"SIMULACIÓN TERMODINÁMICA DE UNA PLANTA TERMOSOLAR HÍBRIDA TIPO BRAYTON"

Santos Sánchez, María Jesús [1], Merchán Corral, Rosa Pilar [2], Medina Domínguez, Alejandro[3], Calvo Hernández, Antonio[4].

1: Departamento Física Aplicada, Facultad de Ciencias, Universidad de Salamanca
Plaza de la Merced, s/n. 37071 Salamanca. e-mail: smjesus@usal.es

2: Departamento Física Aplicada, Facultad de Ciencias, Universidad de Salamanca
Plaza de la Merced, s/n. 37071 Salamanca. e-mail: rpmerchan@usal.es

3: Departamento Física Aplicada, Facultad de Ciencias, Universidad de Salamanca
Plaza de la Merced, s/n. 37071 Salamanca. e-mail: amd385@usal.es

4: Departamento Física Aplicada, Facultad de Ciencias, Universidad de Salamanca
Plaza de la Merced, s/n. 37071 Salamanca. e-mail: anca@usal.es

Resumen. *Desde el punto de vista termodinámico, se realiza el estudio dinámico de una planta termosolar híbrida de tipo Brayton: un tipo de plantas de generación de energía eléctrica con las que se pretende reducir el consumo de combustible y la emisión de contaminantes, así como conseguir una potencia neta constante. Lo más característico de estas plantas híbridas es que emplean dos fuentes principales de energía para su funcionamiento: la energía termosolar, proveniente de un campo de heliostatos que recoge y concentra la radiación solar recibida dirigiéndola hacia una torre central; y la energía que se origina en la oxidación de combustibles fósiles dentro de la cámara de combustión. Con `dinámico' se indica que se realiza un análisis de los parámetros de salida de la planta con la hora solar y con la estación del año. En primer lugar se expone brevemente en qué consiste una planta termosolar de receptor central (o planta CRS), además de especificar los objetivos del trabajo. Posteriormente se presenta el modelo termodinámico que se ha desarrollado, así como su validación. Finalmente se presentan y analizan los resultados de la simulación y las conclusiones obtenidas.*

Palabras clave: planta termosolar híbrida, ciclo Brayton, estudio dinámico.

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Planta CRS

La tecnología termosolar constituye una de las formas básicas de aprovechamiento de la energía solar. Consiste en el calentamiento de un fluido que realiza un ciclo termodinámico (en este caso, de tipo Brayton), generando así energía eléctrica indirectamente.
Sus principales ventajas son: menor consumo de combustibles fósiles, reducción de emisiones contaminantes (que son la principal causa del efecto invernadero) y menor consumo de agua asociado a los ciclos Brayton (comparativamente con otros ciclos, como los Rankine, en los que se necesitan mayor cantidad de agua). Estas plantas se instalan en regiones donde la irradiación solar es alta, que suelen corresponderse con zonas áridas, donde la disponibilidad de agua es escasa, por lo que los ciclos Brayton resultan *a priori* una buena opción.

Dentro de la generación termosolar nos restringimos a las Centrales de Concentración y, más concretamente, a los sistemas con torre de concentración central (CRS, *Central Receiver System*), aunque también existen otros tipos, como los concentradores parabólicos lineales, los lineales de tipo Fresnel y los sistemas de discos parabólicos.
Estas plantas constan de tres elementos principales: el campo de heliostatos, formado por muchos espejos que reflejan y concentran la radiación solar hacia el receptor, que es el segundo elemento, situado en la parte superior de la torre, que convierte la radiación solar absorbida en calor a altas temperaturas. Y, por último, el sistema de conversión de potencia, también en la torre, que transforma la energía térmica en eléctrica.
España es pionera en el desarrollo de esta tecnología (Behar 2013) con las dos primeras plantas comerciales del mundo: la PS10 y la PS20, que se pueden observar en la Fig. 1, localizadas en Sanlúcar La Mayor, cerca de Sevilla, con potencias netas respectivas de 11 y 20 MW; y con la planta Gemasolar, la primera en utilizar sales fundidas como sistema de almacenamiento térmico.

Figura 1. Ejemplo de planta termosolar de torre de concentración central (plantas PS10 y PS20, Sanlúcar la Mayor, Sevilla). Foto de Abengoa Solar [http://www.abengoasolar.com].

1.2. Proyecto SOLUGAS

La misma empresa española que construyó PS10 y PS20, Abengoa Solar, está desarrollando uno de los proyectos con torre de concentración central más importantes en la actualidad: el Proyecto SOLUGAS (*http://www.abengoa.es/htmlsites/boletines/es/octubre2011*), que es un proyecto de I+D, emplazado también en Sanlúcar La Mayor, Sevilla.
La característica innovadora de esta planta es que está alimentada por dos fuentes de energía: una solar y otra fósil. Esto es lo que se denomina planta híbrida. El aporte de calor fósil proviene de la combustión de gas natural en una cámara que completa y rectifica el aporte solar, permitiendo, asimismo, que la planta genere energía por la noche y en condiciones de nula insolación.
Es la primera planta con tecnología CRS híbrida a escala comercial, con una potencia neta constante de 4,6 MW. El objetivo principal de este proyecto es demostrar la viabilidad de la tecnología CRS híbrida de tipo Brayton. Actualmente se encuentra en estado de desarrollo, por lo que no se han publicado todavía todos los resultados.

1.3. Objetivos

El primer objetivo de este trabajo es desarrollar un modelo termodinámico general para una

planta termosolar híbrida de tipo Brayton y llevar a cabo su aplicación en concreto al Proyecto SOLUGAS. Si bien este modelo es válido para cualquier otra planta de estas características.

Se debe comprobar, además, que el modelo funciona correctamente, arrojando los resultados esperados. Para ello se hará un análisis de validación comparando con datos de una planta real.

Otro objetivo importante es simular y predecir el comportamiento de la planta a lo largo del tiempo, observando la evolución estacional y las curvas diarias de los parámetros de salida. Además de obtener estimaciones sobre el consumo de combustible y la emisión de gases contaminantes a la atmósfera asociados a la producción de energía.

2. MODELO TERMODINÁMICO DE LA PLANTA

En este apartado se presenta el estudio termodinámico de la planta, basado en el modelo de Sánchez Orgaz *y col*. (Sánchez-Orgaz 2010), Sánchez-Orgaz 2015) y Olivenza *y col.* (Olivenza-León 2015).

2.1. Esquema de la planta

En la Fig. 2 se muestra el esquema de la planta termosolar que estamos analizando. La planta consta de tres subsistemas principales: el colector solar, la cámara de combustión y la máquina térmica.

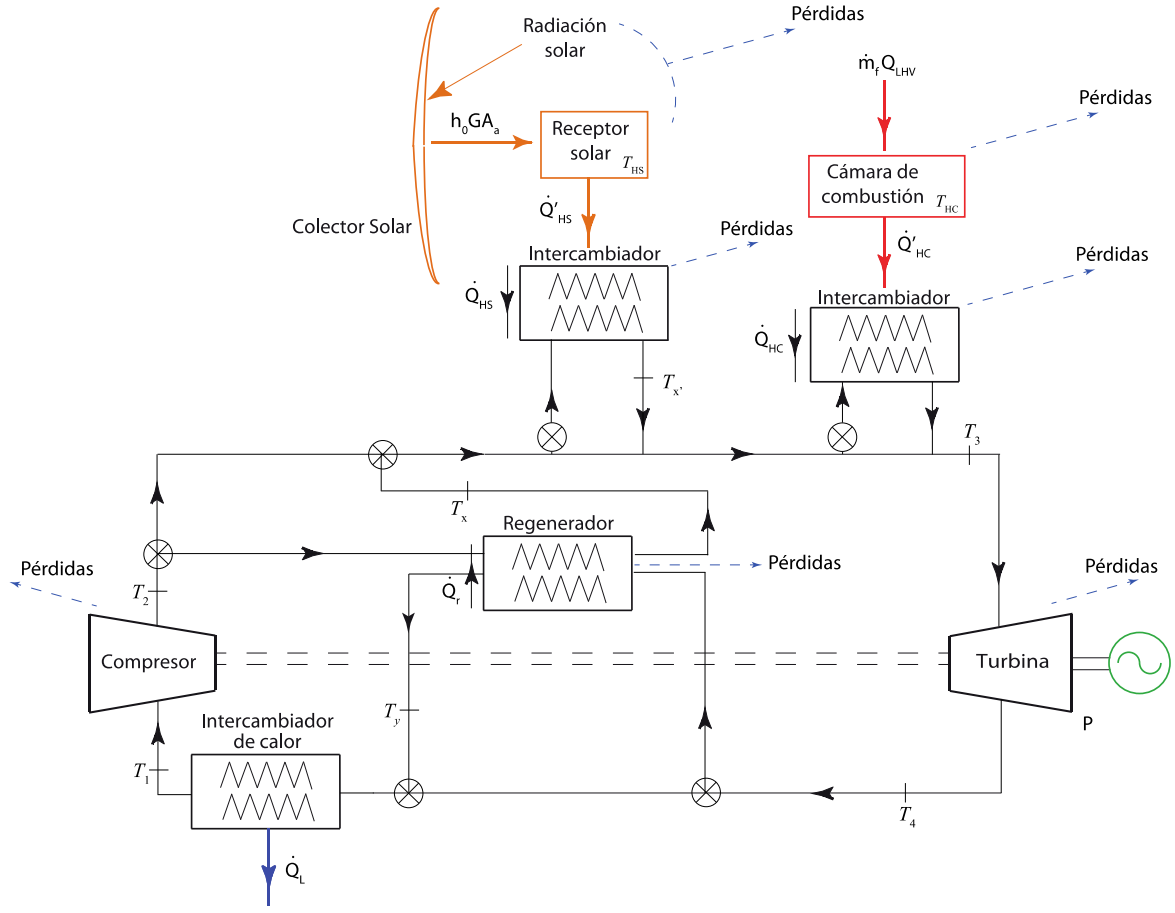

Figura 2. Esquema de la planta termosolar híbrida considerada.

En el colector solar (parte naranja Fig. 2) se recibe el flujo de energía GA_a, siendo G la irradiancia solar o energía recibida por unidad de tiempo y superficie y A_a el área de apertura del campo de heliostatos. La reflexión hacia el concentrador solar no es perfecta, sino que hay pérdidas, definidas por la eficiencia óptica, η_0, y debidas a factores como absorción del aire, humedad ambiente, suciedad en los espejos o efectos de sombras entre ellos (Duffie 2006). La temperatura que se alcanza en el receptor solar es T_{HS}. El colector cede calor al fluido de trabajo mediante un intercambiador de calor no ideal que, por tanto, presenta pérdidas.
En la cámara de combustión (parte roja, Fig. 2), se recibe un flujo de energía $\dot{m}_f Q_{LHV}$, determinado por el flujo de combustible, $\dot{m}_f$, que llega a la misma y por el poder calorífico inferior por unidad de masa, Q_{LHV} (energía por unidad de masa que aporta el combustible). El flujo de combustible necesario varía dependiendo de la hora solar, de la época del año y de las condiciones meteorológicas puesto que debe rectificar las oscilaciones de la irradiancia. En la cámara, a temperatura media, T_{HC}, hay pérdidas provocadas por la combustión incompleta del gas natural y por disipación del calor en las paredes. La cámara cede calor al fluido de trabajo a través de otro intercambiador de calor no ideal, siendo la combustión externa. En la máquina térmica, un fluido, en concreto, aire a presión con una capacidad calorífica media, c_w, y un coeficiente adiabático, γ, independiente de la temperatura, realiza el ciclo termodinámico tipo Brayton, que consta de cuatro etapas:

1. En primer lugar, los gases se comprimen en un compresor, aumentando su presión y temperatura desde T_1 hasta T_2.
2. Posteriormente se aumenta la temperatura del aire, en este caso, con varios aportes de calor: primero con el que cede un posible regenerador, que es un dispositivo intercambiador de calor utilizado para aprovechar el calor residual al finalizar el ciclo y que eleva la temperatura hasta T_x. En segundo lugar, se utiliza el calor proveniente del colector solar, con el que se alcanza una temperatura de $T_{x'}$; y, en tercer lugar, el transmitido por la cámara de combustión, que aumenta la temperatura del aire hasta T_3. Consideraremos que esta temperatura es aproximadamente constante, de modo que la potencia de salida de la planta también lo será.
3. A continuación los gases se expanden en una turbina, generando energía mecánica, que se transforma en energía eléctrica mediante un generador eléctrico. A la salida de la turbina, la temperatura del aire ha disminuido y es T_4.
4. Para finalizar el ciclo el aire debe volver a su estado inicial de temperatura T_1, por lo que se debe ceder el calor sobrante. Se puede colocar un regenerador a la salida de la turbina para aprovechar parte de esta energía térmica sobrante, destinándola a un primer aumento de la temperatura de los gases tras el compresor. Tras el regenerador la temperatura es T_y. Para llegar a T_1, se cede el resto de calor al medio exterior a través de un intercambiador de calor.

Con estos intercambiadores de calor, que conectan el fluido de trabajo con las partes externas a la máquina térmica, lo que se consigue es que el ciclo Brayton sea cerrado y de combustión externa. No son ideales por lo que siempre presentan pérdidas.
Esta planta posee varias válvulas de paso para poder conectar o desconectar ciertas partes de la misma. La cámara de combustión siempre está conectada así como el regenerador, pero el colector solar se desconecta por la noche y cuando la irradiancia es inferior a la mínima necesaria para aumentar T_x.

2.2. Transmisiones de calor

Se estudia a continuación las transmisiones de calor que tienen lugar en la planta. En la Fig. 3 el recuadro negro en línea discontinua muestra lo que se considera como sistema

termodinámico global, mientras que el círculo verde en línea discontinua representa a la máquina térmica que realiza el ciclo Brayton.

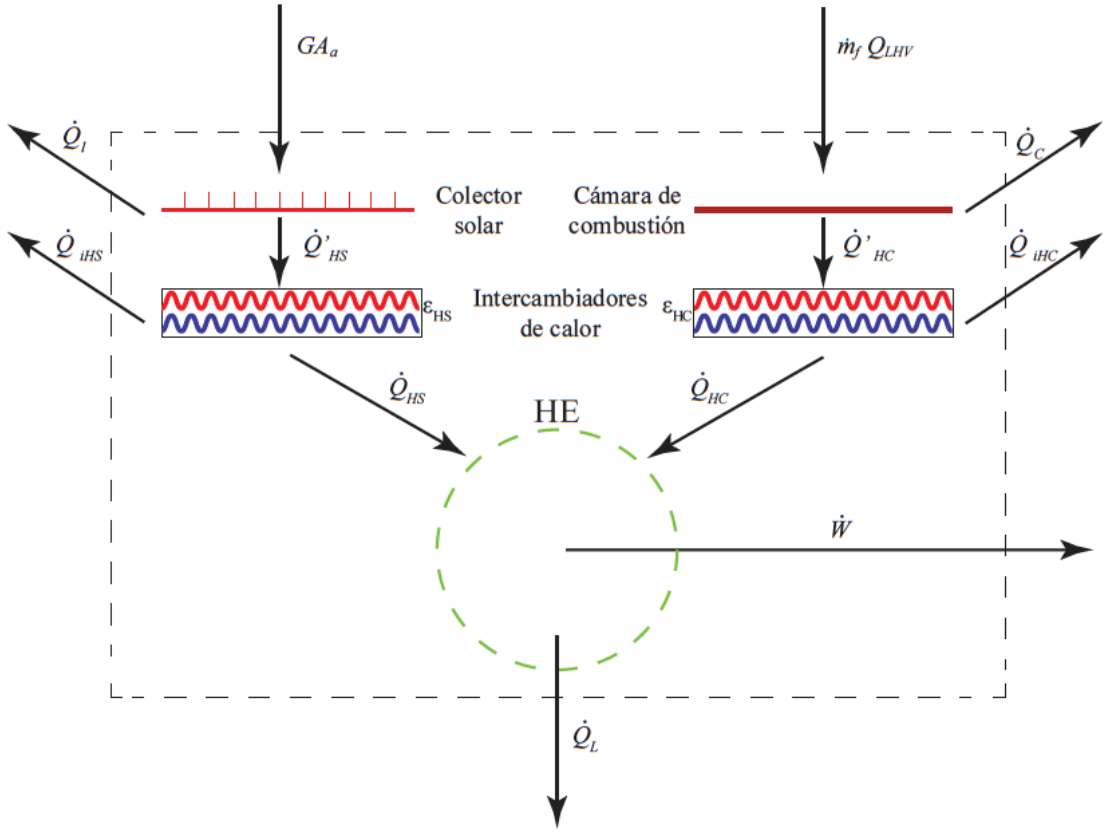

Figura 3. Diagrama de flujos de energía de la planta [Olivenza-León 2015].

Al colector solar le llega una energía GA_a, pierde un flujo de calor $\dot{Q}_l$ y transmite $\dot{Q}'_{HS}$ a su intercambiador de calor, cuyas pérdidas son $\dot{Q}_{iHS}$ con una eficiencia isoentrópica ϵ_{HS}, definida, como el cociente entre el flujo de energía transmitido y el que se transmitiría si funcionara de forma adiabática. A la máquina térmica le llega procedente de la parte solar un flujo de calor $\dot{Q}_{HS}$ que está determinado por el flujo de fluido que realiza el ciclo, $\dot{m}$, por su capacidad calorífica c_w y por el aumento de la temperatura producida

$$\left|\dot{Q}_{HS}\right| = \dot{m}c_w(T_{x'} - T_x). \tag{1}$$

La cámara de combustión recibe una energía $\dot{m}_f Q_{LHV}$, pierde un flujo de calor $\dot{Q}_C$ y transmite $\dot{Q}'_{HC}$ a su intercambiador de calor, que tiene una eficiencia isoentrópica ϵ_{HC} y cuyas pérdidas son $\dot{Q}_{iHC}$. La máquina térmica recibe procedente de la cámara de combustión un flujo de calor $\dot{Q}_{HC}$, que viene dado, de la misma forma que antes, por

$$\left|\dot{Q}_{HC}\right| = \dot{m}c_w(T_3 - T_{x'}). \tag{2}$$

El calor total recibido de las dos fuentes externas es $\dot{Q}_H$, la suma de $\dot{Q}_{HS}$ y $\dot{Q}_{HC}$, es decir

$$\left|\dot{Q}_H\right| = \left|\dot{Q}_{HS}\right| + \left|\dot{Q}_{HC}\right| = \dot{m}c_w(T_3 - T_x). \tag{3}$$

La máquina térmica cede al ambiente el calor $\dot{Q}_L$ dado por

$$\left|\dot{Q}_L\right| = \dot{m}c_w(T_y - T_1), \tag{4}$$

y produce una potencia $\dot{W}$ ó P, dada por la diferencia entre el calor que absorbe $\dot{Q}_H$ y el que cede $\dot{Q}_L$.

$$\dot{W} = P = \left|\dot{Q}_H\right| - \left|\dot{Q}_L\right|. \quad (5)$$

El *solar share (*o *fracción solar), f,* es la fracción de la energía aportada al fluido que proviene de la parte solar

$$f = \frac{|\dot{Q}_{HS}|}{|\dot{Q}_{HS}|+|\dot{Q}_{HC}|}. \quad (6)$$

El rendimiento termodinámico se define siempre como el cociente entre la energía producida y la empleada para obtenerla. De este modo el rendimiento global de la planta es la potencia neta obtenida partido por el calor total absorbido:

$$\eta = \frac{|\dot{W}|}{|\dot{Q}_{abs}|} = \frac{P}{G\,A_a+\dot{m}_f\,Q_{LHV}}. \quad (7)$$

El rendimiento del colector solar, η_s,

$$\eta_s = \frac{|\dot{Q}'_{HS}|}{G\,A_a} = \frac{|\dot{Q}_{HS}|/\epsilon_{HS}}{G\,A_a}, \quad (8)$$

el de la cámara de combustión, η_c,

$$\eta_c = \frac{|\dot{Q}'_{HC}|}{\dot{m}_f\,Q_{LHV}} = \frac{|\dot{Q}_{HC}|/\epsilon_{HC}}{\dot{m}_f\,Q_{LHV}}, \quad (9)$$

y el de la máquina térmica, η_h,

$$\eta_h = \frac{|\dot{W}|}{|\dot{Q}_H|} = \frac{P}{|\dot{Q}_{HS}|+|\dot{Q}_{HC}|}, \quad (10)$$

se hallan haciendo balance de la energía saliente y de la entrante en cada caso.
Se define también el rendimiento sobre el consumo de combustible o rendimiento económico, η_e, como el cociente entre la potencia obtenida y la cantidad de calor necesaria para obtenerla que tiene un coste económico asociado, es decir, la correspondiente a la cámara de combustión

$$\eta_e = \frac{|P|}{\dot{m}_f\,Q_{LHV}}. \quad (11)$$

No es un rendimiento termodinámico como tal, puesto que está definido de 0 a infinito y no de 0 a 1.

2.3. Rendimiento y potencia

El rendimiento global es el producto de los rendimientos de los tres subsistemas multiplicado por un factor que engloba a las eficiencias de los intercambiadores y al *solar share.* La siguiente ecuación se obtiene combinando las definiciones de rendimientos anteriores y la definición de fracción solar*, f:*

$$\eta = \eta_h\eta_s\eta_c\left[\frac{\epsilon_{HS}\,\epsilon_{HC}}{\eta_c\,f\,\epsilon_{HC}+\eta_s\,(1-f)\,\epsilon_{HS}}\right]. \quad (12)$$

El rendimiento del colector solar es la eficiencia óptica del campo de heliostatos menos dos términos de pérdidas: uno con temperaturas a la cuarta, que se corresponden con pérdidas de energía debidas a radiación y otro lineal con la temperatura, que se asocia con pérdidas debidas a la conducción en el soporte de los heliostatos y la convección del aire próxima a ellos (Duffie 2006):

$$\eta_s = \eta_O - \frac{1}{GC}\left[\alpha\,\sigma\left({T_{HS}}^4 - {T_L}^4\right) - \overline{U}_L\,(T_{HS} - T_L)\right], \quad (13)$$

donde $\overline{U}_L$ es un coeficiente efectivo de pérdidas por conducción y convección, T_L es la temperatura ambiente, C la relación de concentración o cociente entre el área de apertura y el área del receptor, α la emisividad de la superficie del colector y σ la constante de Stefan-Boltzmann.

El rendimiento de la cámara de combustión se puede considerar aproximadamente constante y, así, el flujo de combustible viene dado por:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m} c_w (T_3 - T_{x'})}{\eta_c \, Q_{LHV} \, \epsilon_{HC}} \,, \tag{14}$$

en la que se ve que varía de forma inversa a como lo hace $T_{x'}$, para conseguir una T_3 constante que proporcione una potencia sin fluctuaciones.

En la Fig. 4 se presenta el diagrama *T-S* del ciclo que muestra las pérdidas e irreversibilidades que hay siempre como consecuencia de que los procesos no son ideales. El ciclo se ha representado con líneas continuas para observarlo mejor pero, de forma estricta, debería estar representado en líneas discontinuas puesto que no se trata de una sucesión de estados de equilibrio sino de procesos no reversibles.

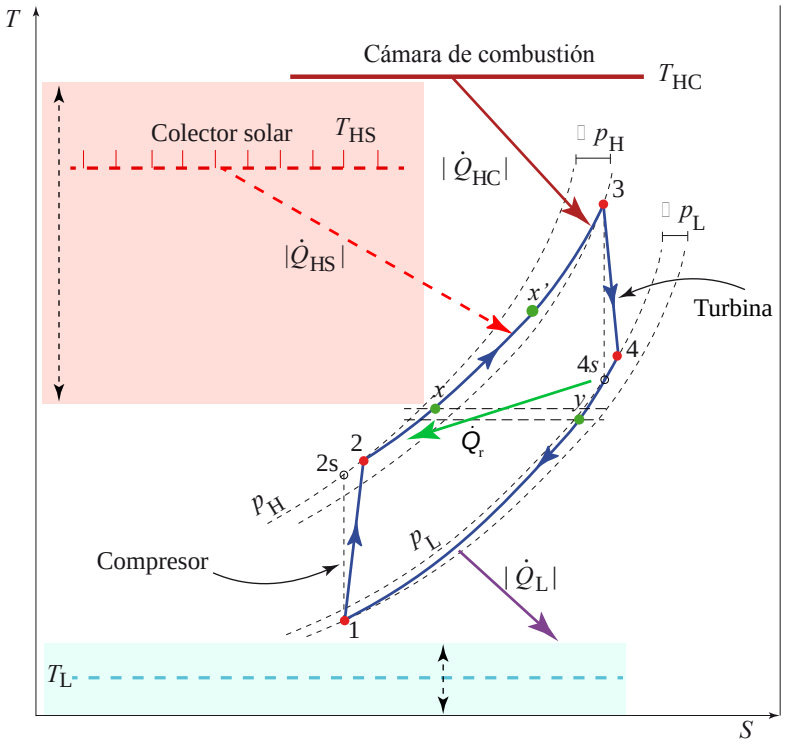

Figura 4. Diagrama T-S del ciclo Brayton irreversible que experimenta el fluido de trabajo.

Como se expuso anteriormente, en la etapa 1-2 el aire se comprime, pero no de forma adiabática reversible porque el compresor no es ideal. En la etapa 2-3, se produce el calentamiento del aire con el calor cedido por el regenerador, por el colector solar y por la cámara de combustión. En él hay una caída de presión desde p_H hasta $p_H - \Delta p_H$ como consecuencia de la no idealidad del proceso. En la etapa 3-4 el aire se expande en la turbina, pero tampoco de forma adiabática reversible porque la turbina tampoco es ideal. Y en la etapa 4-1 el fluido cede calor, mediante un regenerador y un intercambiador con el exterior, hasta recuperar las condiciones iniciales, habiendo también una caída de presión desde p_L hasta $p_L - \Delta p_L$.

Se definen dos relaciones de temperaturas: la del colector $\tau_{HS} = T_{HS}/T_L$ y la de la cámara con

la temperatura externa $\tau_{HC} = T_{HC}/T_L$. Las irreversibilidades se modulan con los siguientes parámetros:

- eficiencia isoentrópica del compresor, $\epsilon_C = \frac{T_{2s}-T_1}{T_2-T_1}$,
- regenerador, $\epsilon_r = \frac{T_x-T_2}{T_4-T_2} = \frac{T_y-T_4}{T_2-T_4}$,
- intercambiador solar, $\epsilon_{HS} = \frac{T_{x'}-T_x}{T_{HS}-T_x}$,
- intercambiador de la cámara, $\epsilon_{HC} = \frac{T_3-T_{x'}}{T_{HC}-T_{x'}}$,
- turbina, $\epsilon_t = \frac{T_{4s}-T_3}{T_4-T_3}$,
- intercambiador con el medio ambiente, $\epsilon_L = \frac{T_1-T_y}{T_L-T_y}$;

definidas todas ellas como cocientes de las diferencias de temperaturas involucradas (Fig. 4). Las irreversibilidades también se modulan con las caídas de presión, ρ_H y ρ_L,

$$\rho_H = \left(\frac{p_H-\Delta p_H}{p_H}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}, \tag{15}$$

$$\rho_L = \left(\frac{p_L-\Delta p_L}{p_L}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}, \tag{16}$$

la relación de presiones global, r_p,

$$r_p = \frac{p_H}{p_H-\Delta p_H}, \tag{17}$$

la del compresor, a_c ,

$$a_c = \frac{T_{2s}}{T_1} = r_p{}^{(\gamma-1)/\gamma}, \tag{18}$$

y la de la turbina, a_t ,

$$a_t = \frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_H-\Delta p_H}{p_L}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = a_c\rho_H\rho_L . \tag{19}$$

Se definen asimismo otros dos parámetros, Z_c y Z_t , para simplificar las ecuaciones:

$$Z_c = 1 + \frac{1}{\epsilon_c}(a_c - 1), \tag{20}$$

$$\mathrm{Z_t} = 1 - \epsilon_\mathrm{t}\left(1 - \frac{1}{\mathrm{a_t}}\right) . \tag{21}$$

Realizando una serie de cálculos (Olivenza-León 2015), se pueden determinar ecuaciones analíticas para los calores que intervienen en el ciclo, esto es, el calor recibido de la parte solar

$$\left|\dot{Q}_{HS}\right| = \dot{m}c_w T_L\epsilon_{HS}\left(\tau_{HS} - \frac{T_x}{T_L}\right) = \dot{m}c_w T_L\epsilon_{HS}\left[\tau_{HS} - Z_t\epsilon_r\frac{T_3}{T_L} - Z_c(1-\epsilon_r)\frac{T_1}{T_L}\right], \tag{22}$$

el recibido de la cámara de combustión

$$\left|\dot{Q}_{HC}\right| = \dot{m}c_w T_L\epsilon_{HC}\left\{\tau_{HC} - \tau_{HS}\epsilon_{HS} - (1-\epsilon_{HS})\left[\frac{T_3}{T_L}Z_t\epsilon_r + \frac{T_1}{T_L}Z_c(1-\epsilon_r)\right]\right\}, \tag{23}$$

y el cedido al medio exterior,

$$\left|\dot{Q}_L\right| = \dot{m}c_w T_L\epsilon_L\left[\frac{T_3}{T_L}Z_t(1-\epsilon_r) + \frac{T_1}{T_L}Z_c\epsilon_r - 1\right], \tag{24}$$

para la eficiencia de la turbina

$$\eta_h = 1 - \frac{\epsilon_L\left[\frac{T_3}{T_L}Z_t(1-\epsilon_r) + \frac{T_1}{T_L}Z_c\epsilon_r - 1\right]}{\epsilon_{HS}\left[\tau_{HS} - Z_t\epsilon_r\frac{T_3}{T_L} - Z_c(1-\epsilon_r)\frac{T_1}{T_L}\right] + \epsilon_{HC}\left\{\tau_{HC} - \tau_{HS}\epsilon_{HS} - (1-\epsilon_{HS})\left[\frac{T_3}{T_L}Z_t\epsilon_r + \frac{T_1}{T_L}Z_c(1-\epsilon_r)\right]\right\}}, \tag{25}$$

y para la potencia neta adimensional

$$\bar{P} = \epsilon_{HS}\left[\tau_{HS} - Z_t\epsilon_r\frac{T_3}{T_L} - Z_c(1-\epsilon_r)\frac{T_1}{T_L}\right] + \epsilon_{HC}\left\{\tau_{HC} - \tau_{HS}\epsilon_{HS} - (1-\epsilon_{HS})\left[\frac{T_3}{T_L}Z_t\epsilon_r + \frac{T_1}{T_L}Z_c(1-\epsilon_r)\right]\right\} - \epsilon_L\left[\frac{T_3}{T_L}Z_t(1-\epsilon_r) + \frac{T_1}{T_L}Z_c\epsilon_r - 1\right], \quad (26)$$

en función todos ellos de los parámetros de pérdidas, de las dos relaciones de temperaturas y de las relaciones de presiones.

3. VALIDACIÓN DEL MODELO TERMODINÁMICO

Una vez descrito el modelo, se procede a su validación.

3.1. Validación de la turbina

En primer lugar se valida la turbina. Los principales parámetros se resumen en la Tabla 1. Con las especificaciones del fabricante de la turbina Mercury 50 (del fabricante Caterpillar), que es la empleada en el proyecto SOLUGAS (Korzynietz 2012), y con ciertos valores asumidos para los parámetros de pérdidas, se determinan los valores de salida de nuestro modelo, que se pueden comparar con los que ofrece el fabricante Caterpillar (*https://mysolar.cat.com/cda/files/126873/7/dsm50pg.pdf*), observándose que la desviación relativa de casi todos es menor del 1% y que en ningún caso supera el 1,4%, lo cual indica que el modelo para la turbina se ajusta muy bien a la turbina real.

Especificaciones del fabricante de la turbina Mercury 50 (Caterpillar)			
$\dot{m} = 17.9\ kg/s$	$r_p = 9.9$		$T_L = 288\ K$
Valores asumidos de los parámetros de pérdidas			
$\epsilon_{HC} = 0.98$ $\epsilon_L = 1$	$\rho_H = \rho_L = 0.97$	$\epsilon_t = 0.885$ $\epsilon_c = 0.815$	$\epsilon_r = 0.775$
Valores de salida del fabricante			
$T_3 = 1423\ K$	$T_y = 647\ K$	$\eta = 0.385$	$\lvert\dot{W}\rvert = 4.6\ MW$
Valores de salida del modelo			
$T_3 = 1418\ K$	$T_y = 650\ K$	$\eta_h = 0.387$	$\lvert\dot{W}\rvert = 4.5\ MW$
Desviación relativa			
0.4%	0.4%	0.6%	1.4%

Tabla 1. Comparación de los resultados obtenidos por el fabricante con el modelo presentado, para los valores de los parámetros de irreversibilidades indicados (Olivenza-León 2015).

3.2. Validación de la planta termosolar

No es sencillo validar la planta termosolar en sí porque, al tratarse de un proyecto de I+D, la empresa propietaria aun no ha publicado los resultados completos. Sin embargo, se puede llevar a cabo una estimación de los resultados de la planta termosolar en condiciones estáticas, asumiendo parámetros estándar de combustión y tomando los parámetros de la parte solar de la literatura (Romero 2002). Para la temperatura ambiente se toma el valor de 288K y

para la irradiancia de 860W/m^2, que son los valores en el punto de diseño que asume la empresa que lidera el proyecto. Con ellos se obtienen los parámetros de salida y las eficiencias que se muestran en la Tabla 2. Todos los números son perfectamente razonables por lo que se concluye que el modelo que describe la planta funciona muy bien. Esta validación responde a un caso estacionario en el que la irradiancia y la temperatura ambiente permanecen constantes (Olivenza-León 2015); sin embargo, el estudio posterior que presentamos es dinámico.

Parámetros de combustión			
$\boldsymbol{\eta_c = 0.98}$	$T_{HC} = 1430\ K$	$\epsilon_{HC} = 0.98$	
Parámetros solares			
$\boldsymbol{\eta_O = 0.73}$ $\boldsymbol{\alpha = 0.1}$	$T_{HS} = 1088\ K$ $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ \frac{W}{m^2 K^4}$	$\epsilon_{HS} = 0.95$ $C = 425.2$	$G = 860\ W/m^2$ $\bar{U}_L = 5\ \frac{W}{m^2 K}$
Parámetros de salida estimados			
$\boldsymbol{T_3 = 1423\ K}$	$f = 0.42$	$\dot{m}_f = 0.151\ kg/s$	$\lvert\dot{W}\rvert = 4.2\ MW$
Eficiencias estimadas			
$\boldsymbol{\eta_h = 0.392}$	$\eta_s = 0.697$	$\eta = 0.317$	$\eta_e = 0.647$

Tabla 2. Predicciones de nuestro modelo para los principales parámetros de la planta termosolar híbrida desarrollada en el Proyecto SOLUGAS. Los demás parámetros propios de la turbina se encuentran en la Tabla 1.

4. RESULTADOS

Partiendo únicamente de dos datos de entrada, irradiancia, G, y temperatura ambiente, T_L, y todas las magnitudes anteriores, se pueden obtener todos los parámetros de salida de la planta, con ayuda de las ecuaciones desarrolladas en el modelo. Como pretendemos realizar un estudio dinámico o, lo que es lo mismo, un estudio sobre la evolución de los parámetros a lo largo de las horas del día y de las estaciones del año, necesitamos disponer de datos de entrada con una cierta frecuencia. Así seleccionamos, de una base de datos de la empresa *Meteosevilla (http://www.meteosevilla.com),* datos de irradiancia y temperatura ambiente cada 30 minutos, para 4 días diferentes del año 2013, que señalan el inicio de las 4 estaciones (el 21 de diciembre, el 21 de marzo, el 20 de junio y el 21 de septiembre). Se trata, así pues, de datos en condiciones reales, que no han sido promediados ni suavizados para observar bien el ruido debido a las inclemencias meteorológicas.

El resto de parámetros toman los valores anteriores (Tabla 2), exceptuando la eficiencia, ϵ_{HS}, que toma un valor más realista (0,78) y la eficiencia óptica, η_0, que se considera ahora como un promedio anual (0,65). Con estos datos, a partir de nuestra simulación, se puede obtener la evolución estacional de todos los parámetros de la planta. Se exponen a continuación los resultados más relevantes.

4.1. Comportamiento estacional de los parámetros de la planta

4.1.1. Irradiancia y temperatura ambiente

En primer lugar, se analiza cómo se comportan estacionalmente los parámetros de entrada de la planta: irradiancia y temperatura ambiente, cuyos resultados se muestran en la Fig. 5.

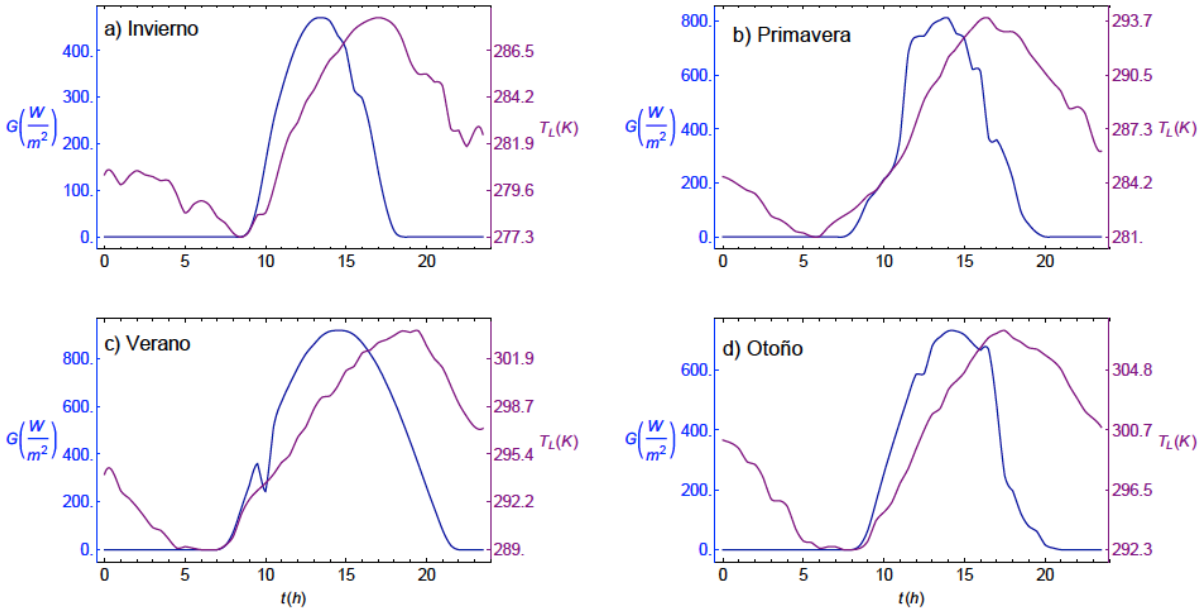

Figura 5. Irradiancia, G, (azul) y temperatura ambiente, T_L, (morado) frente al tiempo, t (UTC): a) 21 de diciembre, b) 21 de marzo, c) 20 de junio y d) 21 de septiembre.

En la Fig. 5 se representan la irradiancia, *G*, (azul, eje vertical izquierda) y la temperatura ambiente, T_L, (morado, eje vertical derecha) frente al tiempo, t, para cuatro días de distintas estaciones. Observando dicha figura es claro que la irradiancia es nula por la noche y comienza a crecer en el amanecer, alcanzando su valor máximo en las horas centrales del día. Después decrece y se anula de nuevo al anochecer.

En el comportamiento de la irradiancia destacan dos factores fundamentales:

- Por un lado la anchura de la curva o número de horas de Sol, que varía desde 10 horas en invierno hasta 15 en verano, pasando por 13 en otoño y aproximadamente 12 y media en primavera.
- Y, por otro lado, la altura de la curva o irradiancia máxima, que se recibe en las horas centrales, y oscila desde los 470 W/m^2 en invierno hasta los 910 W/m^2 del verano.

La forma de la gráfica de la temperatura ambiente es senoidal, en las primeras horas del día disminuye tomando el mínimo en el amanecer y luego crece. Las temperaturas más altas se alcanzan el 21 de septiembre y las más bajas el 21 de diciembre. En otoño y primavera, los valores de *G* y T_L son intermedios. La temperatura ambiente está desfasada respecto de la irradiancia.

4.1.2. Eficiencia y *solar share*

En la figura 6 se representan, frente al tiempo, el rendimiento global, η, (rosa claro), el rendimiento del colector solar, η_s, (fucsia), el rendimiento de la turbina, η_h, (azul claro), el rendimiento económico, η_e, (naranja) y *solar share, f,* (verde), para los cuatro días elegidos como representativos del año. Como se muestra en esta figura, el rendimiento solar, η_s, no

está definido por la noche y está dominado durante las horas de insolación por el término de la eficiencia óptica, porque los términos de pérdidas son pequeños. Por este motivo es prácticamente constante y está alrededor de 0,62, siempre menor de 0,65, que es el valor de η_0. La meseta es más ancha en verano que en inverno debido al número de horas de insolación. Este rendimiento crece durante el amanecer y decrece en el anochecer.

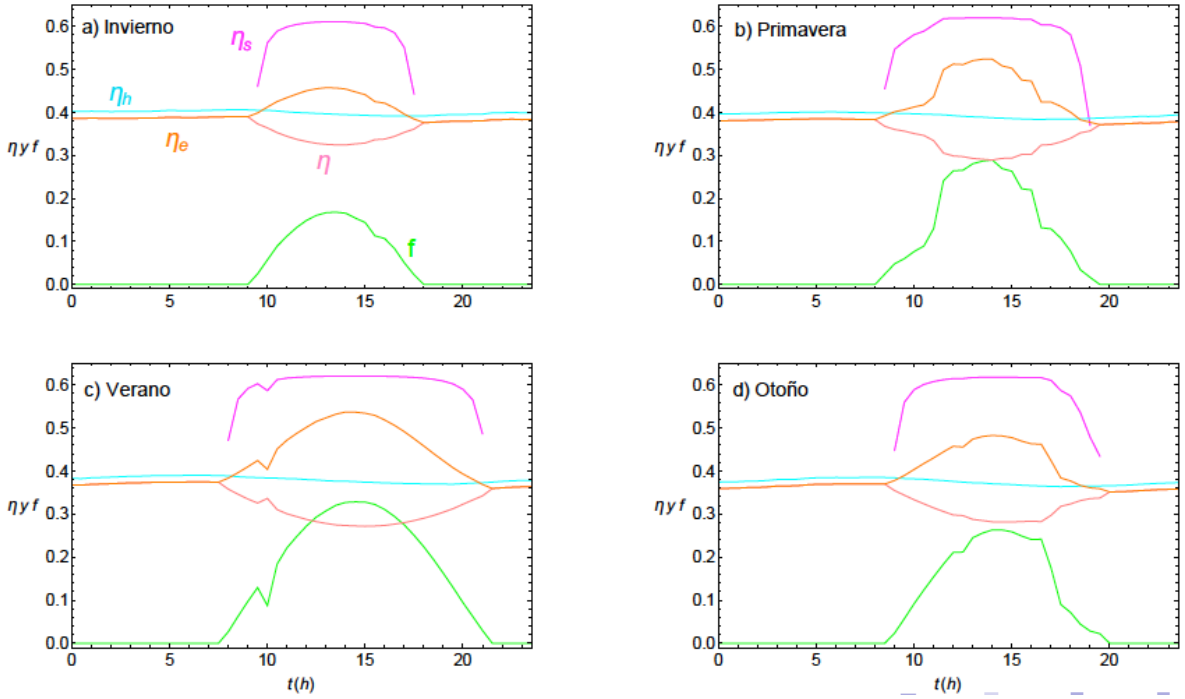

Figura 6. Rendimiento global, η (rosa claro), rendimiento del colector solar, η_s (fucsia), rendimiento de la turbina, η_h (azul claro), rendimiento económico, η_e (naranja) y fracción solar, f (verde) frente al tiempo, t (UTC): a) 21 de diciembre, b) 21 de marzo, c) 20 de junio y d) 21 de septiembre.

El rendimiento de la turbina, η_h, toma valores alrededor de 0,4 y varía muy poco porque se han conseguido rectificar las oscilaciones de la irradiancia, pero se mantienen las de la temperatura ambiente, de valor cuantitativo bastante más pequeñas (estas oscilaciones no se observan bien en la escala de todos los rendimientos).

El rendimiento global, η, se mantiene constante por la noche, cuando η_s no está definido, y disminuye durante las horas de insolación porque η_s ya está definido y porque, como se indica en la ecuación (12), es el producto de los rendimientos de los subsistemas, todos menores de 1. Toma valores mínimos de 0,27 en verano y de 0,32 en invierno.

Por la noche, el rendimiento económico, η_e, se corresponde con el global porque no hay aporte solar y cuando hay irradiancia suficiente varía de forma inversa a él. Como veremos más adelante esto se asocia al hecho de que en las horas centrales el consumo de combustible es mínimo.

El *solar share*, *f*, es 0 cuando la irradiancia es 0 y toma el máximo cuando la irradiancia es máxima, momento en el cual el rendimiento global es mínimo y el económico, máximo. *f* alcanza el valor de 0,33 en verano y la mitad, 0,17, en inverno. Primavera y otoño tienen siempre valores medios. El rendimiento solar, el económico y el *solar share* toman valores más altos en verano y más pequeños en invierno; mientras que el rendimiento global lo hace al contrario.

4.1.3. Rendimiento global y potencia

En la Fig. 7 se representa la evolución frente al tiempo del rendimiento global, η, (azul, eje vertical izquierda), y de la potencia, *P,* (morado, eje vertical derecha), para los días seleccionados. En ella se puede ver que la potencia neta no es estrictamente constante sino que oscila, pero en un intervalo pequeño, con variaciones máximas de 0,2 MW; así pues, se consigue uno de los objetivos principales de este proyecto: rectificar las oscilaciones de la irradiancia tras el colector, para obtener una potencia prácticamente constante. Sus pequeñas oscilaciones se deben a las de la temperatura ambiente, que no han sido corregidas.

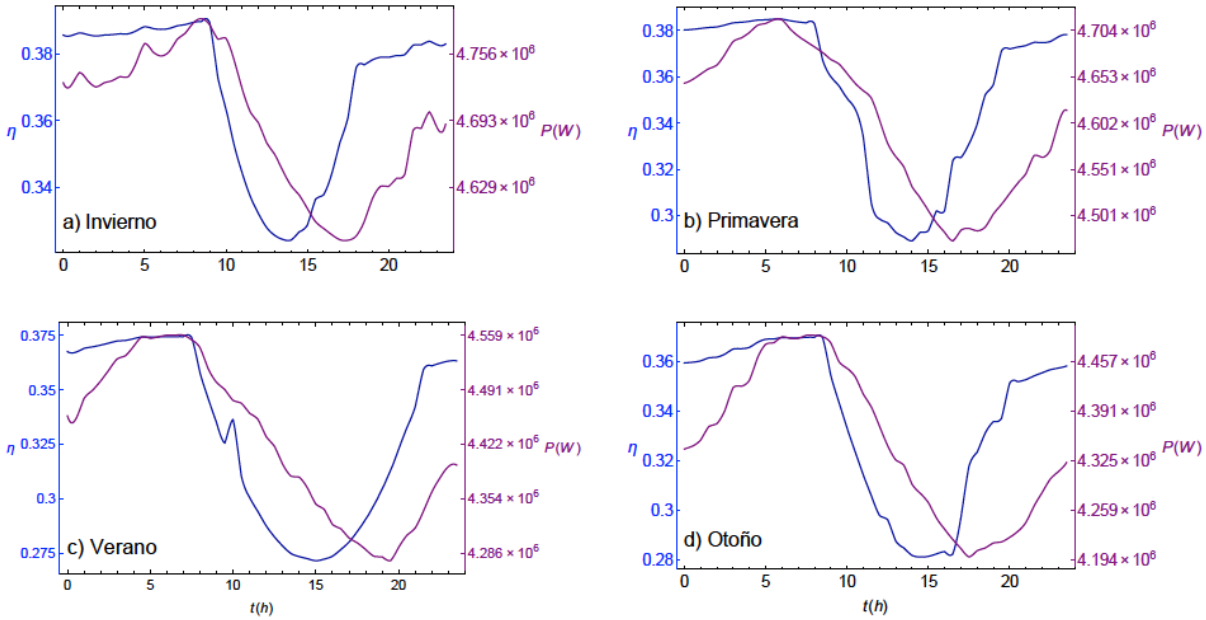

Figura 7. Rendimiento global, η, (azul), y potencia, P, (morado) frente al tiempo, t (UTC): a) 21 de diciembre, b) 21 de marzo, c) 20 de junio y d) 21 de septiembre.

La potencia está desfasada con respecto al rendimiento global del mismo modo que la temperatura ambiente está desfasada respecto de la irradiancia (Fig. 5). Sin embargo, las oscilaciones del rendimiento global, η, se deben tanto a aquéllas de la irradiancia como a las de la temperatura ambiente.

4.1.4. Flujo de combustible

En cuanto al flujo de combustible quemado varía de forma inversa a como lo hace la irradiancia, siendo constante por la noche, cuando toma su valor máximo debido a que la aportación solar es nula.

Esto se puede apreciar en la Fig. 8, en la que se representa el flujo de combustible quemado con aporte solar, $\dot{m}_f$ (azul, eje vertical izquierda), y sin aporte solar (línea gris) e irradiancia, *G*, (morado, eje vertical derecha) frente al tiempo, *t,* para las cuatro estaciones del año. Como era de esperar, al amanecer el consumo comienza a caer hasta tomar su valor mínimo cuando la irradiancia es máxima, en las horas centrales del día. Esta bajada en el consumo instantáneo es mínima en invierno (17%) y máxima en verano (33%). El flujo de combustible sin aporte solar es aproximadamente constante en todas las estaciones y ronda los 0,26 kg/s; mientras que con aporte solar es mínimo en verano y máximo en invierno debido a la mayor irradiancia.

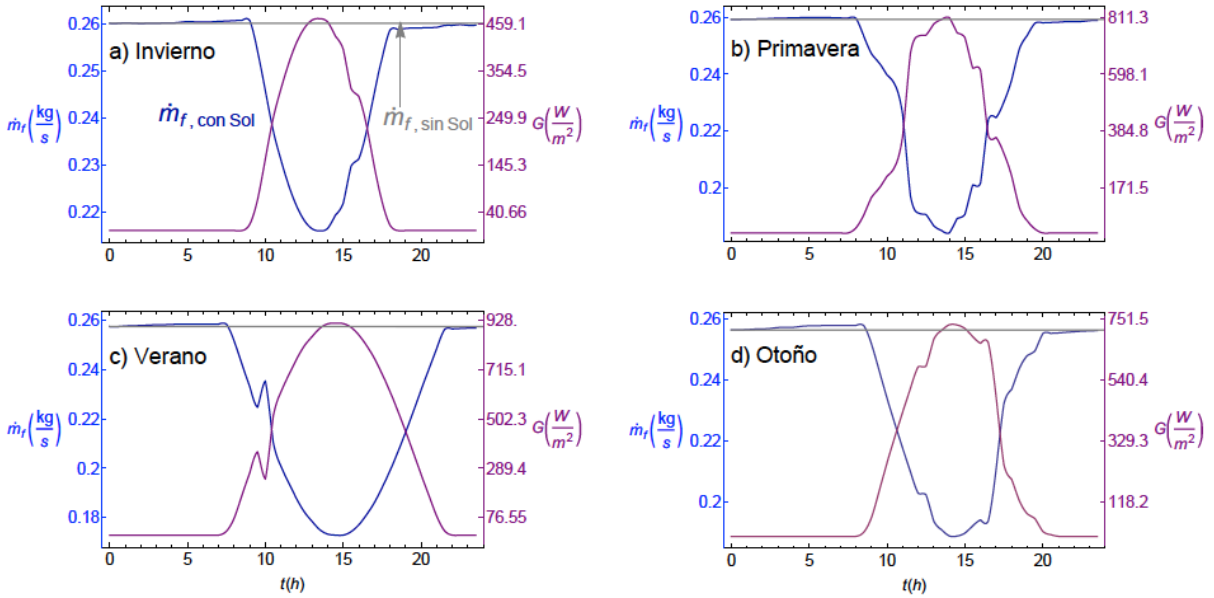

Figura 1. Flujo de combustible quemado con Sol, $\dot{m}_f$ (azul), y sin Sol (línea gris) e irradiancia, G (morado) frente al tiempo t (UTC): a) 21 de diciembre, b) 21 de marzo, c) 20 de junio y d) 21 de septiembre.

4.2. Comparación de resultados por estaciones

En este apartado se compara el consumo de combustible y las emisiones contaminantes para las diferentes estaciones.

4.2.1. Consumo de combustible

Se representa en la Fig. 9, en color gris (con línea discontinua) el flujo de combustible, $\dot{m}_f$, necesario si la planta funcionara sólo con aporte fósil y en azul, el correspondiente a la hibridación, para el 21 de septiembre de 2013. El área encerrada entre ambas curvas y que está rayada representa el ahorro en el consumo de combustible. Los resultados de las estimaciones para las cuatro estaciones se recogen en la Fig. 10, tanto numéricamente como en un diagrama de barras, en azul el consumo de la planta híbrida y en rojo sin aporte de calor solar.

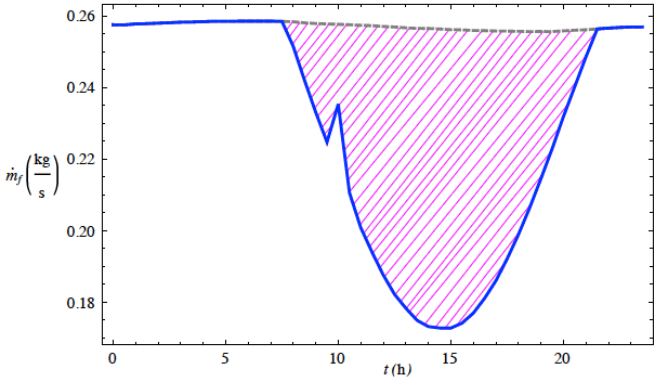

Figura 2. Flujo de combustible quemado con Sol, $\dot{m}_f$ (azul), y sin Sol (línea discontinua gris) frente al tiempo, t (UTC), para el 21 de diciembre.

Numéricamente, si la planta funcionara siempre sin aporte solar, sólo con el calor de la combustión, el consumo de combustible sería aproximadamente constante a lo largo de las estaciones, consumiéndose más de 21 toneladas de gas natural al día. Sin embargo, cuando la planta funciona de forma híbrida, el aporte solar baja significativamente el consumo de gas natural, que cae hasta las 19 toneladas al día en verano. Estos datos se ponen de manifiesto en la Tabla 3 que recoge la previsión del consumo de combustible en las diferentes estaciones, tanto con aporte de energía solar, como sin él.

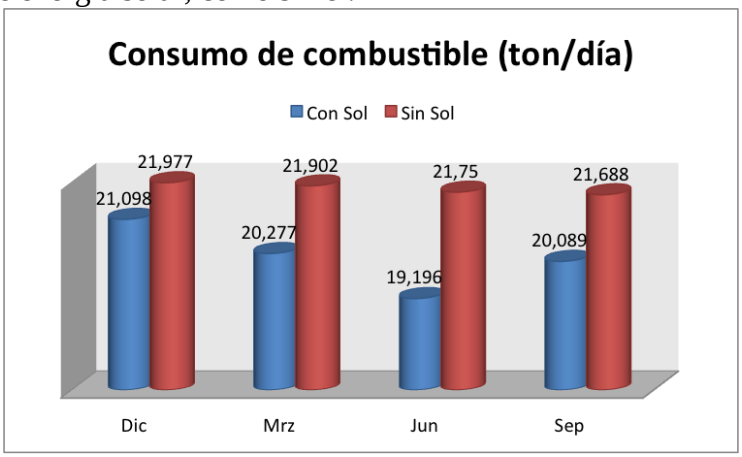

Figura 3. Diagrama de barras y valores númericos de la variación estacional del consumo de combustible: en azul el consumo de la planta híbrida y en rojo sin aporte de calor solar.

Así, el ahorro que se produce con el aporte solar varía desde el 4% en invierno hasta el 11,7% en verano, rondando el 7,4% en primavera y otoño.

	Inverno	Primavera	Verano	Otoño
Consumo sin aporte solar (ton/día)	21.9772	21.9018	21.7503	21.6883
Consumo con aporte solar (ton/día)	21.0981	20.2767	19.1960	20.0886
Ahorro (%)	4.00	7.41	11.74	7.38

Tabla 3. Tabla comparativa del consumo de combustible estimado en las diferentes estaciones con y sin aporte de la energía solar.

4.2.2. Emisiones contaminantes

Las plantas de combustibles fósiles de ciclo Brayton con gas natural son las más limpias, dentro de este tipo de plantas, ya que no emiten azufre ni derivados de él, aunque sí producen otras emisiones contaminantes, específicamente de efecto invernadero. Estudiamos en nuestro caso tres gases: dióxido de carbono CO_2, metano CH_4 y óxido nitroso N_2O, porque son los principales gases de efecto invernadero asociados a la combustión del gas natural.
En la Fig. 11 se presentan en diagramas de barras la variación estacional de las emisiones de contaminantes: a) CO_2, b) CH_4 y c) N_2O. Para calcular los resultados se ha hecho uso de factores de emisión estándar para el gas natural (*http://www.epa.gov/ghgreporting/documents/pdf/2013/documents/memo-2013-technical-revisions.pdf*). El color oscuro se corresponde a las emisiones de la planta híbrida y el color claro las emisiones sin aporte de calor solar. Como se muestra claramente en dicha figura, las emisiones de todos los gases, sin aporte solar, son similares: 54 toneladas al día para el CO_2, 1022 g para el CH_4 y casi 100 g diarios para el N_2O. El funcionamiento híbrido baja las

emisiones en todas las estaciones, especialmente en verano. La diferencia entre el verano y el inverno es la emisión de casi 5 toneladas de CO_2 más al día, de alrededor de 90 g de CH_4 y de 8,6 g diarios de N_2O.
Sin embargo, hay que tener en cuenta que las plantas pueden tener mecanismos para reducir estas emisiones, como los sistemas de atrapamiento y almacenamiento de CO_2 o los catalizadores para el óxido nitroso. Por lo que estos resultados son meramente orientativos y los valores de contaminantes emitidos dependerán de las particularidades de cada planta.

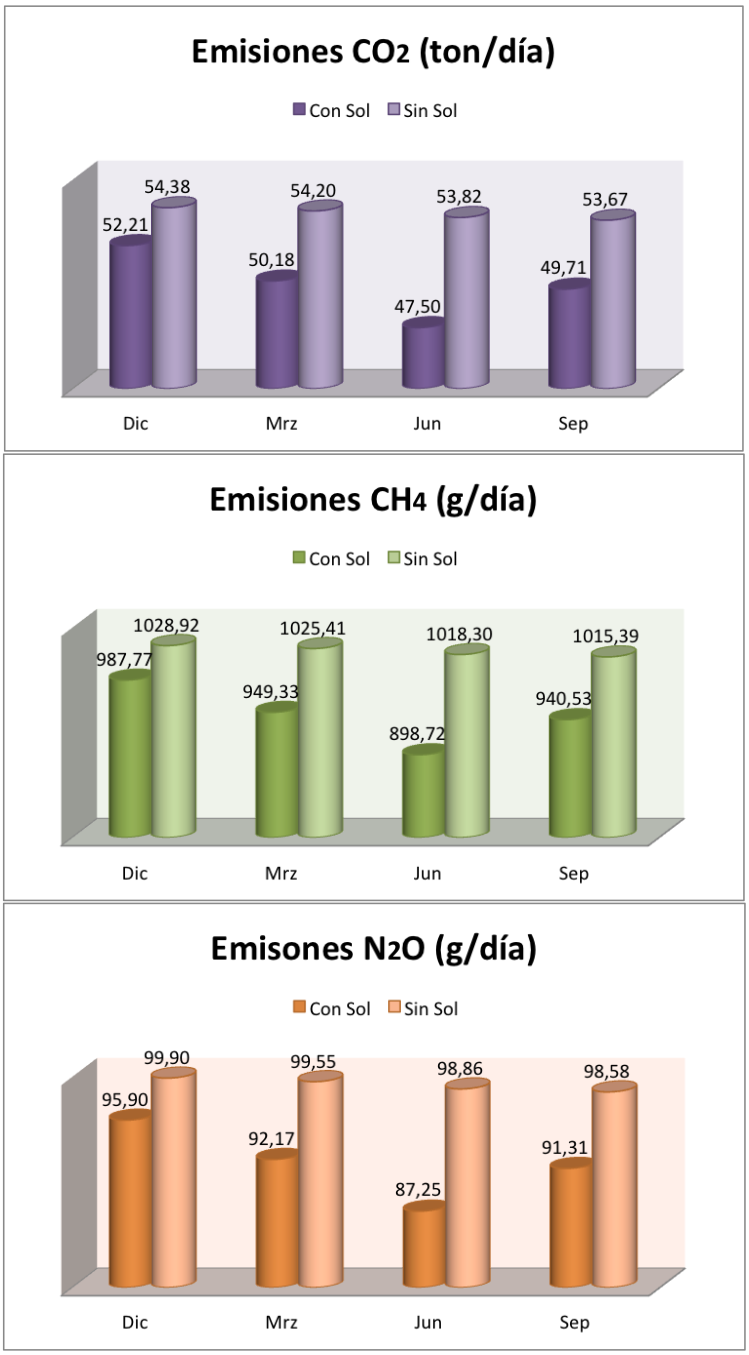

Figura 4. Diagrama de barras y valor numérico de la variación estacional de las emisiones de contaminantes: a) CO_2, b) CH_4 y c) N_2O. En oscuro las emisiones de la planta híbrida y en color claro las emisiones sin aporte de calor solar.

La reducción de emisiones viene representada por los mismos porcentajes que el ahorro de combustible (Tabla 3), puesto que para calcularlas se ha hecho uso de unos factores de conversión, que relacionan directamente el consumo de gas natural con las emisiones en masa que produce su combustión (*http://www.epa.gov/ghgreporting/documents/pdf/2013/documents/memo-2013-technical-revisions.pdf*). Así pues ambos ahorros toman valores entre el 11,7% y el 4%, que supondrían un ahorro apreciable en términos anuales para las empresas y una reducción importante de las emisiones de efecto invernadero.

5. CONCLUSIONES

Se detallan las conclusiones más importantes que se pueden obtener de este trabajo:

- Se ha desarrollado un modelo termodinámico no estacionario, con ecuaciones analíticas, para una planta de generación de energía eléctrica basada en la hibridación en serie de un campo de heliostatos con concentrador de torre central y una turbina de gas de ciclo Brayton operando en ciclo cerrado.
- El sistema se describe desde el punto de vista termodinámico con un número reducido de parámetros, cada uno de ellos de claro contenido físico.
- Las ecuaciones finales para los parámetros de salida (eficiencias, potencia, temperaturas y consumo de combustible) dependen de factores que cuantifican las pérdidas e irreversibilidades en cada uno de los subsistemas y en los intercambiadores de calor.
- Este modelo permite hacer un seguimiento en función del tiempo de cualquiera de los parámetros del sistema.
- El modelo ha quedado validado utilizando la planta del Proyecto SOLUGAS (Abengoa Solar).
- La eficiencia del subsistema solar es aproximadamente constante durante las horas de insolación.
- La eficiencia de la turbina permanece aproximadamente constante a lo largo de todo el día.
- El rendimiento global se mantiene constante por la noche y disminuye durante las horas de insolación.
- El rendimiento económico tiene forma parabólica y presenta un máximo en las horas de máxima insolación u horas centrales del día.
- El número de horas de insolación se ha demostrado determinante en la evolución estacional de las curvas de eficiencias de la planta.
- La potencia de salida de la planta permanece aproximadamente constante para condiciones estacionales y meteorológicas cualesquiera; por lo que se ha cumplido el objetivo de que el suministro de energía eléctrica no dependa de dichas condiciones.
- Este tipo de plantas termosolares resultan muy interesantes desde el punto de vista del ahorro del consumo de combustibles fósiles y de emisiones de contaminantes en regiones con alta radiación solar y poca disponibilidad de agua.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen la financiación del MINECO, proyecto ENE2013-40644-R.

REFERENCIAS

Behar, O., Khellaf, A., Mohammedi, K., (2013). A review of studies on central receiver solar termal plants. *Renew. Sust. Energ. Rev.* 23: 12-39.

Duffie, J. & Beckman, W. (2006), *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley and Sons, Hoboken, New Jersey.

Emission factors for greenhouse gas inventories: Table 1 Stationary Combustion Emission Factors. http://www.epa.gov/ghgreporting/documents/pdf/2013/documents/memo-2013-technical-revisions.pdf

Korzynietz, R., Quero, M., Uhlig, R., (2012) *SOLUGAS-future solar hybrid technology*, Tech. Rep., SolarPaces,. http://cms.solarpaces2012.org/proceedings\\/paper/7ee7e32ece8f2f8e0984d5ebff9d77b

Olivenza-León, D., Medina, A., Calvo, A., (2015), Thermodynamic modeling of a hybrid solar-turbine power plant. *Energ. Conv. Manage.* 93: 435-447.

Romero, M.; Buck, R. & Pacheco, .E. (2002), An Update on Solar Central Receiver Systems, Projects, and Technologies. *Transactions of the ASME, 124*: 98

Sánchez-Orgaz, S.; Medina, A. & Calvo Hernández, A. (2010), Thermodynamic model and optimization of a multi-step irreversible Brayton cycle. *Energ. Convers. Manage., 51*, 2134-43

Sánchez-Orgaz, S.; Pedemonte, M.; Ezzatti, P.; Curto-Risso, P.; Medina, A. & Calvo Hernández, A. (2015). Multi-objective optimization of a multi-step solar-driven Brayton cycle. *Energ. Conv. Manage, 99*: 346-358