. An electrical resistance was installed in the storage tank to heat the fluid and to have a control of the operating conditions.

Experimentation was carried out in the solar platform of the Center for Renewable Energy Studies of the Autonomous University of Baja California, Mexicali, Mexico (32°37'53.8"N and 115°26'42.1"W). The modules were positioned in the N-S and E-W directions with a slope of 32° during the tests (Fig. 4). The experimental data were monitored and stored with a data acquisition device, previously programmed to take measurements every 5 s.

5. Results

The experimental tests of both modules were carried out simultaneously, analyzing the effects of varying the mass flow, the inlet temperature at the collectors and changes in the ambient temperature and solar radiation. Fig. 5 presents results of the experimentation during a period near solar noon. It is observed that the conditions of ambient temperature and solar radiation behaved in a stable way during the acquisition of the data, once the solar

Table 2
Instrumentation used in the test bench.

	Type	Measurement range	Device uncertainty
Temperature	RTD PT100	−40 to 100 °C	±0.1% @ 0 °C
Pressure	Transmitter	0 to 34.5 Bar	±0.25% F.S.
Flow	Turbine	0 to 11 L/min	±0.05% F.S.
Radiation	Pyranometer	0 to 4000 W/m ²	±0.02%

radiation begins to decrease by the apparent movement of the sun, the output temperature (T_{out}) of the CPC with orientation N-S tends to stabilize, so there is little increase in temperature with respect to its inlet temperature (T_{in}).

5.1. Validation of the mathematical model

Fig. 6 presents a comparison between the results of the proposed simulator and the experimental results under the same conditions. In this analysis, we compare the experimental output temperature of both CPCs and the temperature delivered by the original mathematical model ($T_{sim,1}$). In order to reduce the error, the experimental data were processed and adjustment factor δ was obtained for each orientation as a function of input temperature and mass flow rate. The adjustment factor was carried out since in the literature there is no mathematical model for CPC with concentric tubes as an absorber that implies the N-S and E-W position.

The factor used in CPCs was:

$$\delta_{N-S} = 4.41 - 0.02106T_{in} + 0.00003262T_{in}^2 - 0.08944\dot{m} + 0.07436\dot{m}^2 \quad (32)$$

$$\delta_{E-W} = 19.46 - 0.1141T_{in} + 0.00017666T_{in}^2 - 0.7299\dot{m} + 3.702\dot{m}^2 \quad (33)$$

Simulator one presented an average difference of ± 1.76 °C for CPC N-S and ± 2.19 °C for E-W, with standard deviations of ± 0.21 °C and ± 0.47 °C respectively. The adjusted simulator presented a

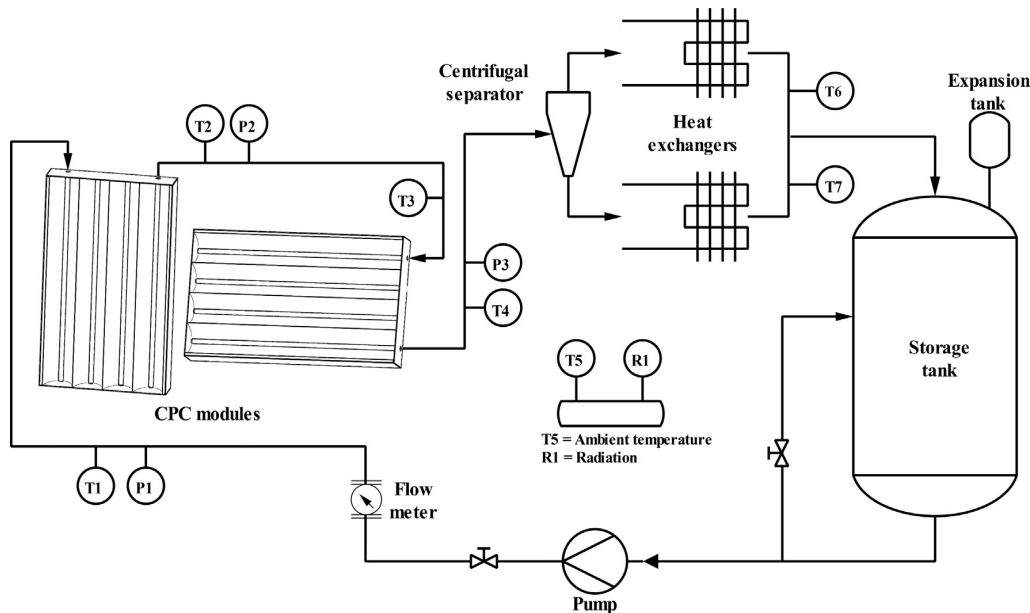


Fig. 3. Flow chart and instrumentation of CPC test bench.



Fig. 4. CPC modules installed in Mexicali, Mexico.

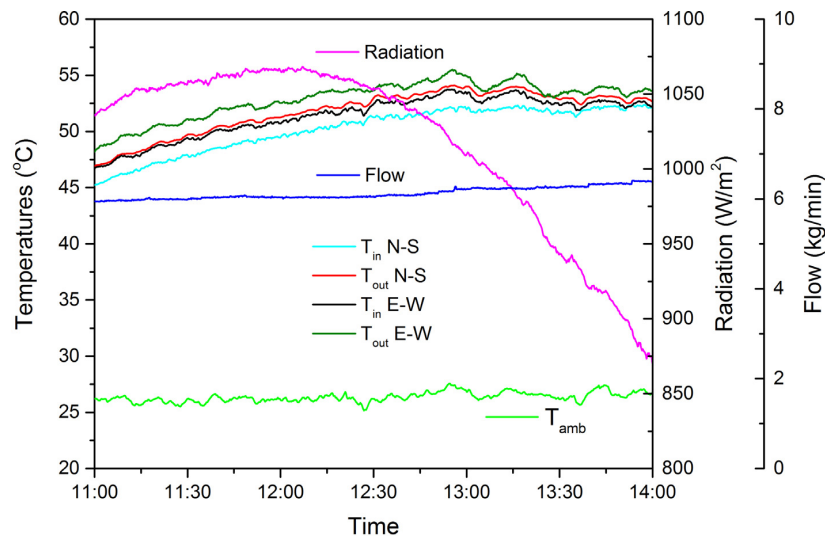


Fig. 5. Experimental test of Feb/15/2017.

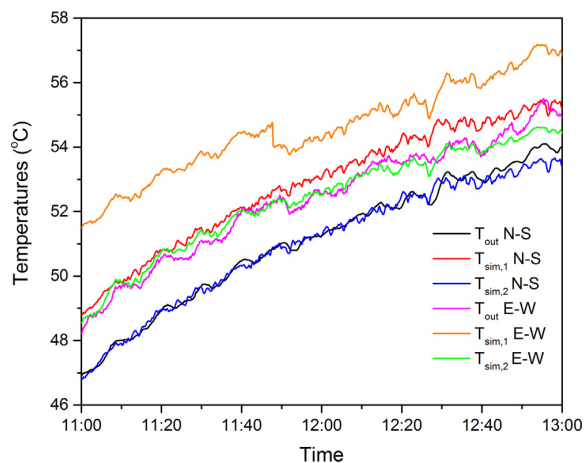


Fig. 6. Experimental results, simulations 1 and 2 of the output temperatures of the N-S and E-W CPCs with a flow rate of 6.2 kg/min.

difference in average temperatures of ± 0.15 °C for CPC N-S and ± 0.21 °C for E-W, with standard deviations of ± 0.13 °C and ± 0.16 °C respectively.

5.2. Temperature increments

Fig. 7 presents the results of the effect of the changes in the mass flow in the measurement reached by both modules. During the test period, environmental conditions such as solar radiation did not record values below 1000 W/m² and the ambient temperature varied ± 1.5 °C.

Under the operating conditions of 2.4 kg/min the CPC in the N-S position increased its maximum temperature to 6 °C, while the CPC in the E-W position increases its temperature by 5.5 °C. As we increase the mass flow, the difference between the two tend to resemble, reaching an increase of 1.8 °C for N-S and E-W with a flow of 6.2 kg/min.

5.3. Heat gain

The instantaneous efficiency and heat gain of the CPC modules in N-S and E-W positions with a mass flow rate of 2.4 kg/min is presented in Fig. 8. The efficiency for the N-S collector was found to be 36%, while the heat gain was 793 W, the above under an average radiation of 980 W/m² and ambient temperature of 48.5 °C. For the CPC E-W the efficiency presented does not exceed 34% and a heat gain of 742 W, which respectively represents an efficiency less than 2% lower than the N-S position. All values represent the averages during the measurements in the experimentation.

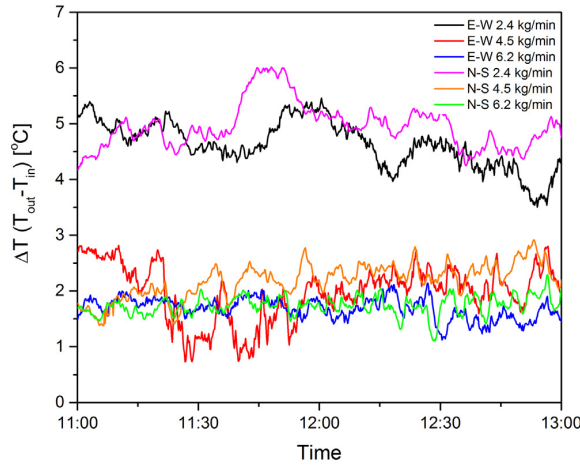


Fig. 7. Temperature increases from CPCs to different mass flows.

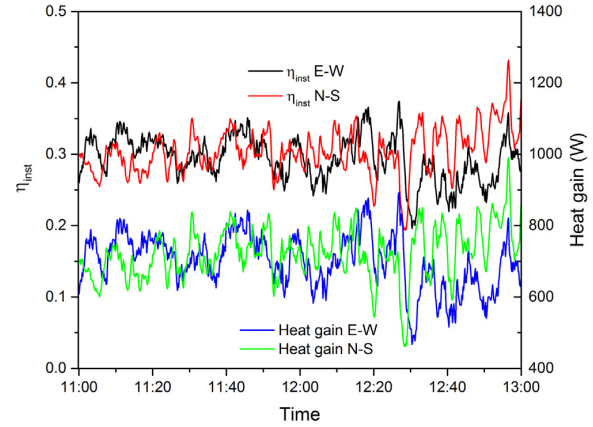


Fig. 9. Instantaneous efficiency and heat gain of CPCs at flow rates of 6.2 kg/min.

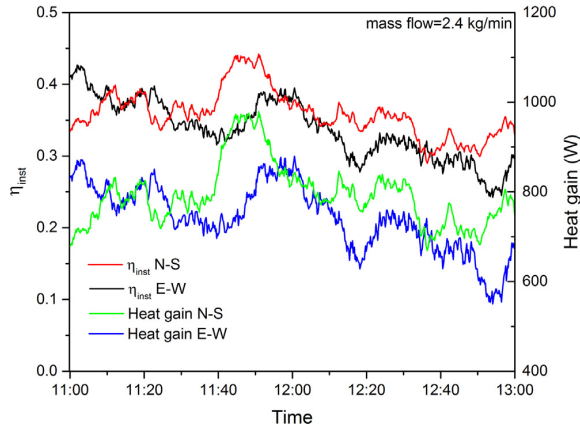


Fig. 8. Instantaneous efficiency and heat gain of CPCs at flow rates of 2.4 kg/min.

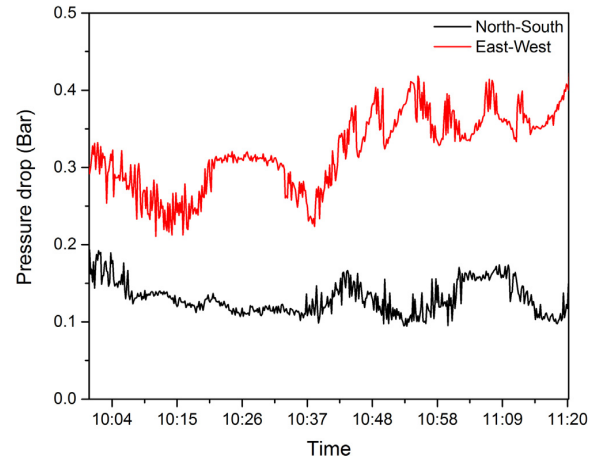


Fig. 10. CPC pressure drop.

Fig. 9 shows the instantaneous efficiency and heat gain of the concentrators with a flow rate of 6.2 kg/min under an average radiation of 1050 W/m² and an ambient temperature of 26.2 °C. The CPC positioned N-S presented 1% more efficiency than the oriented E-W. In each case, their efficiency was 30% and 29% respectively. The average heat gain was 720 W for N-S and 700 W for the E-W collectors. With this mass flow the yields are very similar for both positions.

5.4. Pressure drop

The pressure drop of the two CPC modules with different orientations under an average flow of 4.5 kg/min is presented in Fig. 10. For the N-S position a pressure drop of 0.13 bar was presented on average, while for the position E-W suffered a decrease of 0.33 bar on average. The pressure drop indirectly affects heat transfer, decreasing velocity and modifying the thermodynamic properties of the fluid, variables present in the Reynolds number calculation.

5.5. Characteristic equation

With the results obtained, the efficiency curve of both concentrators was estimated at flows of 2.4 kg/min and 6.2 kg/min (Figs. 11 and 12). The use of a low flow in the CPC with different

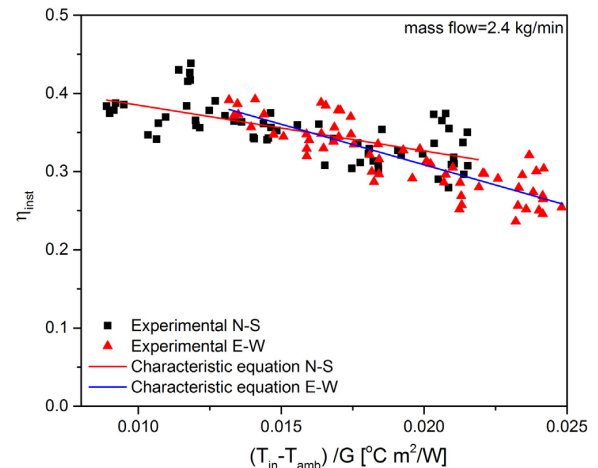


Fig. 11. Characterization of the CPC collectors at a flow rate of 2.4 kg/min.

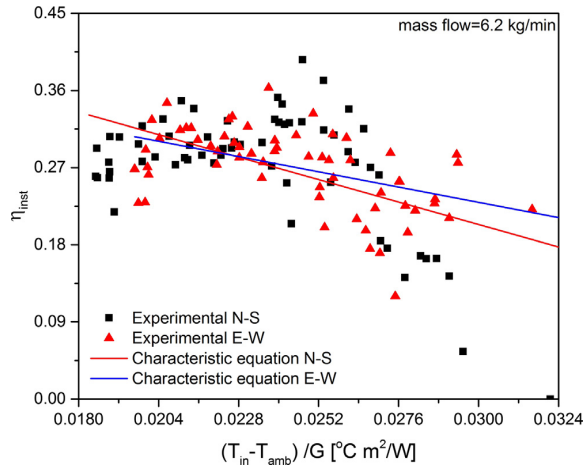


Fig. 12. Characterization of the CPC collectors at a flow rate of 6.2 kg/min.

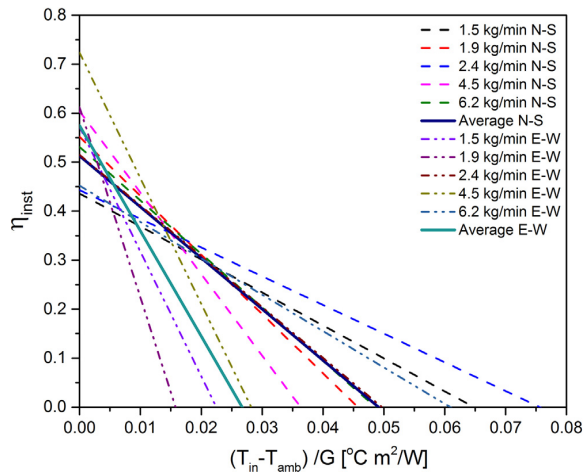


Fig. 13. Characterization of the CPC solar collectors and their average with different flows.

position causes that the thermodynamic efficiency of both are different. At a flow rate of 2.4 kg/min the CPC E-W performance has a slope of -10.36 (loss coefficient F_{RUL}) versus -5.86 of the CPC N-S. For a flow of 6.2 kg/min the slopes of both tend to resemble -7.42 for the E-W position and -10.92 for the N-S. With this last flow

rate the thermal losses of the CPC E-W are reduced up to 28%, while for the N-S increases about double.

6. Discussion

In addition to the previous experimental tests, more tests were carried out with smaller mass flows, 1.5 and 1.9 kg/min, in order to have more CPC behavior data under the two orientations. Having information from 5 different flows for N-S and for E-W, the average of all flows for each orientation was calculated, as shown in Fig. 13 and Table 3. Because the experimental tests were performed under different ambient conditions of temperature and radiation, it would not be correct to compare the tests with different flows for the same position. On average, the CPC with an E-W orientation has an optical efficiency of 57.5%, while the CPC in an N-S position reaches 51.3%. However, the coefficient of heat losses is higher for the CPC E-W than the N-S position, with -21.54 and -10.44 respectively. This causes the N-S position to operate more efficiently over a higher temperature range than the E-W position, regardless of flow. The differences in the efficiencies and losses of energy of both positions are partly due to the losses at the extremes, due to the angle of incidence of the solar rays, as well as the fluid dynamics within them, since the fluid path through the absorber is different for each position. In addition, energy losses are high because there is no vacuum technology in the absorber, as it was chosen for an inexpensive and easily constructed concentrator, with labor and local materials.

These technologies are suitable for the production of thermal energy in low-medium temperature, sufficient for the activation of different processes, such as the production of electric energy by means of an organic Rankine cycle, desalination, air conditioning and/or heating. The orientation of the CPC will depend on the temperature range and the operating time since the N-S position will be limited to a concentration time due to its acceptance angle.

7. Conclusions

In this paper we present the comparative study of the efficiency reached by a CPC when evaluating different longitudinal orientations. The study contemplated the design, construction, modeling and experimentation of two CPC modules. The concentrators use concentric tubes as absorber system. The studied CPCs have an average acceptance angle of 24.5° and a geometric concentration of 2.22. Two modules were constructed to assess the effect of orientation under similar conditions. One was placed N-S and the other E-W.

The CPC in position N-S with a mass flow rate of 2.4 kg/min presents a 2% more efficiency than the CPC E-W, with 36% and 34% respectively on average values, whereas for a flow of 6.2 kg/min, the N-S position is only 1% more efficient than the E-W position,

Table 3
Characteristic equations of the concentrators with different flows.

Mass flow	CPC orientation	Characteristic equation	Mean T_{amb}	Mean radiation
1.5 kg/min	North-South	$\eta = 0.436 - 6.73(T_{in} - T_{amb})/G$	41.1 °C	1025 W/m ²
	East-West	$\eta = 0.572 - 25.46(T_{in} - T_{amb})/G$		
1.9 kg/min	North-South	$\eta = 0.552 - 12.07(T_{in} - T_{amb})/G$	26.5 °C	1020 W/m ²
	East-West	$\eta = 0.612 - 38.79(T_{in} - T_{amb})/G$		
2.4 kg/min	North-South	$\eta = 0.443 - 5.86(T_{in} - T_{amb})/G$	48.5 °C	978 W/m ²
	East-West	$\eta = 0.515 - 10.36(T_{in} - T_{amb})/G$		
4.5 kg/min	North-South	$\eta = 0.604 - 16.63(T_{in} - T_{amb})/G$	39.7 °C	976 W/m ²
	East-West	$\eta = 0.724 - 25.67(T_{in} - T_{amb})/G$		
6.2 kg/min	North-South	$\eta = 0.531 - 10.92(T_{in} - T_{amb})/G$	26.2 °C	1052 W/m ²
	East-West	$\eta = 0.452 - 7.42(T_{in} - T_{amb})/G$		
Average	North-South	$\eta = 0.513 - 10.44(T_{in} - T_{amb})/G$	-	-
	East-West	$\eta = 0.575 - 21.54(T_{in} - T_{amb})/G$		

with an average of 30% and 29% respectively. At a flow rate of 2.4 kg/min, the CPC E-W characteristic equation has a steep slope of -10.36 (loss ratio F_{RUL}) versus -5.86 of the CPC N-S. For a flow of 6.2 kg/min the slopes of both tend to resemble -7.42 for the position E-W and -10.92 for the N-S. Taking the information for each position with 5 different mass flows (1.5, 1.9, 2.4, 4.5 and 6.2 kg/min) an average of the characteristic equation for each CPC was performed. On average, the CPC with an E-W orientation has an optical efficiency of 57.5%, while the CPC in an N-S position reaches 51.3%. However, the coefficient of heat losses is higher for the CPC E-W than the N-S position, with -21.54 and -10.44 respectively. The differences in the efficiencies and losses of energy of both positions are partly due to the losses at the extremes, due to the angle of incidence of the solar rays, as well as the fluid dynamics within them.

In addition, a correlation was proposed that allows adjusting the mathematical model considering the orientation, the inlet temperature and the mass flow. This adjustment represents a closer approximation between the results of the theoretical model and the experimental results. We found a difference in the CPC output temperature of ± 0.15 °C for the CPC N-S and ± 0.21 °C for the E-W with a standard deviation of ± 0.13 °C and ± 0.16 °C respectively.

Acknowledgments

The authors acknowledge CONACYT-SENER-SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA for the support received through the project P09 of CEMIE-Solar.

References

- [1] H. Hinterberger, R. Winston, Efficient light coupler for threshold Čerenkov counters, *Rev. Sci. Instrum.* 37 (1966) 1094–1095, <https://doi.org/10.1063/1.1720428>.
- [2] V.K. Baranov, G.K. Melnikov, Study of the illumination characteristics of hollow focons, *Sov. J. Opt. Technol.* 33 (1966) 408.
- [3] R. Winston, Principles of solar concentrators of a novel design, *Sol. Energy* 16 (1974) 89–95, [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(74\)90004-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(74)90004-8).
- [4] L. Jiang, B. Widyolar, R. Winston, Characterization of novel mid-temperature CPC solar thermal collectors, *Energy Procedia* 70 (2015) 65–70, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.02.098>.
- [5] I. Santos-González, M. Sandoval-Reyes, O. García-Valladares, N. Ortega, V.H. Gómez, Design and evaluation of a compound parabolic concentrator for heat generation of thermal processes, *Energy Procedia* 57 (n.d.) 2956–2965.
- [6] M. Antonelli, A. Baccioli, M. Francesconi, R. Lensi, L. Martorano, Analysis of a low concentration solar plant with compound parabolic collectors and a rotary expander for electricity generation, *Energy Procedia* 45 (2014) 170–179, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.019>.
- [7] M. Antonelli, A. Baccioli, M. Francesconi, U. Desideri, L. Martorano, Electrical production of a small size Concentrated Solar Power plant with compound parabolic collectors, *Renew. Energy* 83 (2015) 1110–1118, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.03.033>.
- [8] A.M. Delgado-Torres, L. García-Rodríguez, Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC), *Energy Convers. Manag.* 51 (2010) 2846–2856, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.022>.
- [9] L. Jing, P. Gang, J. Jie, Optimization of low temperature solar thermal electric generation with Organic Rankine Cycle in different areas, *Appl. Energy* 87 (2010) 3355–3365, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.05.013>.
- [10] Z.S. Lu, R.Z. Wang, Z.Z. Xia, X.R. Lu, C.B. Yang, Y.C. Ma, G.B. Ma, Study of a novel solar adsorption cooling system and a solar absorption cooling system with new CPC collectors, *Renew. Energy* 50 (2013) 299–306, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.07.001>.
- [11] A. Acuña, N. Velázquez, D. Saucedo, P. Rosales, A. Suastegui, A. Ortiz, Influence of a compound parabolic concentrator in the performance of a solar diffusion absorption cooling system, *Appl. Therm. Eng.* 102 (2016) 1374–1383, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.061>.
- [12] R. Winston, L. Jiang, B. Widyolar, Performance of a 23 KW solar thermal cooling system employing a double effect absorption chiller and thermodynamically efficient non-tracking concentrators, *Energy Procedia* 48 (2014) 1036–1046, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.02.118>.
- [13] S.H. Abu-Bakar, F. Muhammad-Sukki, D. Freier, R. Ramirez-Iniguez, T.K. Mallick, A.B. Munir, S.H. Mohd Yasin, A. Abubakar Mas'ud, N. Md Yunus, Performance analysis of a novel rotationally asymmetrical compound parabolic concentrator, *Appl. Energy* 154 (2015) 221–231, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.04.122>.
- [14] M.F.I. Al Imam, R.A. Beg, M.S. Rahman, M.Z.H. Khan, Performance of PVT solar collector with compound parabolic concentrator and phase change materials, *Energy Build.* 113 (2016) 139–144, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.12.038>.
- [15] G. Li, G. Pei, M. Yang, J. Ji, Y. Su, Optical evaluation of a novel static incorporated compound parabolic concentrator with photovoltaic/thermal system and preliminary experiment, *Energy Convers. Manag.* 85 (2014) 204–211, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.082>.
- [16] S.A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*, Academic Pr, Burlington, MA, 2009.
- [17] P. Horta, J.C.C. Henriques, M. Collares-Pereira, Impact of different internal convection control strategies in a non-evacuated CPC collector performance, *Sol. Energy* 86 (2012) 1232–1244, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.01.016>.
- [18] D.N. Nkwetta, M. Smyth, Comparative field performance study of concentrator augmented array with two system configurations, *Appl. Energy* 92 (2012) 800–808, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.08.030>.
- [19] W. Zheng, L. Yang, H. Zhang, S. You, C. Zhu, Numerical and experimental investigation on a new type of compound parabolic concentrator solar collector, *Energy Convers. Manag.* 129 (2016) 11–22, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.013>.
- [20] B. Abdullahi, R.K. Al-Dadah, S. Mahmoud, R. Hood, Optical and thermal performance of double receiver compound parabolic concentrator, *Appl. Energy* 159 (2015) 1–10, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.063>.
- [21] A. Acuña, N. Velázquez, D. Saucedo, A. Aguilar, Modeling, construction, and experimentation of a compound parabolic concentrator with a concentric tube as the absorber, *J. Energy Eng.* (2016) 4016059, [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000416](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000416).
- [22] I. Santos-González, O. García-Valladares, N. Ortega, V.H. Gómez, Numerical modeling and experimental analysis of the thermal performance of a Compound Parabolic Concentrator, *Appl. Therm. Eng.* 114 (2017) 1152–1160, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.100>.
- [23] M. Antonelli, M. Francesconi, P. Di Marco, U. Desideri, Analysis of heat transfer in different CPC solar collectors: a CFD approach, *Appl. Therm. Eng.* 101 (2016) 479–489, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.033>.
- [24] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, fourth ed., Wiley, 2013.
- [25] Y.S. Kim, K. Balkoski, L. Jiang, R. Winston, Efficient stationary solar thermal collector systems operating at a medium-temperature range, *Appl. Energy* 111 (2013) 1071–1079, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.06.051>.
- [26] K. Balkoski, Performance analysis of medium temperature non-tracking solar thermal concentrators, University of California Merced, 2011. <http://escholarship.org/uc/item/2p969963#page-1> (accessed June 20, 2017).
- [27] A. Rabl, Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators, *Sol. Energy* 18 (1976) 497–511, [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(76\)90069-4](https://doi.org/10.1016/0038-092X(76)90069-4).
- [28] W.R. McIntire, Truncation of nonimaging cusp concentrators, *Sol. Energy* 23 (1979) 351–355, [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(79\)90130-0](https://doi.org/10.1016/0038-092X(79)90130-0).
- [29] H.P. Baum, J.M. Gordon, Geometric characteristics of ideal nonimaging (CPC) solar collectors with cylindrical absorber, *Sol. Energy* 33 (1984) 455–458, [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(84\)90198-1](https://doi.org/10.1016/0038-092X(84)90198-1).
- [30] C.K. Hsieh, Thermal analysis of CPC collectors, *Sol. Energy* 27 (1981) 19–29, [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(81\)90016-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(81)90016-5).
- [31] EES [Computer software], n.d.
- [32] ASHRAE, Methods of testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors, 2010.

**B. Techno-economic analysis of a hybrid
PV-CSP system with thermal energy storage
applied to isolated microgrids**

Revista: Solar Energy (enviado)

Submitted to: Solar Energy

**Techno-economic analysis of a hybrid PV-CSP system with thermal energy storage
applied to isolated microgrids**

J. A. Aguilar-Jiménez^{a,*}, N. Velázquez^a, A. Acuña^b, R. Cota^a, E. González^{a,b}, L. González^b, R. López^a, S.
Islas^a

^a Centro de Estudios de las Energías Renovables (CEENER), Instituto de Ingeniería, Universidad Autónoma
de Baja California, Mexicali, México

^b Facultad de Ingeniería, Universidad Autónoma de Baja California, Mexicali, México

*Corresponding Author: Jesús Armando Aguilar-Jiménez, CEENER, Instituto de Ingeniería, Universidad
Autónoma de Baja California, Calle de la Normal S/N, Mexicali, B.C., México
Tel: +52 6861486575, E-mail: a1116072@uabc.edu.mx

Declarations of interest: none

Abstract

In this work, a hybrid Photovoltaic (PV) – Concentrated solar power (CSP) system is analyzed technically and economically to be used as an energy source in isolated microgrids, taking as a case study the microgrid from Puertecitos, Baja California, Mexico. The PV-CSP system has a field of solar concentrators with thermal storage to activate a 30 kW organic Rankine cycle, which satisfies the community's energy demand during periods of low or no solar radiation. The PV field consists of 73 kW to cover the electrical needs of the community during the day, a period in which the CSP field stores sensible heat in tanks. The operational and economic study of the hybrid system compared to the current one of the microgrid is presented. The results show that, for the case study, the levelized cost of energy (LCOE) of the PV-CSP hybrid system is 0.524 USD/kWh, only 2% higher than PV-Battery with 0.51 USD/kWh. However, if the PV-CSP were to be incorporated into a 50% larger community, the LCOE would be 0.506 USD/kWh. In addition, if the community presents demands exceeding 500 kW, the LCOE of the PV-CSP would be up to 26% lower. It can be competitive and comparable to large commercial hybrid plants if the system is harnessed to its maximum capacity throughout the year. The hybridization of these systems allows a manageability and complementarity of the energy that, applied to isolated microgrids, diminishes or eliminates the problem of storage with batteries, resulting in a reduction of the costs in the useful life of the project.

Keywords: Microgrid, Photovoltaic, CSP, ORC, Thermal storage

Nomenclature

Symbols

R: Eventualities
T: Temperature ($^{\circ}\text{C}$ or K)
 a_0 : Collector intercept (optical) efficiency (-)
 a_1 : Collector 1st order loss coefficient ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
 a_2 : Collector 2nd order loss coefficient ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}^2$)
 $\dot{W}$: Power (W)
 $\dot{Q}$: Heat rate (W)
 $\dot{m}$: Mass flow (kg/sec)
h: Specific enthalpy (J/kg)
P: Pressure (Pa)
 f_L : Load factor (-)
E: Energy (kWh)
 i : Year of operation

Subscripts

amb: Ambient
in: Inlet
out: Outlet
eva: Evaporator
con: Condenser
p: Pump
g: Generator
exp: Expander
ise: Isentropic
cw: Cooling water
gen: Generated
max: Maximum
e: electrical

Greek

η : Efficiency (%)
 ν : Specific volume (m^3/kg)

Abbreviations

PTC: Parabolic trough collector
PV: Photovoltaic
ORC: Organic Rankine cycle
CSP: Concentrated solar power
TMY: Typical meteorological year
LCOE: Levelized cost of energy (USD/kWh)
O&M: Operation and maintenance (USD)
CAPEX: Capital cost (USD)
NPV: Present value (USD)
 i_r : Inflation rate (%)
USD: United States dollar
DNI: Direct normal irradiance (W/m^2)
SOC: State of charge (%)
A/C: Air conditioning
BoP: Balance of plant

1. Introduction

The microgrids are an excellent option for rural electrification, due to the use of microgenerators installed in the same area of electricity consumption, the problems due to centralized electrification are combated, as are the extension of the electric network in very difficult access and transmission losses. In addition, the potential to take advantage of the renewable resources present in these isolated areas makes microgrids a sustainable electrification option. These microgenerators can be, in terms of renewable technologies, photovoltaic systems, wind turbines, hydraulic turbines, fuel cells and others (Kaur et al., 2016), but it is also essential to have backup systems based on fossil fuels to ensure the continuous operation of the microgrid. However, these isolated applications of electrification present a series of challenges regarding the control and operational stability of the microgenerators (Jiayi et al., 2008). A large amount of renewable energy in the microgrids can generate problems with the operational stability of the project, due to the intermittences and fluctuations that these clean sources present, so that a storage system plays a fundamental role to maintain the reliability and stability of the microgrid (Gao, 2015). Having different microgenerators in a microgrid impacts on a good management and use of renewable resources available in the area, as well as the implementation of microgrids with thermal storage can give stability and increase life times of this type of projects, taking advantage of the low costs and operability of these technologies.

Traditional storage in micro-grids is in lead-acid batteries, given their reliability and maturity, but their life cycles are very limited, which eventually ends up being a very expensive technology, with a negative environmental impact. Another storage option in batteries is lithium-ion technology, that is more durable, but its high cost makes them unfit for large amounts of energy (Aneke and Wang, 2016). The storage of thermal energy is a candidate for energy management given its low costs and durability of the systems (Chen et al., 2009; Kuravi et al., 2013). This, applied to microgrids, allows to have a reliable and technically mature operation, both as a supplier of base energy and for peaks of energy demand.

The organic Rankine cycles (ORC) have had a great impact during the last years, due to the importance of making the best use of energy sources for their conversion into electrical energy. These technologies are ideal for coupling to solar heating technologies for activation

at temperature levels from 70 to 300°C (Tzivanidis et al., 2016). The difference of an ORC to a traditional Rankine cycle is basically that it uses an organic fluid (with a low boiling point) as a working fluid instead of steam (Chen et al., 2010). This electricity generation technology is applicable to rural areas where natural resources can be used as an energy source of activation, either solar energy or biomass, which can be hybridized and used for cogeneration (Mueller et al., 2016; Powell et al., 2017).

Numerous studies have been carried out on the use of solar-powered ORCs, but very few applied to rural electrification. Quoilin et al. (2011) developed an ORC activated with parabolic trough collectors (PTC) for the generation of 3 kW of electricity in remote areas of Lesotho, Africa, where they do not have this service. He concluded that ORCs using low-capacity solar energy are adaptable in off-grid applications, since the construction and commissioning of this type of systems can be done in the same location, unlike photovoltaic panels and batteries. However, like any thermal process, an accurate and adequate control is indispensable for these technologies and thus, have an efficient and safe operation without damage to it. Usman et al. (2017) built and carried out experimental tests to a low capacity ORC for off-grid applications and thus validate control models and adequacy between generation and demand. It imposed changes in the electric charges to see the variations in the rotational speed of the expander of the ORC and, through a PI control, increased the speed of the pump to carry more working fluid under high pressure to ensure that the expander rotated at certain RPM. These control techniques are very important in isolated ORC systems, since it makes a robust system with autonomous operation, without human intervention to handle the fluctuations of demand and generation. Ireland et al. (2014) tested an ORC activated with PTC solar collectors to evaluate a dynamic model for controlling the impact of variable heat sources and sinks, thermal storage and the variable electrical loads associated with distributed generation. He mentions that low-capacity thermosolar electric power generation plants, coupled to thermal storage systems, allow an increase in daily operating time, also help to attenuate the rapid changes that may occur in the solar field. Even, the ORC activated with solar energy have been studied to provide heat and power for domestic uses storing thermal energy, which is very applicable to houses in remote regions, taking advantage of the renewable resources present in the town (Freeman et al., 2017; Kalogirou, 2012).

However, the implementation of these projects in low capacity has not detonated, mainly due to the high costs of initial investment in small-scale equipment. Seeking the economic feasibility of these technologies, worldwide research has currently put interest in the hybridization of thermal and photovoltaic equipment, to extract the technical and economic advantages that both offer. The development of hybrid PV-CSP systems has accelerated in recent years caused by the increase in the maturity of photovoltaic and CSP technology (Ju et al., 2017). Petrollese and Cocco (2016) evaluated a PV-CSP hybrid system with thermal and batteries energy storage, characterized by delivering a constant power level. The results showed that the hybridization of these systems can operate synergistically, especially if the energy requirements are during the day and night. Patil et al. (2017) technically and economically compared the performance of an ORC activated with solar energy and thermal storage, with a photovoltaic system with batteries bank, both with a capacity of 50 kW. Estimated minimum levelized costs of energy (LCOE) of 0.19 USD/kWh for the solar ORC, while 0.26 USD/kWh for the PV with batteries. If the battery bank is eliminated, it could reach minimum LCOE of 0.12 USD/kWh.

It is important to mention that there are already projects in planning and construction worldwide of large scale PV-CSP systems (Green et al., 2015; Ju et al., 2017). Starke et al. (2016) conducted the evaluation of a PV-CSP hybrid system using PTC and a central tower using the TRNSYS simulator under the climatic conditions of northern Chile. Their results showed that the hybridization of PV systems with CSP can reach plant factors higher than 80% with a smaller solar field, mentioning that it is the main advantage of the combination of these technologies, which in turn reduces the LCOE. Parrado et al. (2016) calculated the LCOE for three solar power plants with 50 MW each: PV plant, CSP plant with 15 h of thermal energy storage, and a hybrid PV-CSP plant with 20 MW of PV and 30 MW of CSP with 15 h of thermal energy storage. Two scenarios were evaluated up to the year 2050, blue map and road map, the latter has a high expectation regarding the future installation of solar technologies throughout the world. Their results show LCOE in the range of 0.138-0.074 USD/kWh for the hybrid system under the road map scenario. In addition, they mention that these systems working together can provide electricity for 24 continuous hours, which with individual technologies is more complicated and expensive. In other study, Pan and Dinter (2017) evaluated the combination of a PV-CSP plant for base load power generation in South Africa. The system comprises 100 MW of PV with 100 MW of CSP (central tower). Their

results show LCOE in the range of 0.133-0.157 USD/kWh with capacity factors greater than 90%. There are also studies of hybrid PV-CSP systems for power generation and desalination (Valenzuela et al., 2017). Zhai et al. (2017) analyzed the advantages of thermal storage in PV-CSP hybrid systems, replacing storage in batteries. They concluded that storing thermal energy to be used in these plants allows a reduction of 19% in the LCOE.

The vast majority of the studies are focused on high capacity commercial hybrid plants, where what they are looking for is to produce base load power or deliver the greatest amount of energy to the network. Hybrid PV-CSP systems have not been explored in microgrids, so it has not been determined the technical and economic advantages that these would bring to the problems of storage, variation and intermittency of solar and wind generation, as well as the adaptation of the generation to the electrical demand. Being small systems, which must adjust to the energy needs of the community, it becomes a field of study different from what is currently presented in the literature.

In this work, a hybrid PV-CSP system with thermal storage is proposed for the generation of electric power in communities isolated from the electricity grid, taking the case study of Puertecitos microgrid in Baja California, Mexico. Photovoltaic modules produce the necessary energy during the day, while solar concentrators store thermal energy in the form of sensible heat, for conversion into electrical energy by means of an ORC when the solar resource is not sufficient or for night periods. A techno-economic evaluation of this hybrid system is carried out. It is known that the useful life of the batteries used in these systems is very low, becoming a repetitive and expensive operation and maintenance (O&M) expense, so new technologies or a combination of existing ones can be the solution to these economic problems.

2. Description of the microgrid

There is currently a solar-wind-diesel hybrid electric generation system with storage in lead-acid batteries in the community of Puertecitos, Baja California, México (30°21'19.7" N, 114°38'26.3" W), which consists of 55.2 kW of photovoltaic modules, 5 kW of wind turbine, backup diesel generator of 75 kVA and, as a storage system, there is a battery bank (lead-acid) of 522 kWh, as shown in Fig. 1 and Fig. 2.



Fig. 1. Microgrid in Puertecitos



Fig. 2. Lead-acid battery bank

The microgrid was designed to provide electricity to 20 families residing there, who suffer from extreme environmental temperatures in summer, where they can reach 50°C in the shade. This forces the houses to have air conditioning (A/C) systems in operation during the entire period of high temperatures. This becomes an energetic problem, since the consumptions of energy that have anticipated during all the year contrast between the periods of summer to winter, where the energetic demands can be up to five times majors when the A/C are used, like it is seen in Fig. 3.

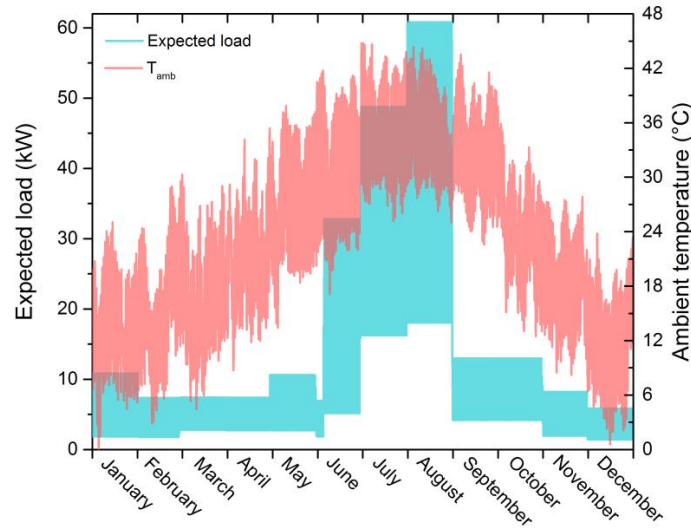


Fig. 3. Expected load for the 20 houses of the microgrid and ambient temperature of the region

Since the community did not have electricity service, given their remoteness to the national transmission network, the families did not have electrical appliances, so at the time they were given electricity they were limited in the amount and type of devices that could acquire, in order to have an equity and control in the consumption, so that the system does not collapse due to over-demand. The type and quantity of maximum equipment to be connected to the microgrid per home was based on the energy requirements of a typical family living in areas with arid climate, which includes equipment for A/C, food preservation, entertainment, among others. In spite of the above, currently the production of energy with the installed renewable equipment is not enough to cover the total demand in the summer season, so the use of the diesel generator is necessary, implying high operating costs. Given the problem of insufficient generation and lack of budget to operate the diesel generator, the summer operating conditions (high energy demands by the A/C) forced the microgrid to make maximum use of the battery bank (maximum depth of discharge), which shortened the life of the battery in a very drastic way, presenting firstly a decay in its storage capacity and then the final damage of some batteries, causing the power outages as shown in Fig. 4, no longer being able to cover 24/7. These drops in the microgrid are for the last days of July and the beginning of August, during the first hours of the day the energy storage bank was running out, not because of its capacity, but because of the low generation of energy during the day that was not enough to support the night energy requirements.

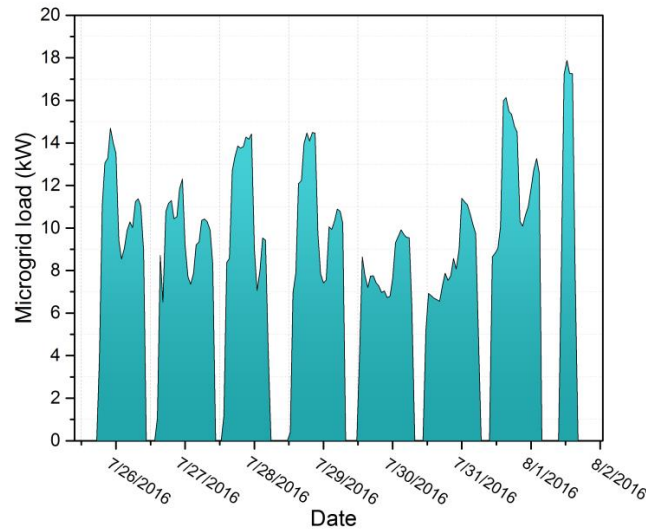


Fig. 4. Microgrid load for the last week of operation

Because of the above, it forced us to think about other strategies that can be applied to the Puertecitos microgrid, as microgenerators and energy storage systems more economical and durable that can take advantage of the region's energy resources and technologically available for installation in remote populations. The use of thermal solar concentrators for the generation of electrical energy by means of a low capacity ORC, storing thermal energy for use in periods of zero or low solar radiation, and working hybridly with a field of PV modules, is analyzed as a technology to supply 24 continuous hours of energy under the energy requirements of the previous community, being a manageable and complementary system, diminishing or eliminating the main challenge of microgrids, which is the storage of energy with batteries. This reduces cost of operation and maintenance, increases the useful life and decreases the environmental impact of this type of systems.

3. Description of the proposed system

The hybrid PV-CSP system consists of a field of photovoltaic modules for the direct generation of electrical energy and another field of solar PTC coupled to an ORC for thermoelectric conversion. The thermal energy produced by the PTC field is stored in a tank during the day, to be used as energy source of the ORC during the absence of solar radiation, instead of the current batteries. The system stores sensible heat in the tank, the heat transfer fluid is taken to the evaporator of the power cycle and returned to another tank of low

temperature, so that during the day it is heated in the solar field to repeat the cycle. The PV-CSP system diagram is shown in Fig. 5.

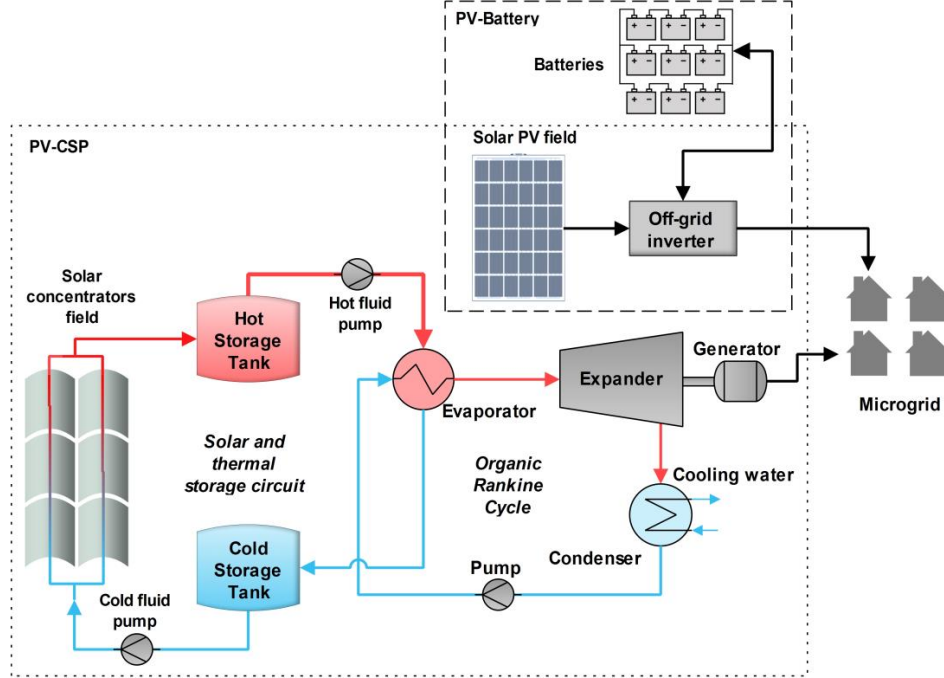


Fig. 5. Diagram of the PV-CSP system and the PV-Battery system

3.1. Solar thermal field

The field of solar concentrators and thermal storage is responsible for providing the energy to the ORC for conversion into electrical energy. The concentrator used is the PTC type of the NEP Solar company, model PolyTrough 1800 (2018). It uses a two-tank storage system, so that the heat transfer fluid is the same for both equipment. The cold storage tank is responsible for receiving the fluid from the ORC and feeding the solar field when the solar resource is sufficient. The hot tank stores the fluid at high temperature to supply the thermal energy to the ORC when it needs it.

3.2. PV field

The PV field generates the electrical energy needed by the community during the day, so it is sized to meet this requirement without the need for a complementary generator, only when the solar resource is sufficient. As the storage is by means of thermal energy, the bank of lead-acid batteries is replaced.

4. Methodology

A simulator of the PV-CSP system was developed using TRNSYS (Klein et al., 2009) and EES (Klein and Alvarado, 1992) software. The CSP system, thermal energy storage, PV field and energy demand of the community was simulated in TRNSYS, since this program allows to perform transient simulations, having as peculiarity that it can work with typical climatological data bases (TMY), analyzing the behavior of the system under more real conditions. This software contains libraries with validated mathematical models of different equipment, among them solar technologies, pumps, heat exchangers and more, so the characteristics of the equipment used in this work were supplied to this software. The ORC, being a thermal machine that works with different types of organic fluids (Ferrara et al., 2014; Garg et al., 2015), was coded with the EES program given its advantages when working with thermodynamic and heat transfer systems, since it has a very extensive fluid database with its thermodynamic properties. The mathematical model of the ORC is presented below.

4.1. ORC mathematical model

The model is based on the application of the laws of conservation of mass and energy in the components of the cycle. The pump takes the sub-cooled organic fluid and brings it to the operating pressure, during this process the fluid increases a little its internal energy due to the mechanical work that is supplied, so that:

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{out,p} - h_{in,p}) \quad (1)$$

In the same way, the work done by the pump can be calculated with the increase in pressure in the fluid, multiplied by the specific volume at the inlet of the pump, all this divided by the efficiency of the pump motor:

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot v_{in,p} \cdot (P_{out,p} - P_{in,p})}{\eta_p} \quad (2)$$

The fluid, already at high operating pressure, is taken to the evaporator. In this equipment it will increase its temperature until its saturation, and then change phase to vapor, being obtained by the exchange with the heat transfer fluid of the solar field:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{out,eva} - h_{in,eva}) = \dot{m}_{CSP} \cdot (h_{out,CSP} - h_{in,CSP}) \quad (3)$$

$$h_{in,eva} = h_{out,pump} \quad (4)$$

This flow, at high temperature and pressure, is taken to the expansion equipment, which will take advantage of the kinetic energy generated by the pressure change, generating a mechanical work that will activate an electric generator:

$$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{out,exp} - h_{in,exp}) \quad (5)$$

$$h_{in,exp} = h_{out,eva} \quad (6)$$

The output enthalpy of the expander is calculated based on the efficiency of this equipment:

$$\eta_{exp} = \frac{h_{in,exp} - h_{out,exp}}{h_{in,exp} - h_{out,exp-ise}} \quad (7)$$

Where $h_{out,exp-ise}$ is the enthalpy of the organic fluid at the exit of the expander, considering an isentropic expansion. This flow, now in superheated state, is carried to the condenser to convert it into sub-cooled liquid using cooling water:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{in,con} - h_{out,con}) = \dot{m}_{cw} \cdot (h_{out,cw} - h_{in,cw}) \quad (8)$$

$$h_{in,con} = h_{out,exp} \quad (9)$$

The net mechanical work generated by the ORC is the work generated by the expander, subtracting the work consumed by the pump motor:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{exp} - \dot{W}_p \quad (10)$$

The thermoelectric efficiency of the cycle is calculated based on the net mechanical work multiplied by the efficiency of the electric generator, divided on the energy supplied for its operation:

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net} \cdot \eta_g}{\dot{Q}_{eva}} \quad (11)$$

The model was validated with the experimental results presented by Quoilin (2011), as shown in Fig. 6, which was a low capacity ORC working with R-245fa as an organic fluid.

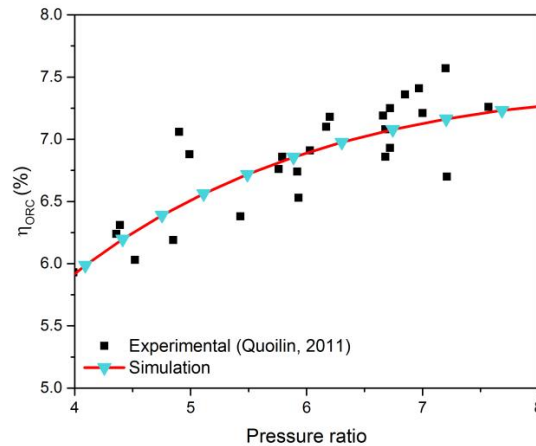


Fig. 6. Mathematical model validation of the ORC

The TRNSYS program, based on the operating conditions (ambient temperature, solar resource, state of equipment and electricity demand of the population), delivers data to EES as input variables for calculating heat transfers, mass flows, energy needs, among other data, becoming a cyclical process (Fig. 7).

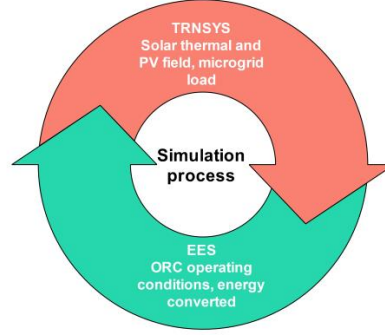


Fig. 7. Simulation process between TRNSYS and EES

5. Results

Simulations of the PV-CSP were carried out subject to the profile of expected maximum demand for the month of August, when the ambient temperature forces to have the A/C on 24 hours. The conditions of direct normal irradiance (DNI) and ambient temperature present in the region on August 18 are shown in Fig. 8, where a maximum of 42°C ambient temperature was reached, without significant clouds. Since during August is when the maximum electrical demand is expected, the simulations were developed under that profile.

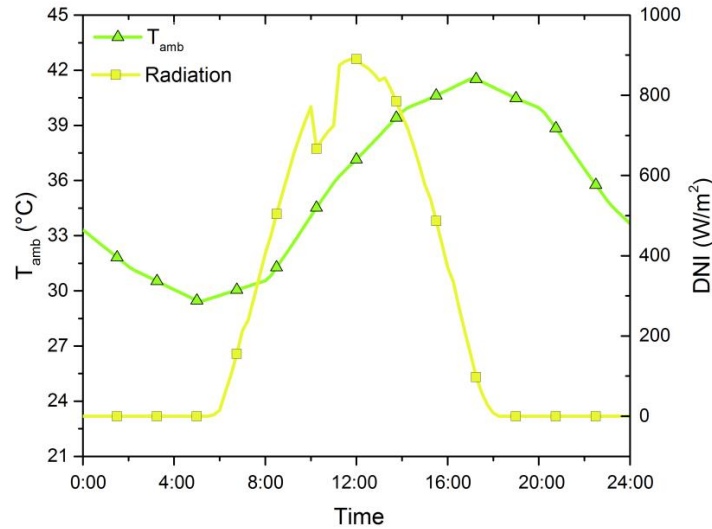


Fig. 8. Ambient temperature and DNI of the region on August 18

With the dynamics of electric consumption, we can divide the year into two representative periods: summer and winter consumption, where the first is up to 5 times greater than the second, which makes the efficient sizing of the system critical. If the energy consumption is taken into account for the summer months, the PV-CSP will be very oversized in the winter period and, if the winter consumption is taken, the system will be very small, and it would not meet the summer energy needs. The idea is to dimension the equipment to cover the total of the maximum demand of energy in summer, and to take advantage of the surpluses in winter to activate subprocesses like desalination of seawater, drying of food or sell the electric power to merchants of the zone to a price that allows to generate a cash bag for O&M. Under this scenario, the sizing of the system was performed, whose characteristics are presented in Table 1, where the coefficients a_0 , a_1 y a_2 correspond to the optical efficiency, first and second order losses, respectively, of the solar concentrator used.

Table 1. Characteristics of PV-CSP system

Solar concentrator	PolyTrough 1800 (NEP Solar, 2018)
Aperture area	910 m ²
a_0	0.689
a_1	0.36 W/m ² K
a_2	0.0011 W/m ² K ²
Water inlet/outlet temp.	70/110 °C
Thermal power output	430 kW max.
Thermal storage tanks	70 m ³ each
ORC max. power	30 kWe
ORC working fluid	R-245fa
Pressure ratio	6.5
Efficiency of the cycle	10%
PV module	310 W
PV total power	73 kW
Inverter efficiency	95%

5.1. Operation of the PV-CSP

Fig. 9 shows the operation dynamics of the PV-CSP system for August 18. It is appreciated as demand changes over time of day, with the critical point around 13:00. The generation of the PV-CSP completely covers the demand for electricity during the first hours, since it has thermal energy stored the previous day. With the appearance of the solar resource, the field of photovoltaic modules starts to provide electrical energy, so that the delivered by the ORC is decreasing to the point where the PV generation is equal to or greater than that

needed by the community. When the ORC generates electrical energy, the hot tank delivers the fluid directly to the power block, so that the state of charge (SOC) decreases, while that of the cold tank increases. On the other hand, the cold tank feeds the PTC field when solar radiation is sufficient to keep the working fluid at the set temperature, in this case an inlet and outlet of 70 and 110°C, respectively, so during these periods the SOC of this tank is diminished and the hot tank increases. In the periods in which the PV generation is not sufficient (i. e. mornings and afternoons) and the ORC produces electrical energy to supply the demand, but it still presents a usable solar resource, the two pumps of the PTC field will be operating. This can be seen in the SOC of the tanks, during the 16:00 hours of the day, these remain approximately the same for a short period of time, since they store energy in the same proportion as they deliver it.

Since the conversion efficiency of the ORC decreases at part load operation and, given that this equipment is considered as a variable energy source, the efficiency of the power block is multiplied by a load factor (f_L) (Patil et al., 2017) proportional to the amount of energy that this delivery, and is calculated by:

$$f_L = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{W}_{max,ORC}} \quad (12)$$

Where $\dot{W}_{net}$ is equivalent to the electric generation of the ORC in operation and $\dot{W}_{max,ORC}$ the electrical generation of design. However, the operation is limited to 50% of the maximum capacity of the ORC, in order to maintain acceptable efficiency levels and real working conditions.

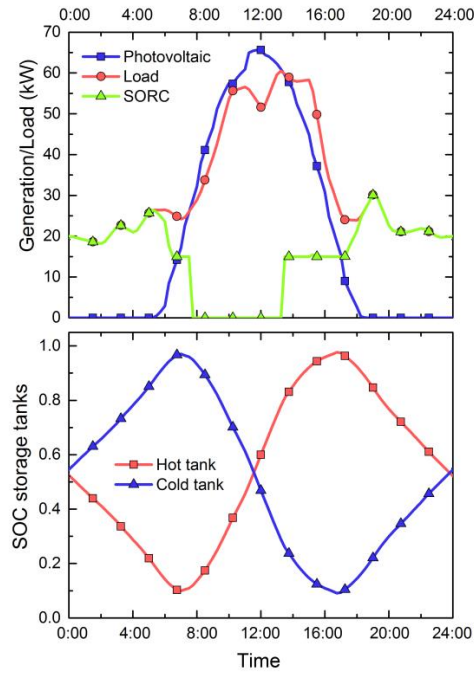


Fig. 9. Operation of the PV-CSP system on August 18

Because the periods of charge and discharge differ in duration, the flows are not the same, since the time in which the hot tank must increase its SOC is shorter (due to the availability of the solar resource), and the discharge it depends on the night demand (less than the demand during the day). These changes in the flows are shown in Fig. 10, where the mass flow of the organic fluid within the ORC is also shown, and how this varies with the dynamics of operation of the global system.

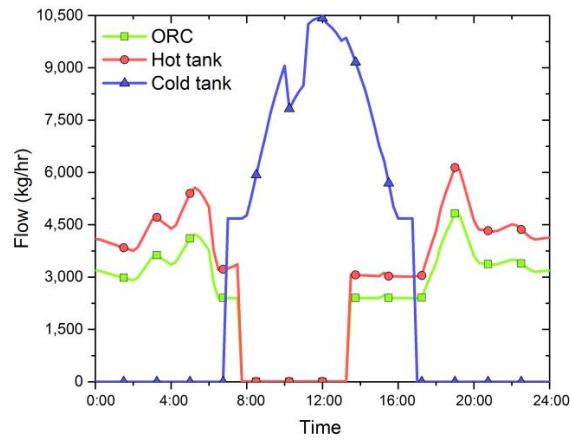


Fig. 10. PV-CSP system flows

5.2. *PV-Battery system*

To make a comparison of the techno-economic feasibility of the incorporation of PV-CSP hybrid systems to microgrids, the simulation study using the electrical demand profile of the case study was carried out, but in this scenario, it was evaluated that the microgenerator it is only photovoltaic modules with a battery bank of the same type as the one used in Puertecitos microgrid. The diagram of this system can be seen in Fig. 5, inside the box with continuous lines. As mentioned above, the current PV-Wind system is not enough to satisfy the projected demand during a full day, so in this simulation the sufficient photovoltaic field was dimensioned to satisfy the maximum demand during the day, adding also the necessary to produce the electrical energy that will be needed in the periods of low or no radiation, storing it in the battery bank. The characteristics of this scenario, called PV-Battery system, is shown in Table 2. It is worth mentioning that the wind generator is eliminated as a microgenerator, given its high initial investment costs in low capacity equipment, for which only photovoltaic energy was considered.

Table 2. Characteristics of PV-Battery system

PV module	310 W
PV total power	145 kW
Inverter efficiency	95%
Lead-acid batteries	3 kWh each
Battery bank	411 kWh

If we compare the peak power of photovoltaic field that is currently installed in the microgrid, with the analyzed scenario, the PV-Battery system is 163% higher, but in storage capacity it is 21% lower, considering a day of backup.

Fig. 11 shows the operating behavior of the system, where the photovoltaic generation dynamics are appreciated, power delivered and stored by the battery bank depending on the demand of the microgrid, as well as the SOC of the electrical storage system. As the PV field supplies electricity to the generation, the batteries tend to decrease their discharge, so that when the demand is equal to or less than the power delivered by the PV modules, the storage bank is charged with the surplus.

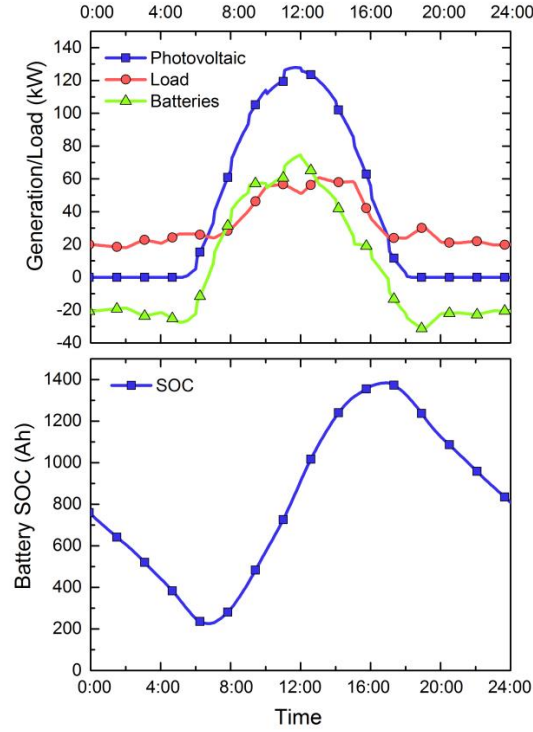


Fig. 11. Operation of the PV-Battery system on August 18

5.3. Economical comparison

To economically analyze the systems and compare them during their useful life, economic indicators based on electric power generation plants were calculated. For the comparison, the LCOE was used, which is the economic valuation of the cost of the electricity generation system that includes all the costs over the project life, which was considered 25 years for both, and was calculated based on Patil et al. (2017):

$$LCOE = \frac{NPV (USD)}{E_{gen} (kWh)} \quad (13)$$

Where NPV is the present value of the total investment over the plant life and E_{gen} the energy that it will produce during all that time. The NPV is:

$$NPV = CAPEX + O\&M \quad (14)$$

$CAPEX$ equals the capital cost of the system and $O\&M$ to operating and maintenance expenses over the life of the project, and is calculated according to:

$$O\&M = \sum_{i=1}^{plant\ life} O\&M(i) \quad (15)$$

Where $O\&M(i)$ are the operation and maintenance costs during the i th year of operation. An $O\&M(i)$ expense of 2% of CAPEX was assumed for the two systems and an annual inflation rate (ir) of 5% (Patil et al., 2017). Then, the $O\&M(i)$ is calculated as:

$$O\&M(i) = 0.02 \times CAPEX \times (1 + ir)^{i-1} + R(i) \quad (16)$$

$R(i)$ corresponds to the eventualities that may arise during the operation of the system in terms of spare parts or changes of individual equipment due to their useful life. For both systems, an expense of 30% of the cost of the inverter every 10 years was considered and for the PV-Battery system the change of the battery bank every 4 years, by the manufacturer's guarantees in this type of equipment and own experience with the microgrid. The cost estimates of the equipment of both systems are presented in Table 3.

Table 3. Cost estimation of PV-CSP and PV-Battery systems (ElectraTherm, 2018a; Kurup and Turchi, 2015; Patil et al., 2017; Petrollese and Cocco, 2016)

Initial investment		PV-CSP annual cost	
Solar field	210 USD/m ²	O&M(i)	2%
Thermal storage tanks	775 USD/m ³	Inflation rate	5%
ORC	7,200 USD/kWe	PV-Battery annual cost	
PV module	600 USD/kW	O&M(i)	2%
Inverter	248 USD/kW	Inflation rate	5%
Lead-acid battery	260 USD/kWh	Replacement costs	
PV-CSP BoP	310 USD/kW	Inverter	30% of price every 10 years
PV-Battery BoP	248 USD/kW	Batteries	Every 4 years

The total energy that the system will produce during its useful life was calculated based on the expected demand profile of the microgrid throughout the year (Fig. 3), assuming that both systems will generate that energy. Fig. 12 shows the annual accumulation of energy consumption of the community, which is 91.8 MWh.

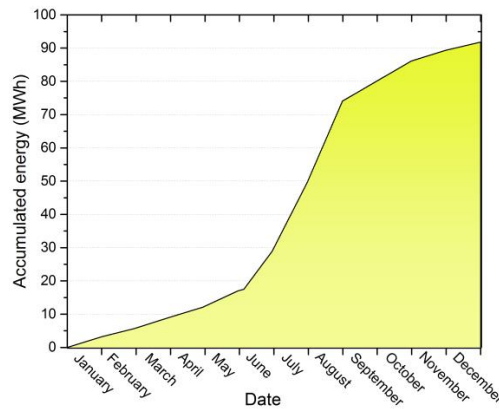


Fig. 12. Annual accumulated energy for the community

The results of the economic study are presented in Table 4. Large differences can be seen in the CAPEX and O&M of both systems. The CAPEX required for the PV-CSP system of the case study is 2.3 times higher than that of the PV-Battery system, while the expense for O&M is 1.5 times lower. The NPV shows us that the PV-CSP system is 2% more expensive than the PV-Battery system during the life of the project. However, despite the initial investment and operating costs so different from both systems, the LCOE differ only in 0.014 USD/kWh, being 0.524 and 0.51 USD/kWh for the PV-CSP and PV-Battery systems, respectively. The CAPEX for the PV-CSP system is a critical factor in the LCOE, since the cost of the main equipment (solar field and ORC power unit), ends up damaging the indicators. On the other hand, the PV-Battery system has a relatively inexpensive CAPEX, but the O&M increases the indicators, due to the high cost of the battery storage battery and the need to replace it every certain period.

Table 4. Results of the economic analysis for the project life		
	<i>PV-CSP</i>	<i>PV-Battery</i>
Energy production	2,295 MWh	2,295 MWh
CAPEX	609,434 USD	265,780 USD
O&M	592,592 USD	905,720 USD
NPV	1,202,026 USD	1,171,500 USD
LCOE	0.524 USD/kWh	0.510 USD/kWh

6. Discussion

As mentioned above, for the PV-CSP the initial cost is the critical factor and is mainly due to the part of the solar concentration field and the ORC power block. Fig. 13 shows the percentage of the initial cost of each equipment for the analyzed systems. 66% of initial investment for the PV-CSP is concentrated in the PTC and ORC. The advantage of this system is that thermal storage is economical and durable, so it is an excellent option applied to regions where they do not have enough economic resources to replace batteries. Combining the low costs of PV technology and thermal storage, PV-CSP can compete with traditional rural electrification systems of PV modules with batteries.

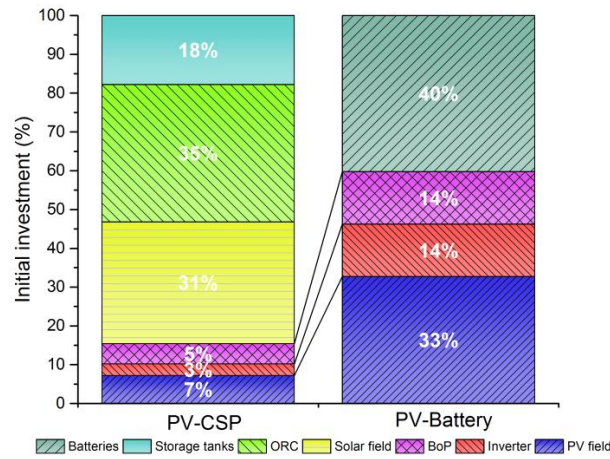


Fig. 13. Percentage of initial capital cost of each equipment

In addition to these advantages, another peculiarity that would make the LCOE of the PV-CSP more economical is the escalation factor. For this case study, the LCOE of the hybrid system was only 2% higher than PV-Batteries systems, but if the capacity of the ORC and the solar field is increased for another community with higher energy requirements, the costs of these technologies decrease. ORC prices at higher capacities can reach \$ 3,700 USD/kW for ranges of 100 kW of electric power, up to \$ 1,400 USD/kW for systems greater than 500 kW (ElectraTherm, 2018b; Tartière, 2017). In the PV-Battery a reduction in costs can be achieved when the size of the project increases, but not as representative as in the PV-CSP system. Fig. 14 shows the variation of the LCOE with respect to the initial cost of the ORC and solar concentration field. Maintaining the cost of \$210 USD/m² of solar thermal field, the LCOE of the PV-CSP system is cheaper than the PV-Battery from a cost of \$ 6,500 USD/kW for the ORC, equivalent to a LCOE of \$ 0.506 USD/kWh. This is achieved when the power of the ORC is around 60 kW electric. However, for a community with a demand of 500 kW at night, which is when the ORC of the PV-CSP works, the LCOE decreases to \$ 0.376 USD/kWh, 26% lower than the PV-Battery system. In addition, these LCOE costs can be reduced by up to 50% if the system is maximized, that is, a LCOE of \$ 0.188 USD/kWh. During the winter periods, when the demand for the community is very low, the surplus can be used to market the energy or activate processes such as desalination, heating, dehydration, among other productive.

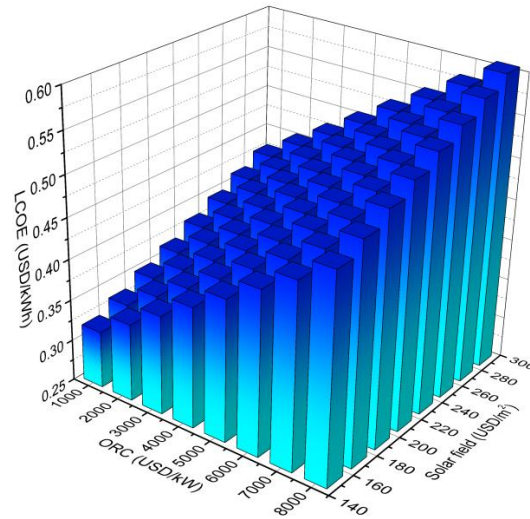


Fig. 14. Variation of the LCOE with the costs of the ORC and solar field

It is worth mentioning that the power generation of the hybrid systems in isolated microgrids is limited to the energy consumption of the community, so in many cases, it will work at part load conditions. This does not happen in large commercial plants, where they seek to maximize generation and increase the amount of energy supplied to the electricity grid, achieving much lower LCOE. As mentioned above, for a community with 500 kW of maximum demand the LCOE is \$ 0.376 USD/kWh with a hybrid PV-CSP system, which is not competitive at \$ 0.15 USD/kWh on average for large hybrid plants that were mentioned in section 1, since obviously the capacity factor is much higher and the system is not subject to variations in the energy demand of a community. However, if the system in the isolated microgrid is harnessed as much energy as possible, the LCOE of \$ 0.18 USD/kWh itself is competitive with the large plants. So, when planning this type of project should seek maximum use of the hybrid installation, to achieve a reduction in energy costs and make their implementation more attractive.

7. Conclusion

The use of a PV-CSP system was analyzed techno-economically for its incorporation into an isolated microgrid, taking as a case study the one installed in Puertecitos, Baja California, Mexico. The microgrid, when belonging to a community with low economic resources, presents problems in the system of storage and generation of energy, since it is not enough to cover the electricity demand in summer periods, when the ambient temperature

exceeds 45°C in the shade, which makes the use of A/C equipment indispensable. The summer operating conditions (high energy demands by the A/C) forced the microgrid to make maximum use of the battery bank (maximum depth of discharge), which shortened the life of the battery in a very drastic way, presenting firstly a decay in its storage capacity and then the final damage of some batteries, causing the power outages. The PV-CSP system was proposed to take advantage of the low costs of thermal storage and photovoltaic modules, in order to combat the cost and maintenance problems of the batteries, which are typically used in isolated microgrids.

The operation of the PV-CSP system was presented operating under the maximum expected demand of the community; during the day the PV modules satisfy the energy requirements, while the solar concentration field stores thermal energy, that will be converted to electricity by means of the ORC in periods of low or no solar radiation. It was compared economically with the current microgrid considering the sufficient generation and storage to support the expected demand only with photovoltaic modules and batteries.

The results showed that for the case of study and contemplating a useful life of the project of 25 years, the LCOE differ only in 0.014 USD/kWh for the systems, being of 0.524 and 0.51 USD/kWh for the PV-CSP and PV-Battery systems, respectively. The CAPEX for the PV-CSP system is a critical factor in the LCOE, while the O&M is for the PV-Battery system. The size of the project greatly impacts the PV-CSP, since in low capacity the cost per electric kW of ORC is very high, impacting the LCOE. However, in the microgrid that was presented, the cost per kWh with the technological proposal is only 2% higher than the traditional PV-Battery system. If the power of the ORC is increased from 30 to 60 kW, the LCOE decreases to \$ 0.506 USD/kWh, more economical than the traditional isolated system. It should be mentioned that, for a microgrid with a demand of 500 kW at night, which is when the ORC of the PV-CSP works, the LCOE decreases to \$ 0.376 USD/kWh, 26% lower than the PV-Battery system. These LCOE can decrease even up to 50%, that is, a LCOE of \$ 0.188 USD/kWh when the maximum energy capacity of the PV-CSP is used, and not only the demand of the community is considered. This cost for energy is comparable and competitive with hybrid commercial plants, which makes these projects economically feasible for installation in isolated microgrids.

In addition, by increasing the capacity of the system can improve the operating conditions of the thermodynamic cycle, increasing the efficiency of it and making its

installation more feasible, not only in isolated microgrids, but also interconnected to the electricity grid. The implementation of PV-CSP systems still presents challenges in terms of organic cycle technology, but the improvements in their equipment and cost reduction makes their application more feasible.

Acknowledgements

The authors acknowledge CONACYT-SENER-SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA for the support received through the project P09 of CEMIE-Solar

6. References

- Aneke, M., Wang, M., 2016. Energy storage technologies and real life applications – A state of the art review. *Appl. Energy* 179, 350–377. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.097>
- Chen, H., Cong, T.N., Yang, W., Tan, C., Li, Y., Ding, Y., 2009. Progress in electrical energy storage system: A critical review. *Prog. Nat. Sci.* 19, 291–312. <https://doi.org/10.1016/j.pnsc.2008.07.014>
- Chen, H., Goswami, D.Y., Stefanakos, E.K., 2010. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renew. Sustain. Energy Rev.* <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.006>
- ElectraTherm, 2018a. Power+ Generator 4200 – Up to 35kWe [WWW Document]. URL <https://electratherm.com/products/power-plus-generator-4200-up-to-35kwe/> (accessed 1.31.18).
- ElectraTherm, 2018b. Power+ Generator 6500 – up to 110kWe [WWW Document]. URL <https://electratherm.com/products/power-plus-generator-6500-up-to-110kwe/> (accessed 2.1.18).
- Ferrara, F., Gimelli, A., Luongo, A., 2014. Small-scale Concentrated Solar Power (CSP) Plant: ORCs Comparison for Different Organic Fluids. *Energy Procedia*, ATI 2013 - 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association 45, 217–226. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.024>
- Freeman, J., Guaracino, I., Kalogirou, S.A., Markides, C.N., 2017. A small-scale solar organic Rankine cycle combined heat and power system with integrated thermal energy storage. *Appl. Therm. Eng.* 127, 1543–1554. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.163>
- Gao, D.W., 2015. Basic Concepts and Control Architecture of Microgrids. Academic Press, Oxford, pp. 1–34.
- Garg, P., Orosz, M.S., Kumar, P., Dutta, P., 2015. Thermo-economic evaluation of ORCs for various working fluids, in: *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems*.
- Green, A., Diep, C., Dunn, R., Dent, J., 2015. High Capacity Factor CSP-PV Hybrid Systems. *Energy Procedia* 69, 2049–2059. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.218>
- Ireland, M.K., Orosz, M.S., Brisson, J.G., Desideri, A., Quoilin, S., 2014. Dynamic Modeling and Control System Definition for a Micro-CSP Plant Coupled With Thermal Storage Unit, in: *Volume 3B: Oil and Gas Applications; Organic Rankine Cycle Power Systems; Supercritical CO₂ Power Cycles; Wind Energy*. ASME. <https://doi.org/10.1115/GT2014-27132>
- Jiayi, H., Chuanwen, J., Rong, X., 2008. A review on distributed energy resources and MicroGrid. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 12, 2472–2483. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.06.004>
- Ju, X., Xu, C., Hu, Y., Han, X., Wei, G., Du, X., 2017. A review on the development of photovoltaic/concentrated solar power (PV-CSP) hybrid systems. *Sol. Energy Mater. Sol. Cells* 161, 305–327. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2016.12.004>
- Kalogirou, S.A., 2012. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy* 48, 298–306. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2012.06.023>
- Kaur, A., Kaushal, J., Basak, P., 2016. A review on microgrid central controller. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 55, 338–345. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.141>
- Klein, S.A., Alvarado, F.L., 1992. EES: Engineering equation solver for the Microsoft

- Windows operating system.
- Klein, S.A., Beckman, W.A., Mitchell, J.W., Duffie, J.A., Duffie, N.A., Freeman, T.L., Mitchell, J.C., Braun, J.E., Evans, B.L., Kummer, J.P., 2009. TRNSYS 17. A Transient Syst. Simul. Progr.
- Kuravi, S., Trahan, J., Goswami, D.Y., Rahman, M.M., Stefanakos, E.K., 2013. Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants. *Prog. Energy Combust. Sci.* 39, 285–319. <https://doi.org/10.1016/J.PECS.2013.02.001>
- Kurup, P., Turchi, C.S., 2015. Parabolic Trough Collector Cost Update for the System Advisor Model (SAM), Technical Report NREL/TP-6A20-65228 National Renewable Energy Laboratory.
- Mueller, A., Orosz, M., Narasimhan, A.K., Kamal, R., Hemond, H.F., Goswami, Y., 2016. Evolution and feasibility of decentralized concentrating solar thermal power systems for modern energy access in rural areas. *MRS Energy Sustain.* 3, E4. <https://doi.org/10.1557/mre.2016.4>
- NEP Solar, 2018. PolyTrough 1200 [WWW Document]. URL <http://www.nep-solar.com/products/polytrough-1200/> (accessed 1.29.18).
- Pan, C.A., Dinter, F., 2017. Combination of PV and central receiver CSP plants for base load power generation in South Africa. *Sol. Energy* 146, 379–388. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.02.052>
- Parrado, C., Girard, A., Simon, F., Fuentealba, E., 2016. 2050 LCOE (Levelized Cost of Energy) projection for a hybrid PV (photovoltaic)-CSP (concentrated solar power) plant in the Atacama Desert, Chile. *Energy* 94, 422–430. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.11.015>
- Patil, V.R., Biradar, V.I., Shreyas, R., Garg, P., Orosz, M.S., Thirumalai, N.C., 2017. Techno-economic comparison of solar organic Rankine cycle (ORC) and photovoltaic (PV) systems with energy storage. *Renew. Energy* 113, 1250–1260. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.107>
- Petrollese, M., Cocco, D., 2016. Optimal design of a hybrid CSP-PV plant for achieving the full dispatchability of solar energy power plants. *Sol. Energy* 137, 477–489. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.08.027>
- Powell, K.M., Rashid, K., Ellingwood, K., Tuttle, J., Iverson, B.D., 2017. Hybrid concentrated solar thermal power systems: A review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.067>
- Quoilin, S., 2011. Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications. University of Liège.
- Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, H., Lemort, V., 2011. Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. *Sol. Energy* 85, 955–966. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.02.010>
- Starke, A.R., Cardemil, J.M., Escobar, R.A., Colle, S., 2016. Assessing the performance of hybrid CSP + PV plants in northern Chile. *Sol. Energy.* <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.09.006>
- Tartière, T., 2017. A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market. *Energy Procedia* 129, 2–9. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.159>
- Tzivanidis, C., Bellos, E., Antonopoulos, K.A., 2016. Energetic and financial investigation of a stand-alone solar-thermal Organic Rankine Cycle power plant. *Energy Convers. Manag.* 126, 421–433. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.033>
- Usman, M., Imran, M., Lee, D.H., Park, B.-S., 2017. Experimental investigation of off-grid organic Rankine cycle control system adapting sliding pressure strategy under

- proportional integral with feed-forward and compensator. *Appl. Therm. Eng.* 110, 1153–1163. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.021>
- Valenzuela, C., Mata-Torres, C., Cardemil, J.M., Escobar, R.A., 2017. CSP + PV hybrid solar plants for power and water cogeneration in northern Chile. *Sol. Energy* 157, 713–726. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.08.081>
- Zhai, R., Liu, H., Chen, Y., Wu, H., Yang, Y., 2017. The daily and annual technical-economic analysis of the thermal storage PV-CSP system in two dispatch strategies. *Energy Convers. Manag.* 154, 56–67. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2017.10.040>

**C. Modeling, construction, and experimentation
of a compound parabolic concentrator with a
concentric tube as the absorber**

Revista: Journal of Energy Engineering

Modeling, Construction, and Experimentation of a Compound Parabolic Concentrator with a Concentric Tube as the Absorber

A. Acuña, Ph.D.¹; N. Velázquez²; D. Saucedo³; and A. Aguilar⁴

Abstract: Compound parabolic concentrators (CPCs) are technologies that allow heat exchange between solar radiation and a fluid. Incorporation of a concentric tube receiver has been proposed as a means of improving the performance of CPCs. Such geometry has been used to improve the processes of heat transfer in refrigeration tubes. Here, the authors report mathematical modeling, simulation, design, and construction of four CPCs with concentric tube receivers, as well as experimental study. The study begins with the proposal of a mathematical model based on heat transfer equations, as reported in the literature. Subsequently, the authors designed and built a test bank consisting of four CPCs. The test bank can be operated with the four CPCs, working as either a serial or parallel flow. Based on experimental results, it was possible to obtain the characteristic curves of the solar collector operating in both modes. After validating the mathematical model with the experimental results, a correlation to adjust the simulator removal factor of the CPCs with concentric tubes was added. This setting improved the simulator results by 68%. Once validated, the simulator was used to compare the performance of a concentric tube and a simple receiver tube. The results show that the concentric receiver tube outperforms the simple receiver tube. DOI: [10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000416](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000416). © 2016 American Society of Civil Engineers.

Author keywords: Compound parabolic concentrator (CPC); Absorber tube; Concentric tube; Experimental study.

Introduction

Compound parabolic concentrators (CPCs) have their origins in the early 1960s, when they were used as radiation detectors. Their first use as solar collectors was presented by Winston and Hinterberger (1975). Over time, this technology has developed until they were widely used as solar water heating collectors.

Early studies of CPC technologies were performed using a flat-shaped solar radiation receiver part. Over time, the receivers were changed to tubes, which allowed the use of liquid as the heat transfer fluid. Rabl (1976) proposed an analytical technique to calculate the average number of solar ray reflections entering the CPC; this study was useful in the optical analysis of the CPC. Hsieh (1981) developed a mathematical model for the thermal analysis of the CPC with an absorber tube, and Chew et al. (1989) developed a model using the finite-element method in a CPC absorber tube, but the absorber tube and cover were isothermal.

Tripanagnostopoulos et al. (2000) presented a CPC with a bifacial absorber. Experimental results show that the proposed CPC collector can achieve a maximum efficiency of 0.71 and a

stagnation temperature of 180°C. Tchinda et al. (2006) analyzed the heat exchange within a CPC with axial heat flux.

In more recent studies, Kim et al. (2008) theoretically and experimentally evaluated two types of CPC with evacuated tubes as the absorber, which they designed and manufactured themselves. They showed that the thermal efficiency of a CPC solar collector with a tracking system is more stable and approximately 14.9% higher than that of the normal CPC. Buttinger et al. (2010) proposed a CPC that was experimentally tested. Its prototype achieved efficiencies above 50%.

Tiba and Fraidenraich (2011) studied the optical performance of CPC using a geometrical concentration of 2. A simulation analysis was performed, and they concluded that the operation temperature was 0.35 higher than that of a flat plate collector.

In a solar cooling project, Lu et al. (2013) used a CPC to activate the generator of a cooling system. The CPC achieved temperatures up to 125°C and efficiencies of 0.50. Kessentini et al. (2013) developed a numerical code to simulate the thermal behavior of a storage system with a CPC. They showed that efficiency is improved using double-glazing as a cover, which increases the efficiency by 47%. The CPC presented by Li et al. (2013) with the U-shaped evacuated tubes reached 150°C and had an efficiency up to 0.50.

Gu et al. (2014) presented results from a vacuum CPC collector that reached temperatures between 300 and 500°C, and Li et al. (2014) presented an integrated photovoltaic and thermal system with a CPC. This CPC was evaluated theoretically and experimentally, with a 5% difference between results.

A concentric tube is an arrangement of two tubes of different diameters, where the smaller diameter tube is placed inside a larger diameter tube and where both centers match. The fluid enters the larger diameter tube and flows through the tube, and at the end, it is directed towards the smaller diameter tube, which causes recirculation. The recycle effect is broadly used in refrigeration industries.

García-Valladares and Velázquez (2009) theoretically studied a solar parabolic trough collector (PTC) operated with a double pass

¹Professor, Faculty of Engineering, Autonomous Univ. of Baja California, Mexicali, 21280, México (corresponding author). E-mail: alexis.acuna@edu.mx

²Researcher, Engineering Institute, Autonomous Univ. of Baja California, Mexicali, 21280, México. E-mail: nicolas.velazquez@uabc.edu.mx

³Researcher, Center for Scientific Research and Higher Education at Ensenada, Ensenada, 22860, México. E-mail: dsauceda@cicese.edu.mx

⁴Graduate Student, Engineering Institute, Autonomous Univ. of Baja California, Mexicali, 21280, México. E-mail: a1116072@uabc.edu.mx

Note. This manuscript was submitted on April 27, 2016; approved on August 26, 2016; published online on October 21, 2016. Discussion period open until March 21, 2017; separate discussions must be submitted for individual papers. This paper is part of the *Journal of Energy Engineering*, © ASCE, ISSN 0733-9402.

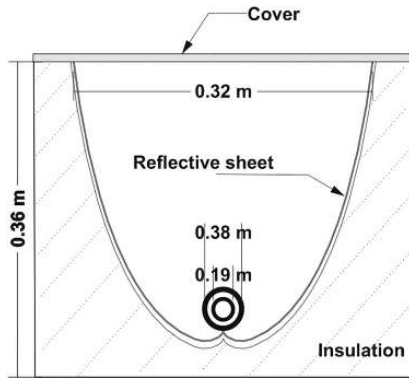


Fig. 1. CPC dimensions and geometry with a concentric tube as an absorber

tube. The desirable effects of increasing heat transfer and reducing surrounding thermal losses increases when the recycle ratio, channel thickness ratio, and Reynolds number rise. However, the enhancement of heat transfer for double pass device accompanies increase of hydraulic dissipated energy to maintain the extra friction loss.

Numerous investigators have applied the recycle effect in solar air collectors. The double pass operation concept can effectively enhance the heat-transfer rate and lead to improved device performance (Satsunanathan and Deonarine 1973; Wijesundera et al. 1982; Ho et al. 2005a, b; Garg et al. 1985).

Recent studies have focused on improving the efficiency of CPC through geometrical modifications, such as using materials with better optical properties, establishing the best operating conditions, and using evacuated tubes as absorbers. Compared with the manufacturing process of vacuum tubes, these other improvements are easier and less expensive. One of the reasons for this is the double pass circulation, which has only been theoretically studied in PTC. For this reason, it is attractive to study the use of concentric tube exchangers as tube receivers in CPC. Recirculation of the fluid is expected to decrease energy loss to the environment and increase the fluid gain energy. This paper presents a comparative study of a CPC with a concentric tube receiver and a CPC with a simple receiver tube. A mathematical model was developed, and a simulator was built. A CPC design was proposed, which was constructed and tested. Subsequent testing allowed validation of the simulator, and a comparative study between the CPC with concentric tube receiver and a CPC with a simple tube receiver was conducted.

Design and Construction of the CPC Concentric Tube Receiver

To design the CPC uses a Cartesian plane where the two main section of the geometry, the involute and the parabola, are drawn in function of the absorber tube dimension and the opening angle. Baum and Gordon (1984) presented the equations to delimit the shape of the CPC according to an angle ϕ , which is measured counterclockwise from the positive x -axis from the center point of the absorber tube. The involute section and the parabola section can be calculated as follows:

Equations to establish the geometry of the CPC in coordinate plane

$$X = r(\sin \varphi - \varphi \cos \varphi) \quad (1)$$

$$Y = -r(\varphi \sin \varphi + \cos \varphi) \quad (2)$$

For

$$0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} + \theta_{\max}$$

$$X = r(\sin \varphi - A^* \cos \varphi) \quad (3)$$

$$Y = -r(A^* \sin \varphi + \cos \varphi) \quad (4)$$

$$A^* = \frac{\frac{\pi}{2} + \theta_{\max} + \varphi - \cos(\varphi - \theta_{\max})}{1 + [\sin(\varphi - \theta_{\max})]} \quad (5)$$

For

$$\frac{\pi}{2} + \theta_{\max} \leq \varphi \leq \frac{3\pi}{2} - \theta_{\max}$$

With the values obtained in the Cartesian plane, it is possible to quantify the areas of the cover, reflector, and absorber. The equations for the cover, absorber, and reflector areas are

$$A_c = L \times W \quad (6)$$

$$A_a = 2\pi \times r_o \times L \quad (7)$$

$$A_r = \frac{L}{2} \left(\sqrt{4h'^2 + W^2} + \frac{W^2}{2h'} \ln \frac{2h' + \sqrt{4h'^2 + W^2}}{W} \right) \quad (8)$$

$$h' = \frac{W + D_o [\sin(\frac{\pi}{2} + \theta) - (\frac{\pi}{2} + \theta) \cos(\frac{\pi}{2} + \theta)]}{2 \tan \theta} \quad (9)$$

The outer absorber tube of the CPC built has an outer diameter of 3.81 cm, and the inner tube has a diameter of 1.90 cm. The CPC is capable of concentrate solar radiation despite of not been focus because of his large acceptance angle. The acceptance angle is $\theta_{1/2}$, the angular measurement between the opening of the CPC and the vertical axis. For the design of the CPC, it was considered $\theta_{1/2} = 20^\circ$ and a truncation of 0.5 of the maximum height of the reflective area. Carvalho et al. (1985) demonstrated that the optical gains that results from truncation can be significant, specifically increasing acceptance of both diffuse and beam radiation and reducing the average number of reflections. Moreover, less material is required to build the CPC. After the truncation, a resulting acceptance half angle was $\theta_{1/2} = 22^\circ$. With this $\theta_{1/2}$, a CPC with 0.32 m wide and a 0.29 m height is obtained. The decided length for the CPC was 2 m (Fig. 1).

The CPC was designed with a tempered glass cover, which covers and protects the reflector surface from the environment and produces a greenhouse effect inside the CPC. The different components that were used to assemble the CPC are shown schematically in Fig. 2. Polystyrene was used as a protective insulating material, and this insulation was covered with a resin to protect it from the elements and provide rigidity. Special glue was used to adhere the polystyrene to the reflective foil. The absorber tube was made of stainless steel coated with selective absorber black matte paint. The cover was made of tempered glass and secured by an aluminum frame that was fixed to a structure covering the edges of the solar collector. The CPC operates with a tracking system using sensors; however, for testing, it was fixedly positioned.

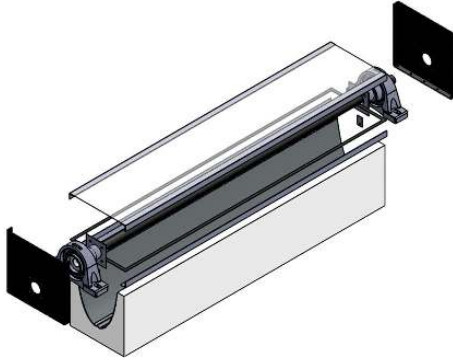


Fig. 2. CPC solar collector assembly

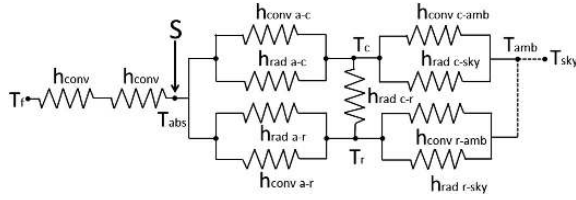


Fig. 3. Network of heat transfer of the CPC for the mathematical modeling

Mathematical Modeling and Simulation

The mathematical model that was developed to study the CPC is based on a theory that has been suggested by several authors (Rabl 1976; Hsieh 1981; Ortega et al. 2008). Although the reflector area is reduced by half when the CPC is truncated, the performance of the concentrator remains almost same (Ustaoglu et al. 2016). It was assumed that the correlations used in the mathematical model to evaluate the performance of CPC without truncation can be used in the same way for a CPC with truncation.

In Fig. 3, the network of heat transfer mechanisms in the CPC that is proposed to analyze the solar collector is presented. The solar energy that incises in the absorber tube S manifests as an increase in the temperature of the surface of the absorber tube. There are five main temperatures involve in the heat transfer process: the fluid temperature, the absorber temperature, the cover temperature, the reflector temperature, and the ambient temperature. Because the CPC is exposed to environmental conditions, energy will be transferred to the ambient. The energy that is not lost will manifest as heat gain by the fluid, which will increase the fluid temperature at the output of the CPC.

The following assumptions have been made to study the CPC performance:

- The heat transfer is assumed to be steady state;
- There is negligible conduction loss at the ends of each trough;
- The flow is considered as one-dimensional;
- The reflector is made of anodized aluminum with a reflectance of 0.90;
- The absorber tube is stainless steel with an absorptance value of 0.94;
- The cover is a low-iron tempered glass with a nonspecular transmittance of 0.90;

- Thermal resistance along the absorber tube is neglected;
- The absorbed solar radiation by the cover is assumed to be zero;
- The model assumes all temperatures, heat fluxes, and thermodynamic properties are uniform around the circumference;
- It is assumed that the CPC geometry is free from manufacturing errors; and
- For circulation of the fluid, a piston pump is used with a circulation rate of up to 2.2 gpm.

For any given direction of light source, a certain fraction of the rays entering the aperture reach the absorber directly, whereas the other rays will reach the absorber after one or more reflections. Therefore, one can define an average number of reflection $\langle n \rangle$ for the CPC. In an experimental study presented by Oommen and Jayaraman (2001), the optical efficiency was estimated considering the material used in the construction. This allows to estimate the solar energy incident in the absorber tube. The optical efficiency is defined as

$$\eta_{\text{opt}} = \tau_c \rho_r^{(n)} \alpha_a p \quad (10)$$

where τ_c = transmittance of the cover; α_a = absorptance of the absorber; p = gap loss factor, which is equal to $1 - g/2\pi r_o$, where g is the gap thickness (for this case, it was considered to be 1.00 cm); $\rho_r^{(n)}$ = effective transmittance of the CPC, where ρ_r is the solar reflectance of the material of the reflector of the CPC. The average number of reflection n is calculated using the relation

$$n = 1 - \frac{1}{C} \quad (11)$$

where

$$C = \frac{A_c}{A_a} \quad (12)$$

To calculate the fluid outlet temperature the follow equation was used:

$$T_f = \left[(T_{fi} - T_{amb}) - \left(\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_l} \right) \right] \exp \left(- \frac{P' U_l}{m C p} F' x' \right) + \left(\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_l} \right) + T_{amb} \quad (13)$$

The solar collector removal factor F' is used to evaluate the energy conservation in the solar collector according to an inlet temperature of the fluid. This assumption is made because is not possible to define the value of the highest temperature over the absorber tube. The equation used was

$$F' = \frac{\left(\frac{1}{U_l} \right)}{\left(\frac{1}{U_l} + \frac{1}{U_{l/a}} \right)} \quad (14)$$

where U_l = overall heat transfer coefficient of the CPC without considering the heat transfer mechanism in the fluid. The way U_l was estimated is presented in the following equation:

$$U_l = \left\{ (h_{\text{tot},c-\text{amb}}^{-1}) + \frac{h_{\text{tot},a-c}^{-1} [h_{\text{tot},r-\text{amb}}^{-1} + (h_{\text{rad},r-c} + h_{\text{tot},a-r}^{-1})^{-1}] }{h_{\text{tot},a-c}^{-1} + h_{\text{tot},r-\text{amb}}^{-1} + (h_{\text{rad},r-c} + h_{\text{tot},a-r}^{-1})^{-1}} \right\}^{-1} \quad (15)$$

$$h_{\text{tot},c-\text{amb}} = h_{\text{conv},c-\text{amb}} + h_{\text{rad},c-\text{sky}} \quad (16)$$

$$h_{\text{tot},r-\text{amb}} = h_{\text{conv},r-\text{amb}} + h_{\text{rad},r-\text{sky}} \quad (17)$$

ANEXO C. MODELING, CONSTRUCTION, AND EXPERIMENTATION OF A COMPOUND PARABOLIC CONCENTRATOR WITH A CONCENTRIC TUBE AS THE ABSORBER

$$h_{\text{tot},a-c} = h_{\text{conv},a-c} + h_{\text{rad},a-c} \quad (18)$$

$$h_{\text{tot},a-r} = h_{\text{conv},a-r} + h_{\text{rad},a-r} \quad (19)$$

The convective heat transfer coefficient between the cover and ambient was calculated according to Duffie and Beckman (1991)

$$h_{\text{conv},r-\text{amb}} = (5.7 + 3.8V) \frac{A_r}{A_a} \quad (20)$$

$$h_{\text{conv},c-\text{amb}} = (5.7 + 3.8V) \frac{A_c}{A_a} \quad (21)$$

For the convective heat transfer coefficient between the absorber tube and the reflector and the absorber tube and the cover the equations proposed by Hsieh (1981) were used

$$h_{\text{conv},a-c} = (3.25 + 0.0085) \frac{(T_a - T_c)}{4r_o} \quad (22)$$

$$h_{\text{conv},a-r} = (3.25 + 0.0085) \frac{(T_a - T_r)}{4r_o} \quad (23)$$

According to Hsieh (1981), it is possible evaluate the radiant heat transfer coefficient between the cover and the sky, the absorber and the cover, the reflector and the cover, and the absorber and reflector with the following equations:

$$h_{\text{rad},r-\text{sky}} = \varepsilon_c \sigma (T_r^2 + T_{\text{sky}}^2) (T_r + T_{\text{sky}}) \left(\frac{A_r}{A_a} \right) \quad (24)$$

$$h_{\text{rad},c-\text{sky}} = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{\text{sky}}^2) (T_c + T_{\text{sky}}) \left(\frac{A_c}{A_a} \right) \quad (25)$$

$$h_{\text{rad},a-c} = \frac{\sigma (T_a^2 + T_c^2) (T_a + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \left(\frac{1}{\varepsilon_a} - 1 \right) \left(\frac{A_c}{A_a} \right)} \quad (26)$$

$$h_{\text{rad},a-r} = \frac{\sigma (T_a^2 + T_r^2) (T_a + T_r)}{\frac{(1-\varepsilon_r)}{\varepsilon_r} + \frac{1}{F_{a-r}} + \frac{(1-\varepsilon_a)}{\varepsilon_a} \left(\frac{A_r}{A_a} \right)} \quad (27)$$

$$h_{\text{rad},r-c} = \frac{\sigma (T_c^2 + T_r^2) (T_c + T_r)}{\frac{(1-\varepsilon_c)}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{c-r}} + \frac{(1-\varepsilon_r)}{\varepsilon_r} \left(\frac{A_c}{A_r} \right)} \left(\frac{A_r}{A_a} \right) \quad (28)$$

where

$$F_{c-r} = \left(\frac{1}{2} \right) \left[\frac{A_r}{A_c} - \frac{(1 - \sin\theta_{1/2})(1 + 2\sin\theta_{1/2})}{\sin\theta_{1/2}} \right] \quad (29)$$

$$F_{a-r} = \left(\frac{A_r}{2A_a} \right) \left[1 - \left(\frac{A_c}{A_r} \right) \frac{(1 - \sin\theta_{1/2})(1 + 2\sin\theta_{1/2})}{\sin\theta_{1/2}} \right] \quad (30)$$

The $U_{L/a}$ is the overall heat transfer coefficient within the fluid. Hsieh (1981) estimates this parameter for a single pass absorber tube with the following equation:

$$U_{L/a} = \left(\frac{r_o}{h_i r_i} + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} \right)^{-1} \quad (31)$$

However, in this study, the absorber is a double pass circulation tube. Beier et al. (2014) experimentally validate the analysis of a

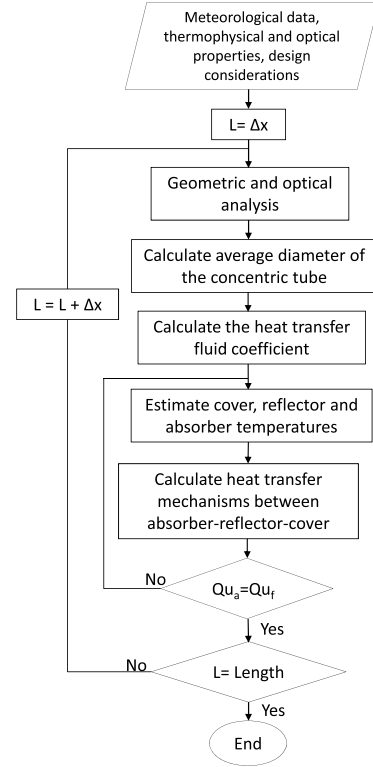


Fig. 4. Algorithm for CPC simulation

coaxial tube for geothermal applications. The model consists in the definition of the thermal resistance analysis of a coaxial tube and calculates the overall heat loss coefficient of the absorber $U_{L/a}$, which is similar to that proposed by Hsieh (1981). This resistance is the sum of the contributions from the convective film on both sides of the inner pipe wall and the pipe wall resistance. The convective film coefficient of the fluid h_i in the internal and external pipe is evaluated by the Gnielinski correlation. For the internal tube, the $D = 2r_i$, and for the external pipe, $D = 2r_o - 2r_i$

$$h_f = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \frac{k}{D} \quad (32)$$

The correlation is written in terms of Nusselt, Nu, Reynolds number, Re, and Prandtl number, Pr, as $\text{Nu} = [(f/2)(\text{Re} - 1000) \text{Pr}] / [1 + 12.7(f/2)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)]$. For laminar flow, the Nusselt number is set equal to 4.364. With both h_f , it was estimated an average value to be used as the h_i in Eq. (32).

The heat gain is calculated with a global balance of energy in the absorber tube according to the absorber temperature as follows:

$$Qu_a = SA_c - A_a U_1 (T_a - T_{\text{amb}}) \quad (33)$$

The heat gain can also be calculated using the absorber temperature and the fluid temperature as follows:

$$Qu_f = U_{L/a} (T_a - T_f) \quad (34)$$

The solution algorithm to solve the mathematical model is presented in Fig. 4. First, it is necessary to input the meteorological

ANEXO C. MODELING, CONSTRUCTION, AND EXPERIMENTATION OF A COMPOUND PARABOLIC CONCENTRATOR WITH A CONCENTRIC TUBE AS THE ABSORBER

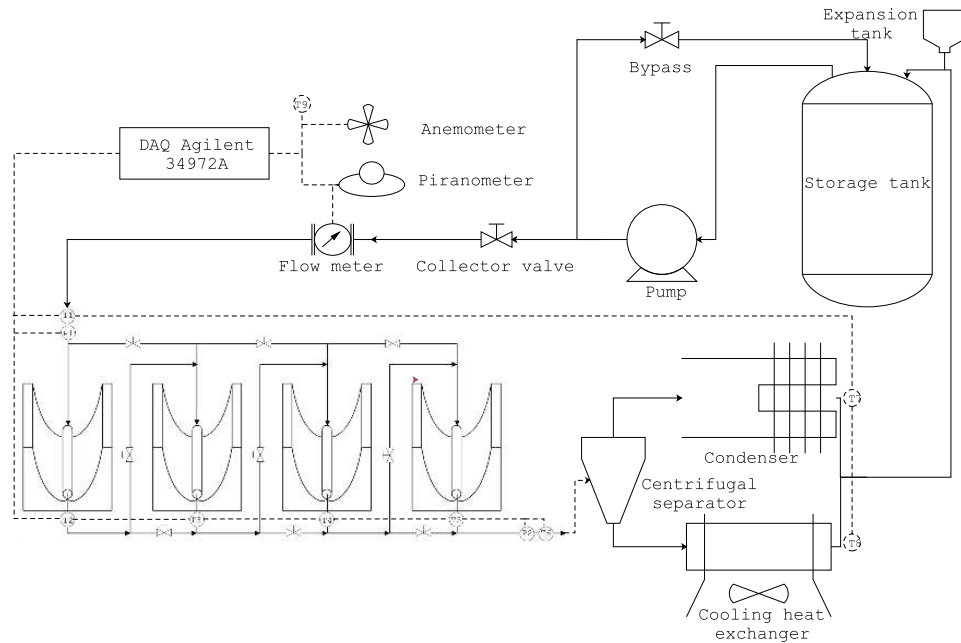


Fig. 5. Instrumented CPC test bench

information and the optical and thermal properties of the materials. The CPC is divided into control volumes to evaluate the fluid temperature profile along the tube. Only to calculate the heat transfer convective coefficients of the fluid, the average of the larger diameter tube and the smaller diameter tube with this resulting value is calculated (h_f). The rest of the mathematical model is solved based on the larger diameter tube. Before the thermal analysis can be completed, it is necessary to estimate the cover, absorber, and reflector temperatures. The simulator stops iterations when a useful temperature is reached and when the cover, absorber, and reflector temperatures are the same as the estimated. The subsequent control volume simulation considers the fluid output temperatures as input. The mathematical model was coded in Engineering Equation Solver (EES), which is a program that can solve algebraic equations and determine thermodynamic properties of the fluid.

Armed and Instrumentation Test

The piping and instrumentation diagram of the solar collector testing bench that meets the [ANSI/ASHRAE 93-2010 (ASHRAE 2014)] standard is shown in Fig. 5. To perform different studies, the authors built four CPCs using the same manufacturing characteristics. The test was conducted in the Engineering Institute of the University of Baja California, in Mexicali, Mexico. Collectors were positioned in a north-south orientation, and each CPC was separated by 0.30 m to avoid shading the others.

A two-axis tracking system was installed to simultaneously move the four collectors in a north-south orientation and in an east-west orientation; the movement of both tracking systems was performed by a motor. The simultaneous movement of the four CPCs was accomplished using a system of rods and cranks that were connected to the tracking system. For the north-south

movement, the collectors were placed in a square frame strapped to an actuator arm.

The test bench that was installed on the roof of the Engineering Institute is shown in Fig. 6. The installation of the solar collectors allows the flow to operate in series or in parallel by opening or closing valves. It is also possible to simultaneously test the same bank in both configurations: two solar collectors operating in series and two solar collectors operating in parallel. Before installation, all sensors were calibrated. RTD temperature sensors (100 Ω) with



Fig. 6. CPC solar collector test bench constructed and installed in Mexicali, Mexico

ANEXO C. MODELING, CONSTRUCTION, AND EXPERIMENTATION OF A COMPOUND PARABOLIC CONCENTRATOR WITH A CONCENTRIC TUBE AS THE ABSORBER

a precision of $\pm 1.7^\circ\text{C}$ were installed. The pressure is measured with high precision sensors (0.25%), with a full-scale accuracy of 1%. The flow sensor is a turbine type with an accuracy of 1% in the reading. The sensor reading tips are made of stainless steel.

Results

In the solar collection system study, water was used as the heat transfer fluid. Several runs were started and stopped to optimize the system. Two experiments were then performed. In the first experiment, the test bench was set to operate with the flow rate in serial. In the second experiment, the operation was set to operate with a parallel flow rate. In both cases, the data obtained were compared with the results of the simulator. The solar collector test bench was positioned at 32° of the horizontal, similar to the latitude of the location. Every 15 min, it was moved from east to west, constantly following the path of the sun. Each CPC was identified with numbers from 1 to 4 from left to right.

Adjusting the Simulator Removal Factor

After it is built, it is difficult to read the collector temperature of the receiver tube wall using temperature sensors. If an adaptation is made to measure this temperature, the internal heat transfer mechanisms could be affected. However, the temperature of the fluid at the inlet of the collector can be continuously measured. The removal factor is an adjustment to the mathematical model that allows determination of the overall solar collector energy balance as a function of the inlet fluid temperature and not of the hottest temperature, which is the receiver tube temperature. The CPC removal factor with a concentric tube has not previously been reported. Thus, the authors adjusted the simulator's removal factor using experimental results and analyzed the simulator's predictive improvement. The simulator was set up with the experimental output data and a correlation of the mass flow rate and inlet temperature was formulated. The formula used was $F' = 0.20 + 0.027T_{fi} - 0.016\dot{m}$. The removal factor using the Eq. (14), the experimental data, and the detailed mathematical correlation are presented in Fig. 7. Following adjustment of the simulator, the new test was performed.

Experimentation versus Simulation

The results of the experimental water outlet temperature for each of the four CPCs operating with a parallel flow rate are presented in Fig. 8. In all cases, the temperature of the fluid tended to increase. This is associated with the ambient temperature increase and the solar radiation that continuously manifests on the receiver tube. On average, during the study, each respective CPC increased the water inlet temperature by 5.56, 9.40, 9.51, and 11.35°C . When these results are compared with the simulator without the removal factor adjustment under the same conditions, the respective differences were 3.77 , 0.53 , 1.03 , and 1.62°C , with a total average difference of 1.87°C . However, compared with the simulator that had been adjusted, the differences between each experimental CPC were 3.99 , 0.39 , 0.82 , and 1.93°C , respectively, with a total average difference of 1.79°C . This represented an improvement of almost 5% in the prediction. Table 1 presents different cases where there are compared results between the experiment and simulation.

The results of the solar collection test benches operating in series are presented in Fig. 9. The system took approximately 13 min to stabilize. Compared with the simulator results without the removal factor adjustment, there was a difference of 8.29°C . If the removal

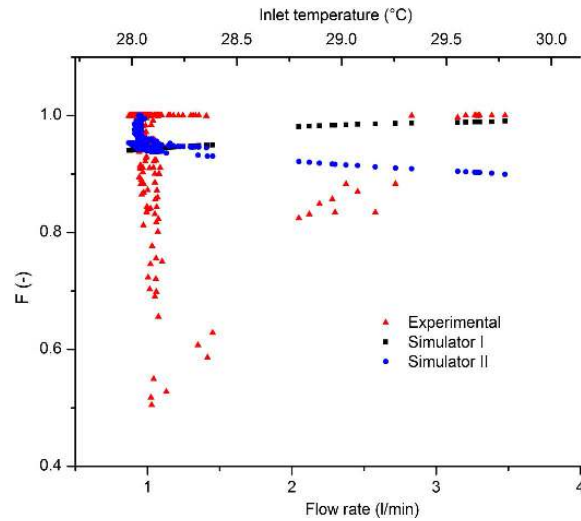


Fig. 7. Comparison of the experimental removal factor against Simulators I and II while the flow rate is changed

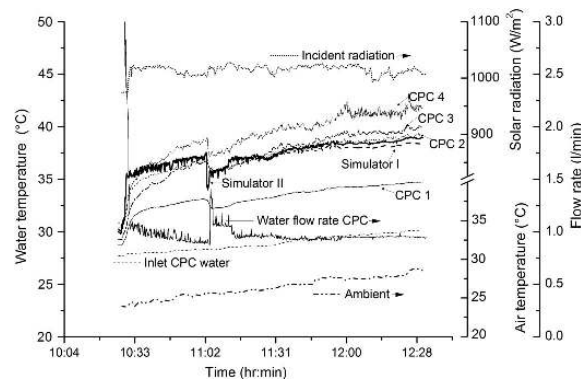


Fig. 8. Experimental results and simulator results of the outlet temperature while the test bench it is operating in parallel flow

factor is adjusted, the difference decreases to 2.60°C . In some cases, there was a difference of nearly 0.07°C . The second version simulator was 68% more accurate than the first version.

Characterization of the Solar Collector: Simple Absorber Tube versus Concentric Tube Absorber

The characterization curve of each solar collection system was obtained. The efficiency curve allows quantification of the solar collector efficiency based on the inlet temperature, ambient temperature, and solar radiation. In Figs. 10 and 11, the results of the CPC collector characterization operating with a flow rate in series and parallel are shown.

Once the simulator was validated with the experimental results, the performance of a CPC using a concentric tube as an absorber tube was compared against a single tube. In Fig. 12, the effect of the solar collector efficiency length and the outlet temperature are

ANEXO C. MODELING, CONSTRUCTION, AND EXPERIMENTATION OF A COMPOUND PARABOLIC CONCENTRATOR WITH A CONCENTRIC TUBE AS THE ABSORBER

Table 1. Comparison Results between Experiment and Simulation

Time	Fluid inlet temperature (°C)	Ambient temperature (°C)	Solar radiation (W/m ²)	Mass flow rate (kg/s)	Fluid outlet temperature (°C)				Simulator - experiment				
					Experimental CPC 1	Experimental CPC 2	Experimental CPC 3	Experimental CPC 4	Simulator result	Difference CPC 1	Difference CPC 2	Difference CPC 3	Difference CPC 4
10:18:06 a.m.	31.71	29.24	942.43	0.04	33.48	35.95	33.76	34.69	35.25	1.77	0.70	1.49	0.56
10:22:47 a.m.	31.85	29.38	945.66	0.04	33.94	36.78	34.69	35.54	35.41	1.47	1.37	0.72	0.13
10:26:01 a.m.	31.94	29.72	950.12	0.03	34.01	36.91	34.85	35.72	35.55	1.54	1.36	0.70	0.17
10:34:34 a.m.	32.10	30.16	961.33	0.04	34.18	37.56	35.38	36.25	35.72	1.54	1.84	0.34	0.53
10:41:29 a.m.	32.18	30.19	969.26	0.03	34.30	37.44	35.72	36.66	35.88	1.58	1.56	0.16	0.78
10:48:59 a.m.	32.38	30.64	951.13	0.03	34.50	38.01	36.05	36.97	35.99	1.49	2.02	0.06	0.98
10:55:17 a.m.	32.55	30.98	957.04	0.03	34.73	38.51	36.72	37.58	36.20	1.47	2.31	0.52	1.38
11:01:53 a.m.	32.72	31.31	963.34	0.03	34.89	38.84	37.10	37.99	36.38	1.49	2.46	0.72	1.61
11:10:17 a.m.	32.94	31.67	954.44	0.03	35.15	39.55	37.41	38.47	36.60	1.45	2.95	0.81	1.87
11:16:35 a.m.	33.08	31.63	958.90	0.03	35.33	39.68	37.84	38.75	36.75	1.42	2.93	1.09	2.00
11:25:35 a.m.	33.30	31.89	976.08	0.03	35.59	39.87	38.21	39.12	37.02	1.43	2.85	1.19	2.10
11:32:29 a.m.	33.43	32.14	981.59	0.03	35.68	39.90	38.03	38.94	37.19	1.51	2.71	0.84	1.75
11:35:56 a.m.	33.55	31.99	985.80	0.03	35.82	39.96	38.25	39.25	37.32	1.50	2.64	0.93	1.93
11:41:29 a.m.	33.74	32.58	987.99	0.03	36.01	40.16	38.44	39.37	37.54	1.53	2.62	0.90	1.83
11:45:32 a.m.	33.85	32.56	989.11	0.03	36.14	40.40	38.85	39.75	37.65	1.51	2.75	1.20	2.10
11:52:08 a.m.	34.02	32.82	988.08	0.03	36.33	40.70	38.82	39.69	37.81	1.48	2.89	1.01	1.88
12:01:17 p.m.	34.33	32.97	995.03	0.03	36.62	40.93	39.48	40.33	38.15	1.53	2.78	1.33	2.18

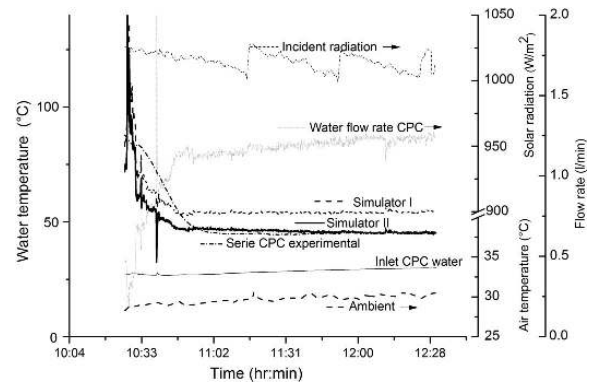


Fig. 9. Experimental results and simulator results of the outlet temperature while the test bench is operating in series flow

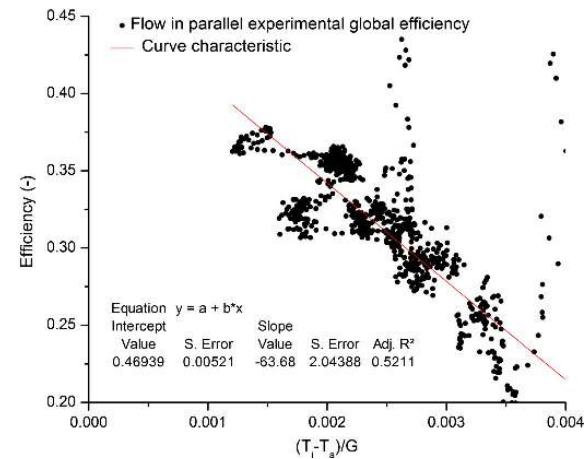


Fig. 10. Characteristic curve of the solar collector CPC test bench operating with a series flow rate of 0.021 kg/s

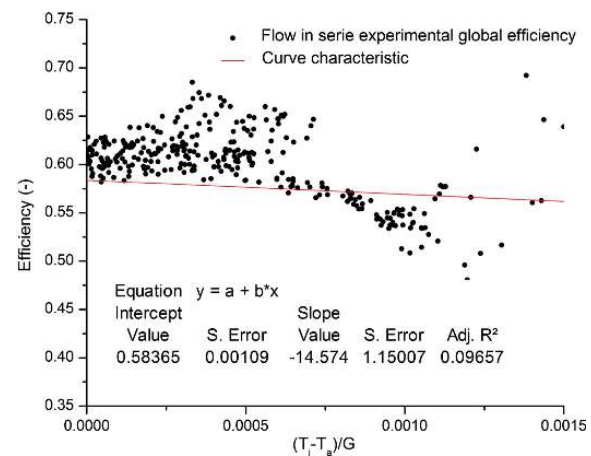


Fig. 11. Characteristic curve of the solar collector CPC test bench operating with a parallel flow rate of 0.016 kg/s

ANEXO C. MODELING, CONSTRUCTION, AND EXPERIMENTATION OF A COMPOUND PARABOLIC CONCENTRATOR WITH A CONCENTRIC TUBE AS THE ABSORBER

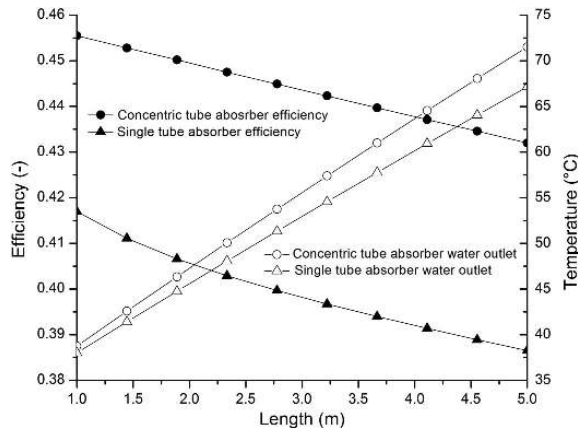


Fig. 12. Comparison of the efficiency and output temperature of a solar collector absorber CPC with a concentric tube absorber and a single absorber tube of different length with an inlet temperature of 30°C, a 0.5 l/min mass flow rate and solar radiation of 1,026 W/m²

presented with both absorbers. The concentric tube represents a relatively better option because it is 10% more efficient, as shown by the almost 4°C difference compared with the fluid outlet. However, based on experience, there are other facts that are important to consider; construction of the CPC with a concentric tube absorber has a higher price and a manufacturing process that is more complex than a single tube absorber.

Conclusions

In this paper, a proposed CPC solar concentrator that incorporates a concentric tube receiver was evaluated. The study was performed using a mathematical model that was codified and validated with experimental results of four solar concentrators that were 2 m in length and had a width of 0.32 m. The outer concentric absorber tube diameter was 0.03 m, and that of the inner tube was 0.01 m. The experimental study was performed during a bench test that allowed connection the four CPCs in series or parallel.

The proposed simulator showed a difference of 1.87°C operating in parallel flow and a difference of 8.29°C working in series. Using the experimental data, the authors proposed an equation to estimate the removing factor of the CPC with a concentric tube based on temperature and mass flow rate at the inlet. The simulator was then set with the proposed equation and the results improved. In parallel, the difference was 1.79°C and in series the difference was 2.60°C. Once the simulator was validated, a study was conducted to compare the performance of a CPC with a simple receiver tube against a CPC with a concentric tube receiver. The results showed that under the same parameters, the CPC with a concentric tube achieves 10% more efficiency than the single tube and reaches a temperature that is 4°C higher at the outlet in a length of 5 m.

Acknowledgments

The authors acknowledge the financial support received from CONACYT through the Mexican Center for Innovation in Solar Energy (CEMIE-Sol), in the framework of the Call 2013-02, of the CONACYT-SENER-SUSTAINABLE ENERGY found within

the project strategic P09 and the “Programa para el Desarrollo Profesional Docente.”

Notation

The following symbols are used in this paper:

- A = CPC area (m²);
- a = absorber;
- amb = environment;
- Cp = fluid specific heat (kJ °C⁻¹ kg);
- c = cover;
- cielo = sky;
- con = convection;
- D = diameter (m);
- F' = removal factor (-);
- F = form factor;
- f = fluid;
- fi = inlet fluid;
- fo = outlet fluid;
- G = solar radiation (W m⁻²);
- h = heat transfer coefficient (W m² K⁻¹);
- h' = height of the CPC (m);
- h_f = connective heat transfer coefficient of the fluid towards the tube wall (W m K⁻¹);
- i = internal;
- k = conductive heat transfer coefficient (W m K⁻¹);
- L = CPC length (m);
- m = mass flow (kg s⁻¹);
- n = numbers of reflection;
- o = external;
- op = optical;
- P = pressure (bar);
- Pr = Prandtl number;
- R = Reynolds number;
- r = absorber radius (m);
- r = reflector;
- rad = radiation;
- S = radiation absorbed per unit area (W m⁻²);
- T = temperature (°C);
- Ul = overall heat transfer coefficient (W m² K⁻¹);
- Ula = overall heat transfer coefficient within the fluid (W m² K⁻¹);
- W = CPC width (m);
- x' = point coordinate axis “x” of CPC geometry;
- y' = point coordinate axis “y” of CPC geometry;
- α = absorptance;
- γ = interception factor;
- ε = cover emittance;
- η = optical efficiency;
- θ = opening angle;
- ρ = reflectance;
- σ = Stefan-Boltzmann constant;
- τ = transmittance; and
- ϕ = angle to determine x' and y' .

References

- ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) (2014). “Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors.” *ASHRAE 93-2010*, Atlanta.
- Baum, H. P., and Gordon, J. M. (1984). “Geometric characteristics of ideal nonimaging (CPC) solar collectors with cylindrical absorber.” *Solar Energy*, 33(5), 455–458.

ANEXO C. MODELING, CONSTRUCTION, AND EXPERIMENTATION OF A COMPOUND PARABOLIC CONCENTRATOR WITH A CONCENTRIC TUBE AS THE ABSORBER

- Beier, R. A., Acuña, J., Mogensen, P., and Palm, B. (2014). "Transient heat transfer in a coaxial borehole heat exchanger." *Geothermics*, 51, 470–482.
- Buttinger, F., Beikircher, T., Pröll, M., and Schölkopf, W. (2010). "Development of a new flat stationary evacuated CPC-collector for process heat applications." *Solar Energy*, 84(7), 1166–1174.
- Carvalho, M. J., Collares-Pereira, M., Gordon, J. M., and Rabl, A. (1985). "Truncation of CPC solar collectors and its effect on energy collection." *Solar Energy*, 35(5), 393–399.
- Chew, T. C., Tay, A. O., and Wijesundera, N. E. (1989). "A numerical study of the natural convection in CPC solar collector cavities with tubular absorbers." *J. Solar Energy Eng.*, 111(1), 16–23.
- Duffie, J. A., and Beckman, W. A. (1991). *Solar engineering of thermal processes*, 2nd Ed., Wiley, New York.
- EES [Computer software]. F-Chart Software, Madison, WI.
- García-Valladares, O., and Velázquez, N. (2009). "Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers." *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52(3–4), 597–609.
- Garg, H. P., Sharma, V. K., and Bhargava, A. K., (1985). "Theory of multiple-pass solar air heaters." *Energy*, 10(5), 589–599.
- Gu, X., Taylor, R. A., Morrison, G., and Rosengarten, G. (2014). "Theoretical analysis of a novel, portable, CPC-based solar thermal collector for methanol reforming." *Appl. Energy*, 119, 467–475.
- Ho, C. D., Yeh, C. W., and Hsieh, S. M. (2005a). "Improvement in device performance of multi-pass flat-plate solar air heaters with external recycle." *Renewable Energy*, 30(10), 1601–1621.
- Ho, C. D., Yeh, H. M., and Wang, R. C. (2005b). "Heat-transfer enhancement in double-pass flat plate solar air heaters with recycle." *Energy*, 30(15), 2796–817.
- Hsieh, C. K. (1981). "Thermal analysis of CPC collectors." *Solar Energy*, 27(1), 19–29.
- Kessentini, H., and Bouden, C. (2013). "Numerical and experimental study of an integrated solar collector with CPC reflectors." *Renewable Energy*, 57, 577–586.
- Kim, Y., Han, G., and Seo, T. (2008). "An evaluation on thermal performance of CPC solar collector." *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 35(4), 46–457.
- Li, G., Pei, G., Yang, M., Ji, J., and Su, Y. (2014). "Optical evaluation of a novel static incorporated compound parabolic concentrator with photovoltaic/thermal system and preliminary experiment." *Energy Conv. Manage.*, 85, 204–211.
- Li, X., Dai, Y. J., Li, Y., and Wang, R. Z. (2013). "Comparative study on two novel intermediate temperature CPC solar collectors with the U-shape evacuated tubular absorber." *Solar Energy*, 93, 220–234.
- Lu, Z. S., et al. (2013). "Study of a novel solar adsorption cooling system and a solar absorption cooling system with new CPC collectors." *Renewable Energy*, 50, 299–306.
- Oommen, R., and Jayaraman, S. (2001). "Development and performance of compound parabolic solar concentrators with reduced gap losses oversized reflector." *Energy Conv. Manage.*, 42(11), 1379–1399.
- Ortega, N., García-Valladares, O., Best, R., and Gómez, V. H. (2008). "Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator." *Renewable Energy*, 33(9), 2064–2076.
- Rabl, A. (1976). "Solar concentrators with maximal concentration for cylindrical absorbers." *Appl. Optics*, 15(7), 1871–1873.
- Satcunanathan, S., and Deonarine, S. (1973). "Two-pass solar air heater." *Solar Energy*, 15(1), 41–49.
- Tchinda, R., and Ngos, N. (2006). "A theoretical evaluation of the thermal performance of CPC with flat one-side absorber." *Int. Commun. Heat Mass transfer*, 33(6), 709–718.
- Tíba, C., and Fraidenraich, N. (2011). "Optical and thermal optimization of stationary non-evacuated CPC solar concentrator with fully illuminated wedge receivers." *Renewable Energy*, 36(9), 2547–2553.
- Tripanagnostopoulos, Y., Yianoulis, P., Papaefthimiou, S., Zafeiratos, S., and Zafeiratos, S. (2000). "CPC solar collectors with flat bifacial absorbers." *Solar Energy*, 69(3), 191–203.
- Ustaoglu, A., Alptekin, M., Okajima, J., and Maruyama, S. (2016). "Evaluation of uniformity of solar illumination on the receiver of compound parabolic concentrator (CPC)." *Solar Energy*, 132, 150–164.
- Wijesundera, N. E., Ah, L. L., and Tjioe, L. E. (1982). "Thermal performance study of two-pass solar air heaters." *Solar Energy*, 28(5), 363–370.
- Winston, R., and Hinterberger, H. (1975). "Principles of cylindrical concentrators for solar energy." *Solar Energy*, 17(4), 255–258.

**D. Colector parabólico compuesto que
concentra y convierte la radiación solar en
energía térmica**

Solicitud de Patente

1

**COLECTOR PARABÓLICO COMPUESTO QUE CONCENTRA Y CONVIERTE LA
RADIACIÓN SOLAR EN ENERGÍA TÉRMICA**

OBJETO DE LA INVENCION

5 La presente invención se refiere a un captador, concentrador y convertidor de la radiación solar en energía térmica, por medio de superficies reflectivas, compuesta por dos parábolas y dos involutas, con cubierta transparente, que contiene integrado tubos absorbedores concéntricos con mezclador del fluido caloportador, sistema de posicionamiento estacional para varias inclinaciones del colector y un sistema de flujo
10 multiusos con configuraciones de serie y paralelo. Este novedoso colector solar tiene características técnicas muy recomendables para satisfacer las necesidades de energía térmica de baja y media temperatura (de 50 a 150 °C) de los sectores residencial, comercial, industrial, energético, agrícola y ganadero. Es una excelente opción para los sistemas de calentamiento de agua para aplicaciones múltiples, unidades de refrigeración
15 y aire acondicionado activadas con energía térmica y sistemas de generación de energía eléctrica por medio de ciclos de vapor de baja temperatura (Rankine orgánico), por lo cual, considero que esta invención pertenece a las patentes de tipo mecánico.

El presente desarrollo tiene como innovación la utilización de poliestireno, poliuretano u otro material moldeable de alta densidad, que debido a sus características químicas y
20 mecánicas, permite la fabricación del perfil parabólico, donde la lámina reflectiva obtiene su forma concentradora. Se utiliza como mecanismo absorbedor dos tubos concéntricos metálicos con un recubrimiento especial de alta absorbancia y baja emitancia para mejorar las propiedades ópticas y térmicas del absorbedor. Al mecanismo absorbedor se le incluyen como variantes el uso de tubo corrugado por la parte externa e interna de los
25 tubos y un mezclador en el tubo concéntrico interno, ambas variantes con el fin de incrementar la transferencia de calor de la superficie absorbente al fluido caloportador, además de tener la función de un intercambiador de calor a contraflujo con mayor tiempo de residencia dentro del sistema. En el mecanismo de tuberías presenta una configuración novedosa, en el cual se puede manipular el flujo del fluido para hacerlo
30 circular en serie o paralelo entre los cuatro concentradores parabólicos compuestos

2

(CPC) que componen la invención. Además se le incorpora un mecanismo de soporte acoplado a un mecanismo de posicionamiento estacional, diseñado especialmente para esta geometría del CPC y nuevo diseño de colector. Todo esto para aprovechar de una manera más eficiente la radiación solar.

- 5 El objetivo de la presente invención es proveer un nuevo colector solar con concentración del tipo CPC de bajo precio, fácil fabricación y prácticamente nulo mantenimiento.

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

Un gran número de patentes se han presentado en cuanto a concentradores del tipo CPC,
10 con distintas funciones y geometrías, las más representativas y relevantes a nuestra invención se presentan a continuación. La patente EP 2324300 llamada "CPC type solar collector with evacuated tubes", la EP 2318774 llamada "Solar concentrating collector of the CPC type with an improved absorbing cavity, without thermal shorts and optical losses", la CN 101957014 llamada "CPC (Composite Parabolic Condenser) parabola
15 concentration solar energy heating system", la EP 1611401 llamada "Solar collector of the CPC type", la JP 2003091 llamada "Light collecting device and system", la US 4309984 llamada "Solar energy collection system", entre otras patentes que presentan las mismas similitudes de las que se distinguirán a continuación.

La patente EP 2324300 llamada "CPC type solar collector with evacuated tubes" presenta
20 un concentrador solar del tipo CPC que utiliza principalmente como absorbedor un tubo evacuado. Lo importante de este documento es que presenta la geometría de las parábolas y las involutas para el tipo de absorbedor utilizado (Fig. 1, 2, 3) o sin uso de la involuta (Fig. 4, 5, 6, 7). Además de otros truncamientos a las parábolas para dar distintos ángulos de aceptación (como se muestra en la Fig. 6), se presenta un conjunto de 4
25 concentradores con tubos evacuados (Fig. 8).

La patente EP 2318774 llamada "Solar concentrating collector of the CPC type with an improved absorbing cavity, without thermal shorts and optical losses" presenta los diseños geométricos de concentradores CPC con absorbedor en forma de V de baja concentración, principalmente para calentamiento de aire. Muestran un módulo de

3

concentración (Fig. 6) que comprende de varios concentradores CPC con absorbedor en forma de V, vidrio transparente y aislamiento térmico.

La patente EP 1611401 llamada "Solar collector of the CPC type" se basa en el uso de distintos tipos de geometrías en cuanto absorbedores, presentando diseños en D (Fig. 2), en V (Fig. 3) y variaciones entre ellas (Fig. 4). También muestran un módulo que comprende varios CPC's con distintas geometrías como absorbedor (Fig. 1, 6), cubierta transparente y aislamiento térmico, en el caso de la cubierta presentan una variante al poder incorporar una doble placa transparente (Fig. 9).

La patente US 4309984 llamada "Solar energy collection system" es de las primeras en hablar de concentradores solares CPC, publicada internacionalmente en el año 1984, presenta un módulo de concentración a base de CPC's utilizando tubo como dispositivo absorbedor, tiene un flujo del fluido en serie (Fig. 1-3) y también se incluye cubierta transparente (Fig. 4).

En cuanto a solicitudes de patente se encuentra la MX 001309 llamada "Sistema para calentamiento de sustancias por energía solar" el cual presenta una tecnología que incluye cuatros colectores CPC montados en un sistema de seguimiento en un eje (Fig. 6). Utiliza un tubo absorbedor como captador, aislante térmico con la forma de las parábolas e involutas, así también incluye placa transparente en cada uno de los concentradores (Fig. 2, 3). El sistema de seguimiento se basa en un motor que mueve en conjunto a los CPC, de Este a Oeste durante el día.

A pesar de la gran variedad de patentes y solicitudes en cuanto a sistemas de concentración solar del tipo CPC, nuestra invención continúa presentando características que la diferencian de las tecnologías presentadas anteriormente. Ninguna de las patentes presentadas incluyen un sistema de estructura con inclinación estacional, diferenciando nuestra invención de las demás; el juego de tuberías y válvulas para obtener configuración del flujo en serie y/o paralelo, dependiendo de la necesidad, no se presenta en las invenciones antes mostradas, ni el uso de dos tubos concéntricos como sistema de absorción para provocar intercambio de calor en contra flujo con variante de mezcladores dentro de ellos.

4

Por todo lo anterior y lo que se describe en las reivindicaciones es claro que la invención propuesta es diferente a las invenciones patentadas con anterioridad.

DESCRIPCIÓN

- 5 Los detalles característicos del presente **COLECTOR PARABÓLICO COMPUESTO QUE CONCENTRA Y CONVIERTE LA RADIACIÓN SOLAR EN ENERGÍA TERMICA** se muestran claramente en la siguiente descripción y en las figuras que se acompañan, siguiendo los mismos signos de referencia para indicar las partes y piezas mostradas.

Breve descripción de las figuras

- 10 **La figura 1** es una vista en perspectiva del Colector Parabólico Compuesto con el sistema de estructura y posicionamiento y juego de válvulas y tuberías.

La figura 2 es una vista con corte transversal del Colector Parabólico Compuesto con el mecanismo de soporte **A** y el mecanismo de posicionamiento **B**, mostrando el mecanismo de absorción **E** de tubos concéntricos.

- 15 **La figura 3** es una vista en perspectiva de la placa reflejante con la forma base geométrica concentradora del Colector Parabólico Compuesto.

La figura 4 es una vista en perspectiva del mecanismo de tuberías **C** del Colector Parabólico Compuesto.

- 20 **La figura 5** es una vista trasera del mecanismo de posicionamiento **B** del Colector Parabólico Compuesto.

La figura 6 es una vista en perspectiva del mecanismo de soporte **A** y del mecanismo de posicionamiento **B** del Colector Parabólico Compuesto.

La figura 7 es una vista en perspectiva con corte longitudinal del mecanismo de absorción **E** con tubos concéntricos, observando el corte del tubo interior.

- 25 **La figura 8** es una vista con corte longitudinal del mecanismo de absorción **E** con tubos concéntricos con la variante de mezclador.

5

La figura 9 es una vista de perspectiva de una variante del mecanismo de absorción **E** con tubos concéntricos corrugados.

Con base en las figuras 1, 2, 4 y 6 el **COLECTOR PARABÓLICO COMPUESTO QUE CONCENTRA Y CONVIERTE LA RADIACIÓN SOLAR EN ENERGÍA TÉRMICA**, está

5 compuesto por un mecanismo de soporte **A**, un mecanismo de posicionamiento **B**, un mecanismo de tuberías **C**, un mecanismo de reflexión **D** y un mecanismo de absorción **E**; donde

a) **El mecanismo de soporte A** comprende al menos dos soportes del colector (21) perpendiculares al piso y paralelos entre sí, los cuales se encuentra soldados a
10 una tubería rectangular (18) para darle rigidez y al mismo tiempo cuenta con un tope para la barra de inclinación (16) del mecanismo de posicionamiento **B**, el cual se acopla en la parte superior de cada uno de los soportes (21), donde se tiene una unión por soldadura (puede ser pasta, abrazadera, etc.) de la barra circular (22) del mecanismo de posicionamiento **B**.

15 b) **El mecanismo de posicionamiento B** comprende una barra de inclinación (16) con tres topes fijos en ella (pueden ser tornillos, piezas circulares rígidas y resistentes, etc.) soldadas, que se sostiene en la tubería rectangular (18) del mecanismo de soporte **A** dependiendo del ángulo de posicionamiento que se busque, la cual (16) se encuentra soldada a un sujetador (17) que se encuentra
20 unido en la base rectangular (19) donde se sitúa el mecanismo de reflexión **D**. Esta base rectangular (19) se encuentra fija a dos chumaceras u bujes (20) empleando un medio de sujeción (por ejemplo tornillos, soldadura, etc.), en las cuales se inserta la barra circular (22) que acopla el mecanismo de
25 posicionamiento **B** con el mecanismo de soporte **A**.

c) **El mecanismo de tuberías C** comprende un juego de válvulas y tuberías (pueden ser de cobre, acero u otro material adecuado al fluido de trabajo) para controlar la dirección del fluido a las entradas y salidas del mecanismo de absorción **E**. La
30 tubería alimentación (8) está conectada con una tee (del mismo material que la tubería) a la válvula superior (13) y a la tubería de entrada (9), que se encuentra unida al tubo interior (6) del mecanismo de absorción **E** por medio de accesorios

6

de tubería o soldadura. La tubería de salida (11) se conecta con una tee a la válvula inferior (12) que está conectada a la tubería de salida (11) del siguiente colector y así sucesivamente hasta la tubería de descarga (7). Existe una válvula media (10) que se encuentra conectada en la tee de la válvula superior (13) y en la otra tee de la válvula inferior (12). La conexión de salida (15) y conexión de entrada (14) sirven para el acoplamiento de otros colectores.

d) **El Mecanismo de reflexión D** comprende una estructura (3) de metal galvanizado que cubre a la forma base (5) (hecha de poliestireno u otro material moldeable) y sujeta a la cubierta transparente (4) con remaches o cualquier otro medio de sujeción. En la zona de contacto entre la forma base (5) y la cubierta transparente (4) se agrega silicona u otro sellador. En la forma base (5) se adhiere (con pegamento u otro medio de sujeción) la lámina reflejante (1) que tiene la forma geométrica de los cuatro CPC que comprenden al mecanismo de reflexión D, en la cual se sostienen los tubos concéntricos (2 y 6) del mecanismo de absorción E. La estructura (3) presenta unos orificios (3a) en un costado, en donde se inserta y acopla el mecanismo de absorción E con el mecanismo de reflexión D, a los cuales se les agrega silicona u otro sellador en los orificios (3a) para dejar sellado. El mecanismo de reflexión D se acopla al mecanismo de posicionamiento B por algún método de sujeción (tornillos, soldadura, remaches, etc.).

e) **El mecanismo de absorción E** cuenta con un tubo exterior (2) posicionado en la parte baja de cada uno de los CPC de la lámina reflectora (1), está fijado a la estructura (3) por medio de algún método de sujeción, el cual se extiende hasta un poco más de los orificios (3a) de la estructura; en su parte interna soporta el tubo interior (6) concéntrico.

De acuerdo con la figura 8, **una variante** del colector parabólico compuesto que concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, consiste en que en el mecanismo de absorción E, se puede agregar al tubo interior (6) concéntrico un mezclador estático (23) para mejorar el comportamiento térmico y fluidodinámico de la invención.

7

Con base a la figura 9, **otra variante** del colector parabólico compuesto que concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, consiste en que el tubo exterior (2) y el tubo interior (6) concéntrico del mecanismo de absorción **E**, pueden ser reemplazados por tubería con corrugado interno (9), esto con el fin de mejorar el comportamiento térmico y fluidodinámico de la invención.

FUNCIONAMIENTO DE LA INVENCION

La operación de la invención consiste en que la radiación solar que llega perpendicularmente o entre el ángulo de aceptación del CPC, dentro del área de apertura, atraviesa una superficie transparente (4) y después impacta la lámina reflectora (1), la cual se encarga de concentrarla linealmente o dirigirla al tubo exterior (2) donde es atrapada por una superficie selectiva con alta absorbanza y baja emitancia, convirtiéndose en energía térmica, dicha energía se transfiere por conducción y convección a un fluido que circula por la parte interior del mecanismo de absorción **E**. El colector solar de la invención utiliza un mecanismo de posicionamiento **B** manual, el cual se encarga de mantener los rayos solares dentro del ángulo de aceptación del concentrador la mayor parte del tiempo. El colector solar de la invención cuenta con un mecanismo de tuberías **C** que se encarga de direccionar el flujo del fluido en serie, paralelo o mixto entre los colectores.

20

25

8

REIVINDICACIONES

Habiendo descrito la invención, reclamamos la protección legal que corresponda a lo que consideramos nuestra propiedad y es presentado en las siguientes cláusulas:

1.- Un colector parabólico compuesto que concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, **caracterizado porque comprende** un mecanismo de soporte **A**, un mecanismo de posicionamiento **B**, un mecanismo de tuberías **C**, un mecanismo de reflexión **D** y un mecanismo de absorción **E**; donde

a) **El mecanismo de soporte A** comprende al menos dos soportes del colector perpendiculares al piso y paralelos entre sí, los cuales se encuentra soldados a una tubería rectangular para darle rigidez y al mismo tiempo cuenta con un tope para la barra de inclinación del mecanismo de posicionamiento **B**, el cual se acopla en la parte superior de cada uno de los soportes, donde se tiene una unión por soldadura (puede ser pasta, abrazadera, etc.) de la barra circular del mecanismo de posicionamiento **B**;

b) **El mecanismo de posicionamiento B** comprende una barra de inclinación con tres topes fijos en ella (pueden ser tornillos, piezas circulares rígidas y resistentes, etc.) soldadas, que se sostiene en la tubería rectangular del mecanismo de soporte **A** dependiendo del ángulo de posicionamiento que se busque, la cual se encuentra soldada a un sujetador que se encuentra unido en la base rectangular donde se sitúa el mecanismo de reflexión **D**. Esta base rectangular se encuentra fija a dos chumaceras empleando un medio de sujeción (por ejemplo tornillos, soldadura, etc.), en las cuales se inserta la barra circular que acopla el mecanismo de posicionamiento **B** con el mecanismo de soporte **A**;

c) **El mecanismo de tuberías C** comprende un juego de válvulas y tuberías (pueden ser de cobre, acero u otro material adecuado al fluido de trabajo) para controlar la dirección del fluido a las entradas y salidas del mecanismo de absorción **E**. La tubería alimentación está conectada con una tee (del mismo material que la tubería) a la válvula superior y a la tubería de entrada, que se encuentra unida al tubo interior del mecanismo de absorción **E** por medio de accesorios de tubería o

9

5 soldadura. La tubería de salida se conecta con una tee a la válvula inferior que está conectada a la tubería de salida del siguiente colector y así sucesivamente hasta la tubería de descarga. Existe una válvula media que se encuentra conectada en la tee de la válvula superior y en la otra tee de la válvula inferior. La conexión de salida y conexión de entrada sirven para el acoplamiento de otros colectores;

10 d) **El Mecanismo de reflexión D** comprende una estructura de metal galvanizado que cubre a la forma base (hecha de poliestireno u otro material) y sujeta a la cubierta transparente con remaches o cualquier otro medio de sujeción. En la zona de contacto entre la forma base y la cubierta transparente se agrega silicona u otro sellador. En la forma base se adhiere (con pegamento u otro medio de sujeción) la lámina reflejante que tiene la forma geométrica de los cuatro CPC que comprenden al mecanismo de reflexión **D**, en la cual se sostienen los tubos concéntricos del mecanismo de absorción **E**. La estructura presenta unos orificios en un costado, en donde se inserta y acopla el mecanismo de absorción **E** con el mecanismo de reflexión **D**, a los cuales se les agrega silicona u otro sellador en los orificios para dejar sellado. El mecanismo de reflexión **D** se acopla al mecanismo de posicionamiento **B** por algún método de sujeción (tornillos, soldadura, remaches, etc.) y

25 e) **El mecanismo de absorción E** cuenta con un tubo exterior posicionado en la parte baja de cada uno de los CPC de la lámina reflectora, está fijado a la estructura por medio de algún método de sujeción, el cual se extiende hasta un poco más de los orificios de la estructura; en su parte interna soporta el tubo interior concéntrico.

30 2.- El colector parabólico compuesto que concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, de la reivindicación uno, donde el mencionado mecanismo de absorción **E** está **caracterizado porque** se puede agregar al tubo interior concéntrico un mezclador estático para mejorar el comportamiento térmico y fluidodinámico de la invención y

3.- El colector parabólico compuesto que concentra y convierte la radiación solar en energía térmica, de la reivindicación dos, donde el mencionado mecanismo de absorción

10

E está **caracterizado porque** el tubo exterior y el tubo interior concéntrico del mecanismo de absorción **E**, pueden ser reemplazados por tubería con corrugado interno, esto con el fin de mejorar el comportamiento térmico y fluidodinámico de la invención.

5

10

15

20

11

RESUMEN

La presente invención se refiere a un colector cilindro parabólico compuesto, que capta y concentra la radiación solar convirtiéndola en energía térmica, por medio de una geometría compuesta por dos parábolas e involutas protegidas con una cubierta transparente, que redirigen la radiación a un tubo absorbedor, el cual transfiere la energía a un fluido que circula por este. El colector tiene integrado mecanismos de soporte, posicionamiento, tuberías, reflexión y absorción, además de variantes, que en conjunto proveen un sistema para generar energía térmica eficiente, económica y compacta. El objetivo de la presente invención es proveer un nuevo colector solar con concentración de cilindro parabólico compuesto de bajo precio, fácil fabricación y prácticamente nulo mantenimiento. Este novedoso colector solar tiene características técnicas muy recomendables para satisfacer las necesidades de energía térmica de baja y media temperatura (de 50 a 150 °C) de los sectores residencial, comercial, industrial, energético, agrícola y ganadero. Es una excelente opción para los sistemas de calentamiento de agua para aplicaciones múltiples, unidades de refrigeración y aire acondicionado activadas con energía térmica, sistemas de generación de energía eléctrica por medio de ciclos de vapor y desalación.

12

1/9

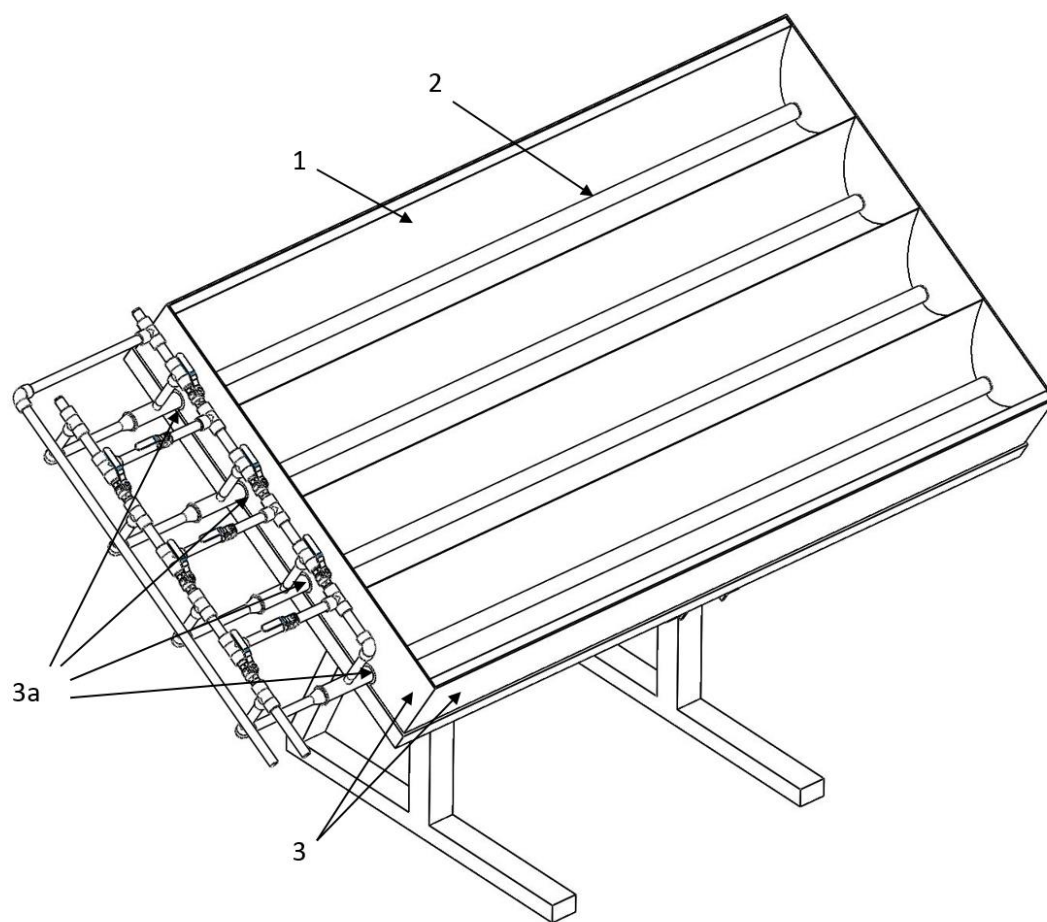


Figura 1

13

2/9

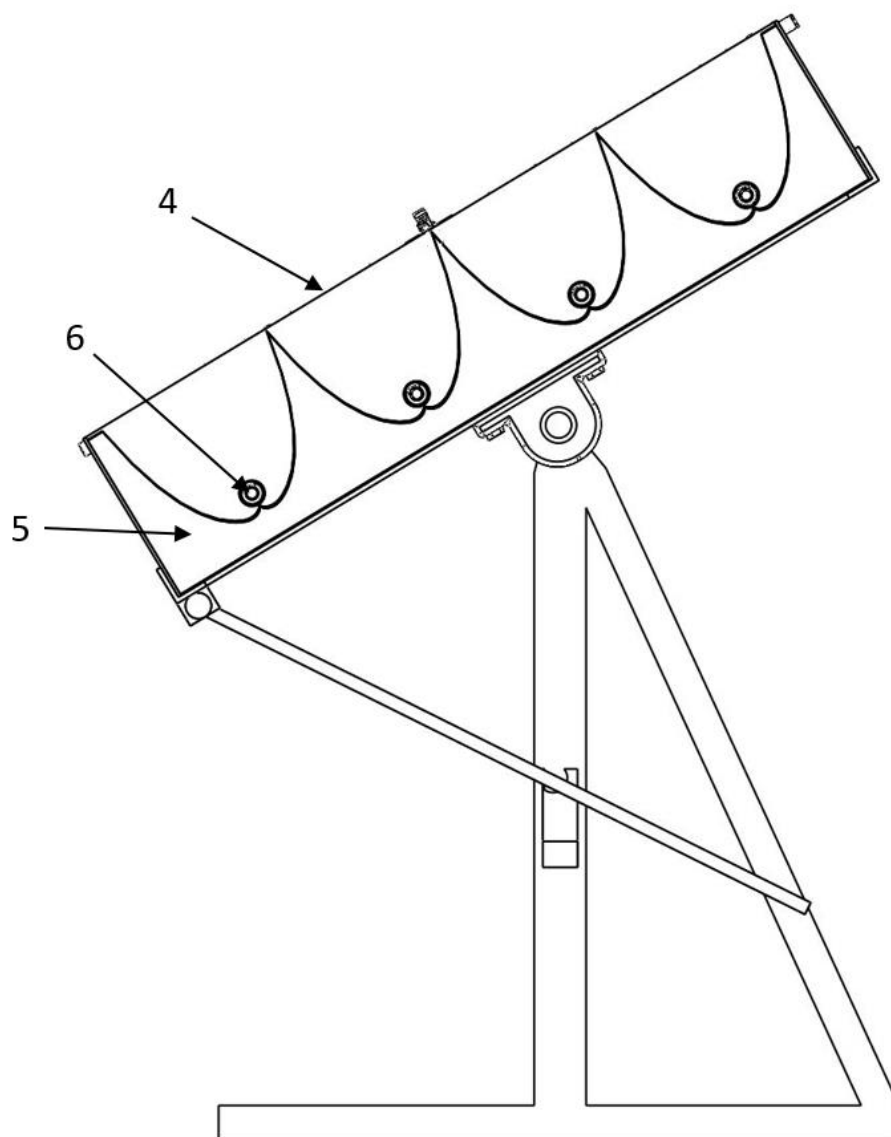


Figura 2

14

3/9

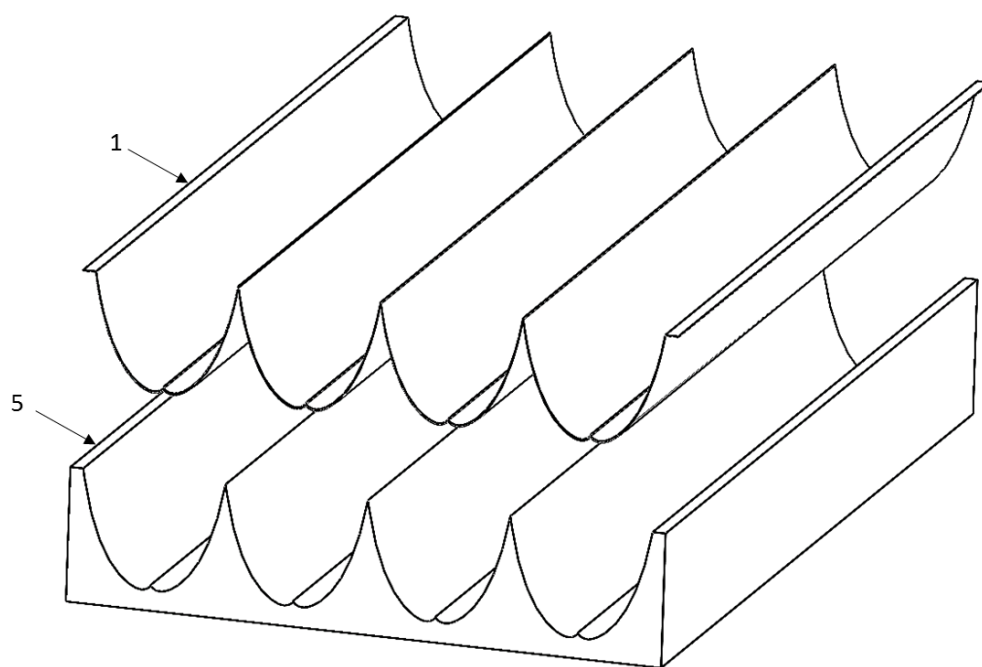


Figura 3

15

4/9

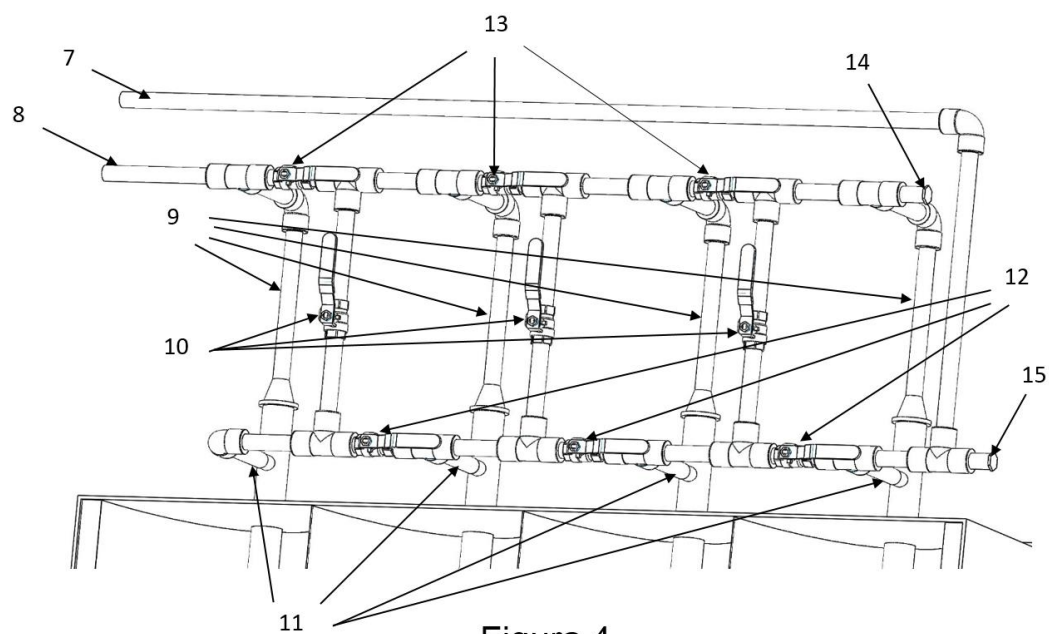


Figura 4

16

5/9

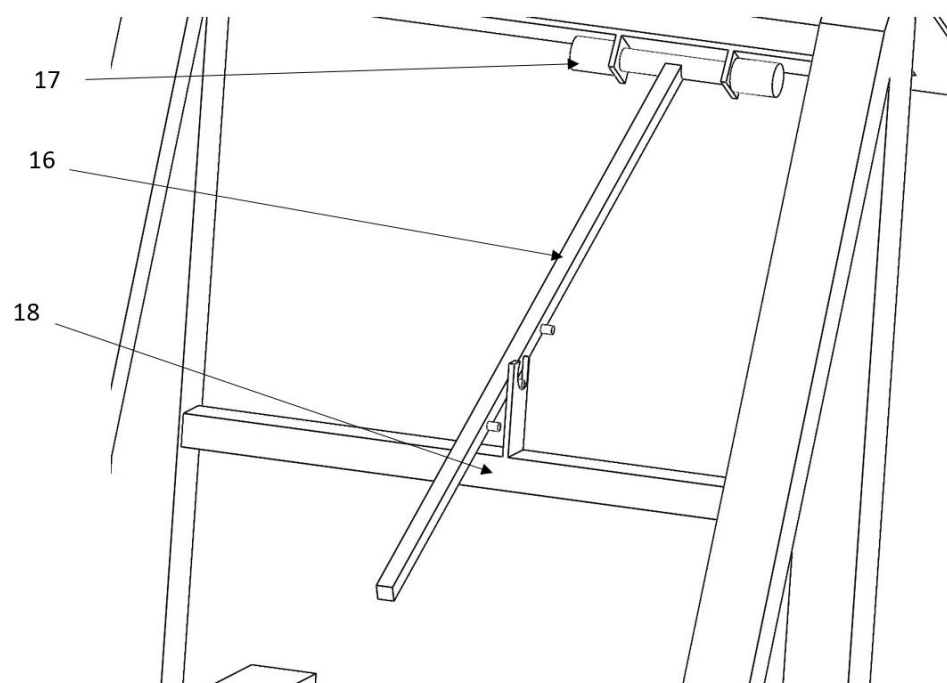


Figura 5

17

6/9

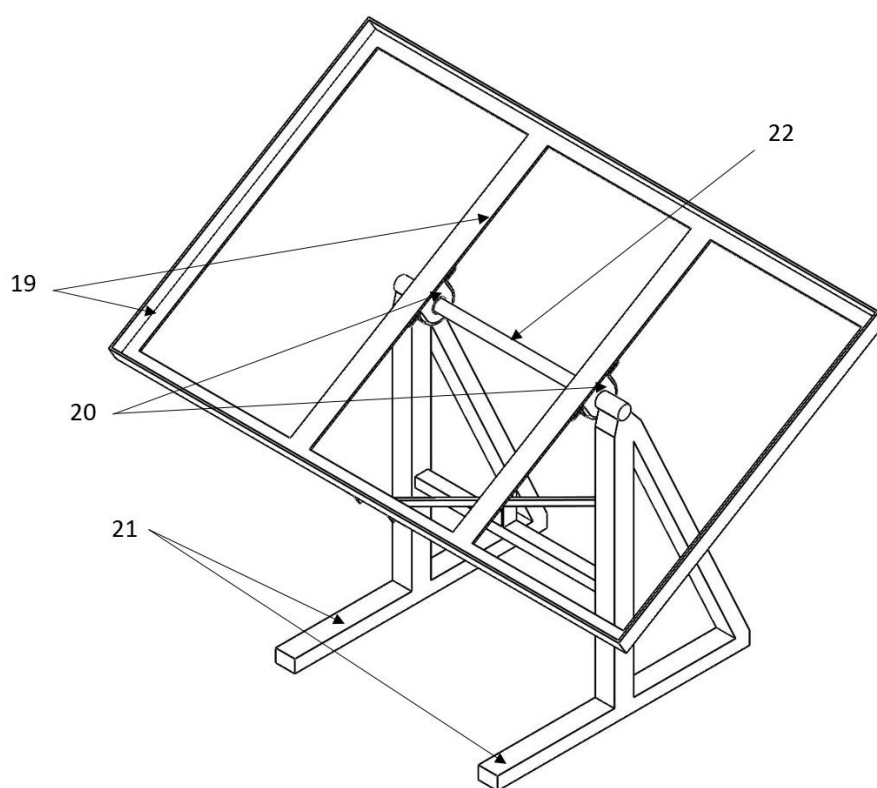


Figura 6

18

7/9

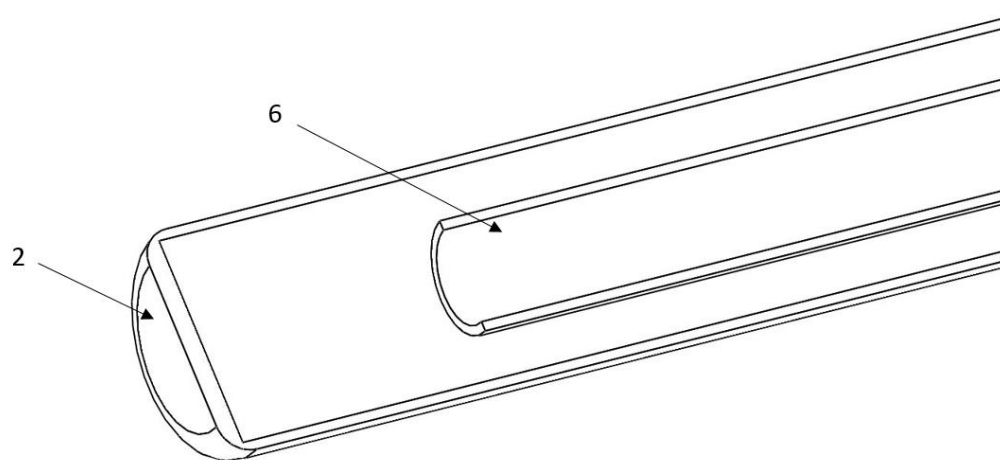


Figura 7

19

8/9

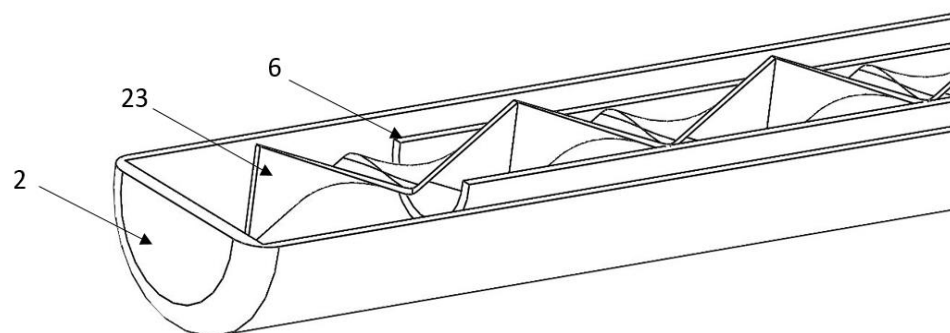


Figura 8

20

9/9

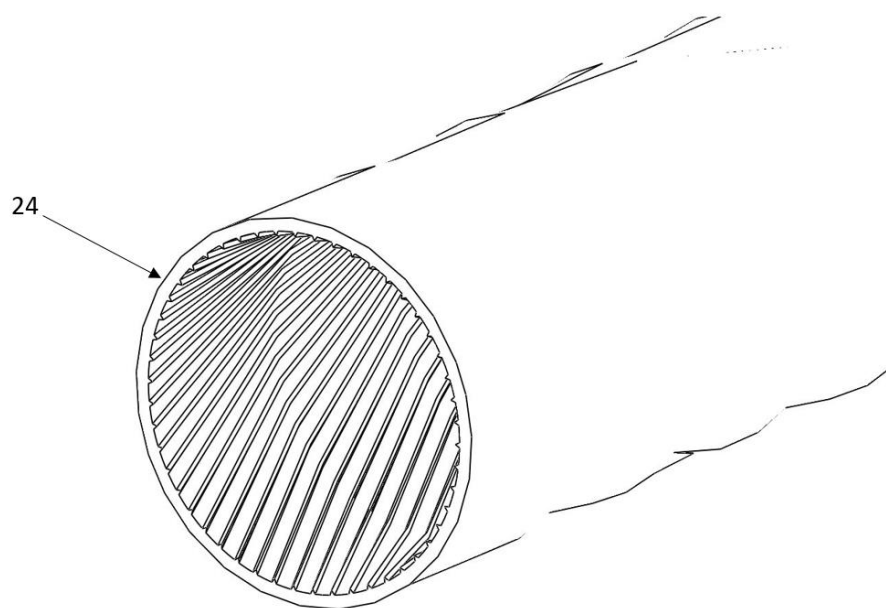


Figura 9

**E. Colector cilindro parabólico lineal con foco
fijo para calor de procesos**

Solicitud de Patente

COLECTOR CILÍNDRICO PARABÓLICO LINEAL CON FOCO FIJO PARA CALOR DE PROCESOS

CAMPO TÉCNICO DE LA INVENCIÓN

5 La presente invención se refiere a un captador, concentrador y convertidor de la radiación solar en energía térmica, por medio de una superficie cilíndrica parabólica con cubierta transparente o sin ella, que tiene integrado diferentes tubos absorbedores y estructuras de soporte del concentrador más ligeras y eficientes. El novedoso colector solar tiene características técnicas y económicas muy recomendables para satisfacer las diferentes necesidades de energía
10 térmica de baja y mediana temperatura (de 50 a 250°C) de los sectores residencial, comercial, industrial, energético, agrícola y ganadero. Es una excelente opción para los sistemas de generación de vapor solar, desalación solar y unidades de refrigeración y aire acondicionado activadas con energía térmica. Con la invención los sistemas de cogeneración, trigeneración y poligeneración de las industrias se hacen más rentables. Por lo anterior, considero que esta
15 invención pertenece al campo de la mecánica y termodinámica.

El presente desarrollo tiene como innovación la geometría y materiales con los que se construye, se utiliza poliestireno, poliuretano u otro material moldeable de alta densidad, que, debido a sus características químicas y mecánicas, permite la fabricación del perfil parabólico, donde la lámina reflectiva se adhiere con un pegamento especial para los materiales y obtiene
20 su forma concentradora. La estructura del desarrollo está diseñada para que el punto focal de la parábola permanezca fijo y la geometría concentradora se desplace con el movimiento solar durante el transcurso del día. Como subsistema de absorción se tiene un tubo de material metálico con alta conductividad térmica posicionado en el punto focal, recubierto con un aditamento para mejorar sus propiedades ópticas y térmicas (absorción, reflectancia y
25 emitancia). Este subsistema cuenta con mejoras en la fluidodinámica al incorporar un mezclador dentro de él, además de contar con textura interior para incrementar el área de contacto entre el absorbedor y fluido, disminuyendo la capa limite que bloquea la transferencia de calor. También se incorpora una cubierta de cristal tratada térmicamente u otro tipo de material transparente (polycarbonato, acrílico, etc) para disminuir las pérdidas térmicas por

convección de nuestro subsistema de absorción, en caso de que no se incorpore tubo de vidrio u otro material transparente concéntrico.

El objetivo de la presente invención es proveer un nuevo colector de la radiación solar del tipo concentrador cilindro parabólico (CCP) económico, con menos partes movibles, fácil
5 fabricación y prácticamente nulo mantenimiento.

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

La idea de emplear concentradores solares de cilindro parabólico se remonta a la década de los setentas del siglo XX, donde el sueco-americano John Ericsson hizo funcionar una máquina
10 de aire caliente con un concentrador parabólico. Años más tarde se inició el uso de estas tecnologías para la activación de máquinas con vapor de agua presurizada, lo cual era producido con los concentradores solares. En 1907 se patentó por primera vez en Alemania un diseño sobre colectores solares parabólicos, por Wilhelm Maier y Adolf Remshardt.

En esos tiempos, el empleo de estos equipos era muy costoso por los materiales que se
15 utilizaban para su construcción, ya que contar con un acabado reflectivo los orillaba a recubrir las superficies con plata, además de que también presentaban muchas pérdidas de energía por convección y conducción. Esto no detuvo a los empresarios, que vieron un gran potencial de utilizar los concentradores solares para producir la energía necesaria para la activación de equipos como bombas y motores, por lo que se dedicaron a perfeccionarlos. Se iniciaron
20 proyectos de gran escala durante la segunda década del siglo XXI, al conectar en serie y paralelo gran cantidad de concentradores parabólicos para lograr temperaturas muy elevadas. Estos proyectos fueron abandonados debido al inicio de la primera guerra mundial, pero el mundo se dio cuenta de lo que era capaz la energía solar concentrada.

Se abandonó el desarrollo de esta tecnología durante un largo periodo, y no fue hasta la
25 década de 1970 que se retoma el verdadero interés en esta tecnología como una clara respuesta a la crisis petrolera por el incremento disparado de los precios de los hidrocarburos. En dicha época, tanto el Departamento de Energía de los Estados Unidos, así como el Ministerio Alemán de Investigación y Tecnología, se encargaron de patrocinar en sus respectivos países el desarrollo de una serie de procesos y sistemas de bombeo de agua y

calor con concentradores parabólicos. Aquí es cuando se inician investigaciones en todos los aspectos que involucran a estos equipos, tanto sistema de seguimiento, fluidos portadores de energía, materiales más eficientes, duraderos y económicos, como condiciones de operación y regiones con buenos potenciales de aprovechamiento.

- 5 A partir de 1984 se inició el desarrollo de grandes proyectos de concentración solar con cilindros parabólicos, tanto para calor de procesos industriales como para la producción de energía eléctrica, principalmente en Estados Unidos e Israel, países que cuentan con un recurso solar muy grande. Estas plantas comerciales de energía eléctrica tienen capacidades de 15 a 80 MW, donde en el desierto de Mojave, al sur de California en Estados Unidos, se
10 diseñaron nueve plantas con una capacidad de generación de 354 MW de electricidad, estas forman la mayor instalación solar térmica del planeta .

- Hasta este momento los acontecimientos relacionados con los concentradores solares de cilindro parabólico utilizados en diversas aplicaciones, han sido analizados con el fin de conocer el alcance real de la tecnología y se ha determinado que el principal reto consiste en
15 reducir su costo, ya que técnicamente tienen un buen desempeño.

- Algunas otras invenciones sobre cilindros parabólicos han sido propuestas, ver patentes No. U.S. 4,202,322 A (1980) U.S. 4,439,029 A (1984), U.S. 4,559,926 A (1985), U.S. 5,964,216 A (1999), U.S. 6,498,290 B1 (2002), entre otras [1–3], así también los modelos comerciales como el Eurotrough [4], Power Trough [5], Polytrough [6] y Skytrough [7]. Ninguna de las tecnologías
20 patentadas y comercializadas presentan las peculiaridades de nuestra invención, al emplear el poliestireno o poliuretano para la fabricación de la geometría parabólica, así tampoco utilizan el foco lineal fijo en su operación.

- Por todo lo anterior y lo que se describe en las reivindicaciones es claro que la invención propuesta es diferente a las invenciones patentadas con anterioridad.

DESCRIPCIÓN

Los detalles característicos del presente **COLECTOR CILÍNDRICO PARABÓLICO LINEAL CON FOCO FIJO PARA CALOR DE PROCESOS** se muestran claramente en la siguiente descripción y en las figuras que se acompañan, siguiendo los mismo signos de referencia para
5 indicar las partes y piezas mostrada.

Breve descripción de las figuras.

- La figura 1** es una vista en perspectiva convencional del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- 10 **La figura 2** es una vista lateral del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- La figura 3** es una vista isométrica de la geometría parabólica concentradora y soporte de la lámina reflectora del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- 15 **La figura 4** es una vista isométrica de la base de la geometría parabólica concentradora del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- La figura 5** es una vista en perspectiva de la parte inferior del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- 20 **La figura 6** es una vista lateral donde se muestra la estructura metálica del soporte de la geometría parabólica concentradora del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- La figura 7** es una vista en perspectiva del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos, donde se muestra la unión de dos o más colectores con el subsistema de seguimiento solar.
- 25 **La figura 8** es una vista en perspectiva del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos, donde se muestra el soporte extremo de la línea de colectores.

- La figura 9** es una vista en perspectiva acercada del subsistema de seguimiento solar y su unión al colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- La figura 10** es una vista lateral de la unión del subsistema de seguimiento solar y el colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- 5 **La figura 11** es una vista isométrica del soporte del subsistema de absorción del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- La figura 12** es una vista isométrica del cople unión de los tubos de cristal del subsistema de absorción del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- 10 **La figura 13** es una vista con corte de una variante del subsistema de absorción donde se muestra el mezclador, tubo absorbedor y tubo de cristal del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- La figura 14** es una vista en perspectiva de una variante del subsistema de absorción, donde el tubo absorbedor del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos presenta área corrugada interna.
- 15
- La figura 15** es una vista en perspectiva del mezclador de una variante del subsistema de absorción del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- La figura 16** es una vista en perspectiva de los tubos concéntricos del subsistema de absorción que son una variante del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos.
- 20

Con base en las figuras 1, 7, 9 y 12 el **COLECTOR CILÍNDRICO PARABÓLICO LINEAL CON FOCO FIJO PARA CALOR DE PROCESOS** está compuesto por un mecanismo de reflexión **A**, mecanismo de absorción **B**, y mecanismo de seguimiento solar **C**; donde

- 25 a) **El mecanismo de reflexión A** conforme a las figuras 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 9, comprende una geometría parabólica concentradora (13) fabricada de un material moldeable y aislante, en la cual se adhiere el perfil reflectivo (10) encargado de redireccionar la

radiación solar al mecanismo de absorción **B**, asimismo la geometría concentradora (13) se cubre con la estructura metálica (12) para protección del medio ambiente, esta a su vez también es protegida por sus extremos por un perfil de acero parabólico (1) que tiene como función parte del soporte del mecanismo de absorción **B** por el orificio superior (5) y la unión con otros colectores cilindros parabólicos como el de la invención por medio de los orificios de brida (4), además el perfil de acero parabólico (1) cuenta con orificios de estructura (3) donde se une el PTR longitudinal (14) con su base de unión (18), el orificio de PTR (2) donde se soporta el PTR longitudinal central (19), y el orificio de barra (6) para unir los perfiles (1) de los extremos y dar rigidez con el movimiento continuo al que se somete, asimismo en el centro se cuenta con los soportes PTR transversales (15) que se unen a los PTR longitudinales (14) por un medio de sujeción como soldadura o tornillos con su base unión (17).

b) El mecanismo de absorción B conforme a las figuras 1, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15 y 16, comprende una conexión de teflón (8) la cual une los tramos de tubo de cristal (7) y soporta al tubo absorbedor (11) concéntricamente posicionado, asimismo la conexión de teflón (8) es sostenida por el soporte de conexión (9), el cual en conjunto mantienen al mecanismo de absorción **B** alineado y fijo en el punto focal de la geometría concentradora (13), además el soporte de conexión (9) se encuentra sujeto por el orificio de soporte (16), que se encuentra en el centro del PTR longitudinal central (19), por medio de una tuerca y una varilla roscada, asimismo el tubo absorbedor (11) y el tubo de cristal (7) pasan a través del orificio superior (5) para continuar a otro colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo, conectados entre sí por una brida de conexión (24) posicionada en los orificios de brida (4) y una unión de colectores (23).

c) El mecanismo de seguimiento solar C conforme a las figuras 7, 8, 9 y 10, comprende un motor (20) de baja velocidad y alto torque que hace girar a la invención sobre el eje del tubo absorbedor (11) y es posicionado en el soporte de motor (22), además el motor (20) se une a los concentradores por medio de la brida de motor (21) y la unión de colectores (23), asimismo el soporte extremo (26) se emplea al final de cada fila de concentradores para dar rigidez a todo el sistema mediante una chumacera (25) en donde se posiciona la unión de colectores (23).

En base a las Figuras 7, 8, 9 y 10, el acoplamiento del mecanismo de reflexión **A**, mecanismo de absorción **B** y mecanismo de seguimiento solar **C** del colector cilíndrico parabólico lineal

con foco fijo para calor de procesos, permite mantener el tubo absorbedor (11) fijo, lo cual resuelve el problema de rompimiento de las mangueras flexibles que suelen ponerse en la conexión entre el circuito de tuberías (fijo) y el tubo absorbedor (movible), de la forma propuesta en la invención ambos son fijos.

- 5 De acuerdo con la Figura 13, **una variante** del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos, consiste en que en el mecanismo de absorción **B** se puede agregar un mezclador estático (27) dentro del tubo absorbedor (11) para mejorar el comportamiento térmico y fluidodinámico de la invención.

- 10 Con base en la Figura 14, **otra variante** del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos, consiste en que el tubo absorbedor (11) del mecanismo de absorción **B** puede ser reemplazado por tubería con corrugado interno (28), esto con el fin de mejorar el comportamiento térmico y fluidodinámico de la invención.

- 15 Conforme a la Figura 16, **una variante** del colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos, consiste en que en el mecanismo de absorción **B** se puede emplear dos tubos concéntricos metálicos (29 y 30), donde el tubo exterior (29) cuenta con un recubrimiento especial de alta absorbancia y baja emitancia para mejorar las propiedades ópticas y térmicas del absorbedor, así como para que en conjunto incrementen el tiempo de residencia del fluido dentro de la invención, al ingresar por el tubo interior (30) y salga por la sección anular.

20

FUNCIONAMIENTO DE LA INVENCION

- 25 La operación de la invención consiste en que la radiación solar que llega perpendicularmente al área de apertura del colector, impacta directamente con el perfil reflectivo (10), el cual se encarga de concentrarla linealmente o dirigirla al tubo absorbedor (11) donde es atrapada por una superficie selectiva con alta absorbancia, convirtiéndose en energía térmica, la cual se transfiere por conducción y convección a un fluido que circula por la parte interior del tubo absorbedor. El colector solar de la invención utiliza un mecanismo de seguimiento solar **C** con un control automático basado en ecuaciones de posicionamiento solar o con sensores de radiación, el cual se encarga de mantener los rayos solares perpendiculares al área de

apertura. El fluido caloportador o fluido a calentar puede entrar al tubo absorbedor (11) como líquido subenfriado, líquido saturado, en dos fases (líquido/vapor) e inclusive como vapor saturado y sobrecalentado y salir bajo las mismas condiciones físicas, pero con una mayor energía y temperatura, lo cual hace a la invención muy versátil, pudiendo satisfacer diferentes necesidades térmicas de los sectores industrial, comercial, residencial, agrícola y ganadero.

REIVINDICACIONES

Habiendo descrito suficientemente mi invención, considero como una novedad y por lo tanto reclamo como de mi exclusiva propiedad, lo contenido en las siguientes cláusulas:

- 10 1. Un **Colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos** que está compuesto por un mecanismo de reflexión **A**, un mecanismo de absorción **B**, y un mecanismo de seguimiento solar **C**; donde:
 - 15 a) **El mecanismo de reflexión A** comprende una geometría parabólica concentradora fabricada de un material moldeable y aislante, en la cual se adhiere el perfil reflectivo encargado de redireccionar la radiación solar al mecanismo de absorción **B**, asimismo la geometría concentradora se cubre con la estructura metálica para protección del medio ambiente, esta a su vez también es protegida por sus extremos por un perfil de acero parabólico que tiene como función parte del soporte del mecanismo de absorción **B** por el orificio superior y la unión con otros
20 colectores cilindros parabólicos como el de la invención por medio de los orificios de brida, además el perfil de acero parabólico cuenta con orificios de estructura donde se une el PTR longitudinal con su base de unión, el orificio de PTR donde se soporta el PTR longitudinal central, y el orificio de barra para unir los perfiles de los extremos y dar rigidez con el movimiento continuo al que se somete, asimismo
25 en el centro se cuenta con los soportes PTR transversales que se unen a los PTR longitudinales por un medio de sujeción como soldadura o tornillos con su base unión.
 - 30 b) **El mecanismo de absorción B** comprende una conexión de teflón la cual une los tramos de tubo de cristal y soporta al tubo absorbedor concéntricamente posicionado, asimismo la conexión de teflón es sostenida por el soporte de

conexión, el cual en conjunto mantienen al mecanismo de absorción **B** alineado y fijo en el punto focal de la geometría concentradora, además el soporte de conexión se encuentra sujeto por el orificio de soporte, que se encuentra en el centro del PTR longitudinal central, por medio de una tuerca y una varilla roscada, asimismo el tubo absorbedor y el tubo de cristal pasan a través del orificio superior para continuar a otro colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo, conectados entre sí por una brida de conexión posicionada en los orificios de brida y una unión de colectores.

c) El mecanismo de seguimiento solar C comprende un motor de baja velocidad y alto torque que hace girar a la invención sobre el eje del tubo absorbedor y es posicionado en el soporte de motor, además el motor se une a los concentradores por medio de la brida de motor y la unión de colectores, asimismo el soporte extremo se emplea al final de cada fila de concentradores para dar rigidez a todo el sistema mediante una chumacera en donde se posiciona la unión de colectores.

2. El sistema **Colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos** de la reivindicación uno, está **caracterizado porque** el acoplamiento del mecanismo de reflexión **A**, mecanismo de absorción **B** y mecanismo de seguimiento solar **C** permite mantener el tubo absorbedor fijo, lo cual resuelve el problema de rompimiento de las mangueras flexibles que suelen ponerse en la conexión entre el circuito de tuberías (fijo) y el tubo absorbedor (movible), de la forma propuesta en la invención ambos son fijos.
3. El sistema **Colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos** de la reivindicación uno, donde el mencionado mecanismo de absorción **B** está **caracterizado porque** se puede agregar un mezclador estático dentro del tubo absorbedor para mejorar el comportamiento térmico y fluidodinámico de la invención.
4. El sistema **Colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos** de la reivindicación uno, donde el mencionado mecanismo de absorción **B** está **caracterizado porque** el tubo absorbedor puede ser reemplazado por tubería con

10

corrugado interno, esto con el fin de mejorar el comportamiento térmico y fluidodinámico de la invención.

5. El sistema **Colector cilíndrico parabólico lineal con foco fijo para calor de procesos** de la reivindicación uno, donde el mencionado mecanismo de absorción **B** está **caracterizado porque** en el tubo absorbedor se pueden emplear dos tubos concéntricos metálicos, donde el tubo exterior cuenta con un recubrimiento especial de alta absorbancia y baja emitancia para mejorar las propiedades ópticas y térmicas del absorbedor, así como para que en conjunto incrementen el tiempo de residencia del fluido dentro de la invención al ingresar por el tubo interior y salga por la sección anular.

15

20

RESUMEN

La presente invención se refiere a un colector cilíndrico parabólico que en una forma más descriptiva es un captador, concentrador y convertidor de la radiación solar en energía térmica, por medio de una superficie cilíndrica parabólica reflectiva que redirige los rayos solares a un tubo absorbedor con una cubierta transparente que, por conducción y convección, transfiere la energía térmica a un fluido que pasa por él.

El objetivo de la presente invención es proveer un nuevo colector solar con concentración de cilindro parabólico de bajo precio, fácil fabricación y prácticamente nulo mantenimiento. El novedoso colector solar de la invención presenta un novedoso mecanismo de seguimiento y reflexión que permite mantener el tubo absorbedor fijo, lo cual resuelve el problema de rompimiento de las mangueras flexibles que suelen ponerse en la conexión entre el circuito de tuberías (fijo) y el tubo absorbedor (movible).

El novedoso colector solar tiene características técnicas y económicas muy recomendables para satisfacer las diferentes necesidades de energía térmica de baja y mediana temperatura (de 50 a 250°C) de los sectores residencial, comercial, industrial, energético, agrícola y ganadero. Es una excelente opción para los sistemas de generación de vapor solar, desalación solar, ciclos de potencia de baja media temperatura y unidades de refrigeración y aire acondicionado activadas con energía térmica.

20

25

REFERENCIAS

- [1] "Google Patents". [En línea]. Disponible en: <https://patents.google.com/>. [Consultado: 28-feb-2017].
- [2] U. O. of P. A. (OPA), "United States Patent and Trademark Office". [En línea]. Disponible en: /. [Consultado: 28-feb-2017].
- [3] "WIPO - Search International and National Patent Collections". [En línea]. Disponible en: <https://patentscope.wipo.int/search/en/search.jsf>. [Consultado: 28-feb-2017].
- [4] "HelioTrough® History". [En línea]. Disponible en: <http://www.heliotrough.com/history.html>. [Consultado: 28-feb-2017].
- [5] "TECNOLOGÍA – Power Trough 110 ®". [En línea]. Disponible en: <http://inventivepower.com.mx/es/tecnologia-power-trough-110/>. [Consultado: 28-feb-2017].
- [6] "PolyTrough 1200", *NEP SOLAR*. .
- [7] "Products - SkyTrough". [En línea]. Disponible en: <http://www.skyfuel.com/skytrough.shtml>. [Consultado: 28-feb-2017].

1/8

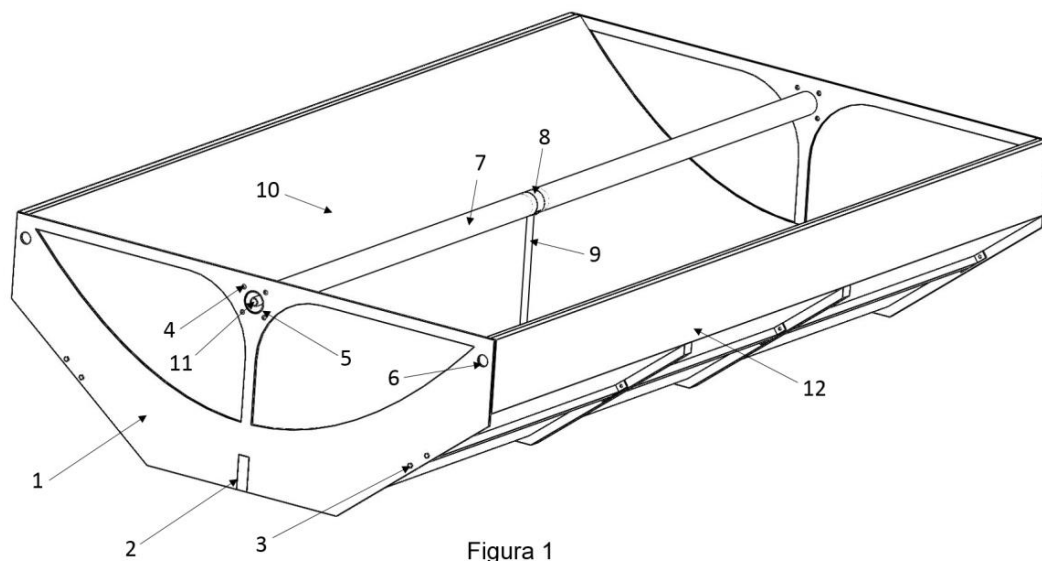


Figura 1

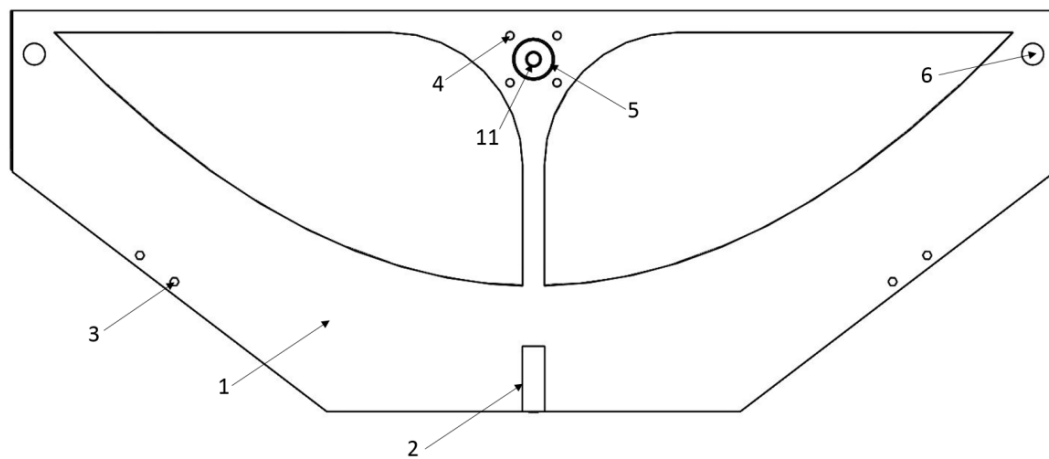


Figura 2

2/8

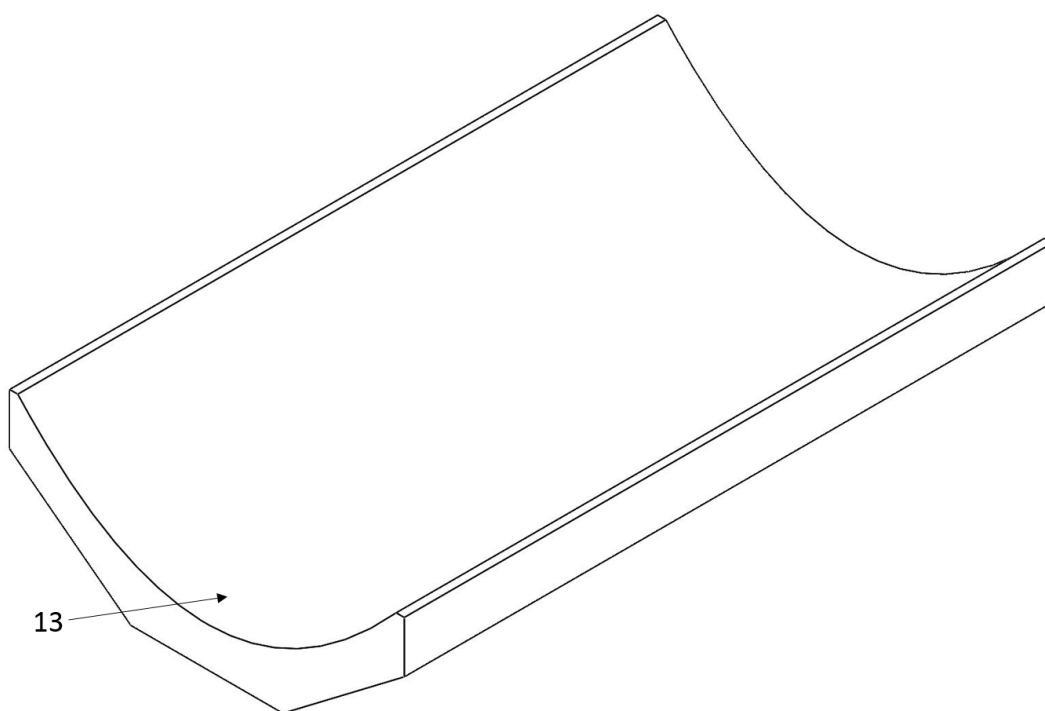


Figura 3

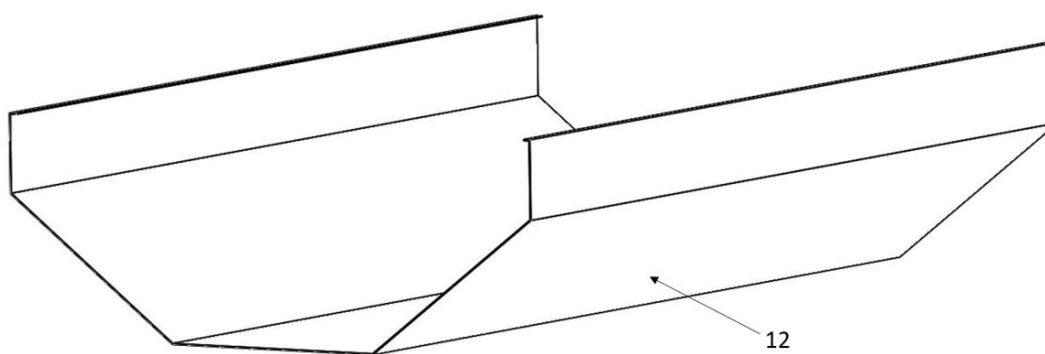


Figura 4

3/8

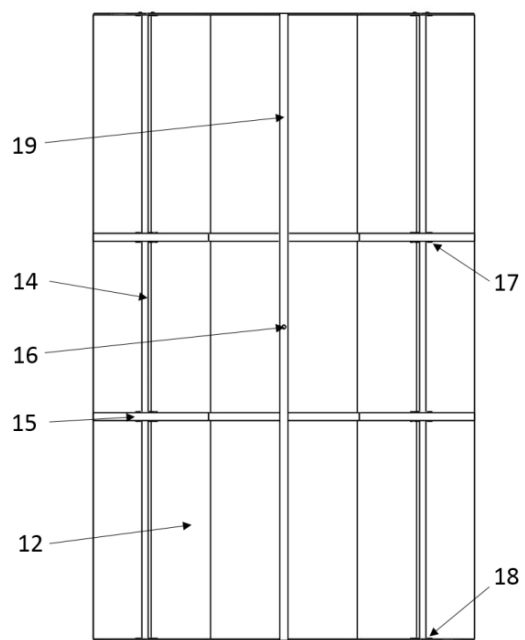


Figura 5

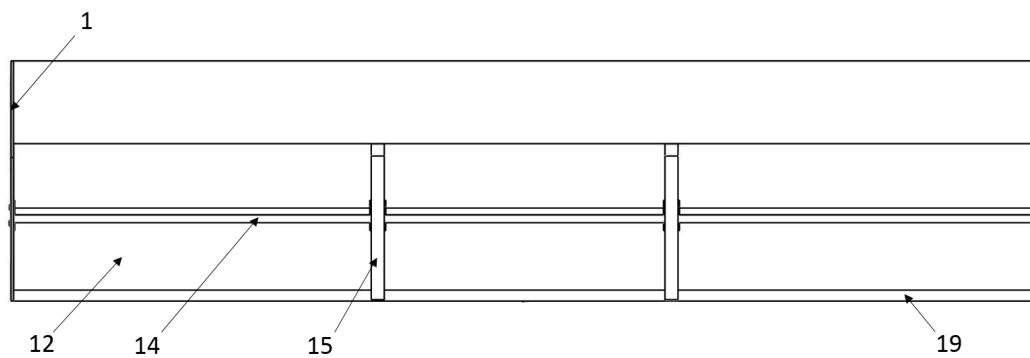


Figura 6

4/8

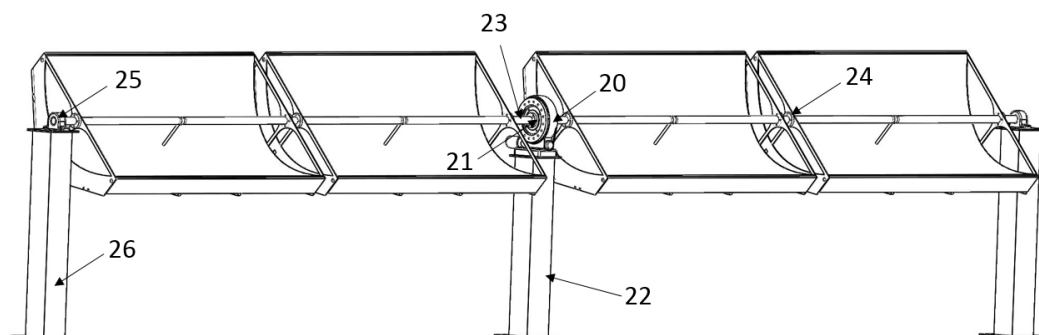


Figura 7

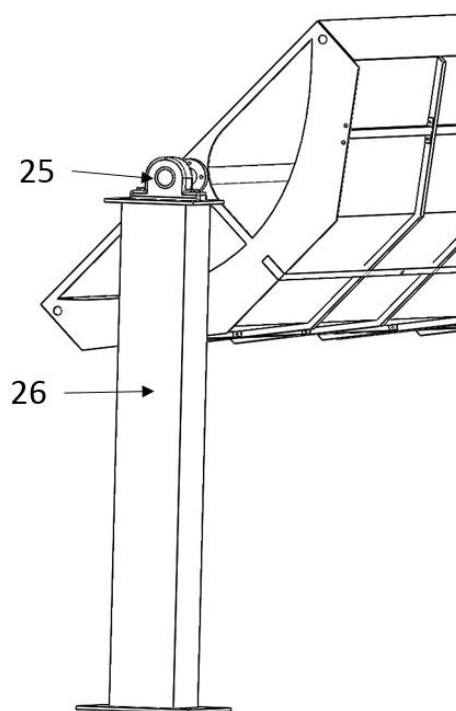


Figura 8

5/8

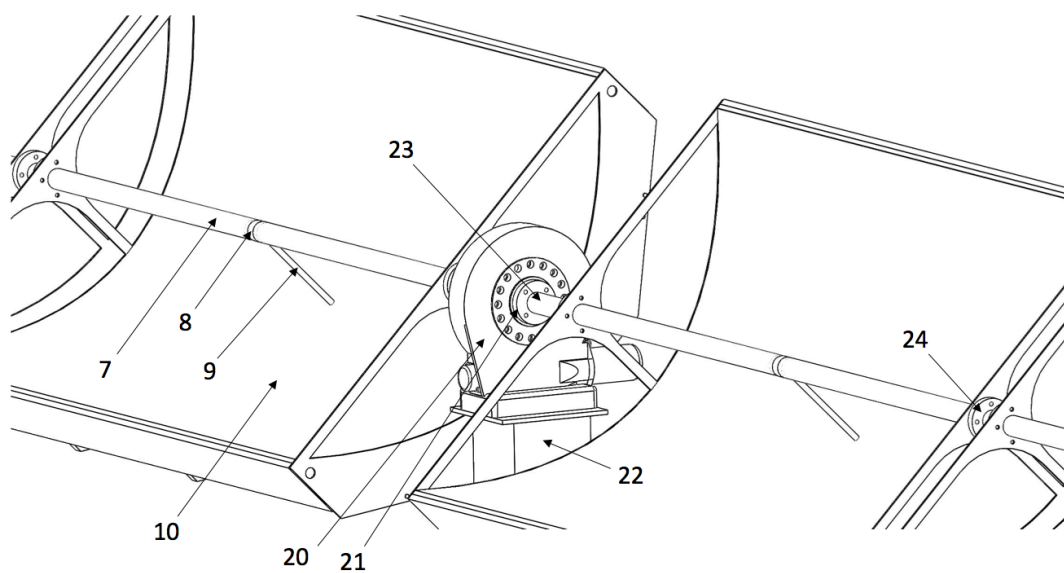


Figura 9

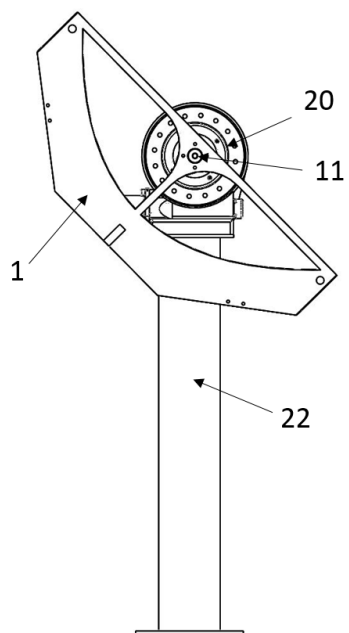


Figura 10

6/8

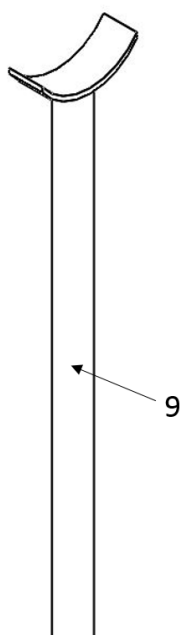


Figura 11

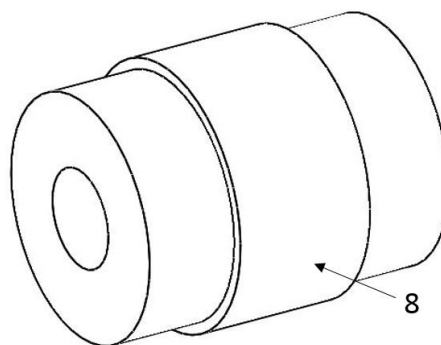


Figura 12

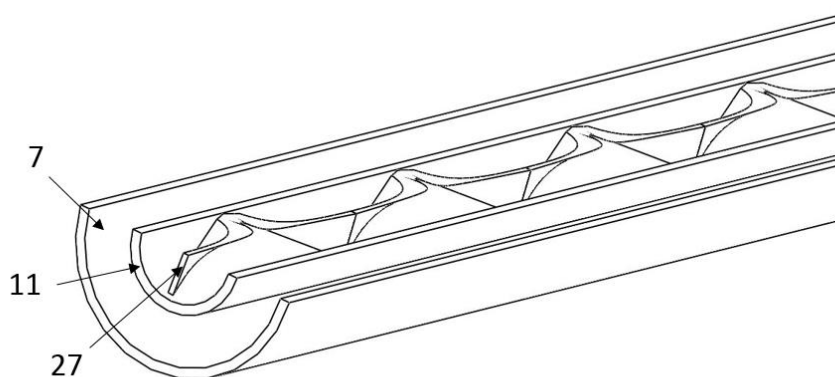


Figura 13

7/8

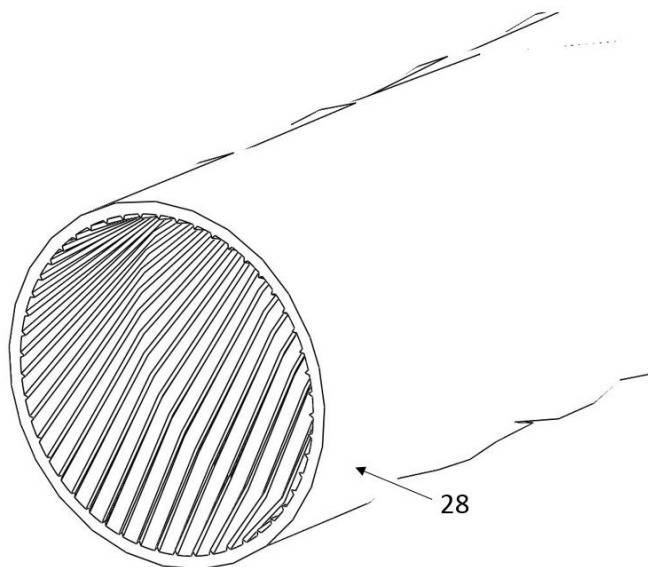


Figura 14

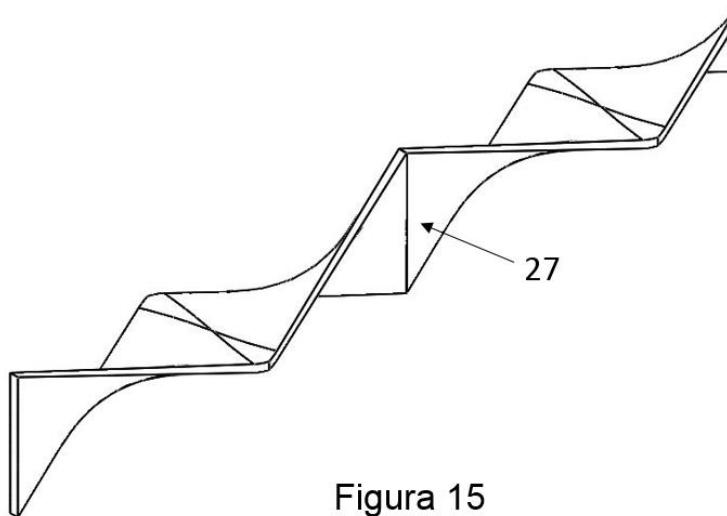


Figura 15

8/8

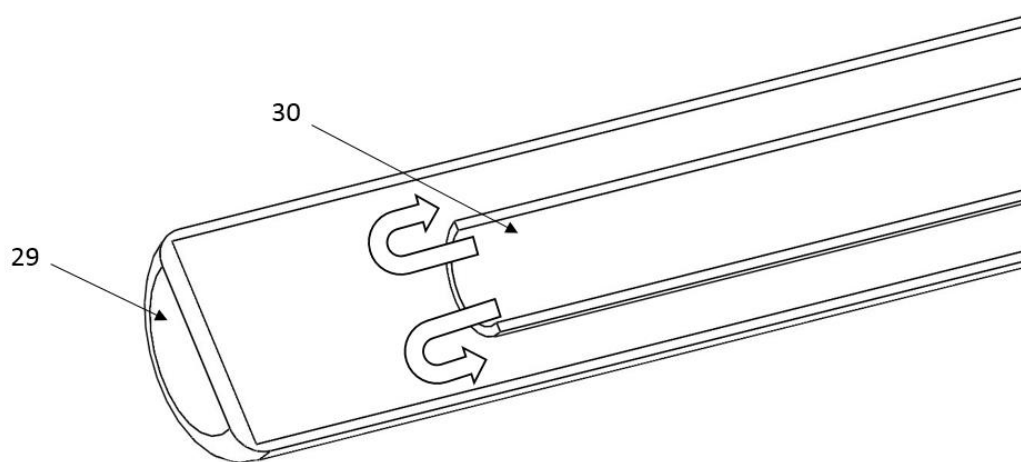


Figura 16

**F. Estudio experimental de concentradores
solares tipo CPC bajo orientación Norte-Sur
y Este-Oeste**

Congreso: XL Semana Nacional de Energía Solar 2016



ESTUDIO EXPERIMENTAL DE CONCENTRADORES SOLARES TIPO CPC BAJO ORIENTACIÓN NORTE-SUR Y ESTE-OESTE

J.A. Aguilar-Jiménez, N. Velázquez, R. López-Zavala, A. Acuña, F. Castellanos-Balderas, J. Álvarez

Centro de Estudios de las Energías Renovables, Instituto de Ingeniería, Universidad Autónoma de Baja California,
Calle de la normal s/n Col. Insurgentes, Mexicali, B.C., 21280, México, Tel. +52-686-148-65-75, armando.jaaj@gmail.com

RESUMEN

Los concentradores parabólicos compuestos (CPC) presentan ventajas en comparación de otros tipos de tecnologías solares, ya que estos pueden operar sin la necesidad de un sistema de seguimiento, concentran radiación directa y difusa, son de bajo costo y pueden alcanzar temperaturas de hasta 150°C, suficiente para su uso en el sector industrial, comercial y doméstico como fuente de energía. Sin embargo, la orientación es parte fundamental de este tipo de tecnología, al limitarnos las horas de captación por no contar con un sistema de seguimiento. El objetivo principal de este trabajo es el estudio experimental de dos módulos CPC con distinta orientación del absorbedor (Norte-Sur vs Este-Oeste). Los módulos están compuestos por cuatro CPC cada uno, con una relación de concentración de 2.18 y un ángulo medio de aceptación de 24.30°, resultado de haber truncado uno de 2.42 de relación de concentración. El absorbedor es un tubo de cobre con un tubo interior concéntricamente posicionado, para provocar más tiempo de residencia del fluido caloportador y reducir el área transversal. Los resultados indican que la eficiencia óptica es mayor en la orientación Este-Oeste y esta se mantiene solamente cuando se trabaja en rangos de temperatura bajos, además de que provee más horas de concentración al día, dando una captación de calor útil mayor. En el caso de la orientación Norte-Sur, el tiempo de captación se ve reducido por el ángulo de aceptación del CPC, pero este opera más eficientemente durante ese periodo de concentración.

Palabras claves: concentrador solar, CPC, calentamiento de agua, eficiencia térmica

ABSTRACT

The compound parabolic concentrators (CPC) have advantages compared to other types of solar technologies, as these can operate without the need for a tracking system, concentrated direct and diffuse radiation, they are inexpensive and can reach temperatures up to 150°C, sufficient for use in industrial, commercial and domestic sectors as energy source. However, the orientation is a fundamental part of this technology, to limit the hours of energy captation for not having a tracking system. The main objective of this work is the experimental study of two modules of CPC with different absorber orientation (North-South vs East-West). The two modules are compounds of four CPC each, with a concentration ratio of 2.18 and half acceptance angle of 24.30°, truncated result of one with 2.42 of concentration ratio. The absorber is a copper tube positioned concentrically with an inner tube, to cause more residence time of the heat transfer fluid and reduce cross-sectional area of the tube. The results indicate that the optical efficiency is higher in the East-West direction and this is maintained only when work in low temperature ranges, plus it provides more hours of concentration a day, giving a greater captation of useful heat. In the case of North-South orientation, the captation time is reduced by the acceptance angle of the CPC, but it operates more efficiently during this period of concentration.

Keywords: solar concentrator, CPC, water heating, thermal efficiency

INTRODUCCIÓN

En los años recientes, el consumo de combustibles fósiles y el uso de clorofluorocarbonos se han acelerado y ha provocado efectos negativos en el medio ambiente como lo es el calentamiento global, la destrucción de la capa de ozono y la contaminación atmosférica. Se necesitan nuevas formas de conversión de la energía más eficientes, que no contaminen nuestro ambiente y que ayuden a lograr un desarrollo sustentable, es decir, tener un espacio propicio para la vida de los seres vivos. Las fuentes de energía renovables son parte fundamental para combatir los cambios que hemos estado presenciando, de una forma limpia y sustentable.

Las tecnologías de concentración solar son consideradas candidatas como nuevas fuentes de energía limpia, barata y eficiente. Los concentradores parabólicos compuestos son colectores que pueden funcionar según la temporada o anualmente con mínimos requerimientos de seguimiento, ya que tienen la capacidad de reflejar al receptor toda la radiación incidente en la apertura, si está dentro los rangos del ángulo medio de aceptación, θ_c , del CPC [1]. Bajo esta premisa, la radiación difusa dentro de $\pm\theta_c$ también es redirigida y aprovechada por el receptor. Los CPC fueron desarrollados en el año de 1966 paralelamente en Estados Unidos por Hinterberger and Winston [2] y en la USSR por Baranov and Melnikov [3], posteriormente en el año 1974, Winston presentó las bondades de utilizar este tipo de óptica para coleccionar energía solar [4].

Diferentes autores [1, 5] mencionan que una orientación lógica para este tipo de colectores cilíndricos es a lo largo del eje horizontal Este-Oeste, inclinado hacia el ecuador y ajustable sobre el mismo eje, con el fin de obtener una mayor cantidad de energía anualmente sin la necesidad de un seguimiento solar continuo. Carvalho *et al* [6] presentaron los diseños óptimos para colectores CPC con absorbedores de tubos no evacuados, donde en la orientación Este-Oeste una concentración de 1.3-1.4 y un θ_c de 30° es la adecuada, y para el caso de la orientación Norte-Sur una concentración de 1.0 y un ángulo θ_c de 60° . Nkwetta and Smyth [7] realizaron la evaluación experimental de dos colectores heat pipe con tubo evacuado, encontrando que en la posición Norte-Sur se presentaba con un coeficiente global de pérdidas, U_L , menor que en la posición Este-Oeste, 1.39 y 3.52 W m⁻² K⁻¹ respectivamente, pero la eficiencia óptica era mayor en esta última posición cuando se trabajaba en rangos de temperatura menores.

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

La geometría básica de este tipo de concentradores con receptor tubular se muestra en la Fig. 1, donde las secciones AC y BD son parte de una parábola, y las secciones CO y DO son involuta. Un CPC ideal con altura h suele truncarse a una altura h' para ahorrar material en su construcción, sacrificando un poco de concentración [8].

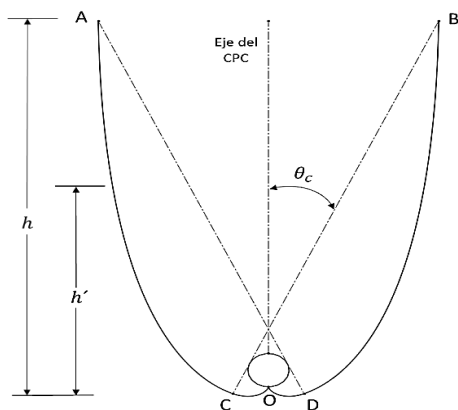


Figura 1. Geometría de un CPC con receptor tubular

Los dos módulos CPC que se utilizaron en la experimentación están formados por cuatro cavidades reflectivas cada uno, la cual presenta una geometría reflectiva de dos parábolas y dos involutas; tienen una relación de concentración de 2.18 y un θ_c de 24.30° , resultado de haber truncado uno de 2.42 de relación de concentración. Un concentrador se encuentra posicionado verticalmente (dirección del absorbedor Norte-Sur) y el otro horizontal a la superficie (dirección del absorbedor Este-Oeste); cada módulo cuenta con una área de apertura de 2.26 m², protegida con una cubierta transparente. Como mecanismo de absorción se tienen tuberías de cobre concéntricamente posicionadas, el tubo exterior e interior tienen un diámetro de 0.04 m y 0.02 m respectivamente, de modo de que el fluido ingresa al colector por el tubo interior y regresa por la sección anular del tubo exterior; este último cuenta con un recubrimiento de la marca SOLKOTE para mejorar las propiedades absorbentes del cobre. En la Tabla 1 se muestran las características de los colectores.

Tabla 1. Características de los colectores CPC

Cantidad de concentradores	4 por colector
Dimensiones	1.18 x 2.00 x 0.27 m
Ángulo de aceptación	24.30°
Concentración	2.18
Diámetro tubo exterior	0.04 m
Diámetro tubo interior	0.02 m
Material tubos	Cobre
Espesor cubierta	0.003 m
Transmitancia cubierta	0.89
Reflectancia lámina	0.93
Absortancia recubrimiento	0.89

METODOLOGÍA

Se construyó un banco de pruebas de colectores solares, bajo el estándar "ANSI / ASHRAE 93-2010 Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors" [9] con el fin de analizar el comportamiento térmico de distintas tecnologías de calentamiento solar. El sistema cuenta con una bomba rotativa de paleta, tanque de almacenamiento, tanque de expansión, separador centrífugo y dos disipadores de calor. Se tienen instalados sensores de temperatura del tipo RTD PT100 (detector de temperatura resistivo) con una resistencia de 100 ohms a 0°C, colocados en la entrada y salida de cada colector, salidas de los disipadores y uno más para la temperatura ambiente; se tienen dos transmisores de presión a la entrada y salida, medidor de flujo del tipo turbina justo antes de la entrada a los concentradores y dos piranómetros en el plano de cada colector. Este banco de pruebas se encuentra ubicado en la ciudad de Mexicali, en la plataforma solar del Centro de Estudios de las Energías Renovables (CEENER) de la Universidad Autónoma de Baja California. En la Fig. 2 se muestran los colectores CPC del estudio con una inclinación de 32° y las orientaciones empleadas.



Figura 2. Colectores solares CPC en la plataforma solar del CEENER

El sistema emplea agua destilada como fluido caloportador, de modo que la bomba provoca su circulación en dirección a los colectores, entrando al CPC vertical (orientación norte-sur), su salida se encuentra conectada a la entrada del CPC horizontal (orientación este-oeste), estando estos conectados en serie; también se cuenta con tuberías para trabajar en paralelo los colectores o para aislarlos si se desea realizar pruebas a uno solo. El fluido a la salida de los concentradores, dependiendo de las temperaturas presentadas, se puede encontrar en dos fases, las cuales son apartadas en un separador centrífugo para después ser enfriadas cada una en los disipadores de calor para llevarlos a condiciones ambientales; el fluido, ya como líquido, es llevado de vuelta al tanque de almacenamiento para iniciar el ciclo de nuevo. Dentro del tanque de almacenamiento se cuenta con resistencias eléctricas para incrementar la temperatura del fluido y realizar las pruebas pertinentes bajo distintas circunstancias, además de que se pueden aislar los disipadores del circuito para aprovechar la energía conseguida por los CPC. Como se comentó anteriormente, el θ_c es de 24.30°, teniendo así un periodo de aproximadamente 3.2 horas al día ($2\theta_c = 48.60^\circ$) de concentración para el colector con el absorbente en posición vertical (en adelante llamado CPC4-1) dada su

posición. En la Fig. 3 se muestra el trazado de rayos para la geometría de los colectores con diferentes ángulos de incidencia en el área de apertura.

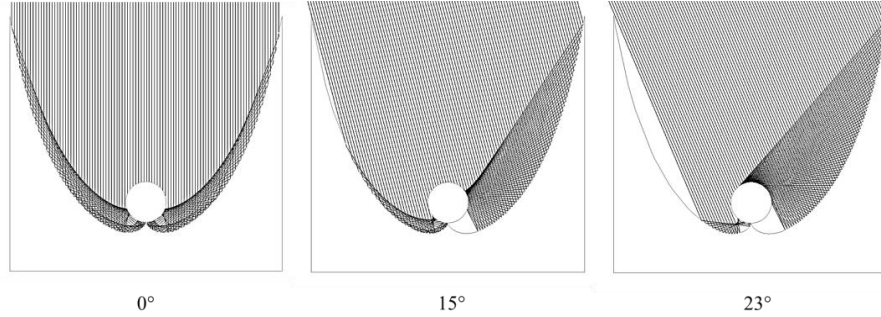


Figura 3. Distintos ángulos de incidencia sobre la geometría del CPC

El θ_c es muy importante para conocer en que horario va a estar concentrando el CPC4-1 y poder realizar las pruebas; en este caso como se encuentra orientado directamente hacia el sur, operará aproximadamente 1.6 horas antes y después del medio día solar. En el caso del colector con el absorbedor en posición horizontal (en adelante llamado CPC4-2), el θ_c nos dirá en qué fecha del año estaremos concentrando (dependiendo la altura solar). Para obtener una comparación de desempeño más exacta, de las dos posiciones de los CPC, se deben de obtener las curvas de eficiencia de ambos bajo las mismas condiciones de operación. Según el estándar ASHRAE [9], la eficiencia instantánea se calcula por la ecuación

$$\eta_{ins} = \frac{q_u}{A_c G} = \frac{\dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi})}{A_c G} \quad (1)$$

donde η_{ins} es la eficiencia instantánea, q_u el calor útil, $\dot{m}$ el flujo másico, C_p el calor específico del agua, T_{fo} la temperatura a la salida del colector, T_{fi} la temperatura a la entrada del colector, A_c el área de apertura del colector y G la radiación global en el plano del colector. Los valores de eficiencia calculados con la Ecuación (1) son graficados contra el parámetro $(T_{fi} - T_a)/G$ para obtener la curva de eficiencia que caracteriza a cada colector, donde T_a es la temperatura ambiente.

RESULTADOS EXPERIMENTALES

Se realizaron una serie pruebas a los colectores CPC bajo días soleados y en ocasiones con nublados, con una inclinación de 32° , flujo másico de 0.033 kg/s y orientados al sur; la salida del CPC4-1 se encontró conectada a la entrada del CPC4-2, dando una conexión en serie entre los dos equipos. En las Fig. 4 y 5 se pueden apreciar las condiciones ambientales, temperaturas de operación y eficiencias instantáneas para dos días de pruebas, 13 de Abril y 14 de Abril del 2016. En la primera de ellas los disipadores de calor a la salida de los colectores se encontraban encendidos, por lo cual la temperatura de entrada al CPC4-1 se consideró la misma a la ambiente¹, además de que la temperatura de salida del CPC4-1 se consideró la misma a la entrada del CPC4-2¹. En la segunda prueba los disipadores se encontraban aislados y apagados, con el fin de conseguir una diferencia de la temperatura de entrada con la del ambiente más alta, por lo cual solamente se consideró la temperatura de salida del CPC4-1 igual a la temperatura de entrada del CPC4-2. En las gráficas se presenta la hora civil de la región, si se quiere conocer la hora solar, el factor de corrección es de 39.5 minutos menos que la civil.

En la Fig. 4 se observa un nivel de radiación alto, normal para la ciudad de Mexicali, Baja California en esas fechas, sin nublados o bloqueos en el cielo; la prueba se inició poco antes de las 10:00 y se mantuvo monitoreando hasta las 14:00, la temperatura ambiente se mantuvo relativamente constante. Se aprecia un incremento en la eficiencia del CPC4-1 en las primeras horas de la prueba y llegando esta a su punto máximo durante el periodo de las 11:20 a las 14:20, luego comienza a descender al igual como fue su incremento, esto se debe al θ_c y su posición Norte-Sur, que durante ese periodo de tiempo la radiación solar lograba ser concentrada. El CPC4-2 desde el inicio de la prueba lograba una eficiencia alta en comparación a las primeras horas del CPC4-1, pero con el paso del tiempo y el incremento en su temperatura de entrada, que corresponde a la salida del CPC4-1, su eficiencia se ve disminuida justo cuando el primero presenta su máxima concentración; esta a su vez vuelve a incrementar con respecto la temperatura de entrada disminuye.

¹ Para efectos de cálculo de eficiencias sí se tomaron las temperaturas reales del ambiente y a la entrada del CPC4-2

ANEXO F. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE CONCENTRADORES SOLARES TIPO CPC BAJO ORIENTACIÓN NORTE-SUR Y ESTE-OESTE

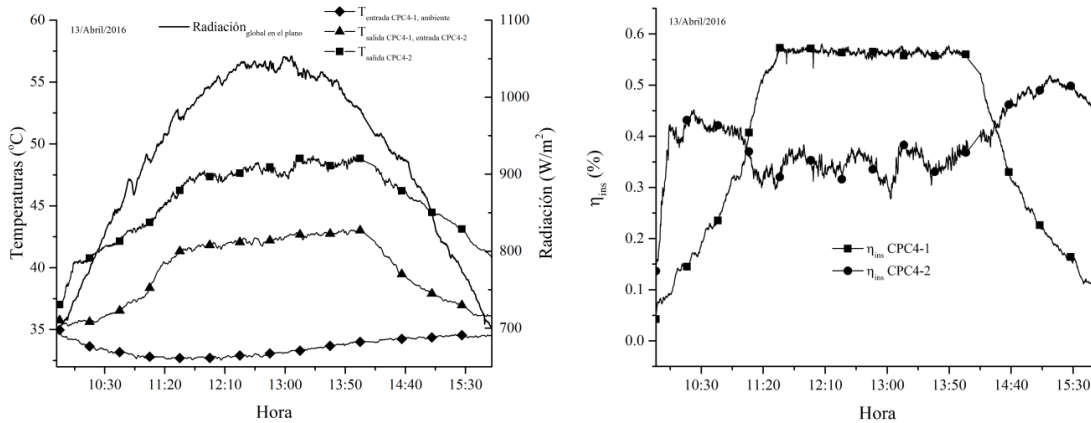


Figura 4. Temperaturas, radiación y eficiencias instantáneas de los CPC el 13 de Abril del 2016

La Fig. 5 muestra el comportamiento de los colectores bajo un día con nublados, pero en los intervalos sin obstrucciones presentaba un alto nivel de radiación; la temperatura ambiente no varió significativamente. La temperatura de entrada del CPC4-1 inició más alta que la ambiental debido a que se tenía almacenada la energía térmica de la prueba del día anterior. Durante el transcurso de la experimentación, 10:30 a 16:00, como los disipadores se aislaron del circuito, la temperatura de entrada fue incrementando conforme los colectores lograban concentrar la energía solar. El comportamiento de las eficiencias es muy similar a la prueba anterior, solo que por la intermitencia de la radiación, presenta muchas oscilaciones. Se aprecian niveles más bajos de eficiencias instantáneas para el CPC4-1, debido principalmente al incremento en su temperatura de entrada.

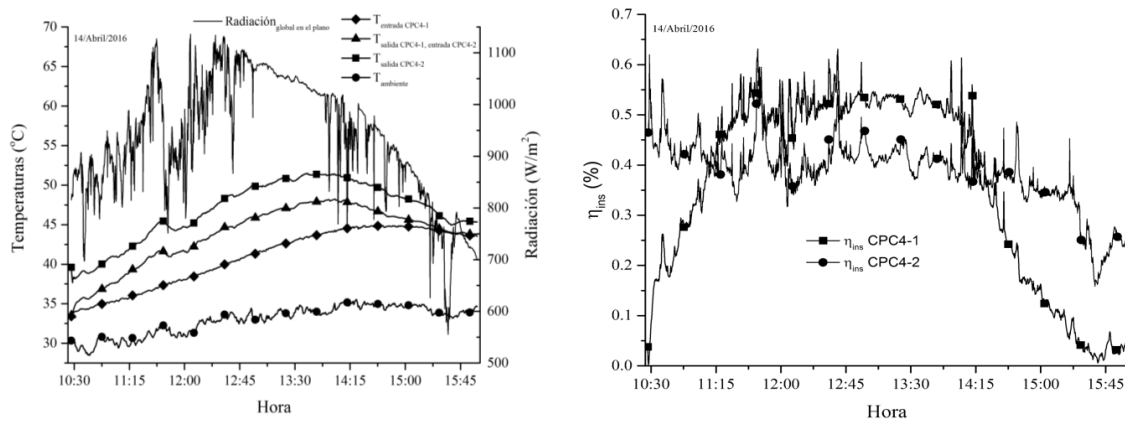


Figura 5. Temperaturas, radiación y eficiencias instantáneas de los CPC el 14 de Abril del 2016

En la Fig. 6 se presenta la curva característica de eficiencia para el CPC4-1 en posición Norte-Sur y el CPC4-2 en posición Este-Oeste; se realizó un ajuste lineal para obtener las correlaciones de las variables que intervienen en el proceso de calentamiento. Se puede observar como la curva del CPC4-1 tiende a permanecer en niveles altos de eficiencia a pesar de los incrementos en las diferencias de temperaturas involucradas, mientras que el rendimiento del CPC4-2 tiende a disminuir con respecto la diferencia de temperaturas se incrementa, esto debido a que su coeficiente de pérdida de calor es mayor. Cabe señalar que la información correspondiente al CPC4-1 solo se pudo tomar durante el intervalo de tiempo en el que este concentraba. La posición Norte-Sur puede ser utilizada cuando se trabaje en modo termosifón por la facilidad que tendría el fluido de subir al tanque de almacenamiento y poder trabajar en un rango de temperaturas más elevadas que en la posición Este-Oeste.

En la tabla 2 se presentan las ecuaciones características de los dos colectores, se puede apreciar que el coeficiente de pérdidas para el CPC-2 es casi del doble, perjudicando de manera sustancial su rendimiento térmico, obligando a trabajar en niveles bajos de temperaturas. Para el caso del CPC4-1 presenta menos pérdidas de energía y permite trabajar en un rango más alto de temperaturas eficientemente.

ANEXO F. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE CONCENTRADORES SOLARES TIPO CPC BAJO ORIENTACIÓN NORTE-SUR Y ESTE-OESTE

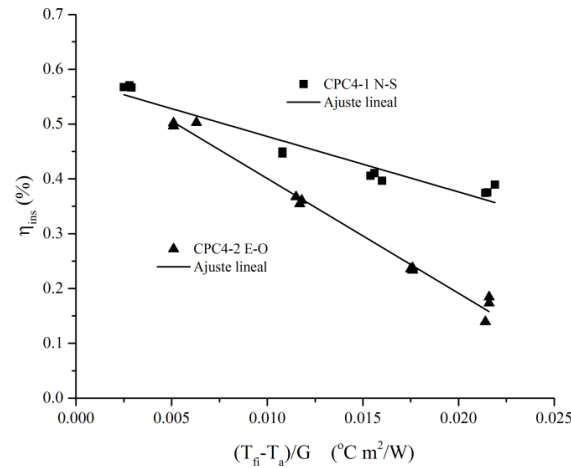


Figura 6. Curva característica de eficiencia de los colectores CPC

Tabla 2. Caracterización de los colectores CPC

Colector Solar	Ecuación característica de eficiencia	Eficiencia óptica (%)	Coefficiente de pérdida de calor ($\text{W m}^{-2}/^{\circ}\text{C}^{-1}$)
CPC4-1 N-S	$n = 0.578 - 10.13 (T_f - T_a) / G$	57.88	10.13
CPC4-2 E-O	$n = 0.610 - 20.93 (T_f - T_a) / G$	61.01	20.93

CONCLUSIONES

Se realizaron pruebas experimentales a dos colectores CPC con distinta orientación del tubo absorbedor, Norte-Sur y Este-Oeste, bajo las mismas condiciones de operación, encontrándose que la eficiencia óptica en la orientación Este-Oeste es mayor y esta se mantiene solamente cuando se trabaja en rangos de temperatura bajos (cuando $(T_f - T_a) / G$ es menor a 0.003). El uso del CPC4-1 para calentamiento de agua por el efecto termosifón puede ser una buena aplicación por la facilidad que tendría el fluido de ser almacenado en un tanque en la parte superior del colector y la circulación que tendría el fluido dentro del sistema, pero es necesario un incremento en el ángulo medio de aceptación para tener más tiempo de concentración dentro del mismo. La posición del CPC4-2 provee una mayor captación de energía útil por su mayor tiempo de concentración, aunque trabaje de una manera menos eficiente. Como se comprobó, las pérdidas de energía en cada colector son muy elevadas, aún en el CPC4-1, esto no permite utilizarlos en procesos que necesiten temperaturas altas de operación. Como futuros trabajos se propone un análisis de exergía en los principales subsistemas de los concentradores, para identificar y disminuir las pérdidas de calor y operar más eficientemente.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a CONACYT- SENER-SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA por el apoyo recibido a través del proyecto P09 del CEMIE-Solar

REFERENCIAS

- [1] J. A. Duffie y W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4 edition. Wiley, 2013.
- [2] H. Hinterberger y R. Winston, "Efficient Light Coupler for Threshold Čerenkov Counters", *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 37, núm. 8, pp. 1094–1095, ago. 1966.
- [3] V. K. Baranov y G. K. Melnikov, *Sov. J. Opt. Technol.*, vol. 33, p. 408, 1966.
- [4] R. Winston, "Principles of solar concentrators of a novel design", *Sol. Energy*, vol. 16, núm. 2, pp. 89–95, oct. 1974.
- [5] S. P. Sukhatme, *Solar Energy: Principles of Thermal Collection and Storage*. Tata McGraw-Hill Education, 1996.
- [6] M. J. Carvalho, M. Collares-Pereira, y J. M. Gordon, "Economic Optimization of Stationary Nonevacuated CPC Solar Collectors", *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 109, núm. 1, pp. 40–45, feb. 1987.
- [7] D. N. Nkwetta y M. Smyth, "Comparative field performance study of concentrator augmented array with two system configurations", *Appl. Energy*, vol. 92, pp. 800–808, abr. 2012.
- [8] A. Rabl, "Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators", *Sol. Energy*, vol. 18, núm. 6, pp. 497–511, ene. 1976.
- [9] ASHRAE, "Methods of testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors". ASHRAE 93, 2010.