

## ANÁLISIS COMPARATIVO 3-E DE UN ORC CON RECALENTAMIENTO UTILIZANDO BIOGÁS Y OTROS COMBUSTIBLES

Saucedo-Rojo Diva Y.<sup>1\*</sup>, Ambriz-Diaz Víctor M.<sup>2</sup>, Rubio-Maya Carlos<sup>3</sup>, Ruiz-Casanova Eduardo<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Tecnológico Nacional de México/I. T. chihuahua  
Departamento de Metal-Mecánica  
Av. Tecnológico, 2909, C.P. 31310, Chihuahua, México.  
[L21060646@chihuahua.tecnm.mx](mailto:L21060646@chihuahua.tecnm.mx)

<sup>2</sup>Tecnológico Nacional de México/I. T. chihuahua  
División de Estudios de Posgrado e Investigación  
Av. Tecnológico, 2909, C.P. 31310, Chihuahua, México.  
[victor.ad@chihuahua.tecnm.mx](mailto:victor.ad@chihuahua.tecnm.mx)

<sup>3</sup>Universidad Michoacana de San Nicolas de Hidalgo  
Facultad de Ingeniería Mecánica  
Av. Francisco J. Mújica s/N, C.P. 58030, Morelia, Michoacán, México  
[carlos.maya@umich.mx](mailto:carlos.maya@umich.mx); [lalo.r.casanova@gmail.com](mailto:lalo.r.casanova@gmail.com)

### RESUMEN

Este trabajo tiene como objetivo realizar un análisis comparativo 3-E (Energía, Economía y Ambiental; Environmental por sus siglas en inglés) de un ORC recalentado usando diferentes combustibles. Se pretende evaluar el consumo de combustible y costos de inversión del ciclo para determinar la potencial reducción de la huella de carbono y la potencial reducción de costos de inversión. Para ello se establecen modelos termodinámicos a partir de la primera ley termodinámica en combinación de conceptos económicos y ambientales, y se resuelven el software EES. Los resultados muestran que el ORC operando con biogás tiene el menor costo de consumo de combustible con 12,597 dólares/año, una eficiencia térmica de 7.75% y un costo unitario de inversión de 6,869.25 \$/kW. Además, el uso de biogás en el ORC muestra un ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub> de 8.35 ton-CO<sub>2</sub>/año, lo que contribuye al uso sostenible de los recursos energéticos.

**Palabras clave:** ORC recalentado, biogás, análisis termodinámico, emisiones de CO<sub>2</sub>, costos de inversión.

### ABSTRACT

The objective of this work is to perform a comparative 3-E (Energy, Economic and Environmental) analysis of a reheated ORC using different fuels. The aim is to evaluate the fuel consumption and investment costs of the cycle to determine the potential reduction of the carbon footprint and the potential reduction of investment costs. For this purpose, thermodynamic models are established based on the first thermodynamic law in combination with economic and environmental concepts and solved using the EES software. The results show that the ORC operating with biogas has the lowest fuel consumption cost with \$12,597/year, a thermal efficiency of 7.75% and a unit investment cost of \$6,869.25/kW. In addition, the use of biogas in the ORC shows a CO<sub>2</sub> emission saving of 8.35 ton-CO<sub>2</sub>/year, which contributes to the sustainable use of energy resources.

**Keywords:** Reheated ORC, biogas, thermodynamic analysis, emission CO<sub>2</sub>, investment costs

### 1. INTRODUCCIÓN

La respuesta a la alta demanda de energía eléctrica ha traído un creciente interés en alternativas sostenibles de aprovechamiento de los recursos energéticos. Los ciclos Rankine orgánicos son una excelente opción de generación de electricidad debido a que pueden operar con diferentes tipos de combustibles y energías renovables. En este aspecto, el biogás es de gran utilidad para activar el ciclo Rankine orgánico (ORC) debido a que es un combustible de origen renovable. En un ORC la electricidad se obtiene mediante la conversión de la energía del combustible a través de un conjunto de equipos térmicos (caldera, turbina, condensador y bomba; ciclo básico). Una de las ventajas del ORC es que puede operar con bajas temperaturas. También, presenta una solución para las problemáticas económicas, siendo tecnologías de bajo costo de inversión.

Hoy en día, una manera de mejorar la eficiencia y la potencia de los ORC es implementar una turbina con tecnología de recalentamiento [1]. Esto debido a que aumenta la temperatura del vapor extraído [2]. Para un correcto análisis del ciclo recalentado, se aplica la primera ley de la termodinámica para determinar diferentes factores termodinámicos. Además, con la finalidad de evaluar la viabilidad práctica, se emplean conceptos económicos para estimar los costos de inversión de la conversión de la energía térmica. En este aspecto, también se emplean conceptos ambientales para evaluar la mitigación de impactos ambientales de los ORC. Sin embargo, el análisis del ORC recalentado y su implementación práctica aún presentan retos por resolver. Los esfuerzos actuales en investigación se enfocan en mejorar el desempeño, reducir costos de inversión e impactos ambientales. La Tabla 1 muestra trabajos previos del ORC recalentado; se presenta una breve descripción de las investigaciones y sus principales resultados.

Tabla 1. Principales antecedentes.

| Ref. | Descripción y principales resultados                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| [3]  | Se propuso una configuración ORC que incluye recuperación, regeneración y recalentamiento en comparación con un ORC recuperativo. Los resultados muestran que la configuración propuesta operando con biomasa es más eficiente en 20.89% que el ciclo recuperativo.                                                                                 |
| [4]  | Se evaluó un ORC con recalentamiento activado con una turbina de gas recuperativa. El resultado mostró que el recalentamiento mejora la potencia del ORC hasta un valor de 1,292.03 kW.                                                                                                                                                             |
| [5]  | Se realizó un análisis ORC con doble recalentamiento en comparación con otros ORC convencionales. Los resultados apuntaron que el ORC con doble recalentamiento aumentó la potencia en 1.37 %, la eficiencia térmica en 1.4 % y redujo el 1.28 % en el consumo de combustible.                                                                      |
| [6]  | Se examinó un ciclo Rankine recalentado, el cual trabaja con seis fluidos de trabajo. El resultado mostró que los fluidos de trabajos húmedos generan mayor potencia de salida. Así mismo, se determinó que la presión óptima de recalentamiento es del 27-48% de la presión del evaporador del ORC.                                                |
| [7]  | Se utilizó un ciclo Rankine recalentado para la generación de energía a partir de la recuperación de calor residual. El estudio muestra que al añadir un recalentamiento al ciclo ORC puede mejorar la eficiencia en un 23.7 % con el refrigerante R236ea y la producción de potencia del ciclo aumenta en 23.31 kW con el mismo fluido de trabajo. |
| [8]  | Se analizó un ciclo ORC regenerativo con recalentamiento. Los resultados indican que el recalentamiento mejora el rendimiento térmico 3.18% para el n-hexano y un 7.93% para el R-236fa en un ciclo ORC regenerativo. Por último, se encontró que la presión de recalentamiento óptima depende directamente del fluido de trabajo.                  |

La revisión de la literatura muestra que las investigaciones del ORC recalentado se centran en la mejora de la eficiencia térmica cuando se acoplan a otros sistemas o tecnologías térmicas. También, no se han reportado trabajos que se enfoquen en el análisis de la reducción de la huella de carbono. Por lo tanto, se puede indicar que aún existe una brecha de investigación para los ORC recalentados en busca de mejorar su desempeño desde las perspectivas 3-E y sin la necesidad de integración con otro tipo de sistemas. Esto conlleva a un extenso campo de oportunidades e innovación en este tema. Por los motivos expuestos anteriormente, el objetivo de esta investigación es determinar el consumo de combustible, los costos de inversión, la eficiencia térmica y la posible reducción de emisiones de CO<sub>2</sub> comparando la huella de carbono de diferentes combustibles en

un ORC recalentado. Para alcanzar el objetivo principal, se establecen los siguientes objetivos específicos:

- Realizar un análisis energético para determinar el consumo de combustible, la electricidad producida por el ciclo y la eficiencia térmica.
- Determinar el costo de inversión del ciclo, mediante ecuaciones de costo y en función de la capacidad nominal de los componentes.
- Determinar el potencial ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub>, al comparar la operación del ORC usando diferentes combustibles.

## 2. METODOS

### 2.1. Descripción del ORC

La Figura 1 muestra el ORC recalentado. Se observa que el ciclo comienza con la caldera, la cual incrementa la temperatura del agua (estado 3 – 1) por medio de la quema del combustible. Posteriormente, el agua caliente se dirige al evaporador del ORC. Después, el agua de salida del evaporador se dirige a la bomba en el estado 2 a 3 para incrementar la presión y recircular en el circuito de agua caliente (estados 1-3).

Por otra parte, el fluido de trabajo R1233zd(E) incrementa su temperatura en el evaporador (estado 5 – 6), donde se convierte en vapor saturado y posteriormente se dirige hacia la turbina de alta presión (estado 6 – 7) para generar potencia. A la descarga de la turbina de alta presión, el vapor se dirige al recalentador para volver a incrementar la temperatura en el evaporador y subsiguientemente generar potencia mediante la turbina de baja presión. A la salida de la segunda turbina, el vapor se dirige al condensador para convertir el vapor en líquido saturado (estado 9 – 4). Una vez que se obtiene el líquido saturado, el fluido llega a la bomba donde lo hace recircular para repetir el ciclo.

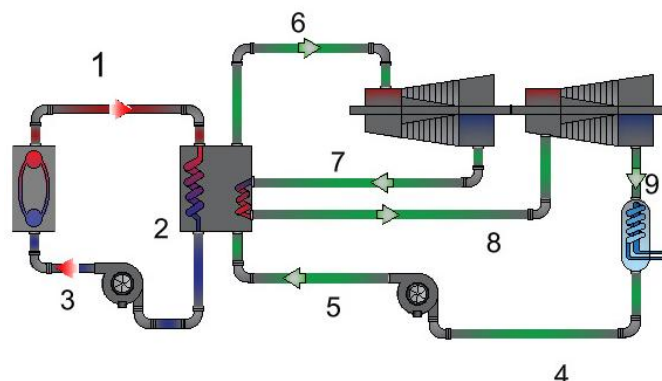


Figura 1. Ciclo Rankine recalentado.

En la Figura 2, se muestra el diagrama Temperatura-Entropía (T-S) del ciclo Rankine recalentado; se pueden apreciar parámetros termodinámicos operativos, así como los flujos de energía del ORC.

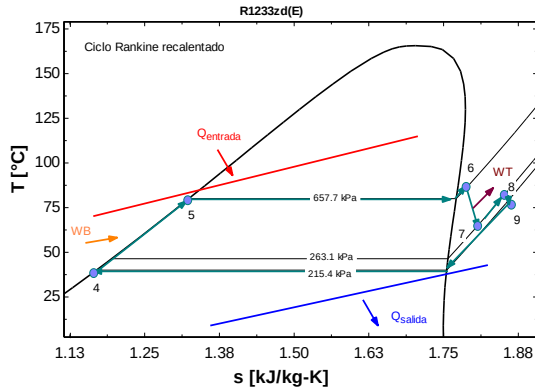


Figura 2. Diagrama T-S del ciclo Rankine recalentado

Los modelos termodinámicos de esta investigación se basan en las consideraciones presentadas en la Tabla 2. Las temperaturas del agua de enfriamiento del condensador se adaptaron de Zhang et al. [9].

Tabla.2 Consideraciones iniciales.

| Variable                                                   | Símbolo | Unidad | Valor |
|------------------------------------------------------------|---------|--------|-------|
| Presión a la entrada del boiler                            | P [3]   | kPa    | 800   |
| Temperatura a la salida de la caldera                      | T [1]   | °C     | 110   |
| Temperatura a la salida del evaporador con agua caliente   | T [2]   | °C     | 80    |
| Temperatura a la salida del evaporador con el refrigerante | T [6]   | °C     | 80    |
| Temperatura a la salida del condensador                    | T [4]   | °C     | 40    |

## 2.2. Modelado energético

Para el modelo energético se utilizó la primera ley de la termodinámica, además, de la conservación de la masa y criterios de diseño en equipos térmicos utilizados en intercambiadores de calor como la diferencia mínima de temperaturas ( $\Delta T_{PP}$ ) y la DMLT (Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas), ecuaciones (1) - (5) [10]:

$$\sum(\dot{m}_e - \dot{m}_s) = 0 \quad (1)$$

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum_{entrada} \dot{m} \cdot h - \sum_{salida} \dot{m} \cdot h \quad (2)$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}} \quad (3)$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{DMLT}} \quad (4)$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_e} \quad (5)$$

## 2.3. Modelado económico

Para el modelado económico, las ecuaciones de costos se adaptaron de Das et al. [11] (ver Tabla 3). Sin embargo, para la caldera se formuló una ecuación partir de datos recolectados de fabricantes [12,13].

Tabla 3. Ecuaciones de costos.

| Componente  | Ecuaciones de costos                              | Unidades            |
|-------------|---------------------------------------------------|---------------------|
| Turbina     | $Z_k = 4405 \cdot \dot{W}T^{0.89}$                | $\dot{W}T$ en kW    |
| Bomba       | $1120 \cdot \dot{W}B^{0.8}$                       | $\dot{W}B$ en kW    |
| Evaporador  | $2143 \cdot A^{0.514}$                            | A en m <sup>2</sup> |
| Condensador | $2143 \cdot A^{0.514}$                            | A en m <sup>2</sup> |
| Caldera     | $69.568 \cdot \dot{Q}Bo^{-0.058} \cdot \dot{Q}Bo$ | $\dot{Q}Bo$ en kW   |

## 2.4. Modelado ambiental

Para el cálculo de las emisiones de CO<sub>2</sub> se emplean las ecuaciones (6) y (7), donde se asume un tiempo de funcionamiento al año de 6,000 h [14]. Se consideran varios escenarios con diferentes combustibles para determinar el ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub>. Los combustibles se enlistan en la Tabla 4, así como su factor de emisiones (FE).

$$Emisiones (E) = Disponibilidad \cdot Wn \cdot FE \quad (6)$$

$$Ahorro de emisiones = E_{combustible} - E_{biogas} \quad (7)$$

Tabla 4. Factores de emisiones para los diferentes combustibles.

| Variable           | Cita | Unidad                      | Cantidad |
|--------------------|------|-----------------------------|----------|
| $FE_{Biogas}$      | [15] | $\frac{kg \cdot CO_2}{kWh}$ | 0.2019   |
| $FE_{Biomasa}$     | [15] | $\frac{kg \cdot CO_2}{kWh}$ | 0.2910   |
| $FE_{Carbono}$     | [16] | $\frac{kg \cdot CO_2}{kWh}$ | 0.2561   |
| $FE_{Combustoleo}$ | [17] | $\frac{kg \cdot CO_2}{kWh}$ | 0.3481   |
| $FE_{Diesel}$      | [18] | $\frac{kg \cdot CO_2}{kWh}$ | 0.38     |

## 3. RESULTADOS

### 3.1. Resultados energéticos

La Tabla 5 muestra los principales resultados energéticos. La tasa de calor en el evaporador es de 125.8 kW, lo que representa un costo de consumo de biogás de 12,597 dólares/año. Sin embargo, de los 125.8 el ORC rechaza en el condensador 116.1 kW, lo que indica que más del 90% se disipa al ambiente. Lo anterior, provoca una eficiencia térmica en el ciclo de 6.54%. Por otro lado, se tiene que la potencia producida por las turbinas es de 10.17 kW. La primera turbina desarrolla 8.05 kW de 1.94 kW. Finalmente, la potencia neta del ciclo resulta en 8.23 kW.

Tabla 5. Resultados energéticos.

| Datos obtenidos  | Símbolo     | Valor | Unidad |
|------------------|-------------|-------|--------|
| Calor de entrada | $\dot{Q}_e$ | 125.8 | kW     |
| Calor de salida  | $\dot{Q}_s$ | 116.1 | kW     |

|                          |                |      |    |
|--------------------------|----------------|------|----|
| Eficiencia del ciclo     | $\eta$         | 6.54 | %  |
| Potencia en la turbina 1 | $\dot{W}_{T1}$ | 8.05 | kW |
| Potencia en la turbina 2 | $\dot{W}_{T2}$ | 1.94 | kW |
| Trabajo neto             | $\dot{W}_n$    | 8.23 | kW |

La Figura 3, muestra el área de transferencia de calor de los intercambiadores de calor. El área en el condensador es más grande en comparación con el evaporador y el recalentador con un valor de 4.53 m<sup>2</sup>. Seguido del condensador, se encuentra el recalentador con un área de 2.68 m<sup>2</sup> y, por último, se encuentra el evaporador con un área de 2.26 m<sup>2</sup>.

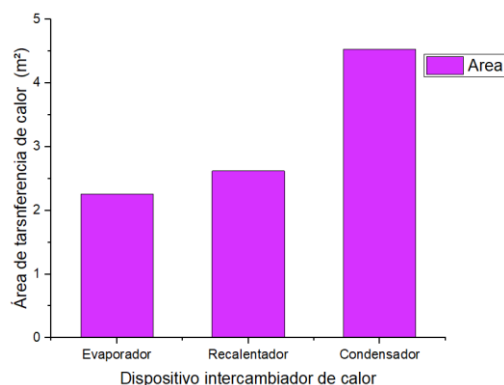


Figura 3. Áreas de transferencia de calor.

La presión de recalentamiento es un factor clave en el ciclo. Al variar su valor, se tiene que la potencia en la turbina de alta y baja presión varía conforme se varía la presión de recalentamiento. Para variar la presión de recalentamiento buscando los resultados óptimos se estableció que la presión optima que es  $\frac{1}{4}$  de la presión máxima del ciclo de acuerdo con Cengel et. al [19]. En la Figura 4, se analiza la variación de potencia que ocurre en las turbinas, teniendo en cuenta que la turbina de baja presión incrementa su potencia a medida que aumenta la presión de recalentamiento. Caso opuesto en la turbina de alta presión.

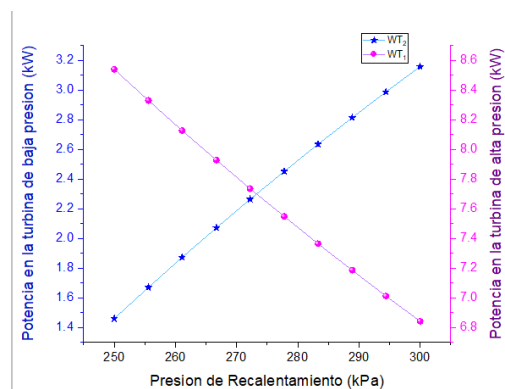


Figura 4. Variación de potencia de salida en las turbinas.

También, la Figura 5 muestra que la eficiencia del ciclo se incrementa a medida que aumenta la presión de recalentamiento, alcanzando un valor máximo del 7.9%. Mientras que el consumo de biogás disminuye en 0.8 kg/s, a medida que aumenta la presión de recalentamiento.

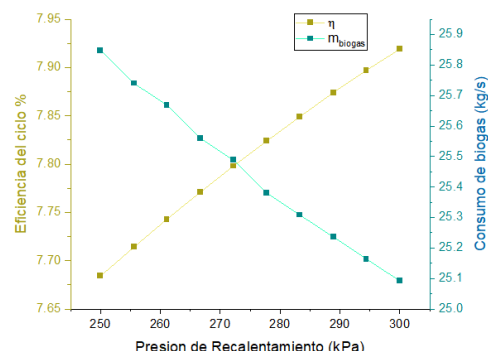


Figura 5. Variación de la eficiencia y el consumo de biogás con la presión de recalentamiento.

### 3.2. Resultados económicos

La Figura 6, muestra resultados del análisis económico, se puede apreciar que la turbina de alta presión es el elemento de mayor costo de inversión con 28,210 dólares. Lo anterior, representa el 49.9 % del costo total del ORC. Seguido de la turbina de alta presión, se encuentra la turbina de baja presión y la caldera, con valores de 7,958 dólares y 6,613 dólares, teniendo que estos tres componentes representan más del 75% del costo total. Por otro lado, los componentes de menor costo son la bomba de agua caliente y la bomba del ORC, representando un 4% de la inversión del ciclo. Por otra parte, cabe mencionar que el costo de inversión de los intercambiadores de calor representa el 20.3% del costo del ORC. Finalmente, el costo total del ORC es de 56,534 dólares.

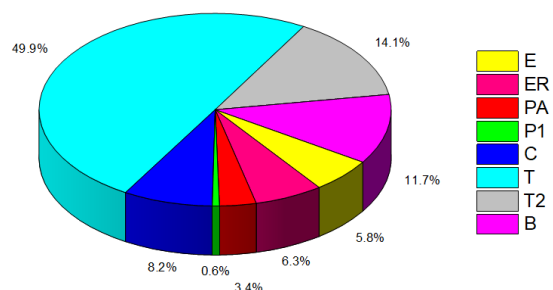


Figura 6. Porcentaje de los costos de los componentes.

### 3.3. Resultados ambientales

La Figura 7, muestra los resultados ambientales. Se aprecia que el biogás es el combustible de menor huella de carbono, con un valor de 9,472 kg-CO<sub>2</sub>/año, y en segundo lugar se posiciona el gas natural con una cantidad de emisiones de 9,545 kg-CO<sub>2</sub>/año. Por otro lado, el carbono y la biomasa son los combustibles que producen más emisiones en comparación con el biogás, pero menos gases de efecto invernadero en comparación con el combustóleo y el diésel. Estos combustibles poseen una diferencia de emisiones con respecto al biogás en el rango de 2,543 kg-CO<sub>2</sub>/año y 4,177 kg-CO<sub>2</sub>/año. Finalmente, el Diesel es el combustible con mayor cantidad de GEI de 17,823 kg-CO<sub>2</sub>/año.

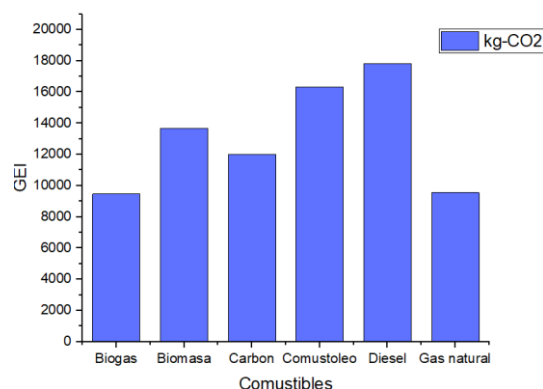


Figura 7. Emisiones GEI de los combustibles.

Al comparar el biogás, siendo el combustible de análisis con los demás combustibles, se tiene un ahorro de emisiones ( $\Delta GEI$ ), que varía entre 72.23 kg-CO<sub>2</sub>/año y 8,350 kg-CO<sub>2</sub>/año. En la Tabla 6, se muestra este ahorro de emisiones con respecto al biogás. Los combustibles que representan un mayor ahorro de emisiones son el combustóleo y el Diesel, con valores de hasta de 6,850 kg-CO<sub>2</sub>/año y 8,350 kg-CO<sub>2</sub>/año.

Tabla 6. Diferencias de emisiones con respecto al biogás.

| Combustible | Ahorro de emisiones (kg-CO <sub>2</sub> /año) |
|-------------|-----------------------------------------------|
| Biomasa     | 4,177                                         |
| Carbono     | 2,543                                         |

|             |       |
|-------------|-------|
| Combustóleo | 6,850 |
| Diesel      | 8,350 |
| Gas natural | 72.23 |

Con la finalidad de observar el comportamiento de las emisiones de CO<sub>2</sub> del ORC, se presenta la Figura 8. Se presenta el comportamiento de las emisiones de CO<sub>2</sub> en función de la temperatura del evaporador (TE) en un rango de 75 °C a 85 °C. Se observa en esta Figura 8 que el consumo de biogás a medida que aumenta la temperatura en el evaporador comienza a disminuir. Por lo que en el punto menor de temperatura de 75 °C se tiene un consumo de biogás de 28.73 kg/h, mientras que en el punto de mayor temperatura (85 °C), se tiene un consumo de biogás igual a 23.22 kg/h. Por lo que al aumentar 10 °C en el evaporador a partir de 75 °C, se tiene una disminución del consumo de biogás de 5.51 kg/h. Así mismo, existe una variación en la huella de carbono, lo que muestra que a mayor incremento de temperatura existe un aumento de emisiones del biogás. A menor temperatura existe una producción de emisiones igual a 9,764 kg-CO<sub>2</sub>/año, mientras que a mayor temperatura, la producción de emisiones sube a 10,126 kg-CO<sub>2</sub>/año, teniendo una diferencia de emisiones entre el punto de mayor temperatura y el de menor temperatura de 362 kg-CO<sub>2</sub>/año.

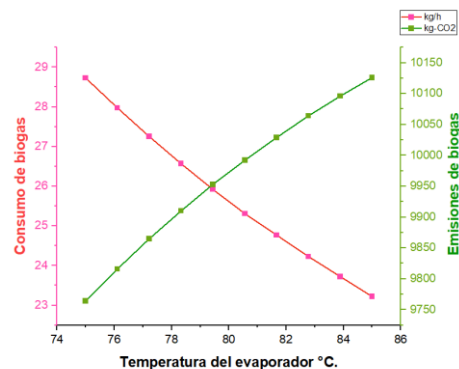


Figura 8. Consumo de biogás y emisiones en función de TE.

### 4. DISCUSION FINAL

Este estudio se centró en un ORC recalentado de pequeña escala (10 kW) operando con biogás y utilizando el fluido de trabajo R1233zd(E), seleccionado por sus propiedades termo-físicas adecuadas y su bajo potencial de calentamiento global. El análisis desarrollado fue de carácter teórico, basado en modelado termodinámico y económico, por lo que no se realizaron validaciones experimentales. No obstante, no se abordó la comparación con otros fluidos orgánicos (como R245fa o n-hexano), debido a que la presión de recalentamiento representa un reto adicional y varía de manera significativa para cada fluido, lo cual impide establecer una misma base comparativa bajo condiciones de operación idénticas. Este aspecto representa una línea de investigación futura orientada a evaluar la sensibilidad del desempeño y los costos frente a la selección del fluido. De

igual forma, el estudio se limitó a la escala de 10 kW, sin discutir los retos de escalabilidad hacia aplicaciones de mayor potencia, donde los costos unitarios podrían reducirse, pero surgirían nuevos desafíos en el dimensionamiento y operación de los equipos.

Asimismo, aunque se destacaron los beneficios ambientales del biogás, no se consideraron estrategias de política pública ni incentivos económicos que podrían impulsar su adopción, entre ellos subsidios para biodigestores, créditos fiscales por mitigación de emisiones y tarifas preferenciales para electricidad renovable. También resulta pertinente explorar la integración del ORC recalentado con fuentes de calor residual industrial, lo cual podría mejorar su competitividad económica y ambiental, aunque plantearía retos técnicos de acoplamiento y control térmico. En particular, la configuración de sistemas híbridos que combinen biogás y calor residual se vislumbra como una alternativa con alto potencial para facilitar su adopción y reducir barreras económicas. Estas limitaciones no afectan la validez de los resultados presentados, pero sí abren oportunidades claras para futuras investigaciones orientadas a optimizar el diseño, la integración y la implementación práctica de sistemas ORC alimentados con biogás.

## 5. CONCLUSION

En esta investigación se encontró que el ORC para producir 10 kW requiere de un consumo de biogás de 25.61 kg/h. Bajo estas condiciones el ORC logra una eficiencia térmica 6.54%. Por otra parte, los resultados del modelo económico muestran que la turbina de alta presión es el elemento de mayor costo de inversión con 28,210 dólares. Finalmente, el análisis ambiental mostró, que el biogás es el combustible que presenta el mayor ahorro de emisiones con respecto a los combustibles considerados. El ahorro potencial de emisiones del biogás oscila en un rango de 72.23 a 4,177 kg-CO<sub>2</sub>/año. Los resultados encontrados en este trabajo indican que el ciclo Rankine recalentado muestra ser un ciclo de gran oportunidad en el ámbito energético. Además, al usar el biogás como combustible, se puede tener una generación de energía ecológica de bajo impacto ambiental. Se puede concluir, que el ciclo recalentado mostró resultados favorables en los tres tipos de análisis realizados (3-E). Lo anterior, puede direccionar a una posible implementación práctica del ORC recalentado usando biogás.

## 6. REFERENCIAS

- [1] Z. Zhao et al., "Exergy analysis of the turbine system in a 1000 MW double reheat ultra-supercritical power plant," *Energy*, vol. 119, pp. 540–548, Jan. 2017, doi: 10.1016/j.energy.2016.12.072.
- [2] S. Zhang, M. Liu, Y. Ma, J. Liu, and J. Yan, "Flexibility assessment of a modified double-reheat Rankine cycle integrating a regenerative turbine during recuperative heater shutdown processes," *Energy*, vol. 233, Oct. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.121068.
- [3] E. Bellos, "Thermodynamic analysis of a novel organic Rankine cycle operating with various thermal energy sources," *Cleaner Energy Systems*, p. 100184, Mar. 2025, doi: 10.1016/j.cles.2025.100184.
- [4] V. B. Hemadri and P. M. V. Subbarao, "Thermal integration of reheated organic Rankine cycle (RH-ORC) with gas turbine exhaust for maximum power recovery," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 23, Jun. 2021, doi: 10.1016/j.tsep.2021.100876.
- [5] M. Reshaeel, A. Javed, A. Jamil, M. Ali, M. Mahmood, and A. Waqas, "Multiparametric optimization of a reheated organic Rankine cycle for waste heat recovery based repowering of a degraded combined cycle gas turbine power plant," *Energy Convers Manag*, vol. 254, p. 115237, Feb. 2022, doi: 10.1016/j.enconman.2022.115237.
- [6] Y. A. A. Laouid, C. Kezrane, Y. Lasbet, and A. Pesyridis, "Performance analysis and optimisation of a reheat organic Rankine cycle," *International Journal of Sustainable Energy*, vol. 41, no. 7, pp. 909–931, 2022, doi: 10.1080/14786451.2021.1990294.
- [7] A. Ramakrishna, "performance analysis of reheat organic rankine cycle for waste heat recovery using r245fa as working fluid," 2018. [Online]. Available: [www.ijcrt.org](http://www.ijcrt.org)
- [8] M. Goodarzi and H. D. Soltani, "Thermal performance analysis of a reheating-regenerative organic Rankine cycle using different working fluids," *Mechanika*, vol. 21, no. 1, pp. 28–33, 2015, doi: 10.5755/j01.mech.21.1.10127.
- [9] W. Zhang et al., "Design and analysis of an innovative biomass-powered cogeneration system based on organic flash and supercritical carbon dioxide cycles," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 80, pp. 623–647, Oct. 2023, doi: 10.1016/j.aej.2023.08.071.
- [10] M. M. Khademi and A. Kasaeian, "Analysis of a combined cycle utilizing parabolic trough collector integrated organic Rankine cycle and single-stage evaporation," *Energy Conversion and Management: X*, vol. 26, Apr. 2025, doi: 10.1016/j.ecmx.2025.100932.
- [11] P. Das, D. Mondal, M. Ashraful Islam, and M. Afroj Lily, "Thermodynamic performance evaluation of a solar powered Organic Rankine cycle (ORC) and dual cascading vapor compression cycle (DCVCC): Power generation and cooling effect," *Energy Conversion and Management: X*, vol. 23, Jul. 2024, doi: 10.1016/j.ecmx.2024.100662.
- [12] C. De, "catálogo tarifa febrero 2024 aerotermin monobloc pbm4-i."
- [13] "Calderas de condensación." [Online]. Available: [www.vaillant.es](http://www.vaillant.es).

- [14] Y. Xu, N. Jiang, F. Pan, Q. Wang, Z. Gao, and G. Chen, "Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses," *Energy Convers Manag*, vol. 133, pp. 535–547, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2016.10.073.
- [15] D. Zhang et al., "Carbon emission reduction analysis of CHP system driven by biogas based on emission factors," *Energy and Built Environment*, vol. 4, no. 5, pp. 576–588, Oct. 2023, doi: 10.1016/j.enbenv.2022.05.002.
- [16] S. Sanaye and A. Shirazi, "Four e analysis and multi-objective optimization of an ice thermal energy storage for air-conditioning applications," *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 3, pp. 828–841, May 2013, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.10.014.
- [17] G. A. A. da Costa, A. B. Mendes, and V. M. D. Silva, "Decarbonization pathways in Brazilian maritime cabotage: A comparative analysis of very low sulfur fuel oil, marine diesel oil, and hydrogenated vegetable oil in carbon dioxide equivalent emissions," *Latin American Transport Studies*, vol. 2, p. 100018, Dec. 2024, doi: 10.1016/j.latran.2024.100018.
- [18] M. O. Landry, F. Larachi, and P. González, "Post-combustion CO2 capture retrofit from diesel-powered Arctic mines – Techno-economic and environmental assessment," *Carbon Capture Science and Technology*, vol. 13, Dec. 2024, doi: 10.1016/j.ccst.2024.100299.
- [19] "Libro\_Termodinamica\_Cengel\_7ma\_Edicion".