

EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DE PLANTA HÍBRIDA DE CONCENTRACIÓN TERMOSOLAR DE DISCO PARABÓLICO CON CICLO BRAYTON PARA GENERACIÓN DISTRIBUIDA

Heras I., Santos M. J., Merchán R. P., García-Ferrero J., Medina A., Calvo-Hernández A.

Departamento de Física Aplicada, Universidad de Salamanca, Plaza de la Merced s/n, Salamanca, 37008, (Salamanca) España, iheras@usal.es, smjesus@usal.es, rpmerchan@usal.es, jgferrero@usal.es, amd385@usal.es, anca@usal.es

RESUMEN

Este trabajo presenta un modelo termodinámico que reproduce el funcionamiento de una planta termosolar de disco parabólico híbrido tipo Brayton que incluye recuperación. Este sistema puede operar ininterrumpidamente, ya que la energía necesaria para su funcionamiento proviene de dos fuentes diferentes: una renovable e inagotable, la energía solar, y otra convencional, que es la combustión de un combustible. La gran ventaja de este tipo de planta es que puede trabajar de manera autónoma y descentralizada, permitiendo su instalación en cualquier parte del mundo con alta irradiación solar, dando energía accesible a toda la población. El modelo analiza el rendimiento de cada subsistema y el global de la planta termosolar de manera dinámica en cualquier condición ambiental y ubicación geográfica, pudiendo así evaluar y optimizar cada componente.

PALABRAS CLAVE: Disco Parabólico Termosolar, Ciclo Brayton, Planta híbrida

ABSTRACT

In this work we present a thermodynamic model that describes the performance of a power plant based on a hybrid recuperative Brayton-type parabolic dish. One of the characteristics of parabolic dishes operating in hybrid mode is that they can work uninterruptedly, since the energy necessary for their operation comes from two different sources: a renewable one, the solar system, and a conventional one, the combustion of a fuel. The idea that motivates the development and optimization of these systems is the distributed generation of electrical energy, that is, the installation of electricity producing sources near where it is going to be used. The model analyses the efficiency of each subsystem and the overall termosolar plant performance in a dynamic way, in any geographical location and environmental condition, allowing the evaluation and optimization of the different components of the plant.

KEYWORDS: Thermosolar Parabolic Dish, Brayton cycle, Hybrid plant

INTRODUCCIÓN

Debido al incremento en la demanda energética asociado con el aumento de la población mundial, los últimos tratados internacionales (como el acuerdo de París de 2016) promueven el uso de energía procedente de fuentes renovables, como paso fundamental en la investigación para el desarrollo sostenible.

Este estudio se enfoca en la energía de concentración termosolar, debido a que el sol es la fuente renovable más abundante, y España es uno de los países más propicios para utilizar este tipo de energía. Con el claro objetivo de evitar fluctuaciones en la potencia de salida debido a la variabilidad de las condiciones meteorológicas estacionales y diarias, en este trabajo se ha analizado una planta termosolar híbrida de disco parabólico tipo Brayton que incluye regeneración (Aichmayer et al., 2015; Wang et al., 2015). Este tipo de planta aprovecha las condiciones de radiación solar más favorables, y cuando no son suficientes, utilizará calor proveniente de una cámara de combustión para asegurar una operación fiable. Además, la escalabilidad de la planta de disco parabólico permite su operación individual en cualquier situación geográfica, con consumo muy reducido de agua, pudiendo producir energía autónoma independiente de la red de manera ininterrumpida.

El objetivo principal de este trabajo es presentar un modelo termodinámico general de un sistema híbrido formado por una micro-turbina de gas tipo Brayton situada en el punto focal del colector solar. El algoritmo se ha desarrollado mediante *Mathematica*® y está basado en trabajos previos desarrollados por el grupo (Merchán et al., 2017; Olivenza-León et al., 2015). Este modelo nos permitirá un diseño dinámico para una planta situada en cualquier localización geográfica y para cualquier condición meteorológica y la estimación del consumo de combustible y la emisión de gases contaminantes.

MODELO DE LA PLANTA TERMOSOLAR HÍBRIDA

Modelo termodinámico

El esquema de la planta termosolar híbrida considerada en el modelo está representado en la Fig. 2. La planta está formada por tres subsistemas principales: el colector solar, la cámara de combustión y el bloque de potencia, consistente en un ciclo tipo Brayton con micro turbina de gas y recuperador. La radiación solar (G) es reflejada en el espejo parabólico o colector y concentrada hacia el receptor solar, situado en el punto focal de la parábola. Durante este proceso, se consideran unas pérdidas de la parte solar, definidas mediante la eficiencia óptica (η_0), que incluyen la falta de reflexión y suciedad de los espejos (Affandi et al., 2015) y otros efectos como la falta de alineación del colector respecto al sol o la humedad del aire. En el receptor hay otras pérdidas adicionales debidas a la falta de absorción del material (Wang and Laumert, 2017) y pérdidas de calor por radiación térmica y convección (Duffie and Beckman, 2005). Esta energía solar concentrada en el receptor se transfiere hacia el fluido de trabajo del ciclo termodinámico. La eficacia del receptor como intercambiador de calor (ϵ_{HS}) se define como el ratio entre el flujo de calor real transferido (\dot{Q}_{HS}) respecto al que se hubiera transferido un intercambiador ideal (\dot{Q}'_{HS}).

Por otra parte, la cámara de combustión puede llegar a liberar un flujo de energía total con valor $\dot{m}_f \cdot Q_{LHV}$, que se determina por el flujo del combustible (\dot{m}_f) y el poder calorífico inferior del combustible (Q_{LHV}).

El flujo de combustible necesario para que se mantenga una potencia de salida (P) constante, variará en función de las condiciones meteorológicas en cada instante (temperatura ambiente (T_L) y radiación solar (G)), ya que la función de la cámara de combustión es corregir estas

oscilaciones. En la cámara de combustión se consideran pérdidas debidas a la incompleta combustión del gas natural y las disipaciones de calor por las paredes de la cámara (η_C). Tras la combustión de gas natural, un flujo de calor \dot{Q}_{HC} es transferido al fluido de trabajo a través del intercambiador de calor con eficiencia ε_{HC} . De este modo el calor total recibido procedente de las dos fuentes es la suma $\dot{Q}_{HS} + \dot{Q}_{HC}$.

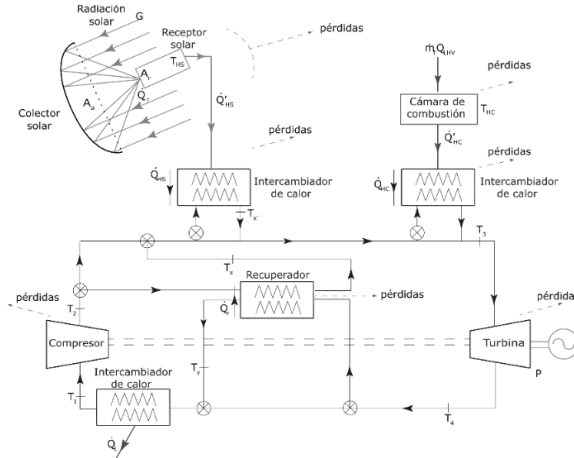


Fig. 1. Esquema de la Planta Híbrida Termosolar de micro Turbina de Gas.

El ciclo termodinámico de tipo Brayton desarrollado por el fluido de trabajo es cerrado, evitando así la degradación de los álabes de la turbina. En este modelo se ha considerado aire presurizado como fluido de trabajo con capacidad calorífica c_w y coeficiente adiabático γ (Santos et al., 2016).

Las diferentes etapas del ciclo termodinámico de tipo Brayton irreversible incluyen los diferentes procesos de cesión y absorción de calor, así como la compresión y expansión de gas. Inicialmente, el aire que se encuentra a temperatura ambiente T_1 y es comprimido mediante un compresor centrífugo (con eficiencia isentrópica ε_C), aumentando su temperatura hasta T_2 . A continuación, la temperatura del aire sigue aumentando mediante diferentes entradas de flujo de calor: i) procedente del recuperador (cuyo intercambiador de calor tiene una eficiencia de ε_R) que aprovecha el calor residual tras la expansión en la turbina, aumenta la temperatura hasta T_x ; ii) procedente del receptor solar, el aire alcanza la temperatura T_x' ; y iii) sólo en caso necesario, hay un aporte de calor adicional procedente de la cámara de combustión, y el aire se calienta hasta T_3 .

Idealmente la planta trabajaría sólo en modo solar, pero debido a las oscilaciones de irradiancia, se utiliza este sistema híbrido para mantener una temperatura constante (T_3) en la entrada a la turbina, de modo que la potencia de salida sea aproximadamente constante. En este proceso consideramos una caída de presión Δp_H , que cuantificamos en el modelo con el parámetro ρ_H para simplificar el tratamiento de irreversibilidades internas.

Después, el fluido de pasa por la turbina, con una eficiencia isentrópica ε_T . El aire se expande, generando energía mecánica que es transformada en energía eléctrica mediante un generador. A la salida de la turbina, la temperatura del aire habrá descendido hasta T_4 . Para cerrar el ciclo, y conseguir que el aire alcance la temperatura inicial, parte de este exceso de calor pasa al recuperador reduciendo la temperatura a T_1 . Adicionalmente, hay otra transferencia de calor

al ambiente mediante otro intercambiador con eficiencia ε_L . La caída de presión en este proceso (Δp_L) se representa mediante el parámetro ρ_L .

Durante todo el proceso se han tenido en cuenta las principales irreversibilidades, tanto pérdidas externas (debidas a los diferentes intercambiadores de calor que conectan el ciclo con las entradas y salidas de calor), como internas del ciclo termodinámico al considerar las pérdidas como caídas de presión y los dispositivos como no isentrópicos ideales. La potencia final que va generar la micro-turbina de gas es $|\dot{Q}_H| - |\dot{Q}_L|$.

Eficiencias globales de la planta híbrida termosolar

A continuación se resumen los principales indicadores considerados para el estudio de la planta. Los detalles del modelo completo se pueden consultar en las publicaciones de Santos *et al.* (Olivenza-León *et al.*, 2015; Santos *et al.*, 2018). La cuota solar (o solar share), definida en la Ec. 1, es la fracción energía absorbida por el fluido de trabajo procedente únicamente del subsistema solar. Tendrá un valor de $f = 1$ cuando el funcionamiento de la planta sea puramente solar, y nulo cuando no haya aporte solar.

$$f = \frac{|\dot{Q}_{HS}|}{|\dot{Q}_{HS}| + |\dot{Q}_{HC}|} \quad (1)$$

Las eficiencias de cada subsistema de la planta: concentrador solar (η_s), cámara de combustión (η_c) y máquina térmica (η_h), se definen en la Ec. (2). En este trabajo se considera además la tasa de conversión de combustible (η_e) o eficiencia económica con el objetivo de evaluar una relación entre la potencia del sistema, frente al aporte de combustible utilizado para obtenerla, expresado también en la Ec. 2.

$$\eta_s = \frac{|\dot{Q}'_{HS}|}{G A_a}; \eta_c = \frac{|\dot{Q}'_{HC}|}{\dot{m}_f \cdot Q_{LHV}}; \eta_h = \frac{P}{|\dot{Q}_{HS}| + |\dot{Q}_{HC}|}; \eta_e = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{LHV}} \quad (2)$$

La eficiencia global de la planta (Ec. 3) se define como el ratio entre la potencia neta de salida y el calor total de entrada. Otra forma de expresarlo es a través de la cuota solar (Ec. 1), las eficiencias de los diferentes intercambiadores de calor y de las eficiencias de cada subsistema descritas en la Ec. (2).

$$\eta = \frac{P}{G A_a + \dot{m}_f Q_{LHV}} = \eta_h \eta_s \eta_c \left[\frac{\varepsilon_{HS} \varepsilon_{HC}}{\eta_c f \varepsilon_{HC} + \eta_s (1-f) \varepsilon_{HS}} \right] \quad (3)$$

IMPLEMENTACIÓN NUMÉRICA Y VALIDACIÓN

Una vez definido el modelo termodinámico, se procede a validar el modelo. Para ello, y debido a la escasez de datos reales disponibles, se ha partido de los parámetros de diseño definidos por Semprini *et al.* (Semprini *et al.*, 2016) para un sistema de disco parabólico similar, pero funcionando en modo solar puro (sin cámara de combustión) con cuatro potencias de salida diferentes (30, 23, 15 and 7 kWe). Los resultados obtenidos se han comparado con los obtenidos con el modelo aquí descrito. Los parámetros utilizados en la validación están resumidos en la Tabla 1, agrupados por subsistemas de la planta termosolar. También se ha incluido en la tabla las irreversibilidades expresadas como pérdidas de presión y el flujo de masa de aire, para cada potencia de salida considerada.

Tabla 1. Parámetros extraídos de la publicación de Semprini *et al* (Semprini et al., 2016) para la validación inicial del modelo teórico y para el posterior estudio de la planta en modo híbrido con los cuatro valores de potencias de salida

Subsistema			Potencia de salida (kWe)			
			30	23	15	7
Parte solar	Colector solar	$A_a(\text{m}^2)$	211.8	169.4	109.6	52.80
		η_0	0.9083	0.9087	0.9092	0.9086
	Receptor solar	$A_r(\text{m}^2)$	0.1182	0.0951	0.0620	0.0296
	Interc. calor	ε_{HS}	0.795	0.794	0.793	0.792
Parte de combustión	Cámara	η_c	0.97	0.97	0.97	0.97
	Interc. calor	ε_{HC}	0.97	0.97	0.97	0.97
Máquina térmica	Turbina	ε_t	0.76	0.76	0.75	0.74
	Compresor	ε_c	0.77	0.76	0.76	0.76
	Recuperador	ε_r	0.85	0.85	0.85	0.85
	Interc. calor	ε_L	1	1	1	1
Flujo de masa		$\dot{m}(\text{kg/s})$	0.3379	0.2762	0.1808	0.0881
Caídas de presión	Proceso 2→3	ρ_h	0.98	0.98	0.98	0.98
	Proceso 4→1	ρ_c	1	1	1	1

Durante el proceso de validación del modelo, se ha considerado un único valor para la temperatura ambiente de 25°C (298.15 K) y una radiación solar de 780 W/m². Para obtener una potencia de salida constante, se fija una temperatura de entrada a la turbina de 900°C para garantizar la durabilidad de los materiales de la planta. Además se considera un valor fijo para la emitancia (ε) del receptor solar de 0.1 % y un coeficiente de pérdidas por conducción y convección \bar{U}_L de 5 W/m²K (Wu et al., 2010; Zhang et al., 2007).

La variación en la eficiencia global calculada respecto al valor de referencia es como máximo del 7.87% en el caso de la planta con potencia de salida de 7 kWe y se reduce a 6.74% para el modelo con $P=30$ kWe. Todas las variaciones respecto al modelo de referencia son inferiores al 10% por lo que se considera el modelo válido, con una interesante reducción en el número de parámetros de entrada y con valores promedio de las propiedades caloríficas del fluido de trabajo.

RESULTADOS PRINCIPALES

Estudio comparativo por estaciones del año

Tomando como válida la aproximación inicial, se mejora el modelo introduciendo valores reales de T_L y G . En concreto, se han escogido cuatro días representativos del año (uno por estación) de Sevilla (MeteoSevilla, 2018) cuyos valores se indican en la Tabla 2. Para comparar los diferentes modos de funcionamiento de la planta se han seleccionado dos horas cada día: mediodía, en el que la planta tendrá un funcionamiento híbrido o solo solar, y medianoche cuando todo el aporte de calor provenga de la cámara de combustión.

Las eficiencias de cada subsistema, la global y la tasa de conversión de combustible se representan en la Fig. 2, para cada una de las condiciones ambientales mencionadas anteriormente y para cuatro potencias de salida (7, 15, 23 y 30 kWe).

En lo que se refiere a la eficiencia de la parte solar (Fig 2 (a)), se observa una ligera variación en función de la potencia de salida, obteniendo un máximo para 17 kWe. La variación por estaciones del año es muy pequeña, pero como era de esperar, los mayores valores se obtienen

para verano y primavera ($\eta_s \approx 0.896$), con una oscilación de sólo el 0.2% respecto a invierno. Por la noche, con $G \approx 0$, no se ha representado el eficiencia solar ya que se considera nula.

Tabla 2. Temperatura ambiente (T_L) y radiación solar directa (G) de cuatro días del año en Sevilla a medianoche (0 h) y a mediodía (12 h)

Estación	Invierno 21 diciembre		Primavera 21 marzo		Verano 20 junio		Otoño 21 septiembre	
Hora	0 h	12 h	0 h	12 h	0 h	12 h	0 h	12 h
T_L (K)	280.3	282.9	284.5	287.7	294.0	296.5	299.9	299.3
G (W/m ²)	0	418	0	741	0	760	0	586

En lo que se refiere a la eficiencia del ciclo termodinámico de tipo Brayton, en la Fig. 2 (b) se puede observar la tendencia creciente con la potencia de salida para todos los casos analizados, alcanzando un máximo de $\eta_h \approx 0.298$ para la planta de 30 kWe por la noche de invierno. En l intervalo de potencia simulado, la variación de la eficiencia del motor térmico varía hasta en un 7.5 % respecto a la mínima potencia.

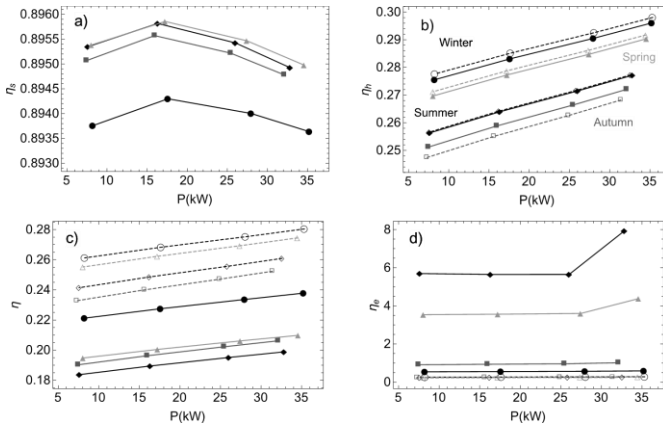


Fig. 2. Eficiencias térmicas de los subsistemas en función de P : a) colector solar (η_s), b) máquina térmica (η_h) c) global del sistema (η) y d) tasa de conversión de combustible (η_e), para los 4 días del año seleccionados (verano-rombos, primavera-triángulos, otoño-cuadrados e invierno-círculos), para mediodía (símbolos rellenos), y medianoche (símbolos sin relleno).

La eficiencia global de la planta muestra un comportamiento similar que el del ciclo termodinámico (Fig. 2 (c)). Los valores máximos también se obtienen en el día de invierno por la noche con una variación $\Delta\eta = 5.2\%$ para el mismo día con diferentes potencias de salida. Los valores mínimos obtenidos son para el día de verano, con $\eta = 0.182$ a 0.195 .

Por último, el rendimiento económico está representado en la Fig 2 (d). Se puede observar que η_e no es afectado por P cuando opera en modo híbrido, siendo prácticamente constante para los días y noches de invierno y otoño ($\eta_e < 1$) debido a la insuficiente radiación solar. Sin embargo, se dvierte un notable incremento de η_e en modo híbrido en verano y en primavera, donde alcanza $\eta_e = 8$ en el día de verano con $P = 30$ kWe.

El consumo de combustible empleado para cada uno de los cuatro días estudiados se ha representado en la Fig. 3 (a). Durante las noches (líneas de puntos) su consumo aumenta en función de la potencia de salida. Sin embargo, a mediodía, el consumo será máximo en los meses de otoño e invierno debido a que la radiación solar es inferior. El ahorro de consumo de combustible del día respecto a la noche es de 52% en invierno, 74% en otoño, 93% en primavera y alcanza un 96% en verano.

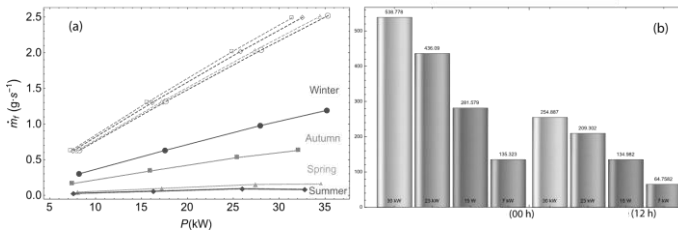


Fig. 3. a) Consumo de gas natural en función de la potencia de salida para los 4 días estudiados. b) Histograma de las emisiones de CO₂ para cada una de las cuatro potencias de salida en el 21 de diciembre a mediodía (12h) y a medianoche (00 h).

A pesar de que el gas natural se considera un combustible “limpio” ya que no emite derivados del azufre, durante su combustión, sí se producen emisiones de gases de efecto invernadero tales como CO₂, CH₄ ó N₂O. En la Fig. 3 (b) se ha representado la emisión CO₂ por el día y por la noche, para el día de invierno con las cuatro potencias de salida. Se observa una reducción de hasta el 50% de emisión de CO₂, siendo incluso mayor la reducción para los otros días del año estudiados.

Estudio dinámico

A modo de mejorar el modelo y obtener información completa de las eficiencias de cada subsistema y de consumo de combustible, se hace un estudio análogo al anterior pero de manera dinámica. Para ello, se estudia la variación de T_L y G cada 30 minutos en Sevilla. Algunos de los resultados más importantes observados son: la potencia de salida es prácticamente constante a lo largo del día ($P \approx 35 \pm 2$ kWe), con lo que sí satisface el primer requisito de diseño y no hay grandes oscilaciones; en las eficiencias parciales y la global del sistema se observan pocas variaciones a lo largo del día; y por último, el consumo de combustible es máximo y constante durante la noche, mientras que durante el día es inversamente proporcional a la contribución solar, siendo mínimo el consumo en las horas centrales del día cuando la radiación es máxima.

CONCLUSIONES

En este trabajo se ha desarrollado un modelo termodinámico mediante ecuaciones analíticas de una planta termosolar basada en la hibridación de un colector solar parabólico y una micro turbina tipo Brayton operando en un ciclo cerrado. Se ha descrito el modelo con un número reducido de parámetros, teniendo cada uno de ellos un claro significado físico. Se ha llevado a cabo un estudio estático y dinámico de la potencia de salida y las eficiencias de cada subsistema mediante valores reales de G y T_L en función del tiempo. El consumo de combustible y la emisión de gases de efecto invernadero se ve drásticamente reducido en las horas centrales del día, haciendo que este tipo de plantas sean competitivas en localizaciones

aisladas con alta radiación solar y recursos de agua limitados, como pueden ser explotaciones agropecuarias en terrenos rurales.

AGRADECIMIENTOS

Este proyecto ha sido financiado parcialmente por la Junta de Castilla y León mediante el programa de apoyo a proyecto de investigación cofinanciadas por el Fondo Social Europeo de Desarrollo Regional (proyecto SA017P17)

REFERENCIAS

- Affandi, R., Ghani, M.R.A., Ghan, C.K., Pheng, L.G., (2015). The Impact of the Solar Irradiation, Collector and the Receiver to the Receiver Losses in Parabolic Dish System. *Procedia - Soc. Behav. Sci.* 195, 2382–2390
- Aichmayer, L., Spelling, J., Laumert, B., (2015). Thermoeconomic Analysis of a Solar Dish Micro Gas-turbine Combined-cycle Power Plant. *Energy Procedia* 69, 1089–1099.
- Duffie, J.A., Beckman, W.A., 2005. Solar engineering of thermal processes, 3rd ed. pp 55 John Wiley & Sons, New York.
- Merchán, R.P., Santos, M.J., Reyes-Ramírez, I., Medina, A., Calvo Hernández, A., (2017). Modelling hybrid solar gas-turbine power plants: Thermodynamic projection of annual performance and emissions. *Energy Convers. Manag.* 134, 314–326.
- MeteoSevilla, 2018. <http://www.meteosevilla.com/inicio.html> (accessed 1.21.18).
- Olivenza-León, D., Medina, A., Calvo Hernández, A., (2015). Thermodynamic modelling of a hybrid solar gas-turbine power plant. *Energy Convers. Manag.* 93, 435–447.
- Santos, M.J., Merchán, R.P., Medina, A., Calvo Hernández, A., (2016). Seasonal thermodynamic prediction of the performance of a hybrid solar gas-turbine power plant. *Energy Convers. Manag.* 115, 89–102.
- Santos, M.J., Miguel-Barbero, C., Merchán, R.P., Medina, A., Calvo Hernández, A., (2018). Roads to improve the performance of hybrid thermosolar gas turbine power plants: Working fluids and multi-stage configurations. *Energy Convers. Manag.* 165, 578–592.
- Semprini, S., Sánchez, D., De Pascale, A., (2016). Performance analysis of a micro gas turbine and solar dish integrated system under different solar-only and hybrid operating conditions. *Sol. Energy* 132, 279–293.
- Wang, W., Laumert, B., (2017). Effect of cavity surface material on the concentrated solar flux distribution for an impinging receiver. *Sol. Energy Mater. Sol. Cells* 161, 177–182.
- Wang, W., Ragnolo, G., Aichmayer, L., Strand, T., Laumert, B., (2015). Integrated Design of a Hybrid Gas Turbine-receiver Unit for a Solar Dish System. *Energy Procedia* 69, 583–592.
- Wu, L., Lin, G., Chen, J., (2010). Parametric optimization of a solar-driven Braysson heat engine with variable heat capacity of the working fluid and radiation-convection heat losses. *Renew. Energy* 35, 95–100.
- Zhang, Y., Lin, B., Chen, J., (2007). Optimum performance characteristics of an irreversible solar-driven Brayton heat engine at the maximum overall efficiency. *Renew. Energy* 32, 856–867