

Thermodynamic analysis of the utilization of low enthalpy geothermal energy in Honduras using a Kalina cycle

Jose Martinez¹ 

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, National Autonomous University of Honduras, Honduras, fernandorosales@unah.hn

Abstract– Low-enthalpy geothermal energy (30–101 °C) in Honduras remains an underutilized resource, despite its potential to contribute to national energy diversification. This study develops a thermodynamic analysis of the Kalina Cycle System 11 (KCS-11), which uses an ammonia-water binary mixture, to evaluate its performance in the energy conversion of low-temperature geothermal resources. The methodology examined the influence of turbine inlet pressure (5–40 bar) and ammonia mass fraction in the mixture (0.5–0.9) on cycle efficiency. The results show that thermal efficiency increases with pressure, achieving maximum theoretical values close to 12% in the 30 to 40 bar range and with ammonia mass fractions between 0.7 and 0.9. These findings suggest that the KCS-11 is a promising alternative for utilizing low-enthalpy geothermal resources in Honduras, showing favorable behavior under the analyzed conditions. However, future work should incorporate exergy analysis, explore advanced cycle configurations such as double regeneration schemes, and further characterize the thermal properties of the country's low-enthalpy geothermal reservoirs.

Keywords-- Kalina Cycle; Geothermal Energy; Low Enthalpy; Ammonia-Water; Honduras.

Análisis termodinámico del aprovechamiento de energía geotérmica de baja entalpía en Honduras mediante un ciclo Kalina

Jose Martinez¹ 

¹Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de Honduras, Honduras, fernandorosales@unah.hn

Resumen– La energía geotérmica de baja entalpía (30–101 °C) en Honduras continúa siendo un recurso subutilizado, pese a su potencial para contribuir a la diversificación energética nacional. Este estudio desarrolla un análisis termodinámico del sistema de ciclo Kalina 11 (KCS-11), el cual emplea una mezcla binaria amoníaco-agua, con el fin de evaluar su desempeño en la conversión energética de recursos geotérmicos de baja temperatura. Se examinó la influencia de la presión de entrada a la turbina (5–40 bar) y de la fracción másica de amoníaco en la mezcla (0.5–0.9) sobre la eficiencia del ciclo. Los resultados muestran que la eficiencia térmica aumenta con la presión, alcanzando valores máximos teóricos cercanos al 12% en el rango de 30 a 40 bar y con fracciones másicas de amoníaco entre 0.7 y 0.9. Estos resultados sugieren que el KCS-11 representa una alternativa prometedora para el aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía en Honduras, al mostrar un comportamiento favorable bajo las condiciones analizadas. Sin embargo, se recomienda que trabajos futuros incorporen análisis exergéticos, exploren configuraciones avanzadas del ciclo, como esquemas con doble regeneración, y profundicen en la caracterización térmica de los yacimientos geotérmicos de baja entalpía del país.

Palabras clave– Ciclo Kalina; Energía Geotérmica; Baja Entalpía; Amoníaco-Agua; Honduras.

I. INTRODUCCIÓN

La energía geotérmica se define como el calor almacenado en el interior de la Tierra, contenido tanto en las rocas como en los fluidos geológicos, el cual puede extraerse para generar electricidad o calor útil según las necesidades del proceso [1]. Este recurso tiene su origen en el calor primordial del planeta y en el decaimiento radiactivo natural, lo que produce un flujo térmico continuo desde el interior hacia la superficie [1], [2]. La estructura geológica, la permeabilidad del subsuelo y las características de los reservorios controlan la disponibilidad de los recursos geotérmicos y la posibilidad de su aprovechamiento energético [2].

El uso de la energía geotérmica para la generación eléctrica y térmica ha cobrado un interés creciente debido a la necesidad de reducir emisiones de gases de efecto invernadero y disminuir el uso de recursos energéticos finitos e incrementar la seguridad energética [3].

Asimismo, el auge de la energía geotérmica ha sido notable durante las últimas décadas, ya que la generación geotérmica ha

mostrado un crecimiento sostenido a nivel mundial, pasando de ser una tecnología emergente a una fuente renovable madura y estable, con incrementos progresivos en capacidad instalada y generación eléctrica, desde más de 12.6 GW instalados en 2015 hasta 96 TWh anuales en 2023 [4], [5], [6], [7], [8]. De igual forma, las aplicaciones térmicas han seguido una tendencia de crecimiento, lo que posiciona a la geotermia como una de las fuentes renovables con mayor diversificación tecnológica a nivel mundial. [9], [10]

En Honduras, el interés por el aprovechamiento geotérmico se ha evidenciado desde la década de 1980 mediante estudios de reconocimiento y viabilidad, principalmente en la zona de Platanares, Copán [11], [12], [13], [14]. Además, investigaciones posteriores han identificado manifestaciones geotérmicas en otras zonas del país, como Azacualpa, Pavana, San Ignacio y Olivares, con rangos de temperatura que incluyen recursos de baja, media y media-alta entalpía. En particular, las manifestaciones con temperaturas entre 30 y 101 °C representan un potencial geotérmico de baja temperatura que, en varios casos, ha sido aprovechado principalmente con fines balneológicos [15], [16], [17], [18].

La clasificación de los recursos geotérmicos según su temperatura permite definir las tecnologías más adecuadas para su aprovechamiento; por ello, en este trabajo se emplea la clasificación propuesta por Muffler et al. [19], según la cual los recursos con temperaturas menores de 90 °C corresponden a baja entalpía, entre 90 y 150 °C a media entalpía y mayores de 150 °C a alta entalpía. Esta clasificación es relevante ya que los recursos de alta entalpía pueden aprovecharse mediante tecnologías convencionales de vapor seco o flash, mientras que los recursos de baja y media entalpía requieren ciclos binarios capaces de operar con fuentes térmicas moderadas [20], [21].

El principio de funcionamiento de las plantas geotérmicas es comparable al de las plantas térmicas convencionales basadas en el ciclo Rankine, ya que ambas utilizan una turbina acoplada a un generador para convertir energía térmica en energía eléctrica [21]. Sin embargo, la diferencia principal radica en la fuente de calor, puesto que las plantas geotérmicas aprovechan directamente el calor contenido en fluidos subterráneos, mientras que las plantas térmicas convencionales emplean combustibles fósiles [1]. En el caso de recursos de baja

y media entalpía, las plantas binarias permiten transferir el calor del fluido geotérmico hacia un fluido de trabajo secundario, el cual puede evaporarse a temperaturas menores que el agua y accionar una turbina [21], [22].

Dentro de los ciclos binarios, que son los de interés para este estudio, se encuentra el ciclo Rankine orgánico (ORC), el cual emplea fluidos orgánicos de bajo punto de ebullición que permiten operar eficientemente con fuentes térmicas moderadas, convirtiéndose en una tecnología ampliamente implementada en proyectos geotérmicos modernos [22].

En cambio, el ciclo Kalina utiliza mezclas amoníaco-agua cuyo punto de ebullición variable mejora el acoplamiento térmico durante la evaporación y la condensación, alcanzando mayores eficiencias en recursos de baja y media temperatura [23]. Estas características han permitido ampliar las posibilidades del aprovechamiento geotérmico hacia rangos subcríticos que antes no eran viables con tecnologías tradicionales [3], [20].

Debido a las ventajas que proporciona el ciclo Kalina, se han desarrollado distintos estudios orientados a evaluar su desempeño, viabilidad y aplicaciones en fuentes térmicas de baja y media temperatura, destacando que representa una alternativa interesante para proyectos de generación eléctrica a partir de recursos geotérmicos de media-baja entalpía, debido a que presenta un desempeño termodinámico favorable y la mezcla agua-amoniaco se considera suficientemente segura para aplicaciones en ingeniería [24].

Por tanto, el presente estudio propone realizar un análisis termodinámico del aprovechamiento de fuentes geotérmicas de baja entalpía en Honduras mediante un ciclo Kalina, evaluando la influencia de la temperatura de la fuente geotérmica, el caudal másico del fluido, la presión de entrada a la turbina y la fracción másica de amoníaco en la mezcla sobre la eficiencia térmica del sistema, con el objetivo de contribuir al conocimiento técnico sobre alternativas sostenibles para la diversificación energética nacional.

II. METODOLOGÍA

A. Descripción del ciclo Kalina

El ciclo Kalina convencional, de manera general, funciona de la siguiente forma:

- Evaporación: la solución básica (amoníaco y agua) recibe calor del recurso geotérmico en el evaporador.
- Separación: la mezcla bifásica entra en un separador; el vapor rico en amoníaco se dirige a la turbina mientras el líquido (más pobre en NH_3) se recircula y precalienta en recuperadores.
- Expansión en turbina: el vapor rico en NH_3 expande y entrega trabajo mecánico (generación eléctrica).
- Recuperación interna: los recuperadores extraen calor del fluido de escape para precalentar la alimentación, aumentando la eficiencia neta.

Para el presente estudio se selecciona el esquema KCS-11 [25], mostrado en la Fig. 1, como base del análisis termodinámico. Esta configuración permite establecer un marco de evaluación para condiciones de baja entalpía y proporciona una referencia clara que facilitará, en trabajos posteriores, comparaciones con otras variantes del ciclo Kalina en términos de desempeño energético en Honduras.

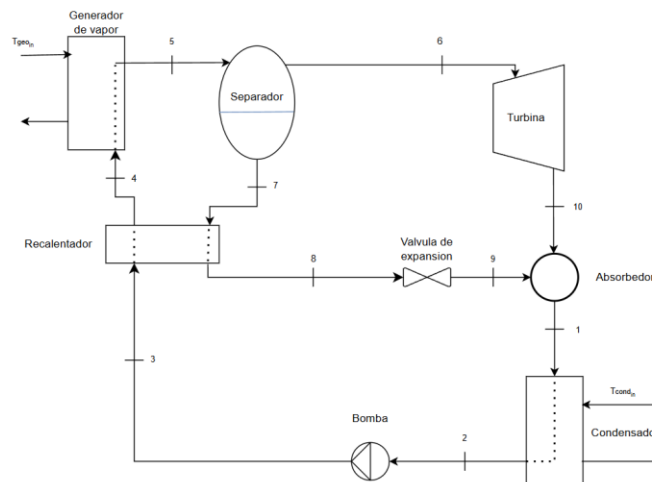


Fig. 1 Diagrama esquemático del sistema de ciclo Kalina 11 (KCS-11)

Como se muestra en la Fig. 1, la energía térmica de la fuente geotérmica se transfiere a la mezcla de trabajo agua-amoniaco en el generador de vapor. La solución agua-amoniaco se calienta y sale como mezcla bifásica en el estado 5; posteriormente, es enviada al separador, donde el vapor rico en amoníaco (estado 6) se separa del líquido saturado pobre en amoníaco (estado 7). El vapor saturado a alta presión entra y se expande en la turbina para generar electricidad (estados 6→10). La solución líquida pobre en amoníaco, a alta presión, pasa por el recalentador (estados 7→8) y posteriormente por la válvula de expansión (estado 9), donde su presión se reduce hasta la presión de salida de la turbina (estado 10). Ambas corrientes se mezclan en el absorbedor y salen como una mezcla con la concentración total agua-amoniaco del sistema (estado 1). Luego, el fluido pasa por el condensador, del cual sale como líquido saturado (estado 2) mediante la transferencia de calor al agua de enfriamiento. Finalmente, el líquido saturado es bombeado a la presión de entrada del recalentador (estado 3), pasa por el recalentador (estado 3→4) para aumentar su temperatura antes de ingresar al evaporador (estado 4), y el ciclo se completa.

B. Suposiciones generales y parámetros

- Mezcla binaria agua–amoníaco ($\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$).
- Flujo estacionario.
- Pérdidas de calor y presión despreciables en el sistema.
- La válvula de expansión es isoentálpica.
- Se asume una diferencia mínima de aproximación térmica, conocida como *pinch* de temperatura, para el

condensador, el evaporador y el recalentador, con el fin de resolver el ciclo.

- La salida del condensador se considera a calidad 0.
- El estado 6 a la entrada a la turbina se considera con calidad 1 y el estado 7 a la entrada al recalentador previo a la válvula de expansión con calidad 0.

Para establecer los parámetros iniciales del ciclo se tomaron como referencia los criterios reportados en estudios previos sobre ciclos Kalina aplicados a fuentes de baja y media temperatura, en los cuales se identifica que la eficiencia térmica está fuertemente influenciada por la presión de entrada a la turbina, la fracción másica de amoníaco en la mezcla, la temperatura de salida del evaporador y la temperatura del agua de enfriamiento [26], [27], [28], [29], [30]. Con base en estas consideraciones, se definieron los valores generales de operación del ciclo utilizado en este estudio, los cuales se presentan en la Tabla 1, así como los rangos de variación de presión y fracción másica de amoníaco en la mezcla agua-amoníaco, que se describe posteriormente en el análisis paramétrico.

TABLA 1

Parámetros del ciclo KCS-11

Parámetros	Valores
Temperatura de entrada del fluido geotérmico [°C]	89
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento [°C]	27
Eficiencia de la turbina [%]	95
Eficiencia de la bomba [%]	90
Eficiencia del generador [%]	98
Flujo másico [kg/s]	1
Diferencia mínima de temperatura (<i>pinch</i>) en el evaporador [°C]	2
Diferencia mínima de temperatura (<i>pinch</i>) en el recalentador [°C]	8
Diferencia mínima de temperatura (<i>pinch</i>) en el condensador [°C]	2

Para iniciar el estudio, se considera un flujo másico de referencia de 1 kg/s con el fin de calcular el trabajo de turbina, el trabajo de la bomba y la eficiencia térmica del ciclo.

Posteriormente, como parte del análisis paramétrico, se realizó una serie de simulaciones variando dos parámetros clave del ciclo: la presión de entrada a la turbina y la fracción másica de amoníaco en la mezcla agua-amoníaco. Se evaluaron presiones entre 5 y 40 bar y fracciones másicas de amoníaco entre 0.5 y 0.9, con incrementos de 0.1, con el fin de identificar el comportamiento del ciclo y determinar las zonas donde se alcanzan las mayores eficiencias térmicas.

A partir de estas simulaciones se llevó a cabo un análisis termodinámico detallado, evaluando los flujos de calor, el trabajo de los equipos y la influencia de la temperatura del agua de enfriamiento, para una fracción másica de amoníaco de 0.75, sobre la eficiencia del ciclo. Este análisis permite describir el desempeño del sistema bajo las condiciones definidas del recurso geotérmico de baja entalpía disponible en Honduras.

C. Balances de energía y masa.

TABLA 2

Simbología de las ecuaciones

Símbolo	Descripción	Unidades
$\dot{m}_i$	Flujo másico de la corriente i	kg/s
x_i	Fracción másica de NH ₃	-
q_i	Calidad	-
h_i	Entalpía de la corriente i	kJ/kg
s_i	Entropía de la corriente i	kJ/(kg·K)
P_i, T_i	Presión y temperatura	bar, °C
$\dot{W}_{turbina}, \dot{W}_{bomba}$	Potencia de turbina/bomba	kW
$\dot{Q}_{recal}, \dot{Q}_{cond}, \dot{Q}_{gv}$	Tasa de calor ganado/rechazado	kW
$\eta_{turbina}, \eta_{bomba}$	Eficiencias mecánicas	-
β	Fracción de vapor en el separador	-

1. Condensador

La mezcla se condensa completamente hasta fase líquida; el proceso se representa en la Fig. 2.

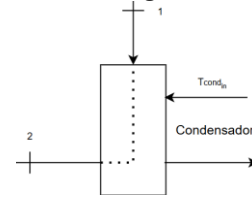


Fig. 2 Diagrama del condensador

Los balances en el condensador permiten determinar la tasa de calor rechazada, como se muestra en la Ec. 1. Debido a que el proceso ocurre a presión constante, se emplea la relación indicada en la Ec. 2, mientras que la Ec. 3 permite calcular la temperatura a la salida del condensador considerando el *pinch* de temperatura.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) \quad (1)$$

$$P_1 = P_2 = P_{cond} \quad (2)$$

$$T_2 = T_{cond} + \Delta T_{pinch,c} \quad (3)$$

2. Bomba

Esta aumenta la presión del fluido desde el condensador hasta la presión de trabajo del generador de vapor, se representa en la Fig. 3:

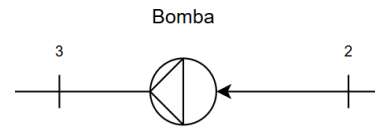


Fig. 3 Diagrama de la bomba

En la bomba, el incremento de presión aumenta el trabajo requerido, como se muestra en la Ec. 4. Para determinar la entalpía en el estado 3, se compara el estado real con el estado isentrópico mediante la eficiencia de la bomba, según la Ec. 5. La Ec. 6 indica que por la bomba circula todo el flujo másico del sistema, el cual también ingresa al generador de vapor y continúa el ciclo.

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) \quad (4)$$

$$\eta_{bomba} = \frac{v_2(P_3 - P_2)}{h_3 - h_2} \quad (5)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_t \quad (6)$$

3. Generador de vapor

El fluido de trabajo se calienta mediante el fluido térmico de la fuente geotérmica, el cual transfiere calor en el generador de vapor. La Ec. 7 presenta el balance energético final del generador de vapor; la Ec. 8 representa la consideración del *pinch* de temperatura para la salida del intercambiador de calor. En la Fig. 4 se muestra el proceso que ocurre en el generador de vapor entre los estados 4 y 5.

$$\dot{Q}_{gv} = \dot{m}_5(h_5 - h_4) \quad (7)$$

$$T_5 = T_{geo,in} - \Delta T_{pinch,g} \quad (8)$$

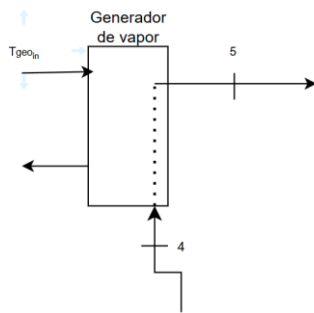


Fig. 4 Diagrama del generador de vapor

4. Separador

En el separador de humedad, el fluido de trabajo que ingresa como corriente 5, una mezcla líquida-vapor de amoníaco-agua, se divide en dos corrientes:

- Vapor rico en NH_3 (corriente 6).
- Líquido pobre en NH_3 (corriente 7).

El proceso se representa en la Fig. 5, donde se distingue la entrada del fluido desde el generador de vapor (estado 5) y la separación en dos fases bajo equilibrio termodinámico.

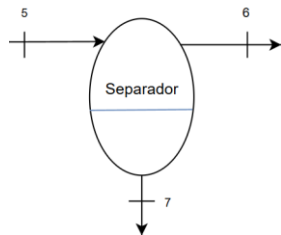


Fig. 5 Diagrama del separador

Las ecuaciones del separador describen cómo se comporta la mezcla al dividirse en vapor y líquido. Primero, la Ec. 9 representa el balance global de masa, indicando que todo el flujo que entra debe igualar la suma de los flujos que salen. Luego, la Ec. 10 describe la conservación del amoníaco, asegurando que la cantidad de NH_3 que ingresa se reparte entre el vapor y el líquido separados.

A continuación, la Ec. 11 establece el balance de energía, mostrando que la entalpía de entrada debe ser igual a la entalpía

transportada por ambas corrientes de salida. Por su parte, la Ec. 12 define la fracción másica de vapor (β), que indica qué parte del flujo total se convierte en vapor dentro del separador. Finalmente, la Ec. 13 expresa los flujos másicos de vapor y líquido directamente en función de β , lo que permite calcular cuánto vapor y cuánto líquido produce el equipo una vez determinada esa fracción. Las Ec. 14 y 15 establecen las relaciones de temperatura y presión en el dispositivo.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_7 \quad (9)$$

$$\dot{m}_5 x_5 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_7 x_7 \quad (10)$$

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_7 \quad (11)$$

$$\beta = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \quad (12)$$

$$q_5 = \beta q_6 + (1 - \beta) q_7 \quad (13)$$

$$T_5 = T_6 = T_7 \quad (14)$$

$$P_5 = P_6 = P_7 \quad (15)$$

5. Turbina

En la turbina ocurre la expansión del vapor rico en amoníaco proveniente del separador (corriente 6 $\rightarrow$ 10). La Fig. 6 muestra esquemáticamente la entrada del vapor sobrecalentado y su expansión hasta la presión de salida, produciendo trabajo útil.

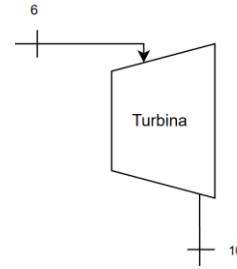


Fig. 6 Diagrama de la turbina

En la turbina, el vapor se expande y produce trabajo. La Ec. 16 indica que el trabajo de la turbina se determina a partir de la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida. La Ec. 17 compara esa caída real con la que tendría una expansión ideal, definiendo así la eficiencia de la turbina. Finalmente, la Ec. 18 fija el estado isentrópico de referencia, necesario para obtener la entalpía ideal y evaluar qué tanto se aleja el proceso real del ideal.

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_6(h_6 - h_{10}) \quad (16)$$

$$\eta_{turb} = \frac{h_6 - h_{10}}{h_6 - h_{10s}} \quad (17)$$

$$s_6 = s_{10} \quad (18)$$

6. Recalentamiento

El flujo pobre en amoníaco cede calor a la corriente 3 $\rightarrow$ 4 para precalentarla antes de la entrada al evaporador, como se muestra en la Fig. 7. De la misma forma, la Ec. 19 muestra el balance de energía en el recalentador, la Ec. 20 permite determinar la tasa de calor transferida y la Ec. 21 muestra el cálculo correspondiente al *pinch* de temperatura en el recalentador.

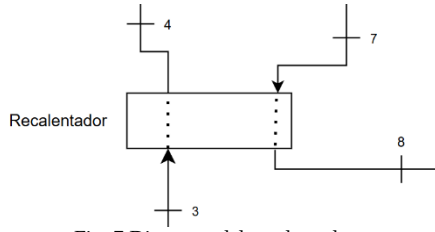


Fig. 7 Diagrama del recalentador

$$\dot{m}_7(h_7 - h_8) = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{recal} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad (20)$$

$$T_8 = T_3 + \Delta T_{pinch,r} \quad (21)$$

7. Válvula de expansión

El líquido pobre en NH_3 se expande hasta la presión de mezcla (adiabáticamente, proceso isoentálpico) como se observa en la Fig. 8 y se representa en la Ec. 22:

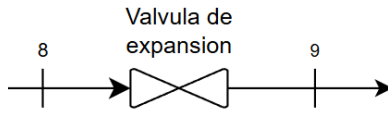


Fig. 8 Diagrama de la válvula de expansión

$$h_8 = h_9, \quad P_9 = P_{10} \quad (22)$$

8. Absorbedor (Cámara de mezcla)

Se mezclan el flujo expandido (estado 9) y la salida de la turbina (estado 10), obteniéndose el estado 1, el cual contiene la concentración y el flujo másico total del sistema. Este proceso se muestra en la Fig. 9, y los balances correspondientes están representados en las Ec. 23, 24 y 25.

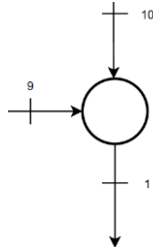


Fig. 9 Diagrama del absorbedor (cámara de mezclado)

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{10} \quad (23)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_9 x_9 + \dot{m}_{10} x_{10} \quad (24)$$

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{10} h_{10} \quad (25)$$

9. Potencias y rendimientos del ciclo

Las Ec. 26 y 27 representan, respectivamente, el trabajo neto del ciclo y la eficiencia térmica del ciclo.

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{bomba} \quad (26)$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{gv}} \quad (27)$$

Es importante destacar que la composición másica de amoníaco varía a lo largo del ciclo en función de la temperatura, la presión y la calidad del vapor, lo que implica trabajar con

ecuaciones no lineales. Debido a que la mezcla amoníaco-agua presenta un comportamiento termo físico complejo, ya que su caracterización requiere un método de cálculo capaz de manejar correlaciones específicas y resolver simultáneamente los balances y relaciones de estado del sistema mostrado en la Fig. 1.

Por tanto, los estados termodinámicos del ciclo fueron determinados mediante la resolución numérica de los balances de masa y energía, utilizando correlaciones publicadas para la mezcla amoníaco-agua. Estas correlaciones permiten estimar propiedades de equilibrio líquido-vapor, punto de burbuja, punto de rocío, entalpía y entropía a partir de temperatura, presión y concentración de la mezcla, siguiendo metodologías reportadas para el análisis de mezclas amoníaco-agua y ciclos Kalina [31], [32].

De manera complementaria, se consideró el trabajo de Ganesh y Srinivas [33], quienes desarrollan diagramas y tablas de propiedades para la mezcla amoníaco-agua en fases líquida y vapor, incluyendo relaciones entre entalpía y concentración, los cuales pueden utilizarse como apoyo para el análisis termodinámico de ciclos de generación de potencia que emplean esta mezcla. De esta manera, se obtuvo una solución consistente con el modelo termodinámico planteado.

Finalmente, con el propósito de contrastar los resultados obtenidos con los valores reportados en la literatura, se empleó la diferencia absoluta de eficiencia térmica, expresada en puntos porcentuales. Este criterio se calculó como la diferencia entre la eficiencia máxima obtenida en el presente estudio y las eficiencias térmicas reportadas en trabajos previos para ciclos Kalina bajo condiciones comparables, como se muestra en la Ec. 28.

La comparación se realizó con estudios que analizan configuraciones Kalina y reportan eficiencias térmicas de referencia; sin embargo, no se emplearon indicadores estadísticos como RMSE debido a que cada investigación considera temperaturas de fuente geotérmica, configuraciones de ciclo, parámetros de operación y condiciones de enfriamiento distintas, según el enfoque de cada estudio. Por ello, la diferencia absoluta se utilizó como una medida referencial de cercanía entre los resultados obtenidos y los valores reportados en la literatura.

$$R_\eta = |\eta_{obtenida} - \eta_{referencia}| \quad (28)$$

III. RESULTADOS

La Fig. 10 muestra la variación de la eficiencia térmica del ciclo en función de la presión de entrada a la turbina para cinco fracciones másicas de amoníaco en la mezcla agua-amoníaco ($x = 0.5, 0.6, 0.7, 0.8$ y 0.9). Se observa que, para todas las fracciones, la eficiencia aumenta conforme se eleva la presión de entrada, alcanzando un máximo cercano al rango de 35 a 40 bar, después del cual comienza a disminuir debido a las limitaciones termodinámicas del ciclo.

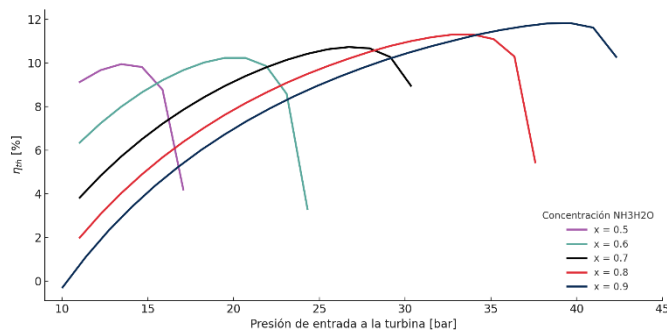


Fig. 10 Gráfica de eficiencia térmica del ciclo vs. presión de entrada a la turbina

En la Fig. 11 también se aprecia que las fracciones másicas más altas de amoníaco desplazan la curva hacia mayores valores de potencia generada en la turbina.

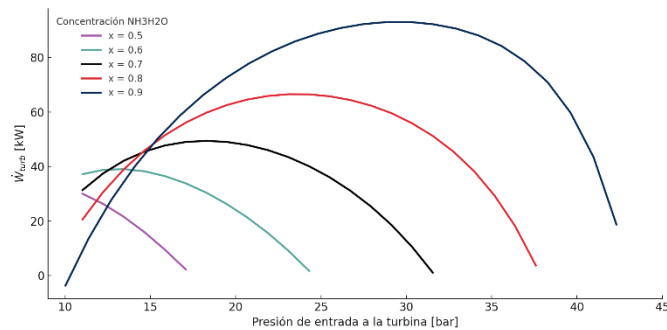


Fig. 11 Gráfica de potencia generada en la turbina vs. presión de entrada a la turbina

Asimismo, en la Fig. 12 se muestra cómo la potencia requerida por la bomba aumenta de manera progresiva al incrementar la presión de entrada a la turbina.

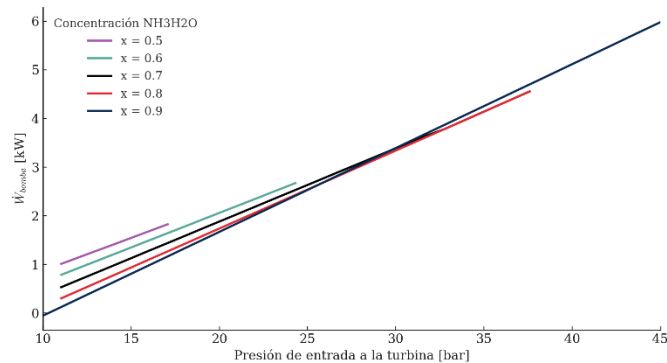


Fig. 12 Gráfica de potencia utilizada en la bomba vs. presión de entrada a la turbina

Respecto a las Figs. 13 y 14, las simulaciones del modelo termodinámico muestran que, al aumentar la presión de entrada a la turbina, las tasas de calor del generador de vapor y del condensador tienden a disminuir. En contraste, la Fig. 15 muestra que la tasa de calor en el recalentador aumenta conforme se incrementa la presión y es mayor cuando la fracción másica de amoníaco en la mezcla es menor. Por otra

parte, en la Fig. 16 se presenta la variación de la eficiencia térmica del ciclo en función de la presión y de la temperatura del agua de enfriamiento del condensador, para una fracción másica de amoníaco fijada en 0.75; se observa que, a menor temperatura del agua de enfriamiento, mayor es la eficiencia térmica.

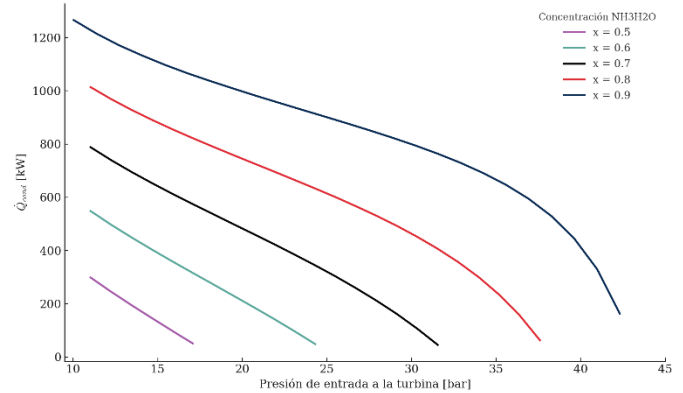


Fig. 13 Gráfica de tasa de calor en el condensador vs. presión de entrada a la turbina

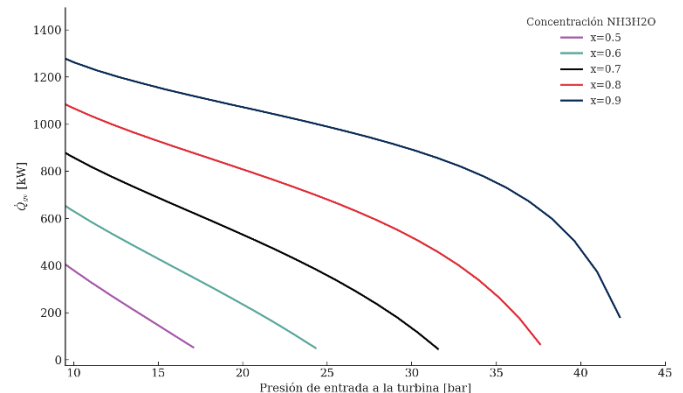


Fig. 14 Gráfica de tasa de calor en el generador de vapor vs. presión de entrada a la turbina

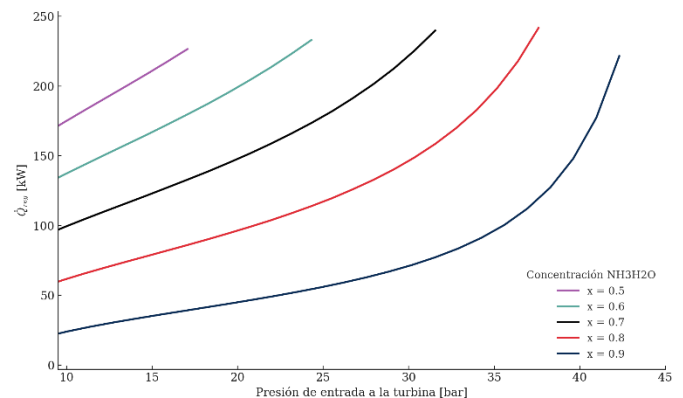


Fig. 15 Gráfica de tasa de calor en el recalentador vs. presión de entrada a la turbina

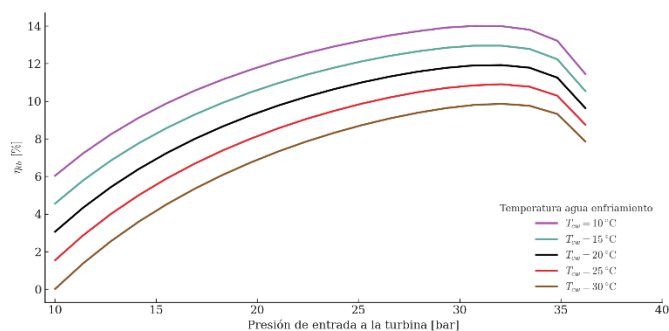


Fig. 16 Gráfica de eficiencia térmica vs. presión de entrada a la turbina, variando la temperatura del agua de enfriamiento

IV. DISCUSIÓN

Los resultados muestran que las tasas de calor en el generador de vapor y en el condensador presentan una tendencia descendente con el aumento de la presión de entrada a la turbina, como se evidencia en las Fig. 13 y 14 para las distintas fracciones másicas de amoníaco analizadas. Este comportamiento es coherente con lo reportado en estudios paramétricos de ciclos Kalina, en los cuales se indica que la presión de operación puede reducir el calor recuperado por el fluido de trabajo y que, junto con la fracción másica de amoníaco, modifica la región bifásica y el desempeño térmico del ciclo [34], [35]. Por tanto, al variar la presión de entrada a la turbina cambian los estados termodinámicos de la mezcla agua-amoníaco, por lo que se modifica el aporte de calor requerido en el generador de vapor y el calor rechazado en el condensador.

En contraste, el recalentador presenta un aumento progresivo de calor en función del aumento de la presión como se observa en la Fig. 15, ya que su función es elevar la temperatura del fluido posterior a la salida del separador, compensando las variaciones térmicas que reducen el aporte en los otros equipos. De esta forma, la máxima eficiencia se alcanza en la región donde la mezcla exhibe un gradiente térmico favorable para absorber calor durante el precalentamiento y la evaporación, de acuerdo con las temperaturas que ofrece la fuente geotérmica.

En cuanto a la eficiencia térmica del ciclo mostrada en la Fig. 10, la evaluación indica que existe una combinación óptima entre presión y fracción másica de amoníaco. Para las condiciones fijadas en este estudio en la Tabla 1, las mejores eficiencias térmicas teóricas, de alrededor del 12%, se obtuvieron entre 30 y 40 bar y con fracciones másicas de amoníaco entre 0.7 y 0.9, donde el ciclo logra el mejor equilibrio entre trabajo de turbina, aporte de calor en el generador y pérdidas por condensación.

Finalmente, los valores de eficiencia obtenidos coinciden con lo reportado en la literatura para ciclos Kalina con recuperación interna. Hettiarachchi et al. [25] analizaron el KCS-11 para fuentes de baja temperatura y reportaron eficiencias máximas cercanas al rango de 10–11% bajo condiciones comparables de temperatura de fuente térmica. La diferencia respecto a los resultados obtenidos en el presente

estudio se encuentra aproximadamente entre 1 y 2 puntos porcentuales.

Asimismo, Ogriseck [28] y Yuce [27] presentan configuraciones de ciclo Kalina, caracterizadas por el uso de dos recuperadores. Ogriseck [28] reportó eficiencias netas entre 12.3% y 17.1% para una configuración Kalina integrada con recuperación interna, mientras que Yuce [27] obtuvo una eficiencia térmica óptima de 16.2% para una configuración KCS-34 bajo condiciones de mayor temperatura de evaporador, presión de entrada a la turbina de 40 bar y fracción másica de amoníaco de 0.9. En comparación con estos valores, la eficiencia obtenida en el presente estudio presenta una diferencia mínima de 0.3 puntos porcentuales respecto al límite inferior reportado por Ogriseck [28] y una diferencia de 4.2 puntos porcentuales respecto al valor óptimo de Yuce [27].

Por otra parte, Fu [29] reportó una eficiencia de 6.9% para una propuesta de ciclo Kalina a implementar en Kenia, valor menor al obtenido en este estudio. Esta diferencia de aproximadamente 5.1 puntos porcentuales puede atribuirse principalmente a la mayor temperatura de entrada al condensador considerada en dicho caso, ya que el propio autor señala que la temperatura del agua de enfriamiento influye directamente en el desempeño del ciclo. Este comportamiento coincide con los resultados de la Fig. 16, donde se observa que una menor temperatura del agua de enfriamiento favorece la eficiencia térmica del sistema.

En conjunto, la comparación muestra que la eficiencia máxima obtenida en este estudio se encuentra dentro del rango reportado para ciclos Kalina aplicados a fuentes de baja y media temperatura. Las diferencias observadas frente a la literatura se mantienen en un intervalo aproximado de 0.3 a 5.1 puntos porcentuales, dependiendo de la configuración y de las condiciones de operación comparadas. Las diferencias encontradas con otros estudios similares de ciclo Kalina parten de que se analiza configuración KCS-11 aplicada a una fuente geotérmica de baja temperatura, como la de 89 °C analizada respecto a las evidencias de manifestaciones geotérmicas en Honduras que presentan ese rango de temperaturas. Por tanto, los resultados se consideran consistentes con el comportamiento esperado del ciclo Kalina.

V. CONCLUSIONES

El análisis realizado demuestra que el ciclo Kalina puede ser una alternativa interesante para la diversificación energética nacional y para el aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía, debido a su capacidad para mantener eficiencias relativamente elevadas aún bajo condiciones térmicas limitadas. Sin embargo, debe encontrarse un balance óptimo entre los parámetros de operación, como la presión de entrada a la turbina, la fracción másica de amoníaco en la mezcla, la temperatura del agua de enfriamiento y la temperatura de entrada del fluido en el generador de vapor, con el fin de garantizar una eficiencia óptima y una mayor generación de potencia. De acuerdo con el análisis realizado, las mayores eficiencias teóricas, de aproximadamente 12%, se alcanzan en el rango de 30–40 bar y con fracciones másicas de amoníaco entre 0.7–0.9.

A partir de estos resultados, el presente trabajo constituye una base teórica inicial para el estudio del ciclo Kalina aplicado al contexto hondureño, ya que no se identificaron investigaciones previas específicas que evalúen esta configuración bajo condiciones asociadas a recursos geotérmicos de baja entalpía en Honduras. En este sentido, los resultados obtenidos permiten establecer una primera aproximación del comportamiento termodinámico del ciclo y de su posible utilidad como tecnología complementaria para el aprovechamiento energético de fuentes de baja temperatura en el país.

Para profundizar en este análisis, se sugiere desarrollar un análisis exergético y evaluar configuraciones más avanzadas, como la incorporación de dos etapas de regeneración en lugar de solo una con las condiciones presentadas, dado que estudios previos han demostrado que estas variantes pueden incrementar la eficiencia. Asimismo, se podrían comparar directamente estas configuraciones con ciclos Rankine orgánicos para obtener una perspectiva más amplia sobre las ventajas competitivas del ciclo Kalina en aplicaciones de baja entalpía.

De igual forma, para validar los resultados teóricos aquí presentados, se recomienda realizar un análisis técnico y operativo en un modelo de planta real a escala, con el fin de determinar la viabilidad práctica de operar en los rangos de presión y concentración identificados, y verificar si el desempeño esperado puede reproducirse en condiciones reales de operación y ser económicamente viable.

Finalmente, se sugiere ampliar el estudio de las características térmicas de los yacimientos geotérmicos de baja entalpía en Honduras, así como analizar el comportamiento estacional de la temperatura del agua de enfriamiento, dado que estos parámetros tienen un impacto directo en la eficiencia global del ciclo. Esta información sería necesaria para valorar con mayor precisión la posible integración de esta tecnología a la matriz energética nacional, tomando como referencia que el aprovechamiento geotérmico ya cuenta con antecedentes en el país mediante proyectos como la central geotérmica de Platanares, aunque con tecnologías distintas al ciclo Kalina.

VI. AGRADECIMIENTO

Por su apoyo en la realización de la investigación se le agradece a F.J.Z.A.

REFERENCIAS

- [1] A. Manzella, "Geothermal energy," *EPJ Web Conf.*, vol. 148, 2017, [Online]. Available: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201714800012>
- [2] I. Stober and K. Bucher, *Geothermal Energy: From Theoretical Models to Exploration and Development*, 2nd ed. Cham, Switzerland: Springer, 2021. doi: 10.1007/978-3-030-71685-1.
- [3] S. Frick, M. Kaltschmitt, and G. Schröder, "Life cycle assessment of geothermal binary power plants using enhanced low-temperature reservoirs," *Energy*, vol. 35, no. 5, pp. 2281–2294, 2010, doi: 10.1016/j.energy.2010.02.016.
- [4] R. Bertani, "Geothermal power generation in the world 2010-2014 update report," *Geothermics*, vol. 60, pp. 31–43, 2016, doi: 10.1016/j.geothermics.2015.11.003.
- [5] R. Bertani, "Geothermal power generation in the world 2005–2010 update report," *Geothermics*, vol. 41, pp. 1–29, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2011.10.001>.
- [6] R. Bertani, "World geothermal power generation in the period 2001–2005," *Geothermics*, vol. 34, no. 6, pp. 651–690, 2005, doi: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2005.09.005>.
- [7] A. Toth, J. Lund, G. Hutterer, and D. Fenerty, *Current world situation for geothermal energy production, based on WGC2020+1 reports from 88 countries*. 2022.
- [8] L. C. A. Gutiérrez-Negrín, "Evolution of worldwide geothermal power 2020–2023," *Geotherm. Energy*, vol. 12, no. 1, p. 14, 2024, doi: 10.1186/s40517-024-00290-w.
- [9] J. W. Lund and A. N. Toth, "Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review," *Geothermics*, vol. 90, p. 101915, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101915>.
- [10] J. W. Lund and T. L. Boyd, "Direct utilization of geothermal energy 2015 worldwide review," *Geothermics*, vol. 60, pp. 66–93, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2015.11.004>.
- [11] D. Eppler, R. Fakundiny, and A. Ritchie, "Reconnaissance evaluation of Honduran geothermal sites. Una evaluación por medio de reconocimiento de seis áreas geotérmicas en Honduras," United States, 1986. doi: 10.2172/7011853.
- [12] S. J. Goff and W. W. Winchester, "Honduras geothermal development: Regulations and opportunities," United States, 1994. [Online]. Available: <https://www.osti.gov/biblio/10182043>
- [13] C. L. Aiken, M. E. Ander, and M. F. de la Fuente, "Geophysical investigations of the Platanares geothermal site, Honduras, Central America," *J. Volcanol. Geotherm. Res.*, vol. 45, no. 1, pp. 71–90, 1991, doi: [https://doi.org/10.1016/0377-0273\(91\)90023-S](https://doi.org/10.1016/0377-0273(91)90023-S).
- [14] K. L. Trocki, "An Economic Prefeasibility Study of Geothermal Energy Development at Platanares, Honduras BT - Energy and Mineral Potential of the Central American-Caribbean Region," R. L. Miller, G. Escalante, J. A. Reinemund, and M. J. Bergin, Eds., Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1995, pp. 269–275. doi: 10.1007/978-3-642-79476-6_36.
- [15] F. Barberi *et al.*, "New geochemical investigations in Platanares and Azacualpa geothermal sites (Honduras)," *J. Volcanol. Geotherm. Res.*, vol. 257, pp. 113–134, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jvolgeores.2013.03.011>.
- [16] B. Capaccioni, T. Franco, R. Alberto, V. Orlando, M. Marco, and I. Salvatore, "Geochemistry of thermal fluids in NW Honduras: New perspectives for exploitation of geothermal areas in the southern Sula graben," *J. Volcanol. Geotherm. Res.*, vol. 280, pp. 40–52, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jvolgeores.2014.04.004>.
- [17] W. Flores, "Geothermal Prefeasibility Studies in Honduras BT - Energy and Mineral Potential of the Central American-Caribbean Region," R. L. Miller, G. Escalante, J. A. Reinemund, and M. J. Bergin, Eds., Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1995, pp. 257–261. doi: 10.1007/978-3-642-79476-6_34.
- [18] W. A. Henríquez, "Geothermal Development in Honduras," *Proc. World Geotherm. Congr.*, no. April, pp. 19–25, 2015.
- [19] P. Muffler and R. Cataldi, "Methods for regional assessment of geothermal resources," *Geothermics*, vol. 7, no. 2, pp. 53–89, 1978, doi: [https://doi.org/10.1016/0375-6505\(78\)90002-0](https://doi.org/10.1016/0375-6505(78)90002-0).
- [20] J. W. Lund, G. W. Hutterer, and A. N. Toth, "Characteristics and trends in geothermal development and use, 1995 to 2020," *Geothermics*, vol. 105, p. 102522, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2022.102522>.
- [21] C. A. Córdova Geirdal, M. S. Gudjonsdottir, and P. Jensson, "Economic comparison of a well-head geothermal power plant and a

traditional one,” *Geothermics*, vol. 53, pp. 1–13, 2015, doi: 10.1016/j.geothermics.2014.04.003.

- [22] S. Quoilin and V. Lemort, “The Organic Rankine Cycle: Thermodynamics, Applications and Optimization,” Université de Liège - ULiège > Département d’aérospatiale et mécanique > Systèmes énergétiques: UNESCO-EOLSS Publishers PP - Oxford, United Kingdom, 2011.
- [23] G. E. E. Dela Cruz and M. C. E. Manuel, “A Literature Review of the Kalina Cycle and Trends,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 1046, no. 1, p. 12011, 2022, doi: 10.1088/1755-1315/1046/1/012011.
- [24] X. Zhang, M. He, and Y. Zhang, “A review of research on the Kalina cycle,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 7, pp. 5309–5318, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.05.040>.
- [25] H. A. Mlcak, “Kalina cycle concepts for low temperature geothermal,” in *Proc. Geothermal Resources Council Transactions*, vol. 26, pp. --, Sept. 22–25, 2002. [Online]. Available:
- [26] H. D. Madhawa Hettiarachchi, M. Golubovic, W. M. Worek, and Y. Ikegami, “The Performance of the Kalina Cycle System 11(KCS-11) With Low-Temperature Heat Sources,” *J. Energy Resour. Technol.*, vol. 129, no. 3, pp. 243–247, Feb. 2007, doi: 10.1115/1.2748815.
- [27] B. E. Yuce, “Energy and exergy optimization of Kalina Cycle System-34 with detailed analysis of cycle parameters,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 61, p. 105066, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.105066>.
- [28] S. Ogriseck, “Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 14, pp. 2843–2848, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.02.006>.
- [29] W. Fu, “Design and optimization of kalina cycle for geothermal energy in Kenya,” *Trans. - Geotherm. Resour. Coun.*, vol. 38, pp. 791–796, Jan. 2014.
- [30] V. Zare and V. Palideh, “Employing thermoelectric generator for power generation enhancement in a Kalina cycle driven by low-grade geothermal energy,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 130, pp. 418–428, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.160>.
- [31] J. Pátek and J. Klomfar, “Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 18, no. 4, pp. 228–234, 1995, doi: [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)00006-W](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)00006-W).
- [32] F. Xu and D. Y. Goswami, “Erratum to: Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle applications Energy 24 (1999), 525–536,” *Energy*, vol. 27, no. 2, p. 203, 2002, doi: [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(01\)00060-3](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(01)00060-3).
- [33] N. S. Ganesh and T. Srinivas, “Development of thermo-physical properties of aqua ammonia for Kalina cycle system,” *Int. J. Mater. Prod. Technol.*, vol. 55, no. 1–3, pp. 113–141, Jan. 2017, doi: 10.1504/IJMPT.2017.084955.
- [34] D. Atashbozorg, A. M. Arasteh, G. Salehi, and M. T. Azad, “Analysis of Different Organic Rankine and Kalina Cycles for Waste Heat Recovery in the Iron and Steel Industry,” *ACS Omega*, vol. 7, no. 50, pp. 46099–46117, 2022, doi: 10.1021/acsomega.2c03922.
- [35] M. B. Ibrahim and R. M. Kovach, “A Kalina Cycle Application for Power Generation,” *Energy*, vol. 18, no. 9, pp. 961–969, 1993, doi: 10.1016/S0360-5442(06)80001-0