



Análisis termodinámico de un sistema de cogeneración de electricidad y calor de agua caliente sanitaria utilizando un motor de combustión interna y un ciclo Rankine orgánico

Thermodynamic analysis of a domestic hot water and electricity cogeneration system using an internal combustion engine and an organic Rankine cycle

Luis Felipe Pasillas Villalobos*, Alejandra Belem Mendoza Maldonado, Víctor M. Ambriz Díaz, Oscar Chávez, Israel Y. Rosas

Tecnológico Nacional de México/I. T. Chihuahua, Av. Tecnológico, 2909, Chihuahua 31310, Chihuahua, México.

Historial

Manuscrito recibido: 9 de agosto de 2024

Manuscrito aceptado: 9 de noviembre de 2024

Manuscrito publicado: abril 2025

*Autor para correspondencia

Luis Felipe Pasillas Villalobos

e-mail: felipe.pasillas.v@gmail.com

Resumen

Este trabajo presenta un análisis termodinámico de un sistema de cogeneración con capacidad de generar electricidad y calor de Agua Caliente Sanitaria (ACS). El sistema está integrado por un motor Diesel, un ORC acoplado en la recuperación de los gases de escape y un sistema ACS acoplado en la recuperación de calor del radiador. Para evaluar la viabilidad termodinámica del sistema, se establecen los modelos de masa y energía en función de la primera ley de la termodinámica. Los resultados indican un incremento en la eficiencia eléctrica total del sistema de 2.75% a partir del uso del calor residual contenido en los gases de escape del motor para activar el ORC y una potencia total de 1,079.58 kW. La energía eléctrica generada puede satisfacer la demanda de 2,879 viviendas, mientras que la energía térmica puede suministrar agua caliente a 1,846 viviendas.

Palabras clave: Análisis termodinámico, sistema de cogeneración, motor de combustión interna, ciclo Rankine orgánico, agua caliente sanitaria.

Abstract

This work presents a thermodynamic analysis of a cogeneration system with the capacity to generate electricity and DHW (domestic hot water). The system is integrated by a Diesel engine, an ORC coupled to the exhaust gas recovery and an DHW system coupled to the radiator heat recovery. To evaluate the thermodynamic viability of the system, the mass and energy models are established based on the first law of thermodynamics. The results indicate an increase in the total electrical efficiency of the system of 2.75% from the use of waste heat contained in the engine exhaust gases to activate the ORC and a total power of 1,079.58 kW. The electrical energy generated can meet the demand of 2,879 homes, while the thermal energy can supply hot water to 1,846 homes.

Keywords: Thermodynamic analysis, cogeneration system, internal combustion engine, organic Rankine cycle, domestic hot water.

Introducción

La propuesta de establecer sistemas de energía más sustentables y eficientes está en constante crecimiento. En este sendero, los sistemas de cogeneración pretenden aprovechar de manera eficiente los recursos combustibles, proporcionando de manera innovadora servicios energéticos como la electricidad y el calor (Isa *et al.*, 2018). Un sistema de cogeneración, se compone básicamente por una tecnología principal de generación de electricidad que opera con calor obtenido de la quema de algún combustible fósil, y tecnologías secundarias de recuperación de calor. Entre las tecnologías principales, se distinguen los motores de combustión interna y las

turbinas de gas, siendo los motores de combustión interna una de las tecnologías más implementadas, por su bajo costo y gran disponibilidad de operación (Parsa y Neshat, 2022). Mientras que, en las tecnologías de recuperación de calor, se pueden encontrar desde ciclos Rankine operando con fluidos orgánicos (ORC) o tecnologías de uso directo de calor, tal es el caso del uso del calor en aplicaciones de Agua Caliente Sanitaria (ACS) (Abed *et al.*, 2013; Leal-Chávez *et al.*, 2019).

Si bien, aunque la cogeneración es una metodología eficiente de la recuperación de calor residual de los sistemas térmicos, no es un concepto reciente (Ganesh y Omprakash, 2022). En la actualidad, aún existen ciertas

limitantes científicas y tecnológicas sobre la evaluación e integración teórica y práctica de las tecnologías de recuperación de calor en los sistemas de cogeneración. Es por ello, que la comunidad científica aún continúa investigando dichos sistemas desde la perspectiva termodinámica, con la finalidad de obtener la más alta eficiencia de los sistemas de cogeneración (CHP; por sus siglas en inglés) en relación con los beneficios que se pueden obtener en términos de ahorro de combustible, integración de tecnologías primarias y secundarias, y la obtención de productos energéticos (Barelli *et al.*, 2011). En relación con la evaluación termodinámica de los sistemas de cogeneración utilizando motores de combustión interna y ciclos Rankine orgánicos, existen muchas investigaciones disponibles en la literatura. Por ejemplo, Neto *et al.* (2021), realizaron una evaluación termodinámica de un sistema ORC para la recuperación de calor residual de un motor de combustión interna (MCI). La evaluación la establecen en términos de la primera ley de la termodinámica, y en consecuencia obtienen los modelos de diseño y fuera de diseño del sistema de cogeneración, con la finalidad de simular la operación del sistema en la recuperación de calor. Los resultados indicaron, bajo diferentes condiciones de análisis, una producción de potencia del ORC mínima, media y máxima de 8.5, 15.59 y 26.29 kW, respectivamente. Mediante la obtención de productos energéticos, la investigación demuestra la viabilidad energética de recuperar el calor residual mediante la tecnología ORC.

En la misma dirección, Mohammadkhani y Yari (2019), realizaron un análisis termodinámico para la simulación de la recuperación de calor de los gases de escape y refrigerante de un motor diésel mediante un ORC. El análisis termodinámico se establece en función de la primera ley de la termodinámica, y se analizan en detalle las distribuciones de temperatura del sistema empleando diferentes fluidos de trabajo para lograr los mejores resultados. Los resultados muestran que la potencia neta producida del ORC es de 24.93 kW, lo que equivale al 25 % de la potencia de frenado del motor. Mansoury *et al.* (2018), realizaron la evaluación energética (evaluación termodinámica) de un ORC de dos etapas activado con los gases de escape de un MCI. Se lleva a cabo un análisis térmico utilizando la primera ley de la termodinámica, para simular el rendimiento del ORC utilizando el software Engineering Equation Solver (EES). Los resultados obtenidos muestran que acoplar el ORC al MCI mejora la eficiencia de conversión de combustible del sistema global (sistema de cogeneración). Se determina que la potencia neta producida por el ORC puede alcanzar los 35 kW, en las óptimas condiciones de funciona-

miento. Seyedkavoosi *et al.* (2017), realizaron un modelado termodinámico integral de una nueva configuración para recuperar el calor residual del fluido refrigerante y de los gases de escape de un MCI e incorporaron un ORC como tecnología candidata de recuperación de calor operando con los fluidos de trabajo R-123 y R-134a. Los resultados muestran que el ORC puede alcanzar una potencia neta de 468 kW, optimizando parámetros de diseño. Khaljani *et al.* (2016), evaluaron un ciclo de cogeneración basado en la recuperación de calor de un motor y dos ORC. Los resultados del estudio revelan que aumentar la diferencia de temperatura del evaporador y la temperatura del condensador de los ORC, conduce a una reducción de la eficiencia. Sin embargo, los resultados muestran una producción de potencia de los ORC de 9.4 y 6.3 kW, respectivamente.

Açikkalp *et al.* (2014), presentaron una evaluación mediante un enfoque termodinámico para una posible mejora del sistema de cogeneración de Eskisehir, Turquía. El sistema genera aproximadamente 5,900 kW de energía eléctrica mediante un MCI y 4,300 kW de energía térmica utilizada para satisfacer las demandas de una fábrica. Los resultados muestran que la cámara de combustión y el condensador presentan un área de oportunidad para mejorar el desempeño del sistema. Srinivasan *et al.* (2010), presentaron un análisis de un sistema con recuperación del calor residual de los gases de escape de un MCI de baja temperatura y un ORC. A partir del análisis, se identificó como un parámetro de diseño importante la efectividad del intercambiador de calor ORC (evaporador). Los resultados muestran que el sistema puede producir una potencia superior a los 13 kW, entre el motor y el ORC combinados. Daghigh y Shafieian (2016), realizaron una investigación sobre la recuperación de calor de motores diésel submarinos para sistemas combinados de energía térmica y electricidad. La electricidad se genera a partir de una tecnología ORC y la energía térmica obtenida se plantea con fines de almacenamiento de ACS. Los resultados muestran una potencia de salida del ORC de 53 kW. Ebrahimi-Moghadam *et al.* (2020), presentaron un estudio paramétrico integral para evaluar desde el punto de vista energético una propuesta y evaluación de un nuevo sistema de cogeneración de calor-electricidad. El sistema propuesto lo integran con una turbina de gas y un ciclo Kalina. Las ecuaciones que rigen el sistema las resuelven y validan mediante el desarrollo de un código computacional de alta precisión en el software EES, y obtienen mediante sus resultados una eficiencia del sistema de cogeneración del 69.43%.

De acuerdo con la literatura revisada, es bien sabi-

do que la generación combinada de calor y electricidad (cogeneración) permite aprovechar la energía del combustible de manera más eficiente que en la generación separada de electricidad y calor. También de acuerdo con estos antecedentes, se puede destacar que existe un campo de investigación muy explorado de los sistemas de cogeneración implementando motores de combustión interna y la tecnología de ORC para la recuperación de los gases de escape y el calor del fluido refrigerante del motor. Sin embargo, existe un vacío en cuanto al análisis termodinámico de sistemas de cogeneración integrados con motores de combustión interna, ORC, y en específico, con la recuperación de energía del motor para aplicaciones de ACS. Solamente, los trabajos de Daghigh y Shafieian (2016) y Ebrahimi-Moghadam *et al.* (2020), se enfocan en la recuperación de energía térmica de ACS, sin embargo, los sistemas de cogeneración son diferentes debido a que utilizan diferentes tecnologías primarias del sistema como lo son las turbinas de gas y diferentes metodologías de recuperación de calor para la obtención de ACS. Por lo anterior, este trabajo tiene por objetivo realizar un análisis termodinámico de un sistema de cogeneración de electricidad y calor de ACS utilizando un MCI y un ORC, pretendiendo llenar ese vacío existente en la literatura y obtener nuevos senderos para el uso eficiente de la energía. En este contexto, con la motivación de analizar el sistema de cogeneración propuesto, se plantean como objetivos específicos y de determinación de la viabilidad termodinámica del sistema: 1) Realizar el análisis termodinámico para obtener el balance térmico del sistema de cogeneración, desempeño termodinámico y distribuciones de energía, 2) Establecer mediante la generación de electricidad, la demanda eléctrica que podría cubrirse en número de viviendas y, 3) Determinar mediante la recuperación de calor, la magnitud de energía térmica que podría aprovecharse en aplicaciones ACS y el número de viviendas al que se le podría suministrar ACS.

Metodología

La metodología implementada en la presente investigación consiste en la descripción de la propuesta del sistema de cogeneración, la presentación de los modelos termodinámicos utilizados para el modelado del sistema, incluyendo los datos de partida, así como los modelos establecidos para el motor Diesel, el ciclo Rankine orgánico y el circuito de agua caliente. Finalmente, se presentan los resultados obtenidos a partir de la resolución de los modelos termodinámicos utilizando el software EES.

Descripción de la integración del sistema de cogeneración

El sistema de cogeneración contempla un motor de combustión interna Diesel del fabricante Caterpillar de la serie D1000, el cual brinda una potencia nominal de 1000 kW (CAT, 2024). En dicho sistema se plantea utilizar la energía contenida en los gases que libera el motor para poder activar un ORC, el cual opera con isopentano como fluido de trabajo (estados termodinámicos 5-8 de la **Figura 1**). La recuperación de los gases de escape del motor (estados termodinámicos 3-4 de la **Figura 1**), se plantea con la finalidad de generar nuevamente electricidad mediante una energía de deshecho que no se contempla como producto en los procesos tradicionales de generación de energía eléctrica. Por otra parte, la energía disipada a través de las camisas de enfriamiento (radiador) y postenfriador del motor, se contempla aprovecharlas y tener un producto de calor útil para su aplicación en agua caliente sanitaria para viviendas. La **Figura 1**, muestra el diagrama generalizado del sistema de producción combinada de calor y electricidad.

Modelado termodinámico

Consideraciones y datos de entrada

Para el desarrollo del modelado termodinámico se ha realizado las siguientes suposiciones principales (Zhang *et al.*, 2020; Dibazar *et al.*, 2020):

- Se considera que todos los procesos se efectúan en estado estable.
- Se desprecian las pérdidas de presión en tuberías y equipos intercambiadores de calor.
- Se desprecian los efectos de la gravedad y la energía cinética.
- La condición ambiental se define a una temperatura de 298 K.

Consideraciones para el motor Diesel

- Las consideraciones utilizadas en el modelo termodinámico del motor Diesel se presentan a continuación (Sanchez *et al.*, 2024; Caton, 2018):
- Se considera el Poder Calorífico inferior del Diesel (PCI) en 43,000 kJ/kg.
- Se asume un valor para la densidad del combustible Diesel de 850 kg/m³.
- La temperatura del radiador se considera entre 85 y 95 °C.

Para los gases de escape del motor, de acuerdo con Shankar y Sebastian (2014), se considera que todos los

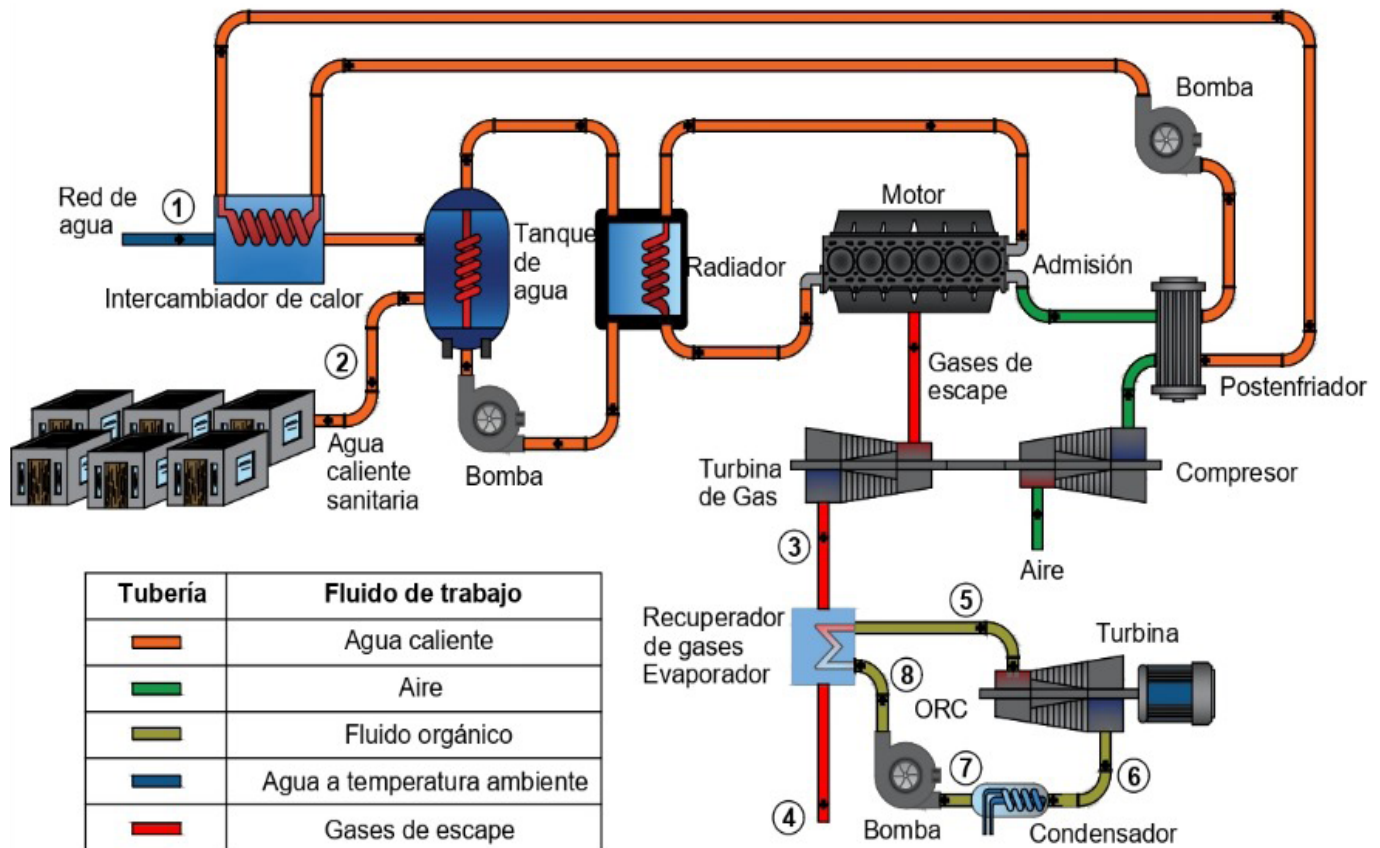


Figura 1. Diagrama del sistema de cogeneración.

gases son ideales y que las interacciones entre fases pueden ignorarse. Por lo que, la densidad de los gases de escape puede estimarse a partir de la ecuación de estado:

$$\left(\frac{P}{\rho}\right)_{\text{Gases}} = (n \cdot R \cdot T)_{\text{Gases}} \quad (1)$$

Además, el calor específico a presión constante de los gases de escape puede determinarse a partir de la expresión presentada en Hassan *et al.* (2021):

$$C_{p_{\text{Gases}}} = 0.93750 + \frac{0.01215 \cdot T_{\text{Gases}}}{10^2} + \frac{0.01670 \cdot T_{\text{Gases}}^2}{10^5} + \frac{0.07164 \cdot T_{\text{Gases}}^3}{10^9} \quad (2)$$

También, otros datos de entrada del modelo se han obtenido a partir de la ficha técnica del motor Diesel D1000 (CAT, 2024). Estos datos se pueden apreciar en la **Tabla 1** y **2**. La **Tabla 1**, muestra la distribución de energía en el rechazo de calor del motor. Mientras que la

Tabla 2, muestra las características termodinámicas de los gases de escape del motor.

Consideraciones para el ciclo Rankine orgánico

A continuación, se enlistan las consideraciones implementadas en el modelado termodinámico del ORC (Ambriz-Díaz *et al.*, 2020; Kong *et al.*, 2019; Hemadri y Subbarao, 2021; Prada y Noriega, 2022; Hernández-Fernández *et al.*, 2020):

- El R134a ingresa a la turbina en condiciones de vapor sobrecalentado.
- Se considera un sobrecalentamiento de 2-3 °C, sobre la temperatura de saturación.
- Se asume una temperatura de saturación de 40 °C en el condensador.
- La eficiencia isoentrópica de la turbina y de la bomba es de 85%.
- La efectividad de intercambio de calor del evaporador es 85%.
- La diferencia de temperatura del agua de enfriamiento en el condensador es de 10 °C.
- El calor específico a presión constante del agua de enfriamiento es 4.19 kJ/kg-K.

Tabla 1. Distribución de energía en el motor.

Rechazo de calor	Energía (kW)
Gases de escape	1,074
Radiador	352
Postenfriador	288
Pérdidas	182

Tabla 2. Características termodinámicas de los gases de escape.

Gases de escape	Magnitud
Temperatura	476.4 °C
Flujo volumétrico	228.4 m ³ /min

- Con la finalidad de observar la influencia de las caídas de presión en la potencia del ORC. Se consideran una caída de presión en el condensador y evaporador de 3 y 0.44 kPa, respectivamente.

Consideraciones para el sistema ACS

Para el sistema de agua caliente sanitaria en el aprovechamiento de calor del motor D1000, se tienen las siguientes suposiciones (Wang *et al.*, 2018):

- Se asume una temperatura de 80 °C en el interior del tanque de agua caliente sanitaria.
- La diferencia de temperatura requerida para incrementar la temperatura del agua de la red a 80 °C, es de 55 °C.
- La densidad del agua caliente se asume en un valor de 1,000 kg/m³.
- La demanda de agua caliente consumida por una vivienda es de 130 l/día.

Ecuaciones gobernantes

Para modelar el sistema, se hizo uso de la primera ley de la termodinámica y el principio de la conservación de la masa, Ecuaciones (3) – (5), (Abusoglu y Kanoglu, 2008):

$$\sum_{Entrada} \dot{m}_i = \sum_{Salida} \dot{m}_i \quad (3)$$

$$\sum_{Entrada} \dot{E} = \sum_{Salida} \dot{E} \quad (4)$$

$$0 = \dot{Q}_i - \dot{W}_i + \sum_{Entrada} \dot{m}_i \cdot h_i - \sum_{Salida} \dot{m}_i \cdot h_i \quad (5)$$

Modelado termodinámico del motor Diesel

La **Tabla 3**, muestra las ecuaciones gobernantes para

el modelado termodinámico del motor Diesel D1000, mientras que la **Tabla 4**, muestra los parámetros de desempeño termodinámico del motor en la generación de electricidad, aprovechamiento de calor residual, generación combinada de calor y electricidad, y desempeño termodinámico global (Mostafavi *et al.*, 1997; Debnath *et al.*, 2013):

Modelado termodinámico del ciclo Rankine

La **Tabla 5**, muestra los balances de masa y energía del ORC. Los balances se presentan por componente y por el ciclo ORC en manera global. Las ecuaciones de balance acoplan el ciclo ORC para el aprovechamiento de los gases de escape del motor y la disipación de calor del ORC a la atmosfera. Por otra parte, la **Tabla 6**, las ecuaciones utilizadas para estimar el desempeño termodinámico de los componentes del ORC, y del ciclo desde el punto de vista energético y desde la perspectiva de la eficiencia máxima teórica a la que el ciclo está limitado a lograr (Salek *et al.*, 2017).

Modelado termodinámico del sistema ACS

La **Tabla 7**, muestra las ecuaciones para el modelado del sistema de ACS. Se presenta la metodología para evaluar la energía térmica que se puede recuperar del motor y aprovecharla en aplicaciones de ACS. Así como también, el flujo másico de agua caliente que se puede lograr y el número de viviendas estimado al que se le puede suministrar agua caliente (Fuentes *et al.*, 2018).

Desempeño termodinámico y eléctrico del sistema global

La **Tabla 8**, muestra las ecuaciones del modelado termo-

Tabla 3. Ecuaciones del modelo termodinámico del motor Diesel.

Definición termodinámica	Ecuación (*)
Balance de energía del motor	$\dot{Q}_{Tot} = \dot{W}_M + \dot{Q}_{Radiador} + \dot{Q}_{Gases} + \dot{Q}_{Postenfriador} + \dot{Q}_{Perdidas}$
Consumo de combustible del motor	$\dot{m}_{Diesel} = \frac{\dot{Q}_{Tot}}{PCI_{Diesel}}$
Flujo másico de los gases de escape	$\dot{m}_{Gases} = \dot{V}_{Gases} \cdot \rho_{Gases}$
Temperatura de salida de los gases del sistema	$T_4 = T_3 - \frac{\dot{Q}_{Gases}}{\dot{m}_{Gases} \cdot C_{P,Gases}}$

Unidades de ecuaciones (*) - $\dot{Q}$ en (kW), $\dot{m}$ en (kg/s), T en (°C).

Tabla 4. Parámetros de desempeño termodinámico del motor Diesel.

Parámetro de desempeño	Ecuación (-)
Eficiencia en la generación de electricidad	$\eta_{E,M} = \frac{\dot{W}_M}{\dot{Q}_{Tot}}$
Eficiencia en la recuperación de calor	$\eta_{Q,M} = \frac{\dot{Q}_{Radiador} + \dot{Q}_{Postenfriador} + \dot{Q}_{Gases}}{\dot{Q}_{Tot}}$
Relación calor - electricidad	$R_{Q/E} = \frac{\dot{Q}_{Radiador} + \dot{Q}_{Postenfriador} + \dot{Q}_{Gases}}{\dot{W}_M}$
Relación pérdida de energía - energía primaria	$\Gamma = \frac{\dot{Q}_{Perdidas}}{\dot{Q}_{Tot}}$
Eficiencia global (Electricidad + Calor)	$\eta_M = \eta_{E,M} + \eta_{Q,M}$

Tabla 5. Balances de masa y energía del ORC.

Componente	Flujos másicos (kg/s)	Flujos de energía (kJ/s)
Evaporador	$\dot{m}_{Gases} = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_8$ $\dot{m}_{R134a} = \frac{\dot{Q}_{EVP}}{(h_5 - h_8)}$	$\dot{Q}_{EVP} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{Gases}$
Turbina	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{W}_T = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6)$
Condensador	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$ $\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_C}{C_{p,w} \cdot \Delta T_C}$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_7)$ $\dot{Q}_C = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot \Delta T_C$
Bomba	$\dot{m}_8 = \dot{m}_7$	$\dot{W}_B = \dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_7)$
Ciclo ORC	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ $\dot{m}_{w,e} = \dot{m}_{w,s}$	$\dot{Q}_{EVP} = \dot{W}_{N,ORC} + \dot{Q}_C$ $\dot{W}_{N,ORC} = \dot{W}_T - \dot{W}_B$

Tabla 6. Parámetros de desempeño termodinámico del ORC.

Parámetro de desempeño	Ecuación (-)
Eficiencia isoentrópica	$\eta_T = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6,i}}$
Eficiencia isoentrópica	$\eta_B = \frac{h_{8i} - h_7}{h_8 - h_7}$
Eficiencia energética	$\eta_I = 1 - \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_{EVP}}$
Eficiencia de Carnot	$\eta_{II} = 1 - \frac{T_L}{T_{Gases}}$

Donde T_L , es la temperatura a la que se encuentra el depósito de calor del ORC.

Tabla 7. Parámetros del sistema de agua caliente sanitaria.

Parámetro	Ecuación (*)
Flujo de energía de ACS	$\dot{Q}_{ACS} = \dot{Q}_{Radiador} + \dot{Q}_{Postenfriador}$
Flujo másico de ACS	$\dot{m}_{ACS} = \rho_w \cdot \dot{V}_{ACS}$
Número de viviendas	$n_{ACS} = \frac{\dot{Q}_{ACS}}{\dot{m}_{ACS} \cdot C_{p,w} \cdot \Delta T_{ACS}}$

Unidades de ecuaciones (*) - $\dot{Q}_{ACS}$ en (kW), $\dot{m}_{ACS}$ en (kg/s), n_{ACS} (-)

dinámico del sistema global. Se presenta la potencia total desarrollada por el sistema (Motor + ORC), la eficiencia global del sistema (Electricidad + calor de ACS), y el número de viviendas que se puede satisfacer de acuerdo con la generación de electricidad total (CFE, 2024).

Resultados y discusión

En esta parte se presentan los resultados obtenidos del modelado termodinámico del sistema de cogeneración del MCI, ORC y sistema ACS. Se muestran resultados primeramente para las tecnologías operando de manera en individual a las condiciones establecidas y posteriormente para el sistema de cogeneración de manera global.

Resultados motor Diesel

La **Figura 2**, muestra los parámetros de desempeño termodinámico del motor Diesel (MCI). Se puede apreciar para el motor de la serie D1000, una eficiencia global del 93.72%, donde el 34.53% corresponde a la genera-

Tabla 8. Modelado termodinámico global del sistema de cogeneración.

Parámetro	Ecuación (*)
Potencia total	$\dot{W}_{Tot,S} = \dot{W}_M + \dot{W}_{N,ORC}$
Eficiencia total	$\eta_{Tot,s} = \frac{\dot{W}_{Tot,S}}{\dot{Q}_{Tot}}$
Demanda eléctrica cubierta	$n_E = \frac{E}{C_E}$ $E = 24 \cdot \dot{W}_{Tot,S}$ $C_E = 9kWh / día$

Unidades de ecuaciones (*) - $\dot{W}$ en (kW), n en (-), E en (kWh)

ción de electricidad y el 59.19% a la recuperación de calor. Comparando las potencias térmicas del radiador, postenfirador y gases de escape, con la potencia generada del motor, resulta una relación de calor-electricidad de 1.714. Esto indica que el motor Diesel como tecnología de cogeneración representa mayores ventajas en la recuperación de calor que en la generación de electricidad. Por otro lado, las pérdidas de energía primaria son de 2.285%, estas pérdidas de energía son desechadas al medio ambiente por convección y radiación. Otra cantidad de energía que no se cataloga como pérdida, más bien como deshecho de energía, es la energía contenida en los gases de escape a la salida del sistema de cogeneración. Esta energía se desecha a la salida del evaporador del ORC y es función de algunos parámetros, como lo son: la temperatura de los gases de escape en el estado termodinámico 4 (**Figura 1**), el calor específico a presión constante, la densidad y el flujo másico. Para el sistema de cogeneración, los gases de escape tienen una densidad de 0.9299 kg/m³, un calor específico a presión constante de 0.9652 kJ/kg-K, un flujo másico de 3.54 kg/s y una temperatura de 162.1 °C, lo que indica una temperatura superior a la temperatura del punto de rocío, esto evita problemas de corrosión en el evaporador del ORC según Hassan *et al.* (2021).

Finalmente, con la finalidad de tener una noción del costo de inversión del motor, un estimado del costo de inversión del motor Diésel, se puede obtener a partir de su costo unitario por kW. Según Slavica *et al.* (2023), el costo de inversión unitario de un motor de cogeneración oscila entre 850 – 1950 \$/kW (dólares/kW), por lo que

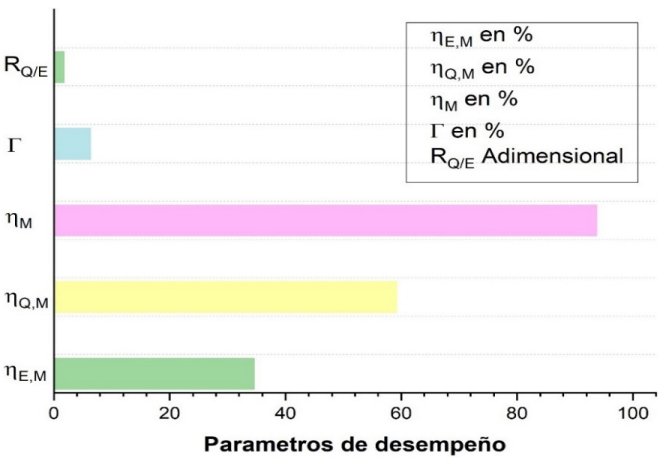


Figura 2. Parámetros de desempeño termodinámico del motor Diesel.

el costo del motor puede alcanzar \$ 1,950,000 (dólares).

Resultados ciclo Rankine Orgánico

Para la determinación de parámetros del ORC ha sido fundamental definir y calcular las propiedades de cada estado termodinámico del ORC que, por su configuración básica, se compone de una bomba, un intercambiador de calor (evaporador), una turbina y un condensador. Apegándose a la primera ley de la termodinámica, y a través del balance de energía del evaporador del ORC se ha encontrado que los gases de escape del MCI logran evaporar 5.24 kg/s de refrigerante R134a, donde dicho flujo se mantiene constante a lo largo del ciclo ORC. También el flujo es regido por dos diferentes presiones; presión alta de 3,085 kPa, resultado de la bomba y presión baja de 1,017 kPa resultado de la transformación de líquido a vapor del fluido de trabajo en condensador. Por otro lado, el mayor pico positivo de flujo de energía se presenta luego del evaporador debido a la energía transmitida por los gases de escape. La **Tabla 9** plasma las propiedades termodinámicas del ORC.

El impacto del sistema de cogeneración se puede visualizar con los flujos de energía alcanzados (potencias mecánicas y térmicas). Específicamente en el ORC, la potencia calorífica adquirida por el evaporador alcanza más de 900 kW, lo que es suficiente para el cambio de

Tabla 9. Propiedades del ciclo Rankine Orgánico.

#	h [kJ/kg]	[kg/s]	P [kPa]	s [kJ/kg-K]	T [°C]
5	284.6	5.24	3085	0.8929	90
6	267.3	5.24	1017	0.9026	40
7	108.3	5.24	1017	0.3949	40
8	110.4	5.24	3085	0.3959	41.6

estado del refrigerante de líquido a vapor e incrementar su energía. Esta energía del vapor contribuye a la generación de 90.64 kW por medio de la turbina. En contraparte, la bomba consume 11.07 kW, repercutiendo directamente sobre la potencia neta mostrada en la **Figura 3**. En relación con lo anterior, el ORC puede alcanzar una producción neta de potencia de 79.58 kW; sin embargo, si se consideran las caídas de presión en el condensador y el evaporador, el ORC logra una potencia neta de 79.32 kW, lo que representa una disminución en la potencia neta del ciclo del 0.32%. Cabe resaltar que para que el ORC opere en ciclo cerrado y alcance los parámetros mencionados anteriormente, es necesario un rechazo de calor hacia el medio ambiente de 833.3 kW por el condensador.

Un aspecto importante que se debe tomar cuenta en el caso de que un proyecto se pretenda llevar a la práctica es el costo de inversión. En el caso del ORC una estimación se puede obtener a partir de su capacidad nominal. Para ciclos Rankine orgánicos de capacidades de 10 – 100 kW, el costo de inversión es de aproximadamente 2,500 \$/kW (Tocci *et al.*, 2017), por lo que el ORC de la presente investigación puede tener un costo de inversión de \$ 200,000 (dólares).

La **Figura 4**, muestra los efectos de variar la temperatura de admisión de la turbina en un sobrecalentamiento de 2 – 3 °C contra las eficiencias por ley de la termodinámica y la eficiencia de Carnot. Como es de esperarse la eficiencia del Carnot no tuvo variación debido a que el motor seleccionado tiene capacidades fijas de funcionamiento y la eficiencia se evalúa en función de la temperatura de activación y de rechazo de calor del ORC. La eficiencia de Carnot es una eficiencia que no puede alcanzar un ciclo real. Sin embargo, indica una pauta para tratar de aspirar a obtener dicha eficiencia. Para el ORC activado con una temperatura de 476.4 °C y con una temperatura de rechazo de calor de 25 °C, se ha obtenido una eficiencia de Carnot de 60.23% y una eficiencia térmica de 7.41%. Por otro lado, la eficiencia por ley se observa beneficiada al incrementar la temperatura del sobrecalentamiento en un 0.083%, mientras que la eficiencia de Carnot es ajena a este sobrecalentamiento por lo cual se mantiene constante.

Al realizar el sobrecalentamiento de 2 – 3 °C en la temperatura de admisión de la turbina, se observan influenciados ciertos parámetros termodinámicos en el ciclo ORC, un ejemplo de ello se puede apreciar en la **Figura 5**. Se puede reafirmar que el sobrecalentamiento puede influenciar directamente el flujo másico del R134a, esta reducción varía desde 5.426 a 5.24 , y en consecuencia debido a un menor trabajo de la bomba y a

una mayor calidad de la energía del refrigerante a la entrada de la turbina, se puede obtener una mayor potencia neta de 78.7 a 79.58 kW.

Existe una directa relación entre el flujo másico del

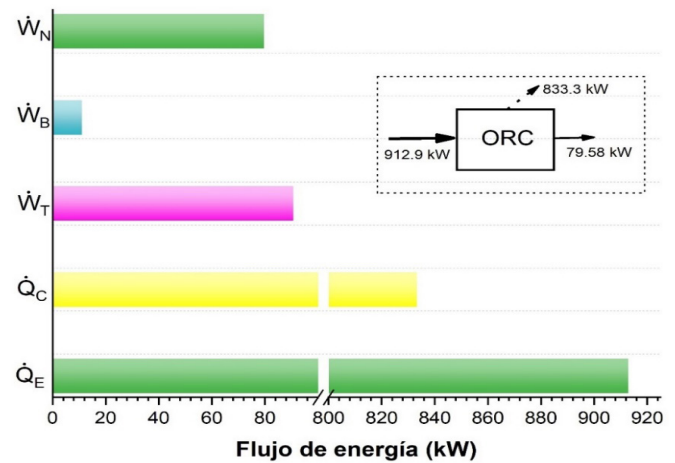


Figura 3. Flujos de energía por componente del ORC.

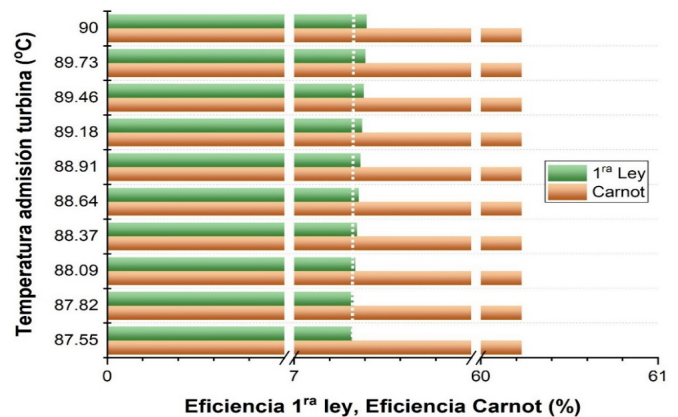


Figura 4. Comportamiento de la eficiencia por 1ra ley y eficiencia de Carnot.

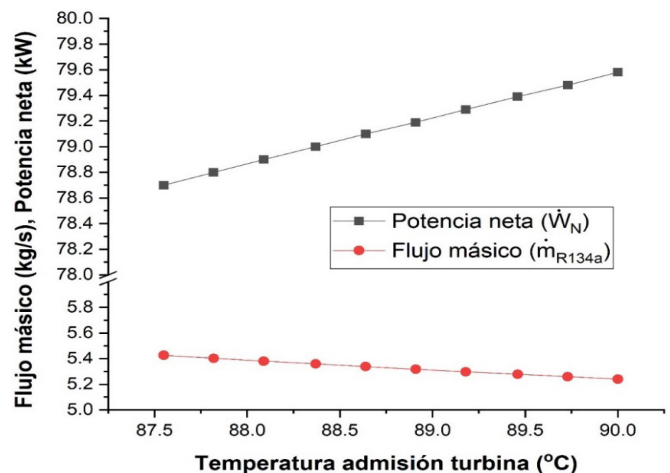


Figura 5. Comportamiento del flujo de R134a y potencia neta del ORC.

agua de enfriamiento y la potencia térmica del condensador, donde el primer parámetro depende del segundo. Sin embargo, también, debido a que la energía que disipa el condensador es función de la operación de la turbina. Una variación de la temperatura de admisión de la turbina, representa variaciones tanto en el flujo másico de agua de enfriamiento como de la potencia térmica que disipa el condensador. La potencia térmica del condensador y el flujo másico de agua de enfriamiento se disminuyen en 0.9 kW y 0.02 kg/s al variar la temperatura de la admisión de la turbina de 2 – 3 °C (**Figura 6**). Lo anterior se presenta a causa de una menor cantidad de energía necesaria a disipar por la disminución de flujo másico del ORC.

Resultados del sistema de agua caliente sanitaria

El número de viviendas abastecidas en ACS es otro de los beneficios del sistema de cogeneración. La cantidad de ACS depende directamente del calor total suministrado por el radiador más el postenfriador. En esta propuesta, la suma de potencia calorífica es de 640 kW, otorgando la capacidad de suministrar ACS a 1,846 viviendas, con un consumo promedio de agua caliente de 130 litros diarios. En la **Figura 7**, se grafica la tendencia proporcional entre el calor suministrado y el número de viviendas al que se le puede proveer este servicio. Se puede apreciar que el número de viviendas en función del calor recuperable del motor. En el caso de solamente recuperar el calor del radiador (352 kW), el número de viviendas se disminuye drásticamente hasta un valor ligeramente superior a las 1,000 viviendas.

Resultados del sistema global

Una concentración de resultados globales del sistema de cogeneración se detalla en la **Figura 8**. Se destaca una generación de potencia total entre el MCI y el ORC de 1,079.58 kW, donde el ORC aporta el 8% a partir de la energía recuperable de los gases de escape del motor. En esta dirección, mediante la potencia eléctrica y térmica se logra cubrir la demanda de 2,879 y 1,846 viviendas, en electricidad y agua caliente sanitaria, respectivamente. Debido a lo anterior, la eficiencia energética que logra el sistema global es de 59.38%. Cabe mencionar que, si el motor operara solamente en la generación de electricidad, alcanzaría una eficiencia eléctrica del 34.53%, mientras que operando de manera conjunta con el ORC alcanza una eficiencia eléctrica de 37.28%. Lo anterior representa un incremento en la eficiencia eléctrica del sistema de 2.75%, a partir del uso del calor residual contenido en los gases de escape del motor para activar el ORC.

Conclusiones

En este trabajo se presentó el análisis termodinámico de un sistema de cogeneración de electricidad y calor de

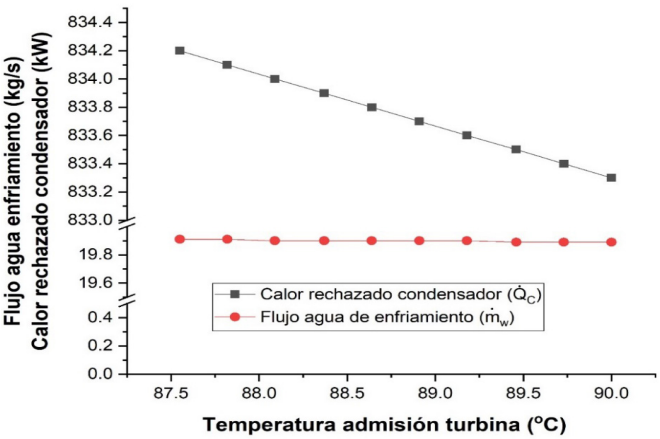


Figura 6. Comportamiento del flujo de agua de enfriamiento y calor de rechazo del condensador.

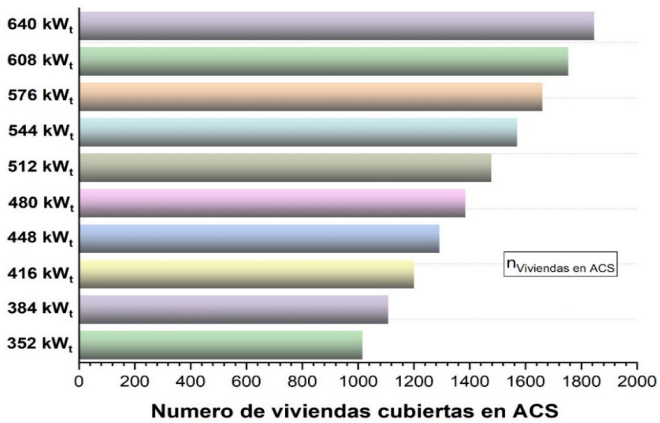


Figura 7. Número de viviendas cubiertas de ACS respecto del calor del radiador.

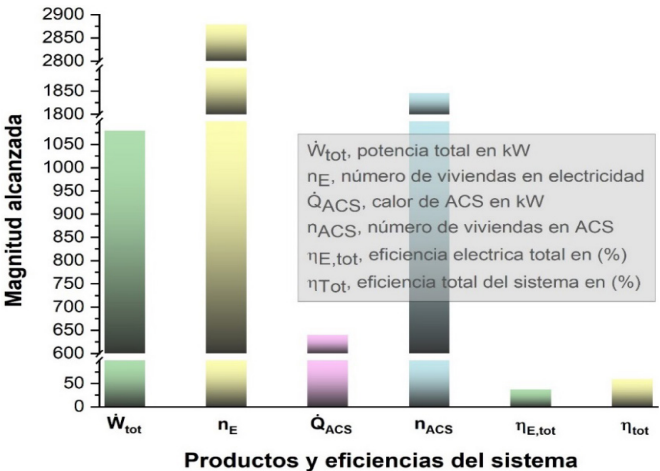


Figura 8. Productos y desempeño termodinámico total del sistema de cogeneración.

ACS utilizando un motor de combustión interna y un ciclo Rankine orgánico. Derivado del análisis y de los resultados obtenidos se encontró que, la recuperación de calor de los gases de escape del motor Diésel mediante el ciclo ORC, permite incrementar la producción de potencia del sistema en 79.58 kW. Esto representa un aumento en la eficiencia eléctrica del sistema de 34.53% a 37.28%. También, representa suministrar electricidad de manera adicional a 215 viviendas. Además, la recuperación de calor del radiador y postenfriador del motor para aplicaciones de agua caliente sanitaria, incrementa también la viabilidad energética y termodinámica del sistema de cogeneración. Se puede lograr un flujo másico de agua caliente de 2.77 kg/s, suficientes para satisfacer la demanda de agua caliente sanitaria de más de 1,015 viviendas. Finalmente, el desempeño termodinámico de sistema de cogeneración resulta ser altamente atractivo debido a que el sistema puede lograr una eficiencia global de 59.38%. Además de que, en los productos energéticos generados puede alcanzar una producción de potencia total de 1,079.58 kW y una cantidad de energía térmica de 640 kW para su uso en ACS. Esto equivale a satisfacer en electricidad y calor a 2,879 viviendas en electricidad y 1,846 viviendas en ACS.

Finalmente, un aspecto importante a considerar para implementar este tipo de sistemas en la práctica, es la parte económica. En este punto, las tecnologías más costosas del sistema de cogeneración son el motor de combustión interna y el ORC. En esta dirección, la recuperación de calor residual mediante el ORC es bastante atractiva debido a que el ORC representa solo el 10.25% del costo de inversión del motor, por lo que el incremento de potencia total del sistema no solamente es atractivo desde el punto de vista energético, también lo es desde el punto de vista económico, y si a esto se le suma el menor impacto ambiental, se obtiene una tecnología que es realmente eficiente, económica y amigable con el medio ambiente.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido desarrollado en el marco de los proyectos de Investigación Científica, Desarrollo Tecnológico e Innovación del Tecnológico Nacional de México (TecNM) – Proyecto: 19424.24-P. Los autores agradecen el apoyo para la realización de esta investigación.

Referencias

- Abed H, Atashkari K, Niazmehr A, Jamali A (2013). Thermodynamic optimization of combined power and refrigeration cycle using binary organic working fluid. *International Journal of Refrigeration* 36(8):2160–2168. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.06.013
- Abusoglu A, Kanoglu M (2008). First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems. *Energy Conversion and Management* 49(8):2026–2031. doi:10.1016/j.enconman.2008.02.012
- Açikkalp E, Aras H, Hepbasli A (2014). Advanced exergoeconomic analysis of a trigeneration system using a diesel-gas engine. *Applied Thermal Engineering* 67(1):388-395. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.03.005
- Ambriz-Díaz VM, Rubio-Maya C, Ruiz-Casanova E, Martínez-Patiño J, Pastor-Martínez E (2020). Advanced exergy and exergoeconomic analysis for a polygeneration plant operating in geothermal cascade. *Energy Conversion and Management* 203:112227. doi:10.1016/j.enconman.2019.112227
- Barelli L, Barluzzi E, Bidini G (2011). Modeling of a 1 MW cogenerative internal combustion engine for diagnostic scopes. *Applied Energy* 88(8):2702–2712. doi:10.1016/j.apenergy.2011.02.021
- CAT. (2024). Diesel Generator Sets D100 GC. https://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/electric-power/diesel-generator-sets/114080.html
- Caton JA (2018). The thermodynamics of internal combustion engines: examples of insights. *Inventions* 3(2). doi:10.3390/inventions3020033
- CFE. (2024). CFE Consmo. <https://recibodeluzcfe.mx/blog/cuantos-kwh-por-dia-es-normal/>
- Daghighi R, Shafieian A (2016). An investigation of heat recovery of submarine diesel engines for combined cooling, heating and power systems. *Energy Conversion and Management* 108:50–59. doi:10.1016/j.enconman.2015.11.004
- Debnath BK, Sahoo N, Saha UK (2013). Thermodynamic analysis of a variable compression ratio diesel engine running with palm oil methyl ester. *Energy Conversion and Management* 65:147–154. doi:10.1016/j.enconman.2012.07.016
- Dibazar SY, Salehi G, Davarpanah A (2020). Comparison of exergy and advanced exergy analysis in three different organic rankine cycles. *Processes* 8(5). doi:10.3390/PR8050586
- Ebrahimi-Moghadam A, Moghadam AJ, Farzaneh-Gord M, Aliakbari K (2020). Proposal and assessment of a novel combined heat and power system: Energy, exergy, environmental and economic analysis. *Energy Conversion and Management* 204. doi:10.1016/j.enconman.2019.112307
- Fuentes E, Arce L, Salom J (2018). A review of domestic hot water consumption profiles for application in systems and buildings energy performance analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 81:1530-1547. doi:10.1016/j.rser.2017.05.229
- Ganesh NS, Omprakash M (2022). Comprehensive review on cogeneration systems for low and medium temperature heat

- recoveries. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* 44(3):6404-6432. doi:10.1080/15567036.2022.2098420
- Hassan R, Barua H, Das BK (2021). Energy, exergy, exergo-environmental, and exergetic sustainability analyses of a gas engine-based CHP system. *Energy Science and Engineering* 9(12):2232–2251. doi:10.1002/ese3.979
- Hemadri VB, Subbarao PMV (2021). Thermal integration of reheated organic Rankine cycle (RH-ORC) with gas turbine exhaust for maximum power recovery. *Thermal Science and Engineering Progress* 23. doi:10.1016/j.tsep.2021.100876
- Hernández-Fernández NJ, Zumalacárregui-de Cárdenas L, Pérez-Ones O (2020). Simulación de condiciones de operación y fluidos de trabajo para ciclos Rankine orgánicos. *Revista de Investigación, Desarrollo e Innovación* 10(2):349–358. doi:10.19053/20278306.v10.n2.2020.10213
- Isa NM, Tan CW, Yatim AHM (2018). A comprehensive review of cogeneration system in a microgrid: A perspective from architecture and operating system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 81:2236-2263. doi:10.1016/j.rser.2017.06.034
- Khaljani M, Saray RK, Bahlouli K (2016). Evaluation of a combined cycle based on an HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) engine heat recovery employing two organic Rankine cycles. *Energy* 107:748–760. doi:10.1016/j.energy.2016.03.142
- Kong R, Deethayat T, Asanakhm A, Vorayos N, Kiatsiriroat T (2019). Thermodynamic performance analysis of a R245fa organic Rankine cycle (ORC) with different kinds of heat sources at evaporator. *Case Studies in Thermal Engineering* 13. doi:10.1016/j.csite.2018.100385
- Leal-Chavez D, Beltran-Chacon R, Cardenas-Terrazas P, Islas S, Velázquez N (2019). Design and analysis of the domestic micro-cogeneration potential for an ORC system adapted to a solar domestic hot water system. *Entropy* 21(9). doi:10.3390/e21090911
- Mansoury M, Jafarmadar S, Khalilarya S (2018). Energetic and exergetic assessment of a two-stage Organic Rankine Cycle with reactivity controlled compression ignition engine as a low temperature heat source. *Energy Conversion and Management* 166:215–232. doi:10.1016/j.enconman.2018.04.019
- Mohammadkhani F, Yari M (2019). A 0D model for diesel engine simulation and employing a transcritical dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery from its exhaust and coolant: Thermodynamic and economic analysis. *Applied Thermal Engineering* 150:329–347. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.12.158
- Mostafavi M, Agnewt B (1997). Thermodynamic analysis of combined diesel engine and absorption refrigeration unit—naturally aspirated diesel engine. *Applied Thermal Engineering* 17 (5):471-478. doi:10.1016/S1359-4311(96)00036-1.
- Neto R de O, Sotomonte CAR, Coronado CJR (2021). Off-design model of an ORC system for waste heat recovery of an internal combustion engine. *Applied Thermal Engineering* 195. doi:10.1016/j.applthermaleng.2021.117188
- Parsa S, Neshat E (2022). Thermodynamic and statistical analysis on the effect of exhaust gas recirculation on waste heat recovery from homogeneous charge compression ignition engines. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 147(11):6349–6361. doi:10.1007/s10973-021-10923-y
- Prada D, Noriega Y (2022). *Estudio económico de la implementación del ciclo binario combinado para la generación de energía eléctrica mediante “Tufiño-chiles-cerro negro”* [Tesis]. Universidad Autónoma de Bucaramanga.
- Salek F, Moghaddam AN, Naserian MM (2017). Thermodynamic analysis of diesel engine coupled with ORC and absorption refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management* 140:240-246. doi:10.1016/j.enconman.2017.03.009
- Sanchez M, Tovar A, Samblas J (2024). *Diagnóstico de gases de escape*. https://www.todomecanica.com/recursos/diagnostico_gases_escape.pdf
- Seyedkavoosi S, Javan S, Kota K (2017). Exergy-based optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery from an internal combustion engine (ICE). *Applied Thermal Engineering* 126:447–457. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.07.124
- Shankar V, Sebastian C (2014). Computation of exhaust gas constituents of diesel engine. *Journal of Advanced Engineering Research* 1:66-76.
- Slavica P, Ivica M, Dragica R, Milios J, Slobodan J, Vladislav N (2023). Testing the energy efficiency of CHP engines and cost-effectiveness of biogas plant operation. *IET Renewable Power Generation* 17(3):555–562. doi:10.1049/rpg2.12614
- Srinivasan KK, Mago PJ, Krishnan SR (2010). Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle. *Energy* 35(6):2387–2399. doi:10.1016/j.energy.2010.02.018
- Tocci L, Pal T, Pesmazoglou I, Franchetti B (2017). Small scale Organic Rankine Cycle (ORC): a techno-economic review. *Energies* 10(4). doi:10.3390/en10040413
- Wang J, Xie X, Lu Y, Liu B, Li X (2018). Thermodynamic performance analysis and comparison of a combined cooling heating and power system integrated with two types of thermal energy storage. *Applied Energy* 219:114–122. doi:10.1016/j.apenergy.2018.03.029
- Zhang R, Su W, Lin X, Zhou N, Zhao L (2020). Thermodynamic analysis and parametric optimization of a novel S–CO₂ power cycle for the waste heat recovery of internal combustion engines. *Energy* 209. doi:10.1016/j.energy.2020.118484

Nomenclatura

Símbolos

C_E	Consumo unitario de electricidad (kWh/día)
C_p	Calor específico a presión constante (kJ/kg-K)

E	Energía (kJ)
$\dot{E}$	Energía por unidad de tiempo (kJ/s)
$\dot{m}$	Flujo másico (kg/s)
n	Número de viviendas
PCI	Poder calorífico inferior (kJ/kg)
	Potencia térmica (kW)
$R_{Q/E}$	Relación calor-electricidad
T	Temperatura (°C)
$\dot{V}$	Flujo volumétrico (m³/s)
$\dot{W}$	Potencia (kW)

Letras griegas

Γ	Relación pérdida de energía - energía primaria (%)
ε	Efectividad de intercambio de calor (%)
η	Eficiencia (%)
ρ	Densidad (kg/m³)

Subíndices

1 ... 8, i	Referente a estados termodinámicos
ACS	Agua Caliente Sanitaria
B	Bomba
C	Condensador
E	Electricidad
EVP	Evaporador
h	Entalpia
I	Eficiencia 1ra ley
II	Eficiencia Carnot
L	Temperatura del límite inferior
M	Motor
N	Neto
Q	Calor
s	Sistema
T	Turbina
Tot	Total
w	Agua de enfriamiento