

MODELADO DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS Y TÉRMICOS DEL CONCENTRADOR DEL SISTEMA DISCO/STIRLING PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA

Guzmán Alcázar Joaquín Gabriel (1), Violante Gavira Amanda Enriqueta (2)

1 [Ingeniería Mecánica, Universidad de Guanajuato] | [jg.guzmanalcazar@ugto.mx]

2 [Departamento de Ingeniería Mecánica, División de ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca, Universidad de Guanajuato] | [amanda@ugto.mx]

Resumen

El modelado de los parámetros geométricos y térmicos del concentrador del sistema disco/Stirling se presenta en este trabajo con el fin de transformar esa energía solar en eléctrica. El modelo matemático con el que se trabajó consiste a su vez en tres modelos: el primero describe el movimiento relativo del sol para Salamanca, Guanajuato, México. El segundo representa las medidas opto-geométricas del concentrador/recibidor. El tercero representa el balance térmico del concentrador/recibidor. Del análisis presentado en este trabajo permite aproximar el fenómeno que ocurren en el concentrador solar donde se puede observar de las gráficas en función del ángulo del borde y tamaño del concentrador, se observa que la eficiencia opto-geométrica disminuye y que la eficiencia térmica llega a un punto mínimo de 0.7500 y luego aumenta hasta 0.7520, sin embargo, en la concentración solar geométrica alcanza un máximo de 3143.7 y baja hasta 3038.5, lo que permite obtener mayores temperaturas en el recibidor.

Abstract

The modeling of the geometric and thermal parameters of the disk / Stirling system concentrator in order to transform that solar energy into electrical. The mathematical model with which it was worked consists in turn in three models: the first describes the relative movement of the sun for Salamanca, Guanajuato, Mexico. The second represents the opto-geometric measurements of the concentrator / receiver. The third represents the thermal balance of the concentrator / receiver. The analysis presented here to approximate the phenomenon that occurs in the solar concentrator which can noting the graphs in function of the angle edge and the size of the concentrator shown in that the efficiency opto-geometric decreases and shows the thermal efficiency reaches a minimum point of 0.7500 and then increases to 0.7520, however, in the geometric solar concentration reaches a maximum of 3143.7 and drops to 3038.5, which allows to obtain higher temperatures in the receiver.

Palabras Clave

Energía solar; Concentrador solar; Análisis opto-geométrico; Análisis térmico; Diseño

INTRODUCCIÓN

Para el presente trabajo el objetivo es hacer el modelado del tamaño de la geometría y el rendimiento térmico del concentrador solar de un sistema disco/Stirling para transformación y aprovechamiento de energía.

México cuenta con un gran potencial para el aprovechamiento de las energías renovables para la producción de energía eléctrica debido a los recursos renovables con los que cuenta el país. La capacidad instalada de producción de energía eléctrica instalada hasta el 30 de junio del 2016 es de 71,016.91 MW de los cuales 28.39% son de fuentes limpias. La generación de energía eléctrica del país es esta misma fecha fue de 30,586.81 GWh los cuales un 19.68% fueron por medio de energía limpia. [1]

Debido a la ley de transición energética que indica que México deberá alcanzar el 25% de generación por medio de energías limpias para el 2018, lo cual genera una ventana de gran oportunidad para las tecnologías de energía limpia como los concentradores de energía solar como medio generación de energía eléctrica por medio del sistema disco/Stirling. El concentrador de disco solar parabólico principalmente consiste en una base de soporte, marco de un disco cóncavo, hojas reflejantes, unidad de conversión (motor Stirling) y el sistema de rastreo solar como se muestra en la siguiente figura 1.

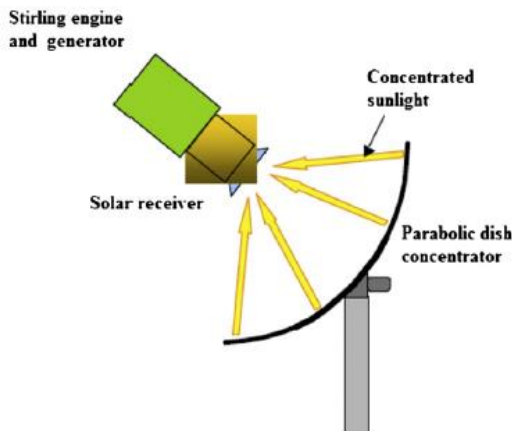


Figura 1. Componentes de un sistema disco/Stirling solar.

La energía solar se puede usar con la tecnología solar renovable para remplazar el sistema convencional de energía que consume

combustibles fósiles, los concentradores de energía solar (CSP en inglés) usan la energía térmica del sol para generar electricidad.

En este proyecto se realizó el modelado de los parámetros geométricos del concentrador solar del sistema disco/Stirling, centrándose en la optimización de los parámetros tales como: el calor suministrado a la máquina térmica, la temperatura en el receptor y la distribución del flujo de radiación que llegue hasta la superficie del receptor.

El modelo matemático utilizado en ese proyecto integra diferentes metodologías elaboradas por otros autores [2,4,5], con el propósito de obtener un modelo matemático que permite calcular los diferentes parámetros opto-geométricos, así como el factor de intersección geométrico, los efectos de los ángulos que describen el movimiento relativo del sol y el comportamiento del balance térmico en función del diseño opto-geométrico para la ciudad de Salamanca Guanajuato México. Estos hacen posible diseñar diferentes configuraciones geométricas, tomando en cuenta las condiciones ambientales, además obteniendo las eficiencias opto-geométricas y térmicas.

MATERIALES Y MÉTODOS

El modelo matemático con él se trabajó consiste a su vez en tres modelos: el primero describe el movimiento relativo del sol para Salamanca, Guanajuato, México. El segundo representa las medidas opto-geométricas del concentrador/receptor. El tercero representa el balance térmico del concentrador/receptor.

Primer modelo del seguimiento solar [2]

Tiempo solar real: [2]

$$TSV = h_1 - X + \frac{E + 4(m_c - m_L)}{60} \dots (1)$$

Donde:

h_1 = tiempo solar local en horas

X = hora extra del horario de verano en horas

E = es la ecuación corrección del tiempo en minutos

$$E = 229.2(0.000075 + 0.001868 \cos(B) - 0.032077 \sin(B) - 0.014615 \cos(2B) - 0.04089 \sin(2B)) \dots (2)$$

Donde $B = (n - 1) \left(\frac{360}{365} \right)$ y n son los días del año.

m_c = meridiano estándar para México 90°, UTC-6.

m_L = 101° 12' longitud de la ciudad de Salamanca.

Ángulo horario en grados:

$$W_h = TSV \left(\frac{360}{24} \right) \dots (3)$$

Declinación del sol del mediodía con respecto al plano de ecuador: [2]

$$\delta = 0.006918 - 0.39992 \cos(B) + 0.070257 \sin(B) - 0.006758 \cos(2B) + 0.000907 \sin(2B) - 0.002697 \cos(3B) + 0.00148 \sin(3B) \dots (4)$$

Ángulo de zenit: [2]

El ángulo entre los rayos de luz con respecto a la vertical en grados.

$$\theta_{zenit} = \arccos(\cos(\delta) \cos(\phi) \cos(W_h) + \sin(\phi) \sin(\delta)) \dots (5)$$

Donde $\phi = 20^\circ 31'$ la latitud de la ciudad Salamanca.

Ángulo de incidencia en grados: [3]

Es el ángulo entre los rayos de luz y el vector normal a la superficie.

$$\theta = \arccos((1 - \cos(\delta))^2 * \sin(W_h)^2)^{0.5} \dots (6)$$

Ángulo solar azimut en grados:

$$\gamma_s = \left| \arccos \left(\frac{\cos(\theta_z) \sin(\phi) - \sin(\delta)}{\sin(\theta_z) \cos(\phi)} \right) \right| \dots (7)$$

Ángulo de inclinación de la parábola de ajuste continuo en grados:

$$\beta = \arctan(\tan(\theta_z) |\cos(\gamma_s)|) \dots (8)$$

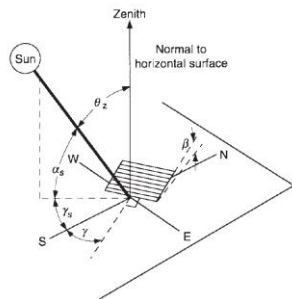


Figura 2. Posición solar respecto de un observador terrestre. [3]

Segundo modelo de medidas opto-geométricas del concentrador/recibidor [3]

La posición del receptor es calculada a partir de punto focal por el hecho de que ahí se concentra la radiación obteniendo altas temperaturas. [3]

$$C_h = f - d_f \dots (9)$$

La distancia focal f es determinada basándose en el diámetro del concentrador y el ángulo de borde. [3]

$$f = \frac{D_p}{4 \tan(\phi_r)} \dots (10)$$

Basado en la Figura 3, la posición del receptor es calculado para asegurar una distribución uniforme de la radiación solar en la superficie del receptor y es calculado por la siguiente ecuación: [2]

$$d_f = \left(f - \frac{D_p^2}{16f} \right) \left(\frac{D_r}{D_p} \right) \dots (11)$$

Además, se determina la distribución de la radiación solar que alcanza la superficie del receptor $d\Delta$, si el concentrador está inclinado en un ángulo de ajuste continuo $\beta \equiv \gamma'$ de la Figura 3. Para determinar este parámetro es necesario calcular β' como función de la longitud de foco, el diámetro del concentrador y receptor, calculado por la siguiente ecuación: [3]

$$\beta' = \arctan \left(\frac{f - d_f}{\frac{D_p - D_r}{2}} \right) \dots (12)$$

Se observa que α' de la Figura 3, está definida entre β' y γ' : [3]

$$\alpha' = \beta' - \gamma' \dots (13)$$

Donde L es una componente de la radiación solar reflejada y es definida de la siguiente manera: [3]

$$L = C_h \tan(90^\circ - \alpha') \dots (14)$$

Y la superficie de distribución de la radiación solar en el receptor está dada por: [3]

$$d\Delta = L - \left(\frac{D_p}{2} - \frac{D_r}{2} \right)$$

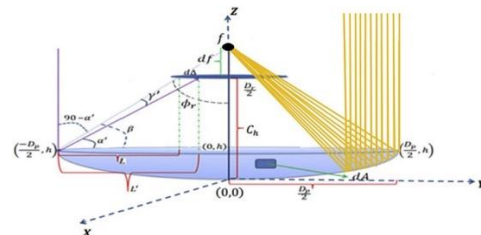


Figura 3. Distancias geométricas.

Basados en la figura 4, se calcula el diámetro del receptor, dados el ángulo del borde, el diámetro del concentrador y el ángulo solar $\alpha/2$, donde $\alpha = 0.534^\circ$ dado por las referencias. [3]

Usando relaciones trigonométricas deducidas de figura 4, el diámetro del receptor es obtenido: [3]

$$D_r = \frac{D_p \sin(\alpha/2 + \delta_{disp}/2)}{\sin(\varphi_r) \cos(\varphi + \alpha/2 + \delta_{disp}/2)} \dots (14)$$

La longitud de la parábola se puede calcular mediante la siguiente ecuación: [5]

$$S_p = \left[\frac{D_p}{2} \sqrt{\left(\left(\frac{4H}{D_p} \right)^2 + 1 \right)} \right] + 2f \ln \left[\frac{4h}{D_p} + \sqrt{\left(\left(\frac{4H}{D_p} \right)^2 + 1 \right)} \right] \dots (15)$$

Concentración geométrica solar: [5]

$$C_G = \left(\frac{\sin(\varphi) \cos\left(\varphi + \frac{\alpha + \delta_{disp}}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\alpha + \delta_{disp}}{2}\right)} \right)^2 \dots (15)$$

La eficiencia del concentrador depende de las propiedades del material, la geometría y las imperfecciones del proceso de manufactura. La eficiencia óptica es expresada de la siguiente manera: [5]

$$\eta_{conc} = [\cos(\theta)] * \rho * f_s \Gamma \dots (16)$$

El factor de sombra $f_s \Gamma$ está dado por la ref. [1] de la siguiente manera en función del ángulo de borde y el ángulo de sombra φ_{min} : [5]

$$f_s \Gamma = \frac{\sin^2(\varphi_r) - \sin^2(\varphi_{min})}{4 \tan^2(\varphi)} \dots (17)$$

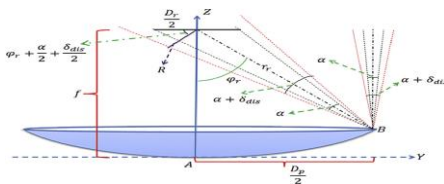


Figura 4. Distancias geométricas de receptor para el colector parabólico.

tercer modelo balance termodinámico [5]

La eficiencia térmica del colector está definida como la tasa de energía incidente útil entregada en la

apertura del concentrador como se muestra en la Figura 5.

La eficiencia está definida de la siguiente manera: [5]

$$\eta_{promedio} = \frac{Q_u}{Q_s} \dots (17)$$

Donde Q_s está definido como función de la radiación solar y la reflectividad del área del espejo. [5]

$$Q_s = I_b A_a \dots (18)$$

La energía útil Q_u , transferida a fluido de trabajo por el receptor. [5]

$$Q_u = Q_{abs} - (Q_{rad} + Q_c) \dots (19)$$

Primeramente, son calculados las pérdidas por radiación, que son significativas y tiene dos componentes: emisor y radiación reflejo. [5]

$$Q_{rad} = Q_{rad,emi} + Q_{rad,ref} \dots (20)$$

La pérdida de radiación por emisor dentro en el receptor a través de la apertura está dada por la siguiente ecuación: [5]

$$Q_{rad,emi} = \varepsilon \sigma A_r (T_{cav}^4 - T_a^4) \dots (21)$$

La pérdida de radiación debido a reflejo de las superficies internas del receptor, a través de la apertura del receptor está dado por: [5]

$$Q_{rad,ref} = (1 - \alpha_{eff}) Q_{abs} \dots (22)$$

Donde α_{eff} es la efectividad de absorción de la cavidad del receptor, definido como: [5]

$$\alpha_{eff} = \frac{\alpha_{abs}}{\alpha_{abs} + (1 - \alpha_{abs}) \left(\frac{A_r}{A_{cav}} \right)} \dots (23)$$

Pérdidas por convección se representa por la suma de las pérdidas por convección natural y forzada. [5]

$$Q_c = (h_{c,nat} + h_{c,viento}) A_{cav} (T_{cav} - T_a) \dots (24)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección natural dentro de la cavidad del receptor está dado por: [5]

$$h_{c,nat} = \frac{Nu_{nat} \lambda_{rec}}{D_r} \dots (25)$$

Para el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada debido al viento, es usa la ecuación: [5]

$$h_{c,viento} = f(\phi) * v_{viento}^{1.104} \dots (26)$$

Donde $f(\phi)$ esta por la siguiente ecuación y ϕ es el ángulo de inclinación del receptor. [5]

$$f(\phi) = 0.1634 + 0.7498 \sin(\phi) - 0.5026 \sin(2\phi) + 0.3278 \sin(3\phi) \dots (27)$$

La energía colectada por el receptor Q_{abs} está calculado como función de la eficiencia óptica y La energía incidente el en espejo concentrador dado por la ecuación: [5]

$$Q_{abs} = \eta_{conc} I_b A_a \dots (28)$$

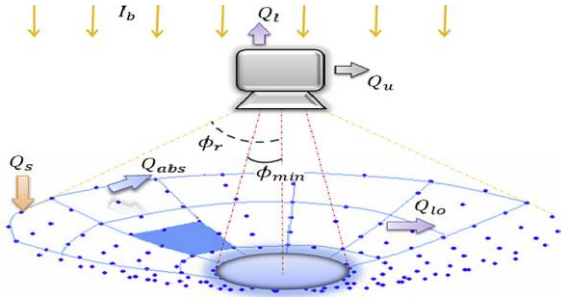


Figura 5. Balance térmico del sistema concentrador/recibidor

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se presenta en las Figuras 5-8, las gráficas muestran el comportamiento de los diversos factores analizados para el diseño del concentrador parabólico en función del diámetro y el ángulo de borde del colector parabólico.

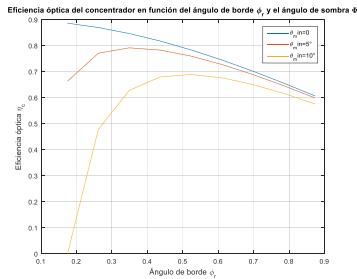


Figura 5. Eficiencia óptica del concentrador en función del ángulo de borde y el ángulo de sombra.

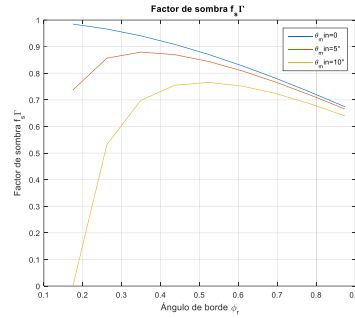


Figura 6. Variación del factor de sombra en función del ángulo de borde.

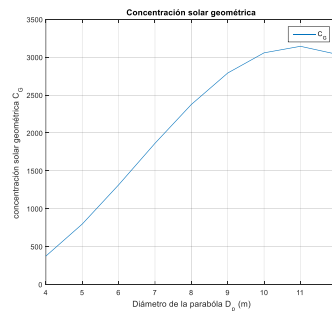


Figura 7. Concentración solar geométrica en función del diámetro de la parábola.

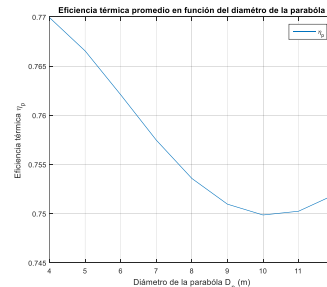


Figura 8. Eficiencia térmica del concentrador en función del diámetro de la parábola.

CONCLUSIONES

El análisis presentado en este trabajo permite aproximar el fenómeno que ocurren en el concentrador solar donde se puede observar de las gráficas en función del ángulo del borde y tamaño del concentrador se observa en la Figura 6 que la eficiencia opto-geométrica disminuye y la Figura 9 la eficiencia térmica llega a un punto mínimo de 0.7500 y luego aumenta hasta 0.7520, sin embargo, en la Figura 8 la concentración solar geométrica

alcanza un máximo de 3143.7 y baja hasta 3038.5, lo que permite obtener mayores temperaturas en el receptor, con esta información se puede diseñar un colector solar para la temperatura que requiera el motor Stirling y generar la cantidad de energía deseada.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la maestra Amanda Enriqueta Violante Gavira y a la Universidad de Guanajuato mi alma mater por darme la oportunidad de participar en verano de investigación. Por último, a mis padres y hermanos por ayudarme y por su apoyo incondicional.

REFERENCIAS

[1]SENER. (2017). Reporte de Avance de Energías Limpias 2016, paginas 6-12
https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/232624/Informe_Renovables_2016_12062017.pdf

[2] Duffie, J., Beckman, W., (2013), Solar Engineering of Thermal Processes, fourth ed., New Jersey, John Wiley & Sons, Inc.

[3] Esteve, J.G., (2010), Disseny d'un captador solar d'alta temperatura, amb motor Stirling i disc parabòlic, Annexes i Pressupost, Universitat Politècnica de Catalunya.

[4] Hafez, A.Z., Soliman, A., El-Metwally, K.A., Ismail, I.M., (2016), Solar parabolic dish Stirling engine system design, simulation, and thermal analysis, Energy Convers. Manag.,126, 60-75.

[5] Mendoza Castel, L. S., et al. (2017), Mathematical modeling of the geometrical sizing and thermal performance of a Dish/Stirling system for power generation, Renewable Energy, 107, 23-35.