

Estudio Termodinámico a una Central de Ciclo Combinado con Campo Solar Integrado

Ladislao E. Méndez-Cruz^{1,2}, Raúl Lugo-Leyte³, Helen D. Lugo-Méndez¹, Martín Salazar-Pereyra²,
Mauricio Sales-Cruz¹

¹Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana - Cuajimalpa, México. Email: ladislao.mendez@cua.uam.mx

²División de Ingeniería Mecánica Mecatrónica e Industrial, Tecnológico Nacional de México/TES de Ecatepec, México.

³Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana - Iztapalapa, México.

Resumen

En este trabajo se realiza un estudio termodinámico de una Central de Ciclo Combinado de tres niveles de presión con la integración de un campo solar para la generación de un flujo de vapor adicional. Esta central puede operar con o sin el campo solar. El estudio termodinámico evalúa los parámetros de desempeño tales como la potencia generada, la eficiencia térmica, el flujo de vapor, la eficiencia exergética, el flujo de irreversibilidades, el flujo de exergía del combustible y el flujo de exergía asociado al flujo de calor transferido por el campo solar. Los resultados muestran que, el ciclo combinado con la operación del campo solar genera una mayor potencia de 420.10 MW, una eficiencia térmica de 49.12% y una eficiencia exergética de 55.76 %. Sin embargo, el ciclo combinado tiene un mejor desempeño sin el uso del campo solar, operando con una eficiencia térmica y exergética de 49.43% y 56.33%, pero con una disminución de la potencia total generada de 17.29 MW.

Palabras clave: ciclo combinado híbrido; análisis termodinámico; eficiencia exergética; flujo de irreversibilidades.

Abstract

In this work, a thermodynamic study of a three-pressure-level Combined Cycle Power Plant with the integration of a solar field for the generation of an additional steam flow is conducted. This plant can operate with or without the solar field. The thermodynamic study evaluates performance parameters such as generated power, thermal efficiency, steam flow, exergy efficiency, irreversibility flow, fuel exergy flow, and exergy flow associated with the heat transfer by the solar field. The results show that the combined cycle with solar field operation generates a higher power of 420.10 MW, a thermal efficiency of 49.12%, and an exergy efficiency of 55.76%. However, the combined cycle performs better without the use of the solar field, operating with a thermal efficiency and exergy efficiency of 49.43% and 56.33%, respectively, but with a decrease in total generated power of 17.29 MW.

Keywords: hybrid combined cycle; thermodynamic analysis; exergy efficiency; flow of irreversibilities.

1. Introducción

La creciente demanda de energía eléctrica a nivel mundial ha impulsado la búsqueda de tecnologías más eficientes y sostenibles para la generación de electricidad. La tecnología más eficiente para la generación de potencia mediante combustibles fósiles son las centrales de ciclo combinado, que se componen de una turbina de gas y un ciclo de vapor que están acoplados por medio de una caldera de

recuperación de calor. Las centrales de este tipo alcanzan altas eficiencias térmicas, debido a la generación de dos cantidades de potencia a partir de un único suministro de combustible. Inicialmente, en la turbina de gas se genera una potencia eléctrica junto con un flujo de gases de escape, que se aprovechan en la caldera de recuperación de calor para generar vapor. Este flujo de vapor se expande en la turbina de vapor y se genera una potencia adicional. Sin embargo, para abordar los desafíos

ambientales y diversificar la matriz energética, se ha explorado la integración de tecnologías renovables, como la energía solar, en estos sistemas. La idea de tener un sistema de potencia que combine a las energías renovables y no renovables es para aumentar la eficiencia de estas plantas, además de reducir las emisiones de efecto invernadero y la dependencia de los combustibles fósiles [1], [2].

En la literatura existen diversos estudios en donde realizan simulaciones a centrales de ciclos combinado con el propósito de evaluar la factibilidad de la integración de la tecnología solar. En este sentido, las plantas de energía convencionales que integran plantas solares de tipo cilindro-parabólicas resultan ser altamente eficientes en la conversión de energía solar a energía eléctrica. Benabdellah y Ghenaïet realizaron un análisis termodinámico y económico una central de ciclo combinado con una planta solar integrada. Las condiciones del medio ambiente fueron una temperatura y presión atmosférica de 35°C y 0.928 bar, con una irradiancia solar de 750 W/m². Los resultados mostraron que la central genera una potencia de 160 MW, de los cuales la mitad se genera por dos turbinas de gas, mientras que la potencia adicional se genera en el ciclo de vapor, en donde 22 MW son generados por el flujo de vapor generado por el campo solar. Por otro lado, la eficiencia exergética de la planta fue de 53.29% teniendo con un costo de energía producida de 9,75 centavos por kWh [3]. Li y col. realizaron un análisis termodinámico a un ciclo combinado de dos niveles de presión, en donde se analiza el comportamiento de la central mediante la integración de la energía solar en los procesos de suministro de calor en el evaporador de alta y baja presión y, se determinó que bajo una presión de vapor vivo dada, la central incrementó tanto la eficiencia térmica y la eficiencia exergética global del sistema [4]. En el caso de Settino y col., ellos aprovecharon la energía solar en el ciclo de la turbina de gas para precalentar el aire comprimido antes de ingresarlo a la cámara de combustión. Los resultados mostraron que, la eficiencia térmica del sistema global alcanzó un 69.5%, con un ahorro anual de combustible del 7.7% [5]. Rovira y col. realizaron una propuesta de integrar un campo solar de colectores cilindro parabólicos en la sección del evaporador de alta presión de la caldera de recuperación de calor, de un ciclo combinado de dos niveles de presión y compararon algunos parámetros de desempeño como lo es, la potencia generada por el ciclo, la eficiencia térmica y el tamaño de los intercambiadores de calor. Los resultados mostraron que la generación de potencia se incrementó en 5 MW con la integración de la energía solar, sin embargo, la eficiencia térmica del ciclo combinado tuvo un decremento del 1.2%. Así mismo, también

se mostró que, el tamaño de los intercambiadores de la sección de alta presión debía ser más grandes debido al flujo de vapor adicional generado por la energía solar [6].

En México, la transición energética hacia un menor uso de los combustibles fósiles y una mayor integración del uso de tecnologías renovables para la generación de energía es una realidad. En este sentido, este trabajo realiza un estudio termodinámico a la central de ciclo combinado (CCC) Agua Prieta II, ubicada en el estado de Sonora, México, que actualmente se encuentra en operación. La configuración de la CCC se describe en la sección 1.1. El estudio termodinámico se basa en evaluar el desempeño mediante los parámetros de la eficiencia térmica, flujo de vapor, flujo de combustible, la eficiencia exergética, flujo de irreversibilidades, para diferentes condiciones de temperatura del medio ambiente y con y sin el campo solar.

1.1. Caso de estudio

En la Figura 1 se muestra la central de ciclo combinado Agua Prieta II. La central de potencia está compuesta por dos turbinas de gas, cada una acoplada a una caldera de recuperación de calor de tres niveles de presión, un ciclo de vapor y un campo solar. El campo solar está instalado en una extensión de área de 72,000 m². El flujo de aire que aspira el compresor se comprime hasta la presión requerida por la cámara de combustión. A continuación, el flujo de aire se inyecta a la cámara de combustión y se mezcla con una cantidad de flujo de combustible, produciéndose de esta manera la combustión, que tiene como resultado gases de combustión a una alta temperatura. Entonces, este flujo de gases de combustión se expande en la turbina de gas generando una potencia mecánica que alimenta por un lado al compresor, así como la potencia mecánica que se transmite hacia un generador eléctrico para generar una potencia eléctrica. Finalmente, los gases de escape de la turbina de gas se aprovechan mediante la caldera de recuperación de calor para generar un flujo de vapor que se utiliza para la generación de potencia adicional en el ciclo de vapor.

El flujo de vapor se genera a partir del calor que transfieren los gases de escape a la corriente de vapor en las secciones de alta, intermedia y baja presión en los intercambiadores de calor de la caldera de recuperación de calor. El flujo de agua total que sale del condensador se bombea a la presión intermedia, se precalienta en el ECBP y se manda al domo. En este equipo, el flujo de agua se divide para las secciones de alta, media y baja presión. La

extracción del flujo de vapor de alta presión se bombea a la presión de vapor vivo. Parte del flujo de agua que sale de la bomba es enviada hacia el campo solar, en donde, a partir del suministro de calor de los colectores parabólicos se genera vapor saturado seco. Por otro lado, el flujo de agua restante se precalienta en el ECAP3, ECAP2 y ECAP1 hasta alcanzar la temperatura de saturación. A continuación, el flujo de agua cambia de fase en el EVAP. Parte del flujo de vapor se extrae del domo de alta presión y se mezcla con el flujo de vapor que proviene del campo solar. Finalmente, el flujo de vapor se sobrecalienta en las tres secciones del sobrecalentador, SCAP3, SCAP2 y SCAP1, y es dirigido hacia la turbina de alta presión, en donde se expande hasta la presión de recalentamiento generando una potencia mecánica. Después, el flujo de alta presión se mezcla con el flujo de presión intermedia que proviene del SCPI en la cámara de

mezclado y se recalienta hasta alcanzar nuevamente la temperatura de vapor vivo (REC2 y REC1), para después expandirse en la turbina de presión intermedia. El flujo de vapor que sale de esta sección de la turbina se mezcla con el flujo de vapor de baja presión del SCBP en la cámara de mezclado. Entonces, el flujo total se expande en la turbina de baja presión hasta la presión de condensación. La potencia mecánica generada por las tres secciones de la turbina de vapor acciona al generador eléctrico y de esta manera se genera la potencia eléctrica adicional de la central de ciclo combinado. Finalmente, el flujo de vapor total que sale de la turbina de baja presión se hace pasar a través del condensador en donde se convierte en líquido saturado, el cual se bombea para iniciar el ciclo nuevamente.

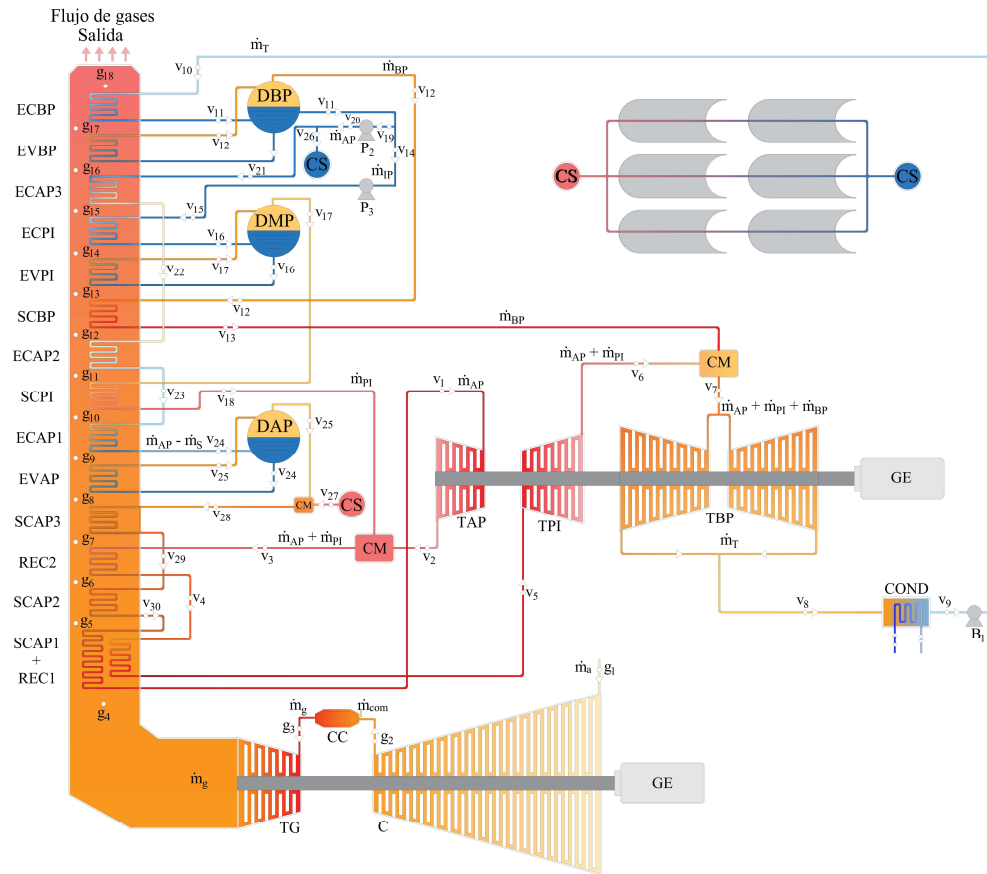


Figura 1. Planta de ciclo combinado híbrido Agua Prieta II.

2. Metodología

La metodología propuesta para este trabajo consiste en un análisis energético y exergético a la central de ciclo combinado Agua Prieta II. En esta sección se muestran

las expresiones que sirven para determinar los parámetros de desempeño del ciclo de turbina de gas, ciclo de vapor y del ciclo combinado, bajo ciertas consideraciones que se tomaron para realizar dicho análisis.

2.1. Consideraciones

El análisis termodinámico que se realiza en este trabajo se lleva a cabo bajo las siguientes consideraciones:

- El ciclo de turbina de gas, ciclo de vapor y ciclo combinado operan en estado estable.
- El combustible utilizado en la cámara de combustión es gas natural cuya composición es de 88% CH₄, 8% C₂H₆ y 4% C₃H₈ con un PCI de 49,757 kJ/kg_{com}.
- El aire y los gases de combustión se consideran como gases perfectos.
- Los componentes del ciclo combinado se consideran adiabáticos.
- Los cambios de la energía cinética y potencial son despreciables.

2.2. Análisis Energético

En la Figura 2 se muestra el diagrama temperatura entropía del ciclo de la turbina de gas, en donde se ilustran los principales procesos; proceso de compresión ($g_1 - g_2$) que se da en el compresor en donde la presión del flujo de aire se eleva desde la presión atmosférica hasta la presión requerida por la cámara de combustión. Después, el calor suministrado al aire ($g_2 - g_3$) hasta alcanzar la temperatura de entrada a la turbina, mediante la combustión en la cámara de combustión, y finalmente, la expansión de los gases de combustión en la turbina de gas ($g_3 - g_4$) que tienen como producto el trabajo suministrado al compresor y el trabajo motor generado por el ciclo de la turbina de gas. El flujo de calor que rechaza la turbina de gas se aprovecha mediante el intercambio de calor en la caldera de recuperación de calor de tres niveles de presión ($g_4 - g_{18}$).

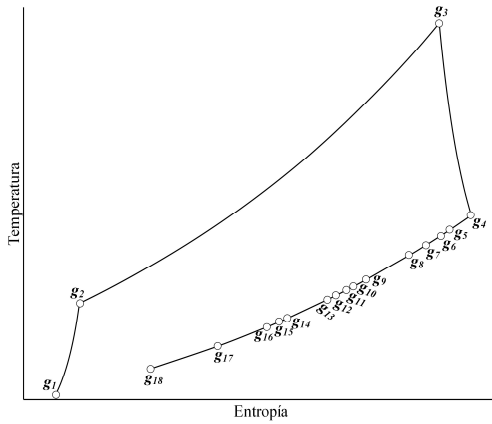


Figura 2. Diagrama temperatura entropía de la turbina de gas.

En la Tabla 1 se presentan las propiedades de presión y temperatura de los estados del ciclo de turbina de gas.

Tabla 1. Estados termodinámicos del ciclo de turbina de gas.

Estado	P (bar)	T (°C)
$g1$	$P_{g1} = P_{atm}$	$T_{g1} = T_{amb}$
$g2$	$P_{g2} = P_{g1} \pi_C$	$T_{g2} = T_{g1} \left[1 + \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_a} - 1) \right]$
$g3$	$P_{g3} = P_{g2}$	$T_{g3} = \text{Dato}$
$g4$	$P_{g4} = P_{atm}$	$T_{g4} = T_{g3} \left[1 - \eta_{SITG} \left(1 - \frac{1}{\pi_C} \right)^{x_{gc}} \right]$

El flujo de aire suministrado a la turbina de gas para generar una potencia dada es

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_{m,TG}}{c_{p_a} T_{g1} \left\{ (1 + rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} y \eta_{SITG} \left(1 - \frac{1}{\pi_C} \right)^{x_{gc}} - \frac{1}{\eta_{SIC}} (\pi_C^{x_a} - 1) \right\}} \quad (1)$$

El flujo de calor suministrado en la cámara de combustión es

$$q_{sum,cc} = c_{p_a} T_{g1} \left[(1 + rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} y - 1 - \left(\frac{\pi_C^{x_a} - 1}{\eta_{SIC}} \right) \right] \quad (2)$$

El flujo de combustible suministrado a la cámara de combustión se determina de la siguiente manera

$$\dot{m}_{com} = \frac{\dot{m}_a q_{sum}}{PCI} \quad (3)$$

La eficiencia térmica del ciclo de turbina de gas se determina mediante la relación de la potencia dada por el ciclo y el flujo de calor suministrado

$$\eta_{th,TG} = \frac{\dot{W}_{m,TG}}{\dot{Q}_{sum,cc}} \quad (4)$$

En la Figura 3 se muestra el diagrama de Mollier de las expansiones de la turbina de vapor de alta, intermedia y baja presión. Se muestra que en la turbina de alta presión se genera la menor potencia, debido al cambio de entalpía ($h_{v1} - h_{v2}$).

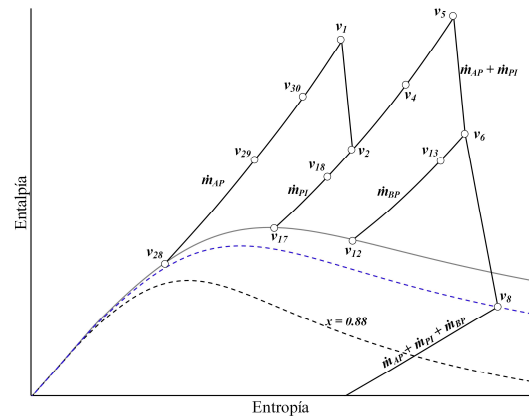


Figura 3. Diagrama entalpía entropía de las expansiones de la turbina de vapor.

Mientras que, la expansión en la turbina de presión intermedia muestra un incremento en el cambio de entalpía ($h_{v5} - h_{v6}$), así como en la cantidad del flujo de vapor, ya que se tiene la mezcla del flujo de vapor de alta presión y presión intermedia. Finalmente, en la turbina de baja presión es donde se genera la mayor potencia, debido a que es en esta sección es donde el flujo de vapor total se expande, y también se tiene el mayor cambio de entalpía ($h_{v6} - h_{v8}$).

A continuación, se presenta el balance de energía que se realiza en cada intercambiador de calor de la caldera de recuperación de calor para determinar las temperaturas intermedias de los gases de escape y los flujos de vapor de alta, media y baja presión. Para el caso de la sección de alta presión se tiene lo siguiente

$$SCAP1 + REC1: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g4-5} = \dot{m}_{AP} (\Delta h_{v1-30} + \Delta h_{v5-4}) + \dot{m}_{PI} \Delta h_{v5-4} \quad (5)$$

$$SCAP2: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g5-6} = \dot{m}_{AP} \Delta h_{v30-29} \quad (6)$$

$$SCAP3: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g7-8} = \dot{m}_{AP} \Delta h_{v29-28} \quad (7)$$

$$EVAP: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g8-9} = (\dot{m}_{AP} - \dot{m}_{CS}) \Delta h_{v25-24} \quad (8)$$

$$ECAP1: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g9-10} = (\dot{m}_{AP} - \dot{m}_{CS}) \Delta h_{v24-23} \quad (9)$$

$$ECAP2: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g11-12} = (\dot{m}_{AP} - \dot{m}_{CS}) \Delta h_{v23-22} \quad (10)$$

$$ECAP3: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g15-16} = (\dot{m}_{AP} - \dot{m}_{CS}) \Delta h_{v22-21} \quad (11)$$

Sección de presión intermedia

$$REC2: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g6-7} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{PI}) \Delta h_{v4-3} \quad (12)$$

$$SCPI: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g10-11} = \dot{m}_{PI} \Delta h_{v18-17} \quad (13)$$

$$EVPI: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g13-14} = \dot{m}_{PI} \Delta h_{v17-16} \quad (14)$$

$$ECPI: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g14-15} = \dot{m}_{PI} \Delta h_{v16-15} \quad (15)$$

Sección de baja presión

$$SCBP: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g12-13} = \dot{m}_{BP} \Delta h_{v13-12} \quad (16)$$

$$EVBP: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g16-17} = \dot{m}_{BP} \Delta h_{v12-11} \quad (17)$$

$$ECBP: \dot{m}_g c_{p_g} \Delta T_{g17-18} = \dot{m}_T \Delta h_{v11-10} \quad (18)$$

La diferencia de temperaturas de Pinch Point de los evaporadores de alta, media y baja presión corresponden a las siguientes expresiones

$$\Delta T_{PP_{AP}} = T_{g9} - T_{sat@P_{v1}} \quad (19)$$

$$\Delta T_{PP_{PI}} = T_{g14} - T_{sat@P_{rec}} \quad (20)$$

$$\Delta T_{PP_{BP}} = T_{g17} - T_{sat@P_{v12}} \quad (21)$$

Así mismo, el flujo de vapor generado por el calor suministrado en el campo solar se determina de la siguiente manera

$$\dot{Q}_{sum,CS} = \dot{Q}_{solar} \eta_{solar} \quad (22)$$

en donde

$$\dot{Q}_{solar} = G A \eta_{opt} \quad (23)$$

Y la irradiancia solar G

$$G = G_{CS} \left[1 + 0.034 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] (\cos \theta_z) \quad (24)$$

En donde la irradiancia constante solar, G_{CS} , es de 1367 W/m². Entonces, el flujo de vapor que se genera a partir del campo solar es

$$m_{CS} = \frac{\dot{Q}_{sum,CS}}{\Delta h_{v27-26}} \quad (25)$$

La potencia total generada en la turbina de vapor es

$$\dot{W}_{TV} = \dot{W}_{TAP} + \dot{W}_{TPI} + \dot{W}_{TBP} \quad (26)$$

La generación de potencia en la turbina de alta presión se determina de la siguiente manera

$$\dot{W}_{TAP} = \dot{m}_{AP} \Delta h_{v1-2} \quad (27)$$

Mientras que, la potencia de la turbina de baja presión

$$\dot{W}_{TPI} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{PI}) \Delta h_{v5-6} \quad (28)$$

Y la potencia correspondiente a la turbina de baja presión

$$\dot{W}_{TBP} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{PI} + \dot{m}_{BP}) \Delta h_{v7-8} \quad (29)$$

La potencia total suministrada en las bombas se expresa como

$$\dot{W}_B = \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + \dot{W}_{B3} \quad (30)$$

Entonces, la potencia suministrada a la bomba de baja, media y alta presión se expresa de la siguiente manera

$$\dot{W}_{B1} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{PI} + \dot{m}_{BP}) \Delta h_{v10-9} \quad (31)$$

$$\dot{W}_{B2} = \dot{m}_{AP} \Delta h_{v20-19} \quad (32)$$

$$\dot{W}_{B3} = \dot{m}_{PI} \Delta h_{v15-14} \quad (33)$$

Entonces, la potencia motor generada por el ciclo de vapor corresponde a la diferencia entre la potencia total de expansión y la potencia total suministrada en las bombas

$$\dot{W}_{m,CV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_B \quad (34)$$

El flujo de calor suministrado al ciclo de vapor por parte de los gases de escape en la caldera de recuperación de calor y el campo solar es

$$\dot{Q}_{sum,CV} = \dot{Q}_{ge_{g4-g19}} + \dot{Q}_{sum,CS} \quad (35)$$

La eficiencia térmica del ciclo de vapor es la relación entre la potencia motor generada por el ciclo y el flujo de calor total cedido por los gases de escape en la caldera de recuperación de calor y el flujo de calor suministrado por el campo solar

$$\eta_{th,CV} = \frac{\dot{W}_{m,CV}}{\dot{Q}_{sum,CV}} \quad (36)$$

Por lo tanto, la potencia total generada por la central de ciclo combinado Agua Prieta II es la suma de la potencia generada por ambas turbinas de gas y la potencia generada por el ciclo de vapor

$$\dot{W}_{m,CC} = \dot{W}_{m,TG} + \dot{W}_{m,CV} \quad (37)$$

Entonces, la eficiencia térmica global de la central de ciclo combinado es la relación de la potencia total generada y el flujo de calor total suministrado en ambas cámaras de combustión de las turbinas de gas y el flujo de calor suministrado por el campo solar

$$\eta_{th,CC} = \frac{\dot{W}_{m,CC}}{\dot{Q}_{sum,cc} + \dot{Q}_{sum,CS}} \quad (38)$$

2.3. Análisis Exergético

En la Figura 4 se muestra el diagrama exergía entalpía del ciclo de turbina de gas. La exergía del fluido de trabajo se incrementa por el proceso de compresión y el suministro de calor en la cámara de combustión, teniendo la mayor exergía del ciclo a las condiciones de entrada de la turbina de gas. Debido a la expansión de los gases en este equipo, la exergía disminuye hasta una condición menor que la exergía del aire a la salida de la compresión. Posterior a esta condición, la exergía y entalpía de los gases de escape tiende a disminuir debido al calor transferido a la corriente de vapor en la caldera de recuperación de calor.

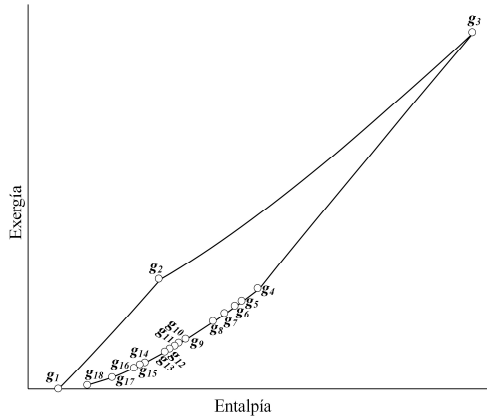


Figura 4. Diagrama Exergía entalpía de la turbina de gas.

En la Figura 5 se muestra el diagrama exergía entalpía del ciclo de vapor. La condición del vapor a la entrada de la turbina de alta presión presenta la mayor exergía del ciclo, mientras que, el flujo de vapor de alta y presión intermedia se recalienta hasta la temperatura de vapor vivo, teniendo las condiciones a la entrada de la turbina de presión intermedia como las de mayor entalpía. En la expansión de la turbina de presión intermedia y de baja presión se aprovecha la disponibilidad de la energía del vapor, es por ello que, el flujo de vapor total al final de la expansión de la turbina de baja presión presenta una casi nula exergía. Por lo tanto, el flujo de vapor total al no tener una disponibilidad se condensa hasta obtener líquido saturado. Esta condición del flujo de agua muestra la mínima exergía y entalpía del ciclo de vapor.

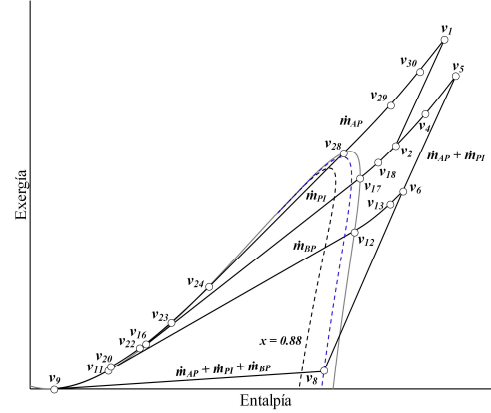


Figura 5. Diagrama Exergía entalpía de la CCC Agua Prieta II.

La generación de entropía basado en la Segunda Ley de la Termodinámica para sistemas abiertos es

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_{sal} s_{sal} - \sum \dot{m}_{ent} s_{ent} - \frac{\dot{Q}}{T} \quad (39)$$

Se presentan las expresiones que describen la generación de entropía de los equipos de la central de ciclo combinado Agua Prieta II.

La generación de entropía de los equipos que conforman a la turbina de gas se determina mediante las siguientes expresiones

$$\dot{S}_{gen_c} = \dot{m}_a \Delta s_{g_{2-1}} \quad (40)$$

$$\dot{S}_{gen_{cc}} = \dot{m}_a \left[(1 + rca) \Delta s_{g_{3-2}} \right] - \dot{m}_{com} PCI \left(\frac{T_0}{T_{fa}} \right) \quad (41)$$

$$\dot{S}_{gen_{TG}} = \dot{m}_{gc} \Delta s_{g_{4-3}} \quad (42)$$

La generación de entropía en los intercambiadores de calor de la caldera de recuperación de calor, de acuerdo con el nivel de presión

Sección de alta presión

$$\dot{S}_{gen_{SCAP1+REC1}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{5-4}} + \dot{m}_{AP} (\Delta s_{v_{1-30}} + \Delta s_{v_{5-4}}) + \dot{m}_{PI} \Delta s_{v_{5-4}} \quad (43)$$

$$\dot{S}_{gen_{SCAP2}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{6-5}} + \dot{m}_{AP} \Delta s_{v_{30-29}} \quad (44)$$

$$\dot{S}_{gen_{SCAP3}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{8-7}} + \dot{m}_{AP} \Delta s_{v_{29-28}} \quad (45)$$

$$\dot{S}_{gen_{EVAP}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{9-8}} + (\dot{m}_{AP} - \dot{m}_{CS}) \Delta s_{v_{25-24}} \quad (46)$$

$$\dot{S}_{gen_{EAP1}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{10-9}} + (\dot{m}_{AP} - \dot{m}_{CS}) \Delta s_{v_{24-23}} \quad (47)$$

$$\dot{S}_{gen_{EAP2}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{12-11}} + (\dot{m}_{AP} - \dot{m}_{CS}) \Delta h_{v_{23-22}} \quad (48)$$

$$\dot{S}_{gen_{EAP3}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{16-15}} + (\dot{m}_{AP} - \dot{m}_{CS}) \Delta s_{v_{22-21}} \quad (49)$$

La sección de presión intermedia

$$\dot{S}_{gen_{REC2}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{7-6}} + (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{PI}) \Delta s_{v_{4-3}} \quad (50)$$

$$\dot{S}_{gen_{SCPI}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{11-10}} + \dot{m}_{PI} \Delta s_{v_{18-17}} \quad (51)$$

$$\dot{S}_{gen_{EIPPI}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{14-13}} + \dot{m}_{PI} \Delta s_{v_{17-16}} \quad (52)$$

$$\dot{S}_{gen_{ECPPI}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{15-14}} + \dot{m}_{PI} \Delta s_{v_{16-15}} \quad (53)$$

La sección de baja presión

$$\dot{S}_{gen_{SCBP}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{13-12}} + \dot{m}_{BP} \Delta s_{v_{13-12}} \quad (54)$$

$$\dot{S}_{gen_{EIBP}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{17-16}} + \dot{m}_{BP} \Delta s_{v_{12-11}} \quad (55)$$

$$\dot{S}_{gen_{ECBP}} = \dot{m}_g \Delta s_{g_{18-17}} + \dot{m}_T \Delta s_{v_{11-10}} \quad (56)$$

Generación de entropía en el ciclo de vapor

$$\dot{S}_{gen_{TAP}} = \dot{m}_{AP} \Delta s_{v_{2-1}} \quad (57)$$

$$\dot{S}_{gen_{TPI}} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{PI}) \Delta s_{v_{6-5}} \quad (58)$$

$$\dot{S}_{gen_{TBP}} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{PI} + \dot{m}_{BP}) \Delta s_{v_{8-7}} \quad (59)$$

$$\dot{S}_{gen_{COND}} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{PI} + \dot{m}_{BP}) \Delta s_{v_{9-8}} - \frac{\dot{Q}_{COND}}{T_{COND}} \quad (60)$$

$$\dot{S}_{gen_{B1}} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{PI} + \dot{m}_{BP}) \Delta s_{v_{10-9}} \quad (61)$$

$$\dot{S}_{gen_{B2}} = \dot{m}_{AP} \Delta s_{v_{20-19}} \quad (62)$$

$$\dot{S}_{gen_{B3}} = \dot{m}_{PI} \Delta s_{v_{15-14}} \quad (63)$$

Del Teorema de Gouy Stodola se determina el flujo de irreversibilidades generadas en cada componente del ciclo combinado

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (64)$$

La eficiencia exergética del ciclo de turbina de gas se determina mediante la relación entre el flujo de exergía asociada a la potencia motor generada y el flujo de exergía del combustible

$$\eta_{exer,TG} = \frac{\dot{E}_{m,TG}}{\dot{E}_{com}} \quad (65)$$

Por otro lado, la eficiencia exergética del ciclo de vapor también relaciona la potencia motor generada por este ciclo entre la suma de la exergía asociada al calor transferido por los gases de escape y el calor suministrado por el campo solar

$$\eta_{exer,CV} = \frac{\dot{E}_{m,CV}}{\dot{E}_{g_{4-g18}} + \dot{Q}_{sum,CS}} \quad (66)$$

Finalmente, la eficiencia exergética de la central de ciclo combinado Agua Prieta II

$$\eta_{exer,CC} = \frac{\dot{E}_{m,CC}}{\dot{E}_{com} + \dot{Q}_{sum,CS}} \quad (67)$$

en donde, el flujo de exergía del combustible y el flujo de exergía asociado al calor transferido por el campo solar son

$$\begin{aligned} \dot{E}_{com} &= \dot{m}_{com} PCI \left(1 - \frac{T_0}{T_{fa}} \right) \\ \dot{E}_{sum,CS} &= \dot{m}_{cs} \dot{Q}_{sum,CS} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sol}} \right) \end{aligned} \quad (68)$$

en donde la temperatura de la superficie del sol, T_{sol} , es de 5800K [7].

2.4. Condiciones de operación

En la **Tabla 2** y **Tabla 3** se presentan las condiciones de operación del ciclo de turbina de gas, la caldera de recuperación de calor y el ciclo de vapor.

Tabla 2. Condiciones de operación de la TG.

Turbina de Gas	
π_C , (-)	16
T_{g3} , (°C)	1250
η_{SITG} , (-)	0.90
η_{SIC} , (-)	0.88
$\dot{W}_{m,CC}$, (MW)	130

Tabla 3. Condiciones de operación de la CRC y del CV.

CRC		CV	
$\Delta T_{PP,AP}$, (°C)	85	T_{v1} , (°C)	569.4
$\Delta T_{PP,PI}$, (°C)	60	P_{v1} , (bar)	128
$\Delta T_{PP,BP}$, (°C)	40	T_{rec} , (°C)	569.4
		P_{rec} , (bar)	28
		P_{BP} , (bar)	6
		η_{SITV} , (-)	0.90
		η_{SIB} , (-)	0.80

Por otro lado, en la **Tabla 4** se presentan las condiciones de operación del campo solar. La variación de la temperatura ambiente se realizó para cuatro diferentes condiciones anuales, teniendo en cuenta también la variación de la irradiancia solar, teniendo en este caso la mayor irradiancia para la mayor temperatura ambiente. Así mismo se muestran el área de captación solar, la eficiencia óptica y la eficiencia del campo solar.

Tabla 4. Condiciones de operación del Campo Solar.

Condiciones Ambiente		Campo Solar	
T_{amb} (°C)	G (W/m ²)	A , (m ²)	74,000
16	992.96	η_{op} , (-)	0.70
25	1268.88	η_{solar} , (-)	0.60
35	1301.93		
19	1033.61		

3. Resultados

En la **Figura 6** se muestra el perfil de temperaturas de la caldera de recuperación de calor, teniendo en cuenta los escenarios con y sin la integración del campo solar. La sección de alta presión presenta el mayor porcentaje de calor suministrado. El mayor porcentaje con 46.15% se presenta cuando el ciclo combinado opera sin el

campo solar, mientras que, con la integración de este sistema la sección de alta presión muestra una disminución al 42.15%, debido a que, la extracción del flujo de vapor se hace antes de ingresar al ECAP3 y se inyecta hasta la entrada del SCAP3, lo que significa que el flujo de vapor que proviene del campo solar únicamente se sobrecalienta en la caldera de recuperación de calor. En el caso de la sección de presión intermedia el porcentaje de calor suministrado resulta ser casi el mismo con el 27.19% y 26.54% con y sin campo solar, respectivamente. Este incremento de 0.65% se debe al recalentamiento que se tiene del flujo de vapor del campo solar en el REC1 + REC2. Finalmente, en la sección de baja presión también se presenta un aumento del calor suministrado con el campo solar, al pasar del 28.20% al 31.36% teniendo al ECBP como el equipo que contribuye en mayor porcentaje con el 16.20%, ya que, es en este equipo en donde se precalienta en su totalidad el flujo de vapor del ciclo.

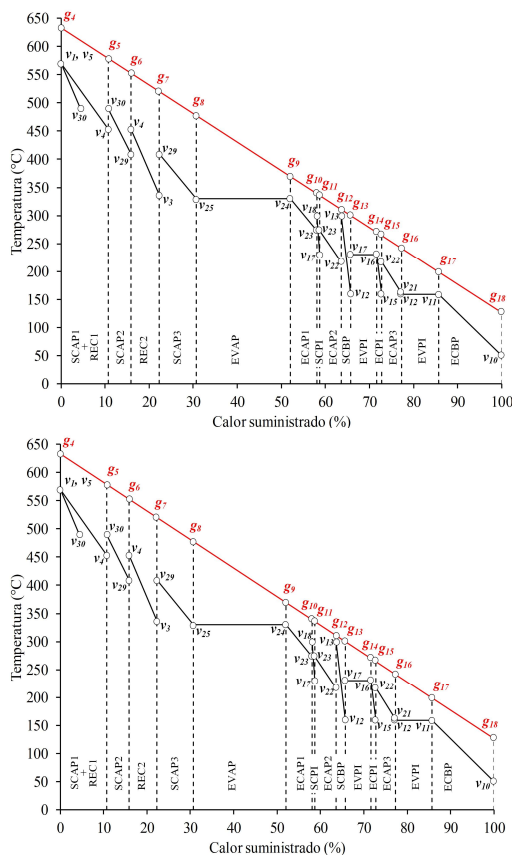


Figura 6. Perfil de Temperaturas de la caldera de recuperación de calor con y sin campo solar.

En la Figura 7 se muestra la potencia motor generada por el ciclo de vapor. Mediante el uso del campo solar se presenta un incremento de la potencia generada de poco más de 14 MW para las menores temperaturas ambiente y 17 MW para las mayores temperaturas

ambiente debido a que se tienen en estos escenarios las mayores irradiancias solares, y por tanto, se generan mayores cantidades de flujo de vapor que pasa de 16 kg_v/s a 20 kg_v/s, respectivamente.

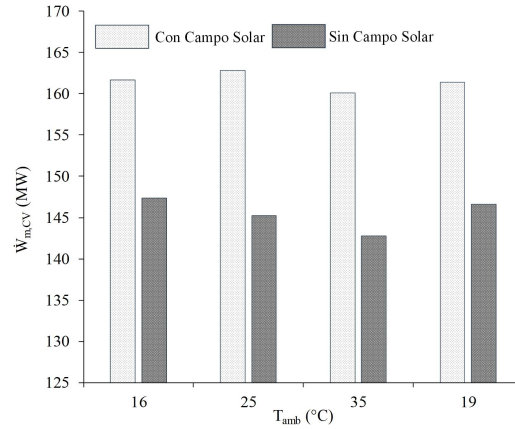


Figura 7. Potencia motor generada por el ciclo de vapor.

En la Figura 8 se muestra que la CCC de Agua Prieta II muestra generaciones de potencia de 407.4, 405.2, 402.8 y 406.6 MW sin el uso del campo solar para las diferentes temperaturas del medio ambiente. Mientras que con la integración del campo solar existe la adición de la generación de potencia registrada en el análisis de la Figura 7. Esto representa que a pesar de operar a las mayores temperaturas ambiente la central de potencia genera mayores cantidades de potencia.

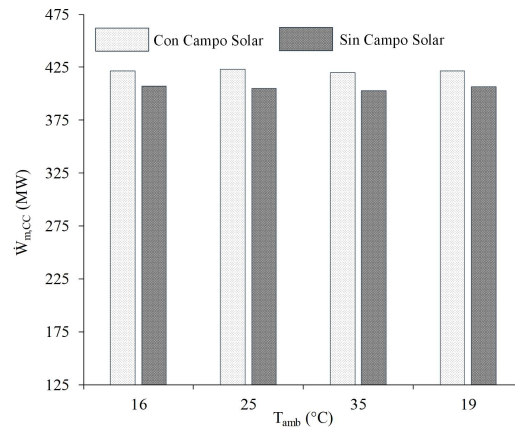


Figura 8. Potencia motor de la CCC Agua Prieta II.

En la Figura 9 se muestra la eficiencia térmica del ciclo de vapor. Se muestra que el ciclo de vapor opera con una mayor eficiencia térmica sin el uso del campo solar, mientras que, a pesar con la adición de la potencia generada por el campo solar, el ciclo de vapor aumenta la cantidad del flujo de calor rechazado en el condensador y por ende, la eficiencia refleja un decremento de 0.57, 0.61, 0.51 y 0.56%, para las diferentes temperaturas del medio ambiente, respectivamente.

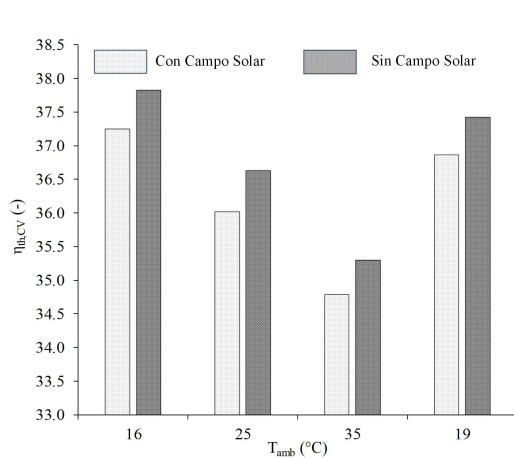


Figura 9. Eficiencia térmica del ciclo de vapor.

En la Figura 10 se muestra la eficiencia térmica de la CCC Agua Prieta II. En este caso se muestra que la central de potencia opera a una mayor eficiencia sin el uso del campo solar. Sin embargo, la diferencia que existe bajo estos dos escenarios es menor al 0.2%. Por lo tanto, a pesar de que la central opere con el uso del campo solar con una menor eficiencia, es mejor debido a la contribución de la generación de potencia en los escenarios con las mayores temperaturas ambiente.

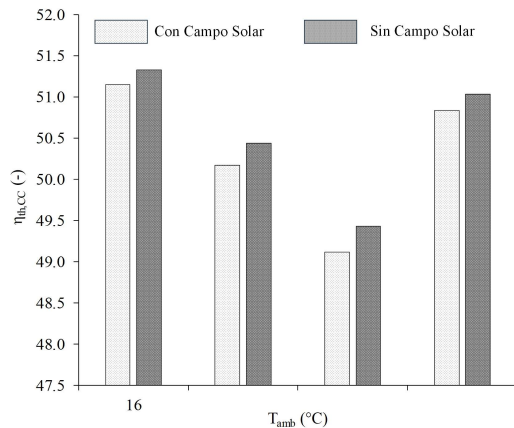


Figura 10. Eficiencia térmica de la CCC Agua Prieta II.

En la Figura 11 se muestra el flujo de irreversibilidades y el flujo de exergía del combustible suministrado en la cámara de combustión del ciclo de turbina de gas, así como el flujo de exergía asociado al calor transferido por el campo solar, cuando la CCC opera de este modo. El flujo total de exergía suministrado a la CCC cuando opera con el campo solar presenta valores entre 730 y 750 MW y un flujo de irreversibilidades entre los 310 y 333 MW. Esto representa un aumento del flujo de exergía de entre 30 y 40 MW pero una disminución del flujo de irreversibilidades total de entre 15 y 22 MW cuando la CCC opera sin el campo solar.

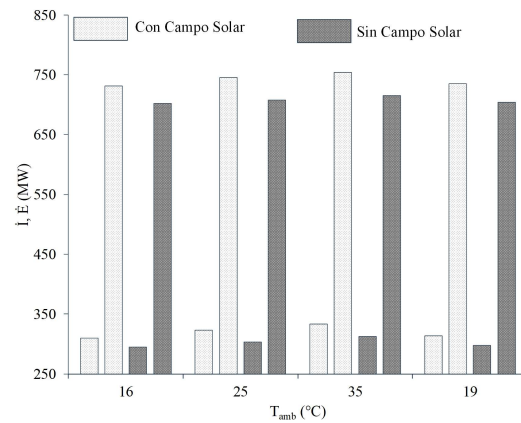


Figura 11. Flujo de irreversibilidades y Exergía en la CCC Agua Prieta II.

En la Figura 12 se muestra la eficiencia exergética de cada ciclo termodinámico cuando la central de potencia opera con el campo solar. La eficiencia exergética del ciclo de turbina de gas muestra un comportamiento casi constante debido a que presenta la mayor eficiencia de 32.76% para la temperatura ambiente de 16°C, mientras que la menor eficiencia exergética de 31.90% se tiene a la mayor temperatura ambiente de 35°C. Por otra parte, la mayor eficiencia exergética se tiene con el ciclo de vapor teniendo la mayor y menor eficiencia a las mismas condiciones de temperatura ambiente que el ciclo de turbina de gas. Mientras que, la eficiencia exergética de la CCC muestra valores que se encuentran por debajo de los reportados por el ciclo de vapor, que se encuentran entre el 57.62% y el 56.70%.

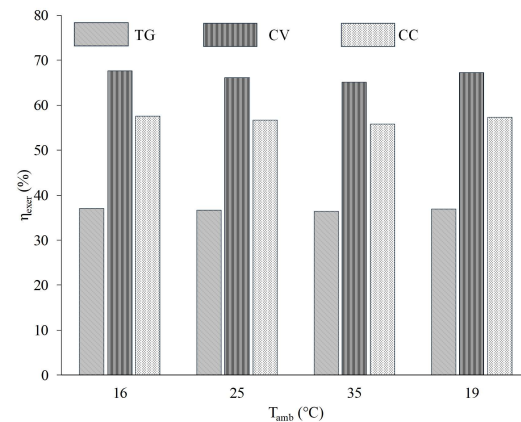


Figura 12. Eficiencia exergética con campo solar.

4. Conclusiones

El análisis termodinámico que se realiza a la Central de Ciclo Combinado Agua Prieta II con la integración de un Campo Solar permite visualizar la factibilidad del uso de este tipo de tecnología mediante los resultados obtenidos de los parámetros energéticos y exergéticos. De esta manera se mostró que la integración del campo

solar para la generación del flujo de vapor en el ciclo de vapor aumentó la generación de energía de la central de potencia, sin embargo, la eficiencia térmica con la que opera tiende a disminuir en comparación con la operación de la misma central sin el uso de esta fuente de energía renovable. De manera similar, los resultados obtenidos de la eficiencia exergética muestran que también es ligeramente superior sin el campo solar. Esto indica que, si bien el uso del campo solar contribuye a la generación de potencia adicional, puede reducir ligeramente la eficiencia general de la planta.

5. Referencias

- [1] P. A. Østergaard, N. Duic, Y. Noorollahi, and S. A. Kalogirou, “Recent advances in renewable energy technology for the energy transition,” *Renewable Energy*, vol. 179. Elsevier Ltd, pp. 877–884, Dec. 01, 2021. doi: 10.1016/j.renene.2021.07.111.
- [2] A. M. Levenda, I. Behrsin, and F. Disano, “Renewable energy for whom? A global systematic review of the environmental justice implications of renewable energy technologies,” *Energy Research and Social Science*, vol. 71. Elsevier Ltd, Jan. 01, 2021. doi: 10.1016/j.erss.2020.101837.
- [3] H. M. Benabdellah and A. Ghenaiet, “Energy, exergy, and economic analysis of an integrated solar combined cycle power plant,” *Engineering Reports*, vol. 3, no. 11, Nov. 2021, doi: 10.1002/eng2.12404.
- [4] Y. Li and Y. Yang, “Thermodynamic analysis of a novel integrated solar combined cycle,” *Appl Energy*, vol. 122, pp. 133–142, Jun. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.02.017.
- [5] J. Settino, V. Ferraro, and P. Morrone, “Energy analysis of novel hybrid solar and natural gas combined cycle plants,” *Appl Therm Eng*, vol. 230, Jul. 2023, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2023.120673.
- [6] A. Rovira, R. Abbas, C. Sánchez, and M. Muñoz, “Proposal and analysis of an integrated solar combined cycle with partial recuperation,” *Energy*, vol. 198, May 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117379.
- [7] S. Toghyani, E. Baniasadi, and E. Afshari, “Thermodynamic analysis and optimization of an integrated Rankine power cycle and nano-fluid based parabolic trough solar collector,” *Energy Convers Manag*, vol. 121, pp. 93–104, Aug. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.05.029.