VOLUMEN 48
XXXI Verano De la Ciencia
ISSN 2395-9797
www.jovenesenlaciencia.ugto.mx

Análisis Termodinámico de un Ciclo de Vapor Integrado con Energías Renovables

Thermodynamic Analysis of a Vapor Cycle Integrated with Renewable Energies

Gabriel Borislav Marban-Vázquez, Sergio Cano-Andrade
[1]Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Guanajuato, Salamanca, Gto. 36885, México
gb.marbanvazquez@ugto.mx, sergio.cano@ugto.mx

Resumen

En el presente trabajo se muestra un análisis termodinámico por primera y segunda ley de una planta de potencia de ciclo combinado integrada por dos ciclos Brayton y un ciclo Rankine de doble nivel de presión. A esta planta de ciclo combinado se integra un sistema de energía solar térmica como fuente complementaria de calor. El modelo está desarrollado en base a los balances de masa, energía y entropía, considerando condiciones de operación en estado estacionario. Asimismo, se realiza un análisis paramétrico de la relación de compresión del ciclo Brayton con el propósito de evaluar la influencia de este parámetro sobre el desempeño global del sistema y comparar la configuración convencional con la configuración propuesta que integra energía solar térmica. Los resultados muestran que la integración de la unidad solar térmica aumenta la eficiencia del ciclo combinado.

Palabras clave: Ciclo de Vapor; Ciclo combinado; Energía; Exergía; Energías Renovables.

Introducción

En la actualidad, la creciente demanda energética y la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero han impulsado el desarrollo de sistemas de generación de eléctricidad con mayor eficiencia y un menor impacto ambiental. En este contexto, el Acuerdo de París, adoptado en 2015 durante la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático, establece el compromiso internacional de limitar el aumento de la temperatura media global mediante la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero y la transición hacia sistemas energéticos más sostenibles (Naciones Unidas, 2015). Las estrategias de transición sostenible suelen consistir en tres cambios tecnológicos principales: ahorro energético en el lado de la demanda, eficiencia en la generación a nivel de producción y sustitución de combustibles fósiles por diversas fuentes de energía renovables (Kabeyi & Olanrewaju, 2022). El sector energético es vital para abordar el cambio climático, ya que representa la producción de aproximadamente dos tercios del dióxido de carbono mundial (Quitzow, 2021).

Las centrales de ciclo combinado son una de las formas de utilizar eficientemente los recursos energéticos, pues el combustible se utiliza para producir electricidad a partir de dos ciclos de generación de energía diferentes (Ersayin & Ozgener, 2015). Un ciclo combinado se refiere a la integración de dos o más ciclos termodinámicos distintos para aumentar la eficiencia, aunque en el sector de generación eléctrica, el ciclo combinado clásico acopla el ciclo Brayton con el ciclo Rankine (Xiang & Chen, 2007). La propuesta esencial es aprovechar la energía presente en los gases de combustión que salen de la turbina de gas del ciclo Brayton, integrándola en un ciclo Rankine mediante una caldera de recuperación instalada después de la turbina de gas (Horlock, 1995). En una planta de ciclo combinado, la caldera de recuperación (HRSG) actúa como el enlace entre el ciclo de gas y el ciclo de vapor. En este componente, los gases de salida de la turbina se enfrían y la energía térmica extraída se emplea para producir vapor (Patiño Duque & Rosero Cora, 2017). Con el fin de proporcionar una mejor recuperación de calor en el HRSG, se suele utilizar más de un nivel de presión (Franco y otros, 2004).

VOLUMEN 48
XXXI Verano De la Ciencia
ISSN 2395-9797
www.jovenesenlaciencia.ugto.mx

El análisis energético, basado en la Primera Ley de la Termodinámica, permite evaluar el aprovechamiento de la energía del combustible dentro del ciclo (Moran & Shapiro, 2004), pero no considera las ineficiencias o irreversibilidades presentes en los procesos. Por ello, mediante el análisis exergético, basado en la Segunda Ley de la Termodinámica, se logra identificar las principales fuentes de destrucción de energía útil o exergía y cuantificar el potencial real de mejora del sistema (Gaggioli & El-Sayed, 1989). Es importante señalar que algunas irreversibilidades no pueden eliminarse por completo; sin embargo, sí es posible reducirlas o mejorar su impacto (Aljundi, 2009).

La exergía se define como el trabajo máximo disponible que se puede obtener de un sistema que interactúa con su medio ambiente (Lugo y otros, 2009). Asimismo, el análisis exergético requiere la definición de un estado de referencia o estado muerto. En este estado, un sistema está a la temperatura y a la presión de su ambiente, no tiene energía cinética o potencial relativa a su ambiente y no reacciona con el ambiente (Çengel & Boles, 2012).

Teniendo en consideración el problema del calentamiento global, es que en los últimos años se han investigado diferentes opciones de producir electricidad de forma mas amigable con el ambiente, y es por esto que se proponen las plantas de ciclo combinado con colectores solares integrados (Ponce & Valderrama, 2016). En particular, la integración de energía solar térmica permite suministrar calor adicional al ciclo de vapor, incrementando la producción de energía útil sin aumentar el consumo de combustible, lo que puede traducirse en mejoras tanto en la eficiencia térmica como en la eficiencia exergética del sistema. La aparición de plantas de ciclo combinado con colectores solares integrados trae como consecuencia la necesidad de crear herramientas adecuadas para el estudio de su funcionamiento, el análisis de sus variables y el desarrollo de estrategias de control adecuadas para mejorar y optimizar su desempeño (Ponce & Valderrama, 2016). En este trabajo se presenta una propuesta de planta de ciclo combinado integrada con colectores solares, con el objetivo de analizar cómo esta integración influye en las eficiencias energética y exergética global del sistema, así como contribuir a la transición hacia un modelo energético más sostenible.

Materiales y Métodos

Descripción del sistema bajo estudio

La configuración del sistema bajo estudio se muestra en la Figura 1, la cuál se desarrolló tomando como base el modelo propuesto por Ersayin y Ozgener (2015), quienes realizaron un análisis energético y exergético de una planta de potencia de ciclo combinado. Dicho modelo sirvió como referencia para la definición del ciclo, las condiciones de operación y la metodología de análisis termodinámico. A partir de esta configuración, en el presente trabajo se incorporó un sistema de colección de energía solar térmica con el objetivo de evaluar su influencia sobre el desempeño energético y exergético de la planta, mediante la comparación entre el ciclo combinado convencional y la configuración híbrida propuesta.

El sistema de generación está constituido por dos ciclos Brayton idénticos que operan en paralelo, cuyos gases de escape alimentan de manera independiente un HRSG y un generador de vapor de paso único (OTSG), respectivamente. En el ciclo Brayton, el aire ambiente ingresa al compresor a una temperatura de 285.35 K y una presión de 101.325 kPa, donde es comprimido con una relación de compresión de 30.9, considerando una eficiencia isentrópica de 0.85. El flujo másico de aire es de 151.4 kg/s. Posteriormente, el aire comprimido entra a la cámara de combustión donde se mezcla con un flujo másico de combustible de 2.13 kg/s, cuyo poder calorífico inferior (LHV) es de 44000 kJ/kg, considerando una relación aire-combustible (ζ) de 1.06 y una eficiencia de 0.90. Como resultado del proceso de combustión, los gases alcanzan una temperatura de entrada a la turbina (TIT) de 1100 K. Estos gases se expanden en la turbina de gas, la cual opera con una eficiencia isentrópica de 0.90, produciendo la potencia necesaria para la generación de energía eléctrica en los ciclos Brayton.

A la salida de la turbina de gas del primer ciclo Brayton, los gases de escape son dirigidos hacia un HRSG, donde se aprovecha la energía térmica restante para transferir calor al ciclo de vapor. De manera análoga, los gases de escape provenientes del segundo ciclo Brayton son conducidos hacia un OTSG, cuya función

VOLUMEN 48
XXXI Verano De la Ciencia
ISSN 2395-9797
www.jovenesenlaciencia.ugto.mx

es recuperar el calor disponible de los gases de combustión para generar vapor adicional que alimenta el ciclo Rankine, y aprovechar la energía térmica que, de otro modo, sería rechazada al ambiente.

El ciclo Rankine está conformado por un sistema de doble nivel de presión, donde la línea de alta presión (HP) opera a 5000 kPa y la línea de baja presión (LP) a 500 kPa. En el HRSG y el OTSG, el calor de los gases de escape se emplea para calentar, evaporar y sobrecalentar el agua de alimentación correspondiente a las líneas de alta y baja presión, respectivamente. El vapor generado en cada una de ellas es conducido hacia una turbina de vapor, donde se expande con una eficiencia isentrópica de 0.90 para producir trabajo. Posteriormente, el vapor descargado ingresa al condensador, el cual opera a una presión de 10 kPa. Finalmente, el condensado es almacenado en el tanque de alimentación y posteriormente impulsado mediante las bombas, cuya eficiencia isentrópica se considera de 0.85, para completar el ciclo Rankine. Esta configuración de ciclo combinado es la que se propone y estudia por Ersayin y Ozgener (2015), y es considerada como la configuración de referencia del presente estudio.

Como propuesta novedosa del presente trabajo, la configuración de Ersayin y Ozgener (2015) se integra con energías renovables. Con el fin de incrementar la recuperación de energía, se incorpora un sistema de energía solar térmica que suministra 5 MWt de calor adicional al ciclo de vapor. Este calor permite elevar la temperatura del agua sin alcanzar las condiciones de evaporación, evitando así la formación prematura de vapor y asegurando el funcionamiento adecuado del HRSG y el OTSG, permitiendo una mayor producción de vapor útil. Esta integración busca incrementar la eficiencia térmica y exergética del sistema sin aumentar el consumo de combustible en la cámara de combustión. Las condiciones de operación mencionadas se muestran en la Tabla 1.

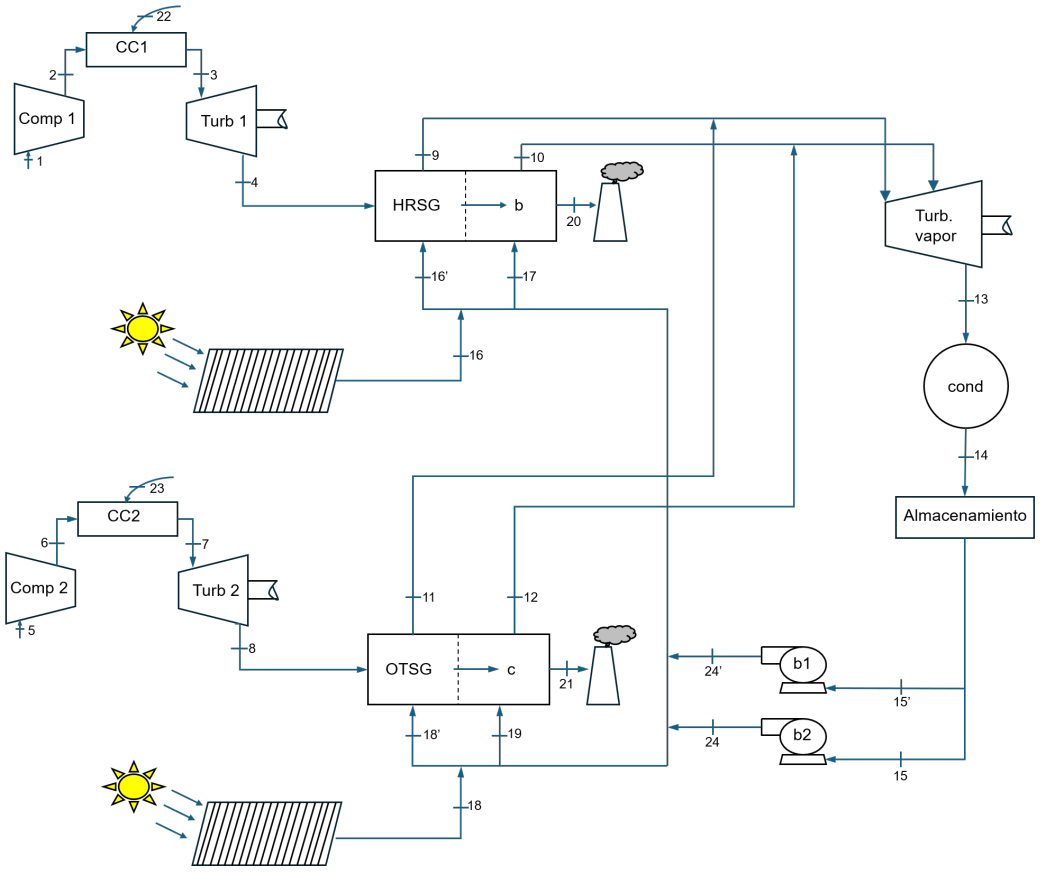


Figura 1. Representación esquemática de la planta de ciclo combinado integrada con colectores solares, adaptada de Ersayin y Ozgener (2015).

VOLUMEN 48
XXXI Verano De la Ciencia
ISSN 2395-9797
www.jovenesenlaciencia.ugto.mx

Tabla 1. *Parámetros de operación y condiciones de diseño del sistema, obtenidas de Ersayin y Ozgener (2015).*

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
Relación de compresión, r_c	30.9	Poder calorífico inferior (LHV)	44000 kJ/kg
Eficiencia isentrópica del compresor, η_c	0.85	Relación aire-combustible, ζ	1.06
Eficiencia isentrópica de la turbina de gas, η_{GT}	0.90	Temperatura de entrada al compresor	285.35 K
Eficiencia isentrópica de la turbina de vapor, η_{ST}	0.90	Presión atmosférica	101.325 kPa
Eficiencia de la cámara de combustión, η_{CC}	0.90	Temperatura de entrada a la turbina	1100 K
Eficiencia de las bombas, η_b	0.85	Presión de vapor HP	5000 kPa
Flujo másico de aire	151.4 kg/s	Presión de vapor LP	500 kPa
Flujo másico de combustible	2.13 kg/s	Presión del condensador	10 kPa
Constante universal de los gases, R	8.314 kJ/kmol·K	Relación de calores específicos, k	1.4

Tabla 2. *Fracciones molares del aire y los productos de combustión, obtenidas de Ersayin y Ozgener (2015).*

Componentes del aire	Fracción molar y_i (%)	Productos de combustión	Fracción molar y_i (%)
N_2	75.67	N_2	76
O_2	20.35	O_2	15
H_2O	3.03	H_2O	6
CO_2	0.0345	CO_2	2.5

Modelo termodinámico

Con el propósito de evaluar el funcionamiento del sistema, se desarrolló un modelo basado en la primera y segunda ley de la termodinámica, es decir, considerando los balances de masa, energía y entropía para cada componente del sistema. Este modelo permite determinar las propiedades termodinámicas de cada flujo o corriente, así como el desempeño energético y exergético global del ciclo combinado convencional así como el ciclo combinado integrado con colectores solares.

Las suposiciones considerads para el análisis son: 1) los componentes operan en estado estacionario, 2) el aire y los productos de la combustión se consideran como gases ideales, 3) las fracciones molares de los componentes del aire y los productos de combustión se muestran en la Tabla 2, 4) la transferencia de calor entre los componentes de la planta y el ambiente es despreciable, y 5) las condiciones del estado muerto se consideran como $P_0 = 101.325$ kPa (1 atm) y $T_0 = 298.15$ K (25 °C).

Para las corrientes en donde se encuentran mezclas de gases, así como los productos de combustión, la entalpía específica del flujo se calcula como

$$h_{mezcla} = \sum_i y_i h_i(T) \ldots (1)$$

y la entropía específica se calcula como

$$s_{mezcla} = \sum_i y_i s_i(T,P) - R \sum_i y_i \ln y_i \ldots (2)$$

donde el subíndice *i* representa a cada uno de los constituyentes de la mezcla. El balance de masa para cada componente se calcula como

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} = 0 \ldots (3)$$

el balance de energía se obtiene como

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}_{in} h_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \ldots (4)$$

Para las corrientes de agua y vapor se consideró únicamente la exergía física, despreciando las contribuciones de exergía química, cinética y potencial, por lo cuál la exergía para cada corriente se obtiene como

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \ldots (5)$$

Así mismo, la exergía de las corrientes que consideran gases ideales se obtiene de la siguiente manera

$$ex_T = c_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \frac{T}{T_0}\right] \ldots (6)$$

$$ex_P = RT_0 \ln \frac{P}{P_0} \ldots (7)$$

$$ex = ex_T + ex_P \ldots (8)$$

La exergía del combustible se obtiene de la siguiente manera

$$\zeta = \frac{ex_f}{LHV_f} \ldots (9)$$

donde un valor de 1.06 para ζ es usualmente considerado en la literatura para representar el gas natural (Ersayin & Ozgener, 2015).

Usualmente la exergía se representa en unidades de kW, por lo que la taza de exergía se obtiene de la siguiente manera

$$\dot{E}x = \dot{m}\, ex \ldots (10)$$

La eficiencia energética o por primera ley global del ciclo se obtiene como

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{CC1} + \dot{Q}_{CC2}} \ldots (11)$$

donde $\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_f\, LHV$. De igual manera, la eficiencia exergética o por segunda ley global del ciclo se obtiene como

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{E}x_{CC1} + \dot{E}x_{CC2}} \ldots (12)$$

ISSN 2395-9797
www.jovenesenlaciencia.ugto.mx

Dimensionamiento de la granja de celdas solares térmicas

A cada unidad de la planta de ciclo combinado se le integra una granja solar con una capacidad de 5500 kWt. Las condiciones de operación de la granja solar se muestran en la Tabla 3.

La potencia térmica por unidad de área se obtiene de la siguiente manera

$$q_{sol} = \eta_{sol}\, I_{eq} \ldots (13)$$

donde η_{sol} es la eficiencia del colector solar, y I_{eq} es la irradiación media equivalente. El área total de colectores solares que se debe instalar para la granja solar se obtiene de la siguiente manera

$$A_{sol} = \frac{\dot{Q}_{sol}}{q_{sol}} \ldots (14)$$

Sustituyendo los valores de los parámetros, se obtiene un valor de 0.3 kW/m^2 para la potencia térmica por unidad de área, y por consecuencia, se requiere un área total de 1.83 hectáreas para la instalación de la granja solar. Debido a que se debe instalar una granja solar para cada una de las unidades de recuperación (HRSG y OTSG), el área total requerida para la instalación de la unidad solar del sistama global es de 3.66 hectáreas.

Análisis paramétrico de la relación de compresión

Con el propósito de analizar el funcionamiento de la planta de ciclo combinado, se consideró evaluar la influencia de la relación de compresión, r_c, sobre el desempeño de la planta. Por tal motivo, se realizó un análisis paramétrico variando el valor de la relación de compresión y manteniendo constantes el resto de las condiciones de operación del sistema, obteniendo los valores globales de la eficiencia térmica y la eficiencia exergética de la planta de ciclo combinado. La selección de r_c como variable para el análisis se debe a que es uno de los parámetros de diseño más relevantes del ciclo Brayton, el cuál influye directamente en la temperatura y presión del aire que se comprime, el trabajo que consume el compresor, la temperatura de salida de la turbina de gas y, por lo tanto, en el desempeño global del ciclo combinado.

El análisis paramétrico se realizó tanto para la configuración convencional como para la configuración integrada con energía solar térmica, con el fin de comparar la influencia de la relación de compresión sobre las eficiencias energética y exergética en ambas configuraciones.

***Tabla 3**. Condiciones de operación de la granja de colectores solares.*

Parámetro	Valor
Aporte de calor deseado, $\dot{Q}_{sol}$	5500 kWt
Eficiencia del colector, η_{sol}	60 %
Irradiación solar diaria[1], I	6 kWh/m^2
Irradiancia media equivalente[2], I_{eq}	0.5 kW/m^2

[1]Energía solar promedio disponible en Salamanca, Guanajuato (Tutiempo Network, S.L., 2026).

[2]Correspondiente a 12 horas de luz solar al día.

VOLUMEN 48
XXXI Verano De la Ciencia
ISSN 2395-9797
www.jovenesenlaciencia.ugto.mx

Resultados y discusión

Límite de Factibilidad en la relación de compresión

Los resultados obtenidos muestran que el incremento de la relación de compresión está limitado por la factibilidad termodinámica del sistema. A medida que r_c aumenta, la temperatura de salida de la turbina de gas disminuye. Esto es debido a que una mayor energía es destinada a la compresión del aire en el compresor, reduciendo considerablemente el contenido energético disponible de los gases de combustión. En consecuencia, la cantidad de calor residual que puede recuperarse en el HRSG y el OTSG también disminuye. Cuando la relación de compresión supera un determinado valor, el calor disponible en los gases de escape deja de ser suficiente para cumplir con las condiciones de generación de vapor establecidas en el ciclo termodinámico. Estos valores máximos son $r_c = 33$ para la configuración híbrida y a $r_c = 37$ para la configuración convencional.

Efecto de la razón de compresión en la eficiencia del ciclo

La eficiencia energética y exergética para la configuración convencional del ciclo combinado se muestra en la Figura 2. Se observa que la eficiencia energética aumenta aproximadamente de 48% para $r_c = 20$ hasta valores cercanos al 58.4% cuando la relación de compresión alcanza el límite de factibilidad. De manera similar, se observa que la eficiencia exergética se incrementa desde aproximadamente 45% para $r_c = 20$ hasta valores cercanos al 55% cuando la relación de compresión alcanza el límite de factibilidad.

La eficiencia energética y exergética para la configuración del ciclo combinado con integración de energía solar térmica se muestra en la Figura 3. Al igual que en el caso convencional, se observa que ambas eficiencias también presentan una mejora conforme aumenta la relación de compresión. Como se mencionó anteriormente, se obtienen configuraciones físicamente posibles hasta alcanzar una razón de compresión máxima de $r_c = 33$. También se obseva que la eficiencia energética aumenta desde aproximadamente 49.7% hasta 58.2%, mientras que la eficiencia exergética se incrementa de 46% a 55.0%.

En la Figura 4 se presenta una comparación en el funcionamiento de ambas configuraciones del ciclo combinado. Se observa que, para un mismo valor de relación de compresión, la integración de una granja solar produce un incremento tanto en la eficiencia energética como en la eficiencia exergética del ciclo combinado.

Este comportamiento se atribuye al aporte adicional de energía térmica suministrado por el sistema solar, el cual reduce la cantidad de calor que debe recuperarse exclusivamente de los gases de escape en el HRSG y OTSG para producir vapor. En consecuencia, aumenta la producción de trabajo en el ciclo Rankine sin requerir un incremento en el consumo de combustible, mejorando así el aprovechamiento global de la energía disponible.

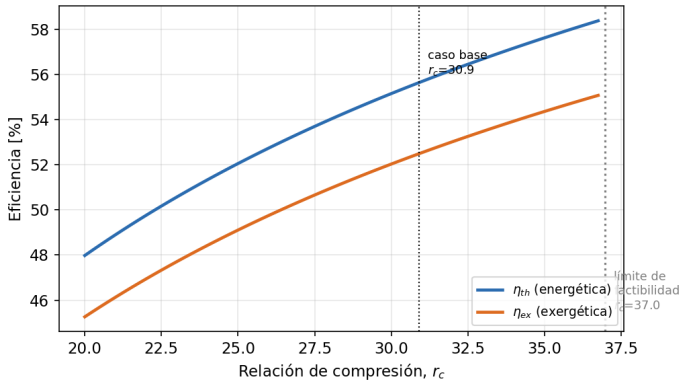


Figura 2. Efecto de la razón de compresión, r_c, sobre las eficiencias del ciclo combinado convencional.

ISSN 2395-9797
www.jovenesenlaciencia.ugto.mx

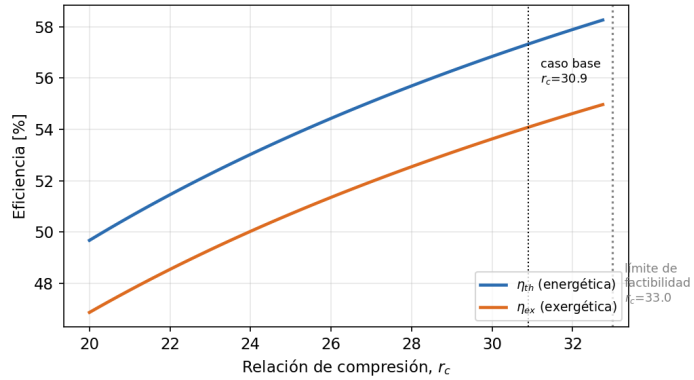


Figura 3. Efecto de la razón de compresión, r_c, sobre las eficiencias del ciclo combinado integrado con energía solar térmica.

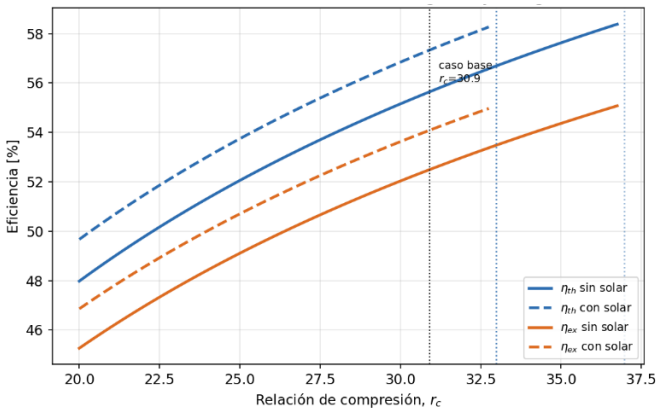


Figura 4. Efecto de la razón de compresión, r_c, sobre las eficiencias en ambas configuraciones.

Propiedades termodiámicas del ciclo combinado integrado con energía solar térmica

En la Tabla 4 se presentan los valores de las propiedades termodinámicas para el ciclo combinado integrado con la granja solar térmica. Estos valores se obtuvieron para la razon de compresión base, $r_c = 30.9$. Los valores de las propiedades termodinámicas para la configuración convencional y la misma razón de compresión pueden consultarse en Ersayin y Ozgener (2015).

Conclusiones

En el presente trabajo se evaluó el desempeño energético y exergético de una planta de ciclo combinado convencional así como de esta misma planta integradda con energía solar térmica. Los resultados obtenidos muestran que la incorporación del sistema solar aumenta las eficiencias energética y exergética al suministrar calor adicional al ciclo combinado sin aumentar el consumo de combustible, mejorando el aprovechamiento de la energía disponible.

El análisis paramétrico muestra que la relación de compresión constituye una de las variables de diseño con mayor influencia sobre el desempeño del sistema. A medida que este parámetro aumenta, ambas eficiencias presentan una tendencia creciente; sin embargo, dicho incremento está limitado por la disminución de la temperatura de los gases de escape, lo que restringe la recuperación de calor en el HRSG y el OTSG. En

consecuencia, el modelo deja de proporcionar soluciones físicamente posibles para relaciones de compresión superiores a 37 en la configuración convencional y a 33 en la configuración híbrida.

Aunque la mejora obtenida mediante la integración solar es moderada, los resultados demuestran que es posible mejorar el desempeño del ciclo combinado sin aumentar el consumo de combustible fósil, lo que representa una alternativa compatible con los objetivos de transición energética y reducción de emisiones.

Como trabajo futuro, se propone evaluar diferentes niveles de radiación solar, así como considerar la optimización del sistema con otros parámetros de funcionamiento de manera simultánea, con el propósito de determinar configuraciones que maximicen el beneficio energético y exergético del sistema.

Tabla 4. *Resultados de las propiedades termodinámicas para el ciclo combinado integrado con energía solar térmica.*

Estado	Fluido	T (K)	P (kPa)	$\dot{m}$ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	ex (kJ/kg)	$\dot{E}x$ (kW)
1	Aire	285.4	101.3	151.4	285.7	5.651	0.284	43
2	Aire	844.3	3131	151.4	871.1	5.792	555	84021
3	Gases combustión	1100	3131	153.5	1408	7.586	804.1	123457
4	Gases combustión	481.5	101.3	153.5	524.4	7.439	44.04	6762
5	Aire	285.4	101.3	151.4	285.7	5.651	0.284	43
6	Aire	844.3	3131	151.4	871.1	5.792	555	84021
7	Gases combustión	1100	3131	153.5	1408	7.586	804.1	123457
8	Gases combustión	481.5	101.3	153.5	524.4	7.439	44.04	6762
9	Vapor	699	5000	4	3259	6.737	1254	5017
10	Vapor	499	500	1.292	2910	7.171	776.1	1003
11	Vapor	703	5000	4	3268	6.751	1260	5039
12	Vapor	498	500	1.292	2908	7.167	775.3	1002
13	Agua	319	10	10.58	2270	7.164	138.4	1465
14	Agua	319	10	10.58	191.8	0.6493	2.814	29.78
15	Agua	319	10	5.292	191.8	0.6493	2.814	14.89
16	Agua	406	5000	4	561.7	1.66	71.36	285.4
16’	Agua	537.1	5000	4	1567.4	3.689	471.972	1887.89
17	Agua	319	500	1.292	192.4	0.6495	3.314	4.282
18	Agua	406	5000	4	561.7	1.66	71.36	285.4
18’	Agua	537.1	5000	4	1567.4	3.689	471.972	1887.89
19	Agua	319	500	1.292	192.4	0.6495	3.314	4.282
20	Gases de Escape	402	101.3	153.5	431.3	7.012	15.82	2429
21	Gases de Escape	402	101.3	153.5	431.3	7.012	15.82	2429
22	Gas Natural	298.2	101.3	2.13	-4665	11.61	46640	99343
23	Gas Natural	298.2	101.3	2.13	-4665	11.61	46640	99343
24	Agua	319	500	5.292	192.4	0.6495	3.314	17.54

Nomenclatura

Símbolos			
c_P	Calor específico a presión constante (kJ/kg K)	$\dot{W}$	Potencia (kW)
h	Entalpía específica (kJ/kg)	P	Presión (kPa)
s	Entropía específica (kJ/kg·K)	k	Relación de calores específicos
ex	Exergía específica (kJ/kg)	$\dot{E}x$	Tasa de exergía (kW)
$\dot{m}$	Flujo másico (kg/s)	T	Temperatura (K)
y	Fracción molar	v	Volumen específico (m3/kg)
Abreviaturas			
HP	Alta presión	OTSG	Generador de vapor de paso único
LP	Baja presión	LHV	Poder calorífico inferior
HRSG	Generador de vapor por recuperación de calor	TIT	Temperatura de entrada a la turbina
Subíndices			
a	Aire	0	Estado Muerto
b	Bomba	I	Primera ley de la Termodinámica
CC	Cámara de combustión	out	Salida del componente
f	Combustible	II	Segunda ley de la Termodinámica
c	Compresor	tot	Total
cond	Condensador	TG	Turbina de gas
in	Entrada del componente	TV	Turbina de vapor
Símbolos griegos			
η	Eficiencia	ζ	Relación aire-combustible

Bibliografía/Referencias

Aljundi, I. H. (2009). Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. *Applied Thermal Engineering, 29*(2-3), 324–328. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029

Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica* (Séptima ed.). McGraw-Hill.

Ersayin , E., & Ozgener, L. (2015). Performance analysis of combined cycle power plants: A case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 43*, 832-842.

Franco, A., Casarosa, C., & Donatini, F. (2004). Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants. *Energy*(29), 389–414.

Gaggioli, R. A., & El-Sayed, Y. M. (1989). A Critical Review of Second Law Costing Method—I: Background and Algebraic Procedures. *Journal of Energy Resources Technology, 111*(1), 1–7. https://doi.org/10.1115/1.3231396

Horlock, J. H. (1995). Combined power plants - past, present, and future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 608–616. https://doi.org/10.1115/1.2815448

Kabeyi, M. J., & Olanrewaju, O. A. (2022). Sustainable Energy Transition for Renewable and Low Carbon Grid Electricity Generation and Supply. *Frontiers in Energy Research*. https://doi.org/10.3389

Lugo, R., Salazar, M., Zamora1, J. M., Torres, A., & Toledo, M. (2009). Análisis exergético de una central termoeléctrica. *Científica, 13*(1), 17–25.

Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2004). *Fundamentos de Termodinámica Técnica* (Segunda ed.). Barcelona: Reverté.

Naciones Unidas. (2015). *Acuerdo de París*. Obtenido de Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático: https://unfccc.int/files/meetings/paris_nov_2015/application/pdf/paris_agreement_spanish_.pdf

Patiño Duque, H. D., & Rosero Cora, B. D. (2017). Análisis exergético de una planta de cogeneración operando bajo ciclo combinado. *Revista Ingeniería, Investigación y Desarrollo, 17*(1), 49–58.

Ponce, C. V., & Valderrama, J. O. (2016). Análisis de la Influencia de la Radiación Solar en una Planta de Ciclo Combinado con Colectores Solares Integrados mediante Simulación. *Información Tecnológica, 27*(3), 151-160. https://doi.org/10.4067/S0718-07642016000300014

Quitzow, R. (2021). *Energy Transitions and Societal Change.* Berliner Strasse: Institute of Advanced Sustainability Studies (IASS).

Tutiempo Network, S.L. (2026). *Radiación solar en Guanajuato: Radiación solar 15 días*. Obtenido de https://www.tutiempo.net/radiacion-solar/guanajuato.html

Xiang, W., & Chen, Y. (2007). Performance improvement of combined cycle power plant based on the optimization of the bottom cycle and heat recuperation. *Journal of Thermal Science, 16*(1), 84–89.