

# Modelado termodinámico de una planta solar térmica híbrida de ciclo Brayton en Colombia

## Thermodynamic modeling of a Brayton cycle hybrid solar thermal plant in Colombia

DOI: <http://doi.org/10.17981/ingecuc.14.2.2018.12>

Artículo de Investigación Científica. Fecha de Recepción:01/06/2018. Fecha de Aceptación: 28/11/2018.

**Faustino Moreno-Gamboa** 

Universidad Francisco de Paula Santander, Cúcuta (Colombia)  
faustinomoreno@ufps.edu.co

**Cesar Nieto-Londoño** 

Universidad Pontificia Bolivariana, Escuela de Ingeniería, Medellín (Colombia)  
cesar.nieto@upb.edu.co

Para citar este artículo:

F. Moreno Gamboa y C. Nieto Londoño "Modelado termodinámico de una planta solar térmica híbrida de ciclo Brayton en Colombia", *INGE CUC*, vol. 14, no. 2, pp. 126-136 2018. DOI: <http://doi.org/10.17981/ingecuc.14.2.2018.12>

### Resumen

**Introducción**– Actualmente en Colombia, existe gran interés por la aplicación de energías renovables y la diversificación de la matriz energética. Por lo tanto, en el presente trabajo se muestran los resultados de la simulación de una planta solar térmica híbrida de ciclo Brayton cerrado en Colombia, que recibe calor de un sistema de concentración de torre central y heliostatos. El recurso solar se estima por un modelo horario, adicionalmente cuenta con una cámara de combustión que utiliza gas natural como combustible, la cual garantiza la estabilidad del calor suministrado a la planta. La ubicación de la planta se selecciona en función de la radiación global y difusa media diaria mensual, y adicionalmente, se realiza una simulación de los principales parámetros de operación, optimizando la potencia y el rendimiento global en función de la relación de presión. Por último, se realiza un análisis exergético de la planta, especialmente de los componentes afectados por la variación de la radiación en el día.

**Objetivo**– Evaluar una planta solar térmica de concentración de ciclo Brayton cerrado, desde el punto de vista energético y exergético bajo las condiciones ambientales de Colombia.

**Metodología**– Integrar en lenguaje modélica, por medio de un compilador Dymola un modelo de recurso solar, un modelo energético y un modelo exergético aplicado a las condiciones ambientales de Colombia.

**Resultados**– Se presenta el análisis correspondiente a la evolución de los principales parámetros de operación de la planta a lo largo del día, la variación del rendimiento y la potencia en función de la relación de presiones.

**Conclusiones**– Es viable técnicamente la operación de una planta solar térmica de concentración de ciclo Brayton en algunos lugares de Colombia, dado el recurso solar disponible y el ahorro de combustible que genera a pesar del detrimento del rendimiento energético y exergético.

**Palabras clave**– Energía Solar Térmica, Concentración Solar, Ciclo Brayton Cerrado, Radiación solar, Destrucción de exergía.

### Abstract

**Introduction**– Actually in Colombia, there is great interest in the application of renewable energy and the diversification of the energy matrix. Therefore, in this work, are presented the results of the simulation of a hybrid solar thermal plant of closed Brayton cycle in Colombia, that receives heat from a concentration system of central tower and heliostats. The solar resource is estimated by a time model validated initially, additionally with a combustion chamber that uses natural gas as fuel, which guarantees the stability of the heat supplied to the plant. The location of the plant is selected based on the global and diffuse average monthly radiation per day, and additionally, a simulation of the main operating parameters is carried out, optimizing the power and overall performance as a function of the pressure ratio. Finally, an exergy analysis of the plant is developed, especially of the components affected by the variation of the radiation during the day.

**Objective**– Evaluate a thermal solar plant of closed Brayton cycle concentration, through an energetic and exergetic analysis under the environmental conditions of Colombia.

**Methodology**– Integrate a model of solar resource, an energetic model and an exergy model applied to the environmental conditions of Colombia in model language in a Dymola compiler.

**Results**– The evolution of the main operating parameters of the plant throughout the day, the variation of the performance and the power depending on the pressure ratio are presented and analyzed.

**Conclusions**– It is technically feasible the operation of a solar thermal plant of concentration of Brayton cycle in some places of Colombia, given the available solar resource and the fuel saving that it generates despite the detriment of the energetic and exergetic performance.

**Keywords**– Solar Thermal Energy, Solar Concentration, Closed Brayton Cycle, Solar Radiation, Exergy destruction.



## I. INTRODUCCION

La energía proveniente del sol es fundamental para muchos procesos vitales que se cumplen en nuestro planeta y en especial para todo ser vivo, en total el promedio de la superficie exterior de la tierra recibe (1,7 x 10<sup>14</sup> kW) de radiación solar y se estima que en 84 minutos se recibe el equivalente a la demanda de energía mundial de un año [1]. Debido a la variación en los precios de los combustibles y al fuerte interés del hombre en desarrollar fuentes de energía de bajo impacto ambiental y a partir de los altos niveles actuales de contaminación, se ha incrementado la necesidad de diseñar nuevas aplicaciones para aprovechar el potencial de recursos renovables como el viento y la energía proveniente del sol. Esta última fuente energética cuenta desarrollos relevantes, tales como, la energía solar fotovoltaica y la energía solar térmica de concentración, cuyas aplicaciones para generación de energía eléctrica 1,1 GW de capacidad instalada en el 2011 a 4,8 GW de capacidad instalada en el 2015, la cual representa un crecimiento del 436% en solo cuatro años. Sin embargo, en países como Colombia este tipo de tecnología aún no se han desarrollado significativamente estas aplicaciones, por lo tanto, se estima relevante y pertinente, teniendo en cuenta su análisis estratégico como posibles fuentes con alto potencial de generación energética para el país [2].

Desde el punto de vista de la energía solar térmica la radiación solar incidente, a veces llamada insolación, se mide como irradiación, o la energía por unidad de tiempo por unidad de área (kW/m<sup>2</sup>); es fundamental en la simulación, el diseño y la operación de cualquier sistema solar térmico de concentración. Igualmente, la determinación de la radiación solar por hora, recibida durante el día medio de cada mes, es primordial para calcular el rendimiento del colector solar durante todo el día [3]. Debido a estos factores y al bajo nivel de información disponible sobre datos reales medidos en muchos lugares del planeta, se han desarrollado importantes modelos de estimación horaria de la radiación, a partir de valores medios diarios para un día particular del año [4], [5]; entre los cuales se destaca el trabajo de Geymard, quien plantea mejoras a modelos anteriores desarrollados, para lograr ajustes contra valores reales menores a (1) aplicando Mean Beas Error [6].

Los sistemas de concentración de alta temperatura operan a temperaturas superiores a los 450 °C, llegando incluso a superar los 1000°C y a diferencia de los sistemas de media temperatura, estos pueden operar en ciclos Rankine, Stirling o Brayton según el tipo de concentración [7]. Los sistemas Brayton aplicados a plantas solares termoelectricas, están en proceso de desarrollo y en la actualidad solo se cuenta con pequeñas plantas para investigación y desarrollo [8]. Adicionalmente se cuenta con estudios de simulación de sus condiciones de operación y sus avances, en temas primordiales como los receptores solares, su

operación y características [9], [10], optimizaciones de la distribución del campo de Heliostatos en función de ubicación [11], optimización del desempeño de un ciclo Brayton solar [12], [13] y la optimización de un ciclo similar, pero teniendo en cuenta la variación del calor específico del fluido de trabajo [14]. En la actualidad ya se cuenta con modelos termodinámicos para ciclos Brayton solar de una o varias etapas de expansión y compresión, pero simulados y optimizados para un valor radiación solar [15], [16]; lo que ha permitido realizar simulaciones de la variación de la operación de plantas solares termoelectricas, en plantas con turbinas de una sola etapa con datos de radiación solar disponible para días y lugares específicos [17], [18].

Desde el punto de vista de análisis de exergía, se han desarrollado trabajos en plantas de ciclos con aporte solar por torre y Heliostatos para estimar su eficiencia [19], junto a ciclos combinados o inferiores [20] y otros enfocados en ciclo Brayton, específicamente con aire y dióxido de carbono en condiciones supercríticas como fluidos de trabajo con recalentamiento [21], o con doble compresión [22], incluyendo ciclos inferiores supercríticos y transcíticos para evaluar su operación y la capacidad de generación [23].

De otra parte, en Colombia la generación eléctrica depende de sistemas hidráulicos y térmicas convencionales en gran medida y el país requiere diversificar la matriz energética, aprovechando sus recursos renovables. En este orden de ideas, el presente trabajo, muestra el análisis de una planta solar térmica de concentración híbrida de ciclo Brayton cerrado que recibe calor de un sistema de torre central y heliostatos, donde la energía solar incidente se estima con un modelo de predicción de la irradiación horaria para la ciudad de Barranquilla, Colombia. Adicionalmente, el ciclo recibe calor de una cámara de combustión que opera con gas natural, que permite mantener aproximadamente constante la generación de energía eléctrica a lo largo del día. El análisis presentado, permite evaluar variables de operación como temperaturas, calor suministrado y potencia a lo largo del día; teniendo en cuenta la temperatura ambiente del lugar y las estrategias de optimización de las condiciones de operación de la planta; en función de su relación de presiones, para posteriormente, realizar un análisis de destrucción de exergía de los componentes que interfieren en la operación de la planta.

## II. METODOLOGIA

En esta sección se presenta el modelo de estimación del recurso solar, la configuración detallada de la planta solar térmica de ciclo Brayton cerrado y su respectivo modelo termodinámico acoplado al modelo solar y por último se presenta el modelo de destrucción de exergía y se describen los análisis realizados.

### A. Modelo Solar

La estimación de la radiación solar en diferentes momentos del día se realiza con el modelo Daily Integration Approach (DI model por sus siglas en inglés) el cual, la radiación total o global instantánea en una superficie horizontal  $I_h$ . Este se define como la suma de sus componentes, la radiación directa y la difusa tal como se muestra en (1).

$$I_h = I_{bh} + I_{dh} \quad (1)$$

donde se despeja la radiación directa  $I_{bh}$  y se muestra en (2), dicha radiación directa será la utilizada en el concentrador solar.

$$I_{bh} = I_h - I_{dh} \quad (2)$$

Se introducen las relaciones  $r_d$  y  $r_t$  para desintegrar los valores de hora a lo largo del día según (3) y (4) para poder estimar valores en un momento particular del día.

$$r_d = I_{dh}/\bar{D}_h \quad (3)$$

$$r_t = I_h/\bar{H}_h \quad (4)$$

donde  $\bar{H}_h$  y  $\bar{D}_h$  representan el valor diario medio mensual de largo termino para la radiación total y difusa, las cuales se pueden obtener con facilidad de la NASA [24], donde dichos datos son calculados con información de 22 años de análisis de imágenes satelitales y son de libre acceso. Para el desarrollo del modelo DI los valores de  $r_d$  se pueden estimar según Liu [4], los valores de  $r_t$  según Collares y Geynard [5], [6].

### B. Esquema de la Planta y Modelo Termodinámico

El análisis termodinámico de la planta que utiliza aire como fluido de trabajo se basa en el esquema de la Fig. 1, donde se observa el esquema de la planta con un compresor (proceso 1-2) y una turbina (proceso 5-6), ambos adiabáticos e irreversibles, y procesos de transferencia de calor isobáricos en el recuperador (procesos 2-3 y 6-7), el receptor solar (proceso 3-4) y la cámara de combustión (proceso 4-5). También se observa el sistema de concentración por medio de un sistema de heliostatos y un receptor de torre central, por último, se tiene un intercambiador de calor al ambiente (proceso 7-1).

En la Fig. 2, se observa el diagrama temperatura-entropía. En esta figura,  $\dot{Q}_{hs}$  representa el calor suministrado por el sistema de concentración solar (proceso 3-4),  $\dot{Q}_{hc}$  el calor suministrado por el intercambiador de calor de la cámara de combustión (proceso 4-5) y  $\dot{Q}_l$  es el calor residual liberado por el sistema hacia el ambiente con temperatura  $T_l$  (proceso 7-1).

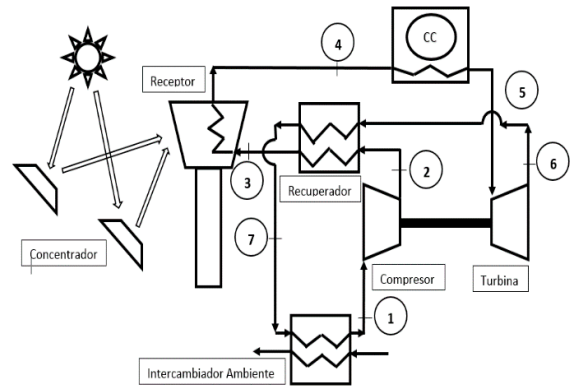


Fig. 1. Esquema general de la planta.  
Fuente: Autores.

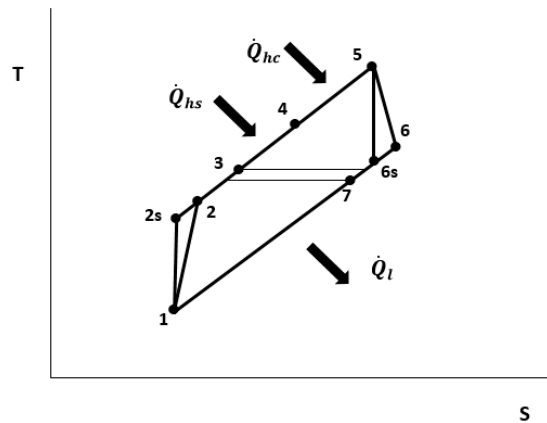


Fig. 2. Diagrama temperatura entropía de la planta.  
Fuente: Autores.

En el desarrollo de los modelos termodinámicos se tienen en cuenta las siguientes suposiciones:

- Los balances de energía y exergía se plantean en estado estable para el momento en que se calcula la radiación solar en cualquier momento del día.
- Los cambios de energía cinética y potencial son despreciados.
- La exergía química de los componentes no es tomada en cuenta.
- Los procesos de expansión y compresión son adiabáticos.

Las ecuaciones (5), (6) y (7) representan el balance de energía y la eficiencia del compresor.

$$\dot{W}_c = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad (5)$$

$$T_{2s} = T_1 r_p^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (6)$$

$$\eta_c = (T_{2s} - T_1)/(T_2 - T_1) \quad (7)$$

Donde  $\dot{W}_c$  representa el trabajo del compresor,  $r_p$  es la relación de compresión,  $\dot{m}$  es el flujo másico de aire y  $\eta_c$  es el rendimiento isentrópico del compresor. Por último  $C_p$  es calor específico del aire.

Para el presente trabajo se asume un calor específico del aire constante, tomando un valor medio entre las temperaturas máximas y mínimas de cada componente. Los cálculos de los valores medios del calor específico y el coeficiente adiabático se hacen a partir de los polinomios de la literatura [25], [26].

El recuperador de calor se representa por medio de su eficiencia  $\eta_r$  (8), que se expresa mediante la ecuación 8. Se debe tener en cuenta que si  $T_6 < T_2$  el recuperador no opera.

$$\eta_r = (T_3 - T_2)/(T_6 - T_2) = (T_7 - T_6)/(T_2 - T_6) \quad (8)$$

Las ecuaciones (9), (10) y (11) representan el balance de energía y la eficiencia de la turbina.

$$\dot{W}_t = \dot{m} C_p (T_6 - T_5) \quad (9)$$

$$T_{6s} = T_5 r_p^{(1-\gamma)/\gamma} \quad (10)$$

$$\eta_t = (T_6 - T_5)/(T_{6s} - T_5) \quad (11)$$

La energía disponible en el receptor del concentrador solar  $\dot{Q}_{hs1}$ , se define como la energía recibida del campo de heliostatos  $\dot{Q}_r$  menos la energía perdida en el receptor por transferencia de calor  $\dot{Q}_p$ , como se presenta en (12) y (13).

$$\dot{Q}_{hs1} = \dot{Q}_r - \dot{Q}_p \quad (11)$$

$$\dot{Q}_r = \eta_o (I_{bh}/1000) A_o \quad (11)$$

En general, las pérdidas de energía, se pueden evaluar de dos formas, la primera de un modo efectivo en el que se asume que hay una dependencia lineal entre las pérdidas y la diferencia de temperaturas entre el ambiente y el receptor solar, dicha proporcionalidad se define de forma aproximadamente constante [12], [15], [27]. En la segunda forma se asignan los valores lineales de la diferencia de temperatura para las pérdidas por convección y conducción, pero no lineales para las pérdidas por radiación [27], [15], [12]. En este caso el análisis se realiza según la primera metodología, donde se define las pérdidas en el receptor central (14).

$$\dot{Q}_p = A_r (h_w (T_{hs} - T_i) + U_{cond} (T_{hs} - T_i) + a\sigma (T_{hs}^4 - T_i^4)) \quad (14)$$

donde  $T_{hs}$  y  $A_r$  son la temperatura y el área del receptor central,  $h_w$  y  $U_{cond}$  son los coeficientes de transferencia de calor por convección y conducción. Adicionalmente,  $a$  es la emisividad de la superficie del receptor central y  $\sigma$  es la constante de Estefan Boltzmann, cuyo producto forma  $h_r$  que representa el coeficiente de transferencia de calor por radiación. Ahora se define un coeficiente global de transferencia de calor para las pérdidas  $U_L$ , como se muestra en (15) y (16).

$$\dot{Q}_p = A_r ((h_w + U_{cond} + h_r) (T_{hs} - T_i)) \quad (15)$$

$$\dot{Q}_p = A_r U_L (T_{hs} - T_i) \quad (16)$$

Por último se introduce un parámetro de pérdidas  $M$  como se muestra en (17).

$$M = (U_L T_i A_r)/(\eta_o (I_{bh}/1000) A_o) \quad (17)$$

Adicionalmente en la ecuación (18), representa el calor entregado por el sistema de concentración solar al fluido de trabajo,

$$\dot{Q}_{hs} = \dot{m} C_p (T_4 - T_3) \quad (18)$$

también el rendimiento del intercambiador de calor de receptor solar se define por (19) y (20).

$$\dot{Q}_{hs} = \eta_{hs} \dot{Q}_{hs1} \quad (19)$$

$$\eta_{hs} = (T_4 - T_3) / (T_{hs} - T_3) \quad (20)$$

La energía generada en la cámara de combustión se estima según (21), (22) y (23).

$$\dot{Q}_{hc1} = \eta_{cc} \dot{Q}_{hlv} \dot{m}_f \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{hc} = \dot{m} C_p (T_5 - T_4) \quad (22)$$

$$\eta_{ic} = (T_5 - T_4)/(T_{hc} - T_4) \quad (23)$$

donde  $\dot{Q}_{hc1}$  es el calor suministrado por la cámara de combustión y  $\dot{Q}_{hc}$  es el calor suministrado al fluido de trabajo por intercambiador de la cámara de combustión,  $\eta_{cc}$  la eficiencia de la cámara de combustión,  $\eta_{ic}$  la eficiencia del sistema de transferencia de calor en la cámara de combustión,  $\dot{Q}_{hlv}$  es el poder calorífico inferior del combustible y  $\dot{m}_f$  representa el flujo de masa del combustible y  $T_{hc}$  es la temperatura de la cámara de combustión.

De otra parte, es claro que los valores de  $\dot{Q}_h$  y  $\dot{Q}_{hc}$  representan el calor total entregado al fluido de trabajo, por lo tanto, definiremos como el calor total suministrado  $\dot{Q}_h$  por medio de (24)

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{hs} + \dot{Q}_{hc} \quad (24)$$

Adicionalmente  $\dot{Q}_t$  el calor disipado al medio ambiente se estima con (25).

$$\dot{Q}_t = \dot{m} C_p (T_7 - T_i) \quad (25)$$

mientras que el rendimiento del intercambiador de calor al ambiente  $\eta_t$  por (26).

$$\eta_t = (T_1 - T_7)/(T_i - T_7) \quad (26)$$

Por último, el rendimiento global de la planta térmica  $\eta$  se calcula con (27).

$$\eta = ((\dot{W}_t - W_c)/\dot{Q}_h + ((I_{bh}/1000) * A_o) \quad (27)$$

### C. Análisis Exergético

La última etapa del análisis de la planta consiste en determinar la destrucción de exergía, a partir de su balance de exergía en cada componente, en este sentido la evaluación de la destrucción de exergía para el compresor se realiza con la ecuación (28), para la turbina con la ecuación (29), para el recuperador con la ecuación (30), el intercambio de calor al ambiente con la ecuación (31) y para la cámara de combustión con (32), [28], [25], [26].

$$\dot{E}_{d,com} = \dot{W}_c - \dot{m}(e_2 - e_1) \quad (28)$$

$$\dot{E}_{d,tur} = \dot{m}(e_2 - e_1) - \dot{W}_t \quad (29)$$

$$\dot{E}_{d,rec} = \dot{m}(e_6 - e_7) - \dot{m}(e_3 - e_2) \quad (30)$$

$$\dot{E}_{d,amb} = \dot{m}(e_7 - e_1) - \dot{E}_{qc} \quad (31)$$

$$\dot{E}_{d,cc} = \dot{m}(e_5 - e_4) - \dot{E}_{qcc} \quad (32)$$

Para resolver las anteriores ecuaciones se debe tener en cuenta (33) y (34).

$$\dot{E}_{qj} = (1 - T_0/T_j) \dot{Q}_j \quad (33)$$

$$e = (h - h_0) - T_0(s - e_0) \quad (34)$$

Donde  $\dot{E}_{qj}$  es la exergía asociada con la transferencia de calor,  $e$  la exergía asociada a la masa  $\dot{E}_d$ , es la destrucción de exergía,  $h$  y  $s$  son la entalpía y entropía específica. Adicionalmente el subíndice 0 representa las condiciones ambientales.

Respecto al sistema de concentración solar, se utiliza las relaciones desarrolladas por Parrott [29], de esta forma la exergía destruida por el campo de heliostatos se estima con (35), (36) y (37).

$$\dot{E}_{d,heli} = \frac{I_{bn} A_0}{\eta_{th}} \frac{\psi}{\eta_o} (1 - \eta_o) \quad (35)$$

$$\psi = 1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_s} (1 - \cos\theta)^{1/4} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_s}\right)^4 \quad (36)$$

$$\eta_{th} = a - \frac{(T_{hs}^4 \varepsilon \sigma F_{view} + h_{conv} f_{conv} (T_{hs} - T_0))}{\eta_o I_{bh} (A_o/A_r)} \quad (37)$$

Por último, para el receptor de la torre central del sistema de concentración solar la destrucción de exergía se puede calcular con (38) y (39).

$$\dot{E}_{d,recep} = E_{inp} \eta_o - \dot{m}(e_3 - e_4) \quad (38)$$

$$E_{inp} = \frac{I_{bh} A_o}{\eta_{th} \eta_o} \psi \quad (39)$$

### IV. RESULTADOS

Esta sección se divide en tres partes: en la primera sección se presenta la validación del modelo de recurso solar y termodinámico de la planta, la segunda sección muestra la simulación y optimización energética de la planta. Para esto, se toma como referencia la Planta del proyecto Solugas en Sevilla, España. Dicha planta es un desarrollo de la empresa Abengoa y cuenta con una turbina de gas Mercury 50, que opera con un flujo másico  $\dot{m}$  de 17.9 kg/s, relación de presión global  $r_p$  de 9.9, un heat rate de 9350 kJ/kW-h, temperatura máxima de entrada a la turbina 1423 K y una potencia nominal de 4600 kW. La planta posee una torre central de 75 m de altura y 69 Heliostatos de 121 m<sup>2</sup> cada uno. Por último, la sección tres muestra el análisis de exergía de la planta.

Los modelos descritos anteriormente, se implementaron utilizando como herramienta computacional el lenguaje Modelica por medio de una licencia para un compilador Dymola, dicho lenguaje tiene como ventajas que el mismo configura la causalidad computacional de los modelos y pueden utilizarse las escalas de tiempo a conveniencia del trabajo a realizar.

#### A. Validación del Modelo Solar y Termodinámico

El modelo DI permite estimar la irradiación horaria en cualquier lugar y día del año. Dado que en muchos lugares de Colombia es difícil tener acceso a datos de radiación normal directa, este modelo es muy útil para estimar los valores de radiación del sitio. Para el presente trabajo, se realizó una validación por medio de Mean Bias Error (MBE por sus siglas en inglés). Este cálculo reduce el error en la medida que el resultado se acerque a cero (0). Adicionalmente se validaron los datos del 20 de Julio de 2016, correspondientes a la estación Sanlúcar en Sevilla, España logrando un MBE de (0,06), valor aceptable según las valoraciones hechas anteriormente [30], [31], [32].

En la Fig. 3, se muestran los valores medios anuales de la radiación global ( $\bar{H}h$ ) y difusa media diaria mensual ( $\bar{D}h$ ) para las ciudades de Cúcuta (Cu), Barranquilla (Ba) y Cartagena (Ca) en Colombia y la ciudad de Sevilla (Se) en España, debido a que la planta a modelar se valida con la planta Solugas ubicada en las afueras de dicha ciudad. Se observa que el mayor valor de la radiación global se presenta en la ciudad de Barranquilla y el menor en Cúcuta. Respecto a la radiación difusa la mayor se presenta en Cúcuta y la menor es Sevilla muy cercana en valor a la de Barranquilla. En este sentido, se toma la ciudad de Barranquilla para simular la planta solar dado que su valor medio anual de radiación es el más alto, incluso comparado con Sevilla en España.

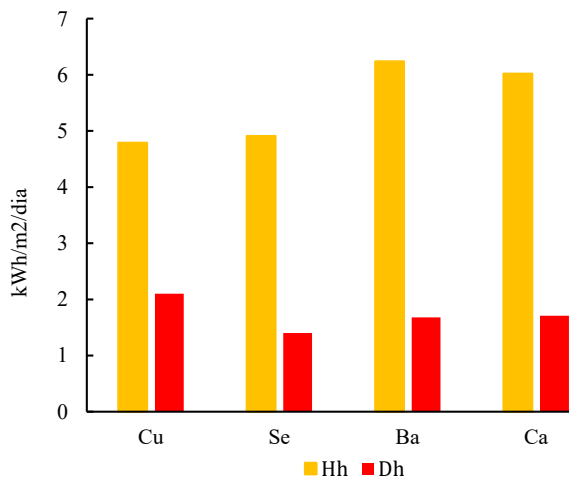


Fig. 3. Valores promedio anuales de radiación global y difusa media diaria mensual, para varias ciudades. Fuente: Autores.

A continuación, se realiza la validación del modelo termodinámico de la planta, para esto se utilizan los datos de la Tabla 1, tomados de la literatura [15], [17], [18]. La validación del modelo se realiza con datos de la planta Solugas con respecto a valores estimados de otros estudios, para lo cual se toma una radiación normal directa ( $I_{bh}$ ) de  $860 \text{ W/m}^2$ . En los resultados que muestra la Tabla 2, se observa una desviación mínima en la mayoría de los valores y se nota que a pesar de estimar las pérdidas del receptor por medio de un valor global de transferencia de calor se puede estimar muy bien la temperatura del receptor ( $T_{hs}$ ); aunque la temperatura de la salida del receptor ( $T_4$ ) presenta la mayor variación y esto se debe a que el modelo de pérdidas de calor en el receptor central se asumió como lineal según lo descrito en el modelo. Es importante recordar que los balances de energía de la planta con la cual se obtiene el modelo termodinámico, se evalúan de forma estacionaria para cada momento del día donde se estima el recurso solar.

TABLA 1. PARÁMETROS DE VALIDACIÓN DEL MODELO TERMODINÁMICO DE LA PLANTA.

$A_o = 8367 \text{ m}^2$	$A_r = 18.4 \text{ m}^2$	$N_o = 0.73$
$\eta_i = 0.88$	$\eta_{cc} = 0.98$	$\eta_r = 0.775$
$\eta_{hc} = 0.98$	$T_i = 288 \text{ K}$	$M = 0.29$
$\eta_c = 0.815$	$\eta_{hs} = 0.98$	$r_p = 9.9$
$Q_{lhw} = 47141 \text{ kJ/kg}$	$T_{hs} = 1430 \text{ K}$	$\dot{m} = 17.9 \text{ kg/s}$

Fuente: [15], [17], [18].

### B. Simulación y Optimización de la Planta

Una vez desarrollado y validado el modelo DI de estimación de la radiación solar directa y ajustado a las condiciones de la ciudad de Barranquilla,

TABLA 2. RESULTADO DE LA VALIDACIÓN

ítem	Valor calculado	Valor reportado [15], [17], [18]	Diferencia (%)
$T_1$ (K)	293	294	0,34
$T_2$ (K)	590	590	0.00
$T_3$ (K)	809	822	1.58
$T_4$ (K)	1060	1029	2.92
$T_5$ (K)	1423	1422	0.07
$T_6$ (K)	875	890	1.69
$T_7$ (K)	652	657	0.76
$P$ (K)	4570	4647	1.59
$T_{hs}$ (K)	1095	1088	0.64

Fuente: Autores.

Colombia; se realiza la simulación de la planta alimentada con dicho modelo solar. Para el desarrollo de la simulación en Dymola, se toma un periodo de 24 horas y se simula de manera tal que, el modelo solar entregue el valor de la radiación directa ( $I_{bh}$ ) cada hora y en ese instante se estiman todos los parámetros de operación de la planta. Lo anterior con el objetivo de evaluar la influencia de la radiación solar y la temperatura ambiente a lo largo del día.

Para la simulación de la planta solar térmica de concentración de ciclo Brayton descrita en los modelos, en el caso de Barranquilla, Colombia; se han considerado los parámetros necesarios para cada componente descritos en la Tabla 2. Dicha tabla, define valores estimados en la literatura descrita de la planta Solugas y el valor del poder calorífico inferior del gas natural que se distribuye en Barranquilla  $Q_{lhw} = 42624 \text{ kJ/kg}$ , proveniente de los yacimientos en el mar de la Guajira colombiana. Por último, se procede a registrar la toma de una temperatura media diaria ambiente para la ciudad y con ella se desarrolla la simulación del modelo. Adicionalmente, se toma un valor de  $\eta_{hs} = 0.78$  y los valores de temperatura ambiente ( $T_i$ ), para utilizarlos en la simulación horaria son reportados por el instituto de hidrología, meteorología y estudios ambientales.

En la Fig. 4 se observan la variación de la potencia con respecto a la temperatura ambiente en diferentes horas del día y se observa como se conoce que la potencia de salida varia con la temperatura ambiente para una turbina de gas independiente de la radiación solar dada la configuración de la cámara de combustión, generándose que cuando la temperatura ambiente aumenta la potencia disminuye, en este caso la potencia es máxima en horas de la madrugada cuando la temperatura ambiente es mínima y viceversa después del mediodía.

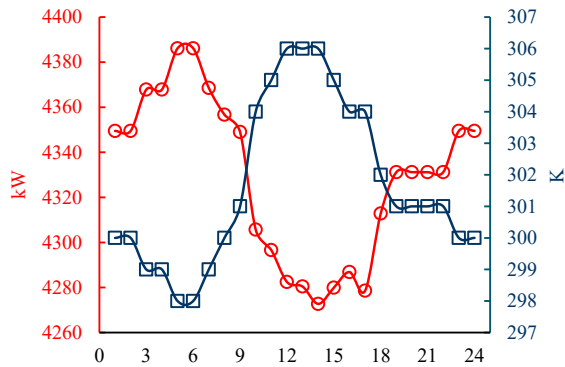


Fig. 4. Evolución de la temperatura ambiente y la potencia de la planta en Barranquilla a lo largo del día. Fuente: Autores

Se detalla en la Fig. 5 la evolución del calor suministrado a la planta por el sistema de concentración solar  $Q_{hs}$  y la cámara de combustión  $Q_{hc}$ , donde el calor suministrado al fluido de trabajo en el receptor solar es el 41.23% del calor total requerido por la planta para operar en el momento de máxima radiación. Lo anterior implica una reducción del consumo de combustible en ese instante de 0.11015 kg/s, que se debe reflejar en la reducción de costos de operación y de emisiones contaminantes, aunque dicha estimación no se encuentra dentro de los objetivos del presente trabajo.

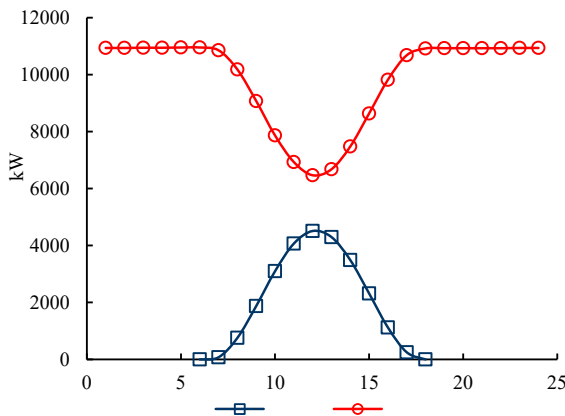


Fig. 5. Evolución del calor suministrado y el trabajo neto de la planta en Barranquilla a lo largo del día. Fuente: Autores.

La Fig. 6 muestra la evolución de las temperaturas de la planta a lo largo del día, se observa que la variación de temperatura a la salida del compresor  $T_2$  entre 611 y 628 K influenciada por la temperatura ambiente, mientras la temperatura de salida de la cámara de combustión  $T_3$  tiene una variación menor entre 1418 y 1424 K. Adicionalmente se observa la influencia de concentrador solar temperatura a la salida del receptor  $T_4$  la cual llega a un máximo de 1063 K, que es inferior a la temperatura del receptor en un 8,6% debido a las pérdidas del mismo.

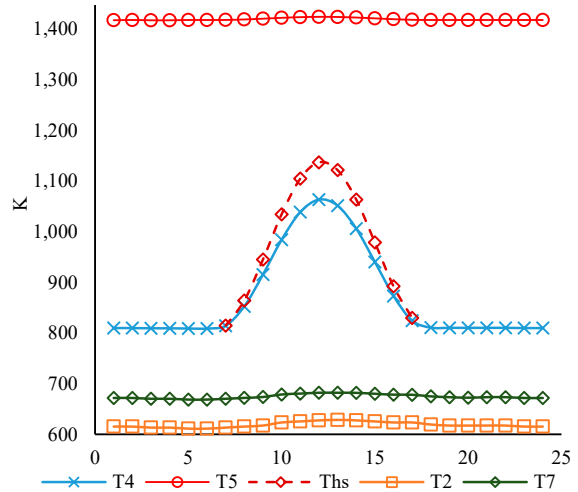


Fig. 6. Evolución de las temperaturas de la planta en Barranquilla a lo largo del día. Fuente: Autores.

Para optimizar la operación de la planta, se analizan los datos a partir de la relación entre la temperatura de la cámara de combustión  $T_{hc}$  y la temperatura ambiente  $T_i$ ; la cual se define como RT, para las condiciones de operación se utiliza  $T_{hc} = 1430$  K y  $T_{hc} = 301$  K, cuya TR = 4.75. adicionalmente seleccionan RT = 5 donde  $T_{hc}$  es 1505 K, siendo ligeramente superior al límite metalúrgico de los alabes de la turbina y por ultimo RT = 4.

En la Fig. 7 se observa la optimización de la potencia, en función de la relación de presión para diferentes relaciones de temperatura (RT); donde se observa como la reducción de RT afecta drásticamente la potencia generada, igualmente modifica el punto de máxima potencia como se observa en la tabla 3, donde se observa como baja el valor de  $r_p$  donde la potencia es máxima para las diferentes RT. De otra

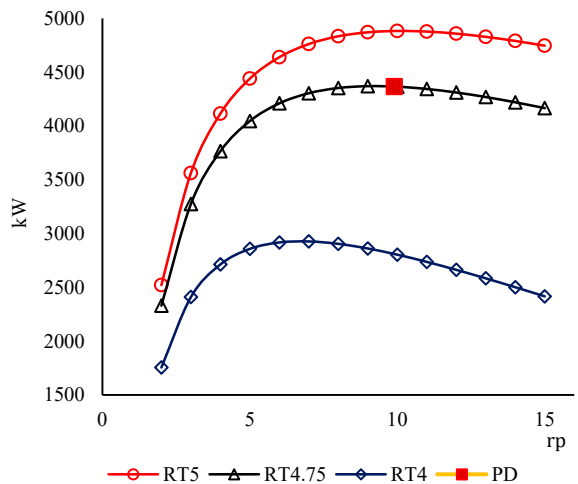


Fig. 7. Evolución de la potencia de la planta para diferentes relaciones de temperatura en función de la relación de presión. Fuente: Autores.

parte, se puede notar que en las condiciones de operación  $RT = 4.75$  la máxima potencia está muy cerca de la relación de operación de diseño de la turbina (9.9).

Respecto a la eficiencia global del ciclo, en la Fig. 8 se observa la variación del rendimiento global de la planta con la respecto a la relación de presión. Las líneas continuas (NSRT) representan la variación del rendimiento global cuando no hay aporte solar para diferentes relaciones de temperatura (RT) y las líneas no continuas (SSRT) representan el valor del rendimiento global cuando el aporte solar es máximo alrededor del mediodía.

TABLA 3. VALORES DE RELACIÓN DE PRESIÓN PARA LA POTENCIA MÁXIMA.

RT	$r_p$
RT5	10.1
RT4.75	9.2
RT4	6.7

Fuente: Autores.

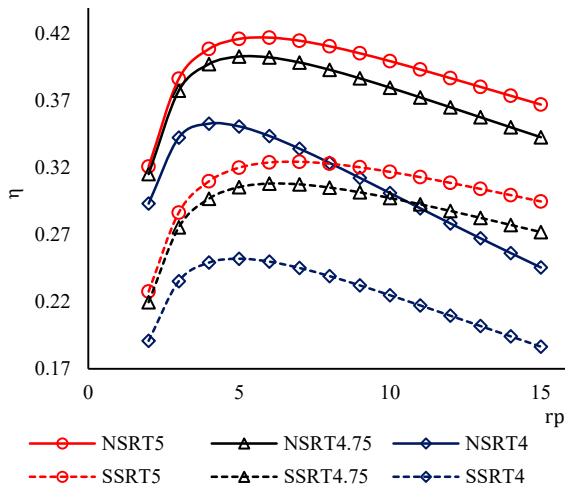


Fig. 8. Evolución del rendimiento global en función de la relación de presión.

Fuente: Autores.

Se puede observar en la Fig. 8 al igual que sucede con la potencia, que la eficiencia global también disminuye con RT, y en este caso, la eficiencia es mucho más baja en el máximo aporte solar; esto debido a las pérdidas del sistema de concentración solar que afectan directamente el rendimiento, también se observa que después del valor máximo la disminución de la eficiencia es mayor cuando no hay aporte solar.

En la Tabla 4, se observa los valores de  $r_p$  a los cuales el rendimiento es máximo, donde en la configuración NSRT los valores máximos se presentan a menores relaciones de presión que en la configuración SSRT, disminuyendo en el valor de  $r_p$  cuando disminuye el valor de RT.

TABLA 4. VALORES DE RELACIÓN DE PRESIÓN PARA LA EFICIENCIA GLOBAL MÁXIMA.

	$r_p$		$r_p$
NSRT5	5.7	SSRT5	6.7
NSRT4.75	5.3	SSRT4.75	6.3
NSRT5	4.2	SSRT4	5

Fuente: Autores.

### C. Análisis de Exergía

A continuación se describe el análisis de exergía de la planta, teniendo en cuenta que al igual que el análisis de energía se realiza el balance de exergía de forma estacionaria en el momento en que se estima el recurso solar. Tal como se observó en el análisis energético, el aporte solar es variable en el día y es la cámara de combustión, la cual garantiza una operación aproximadamente estable; esto permite que la destrucción de exergía en el compresor, turbina, regenerador e intercambiador ambiente varíen muy poco a lo largo del día, influenciados por la temperatura ambiente.

Para la estimación de la destrucción de exergía en los diferentes componentes los valores de entropía, se toman de la librería Media de Dymola que posee las propiedades del aire y la definición de los estados de la Fig. 2. En el software se realiza este procesamiento, con las temperaturas estimadas en el análisis energético y la relación de presiones, tomando como referencia la temperatura de entrada el compresor de 115000 Pascales; teniendo en cuenta que los procesos de transferencia de calor son isobáricos, adicionalmente en el caso de la destrucción de exergía del concentrador solar se utilizan los parámetros de la Tabla 5, tomados de [16], [22], [23].

TABLA 5. PARÁMETROS DE SIMULACIÓN PARA LA PLANTA SOLAR.

Ítem	Valor	Unidades
Temperatura Referencia Sol ( $T_s$ )	5800	K
Absortancia ( $a$ )	0,95	
Emisividad térmica ( $\epsilon$ )	0,85	
Factor de visión radiactiva ( $F_{view}$ )	1	
Factor de pérdidas convectivas ( $f_{conv}$ )	1	
Coefficiente transferencia calor convectivo ( $h_{conv}$ )	5	W/(m <sup>2</sup> K)
Angulo de cono del sol ( $\theta$ )	0,005	rad

Fuente: Autores.

En la Fig. 9 se muestra la destrucción de exergía en los componentes en los que varía el intercambio de energía a lo largo del día y por lo tanto la destrucción



de exergía. En el caso de la cámara de combustión ( $\dot{E}_{d,cc}$ ), la destrucción de exergía pasa de un máximo de 7583 kW en la madrugada cuando el sistema opera solo con gas natural, a un valor de 3785 kW cuando el aporte solar es máximo, lo que representa una reducción del 50%.

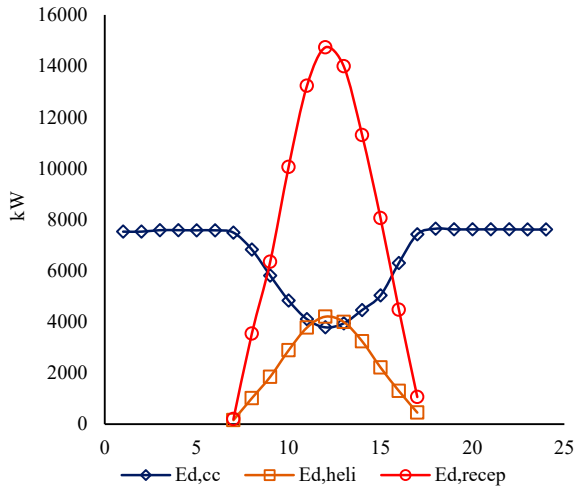


Fig. 9. Evolución de destrucción de exergía en el concentrador solar y la cámara de combustión. Fuente: Autores.

De otra parte, en los componentes del sistema de concentración la destrucción de exergía aumenta, como es el caso del campo de Heliostatos ( $\dot{E}_{d,heli}$ ); donde la destrucción de exergía pasa de 0 kW a 4202 kW en el punto de mayor aporte solar. Por último, el receptor central ( $\dot{E}_{d,recep}$ ) es el elemento donde más aumenta la destrucción de exergía, la cual pasa de 0 kW a 14730 kW debido a las pérdidas y la transferencia de calor bajo condiciones de alta temperatura, según el modelo de Parrott [29].

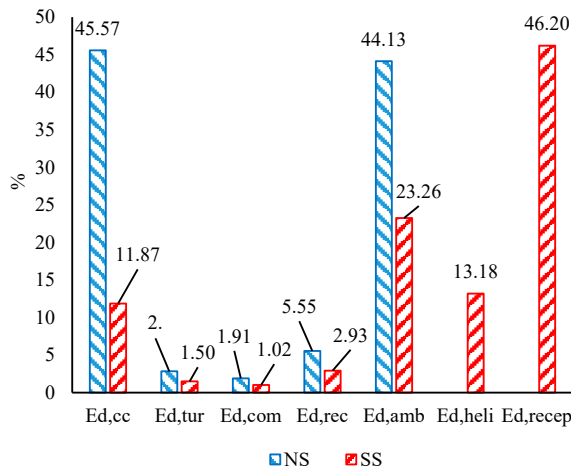


Fig. 10. Aporte de cada componente en la destrucción de exergía. Fuente: Autores.

En la Fig. 10, se observa el porcentaje de destrucción de exergía de cada componente con respecto al total cuando la planta opera sin aporte solar, solo con gas natural (NS) y cuando el aporte solar es máximo (SS). En el primer caso, se observa que la destrucción de exergía es mayor en la cámara de combustión ( $\dot{E}_{d,cc}$ ) con un 45.57% y en el intercambiador de calor al ambiente ( $\dot{E}_{d,amb}$ ) con un 44.13% cuando no hay aporte solar. Sin embargo, con el aporte solar los componentes que más destruyen exergía son el receptor solar (43.74%) y el intercambiador de calor al ambiente (24.44 %).

### V. CONCLUSIONES

Se ha modelado una planta solar térmica de concentración híbrida de ciclo Brayton cerrado, bajo las condiciones de temperatura ambiente y radiación solar para la ciudad de Barranquilla, Colombia; donde se ha asumido una restricción para que la potencia a lo largo del día sea casi constante y de esta forma, se ha desarrollado la oportunidad de evaluar la influencia de las condiciones de la ciudad en su operación, desde el punto de vista energético y exergético, por medio del análisis de diferentes parámetros a lo largo del día. Por lo tanto, el conjunto del modelo termodinámico y de recurso solar son útiles para evaluar cada una de estas características en diferentes lugares del país, dado que las validaciones realizadas así lo sustentan.

Los valores de radiación promedios anuales de  $\bar{H}_h$  y  $\bar{D}_h$ , son muy similares a Sevilla (España), donde existen plantas solares de concentración térmica incluida la experimental Solugas, por lo tanto, es viable el uso de esta tecnología en el país, con la ventaja de una menor variación a lo largo del año.

En el análisis energético, se observa la influencia de la temperatura ambiente ya que para el valor medio de Sevilla de 288 K la potencia generada es de 4570 kW; mientras que en Barranquilla, con una temperatura ambiente media de 301 K se producen 4367 kW, para la misma temperatura de la cámara de combustión, la cual tiene una importante relevancia en la operación, dado que la reducción de dicha temperatura reduce los valores de la relación de presión a la cual el rendimiento global y la potencia son máximas. En tal sentido, el punto de diseño de la turbina de gas ( $r_p = 9.9$ ), está más cerca de punto de máxima potencia ( $r_p = 9.2$ ), que del punto de máxima eficiencia global ( $r_p = 5.3$ ), para el sistema sin hibridación y ( $r_p = 6.3$ ) para el sistema híbrido con máximo aporte solar.

La radiación solar local tiene una fuerte influencia en la operación de la planta, aunque cabe resaltar que la cámara de combustión puede mantener muy estable la creación de potencia. Por lo tanto, el sistema de concentración solar reduce la eficiencia global de la planta a pesar de reducir el suministro de calor de la cámara y por ende tanto el consumo de combustible, como las emisiones contaminantes.

Adicionalmente, el sistema de concentración solar en el momento de máxima radiación representa el 59.38% de la destrucción de exergía de la planta, dentro del cual el campo de Heliostatos representa el 13,9 %. Es importante aquí, resaltar los esfuerzos que se hacen en los materiales reflectantes, así como los sistemas de seguimiento y el receptor central que representan un 46.20% de la destrucción de exergía. En consecuencia, se demuestra que este componente tiene la máxima susceptibilidad a mejora en mecanismos de reducción de pérdidas, ya sea con nuevas configuraciones y/o materiales. Otro de los elementos que destruye alta exergía es el intercambiador de calor al ambiente, teniendo en cuenta al calor disipado y a la temperatura de salida del regenerador, siendo superior a 660K y en consecuencia, en este caso es viable evaluar el uso de ciclos inferiores y otros mecanismos de uso de dicha energía disponible.

## VI. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a Colciencias ya que el presente trabajo se desarrolla dentro de la convocatoria de Colciencias Nro. 753 de 2016 para la formación de capital humano para Norte de Santander. A la Universidad Francisco de Paula Santander, especialmente apoyo y el suministro del Software Dymola y el equipo de cómputo con el cual se ha desarrollado el presente trabajo. Y al grupo de investigación de física aplicada de la Universidad de Salamanca por facilitar datos ambientales de Sevilla y de la planta Solugas.

## REFERENCIAS

- [1] S. Kalogirou, *Solar Engineering Processes and Systems*, San Diego: Academic Press Elsevier, 2009.
- [2] REN21, Steering Committee, *Renewable Energy Policy Network for the 21st Century*, Renewable 2016 energy Status Report, Paris, 2016.
- [3] Y. Goswami, *Principles of Solar Engineering*, Boca Raton, USA: CRC Press, 2015.
- [4] B. Liu y R. Jordan, "The Interrelationship and Characteristic Distribution of Direct, Diffuse and Total Solar Radiation", *Solar Energy*, vol. 4, pp. 1-12, 1960. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(60\)90062-1](https://doi.org/10.1016/0038-092X(60)90062-1)
- [5] M. Collares-Pereira y A. Rabl, "Hourly Diffuse Fraction Correlation at a Tropical Location", *Solar Energy*, vol. 53, pp. 505-510, 1994. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(94\)90130-T](https://doi.org/10.1016/0038-092X(94)90130-T)
- [6] C. Gueymard, "Prediction and Performance Assessment of Mean Hourly Global Radiation", *Solar Energy*, vol. 68, pp. 285-303, 2000. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(99\)00070-5](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(99)00070-5)
- [7] W. Le Roux, T. Bello-Ochende y J. Meyer, "A review on the Thermodynamic Optimization and Modelling of the Solar Thermal Brayton Cycle", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 28, pp. 677-690, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.053>
- [8] CSP Today, *Concentrated Solar Power Market Report 2014*, Business Intelligence Ltd, London, 2015.
- [9] C. Ho y B. Iverson, "A Review of High-Temperature Central Receiver Design for Concentrating Solar Power", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 29, pp. 835-846, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.099>
- [10] A. Avila-Martin, J. Fernandez-Reche y F. Tellez, "Evaluation of the Potential of Central Receiver Solar Power Plants", *Applied Energy*, vol. 112, pp. 274-288, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.05.049>
- [11] F. Collado y J. Guallar, "A Review of Optimized Design Layouts for Solar Power Tower Plants With Campo Code", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 142-145, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.076>
- [12] Y. Zhang, B. Lin y J. Chen, "Optimum Performance Characteristics of an Irreversible Solar-Driven Brayton Heat Engine at the Maximum Overall Efficiency", *Renewable Energy*, vol. 32, pp. 856-867, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.02.008>
- [13] R. Kehlhofer, F. Hannemann y F. Stirnimann, *Combined Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants*, Tulsa, Oklahoma, USA: PennWall Corporation, 2009.
- [14] L. Wu, G. Lin y J. Chen, "Parametric Optimization of a Solar-driven Braysson Heat Engine with Variable Heat Capacity of the Working Fluid and Radiation Convective Losses", *Renewable Energy*, vol. 35, pp. 95-100, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.07.015>
- [15] S. Sánchez, Modelización, Análisis y Optimización "Termodinámica de Plantas de Potencia Multietapas Tipo Brayton. Aplicación a Centrales Termosolares", Tesis Doctoral, Universidad de Salamanca, Salamanca, 2012.
- [16] S. Sanchez, A. Medina y A. Calvo Hernandez, "Thermodynamic Model and Optimization of a Multi-Step Irreversible Brayton Cycle", *Energy Conversion and Management*, vol. 51, pp. 2134-2143, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.03.006>
- [17] D. Olivenza-Leon, A. Medina y A. Calvo Hernández, "Thermodynamic Modelling of a Hybrid Solar Gas Turbine", *Energy Conversion and Management*, vol. 93, pp. 435-447, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.01.027>
- [18] M. J. Santos, R. Mehan, A. Medina y A. Calvo Hernandez, "Seasonal Thermodynamic Prediction of the Performance of Hybrid Solar Gas-Turbine", *Energy Conversion and Management*, vol. 115, pp. 80-102, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.019>
- [19] W. LeRoux, T. Bello-Ochende y J. Meyer, "The Efficiency of an Open-Cavity Tubular Solar Receiver for a Small-Scale Solar Thermal Brayton Cycle", *Energy Conversion and Management*, vol. 84, pp. 457-470, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.04.048>
- [20] C. Xu, Z. Wang y F. Sun, "Energy and Exergy Analysis of Solar Power Plants", *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 3904 - 3913, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.07.038>
- [21] V. Zare y M. Hasanzadeh, "Energy and Exergy Analysis of Closed Brayton Cycle Combined for Solar Tower Plant", *Energy Conversion and Management*, vol. 128, pp. 227 - 237, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.080>
- [22] R. Vasquez Padilla, R. Benito y W. Stein, "An Exergy Analysis of Recompression Supercritical CO2 Cycles with Reheating", *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1181 - 1191, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.201>
- [23] W. Xiaohe, L. Quibin y B. Zhang, "Thermodynamic Analysis of the Cascade Supercritical CO2 Cycle Integrated with Solar and Biomass", *Energy Procedia*, vol. 105, pp. 445 - 452, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.339>
- [24] National Aeronautics and Space Administration, "NASA," [En línea]. Available: <https://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>. [Último acceso: 26 11 2017].
- [25] J. Cenguel y M. Boles, *Termodinámica*, Ciudad de México: McGraw Hill, 2011.
- [26] K. Wark y D. Richards, *Termodinámica*, Madrid: McGraw Hill, 2001.
- [27] J. Duffie y W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Process*, New Jersey: John Wiley and Sons, 2006.

[28] N. Jubeh, "Exergy Analysis and Second Law Efficiency of Regenerative Brayton Cycle Isothermal Heat Addition", *Entropy*, vol. 3, pp. 172 -187, 2005. <https://doi.org/10.3390/e7030172>

[29] J. Parrott, "Theoretical Upper Limit to the Conversion Efficiency of Solar Energy", *Solar Energy*, vol. 21, pp. 227 - 239, 1978. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(78\)90025-7](https://doi.org/10.1016/0038-092X(78)90025-7)

[30] Y. Wanxiang, L. Zhengrong y X. Tongbin, "New Decomposition Models to Estimate Hourly Global Solar Radiation from the Daily Value", *Solar Energy*, vol. 120, pp. 87 - 99, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.05.038>

[31] R. Mejdoul y M. Taqi, "The Mean Hourly Global Radiation Prediction Models Investigation in Two Different Climate Regions in Morocco", *International Journal of Renewable Energy*, vol. 2, n° 4, 2012.

[32] W. Wan Nik, M. Ibrahim y K. Samo, "Monthly Mean Hourly Global Solar Radiation Estimation", *Solar Energy*, vol. 86, pp. 379 - 387, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.10.008>

**Faustino Moreno Gamboa** es Ingeniero Mecánico de la Universidad Francisco de Paula Santander - Colombia (1997), Maestría en Ingeniería Mecánica de la Universidad de los Andes – Colombia (2003) y master en sistemas de energía solar fotovoltaica en la universidad Internacional de Andalucía (2012), en la actualidad es estudiante de doctorado en Ingeniería de la Universidad Pontificia Bolivariana. El Ing. Moreno es docente asistente del Programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad Francisco de Paula Santander – Colombia, y actúa en las siguientes áreas: energía, fluidos y térmicas. <https://orcid.org/0000-0002-3586-4306>

**Cesar Nieto Londoño** received the Bs. Eng in Mechanical Engineering in 2003, the MSc. degree in Energy in 2006, and Ph.D. degree in Engineer – Energy Area in 2012. He has been working in projects of numerical simulation applied to the solution, evaluation and design of several applications, including micro and nano fluidis, renewable energy, micro combustion, catalytic fluid and porous media, for the Universidad Pontificia Bolivariana. He is currently coordinator of the Doctorate in Engineering and researcher of the Energy and Thermodynamic Group and the Engineering Aerospace Research Group, at the Universidad Pontificia Bolivariana. <https://orcid.org/0000-0001-6516-9630>

Nomenclatura			
$A_o$	Área del campo de Heliostatos	$\dot{Q}_{hc}$	Calor de entrada desde la cámara de combustión
$A_r$	Área de incidencia en el receptor central	$\dot{Q}_{hel}$	Calor de entrada al intercambiador de la cámara de combustión.
$C_p$	Calor específico del fluido de trabajo	$\dot{Q}_{hs}$	Calor de entrada desde el concentrador solar
$\bar{D}_h$	Radiación difusa media diaria mensual	$\dot{Q}_{hs1}$	Calor de entrada al intercambiador del receptor solar
$e$	Exergía específica del flujo del fluido de trabajo a la entrada o salida de cada componente.	$\dot{Q}_r$	Calor suministrado por el campo de Heliostatos
$\dot{E}_{d,amb}$	Exergía destruida en el intercambiador de calor al ambiente	$\dot{Q}_p$	Calor perdido en el receptor solar.
$\dot{E}_{d,com}$	Exergía destruida en el compresor	$\dot{Q}_t$	Calor cedido al ambiente
$\dot{E}_{d,cc}$	Exergía destruida en la cámara de combustión	$r_d$	Relación hora/día de la radiación difusa
$\dot{E}_{d,heli}$	Exergía destruida en el campo de Heliostatos	$r_p$	Relación de presión global
$\dot{E}_{d,rec}$	Exergía destruida en el recuperador	$r_i$	Relación hora/día de la radiación global
$\dot{E}_{d,recp}$	Exergía destruida en el receptor	$T_{hs}$	Temperatura de operación del receptor solar
$\dot{E}_{d,tur}$	Exergía destruida en la turbina	$T_{hc}$	Temperatura de operación de la cámara de combustión
$\dot{E}_{in}$	Exergía que ingresa el concentrador solar	$U_L$	Parámetro de pérdidas global del receptor
$\bar{H}_h$	Radiación global diaria media mensual	$\dot{W}_c$	Potencia consumida por el compresor
$I_h$	Radiación global	$\dot{W}_t$	Potencia generada por la turbina
$I_{bh}$	Radiación normal directa	$\eta$	Rendimiento global del ciclo
$I_{dh}$	Radiación difusa	$\eta_c$	Eficiencia isoentrópica del compresor
$M$	Parámetro de pérdidas del receptor solar	$\eta_{hs}$	Eficiencia intercambiador de calor del receptor solar
$\dot{m}$	Flujo másico del fluido de trabajo	$\eta_{ic}$	Eficiencia intercambiador de calor de la cámara de combustión
$P$	Potencia de salida	$\eta_l$	Eficiencia del intercambiador de calor ambiente
$Q_{hiv}$	Poder calorífico inferior del combustible	$\eta_o$	Eficiencia del campo de Heliostatos
$\dot{Q}_h$	Calor total absorbido por el fluido de trabajo	$\eta_t$	Eficiencia isoentrópica de la turbina