



# 7<sup>th</sup> INTERNATIONAL WORKSHOP ADVANCES IN CLEANER PRODUCTION

“CLEANER PRODUCTION FOR ACHIEVING SUSTAINABLE DEVELOPMENT GOALS”

## Simulación termodinámica y económica de ciclos Rankine orgánicos acoplados con motores estacionarios de gas natural

FONTALVO-LASCANO, A. <sup>a\*</sup>, ROMERO, C. <sup>b</sup>, TEHERAN, O. <sup>b</sup>, BARROS, P. <sup>b</sup>, BALBIS-MOREJON, M. <sup>a</sup>

*a. Departamento de Energía, Universidad de la Costa, Barranquilla-Colombia.*

*b. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad del Atlántico, Barranquilla-Colombia.*

*\*Corresponding author, afontalv17@cuc.edu.co*

### Resumen

Las fuentes de calor residual, como los gases de escape de motores estacionarios, son alternativas adecuadas para la generación de energía que pueden explotarse mediante el ciclo orgánico de Rankine (ORC). Este documento combina la simulación termodinámica y el análisis económico para evaluar el rendimiento de un motor estacionario Cummins QSV91G con un ORC como ciclo de cola, utilizando diferentes fluidos orgánicos. La potencia máxima de salida es inferior a 165 kW mientras que la temperatura de la fuente de calor varía en el rango de 200-250°C. Los fluidos de trabajo estudiados, es decir, R245fa, R1233zd(E) y R1234ze(Z), se seleccionan en función de la seguridad ambiental y criterios de rendimiento térmico. El costo nivelado de energía (LCOE) y el costo de inversión específico (SIC) fueron calculados para la potencia de salida máxima. Los resultados mostraron que R1233zd(E) alcanza la mayor potencia neta, logrando incrementos de potencia de hasta 9.3% y 165 kW comparado con la potencia nominal del motor estacionario. Además, el R245fa es el fluido con el menor desempeño con incrementos de potencia de hasta 8.3% y 148 kW, comparado con la potencia nominal del motor estacionario. Finalmente, los resultados evidencian que para reducir el LCOE del ORC se debe operar a una temperatura de 200°C. El R1233zd(E) es el fluido más costo-efectivo, con un LCOE de 5.3 centavos de USD/kWh y un SIC de 429 USD/kW.

*Palabras clave: ORC, gas natural, calor residual, ciclo Rankine orgánico, gases de escape.*

### 1. Introducción

El creciente consumo de energía ha traído efectos negativos a nivel global debido al incremento de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI), los cuales son responsables del cambio climático y sus efectos adversos a la salud y la economía. Solo el consumo de combustibles fósiles y la actividad industrial son responsables del 65% de las emisiones de CO<sub>2</sub> en 2010 [1]. En Colombia el suministro energético proviene en su mayoría de la hidroelectricidad (69.9%) y las centrales termoeléctricas de gas natural (24.8%) y carbón (4.9%) [2]. Ante la vulnerabilidad del sistema algunas las empresas se autoabastecen con turbinas de gas y motores estacionarios, lo que representa un 5.4% de la generación con gas y carbón en el país [3]. A pesar de los esfuerzos del gobierno colombiano de incorporar tecnologías más limpias, se estima que para el 2050 la participación del gas y carbón en la canasta energética permanecerá invariable [2]. Ante esta situación, la cogeneración con motores estacionarios de gas natural en el sector industrial es una alternativa para reducir el consumo de energía de la red y las emisiones asociadas a los combustibles fósiles en el país.

“CLEANER PRODUCTION FOR ACHIEVING SUSTAINABLE DEVELOPMENT GOALS”

El ciclo Rankine orgánico (ORC) se propone como una alternativa de cogeneración con calor residual de motores estacionarios de gas natural. Con eficiencias del orden del 30% la recuperación del calor residual de estos motores es una forma efectiva de mejorar la eficiencia térmica y ahorrar combustible [4]. La investigación en torno a la combinación del ORC con motores estacionarios de gas natural ha mostrado dos enfoques. El primer enfoque propone un ORC acoplado con un motor estacionario para aprovechar el calor del inter-enfriador, los gases de escape y el fluido de enfriamiento. Este enfoque reporta eficiencias térmicas para el ORC entre 8.8 y 14%, potencias netas entre 23.6 y 29.4 kW [5–7] y un costo de producción de electricidad de 0.41 USD/kWh [7]. El segundo enfoque propone un acople directo con los gases de escape [8,9]. La eficiencia alcanzada para el ORC en este enfoque oscila entre 6 y 25.9% dependiendo del factor de carga del motor y el fluido de trabajo empleado [8,9].

Las investigaciones anteriores muestran que el ORC es una alternativa prometedora para la cogeneración con los motores estacionarios utilizados para autogeneración en la industria colombiana. Sin embargo, uno de los obstáculos que presenta la industria colombiana es el de la austeridad de recursos para invertir en tecnologías limpias principalmente por el alto costo de estas. Para superar esta barrera se requiere mayor investigación en la integración de estas nuevas tecnologías en la industria colombiana.

Fontalvo et al. [10] mostró que el ciclo ORC simple sin recuperador de calor es más rentable que el ciclo con recuperador de calor, y que es más costo-efectivo reducir el número de componentes cuando la potencia del ORC es menor a 50 kW. De esta manera, el presente trabajo busca evaluar la rentabilidad de la cogeneración de un ORC simple con un motor estacionario de gas natural en la Zona Franca de la ciudad de Barranquilla. El sistema de generación cuenta con cuatro motores Cummins QSV91G que operan a diferentes cargas dependiendo de la demanda de energía.

## 2. Materiales y métodos

En este artículo se considera una lista de fluidos potenciales de la base de datos de fluidos de trabajo de REFPROP [11]. Los fluidos de trabajo deben cumplir con los protocolos de Montreal y Kioto. Por lo tanto, se prohíbe el uso de Clorofluorurocarbonados (CFC) y de Hidro-Clorofluorurocarbonados (HCFC). En este estudio sólo se tendrán en cuenta el uso de sustancias puras. La fuente térmica opera a temperaturas mayores de 100°C, por lo tanto, no se tendrán en cuenta los fluidos con temperaturas críticas inferiores a 90°C. Además, se emplearán sólo fluidos de baja toxicidad y flamabilidad de acuerdo con el Estándar ASHRAE 34-2001. Sólo se aceptarán los fluidos con clasificación A1. De acuerdo con lo descrito anteriormente, se seleccionan los fluidos R245fa, R1233zd y R1234yf.

Para este estudio simuló la operación de un motor Cummins QSV91G que opera a diferentes factores de carga, cuyos datos se encuentran en la Tabla 1. Para garantizar un control adecuado de la integración entre la fuente de calor y el ORC, se considera un circuito intermedio de aceite térmico Therminol 55. Para la simulación se emplea un programa de computadora escrito en MATLAB para la optimización de la potencia neta del ciclo, la cual es la variable que mayor aporta a la rentabilidad del ciclo ORC [10]. Las propiedades termodinámicas fueron calculadas con REFPROP 9.0 [11] y los parámetros asumidos se encuentran en la Tabla 2.

Tabla 1. Datos motor turbocargado Cummins GSV91G (Fuente: Ficha Técnica Cummins GSV91G)

Factor de carga (%)	100	90	75	50
Potencia (kW)	2000	1800	1500	1000
Potencia térmica consumida (kW)	4892	4468	3793	2738
Flujo másico gases de escape (kg/s)	3.23	2.88	2.45	1.74
Flujo volumétrico gases de escape (m <sup>3</sup> /s)	6.72	6.10	5.27	3.97
Temperatura gases de escape (°C)	462	474	487	532
Consumo promedio de gas natural comprimido (m <sup>3</sup> /h)	499	455	387	279

Tabla 2. Parámetros simulación

Parámetro	Unidades	Valor
Temperatura aceite térmico	°C	200-250
Diferencia de temperatura entre aceite y fluido de trabajo a la	°C	10

entrada de la turbina.		
Pinch Point evaporador	°C	10
Eficiencia isoentrópica de turbina	%	85
Eficiencia isoentrópica de bomba	%	85
Temperatura de condensación	°C	40

La potencia neta se calcula de acuerdo con la ecuación (1).

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \dot{W}_{\text{turbina}} - \dot{W}_{\text{bomba}} \quad (1)$$

En este trabajo la eficiencia térmica fue calculadas para cada fluido. La eficiencia térmica está dada por la ecuación (2).

$$\eta_{\text{térmica}} = \frac{\dot{W}_{\text{neto}}}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \quad (2)$$

Donde  $\dot{Q}_{\text{entrada}}$  es la energía transferida por el aceite térmico al fluido de trabajo en el evaporador.

Para el tamaño de los intercambiadores de calor, se calculó el área total de transferencia de calor para el evaporador y el condensador. El área del evaporador es la suma del área de tres zonas: precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento. En estas zonas el aceite térmico se encuentra en fase líquida, mientras que el fluido de trabajo se encuentra como mezcla líquido-vapor en la zona de evaporación, como líquido en la zona de precalentamiento y como vapor en la zona de sobrecalentamiento. En el condensador el área total se calcula como la suma del área de dos zonas: enfriamiento y condensación. El agua de enfriamiento se toma como líquido en las dos zonas, mientras que el fluido de trabajo se toma como vapor en la zona de enfriamiento, y como una mezcla líquido-vapor en la zona de condensación. El área de cada zona se calcula con la ecuación (3).

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} \quad (3)$$

Donde  $\dot{Q}$  es el calor transferido en la zona,  $\Delta T_{ml}$  es la diferencia de temperatura media logarítmica entre el fluido caliente y el frío, y  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor, el cual se calcula empleando un enfoque de resistencia térmicas de acuerdo a la ecuación (4).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{cs}} + R_w + \frac{1}{h_{hs}} \quad (4)$$

En esta ecuación  $R_w$  es la resistencia térmica de la pared de las placas,  $h_{cs}$  es el coeficiente de transferencia de calor del fluido frío, y  $h_{hs}$  es el coeficiente de transferencia de calor del fluido caliente.

Para la fase líquida o vapor en el condensador y el evaporador, la ecuación (5) se utiliza para calcular el coeficiente de transferencia de calor  $h_{sp}$  en el aceite térmico, el fluido de trabajo y el fluido de enfriamiento.

$$Nu_{sp} = \frac{h_{sp} D_h}{k} = 0.78 \cdot Re^{0.5} Pr^{1/3}, \quad 10 < Re < 20000 \quad (5)$$

Donde  $k$  es la conductividad térmica del fluido,  $D_h$  es el diámetro hidráulico,  $Re$  es el número de Reynolds y  $Pr$  es el número de Prandtl.

Para la mezcla líquido-vapor del fluido de trabajo en el evaporador, el coeficiente  $h_{tp}$  se calcula a partir de la ecuación (6).

$$Nu_{tp} = \frac{h_{tp} D_h}{k_l} = 0.00187 \cdot \left( \frac{q \cdot d_0}{k_l} \right)^{0.56} \left( \frac{h_{fg} d_0}{\alpha_l^2} \right)^{0.31} Pr^{0.33} \quad (6)$$

Donde  $k_l$  es la conductividad térmica de la fase líquida,  $q$  es el flujo de calor,  $d_0$  es el diámetro de burbuja,  $h_{fg}$  es la entalpía específica de vaporización y  $\alpha_l$  es la difusividad térmica de la fase líquida.

Para la mezcla líquido-vapor del fluido de trabajo en el condensador, el coeficiente  $h_{tp}$  se calcula a partir de la ecuación (7).

$$Nu_{tp} = \frac{h_{tp} D_h}{k_l} = 4.118 \cdot Re_{eq}^{0.4} Pr_l^{0.33} \quad (7)$$

Donde  $k_l$  es la conductividad térmica de la fase líquida,  $D_h$  es el diámetro hidráulico,  $Re_{eq}$  es el número de Reynolds equivalente, el cual se calcula con la ecuación (8) a partir del flujo másico equivalente, y  $Pr_l$  es el número de Prandtl de la fase líquida.

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot D_h}{\mu_l} \quad (8)$$

$$G_{eq} = G \left[ 1 - x_m + x_m \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad (9)$$

Donde  $\mu_l$  es la viscosidad de la fase líquida,  $x_m$  es la calidad de vapor,  $\rho_l$  y  $\rho_v$  son las densidades de las fases líquida y vapor, respectivamente.

#### Costo total de inversión

La inversión total y el costo de la producción de energía es determinada del costo de los principales componentes del ciclo: intercambiadores de calor, turbina y bomba. Por otra parte, el costo de la puesta en marcha, el capital de trabajo, el capital fijo de inversión de componentes, y costos de operación y mantenimiento son determinados siguiendo las consideraciones de Bejan y Tsatsaronis [12]. La estructura de costos para el análisis económico se presenta en la Figura 1. La descripción de la estructura de costos se presenta a continuación.

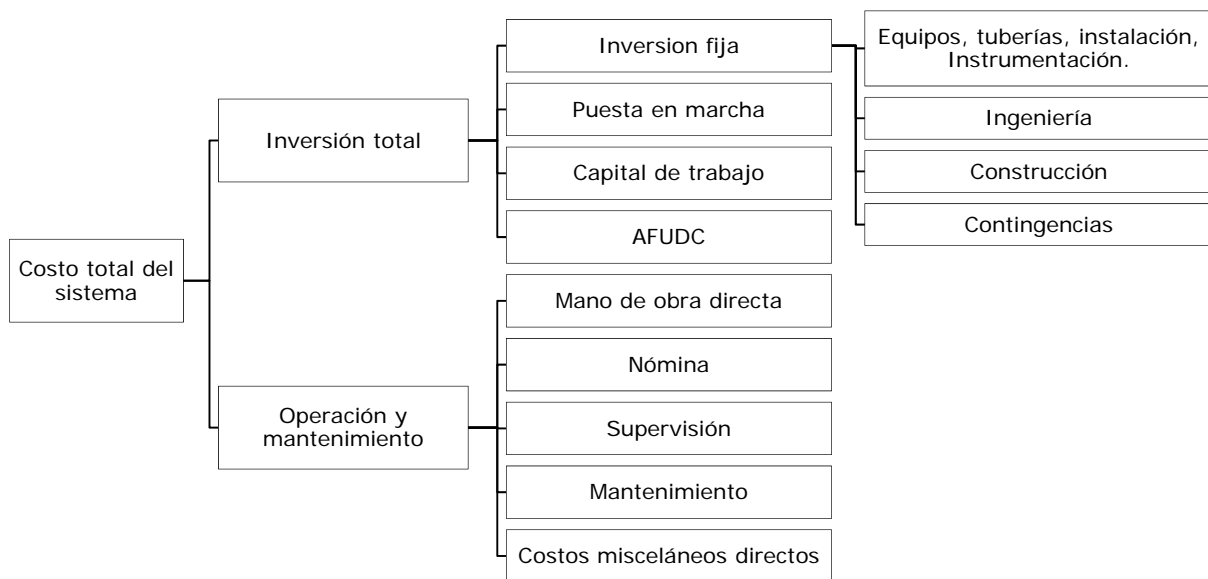


Figura 1. Estructura de costos para el análisis económico. AFUDC: Disponibilidad de fondos usados durante la construcción [10].

Para el costo de los equipos principales, se utiliza la función de costos propuesta por Bejan y Tsatsaronis [12], donde el costo de cada componente es calculado de un parámetro específico como se muestra en la ecuación (10).

$$C = C_{ref} \left( \frac{B}{B_{ref}} \right)^n \quad (10)$$

Donde  $B$  es el parámetro específico (área o potencia),  $C_{ref}$  es el costo de referencia de  $B_{ref}$ , y  $n$  es un exponente para el ajuste del costo. Los valores de  $B$ ,  $B_{ref}$ ,  $C_{ref}$  y  $n$  son presentados en la Tabla 3. Las

áreas de transferencia de calor son calculadas siguiendo las ecuaciones de transferencia de calor para intercambiadores de calor de placas presentadas en la sección previa. Los componentes restantes del capital de inversión fijo y la inversión total son determinados como un porcentaje del costo total de inversión. Una descripción de estos costos y estos valores se presenta en la Tabla 4.

Tabla 3. Valores de  $B$ ,  $B_{ref}$ ,  $C_{ref}$  y  $n$  para la función de costos de los componentes del ORC [10].

Componente	Parámetro	Unidades	$B_{ref}$	$C_{ref}$ (USD)	$n$
Turbina	Potencia	kW	0.1	500	0.73
Intercambiadores de calor	Área	m <sup>2</sup>	0.12	304	0.69
Bomba	Potencia	kW	0.3	1000	0.45

Tabla 4. Costos de inversión restantes [10]

Parámetro	Porcentaje	Base del cálculo del porcentaje
Tubería, instalación de equipos, instrumentación, instalación eléctrica, obra civil, ingeniería y supervisión	73%	Costo de equipo comprado
Construcción	10%	Costos directos
Contingencias	15%	Capital fijo de inversión
Costo de puesta en marcha	1%	Capital fijo de inversión
Capital de trabajo	3%	Costo de equipo comprado
AFUDC	15%	Capital fijo de inversión

#### Costos de operación y mantenimiento.

Los costos de operación y mantenimiento comprenden los siguientes gastos [13]: mano de obra directa, supervisión, cargos de nómina, mantenimiento, y gastos directos misceláneos. El detalle del cálculo de estos costos se presenta en la Tabla 5, excepto los costos de mano de obra directa, los cuales son calculados usando la ecuación (11). En esta ecuación  $C_h$  es el costo del tiempo,  $H_A$  es el tiempo de trabajo anual y  $N_L$  es el número de trabajadores.  $C_h$  es establecido como 3 USD/año, se fija un valor de 2080h/trabajador para  $H_A$ , y se determina  $N_L$  para cada configuración usando el método Ulrich [13]: 0.6 para la primera configuración, 0.65 para la segunda y 0.65 para la tercera.

$$\text{Costos de mano de obra directa} = C_h \cdot N_L \cdot H_A \quad (11)$$

Tabla 5. Costos de operación y mantenimiento restantes. Valores tomados de [13]

Parámetro	Porcentaje	Base
Cargos de nómina	35%	Costos de mano de obra directa y supervisión
Gastos de supervisión	15%	Costos de mano de obra directa
Gastos de mantenimiento	6%	Inversión de capital fijo
Suministros operativos	5-7%	Costos de mano de obra directa
Lavandería	10-15%	Costos de mano de obra directa
Laboratorio	10-15%	Costos de mano de obra directa

#### Costo nivelado de la energía

Se determinó el costo nivelado de la energía (LCOE) para comparar el desempeño de los fluidos de trabajo seleccionados y las configuraciones desde el punto de vista económico. El LCOE representa el costo mínimo del kWh para cubrir los costos necesarios para generar electricidad: la inversión inicial, operación y mantenimiento, costo de combustible, seguros, etc. [12]. El LCOE se calcula como se muestra en la ecuación (12).

$$LCOE = \frac{\sum_{n=0}^N \frac{C_n + O\&M_n + FE_n}{(1+r)^n}}{\sum_{n=0}^N \frac{E_n}{(1+r)^n}} \quad (12)$$

Donde  $C_n$  son los gastos de inversión en el año de operación ( $n$ ),  $O\&M$  son los gastos de operación y mantenimiento,  $FE_n$  son los gastos de combustible,  $E_n$  es el ingreso por la generación de electricidad,  $r$  es la tasa de descuento efectiva y  $N$  es el periodo de vida útil. Las consideraciones económicas para la evaluación son [14]:

- El periodo de vida útil es 20 años
- El factor de capacidad del ORC se fija en 85%
- La tasa de inflación general promedio es 5%
- La tasa de interés del impuesto a la renta promedio es del 33%
- El costo del capital o tasa de interés es 5%
- La depreciación en línea recta se asume durante la vida útil del ORC.

### 3. Resultados

La Figura 2 muestra el comportamiento de la potencia neta y la eficiencia térmica del ciclo ORC acoplado, mediante un circuito intermedio de aceite térmico, a los gases de escape del motor QSV91G operando a una carga parcial del 75%. Se evidencia una reducción de la potencia y la eficiencia térmica cuando aumenta la temperatura del aceite. Esto sucede porque una mayor temperatura de aceite admite mayor temperatura de entrada a la turbina, luego el ORC requiriere un menor flujo másico para enfriar el aceite. El aumento de temperatura de entrada a la turbina no compensa el aumento del flujo másico y la potencia disminuye. Esta tendencia se mantiene para todos los factores de carga, tal y como se observa en la Figura 3.

Se observa que el R1233zd(E) es el fluido con la mayor potencia neta y la mayor eficiencia térmica. Le sigue el R1234zd(Z) y el R245fa. Ello se debe principalmente a que el R1233zd(E) requiere un mayor flujo másico para enfriar la fuente en comparación con los demás fluidos, los cuales tienen entalpías de vaporización más altas. Se añade además que el trabajo específico, en kJ/kg, es mayor en el R1233zd(E) por su alta entalpía a la entrada de la turbina en comparación con los demás fluidos. El R1233zd(E) incrementa la potencia del sistema Motor-ORC con relación al motor estacionario entre 8.1% y 9.3% para todos los factores de carga, mientras que el R1234ze(Z) incrementa la potencia en 7.6-8.7% y el R245fa sólo la incrementa en 7.2-8.3%.

De acuerdo con los resultados, la máxima potencia que se puede obtener es de 130 kWe a una temperatura de 200°C en el circuito de aceite térmico, lo cual representa un incremento de 7.2% con relación a la potencia generada por el motor estacionario al 75% de carga, de acuerdo con los datos de la Tabla 1. De esta manera, operar el motor al 75% de carga implica una reducción de 44 m<sup>3</sup>/h de gas natural comprimido. Sin embargo, se observa en la Figura 3 que el ORC desarrolla mayor potencia cuando el motor opera a plena carga (FC: 100%), logrando hasta 165 kW de potencia neta.

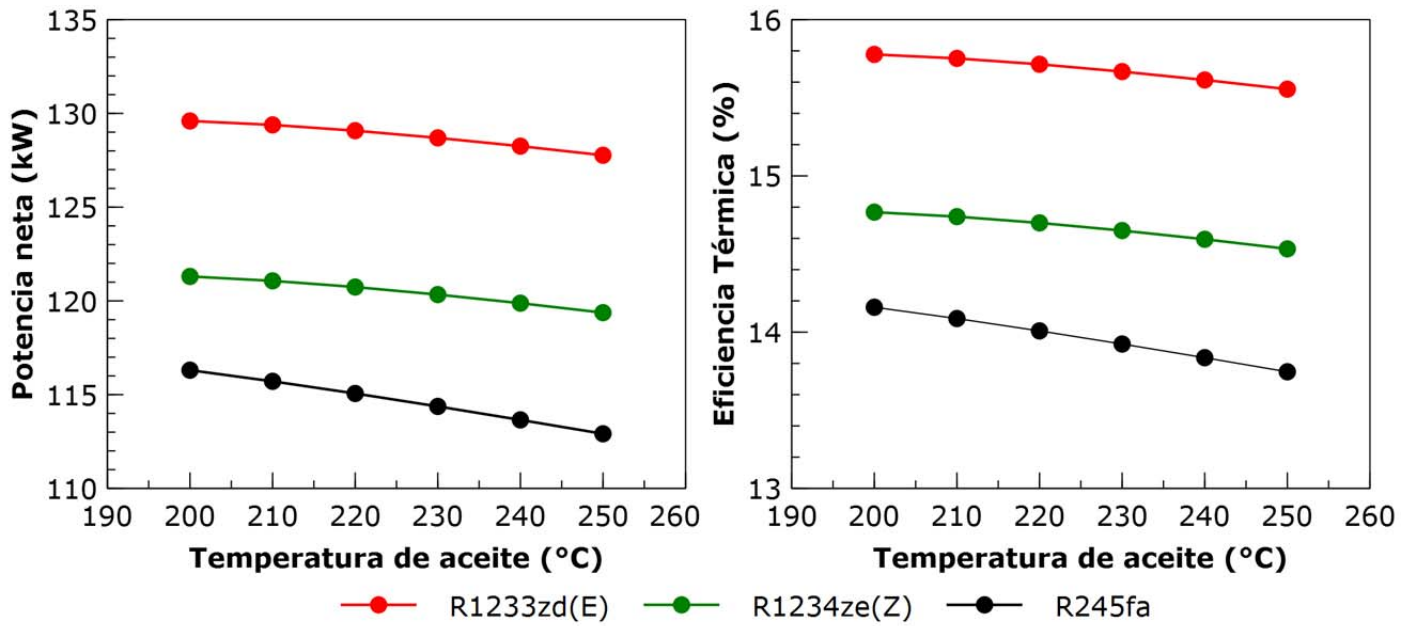


Figura 2. Datos de potencia y eficiencia térmica para operación a carga parcial del 75%.

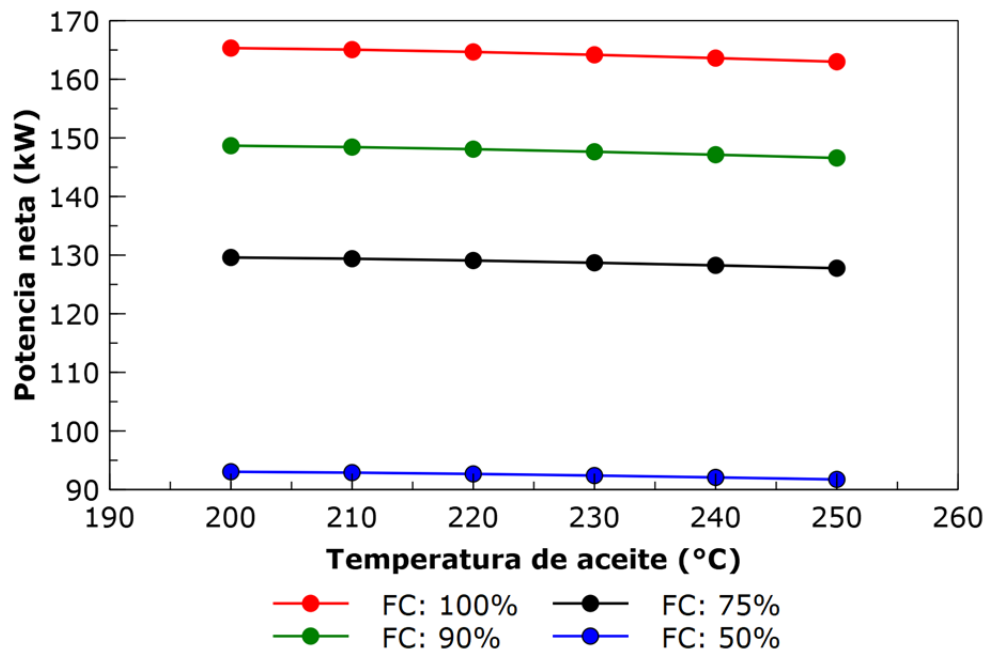


Figura 3. Datos de potencia para el R1233zd(E) para diferentes factores de carga. FC: Factor de carga.

La Figura 4 muestra los resultados del costo nivelado de la energía (LCOE) y el costo específico de inversión (SIC) del ciclo ORC acoplado, mediante un circuito intermedio de aceite térmico, a los gases de escape del motor QSV91G operando a una carga parcial del 75%. Los resultados evidencian que para reducir el costo del kWh producido por el ORC se debe operar a una temperatura de 200°C, ello se debe principalmente a que se produce menos potencia a temperatura más altas en el aceite.

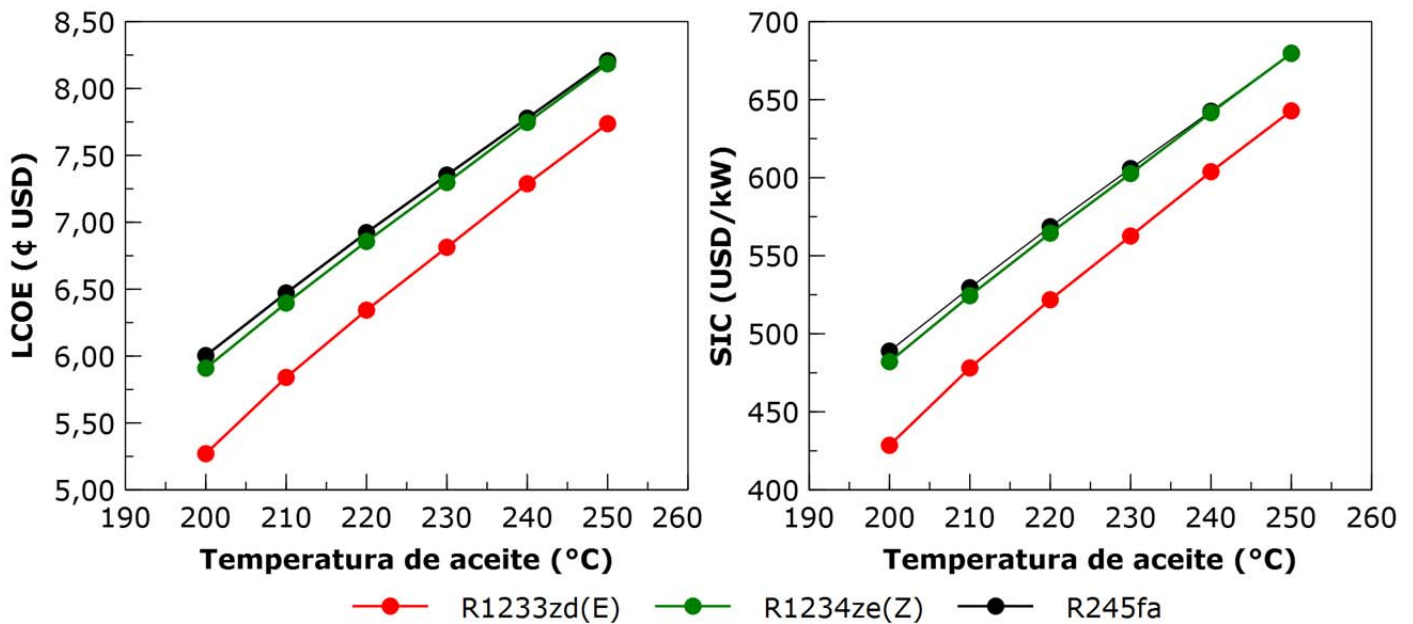


Figura 4. Datos de costo nivelado de la energía (LCOE) y costo específico de inversión (SIC) para operación a carga parcial del 75%.

En cuanto a los valores de LCOE, el R1234ze(Z) y el R245fa presentan precios de energía muy similares a pesar de que el R245fa produce menos potencia. Sin embargo, el R1233zd(E) es el fluido con el menor costo de producción de energía, indicando que es el fluido más costo-efectivo, con un LCOE de 5.3 centavos de USD por kWh producido, y un SIC de 429 USD/kW, esto para una temperatura de aceite de 200°C y un factor de carga de 75%. Sin embargo, cabe anotar que este precio apenas permite operar el ORC por el tiempo de vida del proyecto, el cual es de 20 años.

#### 4. Conclusiones

En este trabajo se presentó una simulación termodinámica y un análisis económico del ciclo de Rankine orgánico acoplado a un motor estacionario operando a distintos factores de carga. Se consideraron tres fluidos de trabajo: R245fa, R1234ze(Z) y R1233zd(E). En el proceso de simulación, la relación de presión se varió para maximizar el ciclo de potencia neta. En el análisis económico, el Costo nivelado de la energía (LCOE) y el costo específico de inversión (SIC) se calcularon para comparar el desempeño de los fluidos de trabajo. Luego de presentar los resultados e identificar las tendencias, se establecieron las siguientes conclusiones:

- Se evidencia una reducción de la potencia y la eficiencia térmica cuando aumenta la temperatura del aceite.
- Los resultados mostraron que R1233zd(E) alcanza la mayor potencia neta de salida cuando se optimiza la potencia de salida neta. El R1233zde(E) logra incrementos en la potencia producida, con relación al motor estacionario, de hasta 9.3% y 165 kW.
- El R245fa es el fluido con el menor desempeño logrando incrementos de potencia, con respecto al motor estacionario, de hasta 8.3% y 148 kW.
- Los resultados evidencian que para reducir el costo del kWh producido por el ORC se debe operar a una temperatura de 200°C.
- El R1233zd(E) es el fluido con el menor costo de producción de energía, indicando que es el fluido más costo-efectivo, con un LCOE de 5.3 centavos de USD por kWh producido, y un SIC de 429 USD/kW.

#### Referencias



- [1] Edenhofer, O., Pichs-Madruga, R., Sokona, Y., Farahani, E., Kadner, S., Seyboth, K., Adler, A., Baum, I., Brunner, S., Eickemeier, P., and others, 2014, "IPCC, 2014: Summary for Policymakers," *Clim. Change*.
- [2] UPME, 2018, "Unidad de Planeación Minero Energética (UPME): Estudio de Generación Eléctrica Bajo Escenario de Cambio Climático" [Online]. Available: [http://www1.upme.gov.co/Documents/generacion\\_electrica\\_bajo\\_escenarios\\_cambio\\_climatico.pdf](http://www1.upme.gov.co/Documents/generacion_electrica_bajo_escenarios_cambio_climatico.pdf). [Accessed: 11-Mar-2018].
- [3] UPME, 2014, "Unidad de Planeación Minero Energética (UPME): Capacidad Instalada de Autogeneración y Cogeneración En Sector de Industria, Petróleo, Comercio y Público Del País" [Online]. Available: [http://www1.upme.gov.co/DemandaEnergetica/1\\_Informe\\_final\\_auto\\_cogeneracion.pdf](http://www1.upme.gov.co/DemandaEnergetica/1_Informe_final_auto_cogeneracion.pdf). [Accessed: 11-Mar-2018].
- [4] Song, S., Zhang, H., Lou, Z., Yang, F., Yang, K., Wang, H., Bei, C., Chang, Y., and Yao, B., 2015, "Performance Analysis of Exhaust Waste Heat Recovery System for Stationary CNG Engine Based on Organic Rankine Cycle," *Appl. Therm. Eng.*, **76**, pp. 301–309.
- [5] Yao, B., Yang, F., Zhang, H., Wang, E., and Yang, K., 2014, "Analyzing the Performance of a Dual Loop Organic Rankine Cycle System for Waste Heat Recovery of a Heavy-Duty Compressed Natural Gas Engine," *Energies*, **7**(11), pp. 7794–7815.
- [6] Yang, F., Zhang, H., Yu, Z., Wang, E., Meng, F., Liu, H., and Wang, J., 2017, "Parametric Optimization and Heat Transfer Analysis of a Dual Loop ORC (Organic Rankine Cycle) System for CNG Engine Waste Heat Recovery," *Energy*, **118**, pp. 753–775.
- [7] Yang, F., Cho, H., Zhang, H., and Zhang, J., 2017, "Thermoeconomic Multi-Objective Optimization of a Dual Loop Organic Rankine Cycle (ORC) for CNG Engine Waste Heat Recovery," *Appl. Energy*, **205**, pp. 1100–1118.
- [8] Song, S., Zhang, H., Zhao, R., Meng, F., Liu, H., Wang, J., and Yao, B., 2017, "Simulation and Performance Analysis of Organic Rankine Systems for Stationary Compressed Natural Gas Engine," *Energies*, **10**(4), p. 544.
- [9] Liu, P., Shu, G., Tian, H., and Wang, X., 2018, "Engine Load Effects on the Energy and Exergy Performance of a Medium Cycle/Organic Rankine Cycle for Exhaust Waste Heat Recovery," *Entropy*, **20**(2), p. 137.
- [10] Fontalvo, A., Solano, J., Pedraza, C., Bula, A., Gonzalez Quiroga, A., and Vasquez Padilla, R., 2017, "Energy, Exergy and Economic Evaluation Comparison of Small-Scale Single and Dual Pressure Organic Rankine Cycles Integrated with Low-Grade Heat Sources," *Entropy*, **19**(10), p. 476.
- [11] Lemmon, E. W., Huber, M. L., and McLinden, M. O., 2010, "NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. 9.0."
- [12] Bejan, A., and Tsatsaronis, G., 1996, *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons.
- [13] Perry, R. H., Green, D. W., and Maloney, J. O., eds., 1997, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, McGraw-Hill, New York.
- [14] Tchanche, B., 2010, "Low Grade Heat Conversion into Power Using Small Scale Organic Rankine Cycles," Ph.D. Thesis, Agricultural University of Athens.