

## EVALUACIÓN TEÓRICA DE FLUIDOS DE TRABAJO CON BAJO POTENCIAL DE EFECTO INVERNADERO COMO ALTERNATIVAS AL HFC-245fa EN CICLOS ORGÁNICOS RANKINE

MOLÉS RIBERA, Francisco <sup>(1)</sup>; NAVARRO ESBRÍ, Joaquín <sup>(1)</sup>

PERIS PÉREZ, Bernardo <sup>(1)</sup>; MOTA BABILONI, Adrián <sup>(1)</sup>

molesf@uji.es

<sup>(1)</sup>Universidad Jaume I, Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción

### RESUMEN

Debido a la preocupación por el medioambiente, los sistemas de cogeneración y ciclos de cola para recuperación de calor residual han recibido una atención considerable durante las últimas décadas. Multitud de ciclos de potencia han sido propuestos para la recuperación de calor a baja temperatura, entre los que destaca el ciclo orgánico Rankine (ORC). Los sistemas ORC pueden ser utilizados para la recuperación de calor residual a nivel industrial, en motores de combustión interna, o para convertir en electricidad fuentes de energía renovables, como solar, biomasa y geotérmica.

El HFC-245fa se utiliza comúnmente como fluido de trabajo en instalaciones ORC comerciales, principalmente para recuperación de calor residual a baja temperatura. El HFC-245fa tiene un potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP) nulo. Sin embargo, el impacto medioambiental de un fluido de trabajo cuando se escapa a la atmósfera no se limita solo al agotamiento de la capa de ozono. En realidad, a pesar de que todos los HFCs tienen un ODP nulo, algunos tienen valores altos de potencial de efecto invernadero (GWP) y pueden contribuir de forma significativa al cambio climático en caso de su liberación. En este aspecto, el HFC-245fa presenta un valor de GWP de 858.

En el presente trabajo se realiza una evaluación teórica de fluidos de trabajo con bajo potencial de efecto invernadero como alternativas al HFC-245fa en ciclos orgánicos Rankine. Para ello se han considerado dos configuraciones del ciclo, el ciclo básico y el regenerativo. Se ha desarrollado un modelo termodinámico para cada configuración que permita calcular los parámetros que determinan el desempeño del sistema, como son la potencia generada por el expansor, la potencia consumida por la bomba, la eficiencia neta del sistema y parámetros de tamaño para evaluar el tamaño y coste de diferentes tipologías de expansor. Se ha utilizado este modelo para llevar a cabo un análisis termodinámico del sistema ORC variando la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación para los distintos fluidos de trabajo estudiados, comparando los resultados con los obtenidos con el HFC-245fa.

**Palabras clave:** ORC; GWP; HFC-245fa.

## 1. Introducción

Debido a la preocupación por el medioambiente, los sistemas de cogeneración y ciclos de cola para recuperación de calor residual han recibido una atención considerable durante las últimas décadas. Multitud de ciclos de potencia han sido propuestos para la recuperación de calor a baja temperatura, entre los que destaca el ciclo orgánico Rankine (ORC) [1]. Los sistemas ORC pueden ser utilizados para la recuperación de calor residual a nivel industrial, en motores de combustión interna, o para convertir en electricidad fuentes de energía renovables, como solar, biomasa y geotérmica.

La selección del fluido de trabajo del ORC es un aspecto clave que determina la eficiencia del sistema, y en la literatura podemos encontrar multitud de trabajos al respecto. Shale *et al.* [2], Shengjun *et al.* [3] y Quoinlin *et al.* [4] evalúan diversos fluidos de trabajo para aplicaciones de baja y media temperatura, señalando como apropiados los hidrofluorocarburos (HFCs) con temperaturas críticas bajas, como el HFC-134a y el HFC-245fa.

El HFC-245fa se utiliza comúnmente como fluido de trabajo en instalaciones ORC comerciales, principalmente para recuperación de calor residual a baja temperatura [5]. El HFC-245fa tiene un potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP) nulo. Sin embargo, el impacto medioambiental de un fluido de trabajo cuando se escapa a la atmósfera no se limita solo al agotamiento de la capa de ozono. En realidad, a pesar de que todos los HFCs tienen un ODP nulo, algunos tienen valores altos de potencial de efecto invernadero (GWP) y pueden contribuir de forma significativa al cambio climático en caso de su liberación. En este aspecto, el HFC-245fa presenta un valor de GWP de 858.

Varios fluidos de trabajo de bajo GWP pueden ser estudiados como alternativas potenciales para el HFC-245fa en diversas aplicaciones, incluyendo los sistemas ORC. El HCFO-1233zd-E es una hidroclorofluoroolefina (HCFO) con un valor de GWP de 1. A pesar de la presencia de cloro en la molécula de HCFO-1233zd-E, su ODP se ha estimado en un valor muy bajo de 0.00034, debido a su muy baja vida atmosférica [6]. El HFO-1336mzz-Z, también conocido como DR-2, es una hidrofluoroolefina (HFO) con un valor de GWP de 2 y un valor nulo de ODP [7]. El HFO-1234ze-Z es un HFO con un valor de GWP de 1 y un valor nulo de ODP, aunque a diferencia de los fluidos anteriores es ligeramente inflamable [8]. La Tabla 1 muestra las principales propiedades termodinámicas del HFC-245fa, HCFO-1233zd-E, HFO-1336mzz-Z y HFO-1234ze-Z, mientras que en la Fig. 1 se pueden observar los diagramas T-s y las curvas P-T de estos fluidos de trabajo.

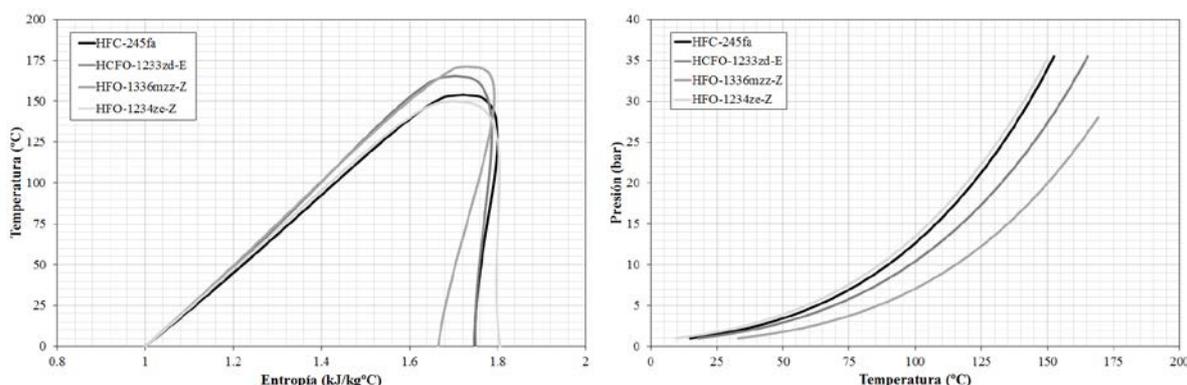


Figura 1: Diagrama T-s y curvas P-T de los fluidos de trabajo estudiados.

En el presente trabajo se realiza una evaluación teórica de fluidos de trabajo con bajo GWP como alternativas al HFC-245fa en sistemas ORC. El resto del trabajo se organiza de la siguiente forma: la Sección 2 describe el método de cálculo utilizado; la Sección 3 presenta los resultados obtenidos; finalmente, la Sección 4 recoge las principales conclusiones.

## 2. Método de cálculo

Con el objetivo de estudiar el desempeño energético de los distintos fluidos de trabajo seleccionados, se han considerado dos configuraciones ORC: el ciclo básico y el ciclo regenerativo.

Tabla 1: Principales propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo estudiados.

Propiedad	HFC-245fa	HCFO-1233zd-E	HFO-1336mzz-Z	HFO-1234ze-Z
Formula química	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CHF}_2$	$\text{CF}_3\text{CH}=\text{CHCl}$	$\text{CF}_3\text{CH}=\text{CHCF}_3$	$\text{CF}_3\text{CH}=\text{CHF}$
Temperatura crítica (°C)	154.0	165.6	171.3	150.1
Presión crítica (bar)	36.5	35.7	29.0	35.3
Toxicidad OEL (ppm)	300	800	500	-
Inflamabilidad	No inflamable	No inflamable	No inflamable	Ligeramente inflamable
Clasificación ASHRAE	B1	A1	A1 (esperada)	A2L (esperada)
ODP	0	0.00034	0	0
GWP	858	1	2	1

El ciclo básico (BORC) es la configuración más simple, mostrada en la Fig. 2. Trabaja en condiciones subcríticas y requiere de un número mínimo de componentes. El fluido de trabajo es bombeado a través del evaporador para captar la potencia térmica disponible en la fuente de calor. El vapor ligeramente recalentado a la salida del evaporador se expande en el expansor produciendo potencia mecánica, que generalmente es transformada en potencia eléctrica en el generador. Para cerrar el ciclo, el fluido de trabajo es condensado y ligeramente subenfriado antes de ser bombeado de nuevo.

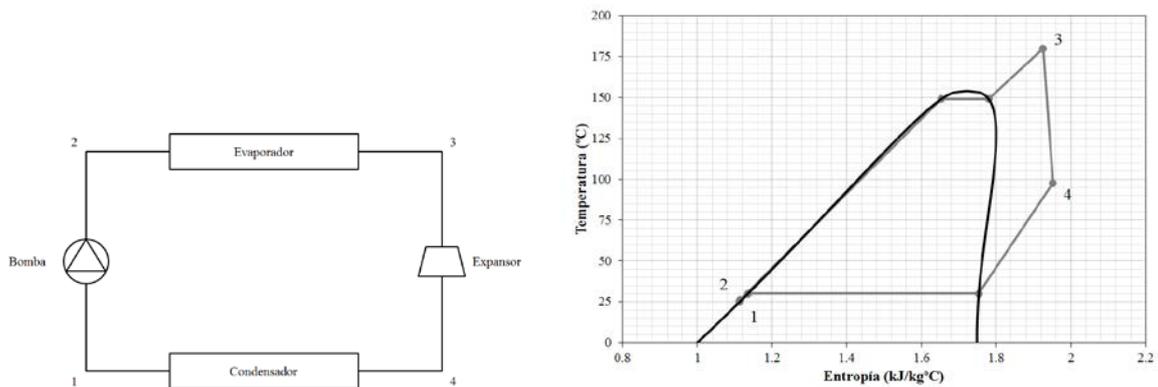


Figura 2: Ciclo básico (BORC).

El ciclo regenerativo (RORC) es similar al BORC, pero incluye un intercambiador de calor interno que actúa como regenerador (véase Fig. 3). En esta configuración se utiliza el recalentamiento del vapor a la salida del expansor para precalentar el líquido presurizado antes de entrar al evaporador, reduciendo la potencia térmica necesaria a captar en el evaporador y aumentando la eficiencia neta del sistema, al mismo tiempo que se reduce la potencia térmica a disipar en el condensador.

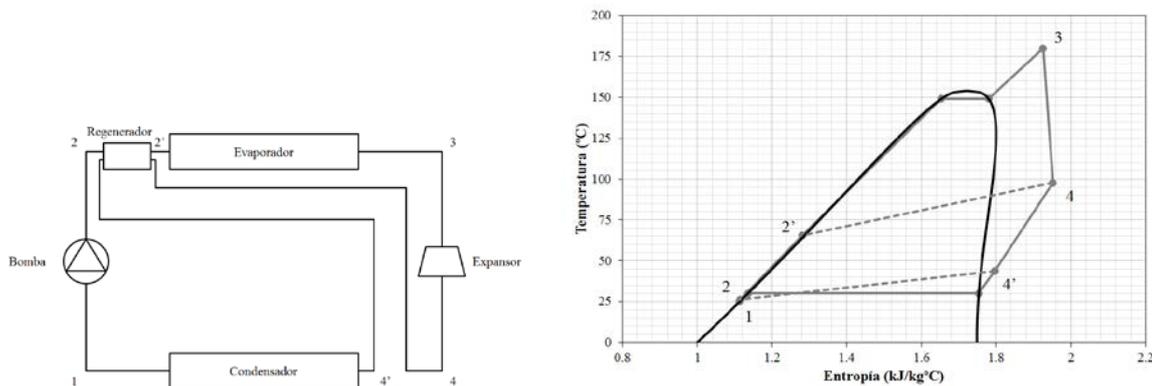


Figura 3: Ciclo regenerativo (RORC).

Se ha desarrollado un modelo termodinámico para cada configuración, en el que las propiedades de los fluidos de trabajo se han obtenido mediante el software REFPROP [9]. Se han considerado las siguientes asunciones:

- Régimen estacionario en todos los componentes del sistema.
- Se desprecian las pérdidas de calor en las tuberías.
- No se consideran pérdidas de carga.
- A la salida del condensador el fluido de trabajo tiene un subenfriamiento de 5°C.
- A la salida del evaporador el fluido de trabajo tiene un recalentamiento de 25°C.
- La eficiencia global del proceso de expansión es 70%. La potencia generada por el expansor se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_x = \varepsilon_{ov,x} \dot{m} (h_{su,x} - h_{ex,is,x})$$

- El proceso de expansión se asume adiabático. Las condiciones a la salida del expansor se calculan de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$h_{ex,x} = h_{su,x} - \dot{W}_x / \dot{m}$$

- El proceso de bombeo se asume isoentrópico.
- La eficiencia global del proceso de bombeo es 40%. La potencia consumida por la bomba se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_p = \dot{m} (h_{ex,is,p} - h_{su,p}) / \varepsilon_{ov,p}$$

- La eficacia del regenerador es 80%, que queda definida de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_{rg} = (T_4 - T_{4'}) / (T_4 - T_2)$$

- La potencia térmica captada en el evaporador son 10 kW. El caudal másico del fluido de trabajo se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \dot{Q}_{ev} / (h_{ex,ev} - h_{su,ev})$$

Para determinar el desempeño del sistema, además de la potencia generada por el expansor y la potencia consumida por la bomba, se define la eficiencia neta del sistema como el ratio entre la potencia eléctrica neta producida por el sistema y la potencia térmica captada por el sistema, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\eta_{net} = (\dot{W}_x - \dot{W}_p) / \dot{Q}_{ev}$$

### 3. Resultados

Mediante el modelo termodinámico definido, se pueden calcular los parámetros que determinan el sistema a partir de los valores de la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación. Así, se ha utilizado este modelo para llevar a cabo un análisis termodinámico del sistema ORC variando la temperatura de evaporación (entre 95°C y 145°C) y manteniendo constante la temperatura de

condensación a 25°C. Al mismo tiempo, también resulta interesante para aplicaciones de cogeneración considerar temperaturas de condensación más altas. Así, se ha llevado a cabo también el análisis termodinámico variando la temperatura de condensación (entre 25°C y 75°C) y manteniendo constante la temperatura de evaporación a 125°C.

Además de presentar los valores obtenidos de los parámetros que determinan el desempeño del sistema ORC para los fluidos de trabajo alternativos junto con el HFC-245fa, también se presentan los resultados en términos de diferencias relativas tomando como base el HFC-245fa, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\% X = \left( X_{Fluido} - X_{HFC-245fa} \right) / X_{HFC-245fa}$$

### 3.1. Potencia generada por el expansor

En la Fig. 4 se muestra la potencia generada por el expansor a diferentes temperaturas de evaporación y condensación. Se observa como la potencia generada por el expansor aumenta al incrementarse la temperatura de evaporación, mientras que disminuye al incrementarse la temperatura de condensación. Por otro lado, la configuración regenerativa presenta potencias generadas por el expansor superiores a las de la configuración básica. Las potencias generadas por el expansor varían entre 0.6 y 1.8 kW en función de las condiciones de operación, la configuración y el fluido de trabajo seleccionado.

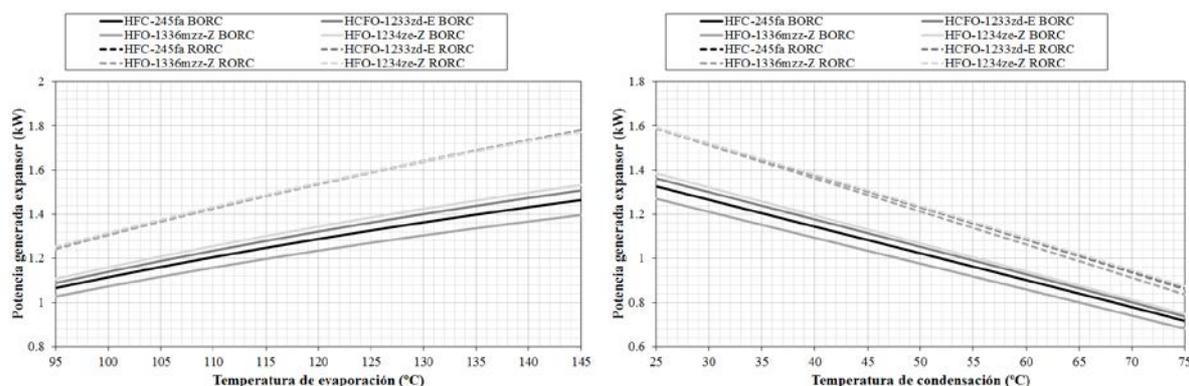


Figura 4: Potencia generado por el expansor a diferentes temperaturas de evaporación y condensación.

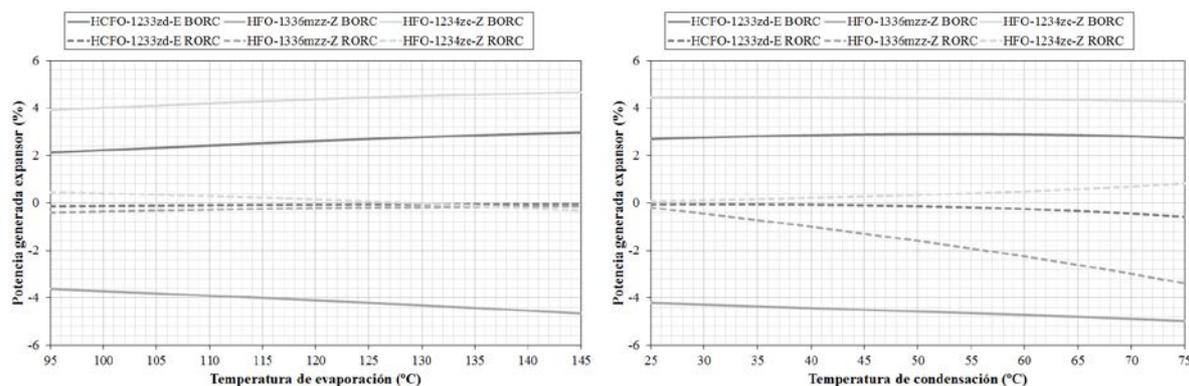


Figura 5: Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, de la potencia generada por el expansor a diferentes temperaturas de evaporación y condensación.

En cuanto a las diferencias entre los fluidos de trabajo, en la Fig. 5 se muestran las diferencias relativas, tomando como base el HFC-245fa, de la potencia generada por el expansor a diferentes temperaturas de evaporación y condensación. Como ya se observaba en la figura anterior, las diferencias son casi nulas para la configuración regenerativa, si bien a temperaturas de condensación altas las diferencias se acentúan, alcanzándose diferencias relativas de -3.2%, -0.4% y 0.8% para el HFO-1336mzz-Z, el HCFO-1233zd-E y el HFO-1234ze-Z, respectivamente. En cuanto a la configuración básica, se observa que la potencia generada por el expansor es entre el 3.6% y el 4.8%

inferior para el HFO-1336mzz-Z que para el HFC-245fa, mientras que es entre el 2% y el 2.8% superior para el caso del HCFO-1233zd-E y entre el 4% y el 4.8% superior para el caso del HFO-1234ze-Z.

### 3.2. Potencia consumida por la bomba

La Fig. 6 muestra la potencia consumida por la bomba a diferentes temperaturas de evaporación y condensación. La potencia consumida por la bomba aumenta al incrementarse la temperatura de evaporación, mientras que apenas sufre cambios al cambiar la temperatura de condensación. En cuanto a las configuraciones, se observa cómo, al igual que ocurría para la potencia generada por el expansor, la configuración regenerativa presenta mayor potencia consumida por la bomba. Las potencias consumidas por la bomba varían entre 0.04 y 0.23 kW en función de las condiciones de operación, la configuración y el fluido de trabajo seleccionado.

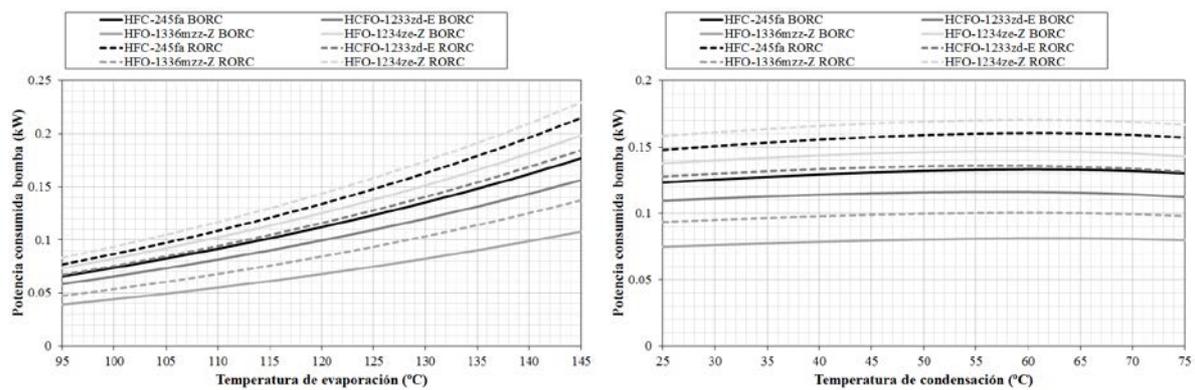


Figura 6: Potencia consumida por la bomba a diferentes temperaturas de evaporación y condensación.

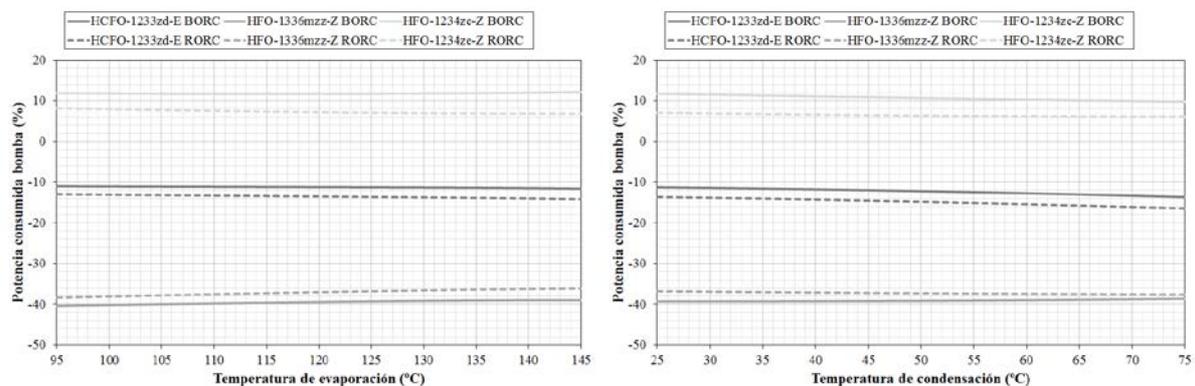


Figura 7: Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, de la potencia consumida por la bomba a diferentes temperaturas de evaporación y condensación.

Atendiendo a las diferencias relativas de los fluidos de trabajo de bajo GWP alternativos al HFC-245fa, en la Fig. 7 se observa como la potencia consumida por la bomba es entre el 36% y el 40% inferior para el HFO-1336mzz-Z, entre el 10% y el 14% inferior para el HCFO-1233zd-E y entre el 6% y el 12% superior para el HFO-1234ze-Z, no habiendo grandes diferencias entre la configuración seleccionada ni las condiciones de operación.

### 3.3. Eficiencia neta

La eficiencia neta a diferentes temperaturas de evaporación y condensación se muestra en la Fig. 8. La eficiencia neta aumenta con la temperatura de evaporación y disminuye con la temperatura de condensación, siendo superior para la configuración regenerativa que para la configuración básica. Con la configuración básica se alcanzan eficiencias netas entre el 6% y el 13.6%, mientras que para la configuración regenerativa se alcanzan eficiencias netas entre el 7.2% y el 16.4%.

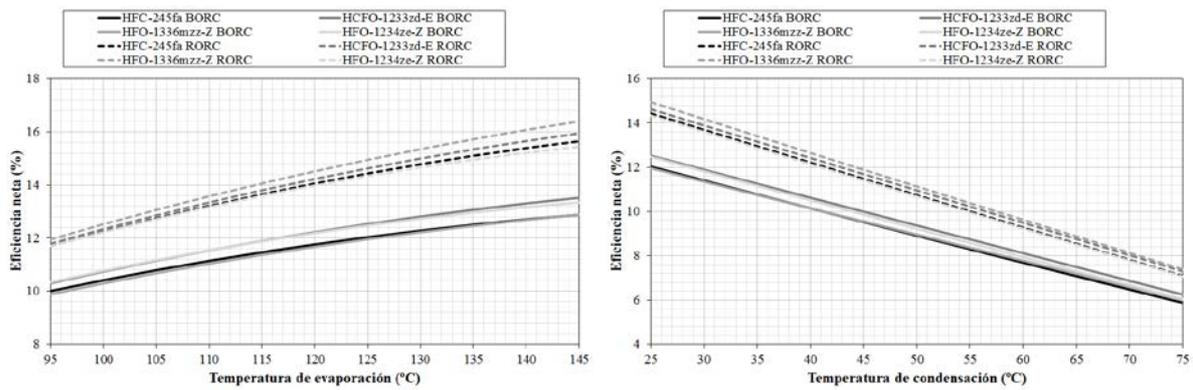


Figura 8: Eficiencia neta a diferentes temperaturas de evaporación y condensación.

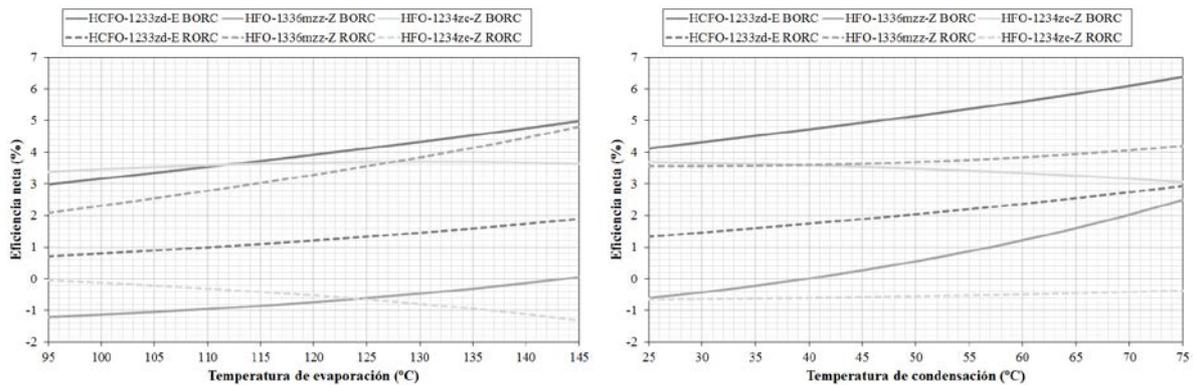


Figura 9: Diferencia relativa, tomando como base el HFC-245fa, de la eficiencia neta a diferentes temperaturas de evaporación y condensación.

En cuanto a los fluidos de trabajo, en la Fig.9 se muestran las diferencias relativas, tomando como base el HFC-245fa, de la eficiencia neta a diferentes temperaturas de evaporación y condensación. Para el HCFO-1233zd-E, la diferencia relativa de la eficiencia neta se incrementa con la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación, obteniéndose eficiencias netas entre el 3% y el 6.4% superiores a las del HFC-245fa para la configuración básica, mientras que para la configuración regenerativa las eficiencias netas obtenidas son entre el 0.8% y el 3% superiores a las del HFC-245fa. Para el HFO-1336mzz-Z, las diferencias relativas de la eficiencia neta también se incrementan con la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación, obteniéndose eficiencias netas entre el 1.2% inferiores y el 2.4% superiores a las del HFC-245fa para la configuración básica, mientras que para la configuración regenerativa las eficiencias netas obtenidas son entre el 2% y el 4.8% superiores a las del HFC-245fa. Para el HFO-1234ze-Z, la diferencia relativa de la eficiencia neta se mantiene constante o disminuye ligeramente con la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación, obteniéndose eficiencias netas entre el 3% y el 3.8% superiores a las del HFC-245fa para la configuración básica, mientras que para la configuración regenerativa las eficiencias netas obtenidas son entre el 0% y el 1.4% inferiores a las del HFC-245fa. Así, para la configuración básica obtiene valores superiores de eficiencia neta el HCFO-1233zd-E, mientras que para la configuración regenerativa obtiene valores superiores de eficiencia neta el HFO-1336mzz-Z. Por tanto, en función de la configuración y las condiciones de trabajo, hay alguno de los fluidos de trabajos de bajo GWP estudiados alternativos al HFC-245fa capaz de presentar eficiencias netas superiores a las de este último.

#### 4. Conclusiones

En este trabajo se ha realizado un análisis teórico del desempeño energético de los fluidos de trabajo seleccionados como alternativas de bajo GWP al HFC-245fa en sistemas ORC con fuentes de calor de

baja temperatura. Los fluidos de trabajo seleccionados son el HCFO-1233zd-E, el HFO-1336mzz-Z y el HFO-1234ze-Z.

Se han considerado dos configuraciones de trabajo, el ciclo básico y el ciclo regenerativo, ambas trabajando en condiciones subcríticas. Se ha desarrollado un modelo termodinámico para cada configuración, que permite calcular los parámetros que determinan el desempeño del sistema a partir de los valores de la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación. Los parámetros escogidos como indicadores del desempeño del sistema son la potencia generada por el expansor, la potencia consumida por la bomba y la eficiencia neta del sistema.

En cuanto a las diferencias que presentan los fluidos de trabajo alternativos con respecto al HFC-245fa destaca la menor potencia consumida por la bomba del HCFO-1233zd-E y del HFO-1336mzz-Z. En cuanto a la eficiencia neta del sistema, en función de la configuración y las condiciones de trabajo, hay alguno de los fluidos de trabajo de bajo GWP estudiados alternativos al HFC-245fa capaz de presentar eficiencias netas superiores a las de este último. Así, para la configuración básica el fluido de trabajo que presenta mayores valores de eficiencia neta es el HCFHO-1233zd-E, mientras que para la configuración regenerativa el HFO-1336mzz-Z obtiene valores superiores de eficiencia neta.

## 5. Referencias

- [1] ZIVIANI, D., BEYENE, M., VENTURINI, M. *Advances and challenges in ORC systems modeling for low grade thermal energy recovery*. Applied Energy, 2014, vol. 121, pp. 79-95.
- [2] SHALE, B., KOGLBAUER, G., WENDLAND, M., FISCHER, J. *Working fluids for low temperature organic Rankine cycles*. Energy, 2007, vol. 32, pp. 1210-1221.
- [3] SHENGJUN, Z., HUAIXIN, W., TAO, G. *Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low temperature geothermal power generation*. Applied Energy, 2011, vol. 88, pp. 2740-2754.
- [4] QUOILIN, S., DECLAYE, S., TCHANICHE, B.F., LEMORT, V. *Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic Rankine cycles*. Applied Thermal Engineering, 2011, vol. 31, pp. 2885-2893.
- [5] QUOILIN, S., VAN DEN BROEK, M., DECLAYE, S., DEWALLEF, P., LEMORT, V. *Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, vol. 22, pp. 168-186.
- [6] PATTEN, K.O., WUEBBLES, D.J. *Atmospheric lifetimes and ozone depletion potentials of trans-1-chloro-3,3,3-trifluoropropylene and trans-1,2-dichloroethylene in a three-dimensional model*. Atmospheric Chemistry Physics Discussion, 2010, vol. 10, pp. 16637-16657.
- [7] KONTOMARIS, K., MINOR, B., HYDUTSKY, B. *Low GWP working fluid for organic Rankine cycles: DR-2; Chemical stability at high temperatures*. En 2<sup>nd</sup> International Seminar on ORC Power Systems (The Netherlands, 7 and 8 October, 2013).
- [8] BROWN, J., ZILIO, C., CAVALLINI, A. *The fluorinated olefin R-1234ze(Z) as a high temperature heat pumping refrigerant*. International Journal of Refrigeration, 2009, vol. 32, pp. 1412-1422.
- [9] LEMMON, E.W., HUBER, M.L., MCLINDEN, M.O. *REFPROP*. NIST Standard Reference Database 23, v.8, National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, USA, 2007.