

**BÚSQUEDA DE FLUIDOS DE TRABAJO
ALTERNATIVOS DE BAJO POTENCIAL
CALENTAMIENTO ATMOSFÉRICO PARA USO
EN CICLOS ORGÁNICO RANKINE DE BAJA
TEMPERATURA Y PEQUEÑA POTENCIA.
ANÁLISIS DE HCFO-1224YD(Z) COMO
POTENCIAL CANDIDATO**

Tesis doctoral

Castellón de la Plana
Diciembre 2021

Autora:
MARTA AMAT ALBUIXECH

Supervisores:
JOAQUÍN NAVARRO ESBRÍ
FRANCISCO MOLÉS RIBERA



UNIVERSITAT JAUME I
ESCUELA DE DOCTORADO DE LA UNIVERSITAT JAUME I
PROGRAMA DE DOCTORADO EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES Y MATERIALES



BÚSQUEDA DE FLUIDOS DE TRABAJO ALTERNATIVOS DE
BAJO POTENCIAL CALENTAMIENTO ATMOSFÉRICO PARA
USO EN CICLOS ORGÁNICO RANKINE DE BAJA
TEMPERATURA Y PEQUEÑA POTENCIA. ANÁLISIS DE
HCFO-1224YD(Z) COMO POTENCIAL CANDIDATO

*Memoria presentada por Marta Amat Albuixech para optar al grado de
doctora por la Universitat Jaume I*

AUTORA:
MARTA AMAT ALBUIXECH

SUPERVISORES:
JOAQUÍN NAVARRO ESBRÍ
FRANCISCO MOLÉS RIBERA

CASTELLÓN DE LA PLANA, DICIEMBRE 2021

UNIVERSITAT JAUME I
ESCOLA DE DOCTORAT DE LA UNIVERSITAT JAUME I
PROGRAMA DE DOCTORAT EN TECNOLOGIES INDUSTRIALS I MATERIALS



RECERCA DE FLUIDS DE TREBALL ALTERNATIUS DE BAIX
POTENCIAL D'ESCALFAMENT ATMOSFÈRIC PER A ÚS EN
CICLES ORGÀNICS RANKINE DE BAIXA TEMPERATURA I
XICOTETA POTÈNCIA. ANÀLISI DE HCFO-1224YD(Z) COM
A POTENCIAL CANDIDAT

*Una tesi presentada per Marta Amat Albuixech per al grau de doctora per la
Universitat Jaume I.*

AUTORA:
MARTA AMAT ALBUIXECH

SUPERVISORS:
JOAQUÍN NAVARRO ESBRÍ
FRANCISCO MOLÉS RIBERA

CASTELLÓ DE LA PLANA, DESEMBRE 2021

UNIVERSITAT JAUME I

ESCUELA DE DOCTORADO DE LA UNIVERSITAT JAUME I

PROGRAMA DE DOCTORADO EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES Y MATERIALES



UNIVERSITAT
JAUME·I

SEARCH FOR LOW GLOBAL WARMING POTENTIAL
WORKING FLUIDS FOR LOW-TEMPERATURE AND SMALL-
SCALE ORGANIC RANKINE CYCLES. AN ANALYSIS OF
HCFO-1224YD(Z) AS POTENTIAL CANDIDATE

*A dissertation presented by Marta Amat Albuixech for the Degree of Doctor
of Philosophy*

AUTHORED BY:
MARTA AMAT ALBUIXECH

SUPERVISED BY:
JOAQUÍN NAVARRO ESBRÍ
FRANCISCO MOLÉS RIBERA

CASTELLÓN DE LA PLANA, DECEMBER 2021



Financiación recibida

- Generalitat Valenciana mediante la subvención para la Formación de Doctores y Doctoras en Empresas Valencianas (FDEGENT)
- Universitat Jaume I mediante una beca de investigación para graduados.

A mis padres, mi hermana y David.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradecer a mis supervisores, Ximo y Fran, por ayudarme con su conocimiento, acompañarme en este camino y darme su apoyo; sin vuestra ayuda no hubiese conseguido realizar este trabajo. Así como a Expander Tech S.L, por darme la oportunidad de colaborar y aprender de ellos. Aprovecho también para agradecerle a BP el haber podido compaginar el mundo laboral con esta tesis en esta última etapa.

A mis compañeros del grupo de investigación ISTENER, por acompañarme en este proyecto, en especial a Adrián y Carlos por vuestros consejos y fundamentalmente por el apoyo moral.

A mis amigos, gracias por vuestra comprensión por todas las ocasiones en las que no he podido quedar por estar muy ocupada, pero sobre todo por las veces que sí lo he hecho. Gracias Nuria y Alexandra por todos los momentos inolvidables que hemos vivido compartiendo despacho, sin vuestra compañía y locura hubiese sido imposible. Imposible imaginar mejores compañeras con quienes compartir esta experiencia.

Y por último y más importante a mi familia, a los que ya no están y a los que van llegando. Especialmente, por ser los que más me han sufrido, me gustaría agradecer a mis padres, a mi hermana y a David su paciencia, apoyo y aliento. Simplemente gracias por estar ahí siempre.

RESUMEN

Desde un tiempo atrás, los temas medioambientales están en el punto de mira, tratándose de una problemática muy real que hay que abordar cuanto antes. Existen muchos enfoques desde donde tratar esta situación, y esta tesis explora el de la recuperación energética, centrándose en un tema muy concreto, los fluidos de trabajo empleados en ciclos orgánicos Rankine (ORC).

Los ORC destacan entre los ciclos de potencia en aplicaciones de baja temperatura y pequeña escala. Se trata de una forma eficiente de recuperar energía térmica presente en la naturaleza y en corrientes residuales. A pesar de que se trata de una forma limpia de conseguir energía eléctrica, se debe tener en cuenta el tipo de fluido de trabajo utilizado y los problemas que éste conlleva. Actualmente el fluido HFC-245fa es uno de los más extendidos en estas instalaciones, pero su alto Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA) hace que cada vez sea más necesaria la búsqueda de fluidos de trabajo alternativos medioambientalmente sostenibles. Con esta tesis no se busca simplemente un fluido respetuoso con el medioambiente que funcione en

ORCs, sino que se busca fluidos de trabajo capaces de ser utilizados en instalaciones existentes.

Así, en la presente tesis se plantea encontrar un fluido de bajo PCA capaz de trabajar en instalaciones ORC de pequeña escala y baja temperatura previamente diseñadas para el uso de HFC-245fa. Para alcanzar este objetivo, además de revisar el estado en el que se encuentra esta tecnología, se realiza un estudio teórico y experimental. En el estudio teórico se compara el comportamiento del HFC-245fa con el de las alternativas de bajo PCA propuestas actualmente: HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E), HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y R-514-A. El estudio teórico muestra como de entre las alternativas planteadas, el HCFO-1224yd(Z) destaca como principal candidato como sustituto directo al HFC-245fa, debido a sus similares resultados en cuanto a potencia y eficiencias y a su similar caudal volumétrico a la entrada del expansor. Es por ello por lo que, finalmente, se compara experimentalmente el HCFO-1224yd(Z) con el fluido de referencia, HFC-245fa.

En el trabajo experimental, en primer lugar, se emplea un banco de ensayos para realizar la comparativa entre HFC-245fa y HCFO-1224yd(Z). Después, con el objetivo de corroborar los resultados y probar el comportamiento del ciclo en condiciones reales, se realiza otra comparativa, pero esta vez empleando una instalación real. Mediante los estudios experimentales se logra determinar la viabilidad del uso de HCFO-1224yd(Z) como reemplazo directo, ya que a pesar de ofrecer una potencia neta menor a la del fluido de referencia, éste ofrece unos resultados muy similares en cuanto a eficiencia neta. Incluso para ciertos puntos de operación, cuando se incrementa la temperatura de la fuente de calor, el HCFO-1224yd(Z) llega a ofrecer una eficiencia neta superior. Además, los resultados obtenidos son susceptibles de mejora si se introducen pequeñas modificaciones en la operación del ciclo.

RESUM

Ja fa un temps que els temes mediambientals es troben en el punt de mira, tractant-se d'una problemàtica molt real que cal atacar el abans possible. Existeixen molts punts de vista des d'on tractar aquesta situació, i aquesta tesi explora el de la recuperació energètica, centrant-se en un tema molt concret, els fluids de treball empleats en cicles orgànics Rankine (ORC).

Els ORC destaquen entre els cicles de potència en aplicacions de baixa temperatura i xicoteta escala. Es tracta d'una forma eficient de recuperar energia tèrmica present en la naturalesa i en corrents residuals. Malgrat que es tracta d'una forma neta d'aconseguir energia elèctrica, s'ha de tenir en compte el tipus de fluid de treball utilitzat i els problemes que aquest implica. Actualment, el fluid HFC-245fa és un dels més comuns en aquestes instal·lacions, però el seu alt Potencial d'escalfament atmosfèric (PCA per les seues sigles en Castellà, Potencial Calentamiento Atmosférico) fa que cada vegada siga més necessària la recerca de fluids de treball alternatius mediambientalment sostenibles. Amb aquesta tesi no es busca simplement un fluid que siga respectuós amb el medi ambient que funcione en ORCs, sinó que

es busquen fluids de treball capaços de ser empleats en instal·lacions existents.

Així, la present tesi busca un fluid de baix PCA capaç de treballar instal·lacions ORC de xicoteta escala i baixa temperatura prèviament dissenyades per a l'ús de HFC-245fa. Per assolir aquest objectiu, a més de revisar l'estat en el qual es troba aquesta tecnologia, es realitza un estudi teòric i experimental. Amb l'estudi teòric es compara el comportament del HFC-245fa amb les alternatives de baix PCA proposades actualment: HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E), HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) i R-514-A. Amb aquest estudi, es mostra com entre les alternatives plantejades, el HCFO-1224yd(Z) destaca com a principal candidat com a substitut directe a HFC-245fa, degut als seus resultats similars pel que fa a potencia i eficiències i al seu similar caudal volumètric a l'entrada del expansor. Motiu pel qual, finalment, es compara experimentalment el HCFO-1224yd(Z) amb el fluid de referència, HFC-245fa.

En el treball experimental, en primer lloc, s'utilitza un banc d'assajos per realitzar la comparativa entre HFC-245fa i HCFO-1224yd(Z). Després, amb l'objectiu de corroborar els resultats i provar el comportament del cicle en condicions reals, es realitza una altra comparativa, però aquesta vegada es fa servir una instal·lació real. Gràcies a l'estudi experimental es determina la viabilitat de l'ús de HCFO-1224yd(Z) com a reemplaçament directe, ja que a pesar d'oferir una potència neta menor a la del fluid de referència, aquest ofereix uns resultats molt similars pel que fa a eficiència neta. A més a més, en alguns punts d'operació, quan s'incrementa la temperatura de la font de calor, el HCFO-1224yd(Z) arriba a oferir una eficiència neta superior. És important ressaltar que els resultats obtinguts són susceptibles de millora introduint xicotetes modificacions en el cicle.

ABSTRACT

The alarming environmental situation requires an immediate solution. There are different ways to deal with this problem, and this thesis explores the energy recovery way based on the organic Rankine cycles (ORC) working fluids.

ORC technology stands out among power cycles in low-temperature and small-scale applications. It is an efficient way to recover thermal energy present in nature and in waste flows. Although it is a clean approach to generate electrical energy, the working fluid issue must be considered. Currently the HFC-245fa fluid is one of the most widespread in this application, but it has a high Global Warming Potential (GWP) value, so it is necessary to search for environmentally sustainable alternatives. This thesis is not simply looking for an environmentally friendly working fluid, but also searching for working fluids capable of being used in existing ORC facilities. Thus, the present thesis proposes finding a low GWP fluid suitable to work in small-scale, low-temperature ORC installations previously designed for using HFC-245fa. To achieve this goal, in addition to review the state of the art for this technology, a theoretical and experimental study has been carried out. The

theoretical study compares the behavior of HFC-245fa with that of the low GWP alternatives currently proposed: HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E), HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) and R-514-A. It shows how, among the alternatives proposed, HCFO-1224yd(Z) highlight stands out as the main candidate as to substitute the HFC-245fa, due to its similar results in terms of power, efficiencies, and volumetric flow at the expander inlet. Therefore, HCFO-1224yd(Z) is experimentally compared with the reference fluid, HFC-245fa.

First, a test bench is used to compare HFC-245fa with HCFO-1224yd(Z). In order to verify the results and test the fluid under real conditions, another comparison using a real installation has been carried out. Thus, the suitability of using HCFO-1224yd(Z) as a direct replacement has been proved. Besides offering a net power lower compare with the reference fluid, it offers very similar results in terms of net efficiency. For certain operating points, when the temperature of the heat source is high, the HCFO-1224yd(Z) offers higher net efficiency. In addition, the results obtained could be even improve with small cycle modifications.

CONTENIDO

Capítulo 1: Introducción	1
1.1 Introducción	1
1.2 Motivación.....	4
1.3 Objetivos	5
1.4 Metodología	6
1.5 Organización del documento	8
Capítulo 2: Antecedentes	11
2.1 Introducción	11
2.2 Tecnología ORC.....	16
2.3 Aplicaciones.....	19

2.3.1	Cogeneración mediante ORC.....	20
2.3.2	Fuentes renovables de calor	21
2.3.3	Fuentes de calor residual.....	27
2.4	Configuraciones	32
2.5	Componentes principales	34
2.5.1	Tecnología de expansión	34
2.5.2	Bomba.....	40
2.5.3	Intercambiadores de calor.....	41
2.6	Fluidos de trabajo	42
2.7	Situación comercial.....	50
2.7.1	Fabricantes de ORCs.....	50
2.7.2	Viabilidad económica	53
2.8	Conclusiones.....	56
Capítulo 3: Análisis teórico de los candidatos potenciales.....		59
3.1	Introducción	59
3.2	Modelización del ciclo y condiciones de operación.....	62
3.3	Resultados	70
3.4	Conclusiones.....	81
Capítulo 4: Reemplazo directo de HFC-245fa por HCFO-1224yd(Z) en un banco de ensayos		85
4.1	Introducción	85
4.2	Metodología e instalación experimental.....	89
4.3	Resultados	100

4.3.1	Análisis del expansor	106
4.3.2	Análisis de la eficiencia termodinámica	110
4.4	Conclusiones.....	115
Capítulo 5: Reemplazo directo de HFC-245fa por HCFO-1224yd(Z) en una instalación real		117
5.1	Introducción	117
5.2	Metodología e instalación experimental.....	118
5.3	Resultados	124
5.3.1	Análisis del expansor	129
5.3.2	Eficiencia termodinámica	133
5.4	Conclusiones.....	140
Capítulo 6: Conclusiones		143
6.1	Conclusiones.....	143
6.2	Trabajos futuros.....	148
Referencias.....		151

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Tipos de aprovechamiento del calor residual.....	2
Figura 2.1: Variación de temperatura media de la superficie terrestre europea, relativa al período preindustrial. (Fuente: NOAA global temp ¹).	12
Figura 2.2: Consumo eléctrico global y consumo eléctrico proveniente de fuentes renovables y residuales ²⁰	14
Figura 2.3: Disposición de los componentes de un ORC con configuración básica y diagrama T-s correspondiente.	18
Figura 2.4: Posibles aplicaciones de los ORC de baja temperatura.....	19
Figura 2.5: Disposición de un ORC empleando colectores solares como fuente térmica.....	22
Figura 2.6: Diagrama del sistema ORC solar planteado por Bellos y Tzivanidis (2017) ⁴²	23
Figura 2.7: Disposición de un ORC empleado en una aplicación de biomasa.	24

Figura 2.8: Disposición de un ORC empleado en una aplicación geotérmica.	24
Figura 2.9: Diagrama de la instalación geotérmica de pozos petrolíferos abandonados del estudio de Yang et al. (2017) ⁴⁸ .	25
Figura 2.10: Diagrama de la instalación geotérmica del estudio de Behnam et al. (2018) ⁴⁹ .	26
Figura 2.11: (a) Diagrama de la combinación MGT-ORC del estudio de Cameretti et al. (2015) ⁵² , (b) Esquema de la propuesta de Al-Nimr et al. (2017) ⁵⁴ .	27
Figura 2.12: Disposición de los componentes de un ORC con configuración regenerativa (RORC) y diagrama T-s correspondiente.	33
Figura 2.13: Clasificación de las principales tecnologías de expansión utilizadas en instalaciones ORC ⁸³⁻⁸⁶ .	35
Figura 2.14: Esquema de la propuesta de sistema ORC sin bomba de Gao et al. (2015) ⁹⁵ .	41
Figura 2.15: Equivalente de CO ₂ emitido por gases HFCs por los países miembros de la unión europea ¹⁰⁶ .	45
Figura 2.16: Resumen de la evolución de los fluidos de trabajo empleados en ORC de baja temperatura y pequeña potencia.	48
Figura 2.17: Ejemplo del diagrama Temperatura-Entropía de un fluido isentrópico, seco y húmedo.	49
Figura 2.18: Precio eléctrico y Feed-in Tarif de los estados miembros de la unión europea. Datos extraídos en 2019 ⁴⁶ .	55

Figura 3.1: (a) Diagrama Temperatura-Entropía, (b) Curva Presión-Temperatura para el HFC-245fa, HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E) HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y R-514-A.....	61
Figura 3.2: Diagrama Temperatura - Entropía de un RORC y sus principales puntos a analizar.....	63
Figura 3.3: Disposición de los principales componentes de un RORC y principales puntos a analizar.....	64
<i>Figura 3.4: Flujograma de la metodología seguida para la optimización de la potencia generada.</i>	65
Figura 3.5: Caudal másico en función de la temperatura de la fuente de calor, temperatura de disipación a 20 °C con configuración RORC.	71
Figura 3.6: Potencia generada en el expansor en función de la temperatura de la fuente de calor: (a) temperatura de disipación a 20 °C con configuración RORC, (b) temperatura de disipación a 40 °C con configuración RORC, (c) temperatura de disipación a 20 °C con configuración BORC, (d) temperatura de disipación a 40 °C con configuración BORC.....	74
Figura 3.7: Eficiencia neta del ciclo en función de la temperatura de la fuente de calor: (a) temperatura de disipación a 20 °C con configuración RORC, (b) temperatura de disipación a 40 °C con configuración RORC, (c) temperatura de disipación a 20 °C con configuración BORC, (d) temperatura de disipación a 40 °C con configuración BORC.	78
Figura 3.8: Caudal volumétrico a la entrada del expansor en función de la temperatura de la fuente de calor: (a) temperatura de disipación a 20 °C con configuración RORC, (b) temperatura de disipación a 40 °C con configuración RORC.....	80

Figura 4.1: (a) Diagrama Temperatura-Entropía, (b) Curva Presión-Temperatura del HFC-245fa y HCFO-1224yd(Z).....	87
Figura 4.2: Disposición general del banco de pruebas experimental.	89
Figura 4.3: Modulo ORC proporcionado por RANK®	90
Figura 4.4: Disposición del módulo ORC.	91
Figura 4.5: Simbología usada para representar la disposición de la instalación empleada.	91
Figura 4.6: Fuente de calor empleada en este capítulo (fuente Moles, 2015 ³⁴).	92
Figura 4.7: Disposición de la fuente de calor empleada.	92
Figura 4.8: Disposición de la fuente de disipación empleada.	93
Figura 4.9: Instalación de disipación empleada en este capítulo (fuente Moles, 2015 ³⁴).	94
Figura 4.10: Balance de potencia térmica intercambiada en el evaporador y en el condensador.....	97
Figura 4.11: (a) Caudal másico en función de la temperatura máxima del ciclo, (b) densidad a la entrada del expansor en función de la temperatura máxima del ciclo.....	102
Figura 4.12: Temperatura de evaporación en función de la temperatura máxima del ciclo.....	103
Figura 4.13: (a) Potencia térmica de entrada en función de la temperatura máxima del ciclo, (b) Potencia térmica de salida en función de la temperatura máxima del ciclo.....	105

Figura 4.14: Eficiencia térmica en función de la temperatura máxima del ciclo.	106
Figura 4.15: (a) Relación de presión en función de la temperatura máxima del ciclo, (b) relación de volúmenes en función de la temperatura máxima del ciclo.	107
Figura 4.16: Eficiencia volumétrica del expansor en función de la temperatura máxima del ciclo.....	108
Figura 4.17: Eficiencia isentrópica del expansor en función de la temperatura máxima del ciclo.....	109
Figura 4.18: Eficiencia electromecánica del expansor en función de la temperatura máxima del ciclo.....	110
Figura 4.19: (a) Potencia obtenida en el expansor en función de la temperatura máxima del ciclo, (b) Potencia consumida por la bomba en función de la temperatura máxima del ciclo.	112
Figura 4.20: Potencia neta en función de la temperatura máxima del ciclo.	113
Figura 4.21: Eficiencia bruta en función de la temperatura máxima del ciclo.	113
Figura 4.22: Eficiencia neta en función de la temperatura máxima del ciclo.	114
Figura 5.1: Instalación experimental (a) vista exterior de la unidad ORC, (b) punto en el que se aprovecha el calor residual (fuente Peris, 2017 ⁵⁵).	119
Figura 5.2: Evolución de la temperatura de los gases de escape del horno a lo largo de una semana (fuente Peris, 2017 ⁵⁵).....	119

Figura 5.3: Histórico diario de temperaturas proporcionadas por la estación meteorológica más cercana durante 2018.	120
Figura 5.4: Puntos de medición de la instalación (fuente Peris, 2017 ⁵⁵).	121
Figura 5.5: (a) Caudal volumétrico a la entrada del expansor, (b) densidad a la entrada del expansor, (c) caudal másico en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.	126
Figura 5.6: Potencia térmica de entrada en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.	128
Figura 5.7: Presión máxima del ciclo en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.	128
Figura 5.8: (a) Relación de presión, (b) relación de volúmenes de expansión en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.	130
Figura 5.9: Eficiencia volumétrica del expansor en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.	131
Figura 5.10: Eficiencia isentrópica del expansor en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.	132
Figura 5.11: Eficiencia electromecánica del expansor en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.	133
Figura 5.12: (a) Potencia obtenida en el expansor en función de la temperatura de entrada del aceite térmico, (b) potencia consumida por la bomba en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.	135
Figura 5.13: Potencia eléctrica neta en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.	136

Figura 5.14: (a) Eficiencia bruta del ciclo, (b) eficiencia neta del ciclo en función de la temperatura de entrada del aceite térmico. 138

Figura 5.15: Comparativa entre los diferentes parámetros de desempeño obtenidos con el uso de HCFO-1224yd(Z). Diferencias relativas tomando como referencia el HCF-245fa..... 139

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Propiedades principales de las diferentes fuentes de calor empleadas en ORC de baja temperatura.....	14
Tabla 2.2: Demanda térmica requerida por diferentes procesos industriales.....	21
Tabla 2.3: Caracterización de fuentes de calor residual en función de la industria que las produce.....	28
Tabla 2.4: Adaptación de la tabla de Rahbar et al. (2017) ⁸² . Principales características de las diferentes tecnologías de expansión.....	38
Tabla 2.5: Clasificación de seguridad de los fluidos de trabajo de acuerdo con el Standard 34 de ASHRAE.....	49

Tabla 2.6: Fabricantes de ORCs de pequeña escala y baja temperatura.	51
Tabla 3.1: Propiedades termo-físicas y de seguridad del HFC-245fa, HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO1233zd(E), HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y R-314-A.	60
Tabla 3.2: Parámetros de operación establecidos	66
Tabla 4.1: Especificaciones técnicas principales del módulo ORC.	90
Tabla 4.2: Tipo de sensor empleado e incertidumbre asociada a cada sensor	95
Tabla 4.3: Condiciones de operación establecidas en el análisis experimental.	96
Tabla 4.4: Incertidumbre asociada a diferentes parámetros, resultado de la propagación de errores calculada.	99
Tabla 5.1: Información de los sensores.....	122
Tabla 5.2: Incertidumbres derivadas de la propagación de errores de los instrumentos de medida y de la extracción de datos de los estados estacionarios.	124

NOMENCLATURA

Siglas

ALT	Atmospheric Life Time (tiempo de vida atmosférico)
CFC	Chlorofluorocarbono
FIT	Feed-in tariff
GT	Gas Turbine (turbina de gas)
HCFC	Hidroclorofluorocarbonos
HCFO	Hidroclorofluoroolefinas
HFC	Hidrofluorocarbonos
HFO	Hidrofluoroolefinas
ICE	Internal Combustión Engines (motores de combustión interna)
MGT	Microgas Turbine (microturbinas de gas)
ODP	Ozone Depletion Potential (poder de agotamiento de la capa de Ozono)

OEL	Observable Exposer Level (nivel de exposición apreciable)
ORC	Organic Rankine Cycle (ciclo orgánico Rankine)
PCA	Potencial Calentamiento Atmosférico
RORC	Regenerative Organic Rankine Cycle
SIC	Specific Investment Cost

Símbolos

ε	Eficiencia / eficacia	%; (-)
P	Presión	MPa
\dot{Q}	Potencia térmica	kW
r	Ratio	-
s	Entropía	kJ/kg·K
T	Temperatura	°C
\dot{W}	Potencia mecánica	kW
η	Eficiencia	%
ν	Volumen específico	m ³ /kg

Subíndices

amb	ambiente
c	caliente
cond	condensación
crit	crítica

disip	disipación
evap	evaporación
f	frio
i	inlet (entrada)
is	isentrópica
x	expansor
max	máxima
min	mínima
n	neta
o	outlet (salida)
ov	overall (bruta/electromecánica)
p	pump (bomba)
rege	regenerador
vol	volumétrica

Capítulo 1: INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN

El comportamiento que ha tenido el ser humano a lo largo de los años, junto con otros factores, han hecho que la situación medioambiental actual sea alarmante. La temperatura de los océanos y de la superficie terrestre se ha visto incrementada¹. La quema de combustibles fósiles, las emisiones de gases de efecto invernadero y el calor residual emitido por parte de la industria, junto con otras muchas malas prácticas, son algunos de los responsables del cambio climático actual. Dicho problema, sumado al agotamiento de los recursos naturales, han llevado a la necesidad de buscar soluciones alternativas que permitan reducir la huella de carbono y minimizar los efectos nocivos de las actividades desarrolladas a diario por la humanidad.

Tanto la naturaleza como la industria, nos ofrece una gran cantidad y variedad de fuentes de calor de baja temperatura y pequeña potencia², que en muchas ocasiones no se están aprovechando. Si hablamos de energía térmica, se tiende a pensar que cuando ésta se encuentra por debajo de cierta temperatura ya no es rentable su recuperación, y por ello en la mayor parte de los casos se deja perder. Sin embargo, existen soluciones para recuperar dicho calor, bien aprovechando directamente el calor residual en el caso que sea posible por coincidencia de demandas compatibles (aprovechamiento pasivo a través de intercambiadores de calor), o bien revalorizando el calor ya sea mediante su transformación a niveles térmicos diferentes en caso de existir demanda, o mediante la transformación del calor residual en electricidad (Figura 1.1).

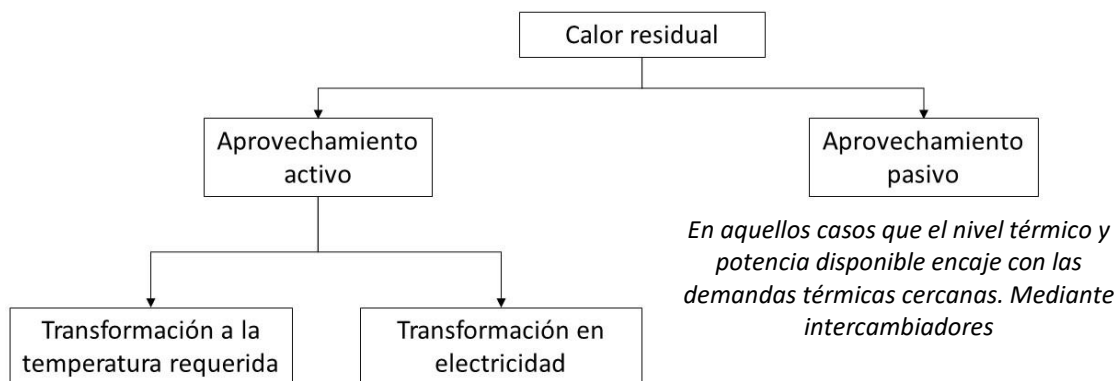


Figura 1.1: Tipos de aprovechamiento del calor residual.

En el caso de aprovechamiento activo, hay dos opciones: adecuar el nivel térmico de la fuente de calor en el caso de que haya demandas térmicas próximas, bien a través de sistemas bomba de calor para subir el nivel térmico o bien a través de sistemas de producción de frío, o su transformación en electricidad o electricidad y calor de forma combinada (cogeneración). Centrándonos en este último caso, entre las tecnologías para la revalorización de fuentes de calor de baja temperatura, destacan el Ciclo Orgánico Rankine (también conocido como ORC por sus siglas en inglés, Organic Rankine Cycle),

el ciclo Kalina y el ciclo flash-trilateral. De entre estas alternativas, es en aplicaciones de pequeña potencia donde destaca el uso de la tecnología ORC debido a su estructura sencilla, fiabilidad y fácil mantenimiento³⁻⁵. De modo que la implementación de un ORC de baja temperatura (< 200 °C) y pequeña escala (< 100 kW) permitiría el uso de fuentes energéticas consideradas de baja calidad, para la producción de energía eléctrica o incluso como cogeneración en algunos casos. Este tipo de tecnología permite producir energía de una manera respetuosa con el medioambiente; no obstante, hay cierta controversia respecto a los fluidos de trabajo empleados.

De hecho, a lo largo del tiempo, además de la optimización de los diferentes componentes y la búsqueda de configuraciones más eficientes, la búsqueda del fluido de trabajo óptimo ha estado siempre presente⁶. Las normativas respecto a este tema van en aumento y, por consiguiente, el rango de fluidos de trabajo disponibles se ha ido reduciendo. Acuerdos internacionales como por ejemplo el protocolo de Kyoto⁷, el Acuerdo de París⁸ o el Reglamento Europeo 517/2014⁹, han alimentado la necesidad de encontrar fluidos de trabajo alternativos a los hidrofluorocarbonos (HFCs) para uso en ORC. Es decir, no solo se buscan fluidos capaces de trabajar en ORC y ofrecer un buen comportamiento y propiedades termodinámicas, sino que también se busca que estos fluidos sean respetuosos con el medioambiente. Se buscan fluidos que tengan un poder de agotamiento de la capa de ozono (ODP por sus siglas en inglés, Ozone Depletion Potential) nulo y un bajo potencial de calentamiento atmosférico (PCA). Se requieren fluidos que se ajusten a las reducciones del valor de PCA, y al resto de normativas medioambientales actuales.

1.2 MOTIVACIÓN

Tal y como se ha comentado en la introducción, los fluidos de trabajo más comunes en ORCs de baja temperatura y pequeña potencia son los HFCs. Estos fluidos, a pesar de ofrecer unas buenas propiedades termodinámicas y un ODP nulo, tienen un alto PCA. Normativas como el Reglamento Europeo 517/2014⁹, intentan paliar este problema. Aunque no se prohíbe el uso de HFCs en sistemas ORC, este tipo de tecnología se ve indirectamente afectada, ya que las restricciones implementadas han hecho incrementar el precio de los HFCs y disminuir su disponibilidad. Por tanto, esta situación hace que sea necesario encontrar fluidos de trabajo alternativos.

Cuando se trata de baja temperatura y pequeña escala, el uso de HFC-245fa es uno de los más comunes en ORC¹⁰, ya que ofrece un buen comportamiento termodinámico y un valor de ODP nulo. No obstante, a pesar de no contribuir al deterioro de la capa de ozono, este fluido tiene un aspecto negativo en lo que respecta al punto de vista medioambiental. Su alto valor de PCA hace necesaria la búsqueda de fluidos de trabajo alternativos al HFC-245fa para uso en ORC de baja temperatura y pequeña potencia. Dichos fluidos, deberán tener unas propiedades termodinámicas similares a las del fluido de referencia, así como baja toxicidad y baja inflamabilidad, y por supuesto ser más respetuosos con el medioambiente.

Pero, el reto en la búsqueda de fluidos de trabajo de bajo PCA ya no es solamente que éstos puedan funcionar en ORCs de baja temperatura y pequeña potencia, se trata de encontrar fluidos capaces de sustituir a los actuales en instalaciones ya existentes, sin necesidad de modificar la instalación, o haciendo las mínimas modificaciones necesarias. Si bien es cierto que diferentes autores ya se han interesado por este tema, éste sigue siendo una cuestión abierta, ya que depende mucho de las características del ciclo y

de las condiciones de operación. De modo que, a raíz de la necesidad detectada, esta tesis tiene como objetivo la búsqueda de fluidos de trabajo alternativos de bajo PCA capaces de sustituir al HFC-245fa en instalaciones existentes.

Teniendo en cuenta la temática de la tesis y la problemática que abarca, la presente tesis ha sido desarrollada en el grupo de investigación ISTENER (Ingeniería de los Sistemas Térmicos y Energéticos), perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universitat Jaume I. Las investigaciones llevadas a cabo por el grupo ISTENER se encuentran dentro del área de las máquinas y motores térmicos, en línea con los objetivos de esta tesis. De hecho, dos de sus principales líneas de investigación son los sistemas de generación y microgeneración a partir de fuentes de calor de baja temperatura mediante tecnología ORC^{11,12}, y la búsqueda de nuevos fluidos de trabajo de bajo PCA para uso en instalaciones ORC^{13,14} y sistemas de compresión de vapor¹⁵. Sus instalaciones experimentales se localizan en los edificios TD y TT de la Escuela Superior de Tecnología y Ciencias Experimentales de la Universitat Jaume I.

1.3 OBJETIVOS

El objetivo principal de esta tesis es la búsqueda y análisis de fluidos de trabajo de bajo PCA adecuados para uso en ORC de baja temperatura y pequeña potencia, como sustitutos directos del HFC-245fa. A continuación, se detallan los objetivos específicos, los cuales permiten llegar a la consecución del objetivo principal:

- Revisión de la tecnología ORC de baja temperatura y pequeña potencia, prestando especial interés a los fluidos de trabajo.

- Determinar las potenciales alternativas de bajo PCA al uso de los fluidos actuales y realizar un análisis y comparación teórica de éstas, tomando como referencia el uso de HFC-245fa.
- Análisis experimental del fluido de trabajo seleccionado y comparación con el fluido de referencia en un banco de ensayos diseñado para el uso de HFC-245fa.
- Análisis experimental del fluido de trabajo seleccionado y comparación con el fluido de referencia en un equipo ORCs comercial (diseñado para HFC-245fa) en una aplicación real.
- Análisis de la idoneidad del uso de la alternativa propuesta en ORC de baja temperatura y pequeña potencia.

1.4 METODOLOGÍA

Para conseguir los objetivos planteados se sigue una metodología basada en la revisión del estado del arte y el análisis teórico y experimental. En esta tesis se plantea el uso de tecnología ORC para contribuir a la reducción de la huella de carbono, concretamente se centra en la recuperación de fuentes de calor de baja temperatura. En esta sección se muestra la metodología a seguir para alcanzar los objetivos específicos marcados, para poder llegar finalmente al objetivo principal de encontrar un fluido alternativo a los utilizados actualmente en ORCs de baja temperatura y pequeña potencia, pero favorable desde el punto de vista medioambiental.

Así, partiendo del uso del ciclo ORC para la recuperación de calor de baja calidad y la generación de energía eléctrica, para conseguir una imagen actualizada y ver el estado en el que se encuentra esta tecnología, se examina

la tecnología ORC en términos de aplicaciones, componentes, arquitecturas y, específicamente, se analizan los fluidos de trabajo.

Una vez visto el estado actual en el que se encuentra esta tecnología, la investigación se centra en la búsqueda de fluidos de trabajo de bajo PCA que puedan presentarse como potenciales candidatos para uso en ORC de baja temperatura y pequeña potencia. Para ello, se determina el fluido de referencia, es decir, el más utilizado en las instalaciones actuales de estas características, y se plantean las diferentes alternativas. El primer paso de esta tarea es analizar los diferentes candidatos teóricamente y comparar su comportamiento. A partir de los resultados obtenidos, se extraen las primeras conclusiones y se determina el fluido a estudiar experimentalmente.

Una vez se dispone del candidato a estudiar, el comportamiento de éste se compara con el del fluido de referencia en una instalación experimental de laboratorio. Primero se llevan a cabo los ensayos con el fluido de referencia, el objetivo es determinar las condiciones de operación bajo las cuales se va a realizar el estudio. Una vez se dispone de estos datos se realizan los ensayos bajo las mismas condiciones utilizando el fluido de bajo PCA seleccionado. Con el objetivo de corroborar la idoneidad del candidato propuesto y ver los resultados que se obtendrían con reemplazo directo del fluido en una aplicación real, se realiza la comparativa utilizando una instalación ORC empleada para recuperación de calor residual industrial.

Finalmente, toda esta información se utiliza para extraer las conclusiones finales y determinar mediante los resultados obtenidos teórica y experimentalmente, si el fluido propuesto es adecuado para sustitución del HFC-245fa en instalaciones ORC existentes de pequeña escala y baja temperatura.

1.5 ORGANIZACIÓN DEL DOCUMENTO

De acuerdo con los objetivos planteados y la metodología a utilizar, y con el objetivo de mostrar los resultados de una manera clara, el presente documento se estructura en los siguientes capítulos:

- Capítulo 1: Introducción. Este capítulo proporciona un contexto general al trabajo realizado, plasmando los motivos que han llevado a la realización de la tesis, estableciendo los diferentes objetivos y mostrando la metodología seguida para su consecución.
- Capítulo 2: Antecedentes. Este capítulo proporciona una visión global del estado de la tecnología estudiada. Para ello se revisan las diferentes configuraciones, aplicaciones, componentes principales, arquitecturas y fluidos de trabajo. Con objeto de dar apoyo a los datos bibliográficos, este capítulo también muestra la situación comercial de la tecnología ORC.
- Capítulo 3: Análisis teórico de los candidatos potenciales. Este capítulo contiene un análisis teórico de varias alternativas al uso de HFC-245fa en ciclos ORCs de baja temperatura y pequeña potencia. Se analizan las principales alternativas con bajo PCA encontradas con el fin de seleccionar el fluido a analizar experimentalmente.
- Capítulo 4: Reemplazo directo de HFC-245fa por HCFO-1224yd(Z) en un banco de ensayos. En este capítulo se analiza el uso del HFC-1224yd(Z) en un banco de ensayos diseñado para el testeo de fluidos de trabajo. Los resultados se comparan con los del HFC-245fa.
- Capítulo 5: Reemplazo directo de HFC-245fa por HCFO-1224yd(Z) en una instalación real. En este capítulo se pretende corroborar la viabilidad del uso del fluido alternativo en una aplicación real como

sustituto directo. Se comparan los resultados obtenidos con el uso de HFC-245fa y HCFO-1224yd(Z) en una aplicación real de recuperación de calor residual industrial.

- Capítulo 6: Conclusiones. Este capítulo recopila y analiza los principales resultados obtenidos a lo largo de los capítulos anteriores para extraer las conclusiones finales y determinar la viabilidad del uso del fluido propuesto como sustituto directo al HFC-245fa en ORCs de baja temperatura y pequeña potencia.

Capítulo 2: ANTECEDENTES

2.1 INTRODUCCIÓN

La situación medioambiental actual requiere un cambio de tendencia. Uno de los aspectos que más ha contribuido a llegar esta situación es el alto consumo energético, el cual ha aumentado considerablemente durante las últimas décadas, con las consecuencias dañinas que esto implica. La mayor parte de la energía consumida proviene de combustibles fósiles, haciendo que generalmente el alto consumo energético esté asociado a altas emisiones de CO₂ y otros gases efecto invernadero, contribuyendo así al calentamiento global, Figura 2.1.

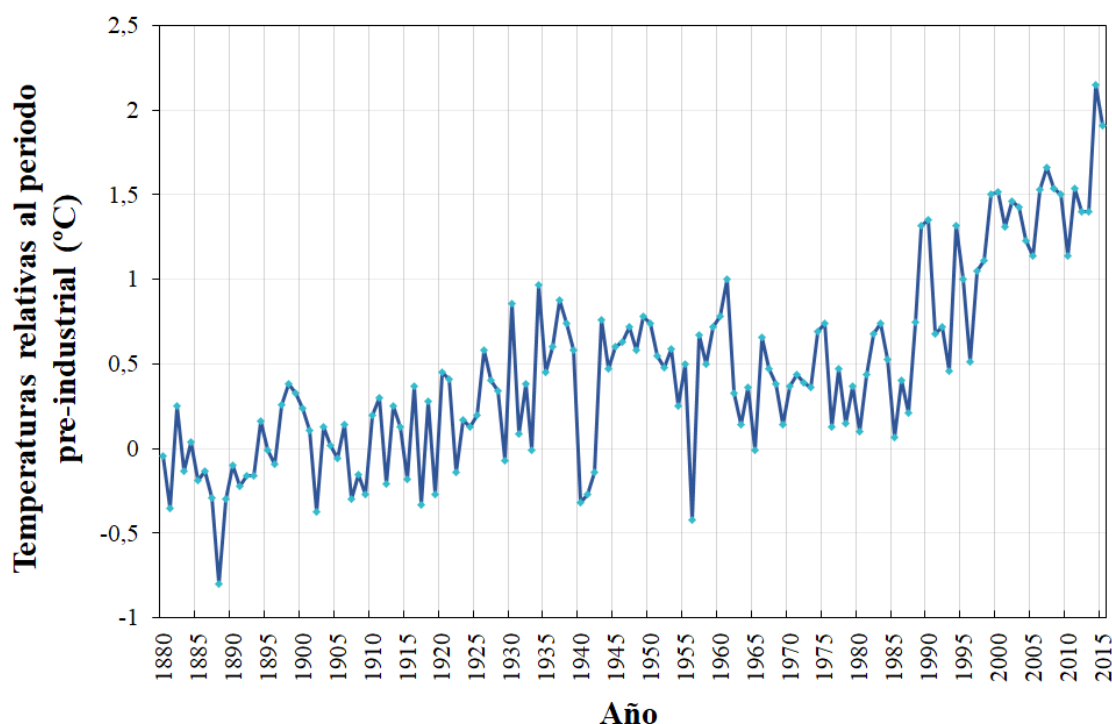


Figura 2.1: Variación de temperatura media de la superficie terrestre europea, relativa al período preindustrial. (Fuente: NOAA global temp¹).

Además del aumento del consumo energético, en términos generales, solo el 28% de la energía consumida es finalmente aprovechada. Del total de energía desaprovechada, el 52% se desperdicia en forma de calor residual, considerándose el 63% de éste de baja calidad debido a su relativa baja temperatura¹⁶. Si nos centramos en el sector industrial, entre el 20% y 50% de la energía consumida se desperdicia en forma de calor residual¹⁷, encontrándose el 50% de éste a baja temperatura¹⁸. Sumado a este hecho, otro problema importante es la contaminación térmica asociada. Este tipo de contaminación se produce al emitir corrientes de líquido o gas a temperatura superior a la del ambiente externo.

El sector industrial es uno de los principales causantes de la contaminación térmica, habiendo muchas industrias que vierten corrientes a altas temperaturas directamente al ambiente sin refrigerarlas adecuadamente. Con

el objetivo de solventar este problema, la legislación actual limita la temperatura de emisión de corrientes de agua a 40 °C¹⁹. Para reducir la temperatura de las emisiones suelen emplearse sistemas de refrigeración, aunque existe otra alternativa más interesante desde el punto de vista de la sostenibilidad energética. Mediante los medios adecuados este calor residual de baja temperatura podría ser aprovechado.

Es importante señalar que las fuentes de calor artificiales no son las únicas susceptibles de recuperación, pudiéndose también sacar partido de fuentes de calor naturales con la tecnología y los medios adecuados. En la naturaleza podemos encontrar diferentes fuentes de calor con un alto potencial que actualmente están siendo desaprovechadas, por considerarse generalmente de baja calidad. Las fuentes renovables de baja temperatura tienen una gran capacidad que podría aprovecharse con la tecnología correcta. Aunque durante los últimos años la concienciación social ha hecho que el consumo de energías renovables aumente, todavía queda mucho por hacer. La Figura 2.2 muestra este hecho, pudiéndose ver como el consumo energético de fuentes renovables ha aumentado (eje secundario), pero lo ha hecho en mucha menor medida de lo que lo ha hecho el consumo energético global (eje primario)²⁰, siendo solo entre un 9.7% y un 12.7% del consumo total eléctrico lo producido por fuentes de energía alternativas.

La Tabla 2.1 (tabla modificada²) resume algunas de las características principales de diferentes fuentes térmicas, tanto de calor residual como provenientes de energías renovables, centrándose en baja temperatura (< 300 °C para gases y < 200 °C para líquidos). De esta tabla se puede apreciar el gran potencial que tienen este tipo de fuentes.

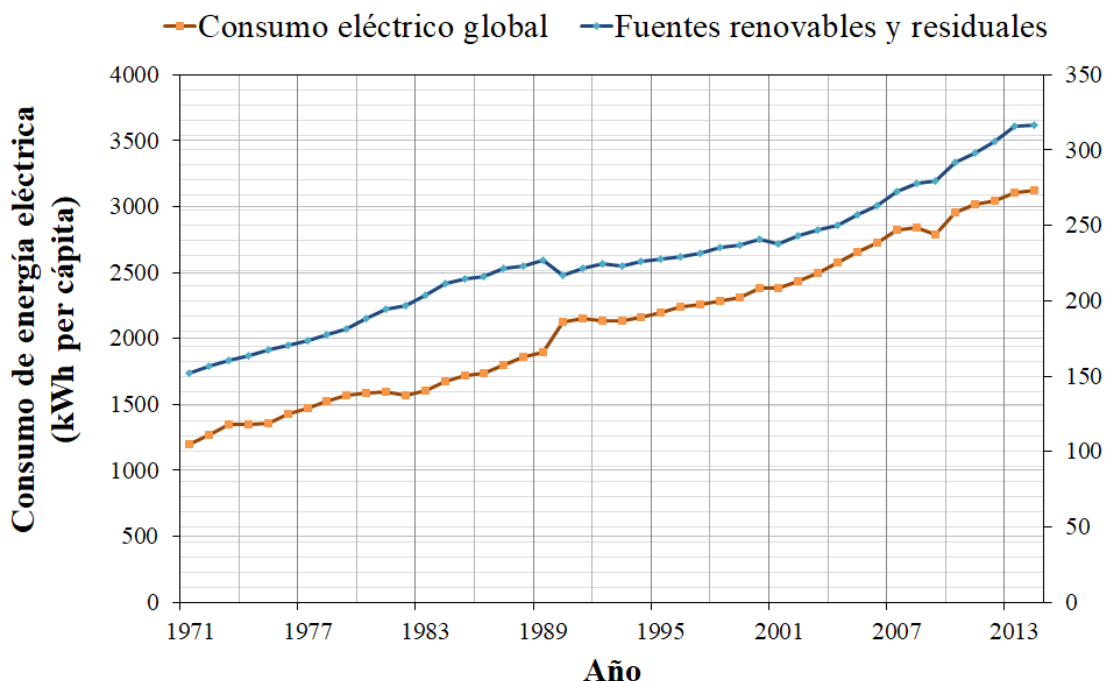


Figura 2.2: Consumo eléctrico global y consumo eléctrico proveniente de fuentes renovables y residuales²⁰.

Tabla 2.1: Propiedades principales de las diferentes fuentes de calor empleadas en ORC de baja temperatura.

Fuente	Temperatura (°C)	Capacidad (kW)	Medio
Industria	80 – 500	125 – 3000	Aire, agua o vapor
	Principalmente: 200 – 300	Gran industria: 10000	
Calor residual ICE	Sistemas refrigeración: 80 – 100	95 – 6500	Agua o aire con otros gases
	Gases de escape: 400 – 900		
Calor residual GT	250 – 550	50 - 6500	Aire con otros gases
Geotermia	80 – 180	600 – 27000	Agua con salmuera
Colectores solares	< 300	< 30000	Agua o aceite
Estanque solar	80 – 90	6 – 5000	Agua
Biomasa	~ 300	100 – 1500	Aceite

Por tanto, teniendo en cuenta la situación medioambiental comentada y las alternativas disponibles en el entorno, gobiernos de diferentes países han ido implementando medidas y creando legislaciones al respecto. El objetivo final de estas restricciones y prohibiciones es, además de la concienciación social, orientar nuestras acciones hacia prácticas medioambientales sostenibles, y es aquí donde entran en juego los métodos alternativos de generación eléctrica.

Algunas de las soluciones para reducir la huella de carbono son la eficiencia energética^{21,22} y el uso de fuentes de energía alternativas, tanto fuentes renovables como recuperación de calor residual. Utilizar este calor directamente en otro proceso es la mejor alternativa, pero esta opción no siempre es posible. En los casos donde no sea posible la recuperación directa, el calor puede ser utilizado para producción eléctrica, lo cual puede conseguirse mediante un ciclo de potencia. La mayor parte de sistemas de recuperación lo hacen a partir de fuentes a media o alta temperatura (200-500 °C)²³, no obstante, el potencial de las fuentes de baja temperatura es realmente alto y actualmente la mayor parte está siendo desaprovechado. Por lo tanto, el verdadero reto es encontrar una tecnología que sea capaz de recuperar este calor de baja calidad de una manera eficiente, económicamente viable y al mismo tiempo respetuosa con el medioambiente.

Existen diferentes tecnologías mediante las cuales pueden lograrse estos objetivos. Los ciclos de potencia nos permiten revalorizar el calor convirtiéndolo en trabajo, pudiendo generar con ello energía eléctrica. Cuando se dispone de fuentes de calor de relativa baja temperatura, los ORC destacan por ser una solución a este problema, motivo por el que durante los últimos años esta tecnología se ha encontrado en pleno auge. Esta popularidad queda reflejada en el aumento de patentes y de investigaciones que se han realizado en relación con los ORCs⁶.

A pesar de que a primera vista pueda parecer una tecnología sencilla, existen muchas variantes y maneras de mejorarla, tanto a nivel medioambiental como a nivel de eficiencia, coste y tamaño. De hecho, gran parte de los estudios relacionados con los ORC de baja temperatura y pequeña potencia se orientan hacia su optimización. Diversos autores han sido los que han revisado el estado de esta tecnología²⁴. Por ejemplo, Tchanche *et al.* (2011)²⁵, Vélez *et al.* (2012)²⁶ y Tchanche *et al.* (2014)²⁷ muestran en sus trabajos las diferentes aplicaciones de los ORCs. En concreto, este último también examina las principales configuraciones utilizadas, así como Lecompte *et al.* (2015)²⁸, e Iglesias Garcia *et al.* (2018)²⁹, que también centran sus trabajos en las arquitecturas. Del mismo modo, existen diversas publicaciones sobre los fluidos de trabajo y de los criterios a tener en cuenta para seleccionarlos, siendo un ejemplo de ello los trabajos de Chen *et al.* (2010)³, Tchanche *et al.* (2011)²⁵ y Bao y Zhao (2013)³⁰.

Teniendo en cuenta el gran volumen de investigaciones al respecto, este capítulo tiene como objetivo crear una imagen de la evolución de los ORC y de su situación actual, revisando las aplicaciones, así como sus principales componentes, arquitecturas y fluidos de trabajo. Además, en esta sección también se muestra la situación comercial actual en la que se encuentra esta tecnología.

2.2 TECNOLOGÍA ORC

Para la recuperación de calor de baja calidad y producción a pequeña escala, el ORC destaca como una de las soluciones más atractivas. Esta tecnología ofrece la posibilidad de transformar este calor en electricidad, aumentando así la eficiencia energética de las instalaciones donde se implemente y

consiguiendo un ahorro económico. Esta tecnología permite tanto la revalorización de calor residual, como el aprovechamiento de fuentes de energía renovable. Además, ofrece la posibilidad de usar parte del calor en un proceso diferente al mismo tiempo que se está produciendo la energía eléctrica. Es decir, los ORC pueden trabajar como sistemas de cogeneración, lo que resulta realmente atractivo a la hora de mejorar la eficiencia energética³¹, mejorando considerablemente la viabilidad económica del sistema.

Los ORC son similares a los ciclos Rankine de vapor, teniendo los dos los mismos componentes, pero siendo la diferencia que el primero utiliza un fluido orgánico en lugar de agua, hecho que implica tanto ventajas como inconvenientes³². Algunos de los beneficios de utilizar fluidos orgánicos son las bajas temperaturas y presiones de evaporación, su curva de saturación y el hecho de tener una presión de condensación superior a la atmosférica³³. Comparando los dos ciclos, para bajas temperaturas el ORC ofrece una mayor potencia neta, eficiencia de la turbina y eficiencia térmica. Sin embargo, no todo son ventajas, ya que el bajo coste, la accesibilidad, bajo PCA, cero ODP, toxicidad nula y la no inflamabilidad que ofrece el agua también deben considerarse. Por tanto, al hacer un balance entre ventajas e inconvenientes³², debido a la simplicidad de los componentes, el bajo mantenimiento y supervisión, y las propiedades de los fluidos orgánicos, la tecnología ORC destaca para revalorización de fuentes a baja temperatura y aplicaciones de pequeña escala³⁴. Por otro lado, el ciclo de vapor queda reservado para fuentes a alta temperatura y aplicaciones de mayor rango de potencia³⁵.

Los principales componentes de los ORC son el condensador, evaporador, bomba, expansor y fluido de trabajo. El ORC evapora el fluido orgánico a alta presión y se beneficia del trabajo generado en la expansión. El funcionamiento

de esta tecnología es muy sencillo, el fluido se impulsa mediante una bomba hacia el evaporador (1→2), donde el fluido de trabajo se evapora gracias a la energía térmica que aporta la fuente de calor (2→3). Después, el fluido entra en estado gaseoso en el expansor, donde se genera un trabajo que puede emplearse para la producción eléctrica (3→4). Finalmente, el fluido de trabajo pasa por el condensador, donde disminuye la temperatura y condensa el fluido de trabajo gracias a la disipación de energía térmica que se realiza al exterior (4→1), pudiendo ser ésta utilizada en otro proceso. Una vez llegados a este punto el fluido de trabajo vuelve a pasar por la bomba y a ser impulsado otra vez por el circuito; el ciclo vuelve a empezar.

La Figura 2.3 muestra el ciclo en su configuración más básica, correspondiendo el diagrama T-s mostrado a un ciclo ideal. Para aproximar este modelo a la realidad se debería tener en cuenta la eficiencia isentrópica tanto del expansor como de la bomba, es decir, la relación entre el trabajo real y el trabajo en condiciones ideales. Además, se podría añadir subenfriamiento (reducir la temperatura por debajo de la temperatura de condensación) para evitar posible cavitación en la bomba y recalentamiento (sobrepasar la temperatura de evaporación) para asegurarnos que el fluido sale en estado completamente vapor del expansor³⁶.

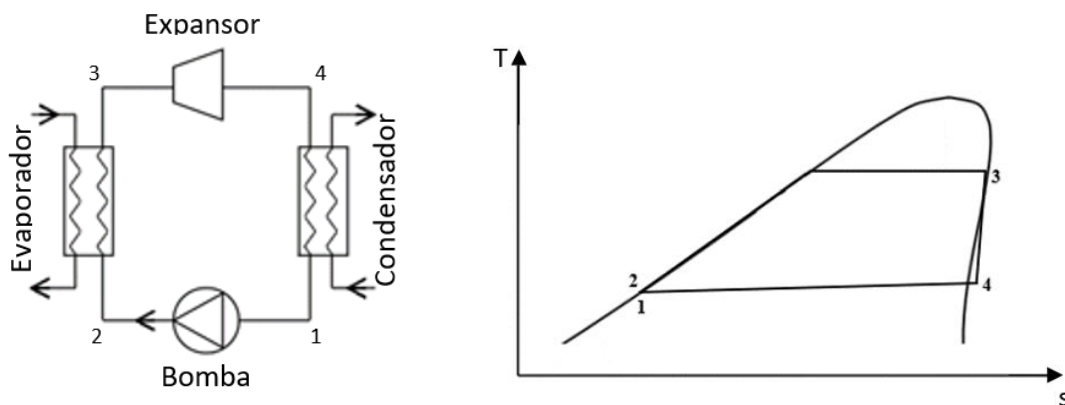


Figura 2.3: Disposición de los componentes de un ORC con configuración básica y diagrama T-s correspondiente.

2.3 APLICACIONES

Las aplicaciones de los ORC pueden clasificarse atendiendo a diferentes aspectos como, por ejemplo, la fuente térmica o el aprovechamiento energético final. Si la clasificación se hace en función de la fuente de calor de la que se dispone, encontramos dos grandes grupos: las aplicaciones de recuperación de calor residual y las de aprovechamiento de fuentes renovables (Figura 2.4). Cuando la clasificación se hace en función del aprovechamiento energético final, se puede diferenciar entre aquellas aplicaciones que solamente aprovechan la energía mecánica del ciclo para la generación eléctrica, y aquellas aplicaciones que aprovechan tanto la energía mecánica como térmica del ciclo, siendo este último concepto lo que comúnmente se conoce como cogeneración.

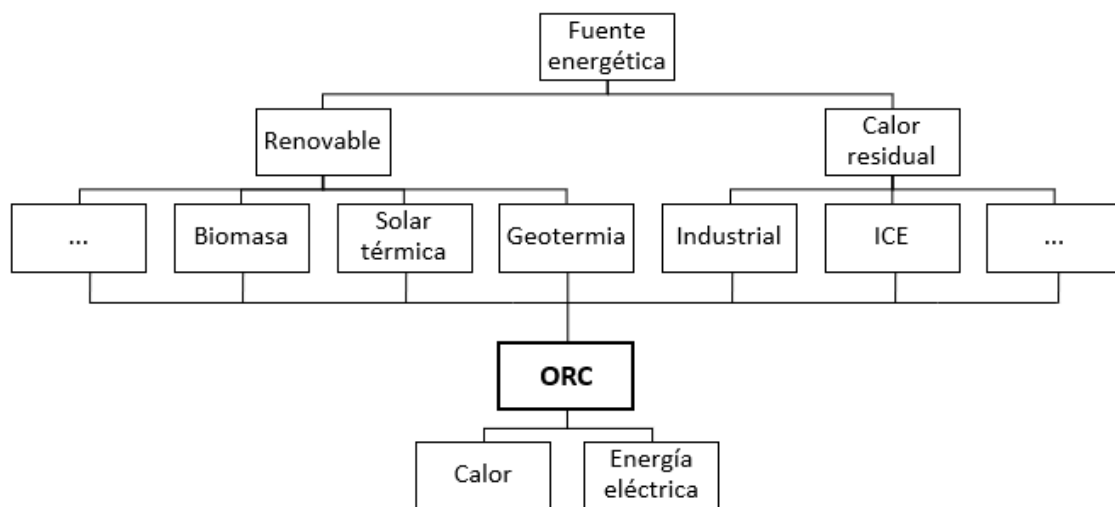


Figura 2.4: Posibles aplicaciones de los ORC de baja temperatura.

Debido al abanico de posibilidades que ofrece, son varios los autores que han recopilado las principales aplicaciones de la tecnología ORC. Por ejemplo, Tchanche *et al.* (2011)²⁵ examina varias aplicaciones de recuperación de fuentes de baja calidad; Vélez *et al.* (2012)²⁶ y Tchanche *et al.* (2014)²⁷ revisan las aplicaciones en función de la fuente. Además, Obi (2015)³⁷ recopila

diferentes estudios sobre instalaciones ORC de pequeña escala, resumiendo los puntos principales.

A continuación, se comentan los principales usos de la tecnología ORC de pequeña escala. Esta sección solamente resume las aplicaciones más relevantes en las que se utilizan fuentes de calor de baja temperatura, diferenciando si se tratan de fuentes de calor presentes en la naturaleza o fuentes de calor residuales. También se ha considerado importante, dedicar un apartado a la cogeneración.

2.3.1 Cogeneración mediante ORC

Los ORC pueden trabajar como un sistema de cogeneración, es decir, además de producir electricidad, el calor disipado por el condensador puede ser utilizado para otra aplicación. Con objeto de demostrar la posibilidad de emplear los ORC como sistemas de cogeneración, la Tabla 2.2 (adaptación de la tabla elaborada por Brückner *et al.*, 2015³⁸) muestra las demandas de calor requeridas en diferentes procesos industriales.

La implementación de sistemas de recuperación de calor contribuye a mejorar la eficiencia energética, lo que también conlleva cierto ahorro económico. Con este aprovechamiento térmico, además de generar electricidad, se consigue reducir la temperatura de la fuente de calor, favoreciendo así a reducir el problema de la contaminación térmica comentado en la introducción. Si esto lo sumamos al hecho de tener la oportunidad de utilizar el calor disipado por el condensador, y trabajar así como un sistema de cogeneración, la viabilidad de este tipo de aplicaciones aumenta considerablemente.

Tabla 2.2: Demanda térmica requerida por diferentes procesos industriales.

Industria	Proceso	Temperatura (°C)
Alimentaria	Limpieza	60
	Pasteurización	65
	Secado	30–90
		30–120
	Lavado	50–90
		40–85
	Tratamiento térmico	40–80
	Drenaje	40–60
Textil	Lavado	38–104
	Blanqueamiento	40–80
Industria del papel	Secado de papel	60–100
Procesos minerales no metálicos	Secado de rocas, ladrillos, arena y otros minerales	50–120
Otros	Limpieza de metales	35–150
		60–90

2.3.2 Fuentes renovables de calor

En el periodo de transición energética en el que nos encontramos, las energías renovables tienen un papel esencial. La naturaleza nos ofrece diferentes tipos de energía, en diferentes formas: energía cinética, energía térmica, etc. Mediante la implementación de ORCs se puede aprovechar la energía térmica presente en fuentes naturales, como por ejemplo la solar, biomasa o geotermia.

En la energía solar, si nos centramos en la termoconversión, los colectores juegan un papel clave, ya que son los encargados de captar la energía solar y transformarla en energía térmica. La energía solar de concentración es una de las soluciones más populares, en la que mediante colectores lineales y

puntuales, la energía térmica se concentra y se transmite a un fluido de trabajo, llevándolo a alcanzar altas temperaturas; posteriormente, este calor se convierte en energía eléctrica mediante ciclos de potencia³⁹. Sin embargo, el aprovechamiento de energía solar mediante tecnología ORC implica ciertas ventajas respecto a la solar de concentración. Por un lado, se consigue reducir los costes de los colectores, al requerir menores temperaturas, pudiéndose emplear colectores planos (80 °C y 90 °C) o de vacío (100 °C y 120 °C), ya que la concentración ya no es necesaria. Además, el uso de ORCs en aplicaciones solares tiene otras ventajas, siendo una de las más interesantes permitir dotar de energía eléctrica y térmica a regiones aisladas³³.

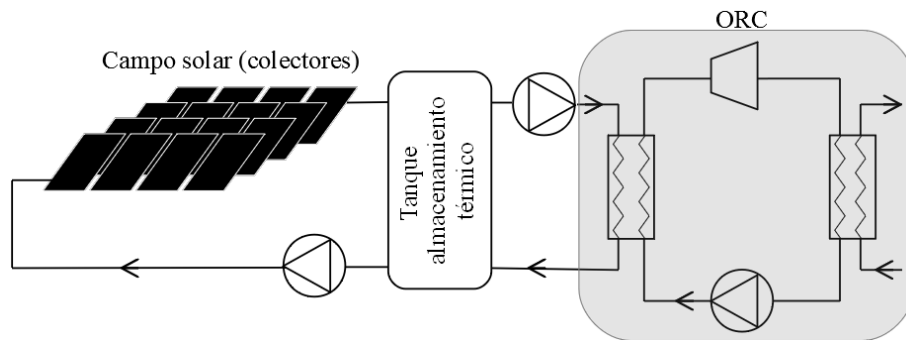


Figura 2.5: Disposición de un ORC empleando colectores solares como fuente térmica.

Diversos autores han estudiado la aplicación solar en ORCs. Por ejemplo, Aboelwafa *et al.* (2017)⁴⁰ hace una revisión de termoconversión solar mediante ORCs, centrándose en fluidos de trabajo y aplicaciones. También existen algunas propuestas innovadoras para este tipo de aplicaciones como, por ejemplo, investigaciones que proponen el uso de nanofluidos. Saadatfar *et al.* (2014)⁴¹ propone el uso de un nanofluido orgánico como fluido de trabajo de un ORC en una planta solar térmica, obteniendo una mayor eficiencia termodinámica en comparación con el fluido de referencia (bajo condiciones óptimas); además, también consigue una reducción del tamaño de los intercambiadores. Bellos y Tzivanidis (2017)⁴², estudian el comportamiento de un ORC con configuración regenerativa, testeando

diferentes fluidos orgánicos para el ORC y diferentes nanofluidos para los colectores cilindroparábolicos con los que se capta la energía térmica, Figura 2.6. Empleando nanofluidos en el circuito secundario en lugar de aceite térmico puro, consiguen una mejora de la producción eléctrica de hasta un 1.75%.

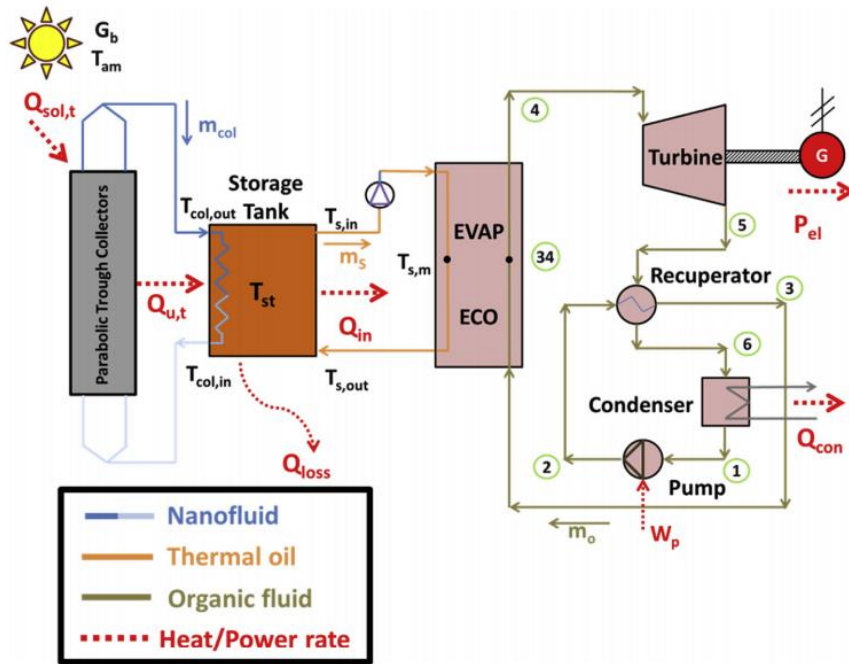


Figura 2.6: Diagrama del sistema ORC solar planteado por Bellos y Tzivanidis (2017)⁴².

Por otro lado, la energía presente en la biomasa también es susceptible de recuperación, pudiendo convertirse en energía eléctrica. La energía térmica se obtiene mediante una caldera, y este calor se transforma en electricidad mediante un ciclo de potencia, Figura 2.7. Centrándonos en el rango de bajas temperaturas, las calderas de biomasa más habituales son las no presurizadas, que proporcionan agua hasta a 100 °C, pudiendo alcanzar los 150 °C si se emplean calderas presurizadas, aunque existen calderas específicas de biomasa de aceite térmico y vapor a temperaturas superiores. Centrándonos en este rango de bajas temperaturas, se puede producir energía eléctrica mediante la implementación de un ORC. El uso de ORC de pequeña escala en aplicaciones de biomasa se está popularizando en el ámbito doméstico⁴³, en

edificios⁴⁴ y recientemente en granjas⁴⁵. Esto en parte se debe a que, además de tratarse de una energía de fácil acceso y de ser una tecnología sencilla que requiere de poco mantenimiento, en algunos países existen programas de incentivación al uso de energías renovables⁴⁶. Por ejemplo, en Reino Unido la cogeneración con biomasa recibe una subvención a través del llamado “Renewable Heat Incentive” (RHI)⁴⁶. Es por ello que, durante los últimos años, se ha incrementado la implementación de esta tecnología en granjas⁴⁵. Este tipo de incentivo hace rentable la implementación de ORCs y consigue periodos de recuperación bajos.

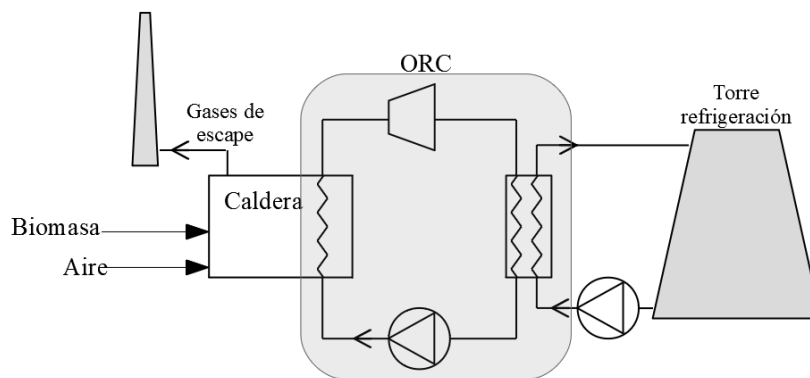


Figura 2.7: Disposición de un ORC empleado en una aplicación de biomasa.

La energía geotérmica también puede aprovecharse mediante un ORC. Gran parte de la energía geotérmica se encuentra a baja temperatura, entre 100 °C y 150 °C, siendo posible su aprovechamiento mediante esta tecnología^{33,47}, quedando el uso de ciclos de vapor para mayores temperaturas.

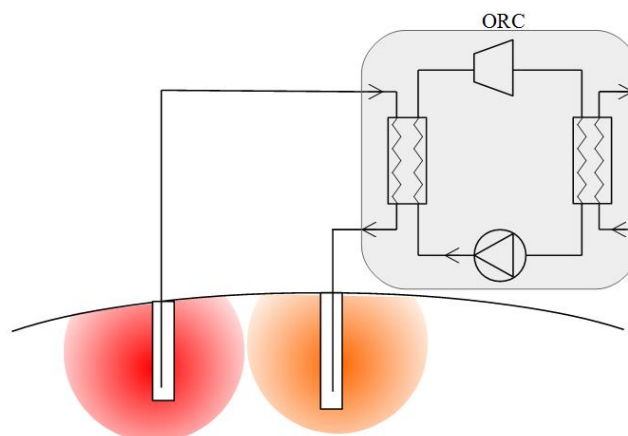


Figura 2.8: Disposición de un ORC empleado en una aplicación geotérmica.

Durante los últimos años, se han propuesto algunas alternativas innovadoras; por ejemplo, Yang *et al.* (2017)⁴⁸ estudia experimentalmente la recuperación de calor de pozos petroleros abandonados mediante un ORC equipado con una turbina axial de cuatro etapas, empleando HFC-245fa como fluido de trabajo, Figura 2.9. Behnam *et al.* (2018)⁴⁹ analiza la viabilidad de un sistema de trigeneración de frío, calor y electricidad a partir de una fuente geotérmica a 100 °C, Figura 2.10. También existe la posibilidad de combinar dos ciclos diferentes, y aprovechar la salida de un ciclo flash, para usarla como fuente de calor en un ORC^{50,51}.

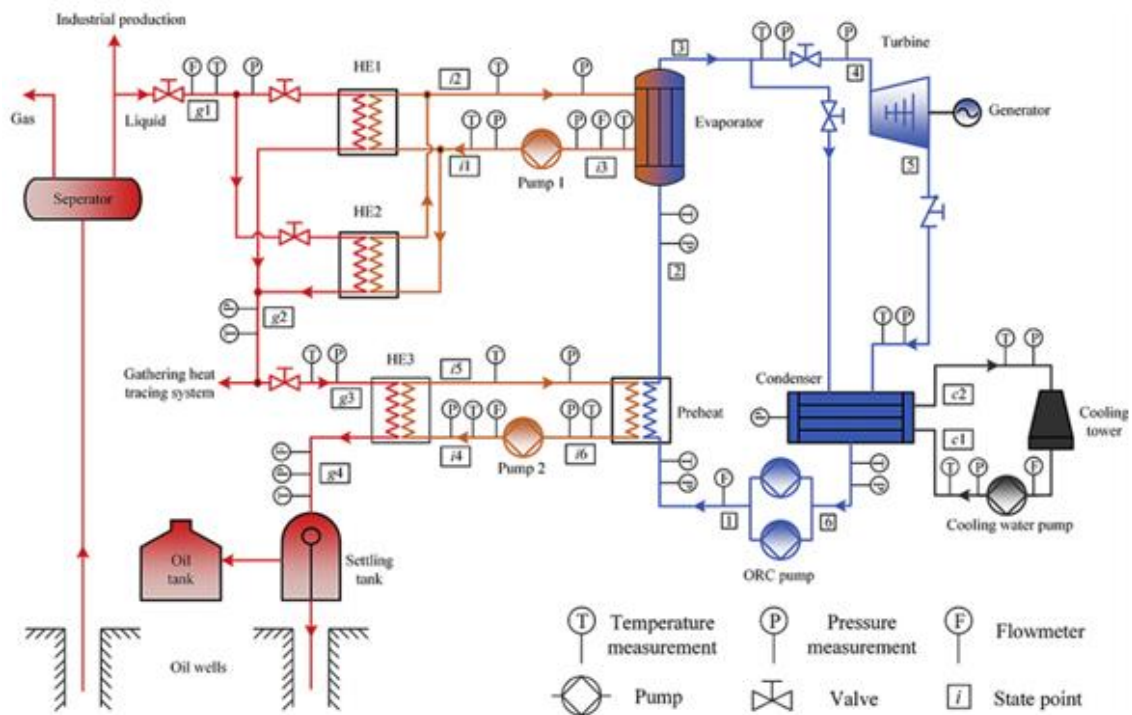


Figura 2.9: Diagrama de la instalación geotérmica de pozos petrolíferos abandonados del estudio de Yang *et al.* (2017)⁴⁸.

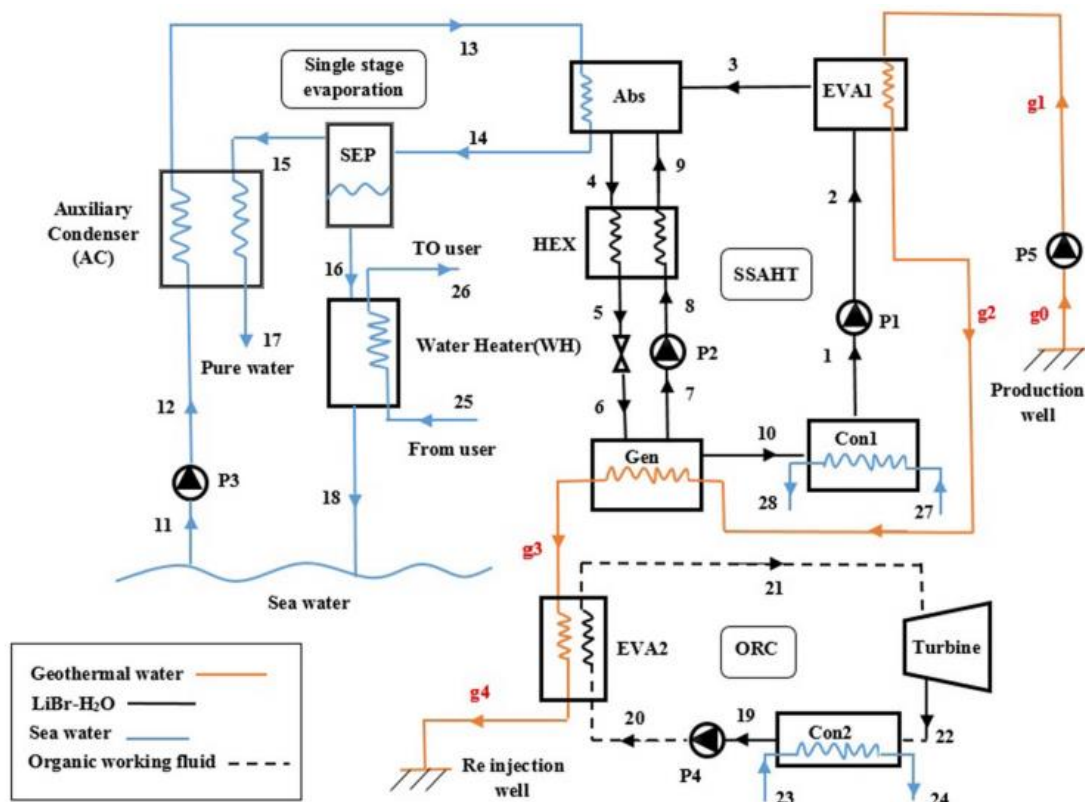


Figura 2.10: Diagrama de la instalación geotérmica del estudio de Behnam et al. (2018)⁴⁹.

Existen más tipos de energías renovables que pueden recuperarse mediante un ORC, tales como, el biogás, la energía térmica oceánica o incluso emplear una combinación de diferentes fuentes. Por ejemplo, Cameretti *et al.* (2015)⁵² propone un sistema híbrido de microturbina de gas (MGT) y ORC: la microturbina utiliza un campo solar como fuente de energía, y el ORC recupera la energía térmica restante a la salida de ésta, Figura 2.11(a). Patel *et al.* (2017)⁵³ analiza un sistema compuesto por un ORC, alimentado por energía solar y biomasa, en cascada con un sistema de absorción-compresión. Al-Nimr *et al.* (2017)⁵⁴ propone un sistema combinado de generación a partir de energía solar, compuesto por un sistema fotovoltaico-térmico que alimenta térmicamente a un ORC integrado con un condensador geotérmico y a una unidad de almacenamiento energético, Figura 2.11(b). Como resultados

obtuvieron que el uso del sistema ORC aumenta la eficiencia general y, dado que también funciona como un sistema de enfriamiento, extiende la vida útil de la parte fotovoltaica.

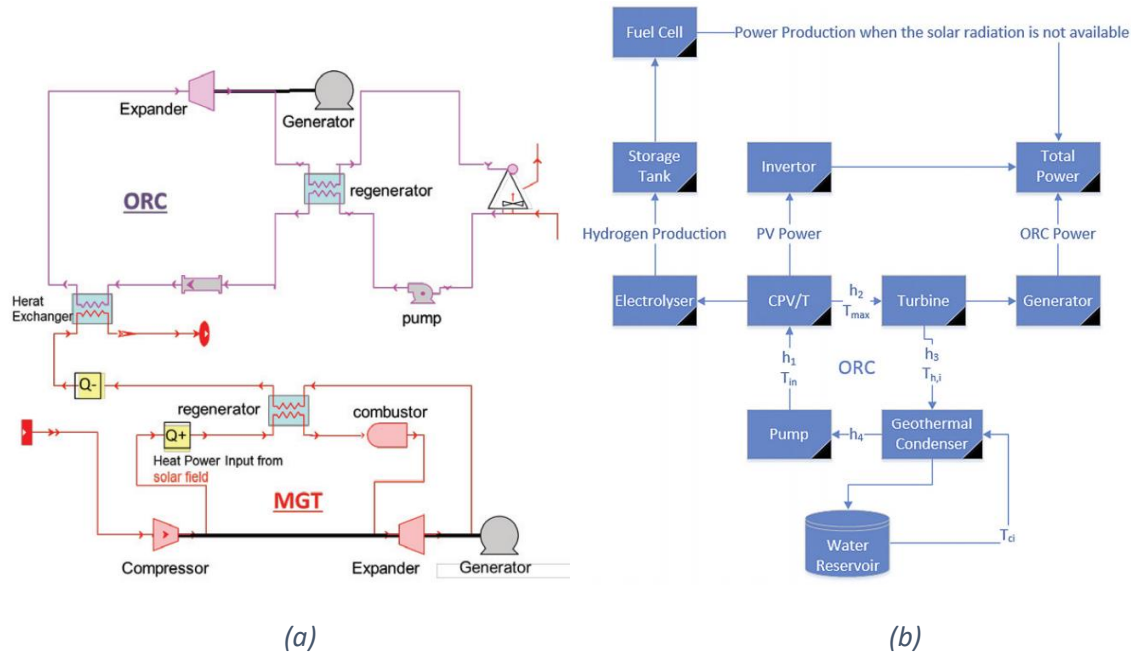


Figura 2.11: (a) Diagrama de la combinación MGT-ORC del estudio de Cameretti et al. (2015)⁵², (b) Esquema de la propuesta de Al-Nimr et al. (2017)⁵⁴.

2.3.3 Fuentes de calor residual

Según lo introducido en el capítulo anterior, además de las fuentes naturales, en nuestro entorno podemos encontrar gran cantidad de fuentes de calor residual que están siendo desaprovechadas. Estas fuentes de calor residual pueden ser gases de combustión, flujos de productos y caudales de agua.

El calor residual se puede clasificar en dos grupos principales⁵ en función de su origen: el que proviene de procesos industriales y el que proviene de aplicaciones de otros ciclos de potencia/máquinas térmicas, como por ejemplo las turbinas de gas (GT), las microturbinas de gas, los motores de combustión interna (también conocidos como ICE por sus siglas en inglés,

Internal Combustion Engines), las bombas de calor y los compresores de vapor.

El sector industrial tiene una amplia disponibilidad de fuentes de calor residual. Por regla general, cuanto mayor sea su temperatura, mayor será su capacidad de recuperación, no obstante, existe una cantidad considerable de calor residual a baja temperatura que está siendo desaprovechado. Este gran potencial de recuperación viene reflejado en la Tabla 2.3, la cual muestra diferentes fuentes de calor residual en función de la industria que las proporciona. Esta tabla solo contiene fuentes de calor de baja temperatura, susceptibles de ser recuperadas mediante ORC ^{16,25,38,55}.

Tabla 2.3: Caracterización de fuentes de calor residual en función de la industria que las produce.

Industria	Proceso	Temperatura (°C)	Ref.
Cemento	Gases de escape de horno	200-350 / 300-450	25
	Gas de enfriamiento de horno	200-300	
Acero	Hornos de arco eléctrico	250	56
	Calentadores de alto horno	250-300	57
	Gas de chimenea de horno de coque	190	
	Máquinas de soldar y moldear por inyección	32-88	17
	Quemadores de aceite	85, 200	
	Horno de soplado y cúpula	85	
Quemadores de gas	85, 200		
Vidrio	Vidrio plano	160-200 / 300-500	57
	Contenedores de fusión de vidrio	160-200 / 140-160	
	Fusión de fibra de vidrio	140-160	

Industria	Proceso	Temperatura (°C)	Ref.
Química	Escape de la caldera	230	58
	Gases de refinería	150-300	
	Quemadores de aceite	85, 200	17
	Gasificador	100, 150	
	Quemador	85	
	Quemador de gas	150	
	Reformador de vapor	85	59
Compresor	80		
Alimenticia	Gases de escape	164	60
	Freidoras	120-212	
Cerámica	Gases de escape del horno	220	61
	Gas de enfriamiento de horno	200-300	62
Transporte, equipos, maquinaria, comida y tabaco, construcción, textil y piel	Quemadores de aceite	85; 200; 300	17,63,6 4
	Motor diésel	200	17
	Motor de petróleo	85	17,64
	Horno de carbón/quemador	85, 200	17
	Quemador de gas	300	63,64
	Otros motores	85	17,64
	Compresores	80	59
Minas y canteras, pasta de papel e impresión, madera y productos de madera	Quemadores de aceite	300	63,64
	Motor diésel	200	17
	Motor de petróleo	85	17,64
	Horno de carbón/quemador	85; 200	17
	Quemador de gas	300	63,64
	Otros motores	85	17,64
Sin especificar	Hornos de secado, cocción y curado	90-230	65
	Agua de refrigeración de los hornos de recocido	70-230	

Industria	Proceso	Temperatura (°C)	Ref.
	Gases de escape de dispositivos de recuperación en calderas de gas, hornos de etileno, etc.	70-230	
	Calderas convencionales de agua caliente	60-230	66
	Líquido/sólido procesado en caliente	30-230	
	Agua de refrigeración de ICE	70-120	65
	Proceso de condensación del vapor	50-90	
	Cojinetes	32-88	
	Creación de moldes	27-88	17
	Bombas	27-88	
	Quemadores de aceite	300	63,64
	Motor Diesel	200	17
	Motor de petróleo	85	17,64
	Horno de carbón / quemador	85, 200	17
	Quemador de gas	300	63,64
	Otros motores	85	17,64
	Compresor	80	59

A pesar del gran potencial que se acaba de mostrar, son pocas las industrias que aprovechan la oportunidad. No se trata de una aplicación popularizada en el entorno industrial, ya que típicamente ha sido considerada como una tecnología de alto coste con una eficiencia reducida. Pero, pese al escepticismo, existen estudios teóricos y experimentales que muestran la viabilidad de este tipo de aplicaciones. Por ejemplo, Peris *et al.* (2015)¹¹ estudia experimentalmente la recuperación de los gases de escape de un horno de una industria cerámica mediante el uso de un ORC, obteniendo un periodo de retorno aceptable (4.63 años). Por otro lado, Lee *et al.* (2017)⁶⁷

desarrolla un ORC de 200 kW para recuperar la energía térmica de una torre de refrigeración de una compañía química, obteniendo un periodo de recuperación de la inversión de 4.18 años. Además, es importante tener en cuenta las fluctuaciones de algunas fuentes de calor, así que Pili *et al.* (2017)⁶⁸ analiza diferentes aplicaciones industriales con y sin almacenamiento térmico.

En cuanto a la recuperación de calor residual de aplicaciones de ciclo combinado, existen muchos estudios relacionados con la recuperación de calor de ICE. Peris *et al.* (2013)⁶⁹ evalúa teóricamente el uso de un ORC con seis configuraciones y diez fluidos no inflamables diferentes. El objetivo principal de este estudio es proporcionar una solución adaptada para la recuperación de calor residual presente en el agua de refrigeración de las camisas de un ICE. De forma similar, Min Kim *et al.* (2016)⁷⁰ prueba diferentes configuraciones y fluidos en un ORC, utilizando como fuente térmica el calor presente en los gases de escape y en la refrigeración de un motor. Leduc *et al.* (2017)⁷¹ integra un ORC en un vehículo para recuperar el calor residual que viene del sistema de refrigeración del motor (77 °C – 99 °C), produciendo entre 50 kW y 100 kW. Sellers (2017)⁷² estudia una aplicación real de un ORC de 125 kW instalado en un barco mercante, diseñado para recuperar el calor del agua de las camisas del motor (80 °C – 95 °C) y utilizar el agua del mar como fuente de disipación, encontrando problemas en el proceso de instalación por el difícil acceso a ciertas áreas. Zhao *et al.* (2018)⁷³ simula la implementación de un ORC en un camión pesado. Negash *et al.* (2018)⁷⁴ busca el sistema óptimo para la recuperación de calor residual de una máquina de construcción, utilizando los gases de escape que se encuentran a alta temperatura y el refrigerante del motor y aceite hidráulico que se encuentran a baja temperatura. Molés *et al.* (2015)⁷⁵ desarrolla un análisis termodinámico de una combinación de ORC y ciclo de compresión de vapor,

considerando diferentes fluidos de trabajo, donde el calor latente sensible disponible en el sistema de compresión de vapor se utiliza para precalentar el fluido de trabajo del ORC, y la potencia mecánica de la expansión del ORC se emplea para impulsar el compresor.

2.4 CONFIGURACIONES

Otro aspecto importante a tener en cuenta en los ORC es la configuración del ciclo, ya que afecta directamente a la eficiencia de éste. En la literatura, podemos encontrar muchas arquitecturas posibles. Tchanche *et al.* (2014)²⁷ resume las principales configuraciones, concluyendo que la configuración adecuada depende del fluido de trabajo y de la calidad de la fuente de calor. Lecompte *et al.* (2015)²⁸ revisa las configuraciones derivadas de ORCs modificados. Por su parte, Iglesias Garcia *et al.* (2018)²⁹ recopila ciclos termodinámicos utilizados en aplicaciones de recuperación de calor de baja temperatura.

Persiguiendo el diseño óptimo del ciclo, Vivian *et al.* (2015)⁷⁶ proporciona pautas para seleccionar la configuración y el fluido de trabajo más adecuados. Yun *et al.* (2015)⁷⁷, en comparación con la configuración básica, obtiene una mayor eficiencia y una mayor salida de potencia total utilizando un ORC con dos expansores en paralelo cuando el ciclo opera a condiciones fuera de su rango de diseño, por lo que lo proponen como solución cuando se tienen fuentes de calor fluctuantes. Liu *et al.* (2017)⁷⁸ compara diferentes configuraciones de ORC para una planta geotérmica de ciclo binario de baja temperatura. Li *et al.* (2017)⁷⁹ estudia un ORC transcrito con HFC-1234ze(E), obteniendo que el ciclo subcrítico es más recomendable cuando la fuente de

calor se encuentra entre 100 °C – 160 °C, mientras que entre 160 °C y 200 °C se recomienda el ciclo transcrito.

Una de las arquitecturas más comunes es la configuración básica con la introducción de un regenerador. La introducción de este intercambiador de calor interno permite recuperar parte del calor a la salida del expansor para precalentar el fluido antes de entrar en el evaporador. La configuración regenerativa (RORC por sus siglas en inglés, Regenerative Organic Rankine Cycle), Figura 2.12, puede usarse cuando la temperatura del fluido a la salida del expansor es relativamente alta. Sin embargo, esto no está siempre recomendado y deben analizarse otros aspectos. Saleh *et al.* (2007)⁸⁰ afirma que el intercambiador interno puede ser usado con diferentes fluidos de trabajo en ciclos subcríticos y supercríticos cuando el vapor a la salida de la turbina está sobrecalentado. Peris *et al.* (2013)⁶⁹ simula diferentes configuraciones de ORC, mostrando que el ORC modificado tiene la mayor eficiencia de recuperación de calor residual; pero la complejidad y coste también debe tenerse en cuenta, así que las tipologías regenerativas (RORC y RRORC (RORC con recalentamiento) serían una opción adecuada. Por su parte, Braimakis y Karellas (2018)⁸¹ no recomiendan las configuraciones regenerativas no recuperativas, excepto para algunos fluidos con temperaturas críticas bajas, ya que se considera como una estrategia de eficiencia de coste.

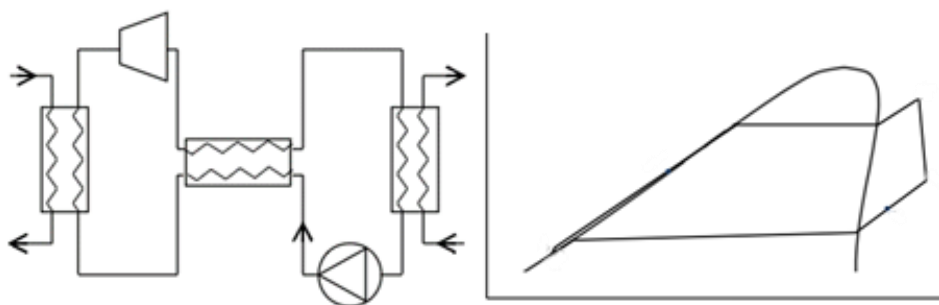


Figura 2.12: Disposición de los componentes de un ORC con configuración regenerativa (RORC) y diagrama T-s correspondiente.

2.5 COMPONENTES PRINCIPALES

En el estudio de la tecnología de los ORC, además de su arquitectura, otro punto que resulta realmente importante es el análisis de los componentes principales. Muchos autores ya se han centrado en esta problemática, focalizando sus investigaciones en discutir la tecnología óptima de los ORC y revisar algunos de los principales componentes³³.

El comportamiento del ciclo está fuertemente condicionado por el tipo de expansor y el fluido de trabajo, los cuales están muy ligados, por lo que su correcta selección es un paso crucial durante la etapa de diseño del ORC. Tampoco debe perderse de vista el tipo de bomba ni el intercambiador utilizado.

2.5.1 Tecnología de expansión

Existen diversos factores que deberían tenerse en cuenta para la correcta selección de la tecnología de expansión, como por ejemplo el coste, la potencia, el ratio de expansión, la fiabilidad, la eficiencia isentrópica, las vibraciones y el ruido⁸². Tal y como puede verse en la Figura 2.13, los expansores se dividen en dos grupos: expansores dinámicos y expansores de desplazamiento positivo (volumétricos).

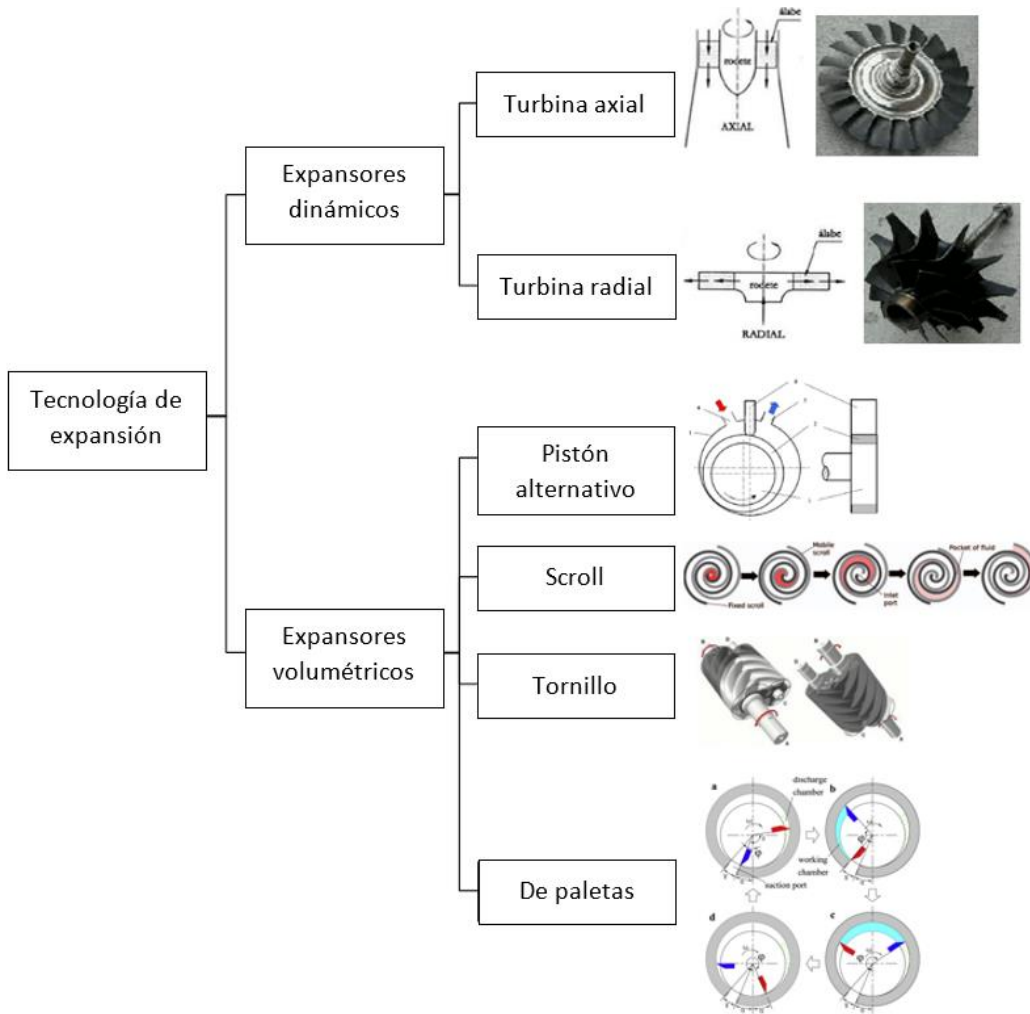


Figura 2.13: Clasificación de las principales tecnologías de expansión utilizadas en instalaciones ORC⁸³⁻⁸⁶

Los expansores dinámicos son dispositivos compactos, ligeros, con alta eficiencia y sin necesidad de lubricación, pero con un coste y una complejidad más elevada⁸⁷. Un aspecto a tener en cuenta, es la importancia de asegurar que el fluido se encuentre completamente en fase gas durante todo el proceso de expansión, ya que, en caso contrario, podrían producirse daños importantes en los álabes de la turbina⁸⁸. Los expansores dinámicos se dividen en dos grandes grupos en función de la dirección del fluido: axiales y radiales. En las turbinas axiales el flujo va paralelo al eje, mientras que en las radiales el flujo incide perpendicular a éste. La geometría de las turbinas radiales permite velocidades más bajas y, en consecuencia, caídas de entalpía más bajas; se utiliza para caudales bajos y ratios de presión altos, lo que dificulta ensamblar

varias etapas en serie. Por otro lado, la tipología axial está diseñada para caudales altos y ratios de presión más bajos³³. La turbina de entrada radial presenta algunas ventajas en comparación con la axial, siendo su proceso de fabricación más sencillo, requiriendo menos modificaciones para su optimización y, al controlar la velocidad de rotación, permitiendo tener una mayor eficiencia utilizando tamaños más pequeños³⁰.

Los expansores volumétricos se caracterizan por tener una ratio volumétrico fijo. Esta tipología de expansores, a su vez, se divide en cuatro tipos principales: pistón alternativo, scroll, tornillo y de paletas. Con el uso de pistón alternativo, se tiene el mismo volumen de fluido en las tres etapas principales (succión, expansión y descarga), siendo el movimiento alternativo del pistón el que altera el volumen y produce la expansión⁸⁸. Pero el principal problema de esta tecnología es la necesidad de definir la sincronización precisa de las válvulas de admisión y escape durante la etapa de diseño³⁰. En los expansores de paletas, la expansión se produce cuando el rotor comienza a girar y el espacio entre la pared del cilindro y las paletas deslizantes aumenta. Los expansores tipo scroll constan de dos volutas en espiral: una móvil, que gira en dirección opuesta al remolino, y la otra fija. Con el movimiento de la voluta, el espacio entre las dos en forma de remolino aumenta, por lo que la expansión se produce cuando el fluido pasa por las volutas. Es importante tener en cuenta que los expansores scroll pueden presentar pérdidas de subexpansión, sobreexpansión, pérdidas por fricción, caída de presión de suministro, fugas internas y transferencia de calor⁸². El uso de expansores scroll es bastante común en ORCs de pequeña escala. Song *et al.* (2015)⁸⁹ recopila las diferentes aplicaciones, ventajas, inconvenientes y otras características de este tipo de tecnología de expansión. Por último, están los expansores de tornillo, donde el fluido de trabajo pasa entre la carcasa y los rotores, y su rotación produce un cambio en la separación de los dientes, por

lo que aumenta el volumen atrapado y se produce la expansión del fluido. Una de sus principales ventajas es que tolera el fluido en estado bifásico.

El rango de operación juega un papel clave a la hora de seleccionar la tecnología de expansión. Bao y Zhao (2013)³⁰ seleccionan el expansor en función de la capacidad, reservando las turbinas para potencias mayores, los de pistones y de tornillo para pequeña y media escala, y los tipo scroll y de paletas rotativas para pequeña escala y micro-escala. Asimismo, Rahbar *et al.* (2017)⁸² revisa la literatura de los ORC de pequeña potencia, centrándose en las aplicaciones y tecnologías de expansión. Sus principales conclusiones se resumen en la Tabla 2.4, la cual es muy útil como guía en la fase de selección de la tecnología de expansión adecuada.

Para ORC de pequeña escala y baja temperatura, la literatura muestra que los scroll y los de tornillo son los más populares. Imran *et al.* (2016)⁹⁰ revisa los expansores volumétricos utilizados para la recuperación de calor residual de baja calidad mediante ORCs, mostrando que los de tornillo y scroll son los más apropiados. También atribuye los peores resultados a los de paletas, debido a su rango de aplicación, pérdidas por fricción, fugas, y otras dificultades técnicas. Pantano y Capata (2017)⁹¹ comparan el comportamiento de los expansores volumétricos con el de las microturbinas radiales en una aplicación de recuperación de calor de un motor de un autobús, y concluyen que el uso de un expansor de tornillo es la opción más adecuada en cuanto a características de eficiencia, lubricación y confiabilidad. Otros autores optan por expansores alternativos o mejorados; Qiu *et al.* (2018)⁹² muestra la viabilidad de convertir un compresor scroll en un expansor sin modificaciones significativas, obteniendo una eficiencia neta de ciclo del 6.9%.

Tabla 2.4: Adaptación de la tabla de Rahbar et al. (2017)⁸². Principales características de las diferentes tecnologías de expansión.

Tipos	Potencia (kW _E)	Velocidad rotación (rpm)	Ventajas	Inconvenientes
Scroll	1–10	<6000	<ul style="list-style-type: none"> - Peso ligero - Baja velocidad de rotación - Sin válvulas de admisión y escape, lo que reduce ruido 	<ul style="list-style-type: none"> - Lubricación - Geometría cinéticamente compleja - Posible pérdidas de sobre y subexpansión - Pérdidas por fricción, succión y fugas internas
Tornillo	15–200	<6000	<ul style="list-style-type: none"> - Tolera flujo bifásico - Baja velocidad de rotación 	<ul style="list-style-type: none"> - Lubricación - Fabricación difícil con tolerancias estrictas - Requisitos críticos de sellado - Alto costo - Relación de volumen limitada debido a la longitud del rotor
Pistón alternativo	20–100	–	<ul style="list-style-type: none"> - Tolera flujo bifásico - Alto ratio de presión - Experiencia en su fabricación 	<ul style="list-style-type: none"> - Muchas piezas móviles con alta fricción y desgaste - Pesado - Par de impulso alto - Sincronización precisa admisión y escape - Requisitos de alineación

Tipos	Potencia (kW_E)	Velocidad rotación (rpm)	Ventajas	Inconvenientes
De paletas	1–10	<6000	<ul style="list-style-type: none"> - Tolera flujo bifásico - Par estable - Estructura simple 	<ul style="list-style-type: none"> - Lubricación - Requisitos críticos de sellado
Turbina radial	<500	8000–65,000	<ul style="list-style-type: none"> - Alta eficiencia - Peso ligero - Compacto - Experiencia en su fabricación - Alta relación potencia/peso - Pocas piezas móviles 	<ul style="list-style-type: none"> - Alta velocidad de rotación - Alto número de Mach
Turbina axial	>250	<20,000	<ul style="list-style-type: none"> - Gran potencia - Alta eficiencia a gran escala - Flexibilidad en carga parcial operando fuera de diseño 	<ul style="list-style-type: none"> - Tolerancias estrictas en su fabricación - Numerosos álabes con alto costo de fabricación - Holgura y pérdidas por fricción si se utiliza a pequeña escala.

2.5.2 Bomba

La bomba es el único elemento de los ORC que requiere energía eléctrica para su funcionamiento, por ello es importante conocer su consumo, ya que afectará a la eficiencia neta del ciclo. Otros aspectos a tener en cuenta para su correcta selección son la controlabilidad, la eficiencia, su compacidad, y la baja presión neta de succión³³.

La opción más común para ORCs de pequeña escala, suele ser el uso de bombas de membrana (también conocidas como de diafragma); no obstante, existen opciones alternativas. Zeleny *et al.* (2017)⁹³, con el objetivo de solventar la problemática de las fugas y pérdidas que se tiene con el uso de bombas de membrana, propone el uso de bombas de engranajes para instalaciones de micro-generación (1 kW – 10 kW). Bianchi *et al.* (2016)⁹⁴ presenta el desarrollo de una bomba rotativa de paletas operando con aceite a 70 °C – 120 °C para uso en ORC. Además, existen otras propuestas, como la de Gao *et al.* (2015)⁹⁵, que investiga el uso de un pequeño sistema ORC sin bomba, utilizando un expansor scroll para recuperación de calor de baja temperatura (80 °C – 95 °C), Figura 2.14. La energía consumida por las válvulas de conmutación puede despreciarse, por lo que obtiene mayor eficiencia que usando ORCs convencionales; sin embargo, se debe considerar la salida inestable de la energía mecánica ya que esta energía se convierte en electricidad inestable.

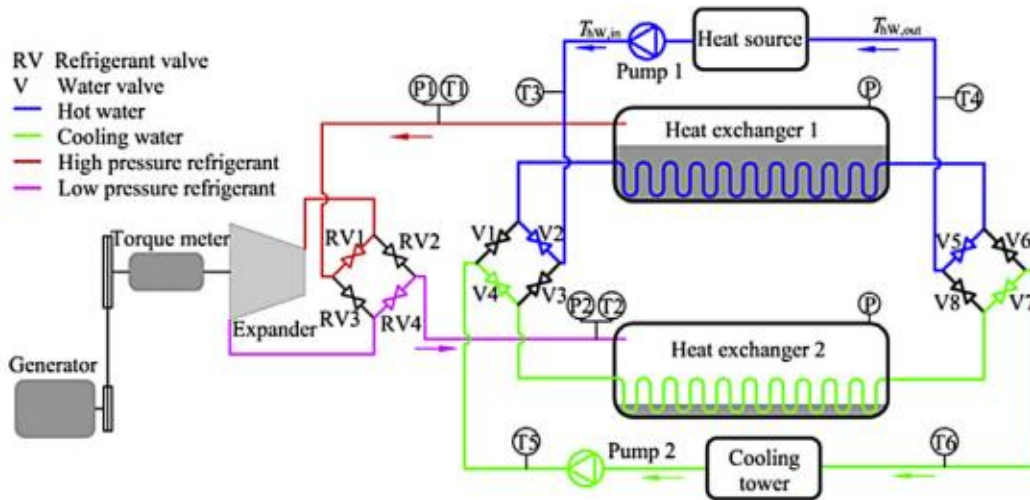


Figura 2.14: Esquema de la propuesta de sistema ORC sin bomba de Gao et al. (2015)⁹⁵.

2.5.3 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores representan una parte importante de la inversión para la producción de un ORC, así que su selección se convierte en un paso importante y se le debe dar relevancia a su optimización durante el proceso de diseño. Estos intercambiadores pueden utilizar directamente la fuente de calor como corriente de entrada, o bien utilizar un fluido secundario, generalmente aceite térmico o agua presurizada. A pesar de que la evaporación directa ofrece mayor eficiencia térmica, el uso de fluidos de transferencia de calor implica ciertas ventajas que justifican que una parte importante de las instalaciones comerciales lo utilicen³³. Así, el uso de un fluido secundario facilita el control y ayuda a la conservación del fluido de trabajo empleado por el ORC, ya que este alcanza menores temperaturas. Este hecho ha sido estudiado por Jiménez-Arreola *et al.* (2018)⁹⁶ que investiga sobre la evaporación directa a partir de fuentes de calor fluctuantes, optando por utilizar evaporadores de aletas y tubos con diámetros de tubo grandes para fuentes de alta inercia térmica, y evaporadores de tubos planos

multipuerto y aletas venecianas con diámetros de puerto grandes para respuestas rápidas.

En ORCs de pequeña escala y baja temperatura, la tipología más común suele ser los intercambiadores de calor de placas soldadas debido a que la presión y temperatura máxima de trabajo del ORC son compatibles con esta tecnología de bajo costo; aunque algunos sistemas simples a microescala utilizan intercambiadores de tubo concéntrico³³. Los intercambiadores de placas soldadas son adecuados debido a su rendimiento y compacidad, caracterizados por una gran superficie de transferencia de calor por unidad de volumen⁹⁷, y utilizándose a presiones y temperaturas moderadas. Para reducir el costo de inversión, Gómez Aláez *et al.* (2015)⁹⁸ propone el uso de intercambiadores de calor de plástico en un ORC regenerativo de 20 kW.

2.6 FLUIDOS DE TRABAJO

La selección del fluido de trabajo es un tema clave de la tecnología ORC. A lo largo de los años, muchos autores han intentado buscar el fluido de trabajo más adecuado, así que algunos estudios se han centrado en recopilar esta información. Por ejemplo, Hung *et al.* (2009)⁹⁹ analiza las propiedades que debería tener el fluido de trabajo de un ORC: baja toxicidad e inflamabilidad, estabilidad química, temperatura crítica adecuada a la aplicación, bajo calor específico, alto calor latente y conductividad térmica. Chen *et al.* (2010)³ presenta un criterio de selección de fluidos de trabajo junto con una revisión de 35 fluidos candidatos para uso en aplicaciones de recuperación de calor de baja temperatura. Tchanche *et al.* (2011)²⁵ recopila diferentes fluidos de trabajo usados en ORCs subcríticos en función de la temperatura de la fuente de calor. Bao and Zhao (2013)³⁰ revisan el criterio de selección de fluidos de

trabajo y fluidos puros, así como las mezclas usadas en ORCs de baja temperatura y pequeña escala.

Los ORC necesitan un fluido de trabajo adecuado para funcionar de manera correcta y eficiente, que posea unas propiedades termodinámicas adecuadas para su aplicación, y que ofrezca ciertas condiciones de seguridad en su operación. Existen muchas características del fluido que deben tenerse en cuenta para su selección y, además de las nombradas, también es importante considerar los aspectos relacionados con el medioambiente. Teniendo en cuenta que uno de los objetivos de este tipo de tecnología es contribuir a minimizar la huella de carbono, se deberían seleccionar fluidos de trabajo medioambientalmente sostenibles.

Por ello, durante las últimas décadas, la selección de fluido de trabajo ha estado condicionada por las nuevas legislaciones medioambientales que han ido surgiendo. Por ejemplo, con el Protocolo de Montreal (1987)¹⁰⁰ se acordó una reducción en el consumo y la producción de los clorofluorocarbonos (CFCs). Se trataba de una minimización progresiva hasta llegar al 100%, dependiendo del país y de la sustancia, marcando como fecha límite 2010. Siguiendo el mismo objetivo de proteger la capa de ozono, el Protocolo de Montreal también pretendía acabar con el uso de los hidroclorofluorocarbonos (HCFCs), haciendo el reto todavía más complicado. Esto generó la necesidad de buscar fluidos alternativos al CFC-11 y CFC-12, comúnmente utilizados en ese momento por la tecnología ORC. Hung *et al.* (1997)¹⁰¹ desarrolló una herramienta para comparar diferentes fluidos de trabajo, y propusieron el uso de HFC-134a y HCFC-123 como sustitutos al CFC-12 y CFC-11, respectivamente.

Como los HCFCs también contribuían a la degradación de la capa de ozono, la siguiente alternativa fue optar por los HFCs. El Reglamento Europeo

2037/2000¹⁰² contribuyó a la sustitución de los CFCs y HCFCs por HFCs. Con la prohibición de los CFCs (aunque no afectaba a los ya producidos) y la progresiva limitación en los HCFCs, el uso de los HFCs se comenzó a popularizar. La alternativa más común fue el uso de HFC-134a y HFC-245fa¹⁰, siendo el HFC-134a recomendado para aplicaciones de menor temperatura que las recomendadas para el HFC-245fa¹⁰³⁻¹⁰⁵.

No obstante, existe un problema que atañe a los HFC: su alto valor de PCA. El Protocolo de Kyoto (1997)⁷ compromete a los países industrializados a estabilizar las emisiones de gases de efecto invernadero, una de las causas del calentamiento global. El objetivo es reducir en torno al 5% las emisiones de gases de efecto invernadero: CO₂, CH₄, N₂O, HFC, PFC y SF₆. En este caso, el Protocolo de Kyoto no prohíbe el uso de HFC, pero pretende minimizar sus emisiones. Otra de las normativas que también han impulsado hacia la búsqueda de fluidos de bajo PCA, ha sido el Reglamento Europeo 517/2014 sobre gases fluorados⁹. Con esta normativa, se prohíben los equipos que utilicen fluidos de trabajo con PCA superior a 2500, estableciendo algunas excepciones, como por ejemplo los ORC. No obstante, se espera que las regulaciones sean más restrictivas en el futuro, por lo que es importante identificar nuevos fluidos de trabajo adecuados para trabajar con la tecnología ORC.

A pesar de que la tecnología ORC no se ve directamente afectada por el Reglamento Europeo 517/2014 sobre gases fluorados, la prohibición del uso de fluidos HFC en otras tecnologías, ha hecho que la disponibilidad de este tipo de fluidos se vea afectada. En el mejor de los casos, el coste de adquisición de los fluidos con alto PCA se verá incrementado, mientras que en los peores, éstos dejarán de estar disponibles. Además de la proyección en el incremento de precios, también es importante tener en cuenta el recargo existente en el

precio de los HFCs. En España existe un impuesto a los gases fluorados con PCA superior a 150; esta tasa se fija en función del valor de PCA. Con todo ello, la búsqueda de fluidos capaces de reemplazar a los actuales se convierte en necesaria. Además, se espera que el costo de los nuevos fluidos sea el mismo o incluso menor que el de los HFC.

La Figura 2.15 muestra las emisiones equivalentes de CO₂ producidas por los HFCs por los países miembros de la unión europea¹⁰⁶. Dichas emisiones han aumentado crecientemente durante las últimas décadas, de hecho, en este momento las emisiones de HFC son prácticamente el doble que hace 20 años. Es importante puntualizar, que la tecnología ORC no es el principal responsable de este problema, pero es cierto que contribuye a alcanzar los valores actuales. En la Figura 2.15 también se puede observar el efecto que ha ocasionado el Reglamento Europeo 517/2014, viéndose como a partir del año 2014 las emisiones de HFC han disminuido, pero su valor todavía sigue siendo elevado.

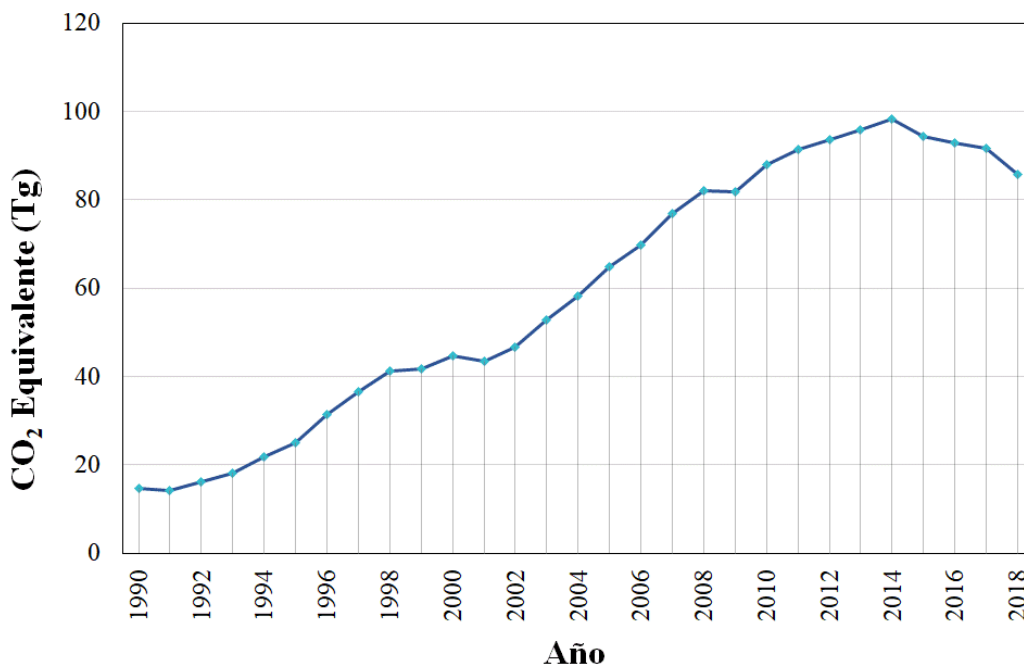


Figura 2.15: Equivalente de CO₂ emitido por gases HFCs por los países miembros de la unión europea¹⁰⁶.

Actualmente, gran parte de las instalaciones ORC existentes emplean HFCs para su funcionamiento. De entre todos los fluidos utilizados en ORCs, el HFC-245fa es uno de los más comunes en aplicaciones de baja temperatura y pequeña potencia¹⁰, debiéndose principalmente a sus propiedades termodinámicas, a considerarse relativamente seguro por su baja toxicidad y no inflamabilidad y a su ODP nulo¹⁰⁷. Sin embargo, el uso de HFC-245fa implica la problemática comentada, se trata de un fluido con un alto valor de PCA, lo que incrementa la necesidad de búsqueda de fluidos de trabajo alternativos, ya sea para uso en nuevas instalaciones ORC como para uso en instalaciones ORC ya existentes.

Las recientes investigaciones presentan las hidrofluoroolefinas (HFOs) y hidroclorofluoroolefinas (HCFOs) como las potenciales alternativas debido a su nulo o prácticamente nulo ODP y a su bajo valor de PCA. La literatura muestra el HFO-1336mzz(Z)^{14,108}, HCFO-1233zd(E)^{13,109,110} y HFO-1234ze(Z)^{107,111} como sustitutos del HFC-245fa¹¹², y al HFO-1234yf^{113,114} y HFO1234ze(E)¹¹⁵ como sustitutos del HFC-134a^{116,117}. En concreto, centrándonos en las alternativas al uso de HFC-245fa, Juhasz y Simoni (2015)¹¹⁸ estudian la estabilidad térmica y compatibilidad de materiales del HFC-123, HFC-245fa, HFO-1336mzz(Z), DR-12 y HCFO-1233zd(E), encontrando que el HFO-1336mzz(Z) tiene una buena estabilidad térmica hasta los 250 °C. Kontomaris *et al.* (2016)¹⁰⁸, en su caso, utiliza un prototipo de ORC no optimizado para analizar el comportamiento de HFO-1336mzz(Z). Navarro-Esbrí *et al.* (2017)¹⁴ analiza este fluido experimentalmente, obteniendo una eficiencia eléctrica neta de entre 5.5% y 8.3%. Molés *et al.* (2014)¹¹² compara el uso de HCFO-1233zd(E) y HFO-1336mzz(Z) con el uso de HFC-245fa, obteniendo un aumento en la eficiencia neta de entre 10.6% y 17.0% respectivamente. En cuanto a la turbina, este mismo estudio encuentra que su tamaño se ve incrementado entre un 30.9% y un 41.5% utilizando HFO-

1336mzz(Z), mientras que con el uso de HCFO-1233zd(E) se obtienen unos resultados más similares a los obtenidos utilizando el fluido de referencia, concretamente entre un 7.5% y un 10.2% mayor que con el uso de HFC-245fa. Ziviani *et al.* (2016)¹¹¹ analiza el reemplazo directo de HFC-245fa por HFO-1234ze(Z), obteniendo un comportamiento similar, por lo que concluyen que HFO-1234ze(Z) y HCFO-1233zd(E) son alternativas adecuadas al uso de HFC-245fa. Datla y Brasz (2014)¹⁰⁹ analizan la posibilidad de un reemplazo directo de HFC-245fa por HCFO-1233zd(E) en una instalación ORC de 75 KW, confirmando su factibilidad y obteniendo una eficiencia neta un 8.7% superior. Eyerer *et al.* (2016)¹¹⁰ compara experimentalmente el HFC-245fa and HCFO-1233zd(E), aumentando un 6.92% la eficiencia térmica con el uso de HCFO-1233zd(E). A pesar de que estos autores encuentran que la potencia máxima bruta obtenida fue hasta un 12.17% más baja, finalmente concluyen que el uso de HCFO-12233zd(E) es adecuado como sustituto directo al HFC-245fa. Molés *et al.* (2016)¹³ también compara experimentalmente el HCFO-1233zd(E) con el HFC-245fa, obteniendo que la eficiencia eléctrica y térmica son ligeramente inferiores, pudiendo esto ser optimizado.

Sin embargo, las investigaciones en este campo continúan; por ejemplo, el HCFO-1224yd(Z) ha sido recientemente propuesto como alternativa al HFC-245fa en reemplazo directo, primero en bombas de calor de alta temperatura¹⁵ y en enfriadores centrífugos de baja presión¹¹⁹, y posteriormente en ORC¹²⁰. El uso de HCFO-1224yd(Z) ofrece buenas eficiencias¹²¹ y cuenta con un valor de PCA menor que 1¹²². El HFO-1336mzz(E) también ha sido propuesto recientemente como alternativa al HFC-245fa. A pesar de tratarse de un candidato potencial, todavía no existen muchos estudios que determinen su comportamiento en instalaciones ORC de baja temperatura y pequeña potencia. Juhasz y Simoni (2015)¹¹⁸, tras estudiar la

estabilidad térmica del HFO-1336mzz(E), lo presentan como un sustituto debido a sus comparables propiedades termodinámicas y al bajo PCA, entre otras razones. Finalmente, el R-514A, es una mezcla azeotrópica compuesta por 74.7wt% HFO-1336mzz(Z) y 25.3wt% R-1130(E) (trans-1,2-dichloroethylene), con un deslizamiento de temperatura prácticamente nulo y un bajo valor de PCA, que hace que sea considerado como una alternativa al HFC-245fa en ORCs. El R-514A ha sido evaluado como sustituto de HCFC-123 en enfriadores centrífugos por Majurin *et al.* (2017)¹²³, Schultz *et al.* (2016)¹²⁴ y Juhasz and Kontomaris (2018)¹²⁵.

Por tanto, centrándonos en aplicaciones de pequeña potencia y temperaturas máximas por debajo de 200 °C, los potenciales sustitutos al uso de HFC-245fa son el HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E), HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y R-514-A. La Figura 2.16 resume gráficamente la evolución de los fluidos de trabajo empleados en ORC. Tal y como puede apreciarse, ésta ha estado muy condicionada por las normativas que han ido surgiendo.

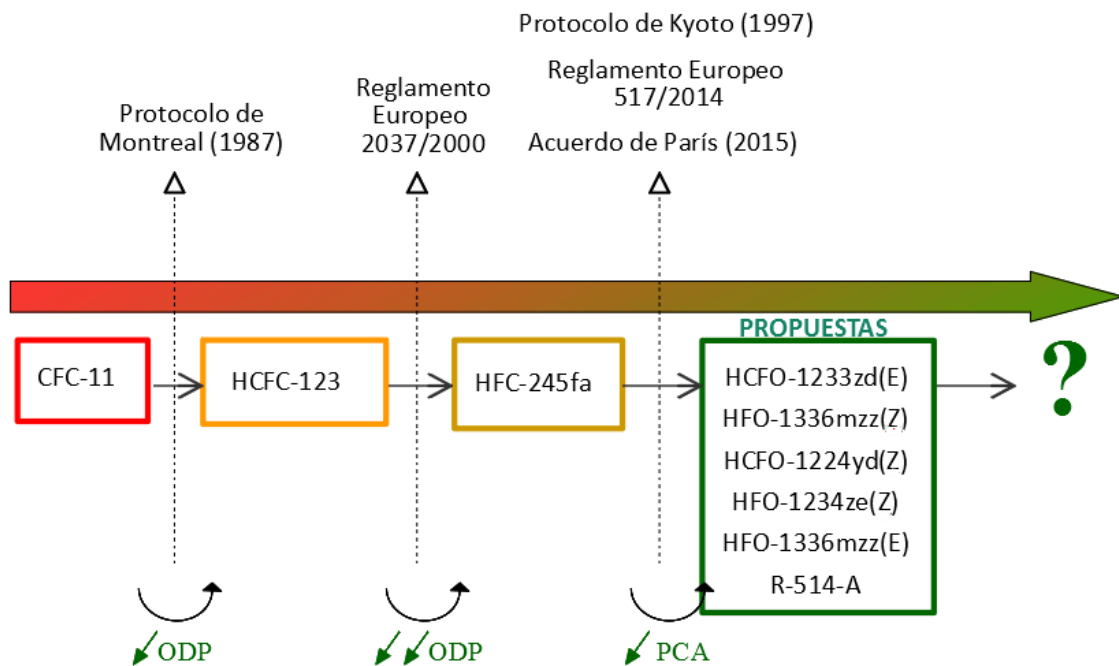


Figura 2.16: Resumen de la evolución de los fluidos de trabajo empleados en ORC de baja temperatura y pequeña potencia.

Por último, para aclarar algunos conceptos, la Tabla 2.5 muestra la clasificación de seguridad de acuerdo con el Standard 34 de ASHRAE¹²⁶, que hace referencia a la toxicidad e inflamabilidad (referidas en esta tesis como propiedades de seguridad). Por otro lado, la Figura 2.17 muestra la diferencia entre fluidos húmedos, isentrópicos y secos. Cabe decir que los fluidos secos e isentrópicos son adecuados para uso en ORCs³⁶. Estos fluidos reducen el riesgo de experimentar condensación en el expansor, y por tanto aumenta la vida útil de éste, haciendo que el recalentamiento del vapor no sea necesario.

Tabla 2.5: Clasificación de seguridad de los fluidos de trabajo de acuerdo con el Standard 34 de ASHRAE.

	Baja toxicidad (TLV \geq 400ppm)	Alta toxicidad (TLV $<$ 400ppm)
Alta inflamabilidad	A3	B3
Baja inflamabilidad	A2	B2
Baja inflamabilidad (arde muy lentamente)	A2L	B2L
No hay propagación de la llama	A1	B1

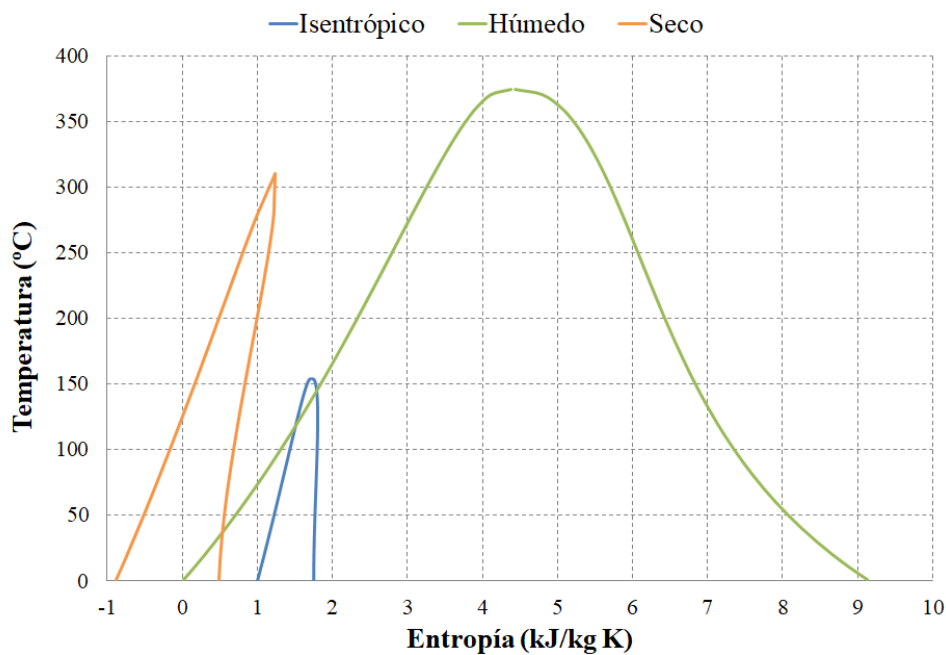


Figura 2.17: Ejemplo del diagrama Temperatura-Entropía de un fluido isentrópico, seco y húmedo.

2.7 SITUACIÓN COMERCIAL

2.7.1 Fabricantes de ORCs

La popularidad de los ORCs está aumentando, así que encontrar fabricantes puede resultar relativamente sencillo. Sin embargo, la mayor parte de estos producen instalaciones ORC de media y alta potencia. Concretamente, con esta sección se pretende ofrecer una imagen de la situación global de los ORC de pequeña escala y baja temperatura.

Tartière y Astolfi (2017)¹²⁷ analizan el mercado de la tecnología ORC, mostrando la potencia instalada por aplicación y por fabricante. En este trabajo se considera cualquier rango de potencia y temperatura, obteniendo que la geotermia presenta la mayor capacidad instalada, siendo ORMAT y Turboden los fabricantes más importantes. En cambio, la Tabla 2.6 contiene una recopilación de algunos de los fabricantes de ORC de baja temperatura y pequeña potencia.

De la Tabla 2.6 puede extraerse que la tecnología ORC juega un papel importante en la transformación de fuentes renovables, como la biomasa, biogás, geotérmica y solar. Después de una revisión exhaustiva, se ha encontrado que el uso de ORCs en aplicaciones de recuperación de calor residual es una aplicación prometedora que todavía se encuentra bajo estudio. Comúnmente, se asocia esta tecnología a bajas eficiencias y altos costes, lo que explica su situación actual.

Tabla 2.6: Fabricantes de ORCs de pequeña escala y baja temperatura.

Fabricante	Temperatura (°C)	Capacidad (kW)	Fluido de trabajo	Tecnología	Aplicación
Enogia (IT) ¹²⁸	Líquido: 80-200 Gases escape: 150-500	5-100	HFC-245fa Bajo PCA	Turbina radial	Calor residual Solar térmica con/sin concentración Biomasa/biogás Cogeneración
Rank (SP) ⁴⁵	90-120	1-140	HFC-245fa Bajo PCA	Twin screw Otra	Calor residual Biomasa Geotérmica Cogeneración
E-Rational (BEL) ¹²⁹	85-150	<500	HFC-245fa Bajo PCA SES36	Single screw	Calor residual Solar de concentración Biomasa Cogeneración
Triogen (NLD) ¹³⁰	350-530	100-170	Tolueno	Turbina radial	Calor residual Biomasa
ElectraTherm (USA) ¹³¹	77-122	35-110	HFC-245fa	Twin screw	Calor residual Solar térmica Geotérmica Biomasa/biogás

Zuccato Energy ¹³²	>93	30-300	HFC mezcla		Turbina radial	Calor residual Biomasa
Calnetix Technologies (USA) ¹³³	>80	125	HFC-24fa		Turbina	Calor residual
Infinity turbine (USA) ^{a 134}	8-110	5-100	HFC-245fa 134a	HFC-	Turbina radial	Calor residual Biomasa Geotérmica Hidrotérmica Solar
Enertime (FR) ^{a 135}	90-200	>100	HFC HFO HFE		Turbina axial	Calor residual Biomasa
GMK (GER) ^{a 136}	85-300	50-5000	GL-160 WL-220		Turbina axial multietapa	Calor residual Biomasa Geotérmica

a Tecnología en desarrollo o sin ficha de datos disponible.

2.7.2 Viabilidad económica

A lo largo de los años, la viabilidad de los ORC de pequeña escala y baja temperatura ha sido analizada mediante diferentes estudios termo-económicos. Quoilin *et al.* (2011)¹³⁷ propone una optimización termo-económica, estableciendo el coste de inversión específico (specific investment cost, SIC por su siglas en inglés) como la función objetivo, Ecuación 1. Dado que el costo del expansor disminuye, recomienda un incremento de la temperatura de evaporación. Tocci *et al.* (2017)⁸⁷ revisa estudios termo-económicos de ORC y concluye que el ORC no está tan extendido como otras tecnologías debido a su alto coste específico, que no debe superar los 3500 €/kW y 2500 €/kW para 5 kW – 10 kW y 10 kW – 100 kW, respectivamente (asumiendo un período de recuperación de 3 años). El período de recuperación podría reducirse con un diseño optimizado y condiciones de trabajo óptimas.

$$SIC = \frac{\text{Cost}}{W} \quad \text{Ecuación 1}$$

Cavazzini y Dal Toso (2015)¹³⁸ destacan la importancia de considerar los costos directos e indirectos del proceso de implementación del ORC cuando se realiza un análisis de factibilidad tecno-económica. Estos autores analizan un caso hipotético de recuperación de calor de una destilería industrial utilizando un ORC de pequeña escala. Entre sus conclusiones encuentran una inviabilidad económica que podría solucionarse mejorando el rendimiento y la inversión, y destacan la importancia de considerar los costos indirectos. Además de los gastos del módulo ORC, es necesario considerar el costo de implementación del módulo con la fuente de calor y el disipador de calor (en caso de funcionar como un sistema de cogeneración). En consecuencia, la viabilidad estará

condicionada por la aplicación, ya que representa una inversión sustancial y es muy variable con las condiciones de operación.

Peris et al. (2015)¹¹, estudia el uso de tecnología ORC en una aplicación de recuperación de calor industrial, obteniendo períodos de recuperación aceptables. Peris (2017)⁵⁵ propone una optimización multivariable considerando estrategias de control, características geométricas de intercambiadores de calor y de la tecnología de expansión, y el fluido de trabajo orgánico, logrando un aumento del 6.2% en la potencia eléctrica neta y una reducción del 19.1% en el SIC del proyecto.

Por tanto, la viabilidad económica está directamente relacionada con el costo de inversión, que depende de varios parámetros, como la potencia, la ubicación y las temperaturas de operación. Algunos de estos aspectos pueden hacer que esta tecnología sea más atractiva y ayudar a lograr un período de recuperación razonable. Sin embargo, la viabilidad no solo está relacionada con el precio del mercado, sino también con el escenario de incentivos y subsidios creado para promover el uso de energías renovables. En Europa, existen políticas destinadas a ayudar a financiar inversiones en energías renovables. La mayor parte de los programas de apoyo se basan en la generación de energía eléctrica, pero también, existen algunos que apoyan la producción de energía térmica.

La energía producida por un ORC puede autoconsumirse o venderse al proveedor de energía, por lo que se debe realizar un estudio de viabilidad económica en profundidad. De entre los incentivos existentes, destaca la tarifa de alimentación (Feed-in tariff, FiT por sus siglas en inglés) que ayuda a impulsar el uso de fuentes de energía renovables para generar electricidad, ya que ofrece un contrato de compra a largo plazo para la venta de energía eléctrica. Las FiT contribuyen a alcanzar los objetivos de generación a partir de

fuentes renovables. Centrándonos en la Unión Europea, a principios de 2019 los siguientes países aplicaban el sistema FiT: Alemania, Bulgaria, Francia, Grecia, Hungría, Austria, Eslovaquia, Italia, Luxemburgo, Polonia y Reino Unido. Asimismo (también en 2019), Austria, Bélgica, Dinamarca, Finlandia, Reino Unido, Italia y Países Bajos ofrecían una remuneración por los kWh térmicos producidos⁴⁶. La Figura 2.18 muestra una compilación aproximada de los precios de la electricidad y las FiT, siendo aquellos países con precios de electricidad y FiT más altos los que ofrecerán una mayor viabilidad económica de ORC.

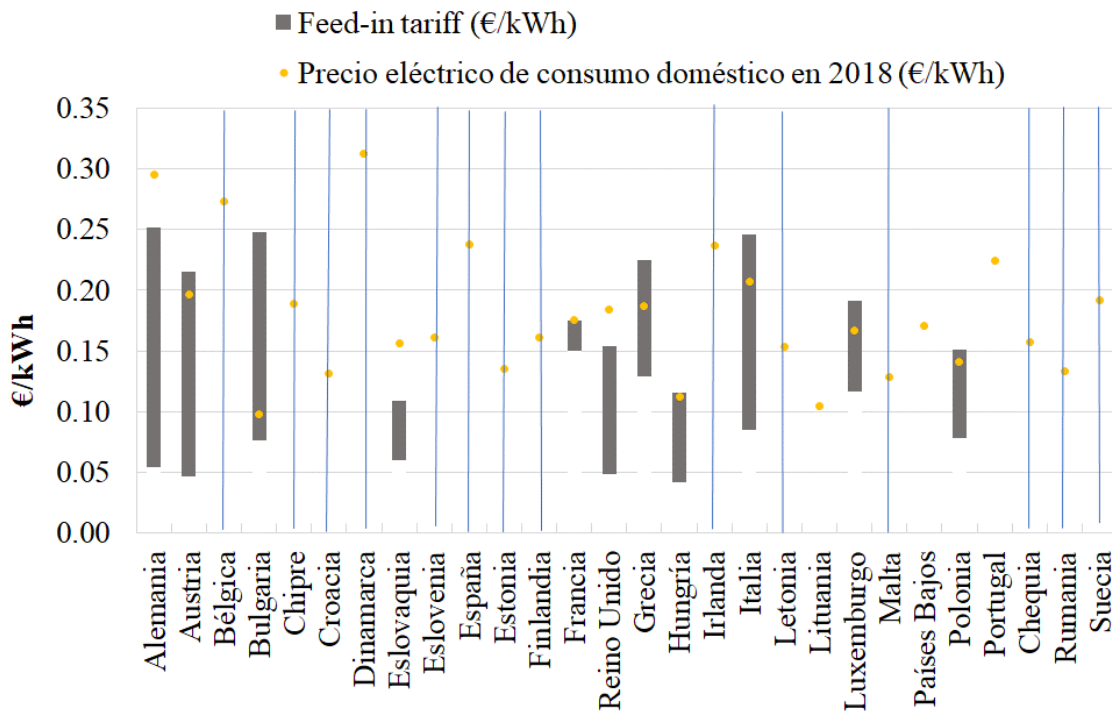


Figura 2.18: Precio eléctrico y Feed-in Tariff de los estados miembros de la unión europea. Datos extraídos en 2019⁴⁶.

En caso de autoconsumo, la medición neta es un mecanismo interesante, ya que permite inyectar los excesos de electricidad a la red eléctrica y luego descontarla de la electricidad consumida. A fecha de 2019, Bélgica, Chipre, Dinamarca, Reino Unido, Grecia, Hungría, Irlanda, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Países Bajos y Polonia aplicaban este tipo de régimen de ayuda.

Actualmente en España el balance neto también es posible a través de la modalidad de autoconsumo con excedentes acogida a compensación, según lo establecido en el real decreto 244/2019. Además, existe una amplia variedad de subsidios aplicables a la tecnología ORC que deben considerarse para determinar la viabilidad de la implementación, tales como medición neta, préstamos, subsidios, etc⁴⁶.

2.8 CONCLUSIONES

Debido a la actual situación medioambiental, se hace necesaria la implementación de soluciones que permitan reducir la huella de carbono mediante el aumento de la eficiencia energética. No se trata de buscar procesos alternativos, si no de hacer aquellos existentes más eficientes y sacar partido de fuentes energéticas que están siendo desaprovechadas. Actualmente existe un gran potencial energético que está siendo desperdiciado debido a considerarse de baja calidad. Se trata de fuentes de calor de baja temperatura que podrían ser recuperadas mediante la tecnología adecuada, y una buena alternativa para este fin es el uso de tecnología ORC.

La evolución y la situación actual de la tecnología ORC plasmada en este capítulo, proporciona una base y un punto de partida para el desarrollo de la presente tesis. Se han analizado los principales aspectos de los ORC: aplicaciones, configuraciones y componentes, prestando especial interés a los fluidos de trabajo. Además, también se ha plasmado la situación de mercado.

Este capítulo muestra, como la literatura de ORC coincide con el análisis actual de la situación del mercado. En lo que respecta a las aplicaciones se está popularizando el uso de la tecnología ORC para aprovechar fuentes de calor renovables (biomasa, geotermia y solar térmica), mientras que la aplicación

recuperación de calor residual en el sector industrial todavía está en desarrollo, debido a considerarse poco rentable. La viabilidad de la implementación de la tecnología ORC en el sector industrial debe estudiarse a fondo. Si bien se trata de una aplicación potencial, entre otros factores, es fundamental analizar el costo de implementación, el precio del pool y los posibles incentivos.

En cuanto a los componentes principales, en ORCs de pequeña escala y baja temperatura, los intercambiadores de placas soldadas son la alternativa más común, así como el uso de bombas de membrana. En lo que respecta a la tecnología de expansión, este capítulo establece generalmente el uso de expansores tipo scroll y de tornillo para aplicaciones a pequeña escala.

Tal y como se ha visto en este capítulo, otro aspecto que determinará el comportamiento final del ciclo es su configuración. Mediante la revisión bibliográfica se ha visto la amplia variedad de arquitecturas posibles, dependiendo la selección de cada una de ellas de la aplicación y condiciones de trabajo de cada caso en concreto. Pero si tenemos en cuenta el contexto comercial, podemos apreciar como la configuración regenerativa es una de las principales arquitecturas, debido, además de a su eficiencia, a su simplicidad y por consiguiente menor coste asociado.

En cuanto a los fluidos de trabajo, el uso de HFC-245fa sigue siendo el más común en instalaciones existentes de pequeña escala (< 100 kW) y baja temperatura (< 200 °C). De este modo, los fluidos HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E), HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(E) y R-514-A se presentan como alternativas potenciales al HFC-245fa, debido a su bajo PCA y a sus adecuadas propiedades termodinámicas y de seguridad. A pesar de presentarse como alternativas potenciales, se debe tener en cuenta que solo pocos fabricantes emplean alguno de estos fluidos en sus sistemas

comerciales. Este campo de investigación aún está en evolución, y este capítulo en concreto tiene como objetivo mostrar la situación actual para proporcionar un punto de partida en la búsqueda de un fluido de trabajo adecuado y respetuoso con el medioambiente.

Con todo ello, se ha podido ver como la búsqueda de fluidos de trabajo para uso en ORCs es un tema necesario y que debe seguir desarrollándose, así como la importancia de profundizar en la aplicación de recuperación de calor residual; por lo que, durante los siguientes capítulos, dichos temas van a ser tratados más en profundidad.

Capítulo 3: ANÁLISIS TEÓRICO DE LOS CANDIDATOS POTENCIALES

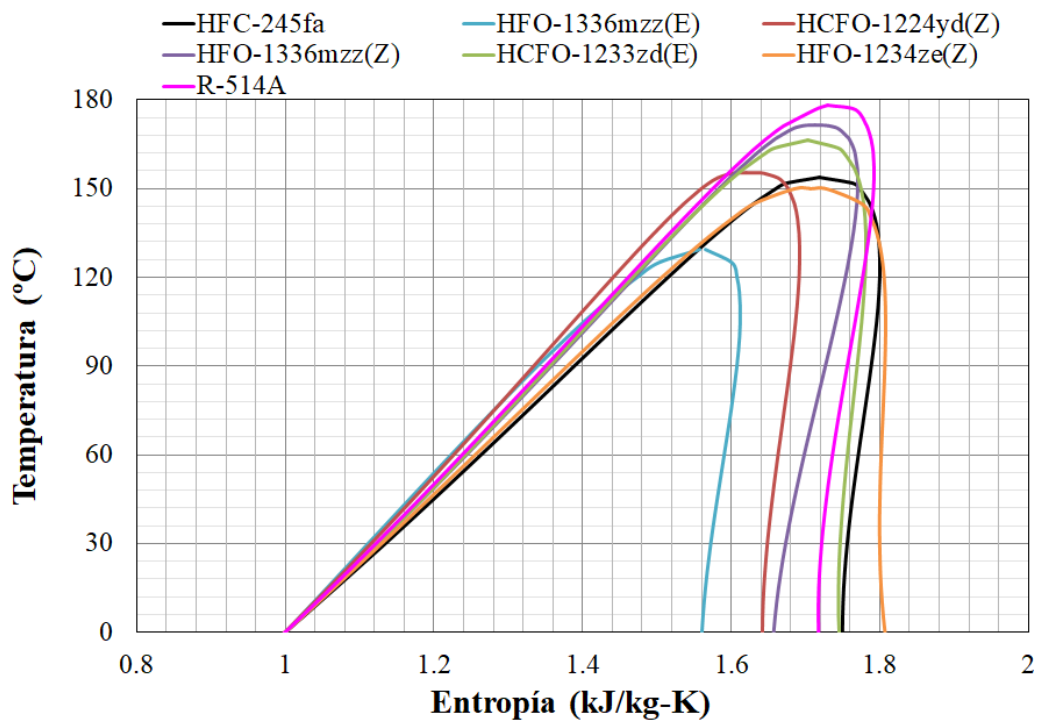
3.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se evalúan diferentes fluidos de trabajo bajo las mismas condiciones de operación, ofreciendo una comparativa del conjunto de posibles sustitutos del HFC-245fa que han sido recientemente propuestos. Teniendo en cuenta la información mostrada en el capítulo anterior, el HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E), HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y R-514-A se presentan como las principales alternativas de bajo PCA al uso de HFC-245fa en aplicaciones ORC de baja temperatura y pequeña potencia.

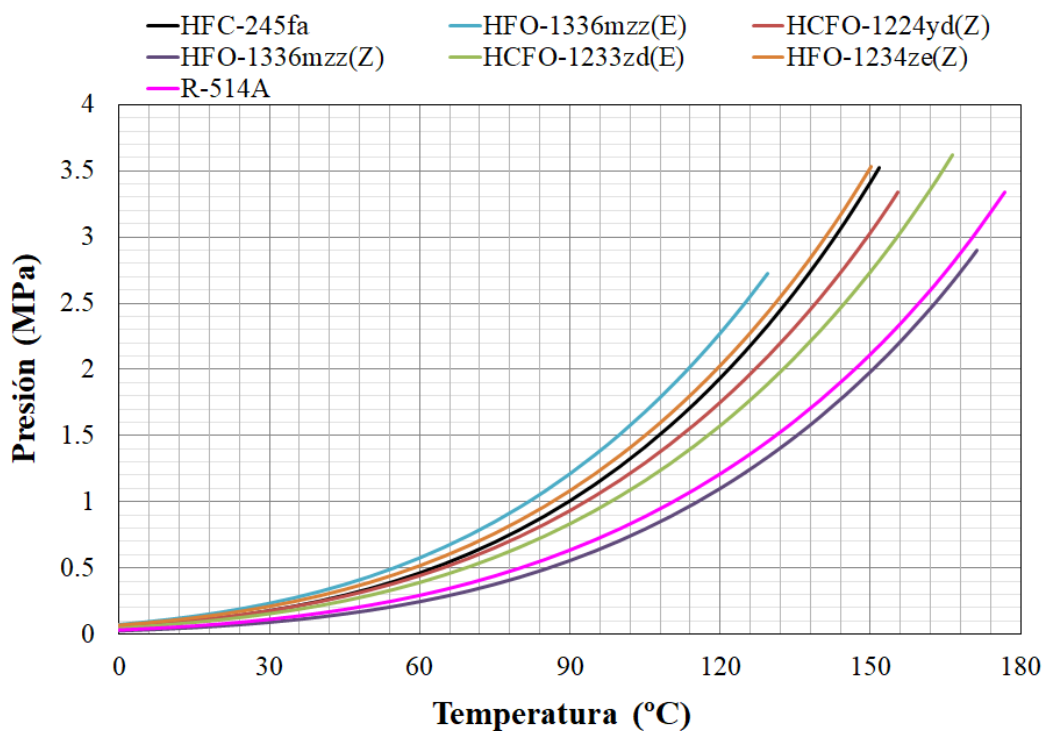
La Tabla 3.1 y la Figura 3.1 comparan las propiedades de seguridad, medioambientales y termo-físicas de los diferentes candidatos con las del fluido de referencia, HFC-245fa.

Tabla 3.1: Propiedades termo-físicas y de seguridad del HFC-245fa, HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO1233zd(E), HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y R-314-A.

Parámetros	HFC-245fa	HCFO- 1224yd(Z)	HFO- 1336mzz(Z)	HCFO- 1233zd(E)	HFO- 1234ze(Z)	HFO- 1336mzz(E)	R-514A
T_{crit} (°C)	153.86	155.5	171.27	166.45	150.12	130.85	177.85
P_{crit} (MPa)	3.65	3.34	2.90	3.62	3.53	2.80	3.39
Mol. w. (kg/kmol)	134.05	148.49	164.05	130.5	114.04	164.05	139.61
Pendiente	Seco	Seco	Seco	Seco	Seco	Seco	Seco
OEL (ppm)	300	1000	500	800	-	-	323
Inflamabilidad	No	No	No	No	Baja	No	No
Clasificación ASHRAE 34	B1	A1	A1	A1	A2L	-	B1
ALT (días)	2.811	20	22.6	26	10	90	22
ODP	0.0	0.00023	0	0.00034	0	0	0.00006
PCA	858	<1	2	1	1	14	2
Punto ebullición (°C)	15.05	14.00	33.38	18.26	9.73	7.50	29.17



(a)



(b)

Figura 3.1: (a) Diagrama Temperatura-Entropía, (b) Curva Presión-Temperatura para el HFC-245fa, HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E) HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y R-514-A.

Tal y como puede observarse, las principales diferencias entre los fluidos y sus alternativas potenciales son la considerable reducción del PCA y el cambio en la clasificación de seguridad, pasando de B2 a A1, o A2L en el caso de HFO-1234ze(Z). También, existen algunas diferencias, como por ejemplo los valores de ODP del HCFO-1224yd(Z) and HCFO-1233zd(E), que aunque no son 0, son prácticamente nulos¹³⁹. En cuanto a las propiedades termo-físicas de los candidatos, éstas son bastante similares a las del fluido de referencia.

El objetivo principal de este capítulo consiste en evaluar la idoneidad de los diferentes fluidos candidatos, tanto en casos de reemplazo directo en instalaciones existentes como en el caso de diseño de nuevas instalaciones. Es cierto que en la literatura se pueden encontrar algunos estudios relativos al uso de estos fluidos, no obstante, durante este capítulo se van a evaluar todos ellos bajo las mismas condiciones de operación. Este análisis computacional ofrece una comparativa entre el uso de HFC-245fa y el uso de HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E), HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y R-514-A.

3.2 MODELIZACIÓN DEL CICLO Y CONDICIONES DE OPERACIÓN

Para evaluar la idoneidad de los fluidos bajo diferentes condiciones de operación, se ha desarrollado un modelo computacional simplificado utilizando el software REFPROP 10.0¹⁴⁰. Esta herramienta permite obtener las propiedades termo-físicas necesarias para realizar el análisis del comportamiento de los fluidos candidatos y el de referencia.

Para representar las diferentes condiciones de operación en las que pueden trabajar los ORC de baja temperatura y pequeña potencia, los candidatos se han estudiado variando la temperatura de la fuente de calor de 90 °C hasta la

temperatura crítica de cada fluido. El análisis se ha realizado fijando dos temperaturas diferentes de entrada del foco frío, 20 °C y 40 °C, y se ha considerado un salto de temperaturas entre la entrada y la salida de la fuente de disipación de 10 °C. De modo que, mientras el primer caso representa el funcionamiento de los ORC en los que la temperatura de disipación es baja, el segundo caso proporcionaría una temperatura útil de 50 °C en su disipación, lo que resulta muy interesante ya que es una temperatura lo suficientemente alta como para poder ser aprovechada para otro proceso, y funcionar como un sistema de cogeneración.

En cuanto a la arquitectura, el modelo computacional ha sido desarrollado para el caso de un BORC y de un RORC, de modo que se ha podido estudiar el comportamiento de los fluidos bajo las condiciones indicadas en cada una de las configuraciones. La Figura 3.3 representa la disposición general de un RORC de manera simple, donde vienen indicados los principales puntos representados en el diagrama T-s, Figura 3.2.

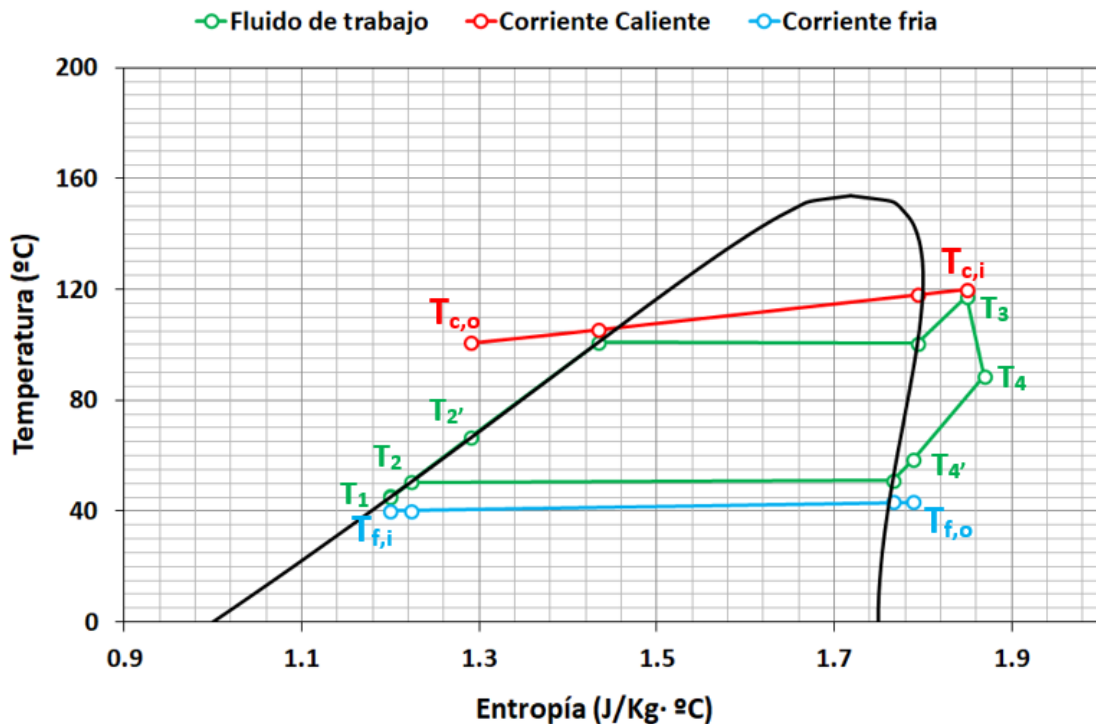


Figura 3.2: Diagrama Temperatura - Entropía de un RORC y sus principales puntos a analizar.

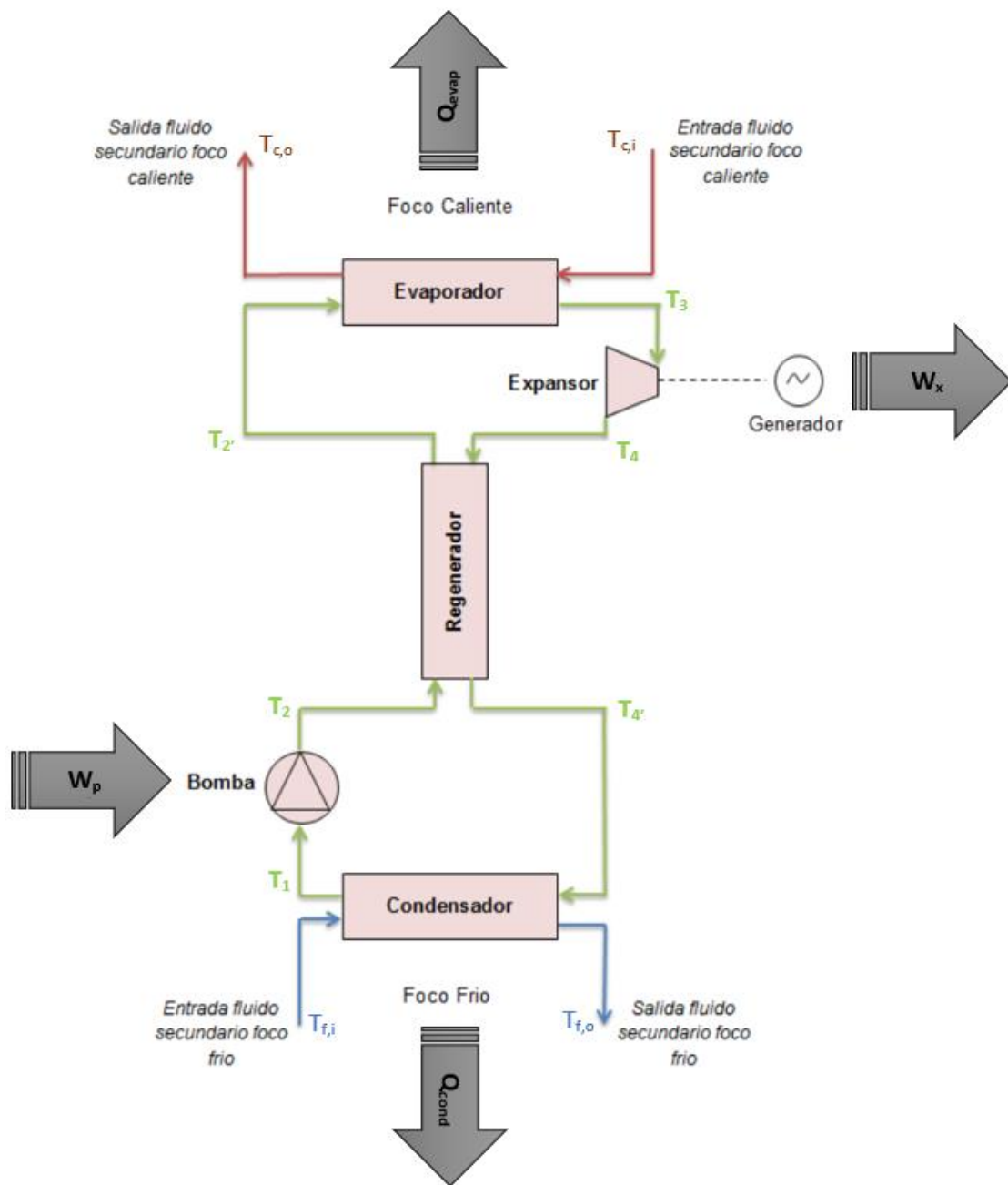


Figura 3.3: Disposición de los principales componentes de un RORC y principales puntos a analizar.

Durante todo el análisis, el grado de recalentamiento a la entrada del expansor se ha ajustado para maximizar la eficiencia neta, de modo que el recalentamiento se ha ido ajustando partiendo de un mínimo de 2.5 °C para conseguir esta optimización, Figura 3.4.

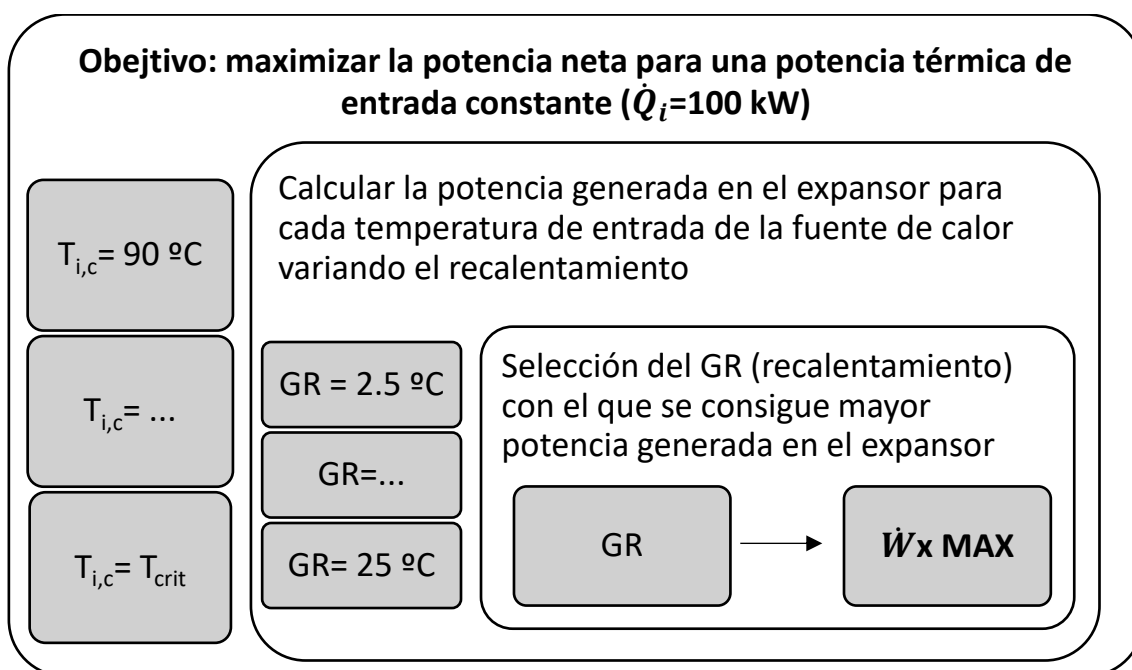


Figura 3.4: Flujograma de la metodología seguida para la optimización de la potencia generada.

Para asegurar que los fluidos no entren en una zona de operación inestable, la temperatura de evaporación ha sido limitada a la temperatura crítica menos 5 °C. Para facilitar el uso de intercambiadores de placas soldadas (en mercado pocos superan los 30 bares para tamaños medios/grandes) y limitar la presión máxima de operación, la presión máxima del ciclo se ha limitado a 30 MPa. La Tabla 3.2 muestra las condiciones empleadas para la obtención de resultados, las cuales se han establecido a partir de trabajos previos¹⁴¹. Esta tabla, además de las temperaturas, contiene otros parámetros importantes que también deben considerarse en instalaciones ORC.

Se pretende modelizar un ciclo similar a la realidad, por lo que se debe tener en cuenta que los procesos no son ideales y, aunque se han desperdiciado pérdidas de carga y de calor, se han tenido en cuenta valores realistas para las eficiencias de la bomba y del expensor, así como la eficiencia del regenerador.

Tabla 3.2: Parámetros de operación establecidos

Parámetros	Valor
Temperatura de la fuente de calor	90 °C - T_{crit}
Temperatura de la disipación	Baja temperatura: 20 °C Cogeneración: 40 °C
$T_{c,i} - T_{max}$ $T_{min} - T_{f,i}$	2.5 °C
Recalentamiento	Desde 2.5 °C (maximizando la eficiencia neta)
Subenfriamiento	5 °C
Eficacia del regenerador (ϵ_{rege})	80%
Eficiencia isentrópica de expansión ($\epsilon_{x,is}$)	85%
Eficiencia electromecánica del expansor ($\epsilon_{x,ov}$)	70%
Eficiencia electromecánica de la bomba ($\epsilon_{p,ov}$)	45%
Eficiencia isentrópica de la bomba ($\epsilon_{p,is}$)	85%
Potencia térmica de evaporación (\dot{Q}_{evap})	100 kW

Para este estudio, en base a trabajos anteriores¹⁴¹, se ha establecido una eficiencia isentrópica de la bomba y del expansor del 85%. Este parámetro muestra la relación entre el trabajo real y el teórico empleado, Ecuación 2 y Ecuación 3. La eficiencia isentrópica se puede tomar como indicador del desempeño del expansor y compresor.

$$\varepsilon_{is,x} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4,is} - h_3} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$\varepsilon_{is,p} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{Ecuación 3}$$

Si nos centramos en el proceso de expansión, también deberá tenerse en cuenta la eficiencia electromecánica del expansor para el cálculo de la potencia obtenida. La Ecuación 4 muestra como obtener la potencia de salida proporcionada por el proceso de expansión, es decir, la potencia que puede convertirse en energía eléctrica. Esto mismo ocurre cuando calculamos la energía consumida por la bomba, también debe considerarse su eficiencia electromecánica, Ecuación 5.

$$\dot{W}_x = \dot{m} \cdot (h_3 - h_{4,is}) \cdot \varepsilon_{ov,x} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\dot{W}_p = \dot{m} \cdot \frac{h_{2,is} - h_1}{\varepsilon_{ov,p}} \quad \text{Ecuación 5}$$

Otros parámetros muy interesantes a analizar en el proceso de expansión son la relación de presión y la relación de volúmenes. La primera, viene calculada por la Ecuación 6, tratándose de la ratio de presión a la entrada del expansor y presión a la salida de éste. Por otro lado, la Ecuación 7, muestra como calcular la relación de volúmenes, la cual es la ratio del volumen específico a la entrada y salida del expansor.

$$r_{P,x} = \frac{P_3}{P_4} \quad \text{Ecuación 6}$$

$$r_{v,x} = \frac{v_3}{v_4} \quad \text{Ecuación 7}$$

Otra forma de evaluar el desempeño del expansor es mediante la eficiencia volumétrica, Ecuación 8, siendo el caudal volumétrico real respecto al teórico. Por consiguiente, la eficiencia volumétrica vendrá marcada por la geometría del expansor.

$$\varepsilon_{vol,x} = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teórico}} \quad \text{Ecuación 8}$$

Otro de los parámetros establecidos ha sido la eficacia del regenerador, la cual, como es lógico, afectará solamente a los resultados obtenidos con el RORC. En este capítulo se ha considerado una eficacia del regenerador del 80%, Ecuación 9, la cual se obtiene mediante el cociente entre la potencia intercambiada y la máxima potencia intercambiada posible.

$$\varepsilon_{reg} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} \quad \text{Ecuación 9}$$

Otros parámetros fundamentales a calcular relativos a los intercambiadores de calor presentes en un ORC son la potencia térmica captada mediante el evaporador, Ecuación 10, y la potencia térmica disipada mediante el condensador, Ecuación 11. Se debe tener en cuenta que para este estudio se ha considerado una potencia de entrada fija de 100 kW. Además, no se han considerado pérdidas de carga por fricción, por lo que la presión a la entrada de cada intercambiador será la misma que a su salida. Del mismo modo, también se han considerado nulas las posibles pérdidas de calor que podrían darse a lo largo de las líneas.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2') \quad \text{Ecuación 10}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_4' - h_1) \quad \text{Ecuación 11}$$

Otros parámetros básicos y muy importantes a analizar durante el proceso de estudio de los diferentes fluidos de trabajo son la eficiencia neta (Ecuación 12) y la eficiencia bruta del ciclo (Ecuación 13). La eficiencia neta del ciclo representa la ratio entre el trabajo útil y la potencia térmica suministrada por la fuente, mientras que la eficiencia bruta del ciclo es la ratio entre el trabajo generado en la expansión y la potencia térmica entrante. Es decir, la eficiencia bruta no tiene en cuenta la potencia consumida por la bomba para el funcionamiento del ciclo.

$$\eta_n = \frac{\dot{W}_x - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{\text{evap}}} \quad \text{Ecuación 12}$$

$$\eta_{ov} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{Q}_{\text{evap}}} \quad \text{Ecuación 13}$$

Las condiciones y parámetros descritos en esta sección se han utilizado para la modelización del ciclo y análisis de los diferentes fluidos de trabajo. Permitiendo ofrecer un modelo simplificado y optimizado de una instalación ORC de pequeña escala y baja temperatura con configuración básica y regenerativa. Mediante este modelo, entre otros, se muestra la variación que experimenta con cada fluido de trabajo la potencia generada en el expansor, la eficiencia neta del ciclo y caudal volumétrico a la entrada del expansor bajo diferentes condiciones del ciclo. Con ello se pretende determinar si la propuesta de fluidos es adecuada para su uso en ORCs de baja temperatura y pequeña potencia.

3.3 RESULTADOS

A continuación, se presentan los principales resultados obtenidos a partir del modelo descrito en el apartado anterior. Se debe tener en cuenta que este análisis se ha realizado ajustando el grado de recalentamiento para maximizar la eficiencia neta del ciclo.

Uno de los principales parámetros a analizar es el caudal másico del fluido de trabajo, ya que este valor afecta directamente a la potencia generada en el expansor y a la potencia consumida por la bomba. El caudal másico vendrá determinado por las propiedades termodinámicas de cada fluido. Teniendo en cuenta que para todo el rango de operación analizado se ha considerado una potencia térmica de entrada constante, siguiendo la Ecuación 10, el caudal másico queda definido por la diferencia de entalpías alcanzada entre la entrada y la salida del evaporador. Tal y como era de esperar, con el incremento de temperatura de la fuente térmica (foco de activación), el caudal másico disminuye, ya que el salto entálpico conseguido es mayor. En cambio, tal y como se podría prever, al aumentar la temperatura de disipación, se conseguirá una menor diferencia de entalpías por lo que el caudal másico aumentará. Del mismo modo, la configuración regenerativa también conlleva un incremento en el caudal másico. Prestando atención al comportamiento de los diferentes fluidos de trabajo, el uso HFO-1336mzz(E) implica un caudal másico mayor, seguido por el HCFO-1224yd(Z) y el HFO-1336mzz(Z). Con el uso de HFC-1233zd(E) se requiere, para todo el rango de operación analizado, el mismo caudal másico que el que se tendría con el uso de HFC-245fa, Figura 3.5.

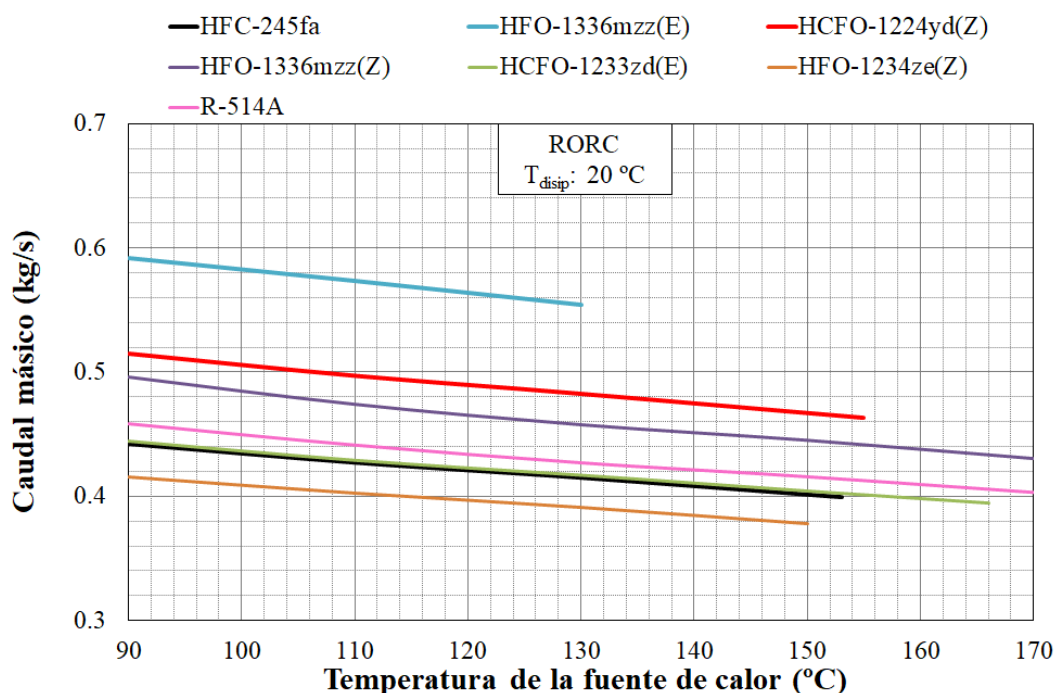
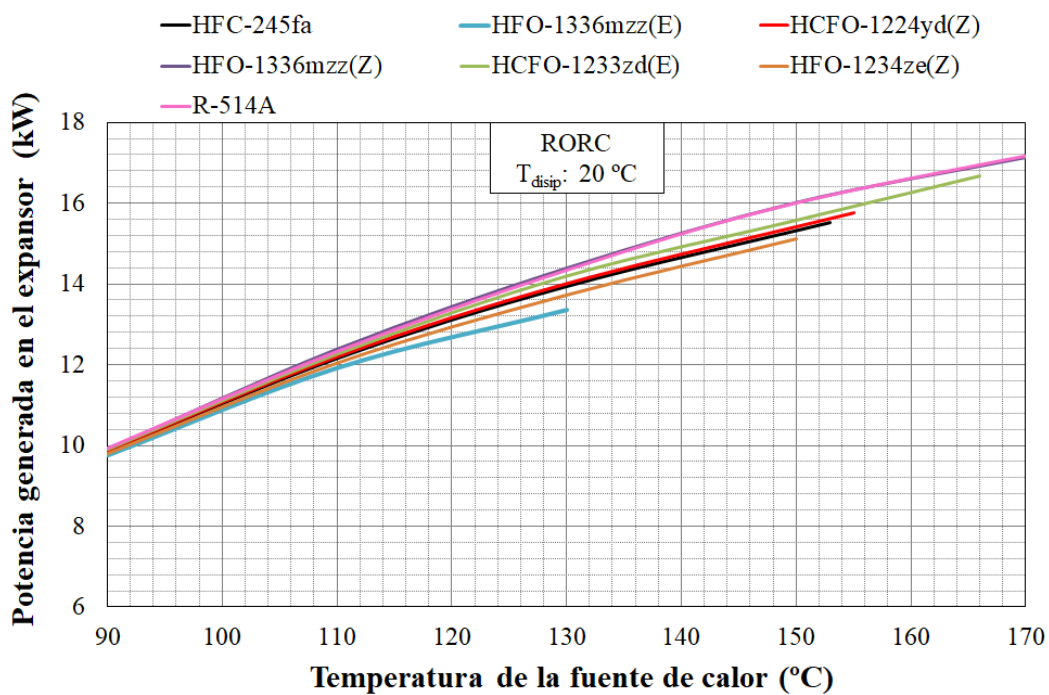


Figura 3.5: Caudal másico en función de la temperatura de la fuente de calor, temperatura de disipación a 20 °C con configuración RORC.

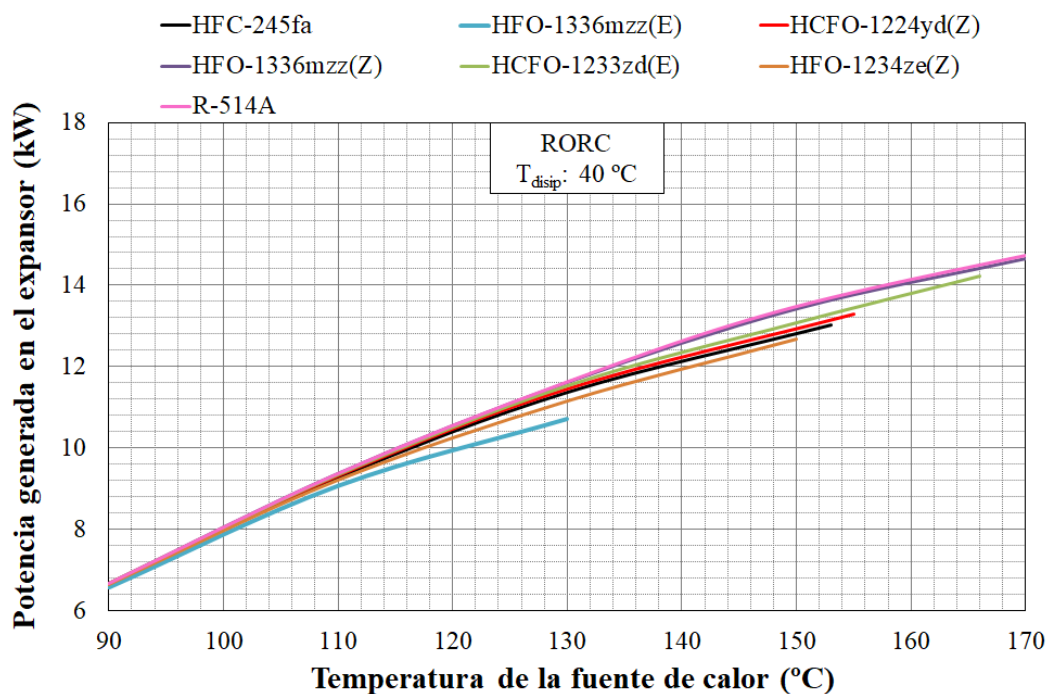
La Figura 3.6, muestra la potencia generada en el expansor; tal y como era de esperar, cuanto mayor sea la temperatura de la fuente de calor, mayor será la potencia obtenida en la expansión. A pesar de que el caudal másico disminuye con el aumento de la temperatura de la fuente térmica, el salto entálpico que se produce en la expansión es mucho mayor, por lo que la potencia generada en éste aumenta con la temperatura de entrada. Del mismo modo, esta potencia también se consigue aumentar disminuyendo la temperatura de la fuente de disipación. Esto se debe a que se genera un salto mayor de presiones entre la entrada y salida del expansor, y por consiguiente un salto entálpico isentrópico mayor. De hecho, si analizamos los valores numéricos, la potencia generada en el expansor decrece entre un 13.49% y un 32.58% cuando aumentamos 20 °C la temperatura del foco frío (temperatura de disipación). Si se analiza el efecto que tiene la configuración sobre la potencia eléctrica

generada, se puede apreciar fácilmente como con el RORC se obtiene una potencia en el expansor mucho mayor de la que se obtendría con el uso de un BORC, consiguiendo una potencia del expansor hasta un 15.6% mayor.

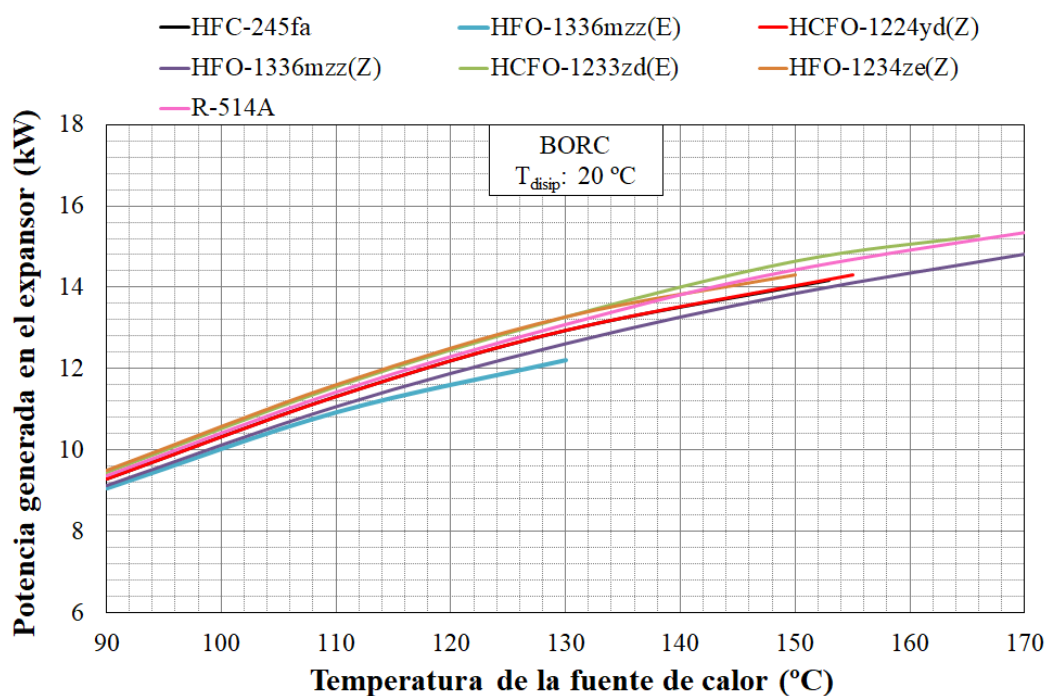
Si además de en la configuración del ciclo nos fijamos en el comportamiento que tiene cada fluido de trabajo, la Figura 3.6(a) y Figura 3.6(b) muestran como los fluidos con mayor temperatura crítica como, por ejemplo, el HFO-1336mzz(Z), R-514-A y HCFO-1233zd(E), permiten generar una mayor potencia en el expansor cuando se emplean en un RORC. Para bajas temperaturas de la fuente de calor esta diferencia es mínima, pero si se incrementa la temperatura del foco caliente se obtienen mayor potencia de expansión con el uso de los fluidos con mayores temperaturas críticas. Sin embargo, probando los mismos fluidos bajo las mismas condiciones en un BORC, Figura 3.6(c) y Figura 3.6(d), los resultados obtenidos son diferentes. Por ejemplo, si comparamos estos datos con los conseguidos mediante el RORC, los resultados relativos a la potencia generada empeoran notablemente con el uso de HFO-1336mzz(Z). Empleando el BORC, el uso de HCFO-1233zd(E) permite alcanzar los mayores valores de potencia en el expansor, seguido por el R-514-A y el HFO-1234ze(Z). En lo que respecta al uso de HCFO-1224yd(Z), éste muestra prácticamente el mismo comportamiento que el fluido de referencia para todo el rango de temperaturas. El uso de HFO-1336mzz(E) implica una menor potencia generada en el expansor para todo el rango de operación analizado.



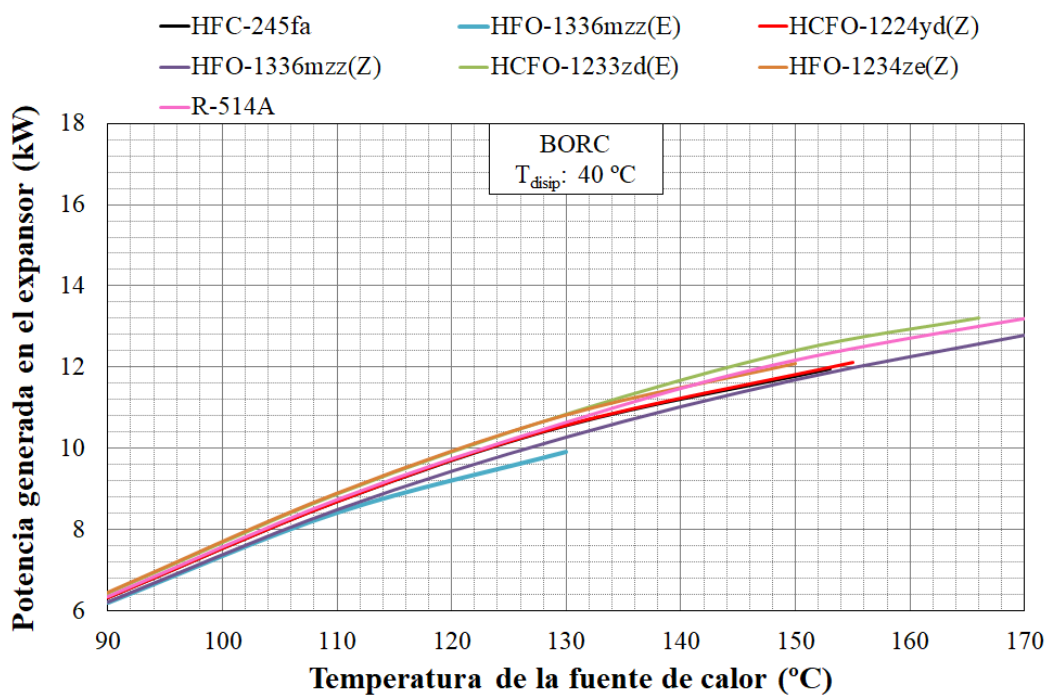
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.6: Potencia generada en el expensor en función de la temperatura de la fuente de calor: (a) temperatura de disipación a 20 °C con configuración RORC, (b) temperatura de disipación a 40 °C con configuración RORC, (c) temperatura de disipación a 20 °C con configuración BORG, (d) temperatura de disipación a 40 °C con configuración BORG.

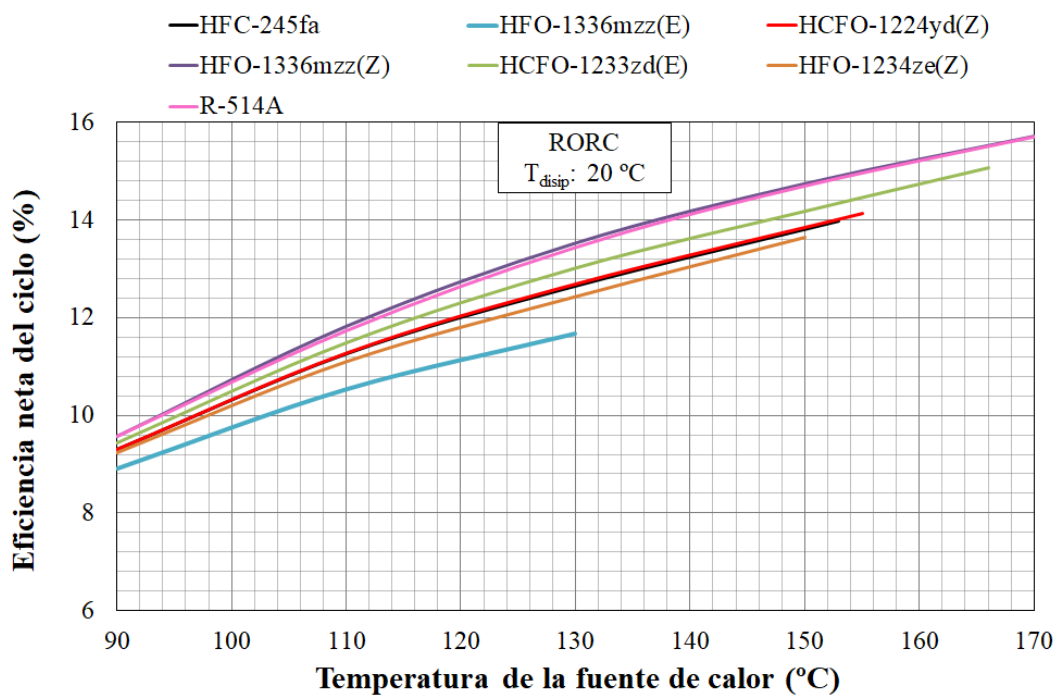
Siguiendo el mismo razonamiento que para el cálculo de la potencia de expansión, la potencia consumida por la bomba aumentará cuando se incremente la temperatura de la fuente de calor y se reduzca la temperatura de disipación. Pero cabe destacar que, en la bomba la diferencia entálpica obtenida es menor a la obtenida en el expansor, por lo que el efecto del caudal másico se verá reflejado en mayor medida en el comportamiento de los fluidos de trabajo, haciendo que con el uso de HFO-1336mzz(E) el consumo de la bomba sea mayor, a pesar de lo que podríamos imaginar teniendo en cuenta la potencia obtenida en el expansor. Por lo que, para analizar el funcionamiento del ciclo, se deberá tener en cuenta la potencia neta.

La Figura 3.7 muestra la eficiencia neta del ciclo, la cual viene determinada por la potencia consumida por la bomba, la potencia obtenida en el expansor y la potencia térmica suministrada por la fuente de calor en el evaporador. Como ya se ha dicho previamente, para este estudio se ha considerado una potencia térmica de entrada constante para todas las condiciones de operación (100 kW). Por tanto, teniendo en cuenta la Ecuación 12, la Figura 3.7 también nos muestra la tendencia que sigue la potencia neta, es decir, la diferencia entre la potencia obtenida en el generador y la requerida por la bomba para el funcionamiento del ciclo. Se puede ver que cuanto mayor es la temperatura de la fuente de calor, mayor será la potencia neta obtenida. Si comparamos la Figura 3.7 (a) con la Figura 3.7 (b), y la Figura 3.7(c) con la Figura 3.7(d), podemos observar una reducción significativa en la potencia neta cuando la temperatura de disipación aumenta. En cuanto a la arquitectura utilizada, el RORC permite alcanzar una mayor eficiencia neta, especialmente cuando la temperatura de activación aumenta.

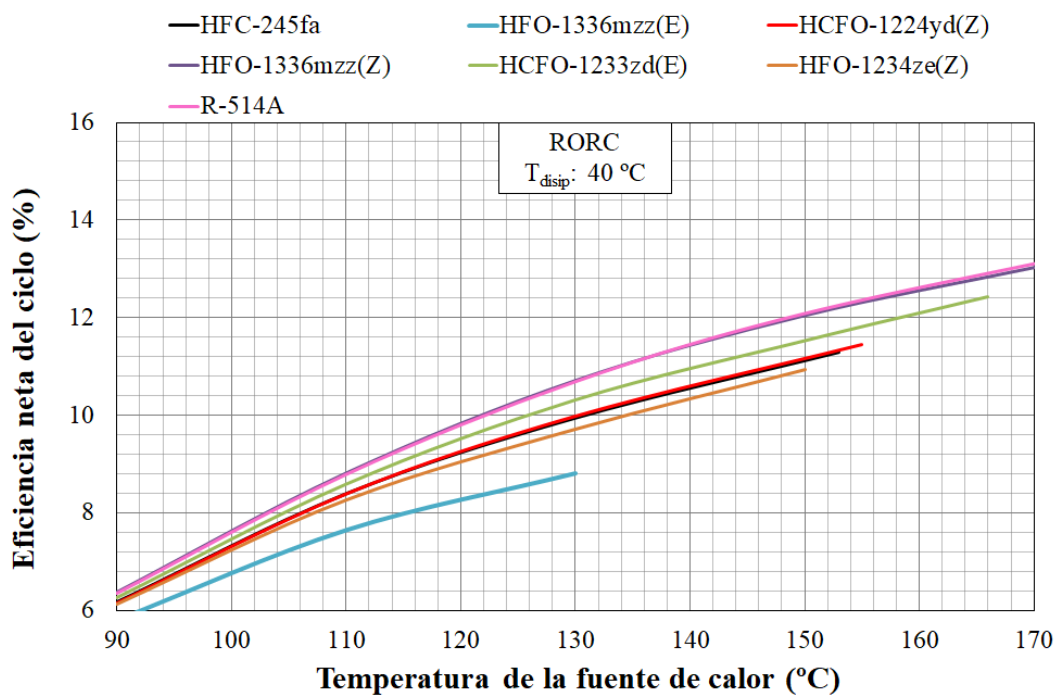
Mediante los diferentes puntos estudiados se puede ver como, con el BORC, un menor grado de recalentamiento tiene una influencia positiva en la

potencia eléctrica generada. Al haber fijado constante la potencia térmica de entrada, una disminución del recalentamiento hace que la diferencia de entalpías también se reduzca y por consiguiente el caudal másico obtenido sea mayor, esto provoca que se logre alcanzar una generación mayor en el expansor. No obstante, si se analiza la influencia que tiene el recalentamiento sobre la potencia del expansor cuando se utiliza una arquitectura regenerativa, a medida que se va incrementando la temperatura de entrada de la fuente de calor, resulta ventajoso ir aumentando el recalentamiento con ésta. Esto se debe a que parte de la potencia térmica a la salida del expansor se emplea para precalentar el fluido antes de la entrada de éste en el evaporador.

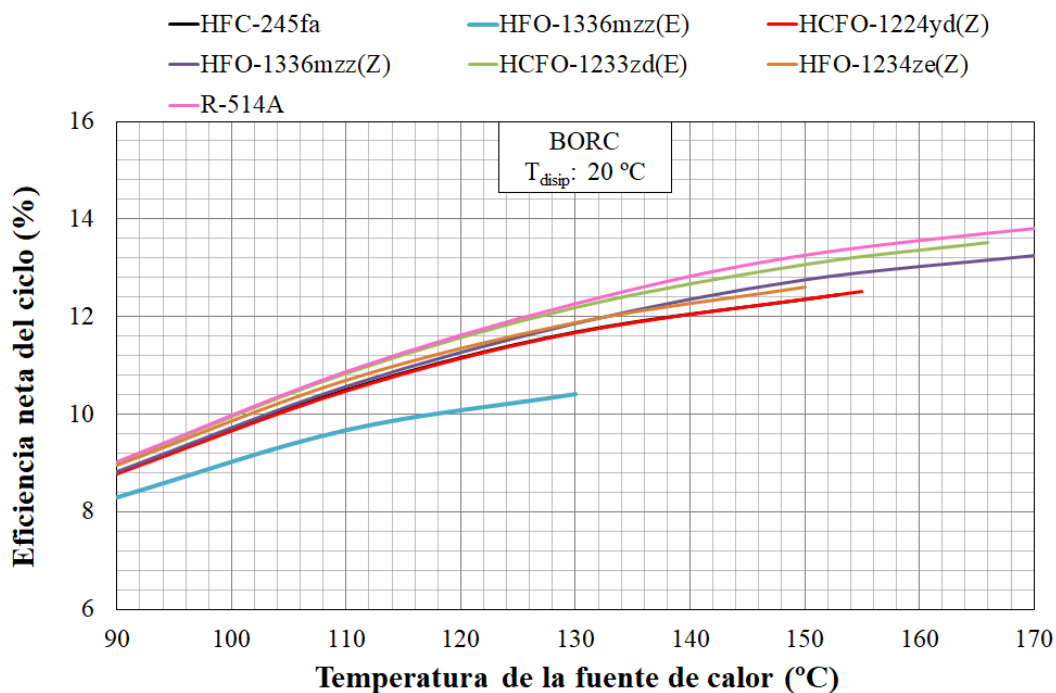
Centrándonos en el fluido de trabajo, la Figura 3.7 muestra como para bajas temperaturas de activación, todos los fluidos de trabajo analizados ofrecen prácticamente la misma eficiencia neta del ciclo. Sin embargo, del mismo modo que ocurría con la potencia obtenida a la salida del expansor, cuando la temperatura de la fuente aumenta, es cuando se comienza a ver la diferencia entre fluidos de trabajo. Obteniendo mayores eficiencias netas con el uso de los fluidos con mayor temperatura crítica. La mayor eficiencia neta alcanzada se logra empleando HFO-1336mzz(Z) y R-514-A en la configuración RORC, alcanzando diferencias relativas de hasta 8.16%, tomando el uso de HFC-245fa como referencia. Con el uso de HCFO-1224yd(Z) se alcanza prácticamente la misma eficiencia neta que con el HFC-245fa durante todo el rango de operación analizado, de hecho las líneas prácticamente se superponen. Tal y como era de esperar viendo la potencia obtenida en el expansor, con el uso de HFO-1336mzz(E) se obtiene una eficiencia neta menor que ofrecida por el resto de los fluidos.



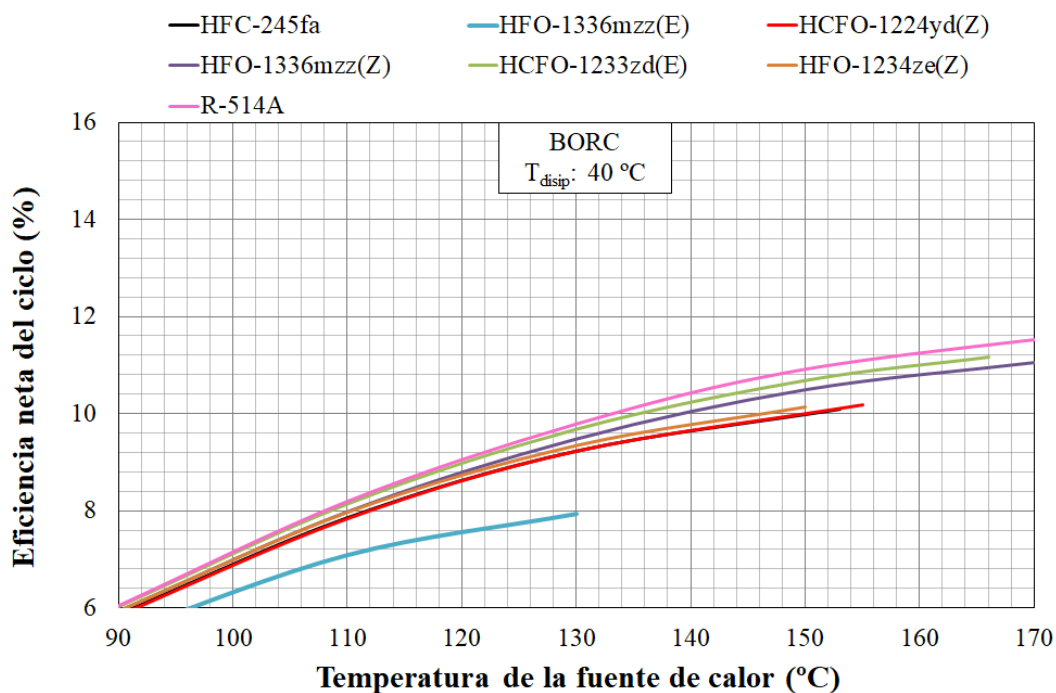
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.7: Eficiencia neta del ciclo en función de la temperatura de la fuente de calor: (a) temperatura de disipación a 20 °C con configuración RORC, (b) temperatura de disipación a 40 °C con configuración RORC, (c) temperatura de disipación a 20 °C con configuración BORG, (d) temperatura de disipación a 40 °C con configuración BORG.

Tal y como se indicaba al principio de esta sección, con los resultados analizados hasta el momento, se puede deducir el comportamiento que tendrían estos fluidos en el caso de diseño de una nueva instalación. Pero también se ha considerado interesante emplear este análisis teórico para prever de una manera orientativa el comportamiento que tendrían estos fluidos si se quisiesen emplear como reemplazo directo en una instalación existente. Por tanto, para finalizar este capítulo, se analiza el caudal volumétrico a la entrada del expansor, como indicador de la escala del mismo. Tal y como se ha comentado anteriormente, la tecnología de expansor volumétrica es la más ampliamente utilizada para ORCs de pequeña potencia y baja temperatura.

La Figura 3.8, muestra como el incremento de la temperatura de la fuente de calor se asocia con la reducción del caudal volumétrico. En cuanto a la temperatura de la fuente de disipación, el caudal volumétrico se ve incrementado con el aumento de esta. Centrándonos en el comportamiento de los fluidos de trabajo, los datos muestran la importancia de determinar el rango de temperatura en el que vamos a trabajar, ya que el caudal volumétrico se encuentra fuertemente afectado por las temperaturas de operación, disminuyendo la diferencia entre fluidos de trabajo a medida que aumenta la temperatura de la fuente de calor. El mayor caudal volumétrico se ha encontrado con el uso de HFO-1336mzz(Z), seguido por R-514-A y HCFO1233zd(E), y por consiguiente los mayores tamaños de expansor. Con el uso de HFO-1234ze(Z) se obtienen unos resultados prácticamente idénticos a los obtenidos con el fluido de referencia, y por consiguiente similitud en el tamaño del expansor, se deduce su buen comportamiento en casos de reemplazo directo. Los siguientes resultados de caudal volumétrico más próximos a los obtenidos con el uso de HFC-245fa son los obtenidos con HCFO-

1224yd(Z) y HFO-1336mzz(E), siendo el HFC-1224yd(Z) el que tiene los valores inmediatamente superiores a los del HFC-245fa y el HFO-1336mzz(E) el que tiene valores inmediatamente inferiores.

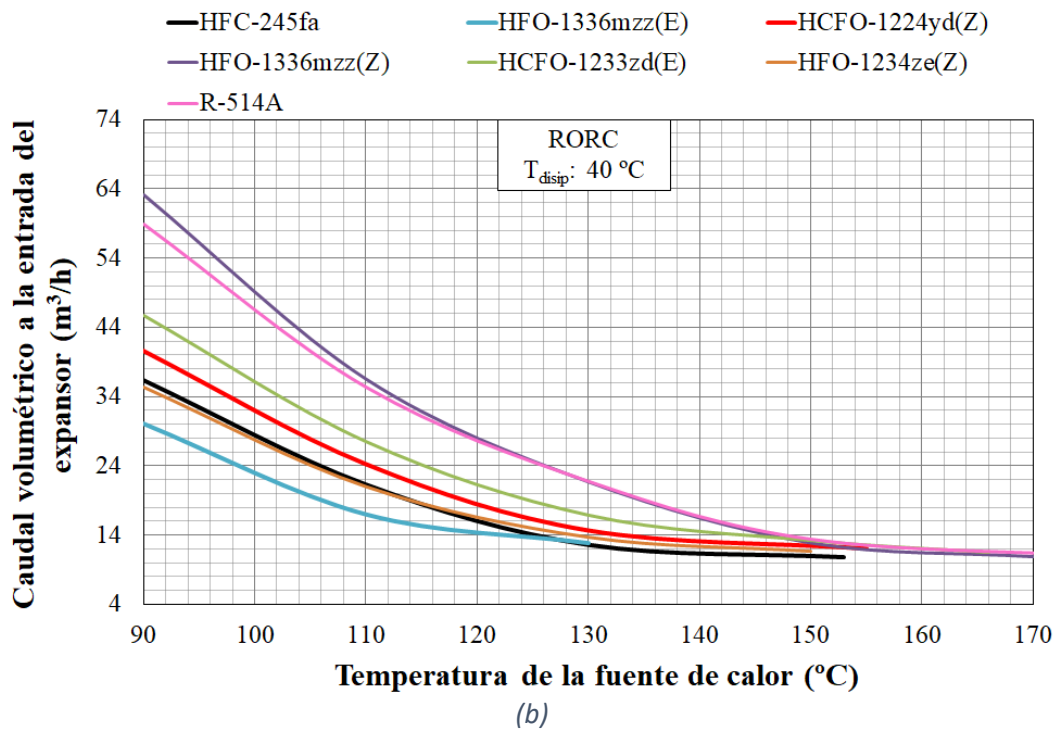
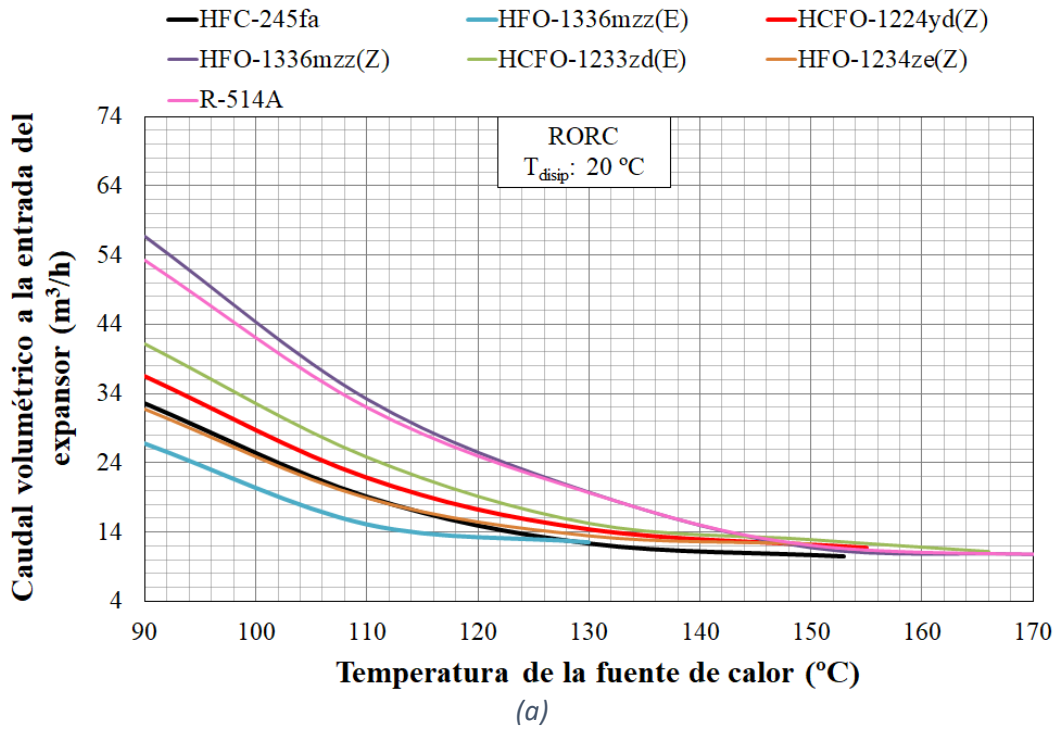


Figura 3.8: Caudal volumétrico a la entrada del expansor en función de la temperatura de la fuente de calor: (a) temperatura de disipación a 20 °C con configuración RORC, (b) temperatura de disipación a 40 °C con configuración RORC.

Las diferencias encontradas en el caudal volumétrico de los diferentes fluidos estudiados, en los casos de reemplazo directo afectarán a la potencia generada en el expansor. Por ejemplo, el mayor caudal volumétrico encontrado con el uso de un fluido alternativo en comparación con el HFC-245fa, nos indica que el candidato propuesto necesitará un tamaño mayor de expansor. Es decir, en caso de realizar una sustitución directa en una instalación diseñada para uso de HFC-245fa, el fluido alternativo estaría trabajando con un tamaño de expansor menor al que debería, lo que derivaría finalmente en una disminución de la potencia generada en el expansor. Al tratarse de un caso de reemplazo directo no podríamos incrementar el tamaño de la tecnología de expansión, pero esta diferencia en la energía generada podría compensarse aumentando la presión a la entrada del expansor y reduciendo por tanto el grado de recalentamiento. De este modo aumentaría el caudal trasegado por la bomba, siempre que se disponga de una bomba capaz de asumir este incremento y nos mantengamos por encima de un valor de recalentamiento mínimo.

3.4 CONCLUSIONES

Durante este capítulo se ha estudiado la posibilidad de utilizar HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E), HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y R-514-A como sustitutos del HFC-245fa en ORCs de pequeña escala y baja temperatura. Para ello, se ha desarrollado un modelo teórico de un RORC y un BORC maximizando la eficiencia neta del ciclo. Los datos de las propiedades de los fluidos se han obtenido utilizando REFPROP 10.0. Los diferentes fluidos han sido comparados bajo las mismas condiciones, condiciones basadas en instalaciones reales.

Al analizar los resultados, tal y como era de esperar, se obtiene que para aumentar la eficiencia neta del ciclo se tiene que incrementar la temperatura de la fuente térmica; el uso de un RORC también permitirá mejorar la eficiencia neta del ciclo. La temperatura de disipación tiene un efecto considerable en el comportamiento final del ciclo. En el caso de una aplicación de cogeneración, donde la temperatura de entrada de la corriente de disipación se ha establecido a 40 °C, se tiene una disminución de entre 13.49% y 32.58% en la potencia obtenida en el expansor y de entre 16.62% y 33.89% en la eficiencia neta del ciclo, tomando como referencia los valores obtenidos con la temperatura de disipación establecida a 20 °C. De la comparativa entre fluidos de trabajo, se determina que con el uso de HFO-1336mzz(Z) o R-514-A en un RORC se consiguen las mayores eficiencias netas de ciclo, hasta un 8.16% más alto que el HFC-245fa. El HCFO-1224yd(Z) ofrece casi la misma eficiencia neta que el HFC-245fa, mientras que el HFO-1336mzz(E) ofrece los peores resultados de este parámetro.

Es importante conocer el comportamiento que tienen estos fluidos en el ciclo, pero debe tenerse en cuenta que, en caso de necesitar un candidato para una sustitución directa, la decisión de la selección del fluido no puede basarse solamente en los resultados relativos a la potencia y eficiencia, sino que también es de gran importancia analizar parámetros relativos al tamaño del expansor. Así que en este capítulo también se ha realizado una comparativa del caudal volumétrico a la entrada del expansor con los diferentes fluidos de trabajo. A partir de los resultados obtenidos, se ha visto que el uso de HFO1336mzz(Z) y R-514-A conduce a tamaños de expansor más grandes, mientras que con el uso de HFO-1234ze(Z) se consigue caudal volumétrico de entrada próximo al que se consigue usando HFC-245fa. Por otro lado, el HFO-1336mzz(E) tiene los valores inmediatamente inferiores a los del HFC-245fa, mientras que el HCFO-1224yd(Z) tiene los valores inmediatamente superiores.

Para concluir, en caso de diseñar una nueva instalación, y atendiendo únicamente al parámetro de eficiencia neta, se recomienda el uso de un RORC con HFO-1336mzz(Z), R-514-A o HCFO-1233zd(E), ya que estos fluidos de trabajo, con temperaturas críticas más altas, ofrecen mejores eficiencias de ciclo. Por otro lado, el uso de HFO-1234ze(Z) podría ser una opción adecuada como alternativa al HFC-245fa en un caso de reemplazo directo, debido a su bajo caudal volumétrico, especialmente con bajas temperaturas de la fuente de calor; sin embargo, su falta de disponibilidad en calidad de refrigerante lo desactiva como opción. Por tanto, las siguientes alternativas para el caso de reemplazo directo serían el uso de HCFO-1224yd(Z) o HFO-1336mzz(E), alternativas interesantes debido a su similar caudal volumétrico. No obstante, aunque se considere el caso de un reemplazo directo, se debería evitar comprometer en medida de lo posible los valores de eficiencia neta y potencia generada con el expansor, los cuales se ven negativamente afectados con el uso de HFO-1336mzz(E). Además, su temperatura crítica podría limitar el uso de este fluido en ciertas aplicaciones, ya que su valor es considerablemente menor que el del fluido de referencia. Por tanto, en caso de reemplazo directo se recomienda el uso de HCFO-1224yd(Z). A pesar de que, según muestra el análisis del caudal volumétrico, con el uso del mismo expansor, el HCFO-1224yd(Z) necesitaría un mayor caudal másico para proporcionar la misma potencia que el fluido de referencia, se ha comentado como esta pequeña diferencia podría subsanarse con el aumento de la presión de operación del fluido de trabajo.

Capítulo 4: REEMPLAZO DIRECTO DE HFC-245FA POR HCFO-1224YD(Z) EN UN BANCO DE ENSAYOS

4.1 INTRODUCCIÓN

Tal y como se ha analizado en el capítulo anterior, existen una serie de alternativas para sustituir al HFC-245fa en ORCs de pequeña potencia y baja temperatura. Sin embargo, centrándonos en el reemplazo directo en instalaciones ORC existentes donde se usa HFC-245fa como fluido de trabajo, destacan las siguientes alternativas: HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(E) y HFO-1234ze(Z). Para la selección de estos tres fluidos, se ha tomado como criterio principal el caudal volumétrico a la entrada del expansor. Ya que, por su complejidad y coste asociado, el expansor es uno de los elementos más importantes en el proceso de diseño de un ORC, y más teniendo en cuenta que la mayoría de diseños de ORCs de pequeña potencia y baja temperatura usan

expansores volumétricos. El capítulo 3 muestra la similitud en cuanto a caudal volumétrico que tiene el uso de HFC-245fa con el uso de HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(E) y HFO-1234ze(Z).

Al considerar las 3 alternativas como posible sustituto directo, hay que tener en cuenta que el HFO-1234ze(Z) no parece estar comercialmente disponible, y que el uso de HFO-1336mzz(E) compromete los valores de potencia para un igual tamaño de expansor; además, también debe considerarse la baja temperatura crítica del HFO-1336mzz(E), la cual limita mucho el rango de operación del ciclo. Por tanto, entre los tres candidatos propuestos solo quedaría el HCFO-1224yd(Z). Este fluido, según muestra el Capítulo 3, además de un caudal volumétrico similar, ofrece unos resultados de rendimiento y potencias del ciclo muy similares a los obtenidos mediante la simulación del uso de HFC-245fa. Por ello, finalmente, en esta tesis se estudia el uso de HCFO-1224yd(Z) como la principal alternativa al HFC-245fa en casos de reemplazo directo.

En la Figura 4.1 puede apreciarse como ambos fluidos tienen algunas propiedades termo-físicas similares, como temperatura y presión crítica. Así, con el objetivo en mente de encontrar un fluido de trabajo capaz de funcionar bajo las mismas condiciones de operación que el HFC-245fa y con la menor cantidad posible de modificaciones de ciclo, estas similitudes en las propiedades termo-físicas juegan un papel positivo en los casos de reemplazo directo. Además, no debemos perder de vista el objetivo de reducir el impacto ambiental, y es aquí donde radica una de sus principales ventajas; mientras que el HCFO-1224yd(Z) tiene un valor inferior a 1, el PCA del HFC-245fa es 858, por tanto, este cambio supondría una mejora ambiental considerable. Además, este cambio de fluido de trabajo también implica beneficios relativos a la seguridad durante la operación, ya que el HCFO-1224yd(Z) está clasificado

como tipo A1 dentro del standard 34 de ASHRAE (menor toxicidad, no inflamable) en lugar de B1 (mayor toxicidad, no inflamable), como era el caso del HFC-245fa.

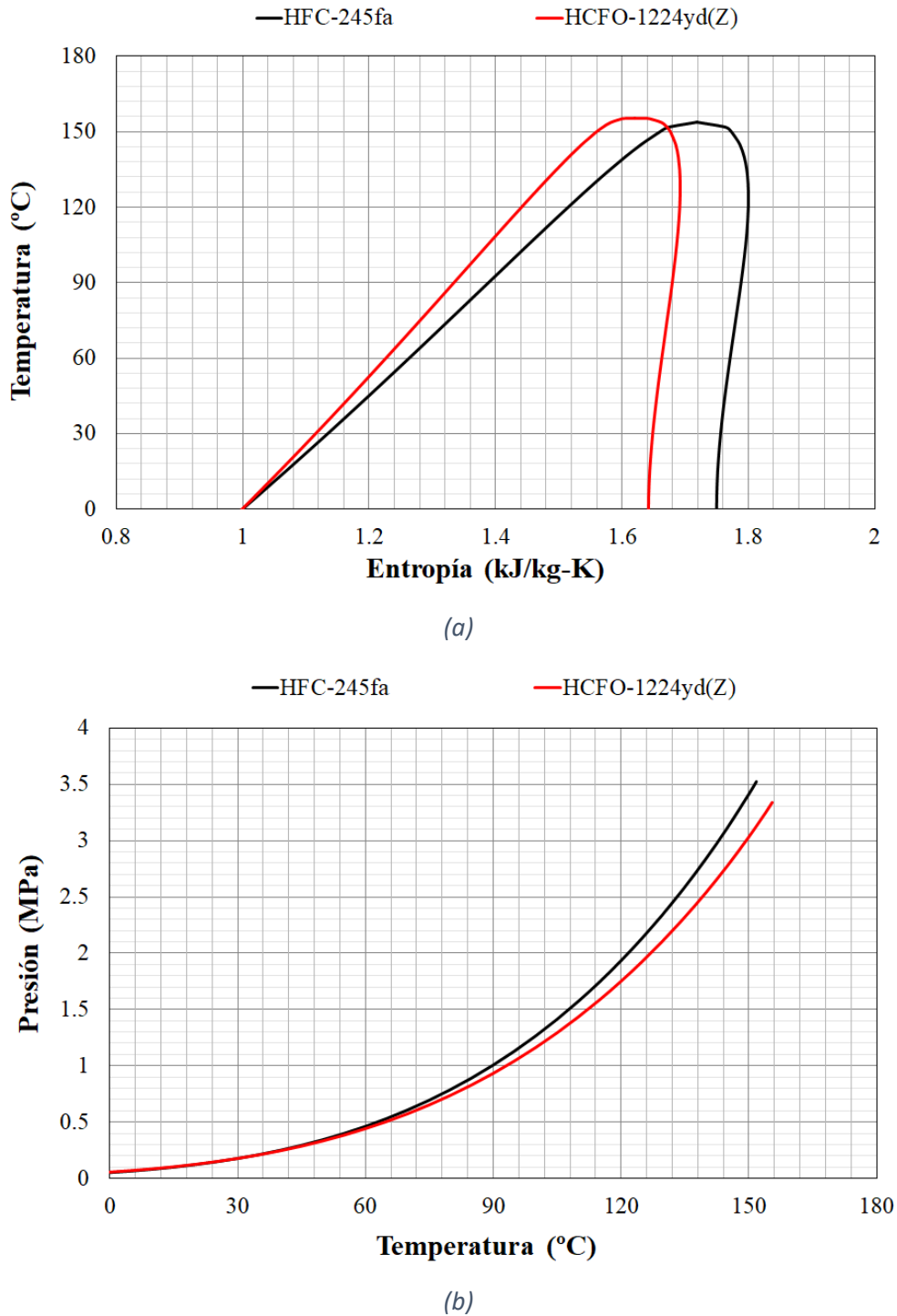


Figura 4.1: (a) Diagrama Temperatura-Entropía, (b) Curva Presión-Temperatura del HFC-245fa y HCFO-1224yd(Z).

Dado que el presente trabajo analiza HCFO-1224yd(Z) como un reemplazo directo, un aspecto determinante a tener en cuenta es la compatibilidad de materiales. Eyerer y al. (2019)¹²⁰ analizó la compatibilidad de materiales entre este fluido y elastómeros típicos, obteniendo una compatibilidad similar para HFC-245fa y HCFO-1224yd(Z) con etileno-propileno-dieno y clorobutadieno. Además, los datos técnicos proporcionados por el fabricante¹⁴² muestran que el impacto de los elastómeros de uso común en el HCFO-1224yd(Z) es equivalente al impacto que tienen en el HFC-245fa. Asimismo, el fabricante afirma que este fluido es térmicamente estable en aceites y tiene una miscibilidad aceptable en aceites sintéticos, como los poliolésteres, que se utilizan habitualmente en este tipo de instalaciones. También muestran que el HCFO-1224yd(Z) y el HFC-245fa tienen una estabilidad térmica similar y un impacto equivalente en los plásticos.

Teniendo en cuenta la semejanza entre los dos fluidos de trabajo, la compatibilidad de materiales y los resultados obtenidos mediante la comparativa teórica, este capítulo tiene como objetivo final determinar mediante métodos experimentales, la idoneidad del HCFO-1224yd(Z) como sustituto directo del HFC-245fa. El presente capítulo emplea un banco de ensayos totalmente monitorizado para analizar experimentalmente el uso de ambos fluidos en un RORC de pequeña escala y baja temperatura diseñado para uso de HFC-245fa como fluido de trabajo.

4.2 METODOLOGÍA E INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

En este capítulo se prueba experimentalmente el uso de HFC-245fa y HCFO-1224yd(Z) utilizando una instalación experimental diseñada pensando en el uso de HFC-245fa como fluido de trabajo. La instalación está compuesta por una fuente de calor, un módulo ORC y una fuente de disipación, Figura 4.2. Además de estos tres elementos principales, también deben tenerse en cuenta los elementos que componen el equipo de medición como, por ejemplo, los sensores de temperatura y presión y el sistema de adquisición de datos. Esta instalación experimental pertenece a ISTENER, y está ubicado en un laboratorio del edificio TD de la Escuela Superior de Tecnología y Ciencias Experimentales de la Universitat Jaume I. Molés (2015)³⁴, ya usó esta misma instalación ORC unos años atrás, proponiendo el uso de HCFO-1233zd(E) y HFO-1336mzz(Z) como alternativas al HFC-245fa.

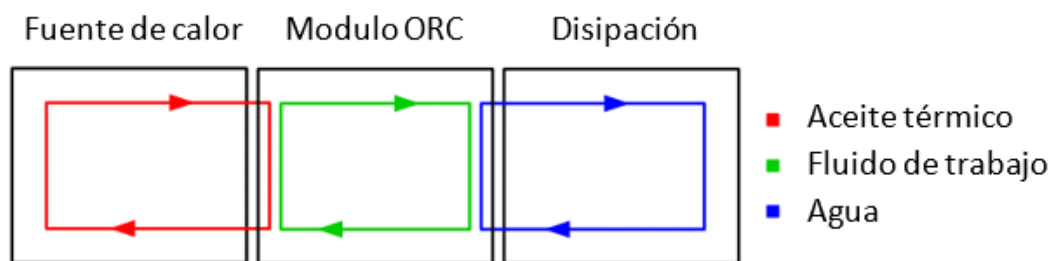


Figura 4.2: Disposición general del banco de pruebas experimental.

Se trata de un prototipo ORC de pequeña escala y baja temperatura diseñado por Rank®⁴⁵ para su uso en estudios experimentales, Figura 4.3. Este módulo ha sido diseñado para utilizar un circuito de aceite térmico como fuente de calor y un circuito de agua como disipador de calor. La Tabla 4.1 muestra las principales especificaciones técnicas del módulo ORC.



Figura 4.3: Módulo ORC proporcionado por RANK®

Tabla 4.1: Especificaciones técnicas principales del módulo ORC.

Modelo
RP2
Configuración
RORC
Fluido de trabajo
HFC-245fa
Tecnología de expansión
Volumétrico
Intercambiadores de calor
Placas
Temperatura máxima de entrada de la fuente de calor (°C)
160
Temperatura máxima de entrada de la fuente de disipación (°C)
45
Potencia nominal del generador (kW)
1.5

En esta instalación, el ORC tiene una configuración regenerativa, consiguiendo así un aumento de la eficiencia del ciclo. La Figura 4.4 muestra la disposición esquemática de cada elemento contenido en el módulo ORC. Los diseños esquemáticos de la instalación están representados por los símbolos gráficos que se muestran en la Figura 4.5.

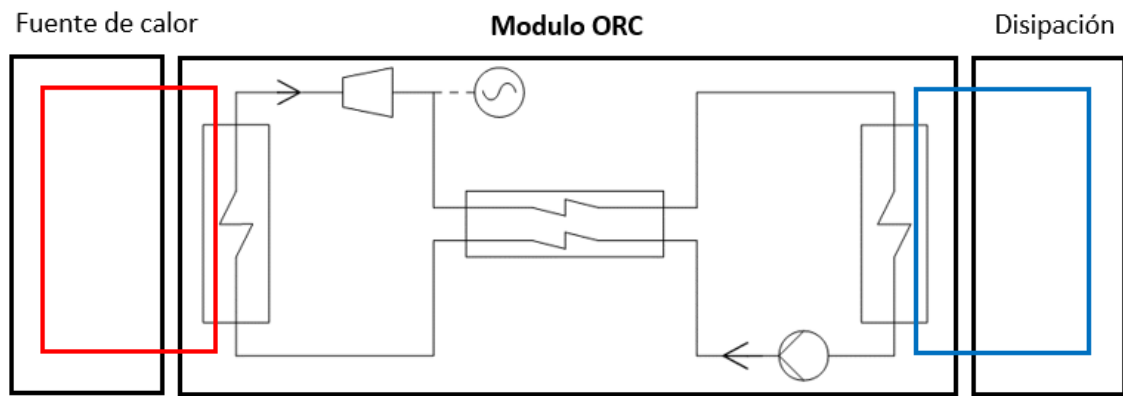


Figura 4.4: Disposición del módulo ORC.

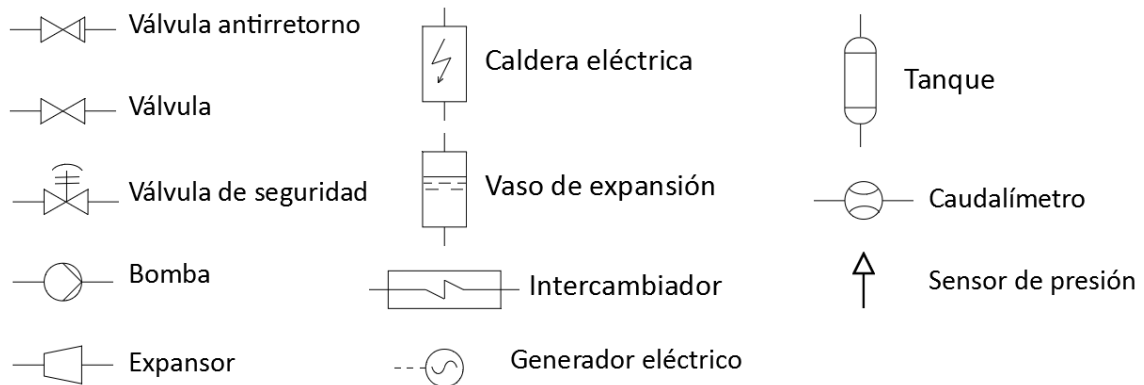


Figura 4.5: Simbología usada para representar la disposición de la instalación empleada.

La Figura 4.6 muestra la fuente de calor empleada en esta instalación experimental. Se trata de una caldera eléctrica de 12 kW, la cual emplea un circuito secundario de aceite térmico (Pirobloc 300-A) para transmitir la potencia térmica al fluido de trabajo. Los principales elementos de esta parte de la instalación son la bomba, el calentador eléctrico, el tanque de aceite, un caudalímetro y el vaso de expansión. El caudalímetro, ubicado en la salida del circuito de la fuente de calor, se utiliza para proporcionar la información necesaria para desarrollar el análisis. Dicho caudal de aceite térmico, se mantiene constante durante todo el proceso experimental.



Figura 4.6: Fuente de calor empleada en este capítulo (fuente Moles, 2015³⁴).

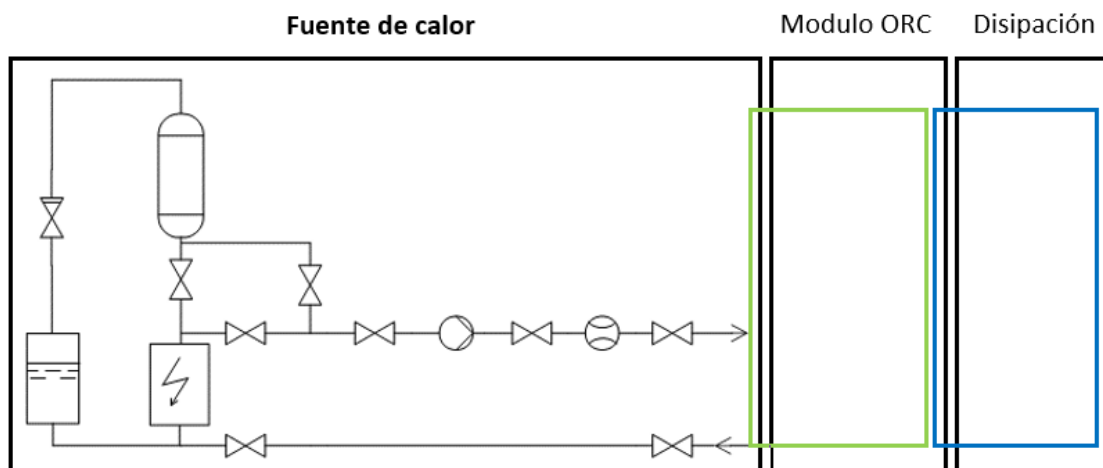


Figura 4.7: Disposición de la fuente de calor empleada.

Para la disipación de calor, se emplea un circuito secundario de agua que se enfría mediante el sistema de refrigeración mostrado en la Figura 4.8. Para ello, se utiliza una bomba centrífuga con un convertidor de frecuencia para impulsar el fluido por el circuito. Además, esta instalación de disipación cuenta con algunos componentes que permiten alargar su vida útil como, por ejemplo, el desaireador, el sensor de presión y la válvula de seguridad. Tal y como ya se ha comentado, hay que tener en cuenta que en la presente

instalación experimental el calor se disipa al exterior, pero una aplicación real podría aprovecharse para otro fin como un proceso industrial o instalaciones domésticas, lo que supone trabajar como sistema de cogeneración. La Figura 4.8 muestra la disposición de la disipación empleada en esta instalación experimental.

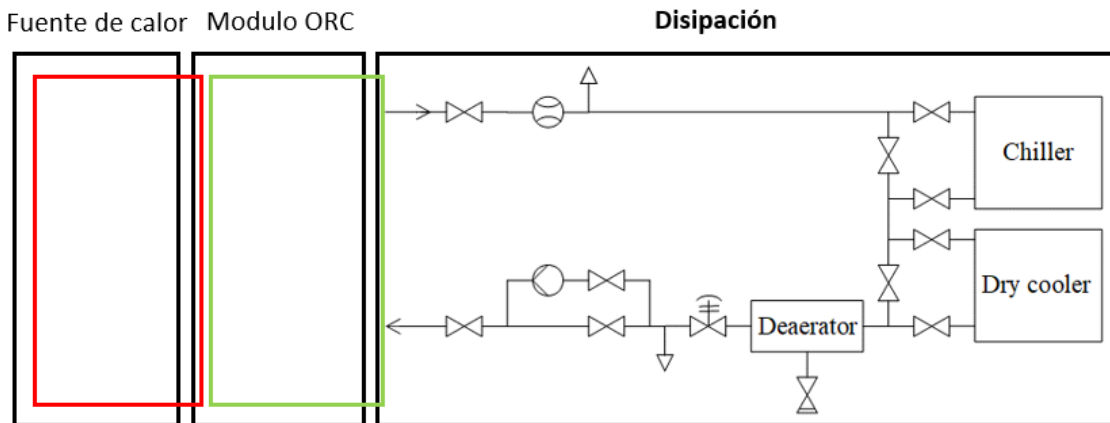


Figura 4.8: Disposición de la fuente de disipación empleada.

Gracias a un sistema de válvulas el disipador de calor ofrece dos posibilidades, refrigerar usando una enfriadora o usando un drycooler (disipador seco), Figura 4.8, ambos casos usando agua como fluido de trabajo. Por un lado, la primera opción usa un ciclo de compresión de vapor para condensar el fluido de trabajo del ORC; es una enfriadora de 11.3 kW que utiliza agua como fluido de trabajo. La temperatura de entrada del agua al ORC se puede controlar mediante el sistema de control de la enfriadora. Por otro lado, el drycooler utilizado en esta instalación tiene una superficie de intercambio de 187 m² y posee dos ventiladores que disipan al ambiente, encontrándose ubicado en la azotea del edificio. El uso de un sistema de enfriamiento en seco también permite controlar la temperatura de entrada del agua; esto se consigue mediante la implementación de un PID, que controla la frecuencia de rotación de los ventiladores. En concreto, para el caso de estas pruebas experimentales, se ha empleado la segunda opción, Figura 4.9.



Figura 4.9: Instalación de disipación empleada en este capítulo (fuente Moles, 2015³⁴).

Además de lo ya detallado, esta instalación ORC consta de un sistema de monitorización que permite visualizar su comportamiento constantemente, y de un sistema de adquisición de datos con el que se consiguen los datos necesarios para analizar el comportamiento del ciclo. Este sistema de adquisición proporciona datos como, por ejemplo, temperaturas, presiones, potencias, etc.

El sistema de adquisición de datos dispone de termopares tipo K (± 0.5 °C) y manómetros piezoeléctricos (± 0.5 kPa), que proporcionan los valores de temperatura y presión a la entrada y a la salida de cada componente. Además de valores de presión y temperatura, también se dispone de vatímetros digitales ($\pm 1.55\%$) para medir la energía eléctrica consumida por la bomba y la proporcionada por el expansor, y también de caudalímetros para medir el caudal másico del fluido de trabajo y el volumétrico de los fluidos secundarios. El caudal másico del fluido de trabajo se obtiene mediante un caudalímetro másico de efecto Coriolis ($\pm 0.3\%$) y, dependiendo del circuito, el caudal volumétrico se calcula de dos formas diferentes. Se ha utilizado un caudalímetro Vortex (± 0.028 m³/h) para el circuito de aceite térmico y un

caudalímetro electromagnético ($\pm 0.5\%$) para el circuito de agua. La Tabla 4.2 muestra los principales dispositivos de medición y su correspondiente incertidumbre determinada por el fabricante.

Tabla 4.2: Tipo de sensor empleado e incertidumbre asociada a cada sensor

Parámetro	Tipo de dispositivo de medición	Incertidumbre
Temperatura	Termopares tipo K	± 0.5 °C
Presión	Transductor de presión piezoeléctrico	± 0.5 kPa
Potencia eléctrica	Vatímetro digital	$\pm 1.55\%$
Caudal másico del fluido de trabajo	Caudalímetro másico de Coriolis	$\pm 0.3\%$
Caudal volumétrico del aceite térmico	Caudalímetro Vortex	± 0.028 m ³ /h
Caudal volumétrico del agua	Caudalímetro electromagnético	$\pm 0.5\%$

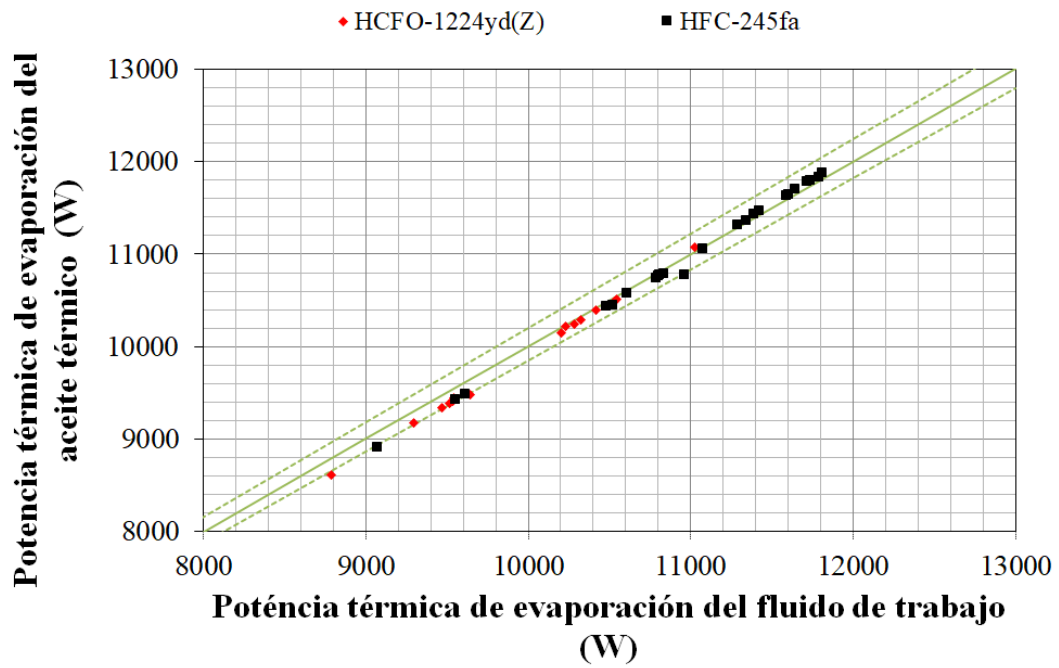
En cuanto a la metodología experimental seguida, con el objetivo de valorar su uso en casos de reemplazo directo, se prueba el comportamiento de HFC-245fa y HCFO-1224yd(Z) bajo las mismas condiciones de operación. Fijando la temperatura del foco frío y el grado de recalentamiento y variando la temperatura del foco caliente. La temperatura de entrada del agua de refrigeración se fija en torno a los 30 °C, el recalentamiento sobre los 25 °C, y la temperatura máxima del ciclo se varía entre 138 °C y 154 °C. Otros parámetros establecidos son los caudales de los fluidos secundarios, fijando en 0.71 m³/h el caudal volumétrico del agua de refrigeración y en 1.29 m³/h el del aceite térmico. Estos datos quedan reflejados en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3: Condiciones de operación establecidas en el análisis experimental.

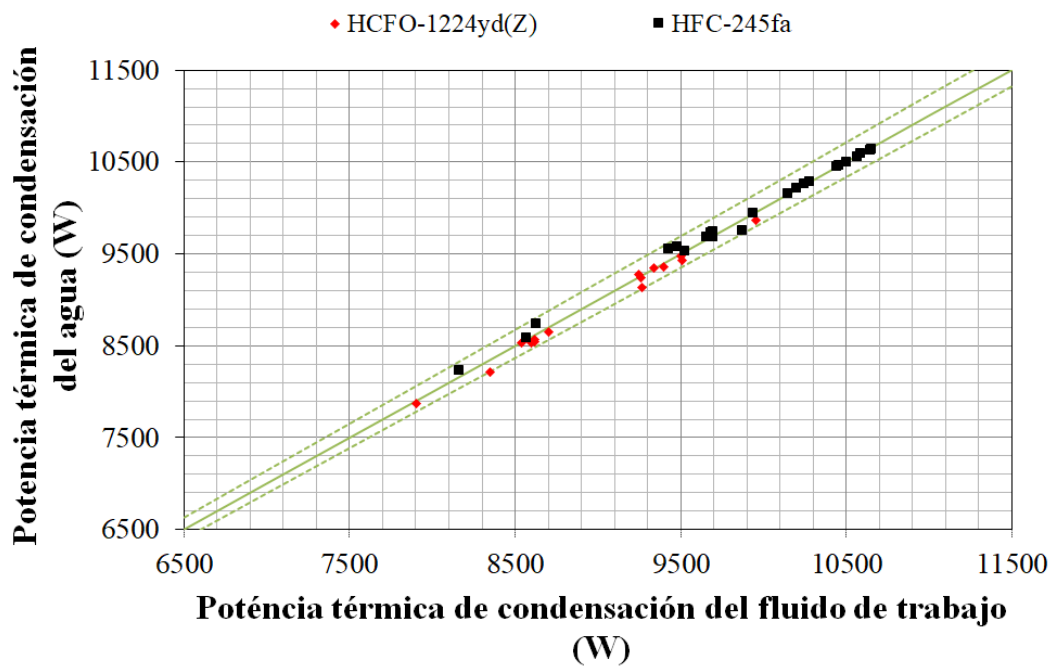
Parámetro establecido	Valor
Temperatura de disipación (°C)	30 (29.4 - 31.1)
Temperatura de la fuente de calor (°C)	138 - 154
Recalentamiento	25 (25 - 25.5)
Caudal volumétrico del aceite térmico (m ³ /h)	1.29
Caudal volumétrico del agua (m ³ /h)	0.71

Los datos analizados durante el presente estudio experimental han sido extraídos de mediciones tomadas durante la operación estable del ciclo. Para ello se ha hecho la media de 600 mediciones directas de cada estado estable analizado. El sistema de monitorización y adquisición de datos proporciona cada 1 segundo la medición de cada parámetro, por lo que esas 600 mediciones corresponden a 10 minutos de operación estable, y el valor analizado es el promedio de estos valores.

Además de la metodología experimental aplicada, también es importante resaltar la importancia de la validación de datos. Con el objetivo de verificar la prueba experimental, la Figura 4.10 muestra el balance de energía térmica en el condensador y evaporador, donde la desviación es menor al 2.04%.



(a)



(b)

Figura 4.10: Balance de potencia térmica intercambiada en el evaporador y en el condensador.

A partir de los valores adquiridos mediante el sistema de monitorización y adquisición de datos y del uso de REFPROP 10.0¹⁴⁰, se han determinado los diferentes estados termodinámicos del ciclo para así estudiar el comportamiento de cada fluido. Para ello se han tenido en cuenta las ecuaciones planteadas en el capítulo anterior. Además, para calcular la propagación de la incertidumbre derivada de las 600 mediciones tomadas para cada estado estable, se ha aplicado la Ecuación 14.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N - 1}} \quad \text{Ecuación 14}$$

Para calcular la incertidumbre asociada a los diferentes parámetros analizados, se ha empleado el método de suma de raíz cuadrada (RSS)¹⁴³, Ecuación 15.

$$U_y = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right)^2 \cdot U_{x_i}^2} \quad \text{Ecuación 15}$$

Dichas incertidumbres vienen reflejadas en las gráficas mostradas en la sección de resultados. La Tabla 4.4 contiene el valor numérico de diferentes parámetros necesarios calculados durante el análisis del ciclo.

Tabla 4.4: Incertidumbre asociada a diferentes parámetros, resultado de la propagación de errores calculada.

	HFC-245fa	HCFO-1224yd(Z)
Temperatura máxima del ciclo	± 0.47%	± 0.63%
Presión a la entrada del expansor	± 1.06%	± 1.76%
Potencia consumida por la bomba	± 2.38%	± 2.83%
Potencia proporcionada por el expansor	± 3.35%	± 4.03%
Caudal volumétrico del aceite térmico	± 2.16%	± 2.16%
Caudal volumétrico del agua de refrigeración	± 0.50%	± 0.50%
Caudal másico del fluido de trabajo	± 1.45%	± 2.73%
Caudal volumétrico del fluido de trabajo	± 1.57%	± 2.95%
Densidad	± 0.57%	± 1.05%
Temperatura de evaporación	± 1.44%	± 2.32%
Temperatura de condensación	± 0.81%	± 1.23%
Potencia neta	± 4.37%	± 5.36%
Potencia térmica intercambiada en el foco caliente	± 1.50%	± 2.80%
Potencia térmica intercambiada en el foco frío	± 1.46%	± 2.74%
Eficiencia bruta del ciclo	± 3.71%	± 4.97%
Eficiencia neta del ciclo	± 4.65%	± 6.10%
Eficiencia térmica del ciclo	± 2.09%	± 3.92%
Eficiencia electromecánica del expansor	± 3.74%	± 5.41%
Eficiencia isentrópica del expansor	± 3.49%	± 3.96%
Eficiencia volumétrica del expansor	± 7.27%	± 5.40%
Relación de volúmenes de expansión	± 0.71%	± 1.20%
Relación de presión de expansión	± 1.25%	± 2.06%

Por último, para realizar una comparación cuantitativa entre fluidos de trabajo, se ha empleado la Ecuación 16, la cual se ha utilizado a lo largo de la sección de resultados para analizar las diferencias relativas entre fluidos de trabajo, siempre tomando el HFC-245fa como referencia.

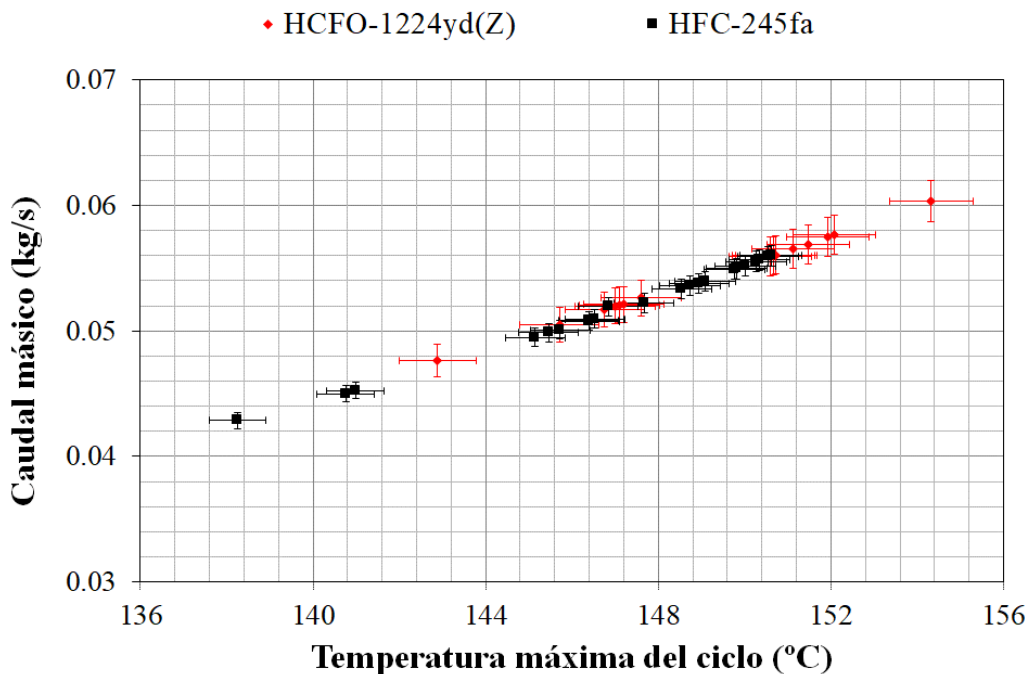
$$\%X = \frac{X_{(HCFO1224yd(Z))} - X_{(HFC245fa)}}{X_{(HFC245fa)}} \quad \text{Ecuación 16}$$

4.3 RESULTADOS

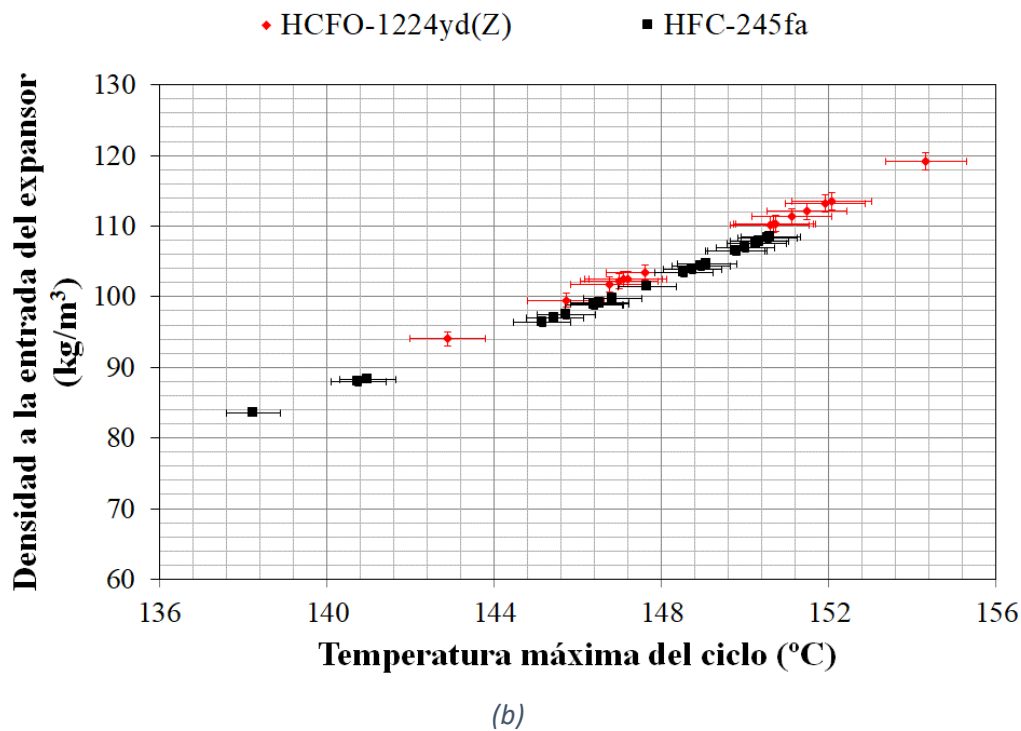
Mediante el correcto uso de la instalación experimental y siguiendo el procedimiento detallado en la sección anterior, se obtienen los datos a analizar. A continuación, se comparten los principales resultados encontrados con el uso de HCFO-1224yd(Z) y también con el fluido de referencia, HFC-245fa. Estos resultados muestran el comportamiento del fluido candidato en un caso de reemplazo directo, bajo diferentes condiciones de operación. Este capítulo comienza con un análisis de resultados generales, y posteriormente se centra en el análisis del expansor y de la eficiencia termodinámica del ciclo.

Uno de los motivos por los que se ha estudiado experimentalmente el uso de HCFO-1224yd(Z), ha sido su similitud en el caudal volumétrico a la entrada del expansor, un indicativo de que este fluido podría funcionar sin necesidad de muchas modificaciones en el expansor o en las condiciones de operación del ciclo.

Las similares propiedades termodinámicas de ambos fluidos de trabajo hacen que también se obtengan unos resultados similares de caudal másico y densidad a la entrada del expansor, Figura 4.11. Comparando el comportamiento de los fluidos de trabajo, vemos como el HFC-245fa y HCFO-1224yd(Z) muestran prácticamente el mismo comportamiento para todo el rango de puntos estudiado, de hecho, prácticamente se solapan los trazos. La Figura 4.11(a), muestra la evolución del caudal másico del fluido de trabajo en función de la máxima temperatura del ciclo, es decir, se muestra su evolución en función de la temperatura de la fuente de calor. El caudal volumétrico viene determinado por la tecnología de expansión, por lo que se mantiene constante durante todo el rango de temperaturas estudiado, por lo que el aumento del caudal másico con la temperatura máxima del ciclo está relacionado con el aumento de la densidad del fluido de trabajo en la entrada del expansor, Figura 4.11(b).



(a)



(b)
Figura 4.11: (a) Caudal másico en función de la temperatura máxima del ciclo, (b) densidad a la entrada del expansor en función de la temperatura máxima del ciclo.

La Figura 4.12 muestra la temperatura de evaporación en función de la temperatura máxima del ciclo. Tal y como era de esperar, no hay diferencia entre fluidos de trabajo, y a medida que aumenta la temperatura máxima del ciclo también lo hace la de evaporación. Esto se debe a que uno de los parámetros fijados durante todos los ensayos realizados ha sido el recalentamiento, concretamente éste se ha fijado en torno a los 25 °C. Por tanto, como la temperatura de evaporación es la temperatura máxima del ciclo menos el recalentamiento, por cada grado que aumente o disminuya la temperatura máxima, por consiguiente, también lo hará la temperatura de evaporación. Con la temperatura de condensación ocurre parecido, si se aumenta la temperatura máxima del ciclo, mayor será la temperatura a la que saldrá el fluido de trabajo del proceso de expansión y por consiguiente mayor será la temperatura a la que entrará el fluido en el regenerador y posteriormente en el condensador, provocando así un incremento de la temperatura de condensación.

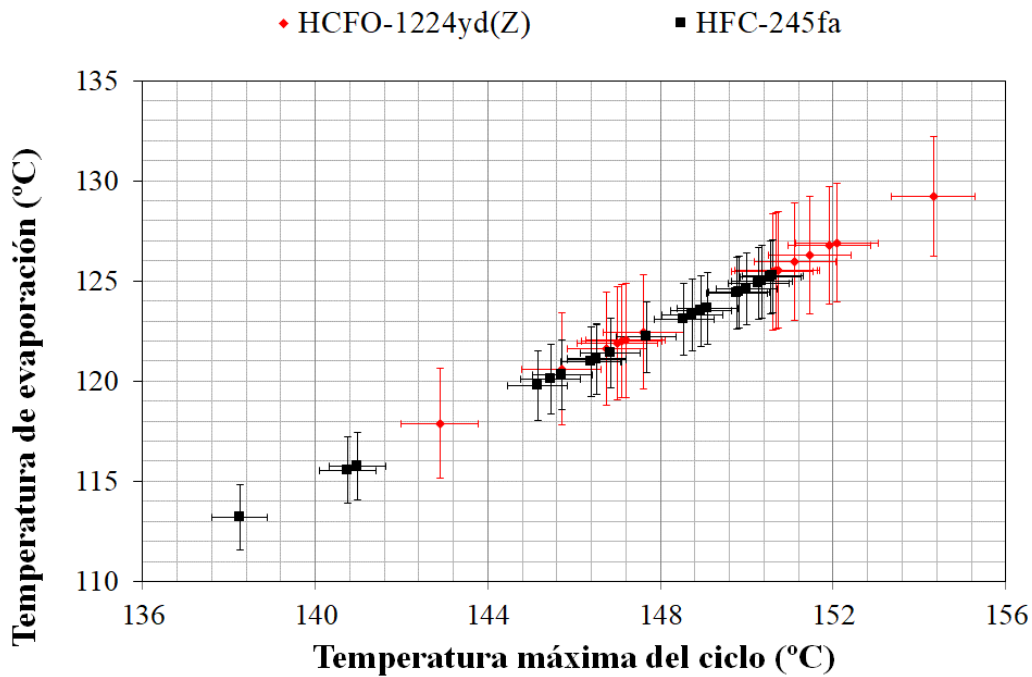
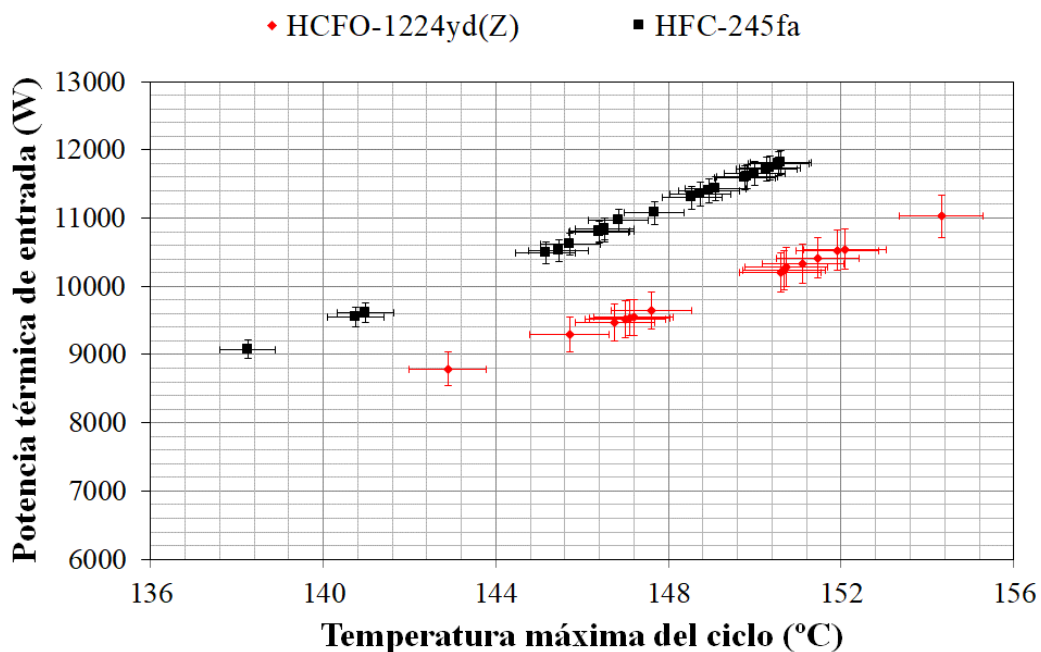


Figura 4.12: Temperatura de evaporación en función de la temperatura máxima del ciclo.

En cuanto a los parámetros relativos a la potencia térmica, la Figura 4.13(a) muestra la energía captada por el fluido de trabajo mediante el evaporador, es decir la energía térmica proporcionada por la fuente. En esta figura se puede ver como al aumentar la temperatura de entrada del aceite térmico en el evaporador, aumenta la potencia térmica captada por el fluido de trabajo. Este hecho viene ocasionado por dos motivos, el primer motivo es el aumento del caudal másico con esta temperatura, ya mostrado en la Figura 4.11(a). El segundo motivo es que al aumentar la temperatura de entrada del aceite térmico se consigue aumentar la diferencia de entalpías a la entrada y a la salida del evaporador, influyendo así en la potencia térmica. En cuanto a la comparativa de fluidos de trabajo, a pesar de que ambos presentan prácticamente el mismo caudal másico, el uso de HFC-245fa implica una mayor captación de energía térmica; las diferencias relativas utilizando HCFO-1224yd(Z) para la potencia térmica de entrada están entre -10.4% y -13.7%, tomando como referencia el HFC-245fa. A pesar de tener la misma densidad,

la potencia térmica captada por el HFC-245fa y HCFO-1224yd(Z) no es la misma. La diferencia de entalpía en el evaporador es mayor con HFC-245fa que con HCFO-1224yd(Z) debido a las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo, por lo tanto, la potencia térmica de evaporación es mayor para el fluido de trabajo de referencia. El mayor caudal latente del HFC-245fa hace que se obtenga una mayor diferencia de entalpías. La diferencia de energía térmica de evaporación se refleja en la potencia térmica disipada en el condensador.

De la misma forma, al aumentar la temperatura de la fuente de calor también aumenta la potencia térmica disipada en el condensador, Figura 4.13(b). Como antes, el uso de HFC-245fa implica una mayor potencia térmica en el condensador, alcanzando diferencias relativas entre -11.9% y -14.1% para HCFO-1224yd(Z), tomando como referencia el HFC-245fa.



(a)

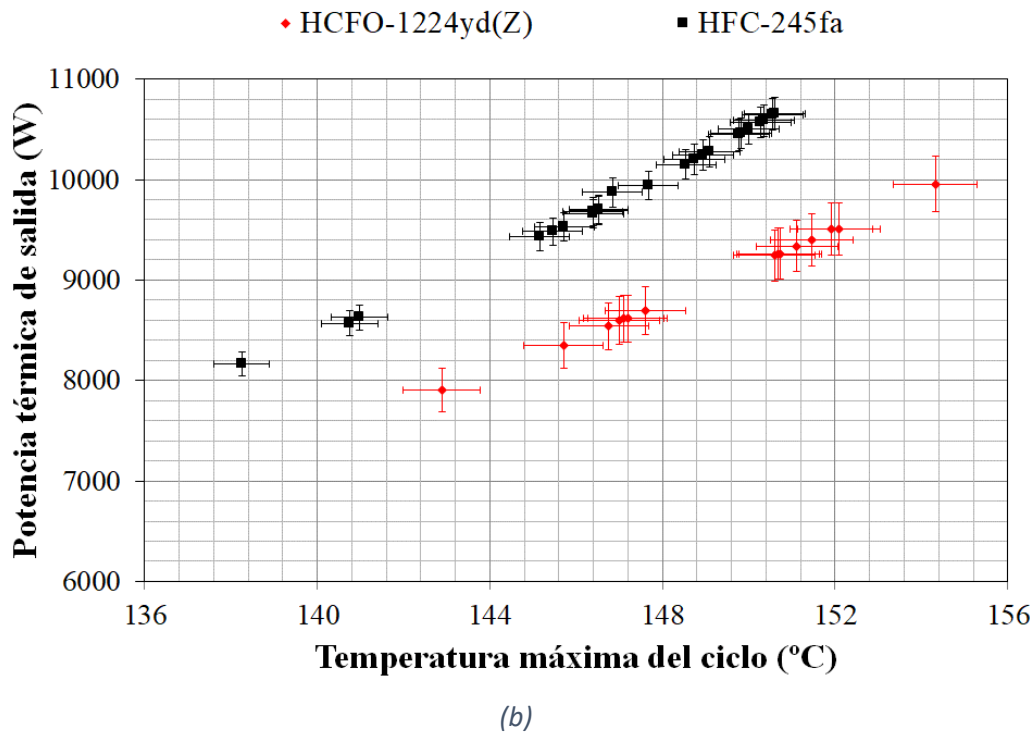


Figura 4.13: (a) Potencia térmica de entrada en función de la temperatura máxima del ciclo, (b) Potencia térmica de salida en función de la temperatura máxima del ciclo.

En cuanto a la eficiencia térmica, ésta se mantiene constante durante todo el rango de temperaturas probado. La Figura 4.14 muestra como la eficiencia térmica se mantiene constante alrededor del 90%, lo que indica que la mayor parte de la energía proporcionada al ciclo se disipa en el condensador. Este comportamiento es ventajoso cuando el ciclo funciona como un sistema de cogeneración, ya que la potencia térmica disipada por el condensador se utilizaría en otro proceso. Por tanto, si este ciclo se emplease como un sistema de cogeneración, el aprovechamiento de calor residual mejoraría la viabilidad energética y económica de la implementación de la instalación ORC. También es importante resaltar que con ambos fluidos de trabajo se obtiene la misma eficiencia térmica. Con el uso de HFC-245fa se consigue captar una mayor potencia térmica, pero también la disipación en el condensador es mayor, por lo que finalmente se obtienen valores similares de eficiencia térmica del ciclo.

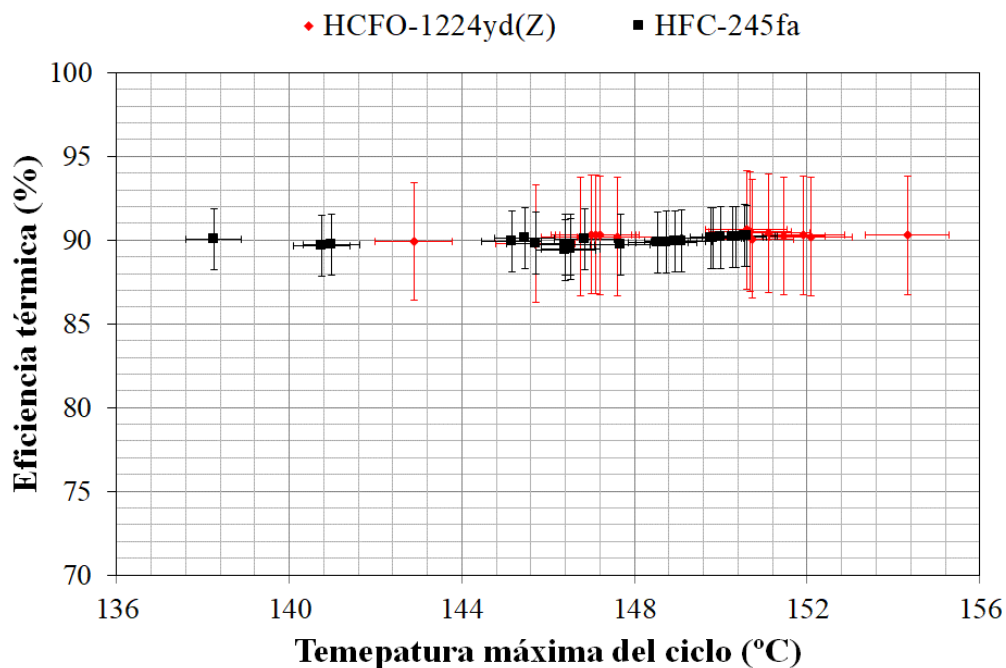


Figura 4.14: Eficiencia térmica en función de la temperatura máxima del ciclo.

En cuanto a comportamiento térmico ambos fluidos parecen ofrecer buenos resultados, pero otro aspecto esencial a tener en cuenta es el comportamiento del expansor, componente por el cual se había decidido por la selección del HCFO-1224yd(Z) para el análisis experimental.

4.3.1 Análisis del expansor

La Figura 4.15 muestra la evolución de la relación de presión y de volúmenes con el aumento de la temperatura máxima del ciclo. En ambos casos se aprecia un claro aumento de éstas con la temperatura. El incremento de la temperatura máxima del ciclo provoca un aumento en la presión máxima, y con ello, un incremento en la relación de presión, Figura 4.15(a). Este aumento de temperatura máxima del ciclo también viene asociado con un incremento de temperatura de evaporación que hace que crezca la relación de volúmenes, Figura 4.15(b). En lo que respecta a los fluidos de trabajo, se puede apreciar como ambos fluidos presentan prácticamente los mismos valores. Hecho

justificado por las idénticas condiciones de operación bajo las cuales se han realizado ambos ensayos y a las similares propiedades termodinámicas de ambos fluidos.

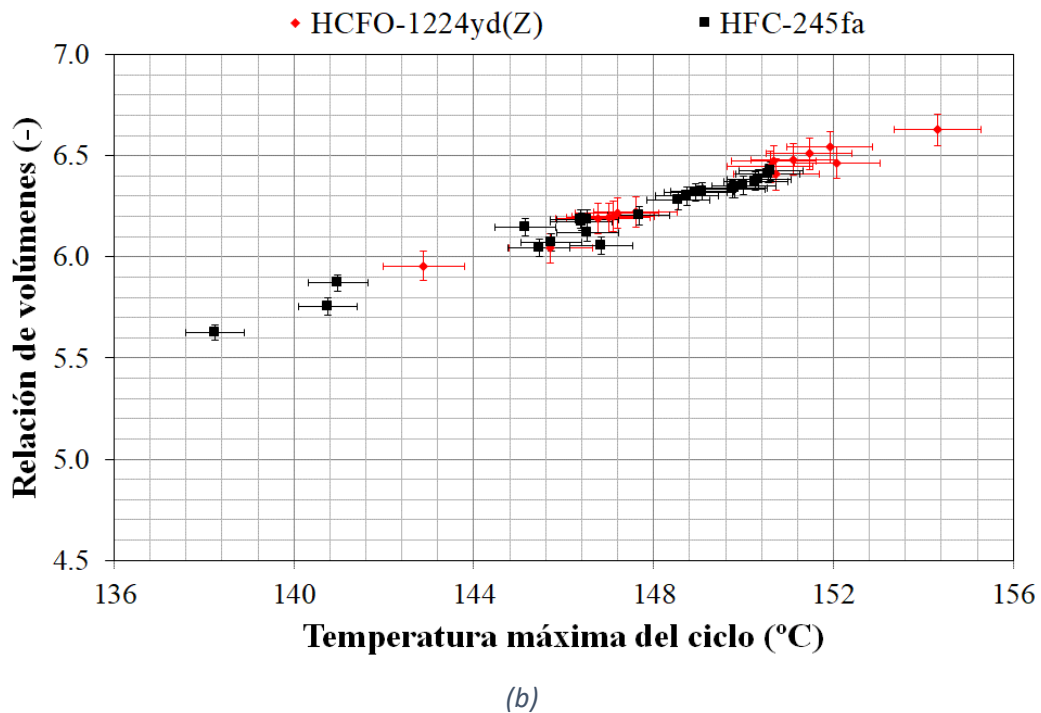
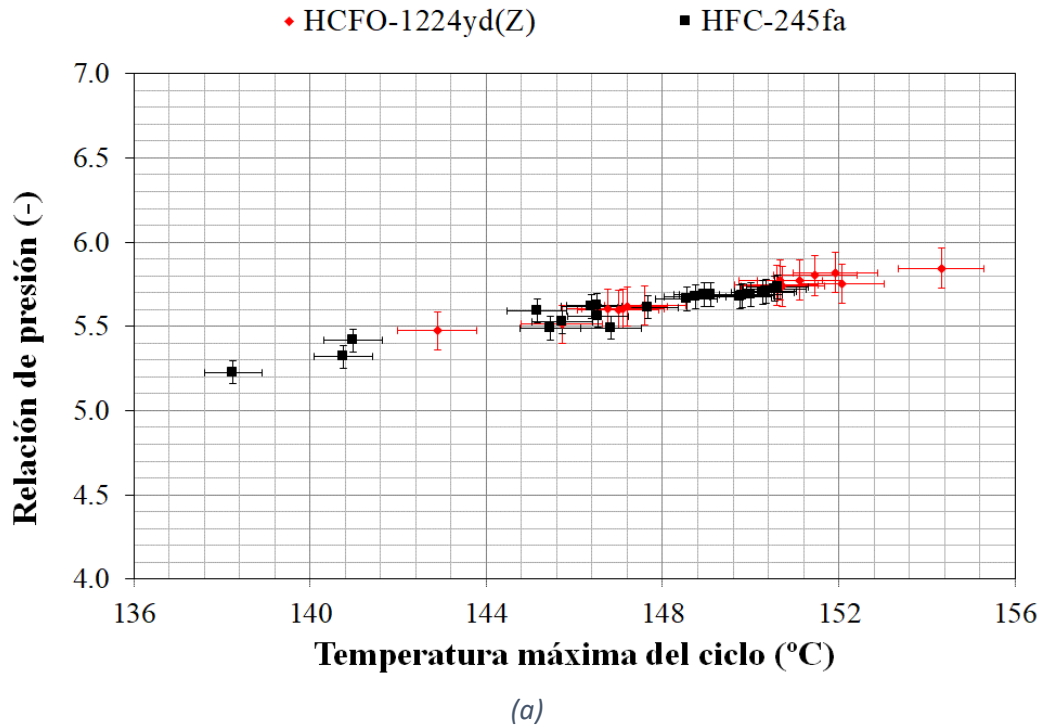


Figura 4.15: (a) Relación de presión en función de la temperatura máxima del ciclo, (b) relación de volúmenes en función de la temperatura máxima del ciclo.

En lo que respecta a la eficiencia volumétrica, debido al uso del mismo expansor para ambos ensayos, tal y como era de esperar ésta se mantiene constante durante todo el rango de temperaturas analizado, Figura 4.16. La eficiencia volumétrica del expansor se encuentra alrededor del 70%, siendo la misma para ambos fluidos de trabajo.

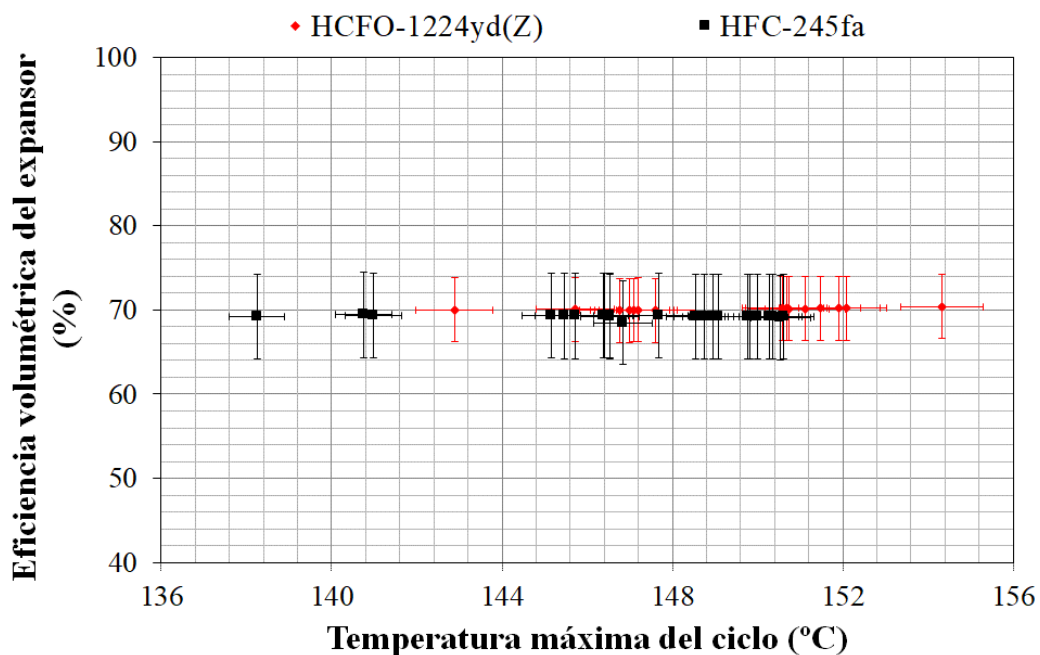


Figura 4.16: Eficiencia volumétrica del expansor en función de la temperatura máxima del ciclo.

La Figura 4.17 muestra la evolución de la eficiencia isentrópica del proceso de expansión, mostrando la relación entre el trabajo real y el teórico. Puede apreciarse como es prácticamente constante con la temperatura máxima del ciclo, experimentando un leve descenso a medida que aumenta la temperatura, lo que es un indicativo que nos encontramos por encima de la relación intrínseca de volúmenes, donde tendríamos pérdidas por subexpansión. Si comparamos ambos fluidos de trabajo, la Figura 4.17 muestra como los resultados son muy similares, casi alrededor del 80%. Hecho

esperable teniendo en cuenta que se trata de un reemplazo directo y que además se han encontrado valores muy similares en la relación de expansión.

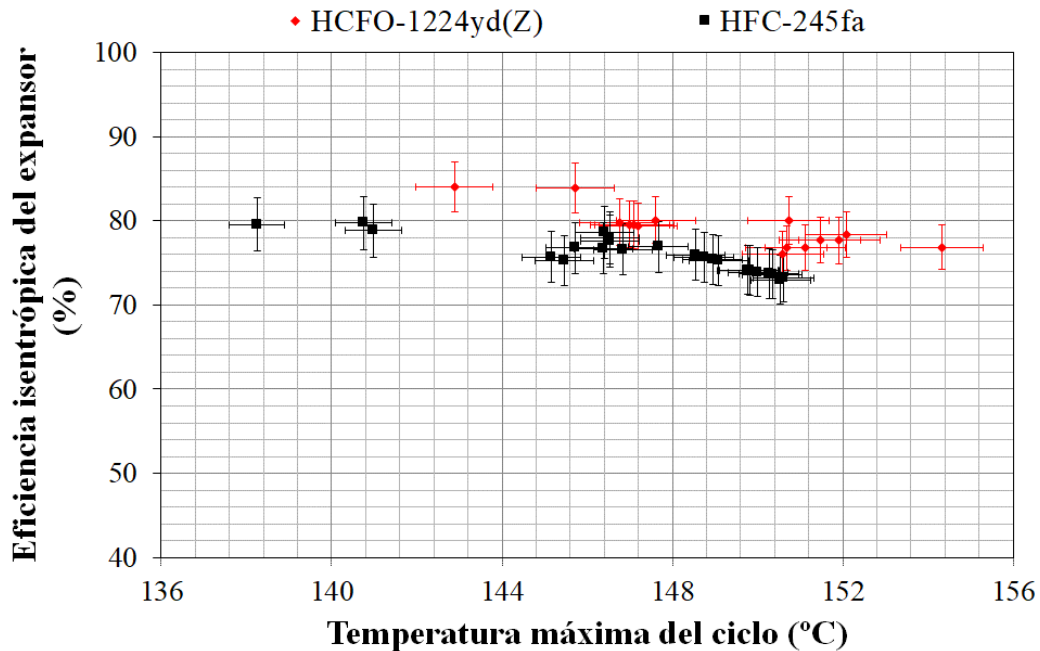


Figura 4.17: Eficiencia isentrópica del expansor en función de la temperatura máxima del ciclo.

Si bien es cierto que la eficiencia isentrópica es un parámetro importante a considerar, también lo es la eficiencia global de expansión. La Figura 4.18 muestra como ésta experimenta una crecida con el aumento de la temperatura máxima del ciclo. La eficiencia global del proceso de expansión, entre otros, tiene en cuenta la eficiencia del generador eléctrico, lo cual justifica lo observado en la Figura 4.18. Considerando que nos encontramos a niveles de carga parcial del generador eléctrico, un aumento de temperatura implica un aumento de la potencia térmica captada y, por tanto, de la potencia del generador, y por consiguiente un aumento de la eficiencia electromecánica de expansión (al estar en algunos puntos trabajando por debajo del 50% de carga). Si se comparan los resultados alcanzados por cada fluido de trabajo, se observa como con el uso de HFC-245fa se obtiene una eficiencia

electromecánica de expansión mayor, la cual viene justificada por la mayor potencia de expansión que proporcionaba el fluido de referencia.

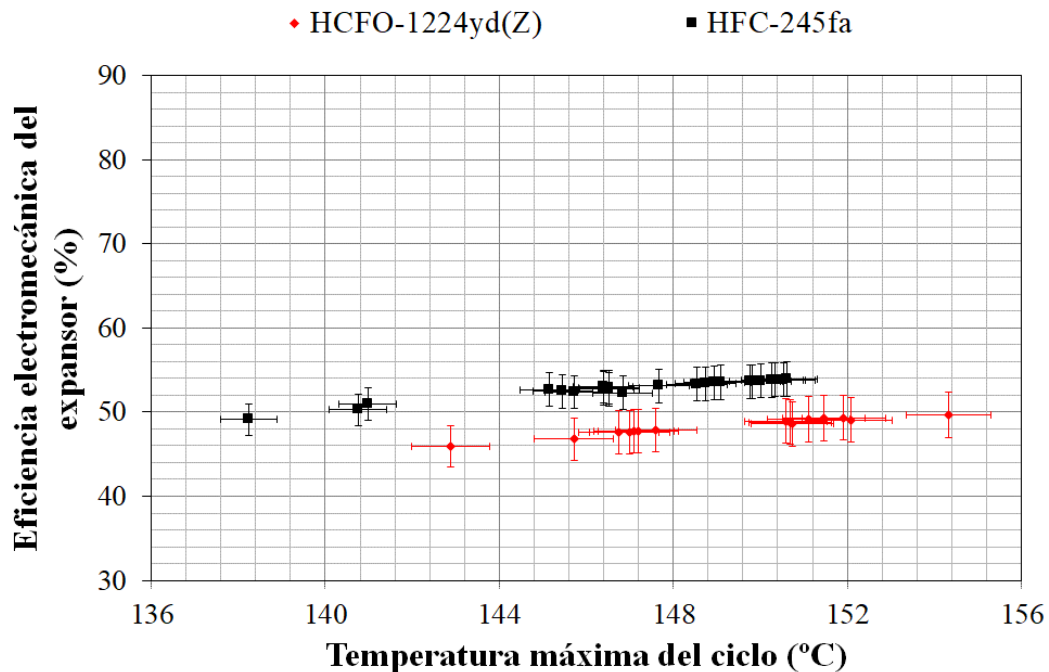


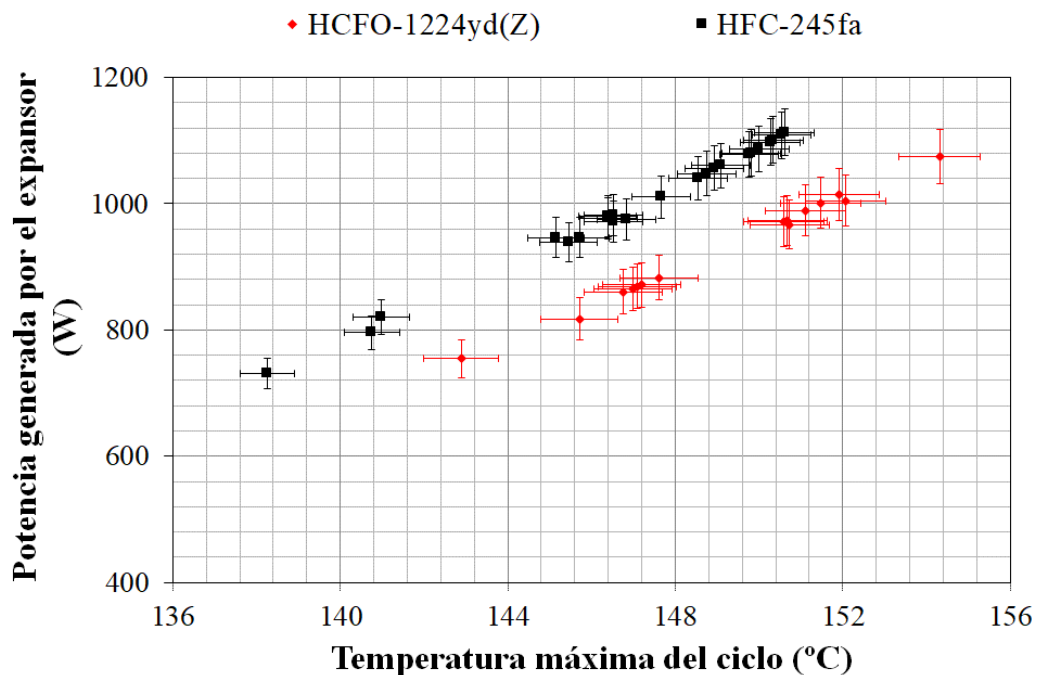
Figura 4.18: Eficiencia electromecánica del expansor en función de la temperatura máxima del ciclo.

Ambos fluidos de trabajo parecen tener similares valores en lo que respecta al proceso de expansión, la diferencia más importante se ha detectado en la eficiencia electromecánica de expansión. Esta variación puede deberse a la variación en el rendimiento eléctrico del generador a diferentes porcentajes de carga con respecto a la potencia nominal del mismo.

4.3.2 Análisis de la eficiencia termodinámica

El superior salto entálpico conseguido con el uso de HFC-245fa se refleja en la potencia eléctrica obtenida en el expansor, Figura 4.19(a). La figura muestra como con el uso de HFC-245fa se obtiene una potencia entre un 12.5% y un 16.5% mayor de lo que encontramos usando HCFO-1224yd(Z). Al aumentar la temperatura de la fuente de calor, también aumenta la potencia generada por

el expansor; estableciendo la temperatura máxima del ciclo entre 136 °C y 152 °C, la potencia eléctrica proporcionada por el ciclo está entre 0.67 kW y 1.16 kW para el HFC-245fa, y entre 0.56 kW y 1.01 kW para el HCFO-1224yd(Z). Cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas entre foco frío y foco caliente, mayor será el salto entálpico en el expansor y, por consiguiente, mayor será la potencia obtenida por éste. Teniendo en cuenta que se ha mantenido la temperatura de entrada del agua de disipación constante durante las pruebas experimentales, cuando se aumenta la temperatura máxima del ciclo, el salto de temperaturas de foco frío y foco caliente también lo hace, lo que justifica el aumento de la potencia del expansor. Además, el incremento del caudal másico con la temperatura máxima del ciclo también contribuye a este hecho. Del mismo modo, la potencia requerida por la bomba también aumenta con la temperatura máxima del ciclo, y el consumo con el uso de HFC-245fa también es superior cuando se compara con el fluido candidato, Figura 4.19(b).



(a)

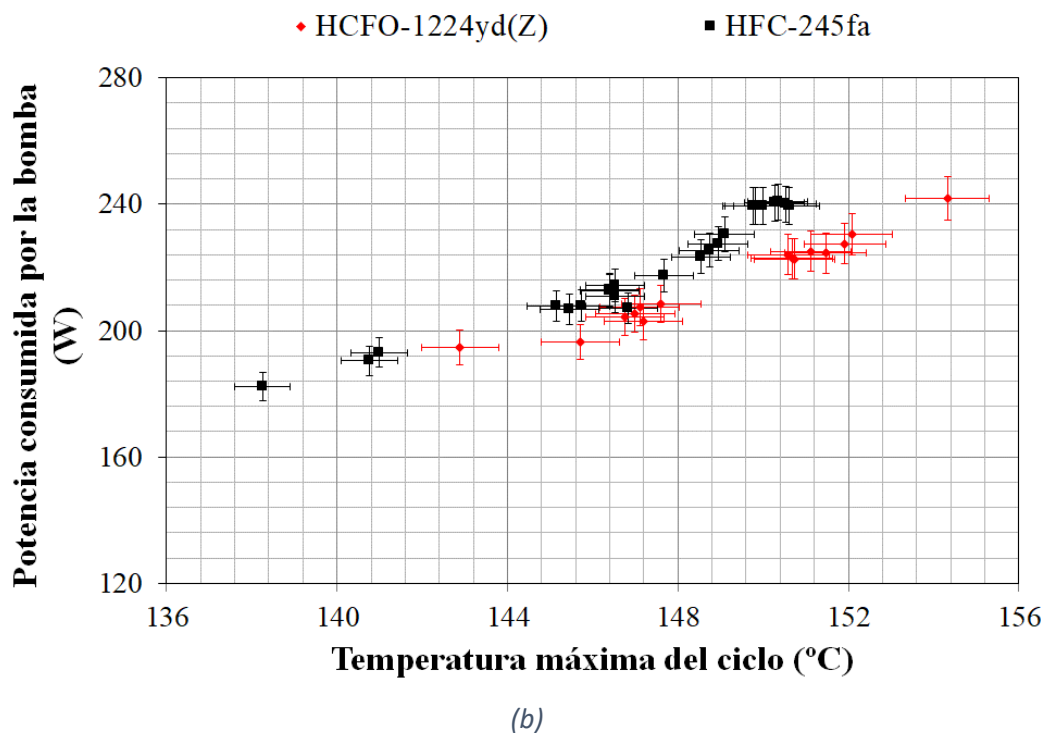


Figura 4.19: (a) Potencia obtenida en el expansor en función de la temperatura máxima del ciclo, (b) Potencia consumida por la bomba en función de la temperatura máxima del ciclo.

Sin embargo, el consumo de la bomba sigue siendo bajo en relación con la potencia de salida, lo cual es importante cuando se considera el funcionamiento global del ciclo. A pesar de que con el incremento de temperatura máxima se consume mayor potencia en la bomba, también se obtiene una potencia en el expansor mayor, por lo que el balance sigue siendo positivo, y la potencia neta obtenida aumenta, Figura 4.20. Comparando los fluidos de trabajo, puede verse como el HFC-245fa proporciona una potencia neta más alta que el HCFO-1224yd(Z), donde entre los 136 °C y los 156 °C las diferencias relativas están entre -12.7% y -22.9%, respectivamente; la diferencia relativa entre fluidos se reduce con el aumento de la temperatura.

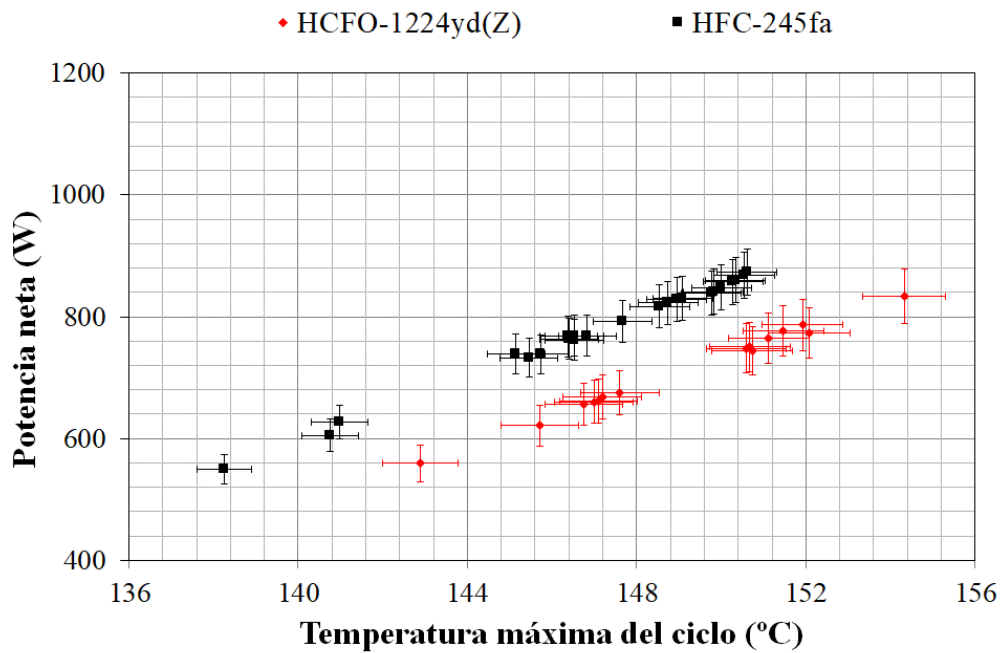


Figura 4.20: Potencia neta en función de la temperatura máxima del ciclo.

Al analizar la eficiencia bruta del ciclo vemos como ambos fluidos ofrecen resultados muy similares, Figura 4.21. La eficiencia bruta solamente tiene en cuenta la potencia obtenida en el expansor y la potencia térmica captada en el evaporador, por lo que si se quiere valorar también la potencia consumida por la bomba se tiene que analizar la eficiencia neta.

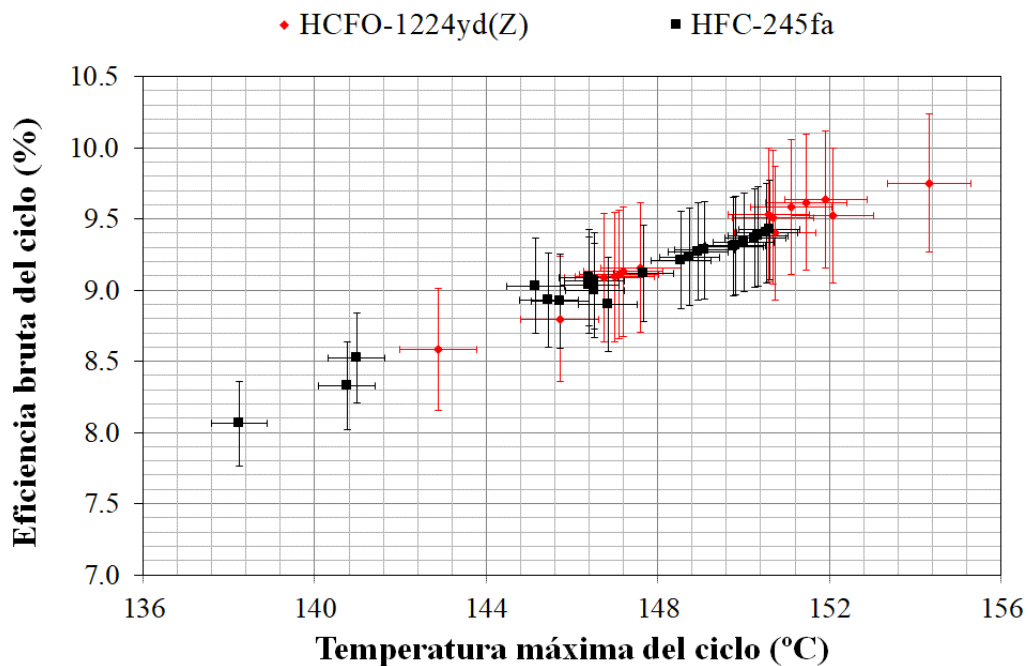


Figura 4.21: Eficiencia bruta en función de la temperatura máxima del ciclo.

Finalmente, la Figura 4.22 muestra el crecimiento de la eficiencia neta del ciclo, donde el HFC-245fa ofrece una eficiencia de entre 5.7% y 7.4%, y el HCFO-1224yd(Z) entre 5.0% y 7.6%; es decir, ambos fluidos ofrecen resultados muy similares.

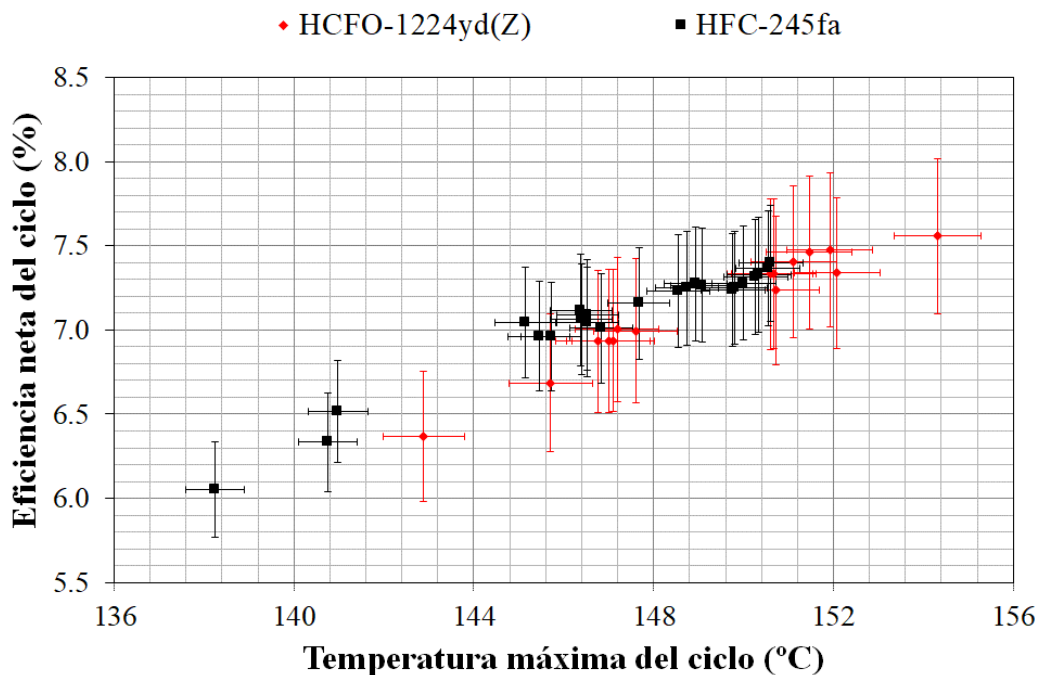


Figura 4.22: Eficiencia neta en función de la temperatura máxima del ciclo.

Dependiendo de la aplicación, se optará por maximizar, o bien la potencia generada o bien la eficiencia neta. Así que el objetivo es buscar un fluido que ofrezca una potencia y eficiencia netas igual o superior a las que se alcanza con el fluido de referencia o, en su defecto, lo más cercano posible a la de éste. En el caso del HCFO-1224yd(Z) se ha visto como la potencia térmica captada es menor a la del HFC-245fa, y por consiguiente también lo es la potencia eléctrica generada. Tal y como se ha comentado en el Capítulo 3, para intentar equiparar la potencia generada con el HCFO-1224yd(Z) con la del HFC-245fa, se debería aumentar el caudal del fluido de trabajo (como se ha visto en el análisis teórico), y para ello una alternativa sería aumentar la presión a la entrada del expansor.

4.4 CONCLUSIONES

Mediante este capítulo se analiza el comportamiento del HFC-245fa y HCFO-1224yd(Z) en un ORC de pequeña escala y baja temperatura para determinar la idoneidad de HCFO-1224yd(Z) en un caso de sustitución directa. Para ello, mediante un banco de ensayos, se ha comparado el comportamiento de ambos fluidos de trabajo bajo las mismas condiciones de operación, en la misma instalación experimental, y sin realizar ningún tipo de modificación en sus elementos. Para mostrar el comportamiento bajo diferentes temperaturas de la fuente de calor, se han fijado una serie de parámetros, como la temperatura de disipación y caudales de circuitos secundarios, y se ha variado la temperatura máxima del ciclo.

Los resultados muestran que, a pesar de ofrecer densidades y caudales máxicos similares, la potencia térmica de entrada en el evaporador es más alta con el uso de HFC-245fa. La potencia obtenida en el expansor empleando HFC-245fa también es mayor, ya que se tiene una mayor potencia térmica de entrada. Con el uso de HCFO-1224yd(Z) se consigue cierto ahorro en el consumo de la bomba, pero finalmente, si se tiene en cuenta la potencia neta del ciclo, el HFC-245fa ofrece mejores resultados. Sin embargo, centrándonos en la eficiencia neta del ciclo, ambos fluidos de trabajo muestran resultados similares. Si nos centramos en el análisis de resultados del expansor, se puede apreciar como ambos fluidos ofrecen resultados muy similares, hecho justificado debido al uso de la misma tecnología de expansión bajo las mismas condiciones operación y al hecho de estar comparando dos fluidos con propiedades termodinámicas muy similares. El único parámetro que presenta una diferencia un poco mayor es la eficiencia electromecánica del expansor, la cual es superior con el uso de HFC-245fa, y queda justificada con la mayor

potencia generada con el uso de HFC-245fa. Finalmente, cabe destacar la alta eficiencia térmica que proporcionan ambos fluidos de trabajo, en torno al 90%, lo que resulta ventajoso en caso de utilizar el remanente de calor en otro proceso.

Por tanto, queda probada la viabilidad del uso de HFC-245fa en este banco de ensayos diseñado para el uso de HFC-245fa. Vemos como a pesar de obtener una menor potencia en el expansor, finalmente se obtienen valores similares de eficiencia neta y eficiencia térmica. Además, debe tenerse en cuenta que todos estos resultados se han obtenido bajo las mismas condiciones de operación y la misma instalación, por lo tanto, los resultados obtenidos con el HCFO-1224yd(Z) podrían mejorarse con pequeñas modificaciones en el ciclo. Teóricamente, para incrementar la potencia generada con el uso de HCFO-1224yd(Z) se podría aumentar la presión máxima del ciclo y así provocar una subida en el caudal másico que haga aumentar la potencia del expansor.

De modo que, en base a los resultados analizados, el HCFO-1224yd(Z) se presenta como un sustituto prometedor para uso como reemplazo directo. Tal y como se ha indicado, la instalación empleada para realizar los ensayos ha sido una instalación diseñada específicamente para realizar estudios, así que el siguiente reto es testear el comportamiento de este fluido en una instalación de aplicación real.

Capítulo 5: REEMPLAZO DIRECTO DE HFC-245FA POR HCFO-1224YD(Z) EN UNA INSTALACIÓN REAL

5.1 INTRODUCCIÓN

A partir de los resultados del capítulo anterior, se puede entrever la potencial viabilidad del uso de HCFO-1224yd(Z) como sustituto directo del HFC-245fa en instalaciones existentes. Así que, con esta parte de la tesis se pretende ir un poco más allá y comprobar el comportamiento del HCFO-1224yd(Z) en una aplicación real, es decir, bajo condiciones reales de operación. Este capítulo permitirá corroborar los resultados obtenidos mediante el banco de ensayos.

Mientras que en el capítulo anterior se compara el uso de HFC-245fa con el HCFO-1224yd(Z) bajo condiciones experimentales en un banco de ensayos, en este capítulo se analiza el cambio de fluido en una instalación comercial existente dedicada a la recuperación de calor residual industrial. Peris *et al.* (2015)¹¹ ya usó esta misma instalación ORC unos años atrás empleando HFC-245fa como fluido de trabajo.

El objetivo principal de este capítulo es determinar la viabilidad del uso de HCFO-1224yd(Z) como reemplazo directo en unidades ORC de pequeña escala y baja temperatura. Para ello, se compara experimentalmente el uso de HCFO-1224yd(Z) y HFC-245fa en una unidad ORC comercial de recuperación de calor residual industrial, presentando el primero como una alternativa directa del segundo.

5.2 METODOLOGÍA E INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Para la realización de este análisis se emplea un sistema ORC de microgeneración, el cual recupera el calor residual de un horno cerámico SITI F1-NH. Para ello, se utiliza un circuito secundario de aceite térmico, permitiendo recuperar el calor residual ofrecido por el aire caliente de la zona intermedia de enfriamiento del horno, Figura 5.1, dicha corriente de aire se encuentra a unos 270 °C.

Este horno cerámico, ubicado en la provincia de Castellón (España)¹⁴⁴, proporciona unas condiciones de funcionamiento estables en el tiempo, solamente tiene una variación ligera en la velocidad y temperatura de los gases de escape. Peris (2017)⁵⁵ evaluó el comportamiento de este horno

industrial bajo las condiciones típicas de funcionamiento durante 7 días las 24h, obteniendo la curva de funcionamiento típica del horno, Figura 5.2.



Figura 5.1: Instalación experimental (a) vista exterior de la unidad ORC, (b) punto en el que se aprovecha el calor residual (fuente Peris, 2017⁵⁵).

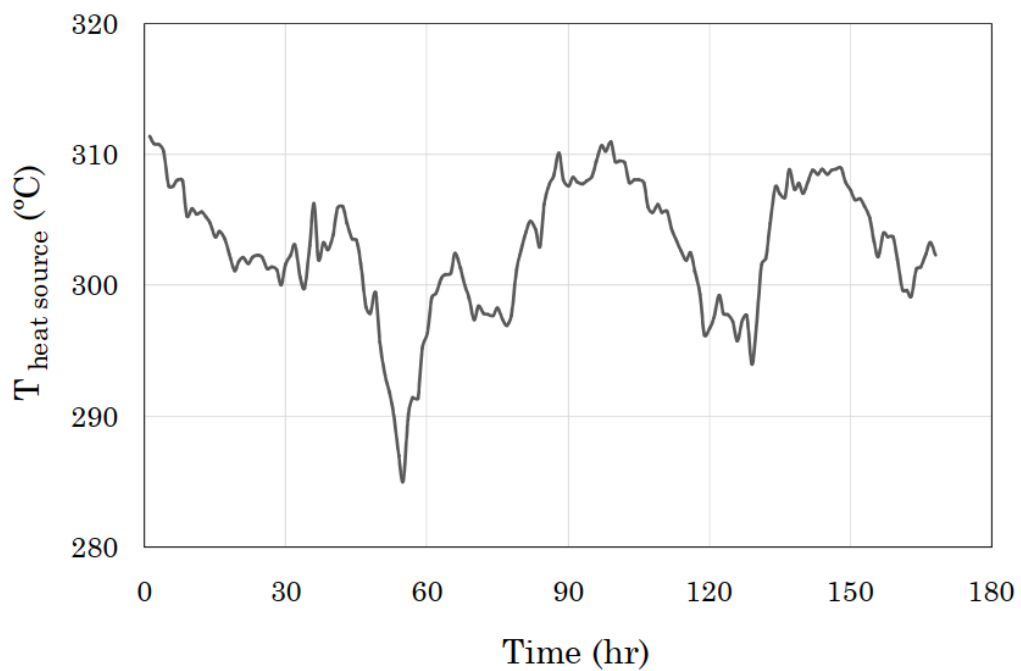


Figura 5.2: Evolución de la temperatura de los gases de escape del horno a lo largo de una semana (fuente Peris, 2017⁵⁵).

En cuanto a la fuente de disipación, esta instalación emplea directamente el aire exterior. El condensador utilizado por el módulo ORC disipa directamente con el ambiente, por tanto la temperatura de disipación queda determinada por la temperatura ambiente, la cual se puede obtener de los registros históricos de una estación meteorológica cercana, Figura 5.3.

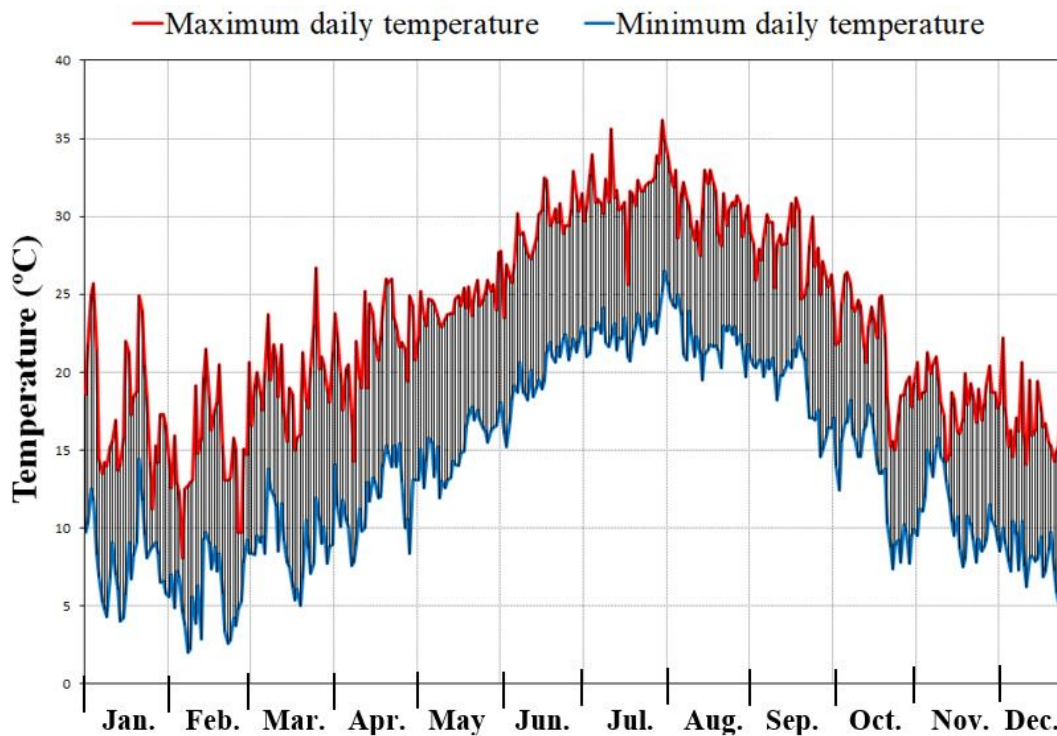


Figura 5.3: Histórico diario de temperaturas proporcionadas por la estación meteorológica más cercana durante 2018.

El módulo ORC empleado en este análisis, es un módulo HT de Rank^{®45} con condensación ambiental directa y una potencia nominal de 20 kWe. Este módulo se instaló fuera de la fábrica debido a los requisitos de proximidad y espacio. Opera con una arquitectura regenerativa en condiciones subcríticas (RORC). El módulo HT de Rank[®] usa un expansor de tornillo y fue diseñado originalmente para usar HFC-245fa como fluido de trabajo.

En cuanto al sistema de adquisición de datos, las ubicaciones de medición se muestran en la Figura 5.4. Algunos parámetros se monitorizan continuamente durante la operación, mientras que otros parámetros se miden

periódicamente. El sistema proporciona la medida de numerosas temperaturas en toda la instalación, como por ejemplo la temperatura de los gases de escape en el punto de recuperación, la temperatura del aceite térmico en el circuito de transferencia de calor, la temperatura del fluido de trabajo en la unidad ORC y la temperatura ambiente. Algunos de los parámetros de los que se obtiene una medición continua son la presión del fluido de trabajo, el caudal másico del fluido de trabajo, y la energía eléctrica producida por el generador y consumida por la bomba y los ventiladores en el condensador. Por otro lado, la velocidad del aire de escape, la potencia consumida por la bomba de aceite térmico y la potencia consumida por otros componentes de la unidad ORC se miden periódicamente. Por último, tanto las diferentes propiedades termodinámicas como las entalpías, se han obtenido utilizando REFPROP 10.0¹⁴⁰, tomando como entradas la temperatura presión o la calidad del vapor.

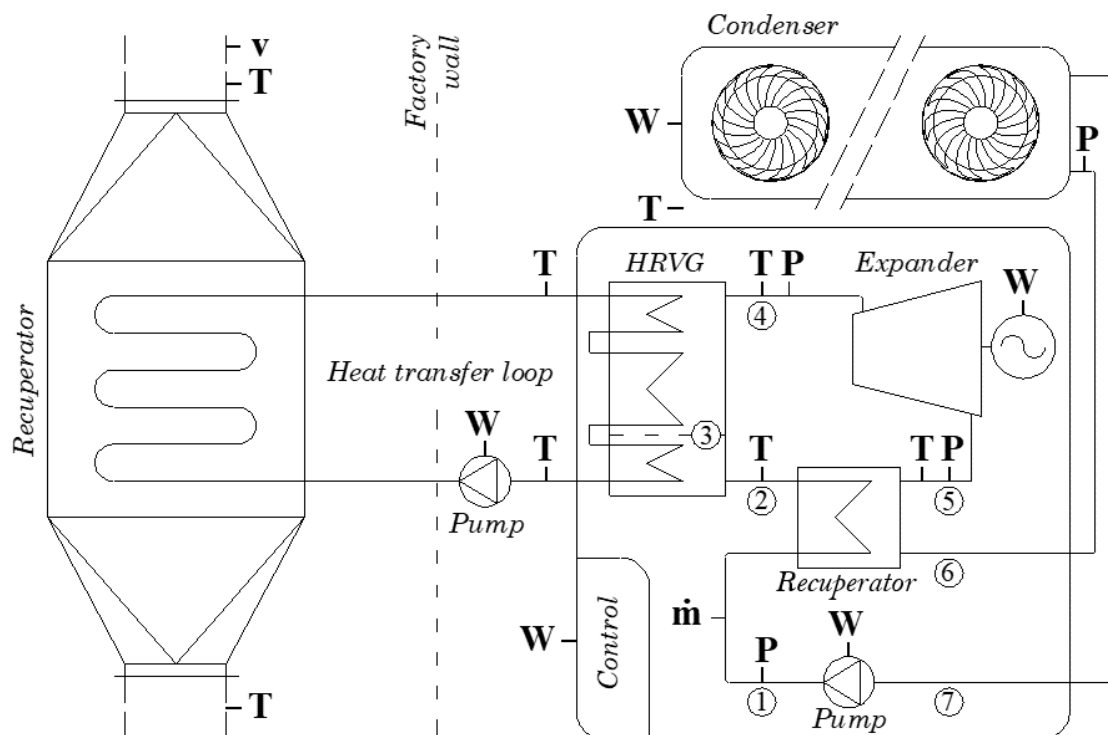


Figura 5.4: Puntos de medición de la instalación (fuente Peris, 2017⁵⁵).

A continuación, la Tabla 5.1 muestra las características de los sensores, las cuales han sido extraídas de las hojas de datos de los fabricantes.

Tabla 5.1: Información de los sensores.

Parámetro	Uso	Instrumento	Incertidumbre	Rango
Temperatura	Fluido de trabajo	Termopar tipo J	± 1 K	0 - 750 °C
	Aceite térmico	PT-100	± 0.3 K	-100 +450 °C
Presión	Fluido de trabajo	Transmisor de presión Endress+Hausser	$\pm 0.5\%$ referenciado a la escala completa	0 - 40 bar
Caudal másico	Fluido de trabajo	Caudalímetro Coriolis Endress+Hausser	$\pm 0.3\%$ referenciado a la lectura	< 6500 kg/h
Velocidad	Aire	Analizador de gas Testo 340	$\pm 1.5\%$ referenciado a la lectura	n/a
Electricidad	ORC	Vatímetro SIEMENS	$\pm 1.2\%$ referenciado a la escala completa	n/a
	Otros	Analizador de red	$\pm 0.2\%$ referenciado a la escala completa	< 80 kW

n/a: no disponible.

En cuanto a la metodología experimental seguida, las pruebas experimentales consisten en testear una operación continua con ambos fluidos de trabajo sin ningún cambio en la unidad ORC (control y componentes). Para ello el HFC-245fa se recupera y se reemplaza con HCFO-1224yd(Z) sin realizar ningún otro cambio en el sistema ORC. Para las pruebas experimentales se establecen

condiciones de operación comparables en términos de temperatura de entrada de aceite térmico y temperatura ambiente. La temperatura de entrada del aceite térmico se varía entre 140 °C y 175 °C y la temperatura ambiente entre 15 °C y 20 °C. Concretamente, se seleccionan tres temperaturas de disipación diferentes: 15 °C, 17.5 °C y 20 °C, donde los puntos representados difieren como máximo ± 0.5 °C del nivel de temperatura de referencia.

Los datos analizados en este capítulo corresponden a estados estacionarios. De las mediciones realizadas durante una semana completa, se toman periodos de tiempo de 40 minutos, con un periodo de muestra de 1 segundo, en el que las presiones de condensación y evaporación se encuentran dentro de un intervalo de 3.5 kPa y estableciendo una desviación máxima en las temperaturas de ± 0.5 . De cada estado estacionario de 40 minutos, se seleccionan solamente 10 minutos para su análisis, para ello se desarrolla un algoritmo que selecciona el período de estado estable de 10 minutos (600 mediciones directas) con la mayor precisión y exactitud. De cada periodo de 10 minutos seleccionado se obtiene un punto estacionario, valor que se analiza en el presente capítulo.

Cada punto estacionario se obtiene mediante 600 mediciones, utilizando la media y la desviación estándar experimental. De esta forma, durante el análisis de los datos, se han considerado tanto las incertidumbres relacionadas con los dispositivos de medida como las relacionadas con la extracción de los puntos de funcionamiento estacionario, Ecuación 14. Así mismo, también se ha calculado la incertidumbre asociada a los diferentes parámetros analizados, para ello, del mismo modo que el capítulo anterior, se ha empleado la Ecuación 15. Las incertidumbres calculadas se recopilan en la Tabla 5.2.

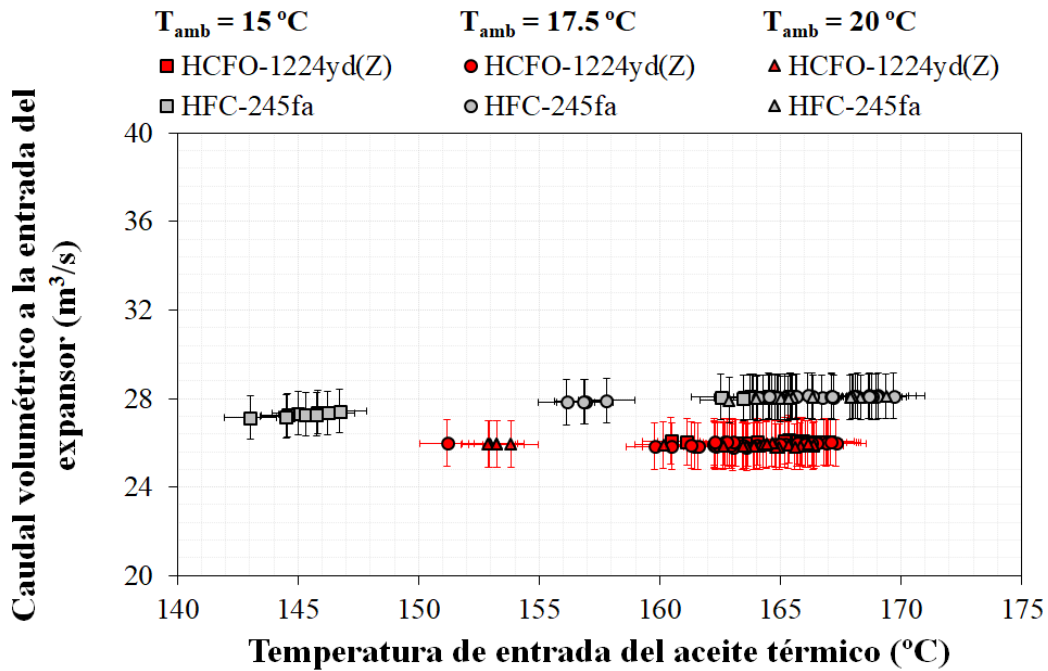
Tabla 5.2: Incertidumbres derivadas de la propagación de errores de los instrumentos de medida y de la extracción de datos de los estados estacionarios.

Variable	HFC-245fa	HCFO-1224yd(Z)
Temperatura de entrada del aceite térmico	± 0.30 K	± 0.30 K
Temperatura ambiente	$\pm 2.10\%$	$\pm 2.10\%$
Caudal másico	$\pm 2.50\%$	$\pm 3.91\%$
Potencia térmica de entrada	$\pm 2.52\%$	$\pm 4.61\%$
Presión máxima del ciclo	$\pm 1.33\%$	$\pm 1.34\%$
Potencia obtenida en el expansor	$\pm 1.63\%$	$\pm 1.66\%$
Potencia consumida por la bomba	$\pm 3.62\%$	$\pm 4.06\%$
Potencia neta	$\pm 1.92\%$	$\pm 2.05\%$
Eficiencia bruta del ciclo	$\pm 2.52\%$	$\pm 4.61\%$
Eficiencia neta del ciclo	$\pm 2.52\%$	$\pm 4.61\%$
Eficiencia isentrópica de expansión	$\pm 4.72\%$	$\pm 7.25\%$
Eficiencia electromecánica de expansión	$\pm 2.09\%$	$\pm 4.31\%$
Eficiencia volumétrica del expansor	$\pm 2.56\%$	$\pm 3.94\%$
Relación de volúmenes	$\pm 1.11\%$	$\pm 0.81\%$
Relación de presión	$\pm 2.62\%$	$\pm 3.65\%$

5.3 RESULTADOS

Esta sección muestra los resultados obtenidos usando ambos fluidos de trabajo en la unidad comercial ORC descrita. Los resultados experimentales se analizan primero en términos generales, donde se hace hincapié en el análisis de energía térmica residual recuperada por la unidad ORC (energía térmica de entrada). Posteriormente, los resultados se analizarán dándole detalle al expansor y a la eficiencia termodinámica final del ciclo.

La Figura 5.5 muestra la evolución del caudal volumétrico, el caudal másico y la densidad a la entrada del expansor, en función de la temperatura de entrada del aceite térmico. En esta figura se pueden apreciar las mismas tendencias en los resultados que las observadas en el capítulo anterior, tanto si hacemos referencia a la evolución de estos parámetros con la temperatura como a la diferencia entre fluidos de trabajo. De hecho, en la Figura 5.5(a) vemos como efectivamente, a pesar de que con el uso de HFC-245fa el caudal volumétrico es ligeramente superior, los resultados obtenidos para ambos fluidos son muy similares. Esta pequeña diferencia entre el caudal volumétrico de ambos fluidos de trabajo queda justificada con eficiencia volumétrica encontrada, mostrada posteriormente en este mismo capítulo. Dada la similar densidad entre los dos fluidos en la entrada del expansor, Figura 5.5(b), queda justificado el similar caudal másico de ambos fluidos, como se muestra en la Figura 5.5(c).



(a)

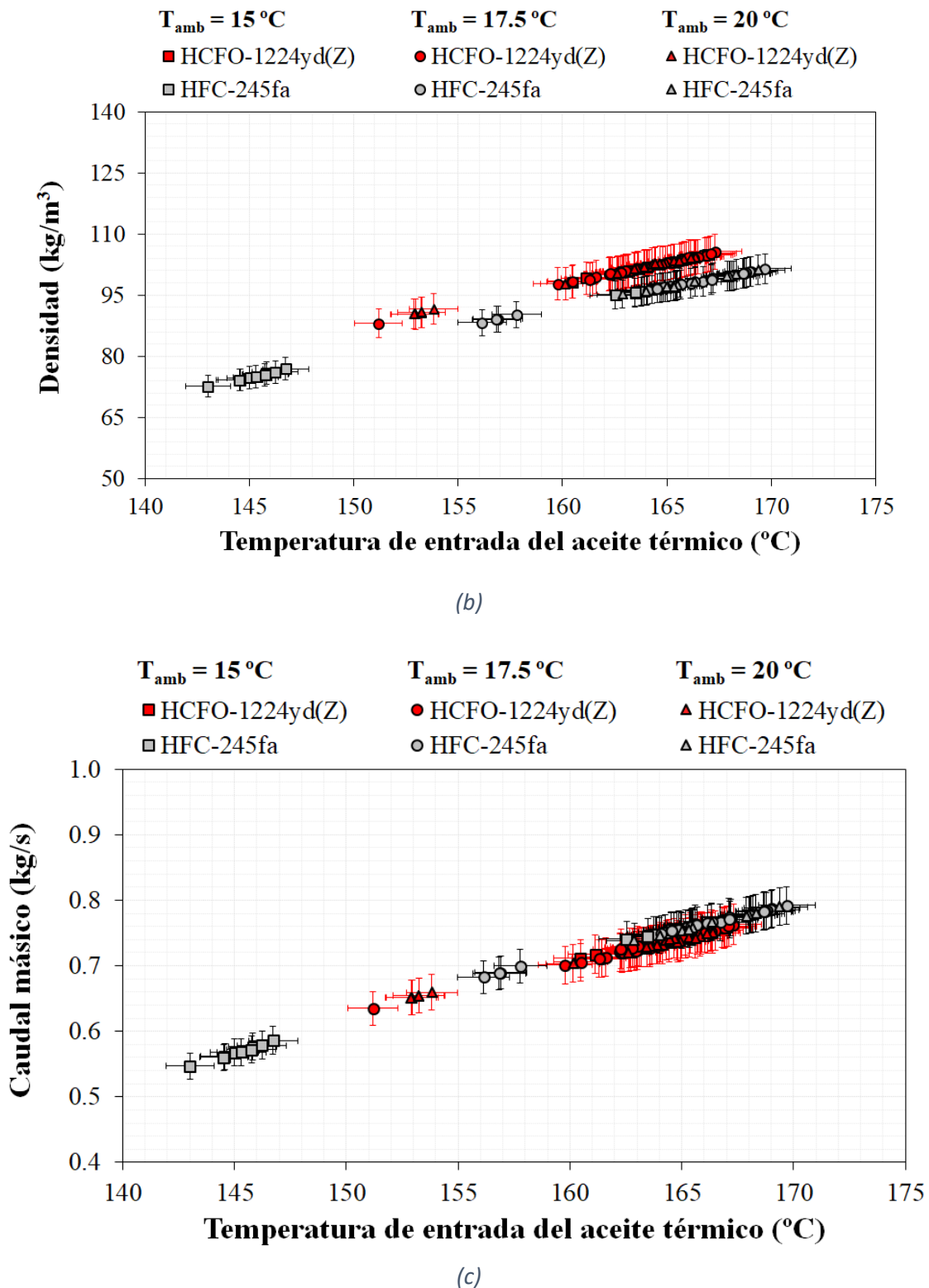


Figura 5.5: (a) Caudal volumétrico a la entrada del expansor, (b) densidad a la entrada del expansor, (c) caudal másico en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.

En cuanto al análisis térmico, también se corroboran las tendencias obtenidas mediante los ensayos en el banco de pruebas. La Figura 5.6 muestra como la potencia térmica captada por el ORC aumenta con la temperatura de la fuente de calor. La variación de la temperatura ambiente también implica un cambio en la potencia térmica captada, haciéndola disminuir con el aumento de la temperatura del foco frío. Al igual que los resultados obtenidos en el capítulo anterior, el uso de HFC-245fa conlleva una potencia térmica mayor para una misma temperatura. A pesar de que ambos fluidos tienen densidades similares, la cantidad de calor captada por estos no es la misma. La Figura 5.6 muestra como la potencia térmica de entrada es mayor cuando se usa HFC-245fa, con una diferencia relativa de aproximadamente - 15% con el uso de HCFO-1224yd(Z), tomando el HFC-245fa como referencia. Esto se debe a las propiedades termofísicas de los fluidos; el análisis de estas propiedades muestra como el calor latente de evaporación del HCFO-1224yd(Z) es aproximadamente un 13% menor que el del HFC-245fa. Es decir, el uso de HCFO-1224yd(Z) requiere una menor cantidad de energía para cambiar de fase. Del mismo modo, si se analiza la capacidad calorífica, ésta fue aproximadamente entre un 10% y un 16% menor con HCFO-1224yd(Z) en comparación con HFC-245fa. Esto quiere decir que, para una misma temperatura, el HCFO-1224yd(Z) lleva asociada una potencia térmica menor. Las diferencias en las propiedades termodinámicas para un caudal másico dado explican la reducción de la potencia térmica de entrada.

El fluido de trabajo alternativo proporciona una presión máxima más baja en comparación con el de referencia, Figura 5.7, debido a sus propiedades termodinámicas. De esta manera, teóricamente, existe la oportunidad de aumentar el caudal másico para compensar la potencia térmica de entrada reducida, esto aumentaría la potencia eléctrica generada.

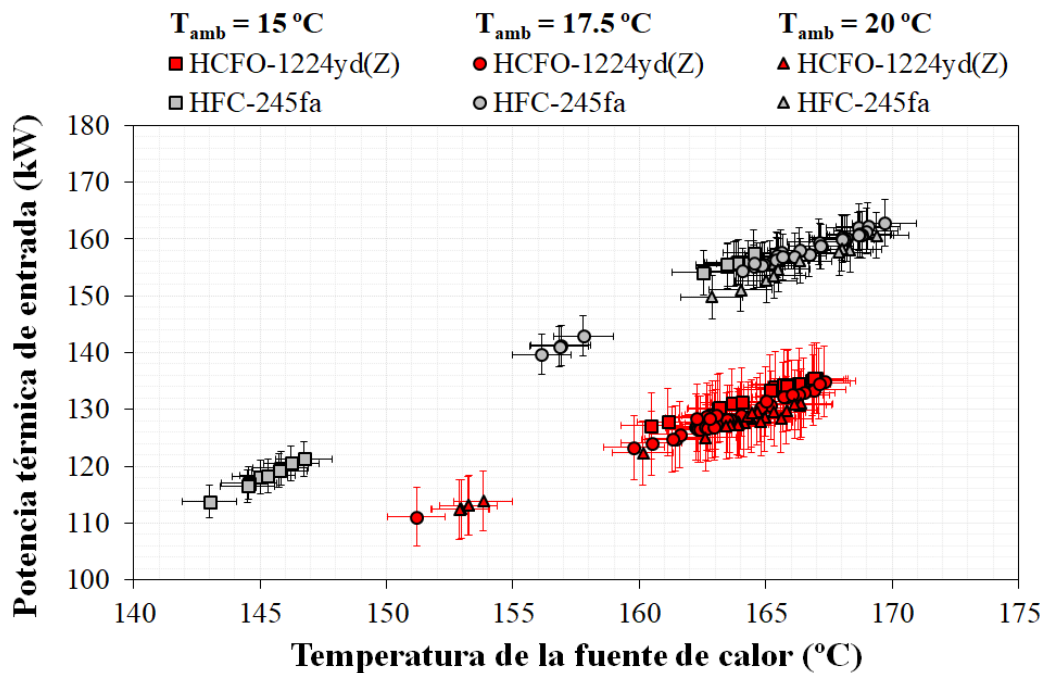


Figura 5.6: Potencia térmica de entrada en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.

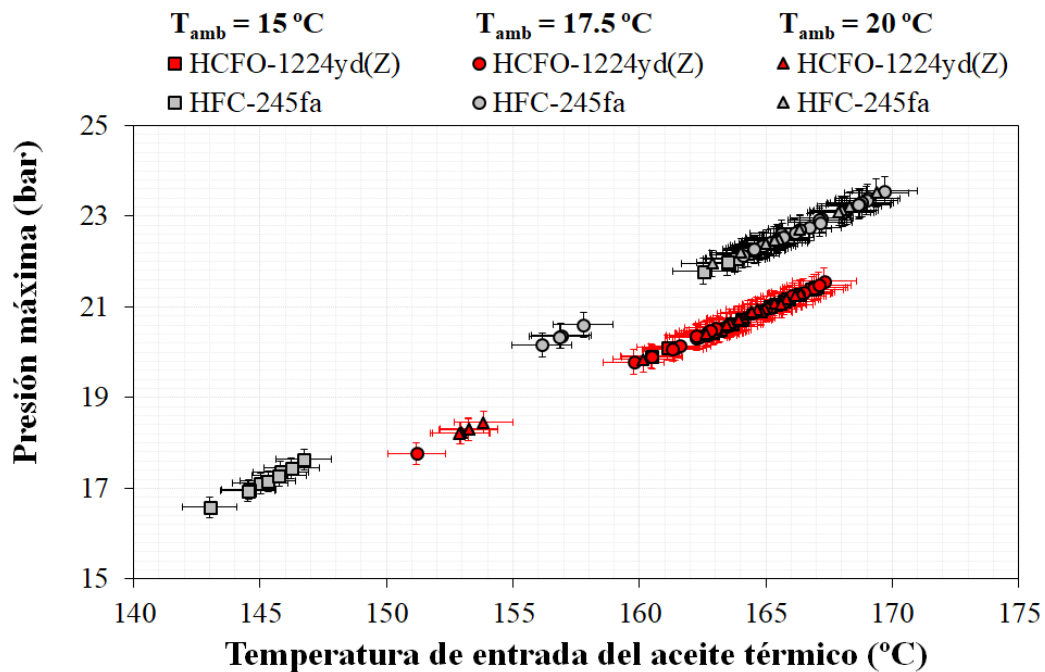


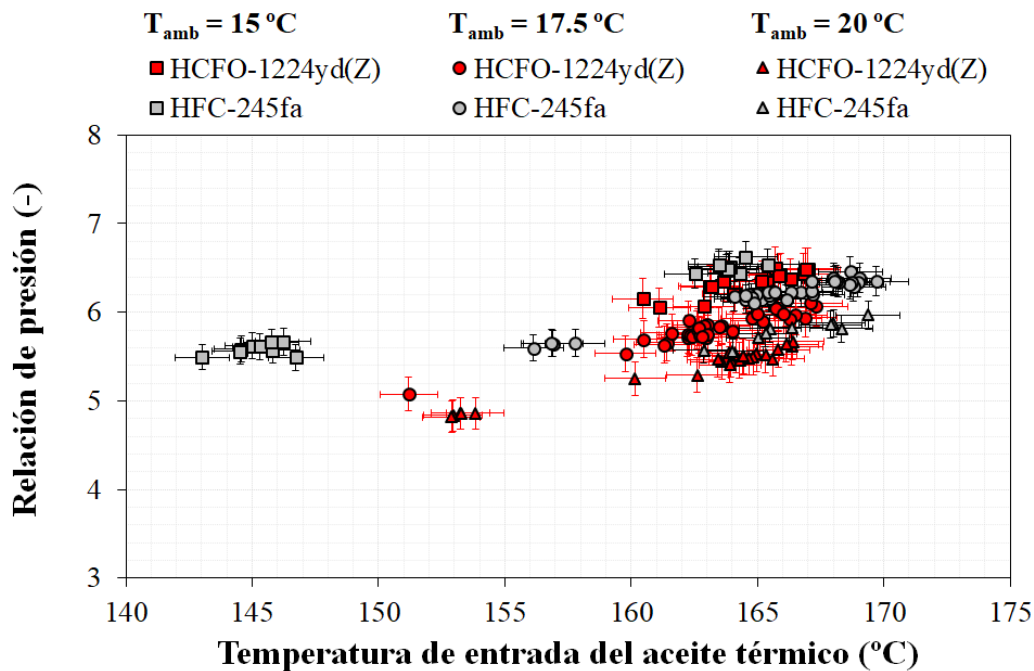
Figura 5.7: Presión máxima del ciclo en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.

Llegados a este punto, también es importante analizar el proceso de expansión para así llegar a determinar la viabilidad del fluido propuesto y detectar los diferentes parámetros a modificar para conseguir la optimización del ciclo.

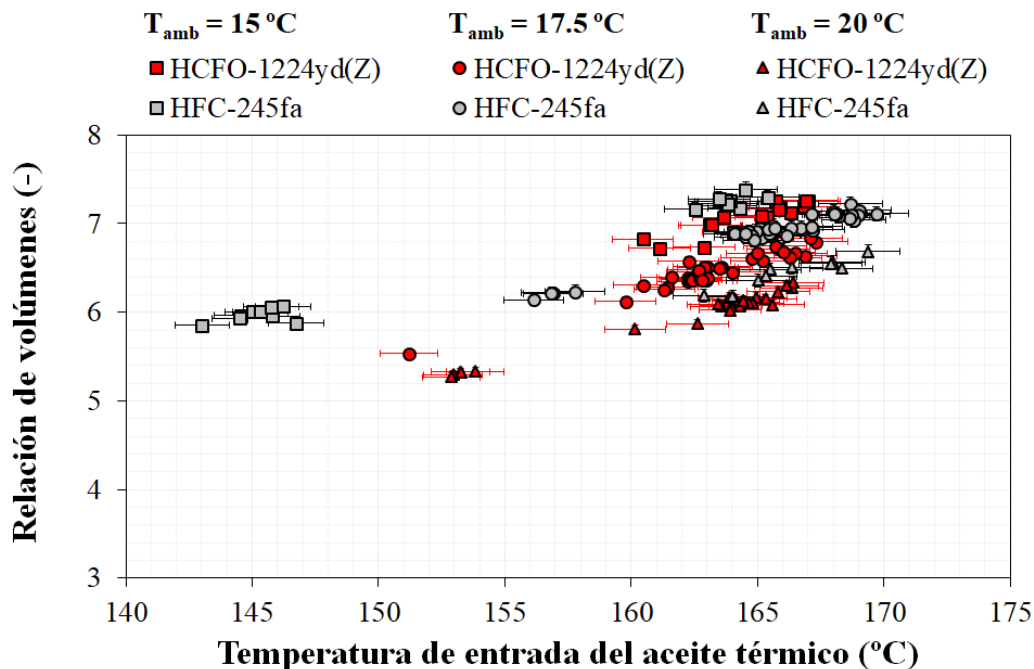
5.3.1 Análisis del expansor

Con el objetivo de analizar el comportamiento del expansor, la Figura 5.8 muestra la relación de presión y de volúmenes de ambos fluidos. Podemos ver como aumentando la temperatura de la fuente de calor y disminuyendo la temperatura de la fuente de disipación se consigue un incremento tanto en la relación de volúmenes como en la de presión. En cuanto a los fluidos de trabajo, los resultados obtenidos son muy similares, mostrando una ligera superioridad con el uso de HFC-245fa. Debido a las propiedades termodinámicas del fluido, esta diferencia puede derivarse de la superior presión a la entrada del expansor.

La Figura 5.9 muestra como la eficiencia volumétrica se mantiene constante con la variación de la temperatura del aceite térmico, ya que esta viene determinada por la geometría del expansor utilizado. Comparando ambos fluidos de trabajo se observa una leve superioridad con el uso de HCFO-1224yd(Z), justificando así la diferencia encontrada en el caudal volumétrico a la entrada del expansor.



(a)



(b)

Figura 5.8: (a) Relación de presión, (b) relación de volúmenes de expansión en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.

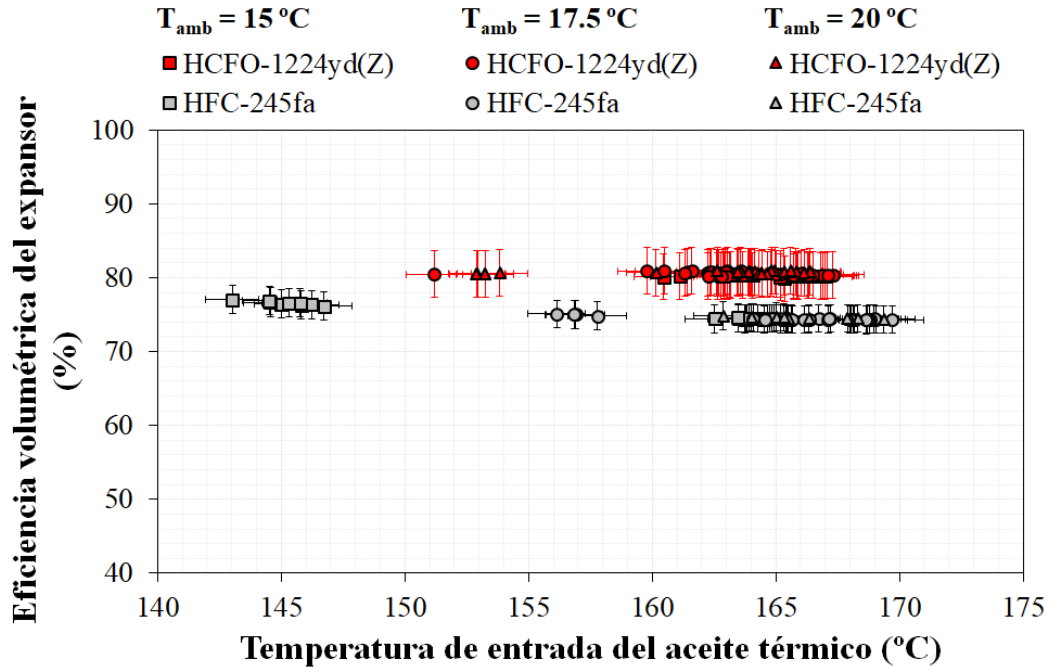


Figura 5.9: Eficiencia volumétrica del expansor en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.

Con el análisis de la eficiencia isentrópica del proceso de expansión, Figura 5.10, se puede ver como ésta disminuye considerablemente con el aumento de la temperatura de la fuente de calor. Este hecho es un indicativo de que la relación de volúmenes encontrada supera a la relación de volúmenes intrínseca de este expansor y se están produciendo pérdidas por subexpansión. En cuanto a la comparativa entre fluidos de trabajo, el HCFO-1224yd(Z) presenta unos valores superiores para todo el rango de temperaturas estudiado. La relación de volúmenes influye directamente en la eficiencia isentrópica del expansor; el hecho de que para una misma temperatura la relación de volúmenes obtenida con el HCFO-1224yd(Z) sea ligeramente inferior a la del HFC-245fa, hace que para una misma temperatura máxima dada con el HFC-245fa nos encontremos más alejados de la relación

de volúmenes intrínseca del compresor, y por consiguiente se tenga una menor eficiencia isentrópica.

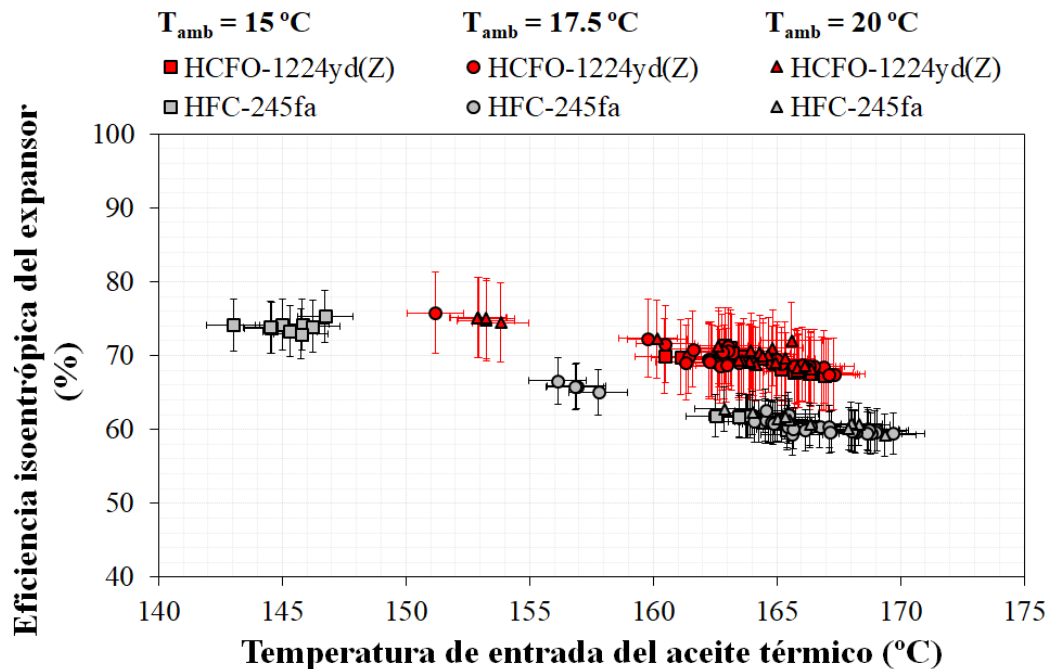


Figura 5.10: Eficiencia isentrópica del expansor en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.

Por último, la Figura 5.11 muestra la evolución de la eficiencia electromecánica del expansor en función de la temperatura de la fuente de calor. El hecho de que la eficiencia electromecánica sea prácticamente constante con la temperatura es un indicativo de que el generador eléctrico trabaja cerca de su carga máxima. Al comparar el comportamiento de ambos fluidos, puede apreciarse como la eficiencia electromecánica obtenida con el uso de HCFO-1224yd(Z) es ligeramente superior a la del HFC-245fa, siendo prácticamente idénticas, esta pequeña diferencia puede justificarse con los resultados encontrados en la eficiencia isentrópica.

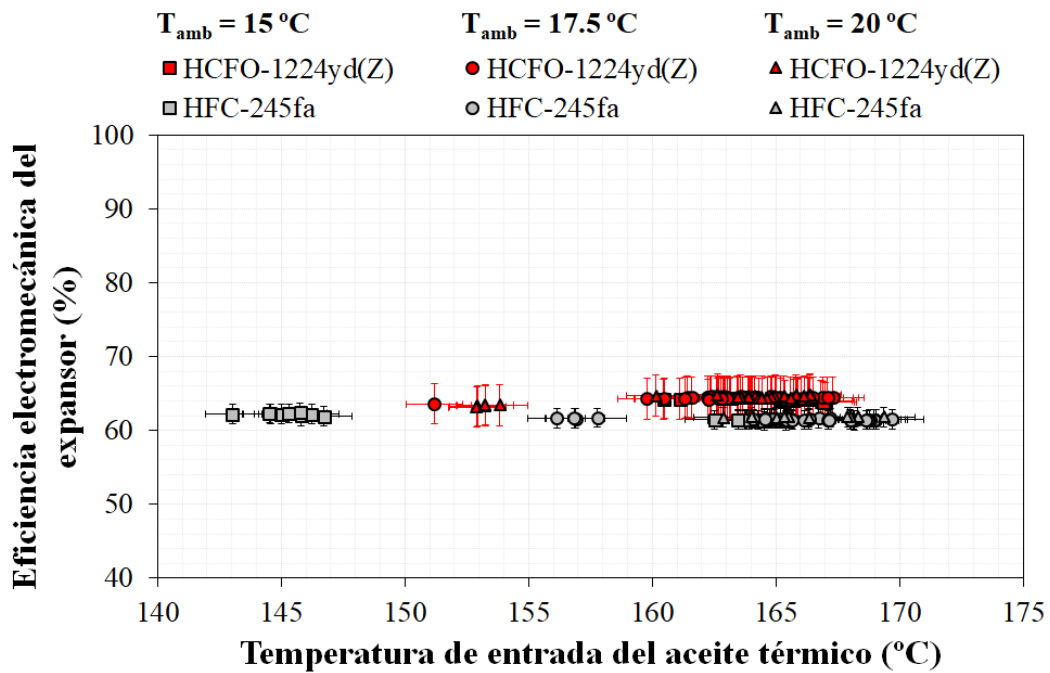


Figura 5.11: Eficiencia electromecánica del expansor en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.

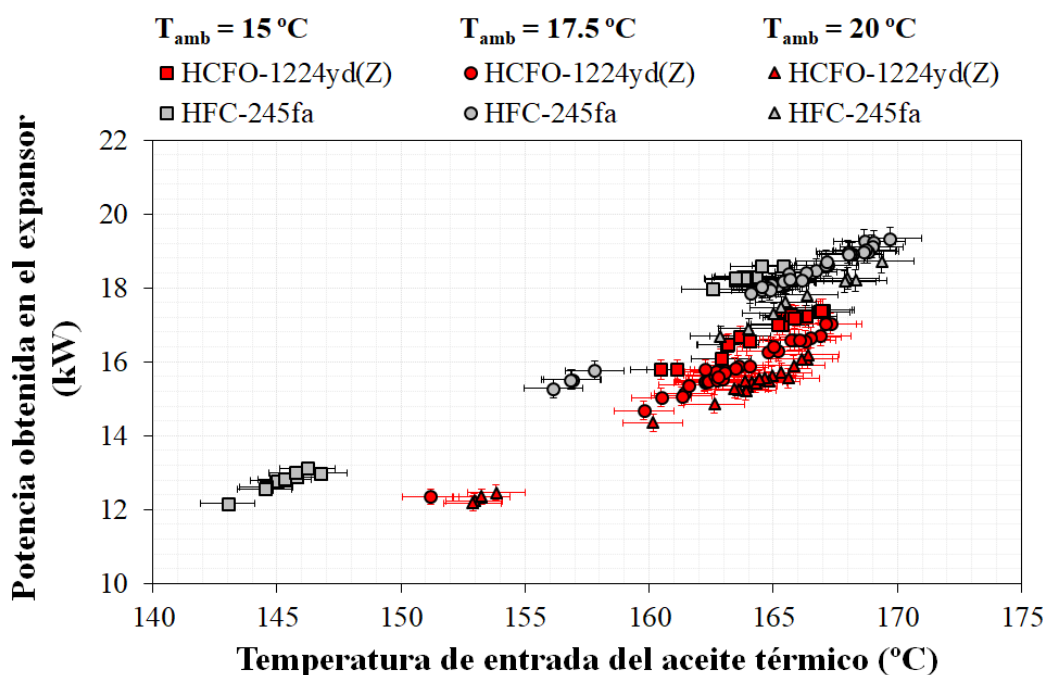
Vistas las similitudes y diferencias en lo que respecta a los parámetros de expansión estudiados, es importante determinar cómo afecta esto a la eficiencia termodinámica del ciclo, y por consiguiente a la viabilidad de la selección de este fluido de trabajo alternativo.

5.3.2 Eficiencia termodinámica

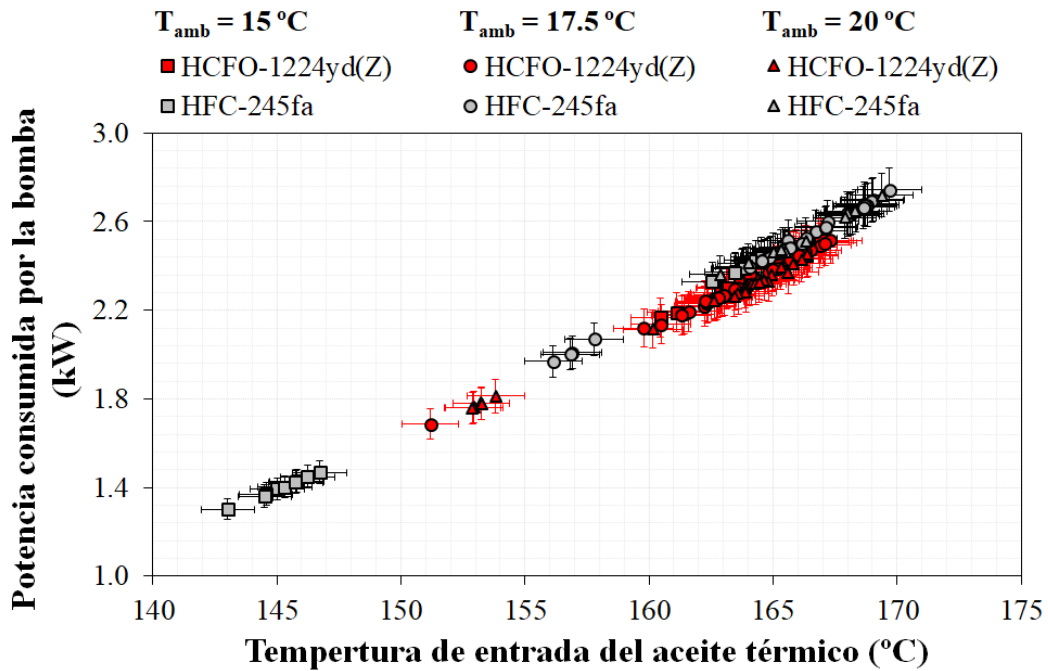
La Figura 5.12 muestra la energía eléctrica producida y consumida internamente por la unidad ORC. Como en el caso de la potencia térmica de entrada, la potencia eléctrica proporcionada por el expansor aumenta a medida que aumenta la temperatura de la fuente de calor y disminuye la temperatura de disipación, Figura 5.12(a). Es decir, se genera más energía durante la expansión, cuando se incrementa la diferencia de temperaturas entre la fuente de calor y el dissipador de calor. El aumento producido en el caudal másico con el incremento de la temperatura de la fuente, también

contribuye a este hecho. En cuanto a los fluidos de trabajo, el uso de HFC-245fa proporciona más potencia en la salida del expansor. Al reemplazar el HFC-245fa por el HCFO-1224yd(Z) se reduce la producción eléctrica, con diferencias relativas de potencia bruta que oscilan entre el -7.5% y el -17.4%, tomando como referencia el uso de HFC-245fa. El trabajo isentrópico de la expansión es aproximadamente un 16.0% mayor cuando se usa HFC-245fa en comparación con HCFO-1224yd(Z). El caudal másico del fluido de trabajo es similar con ambos fluidos, por lo que el trabajo isentrópico durante la expansión explica la mayor potencia eléctrica bruta proporcionada por el HFC-245fa.

Respecto a la potencia consumida por la bomba, las diferencias existentes entre ambos fluidos son mínimas. Mientras que la temperatura ambiente no influye en el consumo de energía de la bomba, se produce un aumento lineal de ésta con la temperatura de entrada del aceite térmico, Figura 5.12(b), incremento proporcional al caudal másico.



(a)



(b)

Figura 5.12: (a) Potencia obtenida en el expansor en función de la temperatura de entrada del aceite térmico, (b) potencia consumida por la bomba en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.

Como consecuencia de los parámetros anteriores, la potencia neta de la unidad ORC sigue la misma tendencia. La Figura 5.13 muestra como, lógicamente, la potencia neta aumenta cuando la fuente de calor está a una temperatura superior. La sustitución directa de HFC-245fa por HCFO-1224yd(Z) produce una reducción de entre el 8.1% y el 12.2% en la potencia neta. No obstante, es importante señalar que estos resultados se han obtenido utilizando directamente HCFO-1224yd(Z) en un sistema diseñado para uso de HFC-245fa, sin realizar ninguna modificación adicional en la unidad ORC.

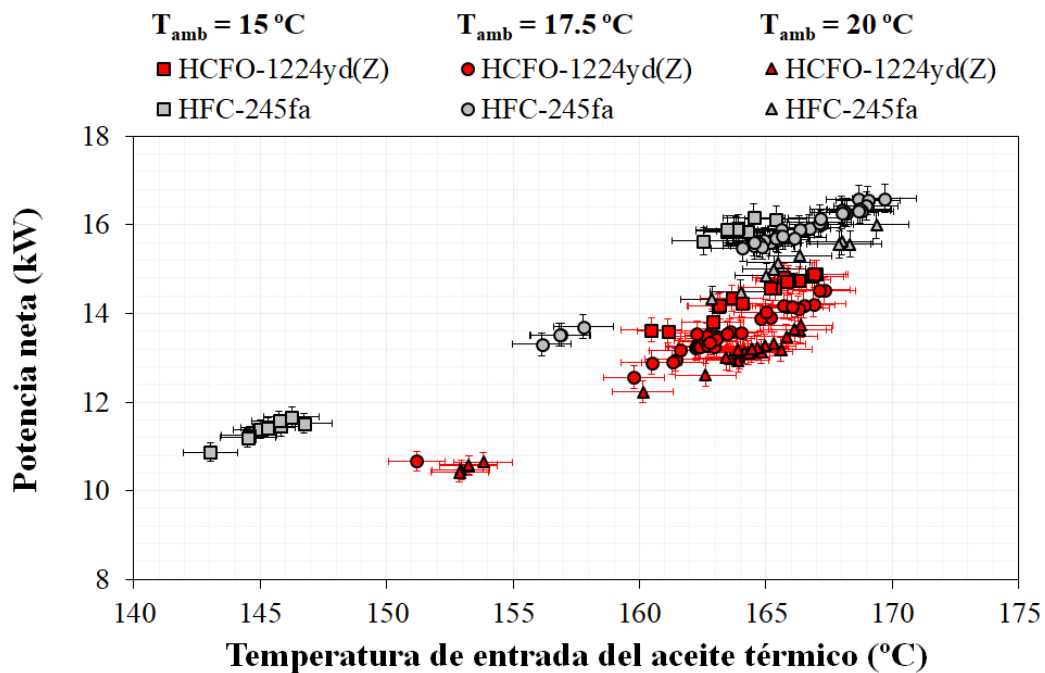
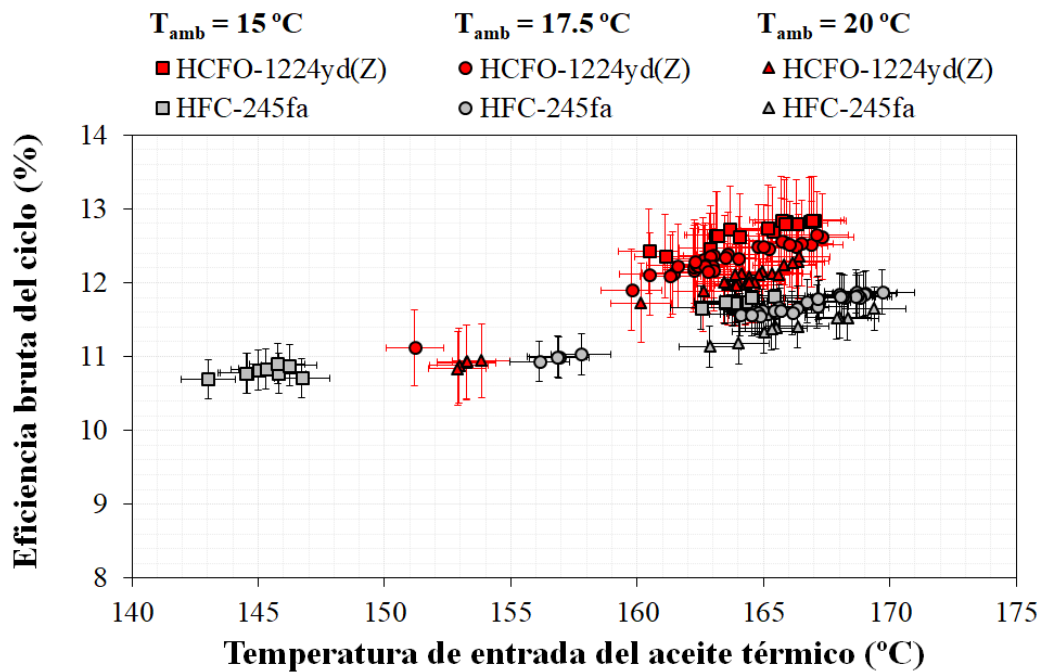


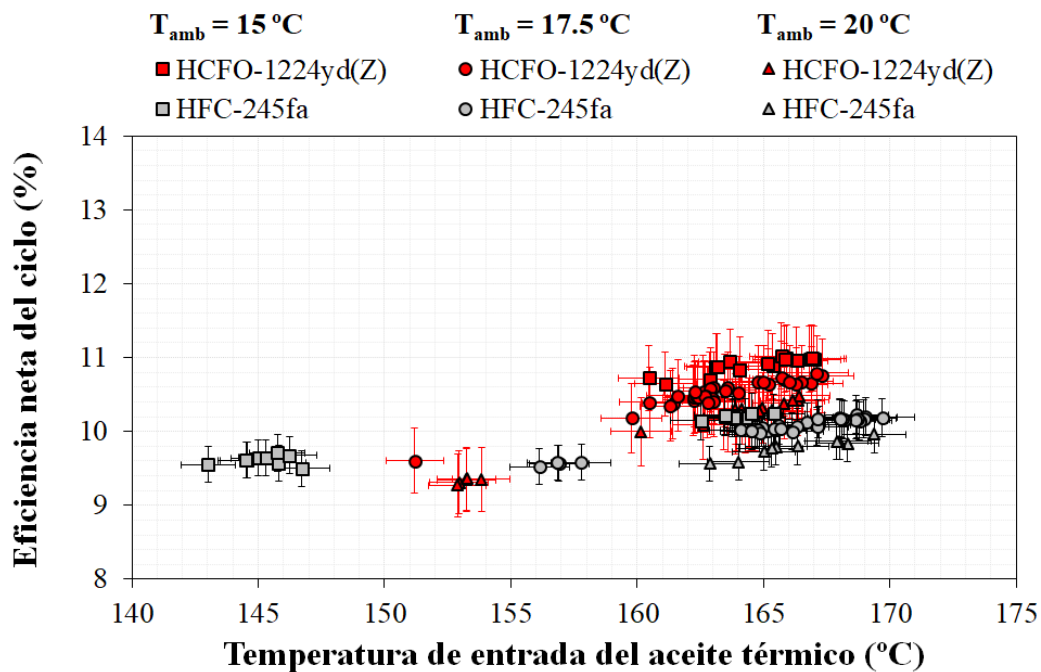
Figura 5.13: Potencia eléctrica neta en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.

La Figura 5.14(a) muestra la eficiencia eléctrica bruta del ciclo, donde puede apreciarse como el uso del fluido de trabajo alternativo proporciona una eficiencia bruta de hasta un 7.7% superior a la proporcionada empleando HFC-245fa como fluido de trabajo. Los resultados obtenidos, son una consecuencia directa de la potencia térmica de entrada y la potencia producida en el expansor. A pesar de que la potencia eléctrica conseguida con el HFC-245fa es mayor, la eficiencia bruta es menor. Esto se debe a que, con los mismos parámetros de operación, la potencia térmica captada con el uso de HFC-245fa es superior a la del fluido alternativo. Es decir, con una misma potencia térmica de entrada, el uso de HCFO-1224yd(Z) proporciona una potencia eléctrica mayor en el expansor. Esta diferencia entre fluidos de trabajo incrementa con la temperatura de la fuente de calor.

Finalmente, en lo que respecta a la evolución de la eficiencia eléctrica neta del ciclo con la temperatura de la fuente de calor, la eficiencia neta aumenta cuanto mayor es la temperatura de la fuente, Figura 5.14(b). Tal y como se había mostrado previamente, la eficiencia eléctrica neta proporcionada por la unidad ORC es mayor cuanto menor sea su temperatura ambiente. De hecho, como era de esperar, la eficiencia neta es mayor cuando la diferencia de temperatura entre foco frío y foco caliente aumenta. Centrándonos en la comparativa entre fluidos de trabajo, el uso de HCFO-1224yd(Z) ofrece una mayor eficiencia eléctrica neta para ciertas temperaturas, con diferencias relativas de hasta 6.6%, tomando HFC-245fa como referencia. Con el uso de HCFO-1224yd(Z), la eficiencia neta alcanza valores de hasta 11.0%. Pero, tal y como ocurría con la eficiencia bruta, el incremento que experimenta la eficiencia neta del ciclo con la subida de la temperatura del foco caliente es mayor con el uso de HCFO-1224yd(Z). La eficiencia neta para ambos fluidos de trabajo es similar cuando tenemos temperaturas de entrada bajas. De hecho, cuando la temperatura de entrada del aceite térmico es baja, el uso de HFC-245fa proporciona una eficiencia neta más alta. Por ejemplo, con una temperatura ambiente de 15 °C, cuando el aceite térmico entra a menos de 150 °C, el uso de HCFO-1224yd(Z) proporciona una eficiencia eléctrica neta menor que el HFC-245fa. Cuando la temperatura de la fuente aumenta, la potencia térmica de entrada conseguida con el uso de HFC-245fa incrementa de manera mayor a la que lo hace usando HCFO-1224yd(Z), lo cual explica el comportamiento que se da en la eficiencia neta del ciclo.



(a)



(b)

Figura 5.14: (a) Eficiencia bruta del ciclo, (b) eficiencia neta del ciclo en función de la temperatura de entrada del aceite térmico.

Para finalizar, la Figura 5.15 resume de una manera visual los principales resultados obtenidos mediante los ensayos en la instalación comercial empleando HCFO-1224yd(Z) y HFC-245fa. Aunque el fluido alternativo de bajo PCA ofrece una menor potencia neta que la generada con el uso de HFC-245fa, el consumo de la bomba y la potencia térmica captada son también menores. Por consiguiente, para ciertas teperaturas, la eficiencia neta del ciclo proporcionada con el uso HCFO-1224yd(Z) es ligeramente superior que la obtenida empleando HFC-245fa, haciendo del HCFO-1224yd(Z) un fluido alternativo interesante para casos de reemplazo directo en instalaciones comerciales.

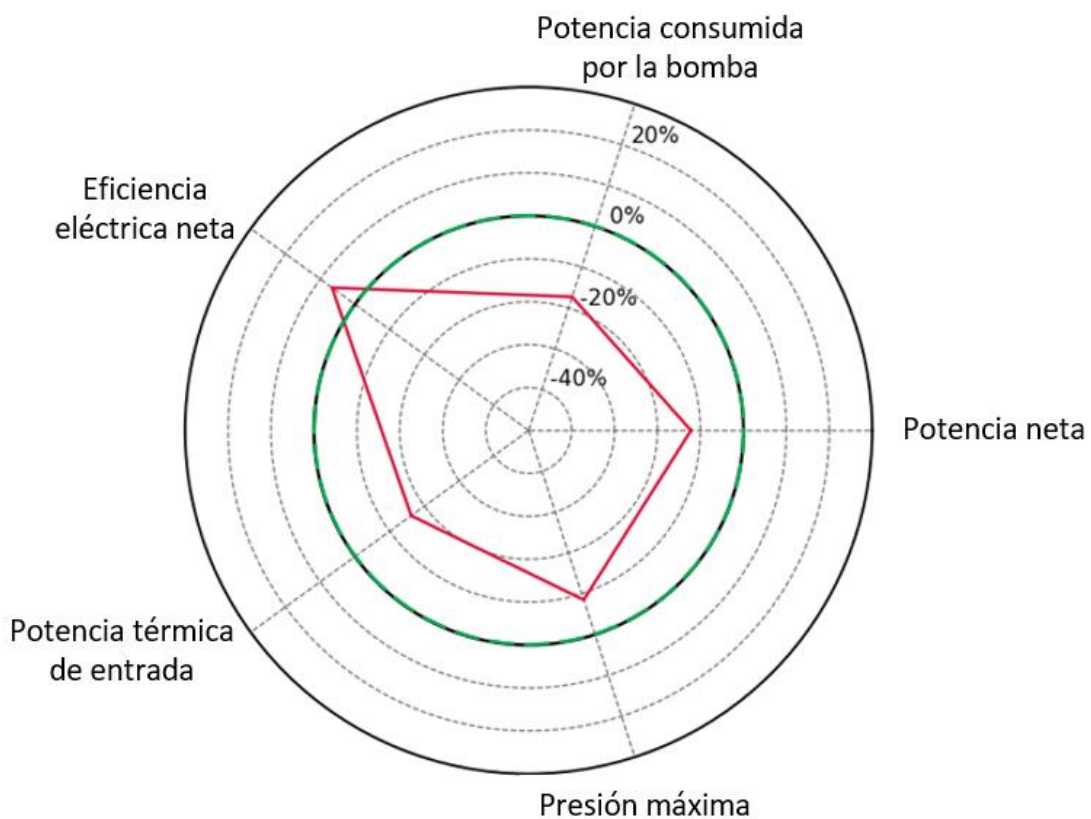


Figura 5.15: Comparativa entre los diferentes parámetros de desempeño obtenidos con el uso de HCFO-1224yd(Z). Diferencias relativas tomando como referencia el HCF-245fa.

A pesar de que a partir de los resultados obtenidos se puede concluir que el uso de HCFO-1224yd(Z) puede funcionar como reemplazo directo, en lo que respecta al comportamiento termodinámico, este cambio de fluido de trabajo implica cierta pérdida en energía eléctrica generada en el expansor. Tal y como ya se ha comentado anteriormente en el Capítulo 3, con el objetivo de optimizar la generación eléctrica, se podría plantear un incremento del caudal másico del HCFO-1224yd(Z), y para ello una buena opción sería aumentar la presión de operación.

5.4 CONCLUSIONES

El presente capítulo estudia el uso de HFC-1224yd(Z) como fluido alternativo en una instalación comercial diseñada para uso de HFC-245fa. El módulo ORC empleado en estas pruebas es una instalación localizada en un entorno industrial, con la que se recupera el calor ofrecido por los gases de escape de un horno cerámico. Los resultados obtenidos a raíz de los tests experimentales reflejan el comportamiento del HCFO-1224yd(Z) en instalaciones ORC de pequeña escala y baja temperatura. En este capítulo se muestra el comportamiento de este fluido en un caso de reemplazo directo, es decir, se emplea una instalación experimental inicialmente diseñada para uso de HFC-245fa y no se le aplica ninguna modificación ni en la unidad ni en los parámetros de operación.

Los resultados experimentales obtenidos muestran como con el uso de HFC-245fa se consigue una potencia térmica de entrada de hasta un 16.2% mayor que con el uso de HCFO-1224yd(Z). A pesar de que el uso de HCFO-1224yd(Z)

implica una eficiencia neta ligeramente superior a la del HFC-245fa, la diferente energía térmica captada con cada fluido de trabajo hace que la potencia eléctrica generada se vea penalizada con el uso de HCFO-1224yd(Z). En cuanto a ésta, la potencia generada en el expansor, es hasta un 17.4% superior si se emplea HFC-245fa, por tanto, la potencia neta alcanzada con el uso del fluido de referencia también será mayor a la proporcionada por el HCFO-1224yd(Z). No obstante, con el uso de HCFO-1224yd(Z) se llega a alcanzar una eficiencia neta de hasta un 6.6% superior a la conseguida con el uso de HFC-245fa. Es decir, para una misma potencia térmica de entrada, el fluido alternativo permite ofrecer una potencia eléctrica neta mayor, sobre todo cuanto mayor es la temperatura de la fuente de calor. Teniendo en cuenta la superior eficiencia neta obtenida con el uso de HCFO-1224yd(Z), la reducción en la potencia neta obtenida con el uso del fluido de bajo PCA podría compensarse incrementando el caudal másico del fluido de trabajo, siempre teniendo en cuenta su menor presión de operación.

En el capítulo 4 ya se había mostrado como el uso de HCFO-1224yd(Z) se presentaba como una buena alternativa al uso de HFC-245fa, así que en este capítulo se ha probado su comportamiento en una instalación comercial empleada para recuperación de calor residual. Este capítulo muestra como el HCFO-1224yd(Z) se presenta como una alternativa atractiva para como reemplazo directo del HFC-245fa en instalaciones ORC existentes de pequeña escala y baja temperatura. Sus similares propiedades termo-físicas y su bajo valor de PCA, hacen del HCFO-1224yd(Z) un candidato apropiado. A pesar de proporcionar una potencia eléctrica menor a la ofrecida por el HFC-245fa, el uso de HCFO-1224yd(Z) ofrece una eficiencia neta mayor. El uso de HCFO-1224yd(Z) como sustituto directo, proporciona una eficiencia neta del ciclo mayor cuando mayores son las temperaturas de la fuente de calor. Con el

objetivo de mejorar la producción eléctrica del ciclo, se podrían modificar ciertos parámetros de operación cuando se utiliza el HCFO-1224yd(Z) para intentar igualar los valores alcanzados con el uso de HFC-245fa. Una posible alternativa es el incremento de la presión de operación.

Capítulo 6: CONCLUSIONES

6.1 CONCLUSIONES

La presente tesis, tiene como objetivo principal encontrar fluidos de trabajo de bajo PCA adecuados para uso en ORC de baja temperatura y pequeña potencia. Estos fluidos alternativos deben ser capaces de ofrecer un buen comportamiento en instalaciones ya existentes, es decir, deben servir como sustitutos directos del HFC-245fa.

Para ello, primero se ha comenzado realizando un análisis bibliográfico. Este análisis ha permitido conocer el estado en el que se encuentra esta tecnología, para así tratar de abordar con mayor exactitud el problema. Se han analizado los principales aspectos de los ORC, destacando el aprovechamiento de calor de fuentes renovables entre las principales aplicaciones, mientras que las aplicaciones de recuperación de calor residual industrial todavía se encuentran en desarrollo. En cuanto a los componentes principales, destaca el uso de intercambiadores de placas soldadas, así como el uso de bombas de

membrana. En lo que respecta a la tecnología de expansión, generalmente el tipo scroll y de tornillo son los más comunes para aplicaciones a pequeña escala. En cuanto a la arquitectura, la configuración regenerativa es una de las principales debido a su simplicidad y a sus buenos resultados de eficiencia especialmente cuando la temperatura a la salida del expansor es suficientemente alta.

Además, a partir de la revisión bibliográfica se ha conseguido alcanzar otro de los objetivos específicos establecidos en el Capítulo 1, se han delimitado los potenciales sustitutos del HFC-245fa. Teniendo en cuenta el rango de operación analizado, y las principales propiedades termodinámicas y medioambientales de los fluidos de trabajo encontrados en la bibliografía, se selecciona el HCFO-1224yd(Z), HFO-1336mzz(Z), HCFO-1233zd(E), HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y R-514-A como potenciales sustitutos del HFC-245fa en ORCs de pequeña escala y baja temperatura.

Con el fin de acotar un poco más la búsqueda del fluido apropiado, se realiza un estudio teórico, contrastando el comportamiento de los diferentes fluidos nombrados con el de HFC-245fa. Este estudio permite comparar el comportamiento de cada uno de los fluidos en diferentes arquitecturas, una básica y una regenerativa. Además, el establecimiento de dos temperaturas de disipación diferentes permite hacernos una idea del comportamiento de estos fluidos en aplicaciones de generación eléctrica y aplicaciones de cogeneración.

Como es lógico, cuanto mayor es el salto de temperaturas entre el foco frío y el foco caliente, mayor es la potencia generada en el expansor y por tanto mayor es la eficiencia neta del ciclo. La temperatura de disipación también tiene una gran influencia en el comportamiento final; cuando estamos en el caso de cogeneración, disipación a 40 °C, los resultados muestran una

disminución en la potencia de salida del expansor y en la eficiencia neta del ciclo. Analizando el tipo de arquitecturas, la configuración regenerativa afecta positivamente a la eficiencia neta del ciclo. Si se compara el comportamiento de los diferentes fluidos de trabajo en un RORC, los fluidos de mayor temperatura crítica (HFO-1336mzz(Z), R-514-A y HCFO-1233zd(E)) destacan por ofrecer una eficiencia neta superior al resto de fluidos analizados. Por ello, basándonos en los resultados descritos, se recomendaría el uso de estos en nuevas instalaciones.

No obstante, no debe perderse de vista que el objetivo final es encontrar un fluido que pueda emplearse en instalaciones existentes, sin necesidad de realizar grandes cambios en las unidades ORC. Por ello, en este capítulo también se analiza el caudal volumétrico a la entrada del expansor, parámetro directamente relacionado con la tecnología de expansión. El análisis del caudal volumétrico muestra como el HFO1336mzz(Z) y R-514-A llevan a tamaños de expansor más grandes, mientras que con el uso de HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(E) y HCFO-1224yd(Z) se consiguen unos resultados más similares a los del fluido de referencia. Por tanto, este análisis teórico, debido a su similar caudal volumétrico, presenta el HFO-1234ze(Z), HCFO-1224yd(Z) y HFO-1336mzz(E) como principales candidatos en caso de reemplazo directo.

Siguiendo el objetivo final, el análisis continúa centrándose en estas tres últimas alternativas planteadas para el uso en instalaciones existentes, donde el HFO-1234ze(Z), a pesar de ofrecer los resultados más similares en cuanto a caudal volumétrico, queda descartado ya que actualmente parece no estar comercialmente disponible. Debido a los resultados obtenidos en cuanto a eficiencia neta y potencia del expansor, y a su limitada temperatura crítica, el HFO-1336mzz(E) también queda descartado en este estudio. Por tanto, en

esta tesis se presenta el HCFO-1224yd(Z) como la principal alternativa al HFC-245fa en casos de reemplazo directo.

Una vez acotada la búsqueda, se realizan ensayos con HCFO-1224yd(Z) en dos instalaciones experimentales diferentes; primero se emplea un banco de ensayos y posteriormente una instalación real de recuperación de calor industrial. Así que, siguiendo el siguiente objetivo específico establecido en el Capítulo 1, en los Capítulos 4 y 5 se exponen los resultados alcanzados mediante los análisis experimentales mencionados.

Primero se analizan los resultados obtenidos empleando el banco de ensayos, estudio con el que se pretende analizar el comportamiento de ambos fluidos de trabajo bajo las mismas condiciones de operación y sin realizar ningún tipo de modificación en los elementos de la instalación empleada. Este estudio revela como el uso de HFC-245fa ofrece una potencia mayor en el expansor, es decir, una mayor producción eléctrica. No obstante, este hecho se debe a que la potencia térmica captada con el uso de HFC-245fa también es superior. Por ello, a pesar de obtener una potencia neta mayor con el uso de HFC-245fa, el uso de HCFO-1224yd(Z) y el fluido de referencia acaban proporcionando una eficiencia neta del ciclo similar.

Por otro lado, tal y como se ha comentado, se ha realizado otro análisis experimental, pero esta vez se ha utilizado una instalación real. Para ello, se comprueba el comportamiento de ambos fluidos en una instalación ORC empleada para recuperación del calor residual emitido por un horno cerámico. Este estudio ha sido realizado por dos motivos fundamentales, uno es corroborar los resultados obtenidos en el banco de ensayos, y otro comprobar el comportamiento de este fluido bajo condiciones reales de operación. Del ensayo en la aplicación real, se obtiene resultados muy similares a los obtenidos con el uso del banco de ensayos. Con el uso de HCFO-1224yd(Z) se

consigue una potencia eléctrica menor a la alcanzada con el HFC-245fa, no obstante, el uso de HCFO-1224yd(Z) proporciona una eficiencia neta mayor cuando se trata de fuentes de calor a mayor temperatura.

Si se comparan los resultados obtenidos en el Capítulo 3, Capítulo 4 y Capítulo 5, puede verse como estos tres análisis muestran el mismo comportamiento cualitativo de los fluidos de trabajo. El estudio teórico muestra como en caso de utilizar el mismo expansor, el uso de HCFO-1224yd(Z) implicaría la necesidad de trasegar un mayor caudal másico para obtener la misma potencia generada en el expansor. Este comportamiento se ve posteriormente reflejado en los resultados experimentales obtenidos, ya que la potencia eléctrica proporcionada con el uso de HFC-245fa es superior a la del HCFO-1224yd(Z). En esta tesis se buscan fluidos capaces de trabajar como sustitutos directos, por lo que se quiere evitar la necesidad de realizar modificaciones en el ciclo. De modo que, según se describe en el Capítulo 3, un aumento en la presión a la entrada del expansor, permitiría mejorar la potencia generada y así poder equiparar los valores alcanzados con el HCFO-1224yd(Z) con los del HFC-245fa.

Si se comparan entre si los resultados obtenidos en las instalaciones experimentales empleadas en el Capítulo 4 y Capítulo 5, se puede apreciar como ambos análisis coinciden en cuanto a comportamiento de fluidos de trabajo. Los análisis experimentales muestran como el reemplazo directo supone una reducción de entre un 10% y un 16% en la potencia térmica captada en el evaporador y por consiguiente entre un 3% y un 17% en la potencia generada en el expansor.

De modo que, basándonos en los datos obtenidos experimentalmente y siguiendo el objetivo principal establecido en el Capítulo 1 de esta tesis, finalmente puede concluirse que queda probada la viabilidad del uso de HCFO-

1224yd(Z) en instalaciones ORC de baja temperatura y pequeña potencia diseñadas para el uso de HFC-245fa. El uso del fluido alternativo ofrece un correcto comportamiento del ciclo, incluso bajo ciertas condiciones de operación ofrece una eficiencia neta mayor. Bien es cierto que la potencia neta obtenida con el HCFO-1224yd(Z) es menor a la del HFC-245fa, pero no debe perderse de vista que esto podría resolverse con pequeñas modificaciones en la operación, como por ejemplo incrementando la presión del fluido de trabajo a la entrada del expansor.

6.2 TRABAJOS FUTUROS

Mediante el trabajo realizado en esta tesis se ha podido comprobar la viabilidad del uso de HCFO-1224yd(Z) como reemplazo directo al HFC-245fa en instalaciones ORC existentes de baja temperatura y pequeña potencia. A raíz de la diferencia encontrada en cuanto a generación eléctrica se refiere, también se han propuesto alternativas para optimizar este parámetro y subsanar esta diferencia.

No obstante, todavía queda mucho trabajo a realizar en el ámbito de la búsqueda de fluidos de trabajo alternativos. A continuación, se proponen diferentes líneas de investigación hacia las que podrían encaminarse investigaciones futuras:

- Estudio de fluidos consistentes en mezclas
- Análisis de la viabilidad económica de las alternativas propuestas.
- Análisis de fluidos para nuevas instalaciones ORC, diseñando y optimizando éstas acorde con los nuevos fluidos propuestos.

REFERENCIAS

1. European Environment Agency. European average temperatures over land areas relative to the pre-industrial period. https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/european-average-air-temperature-anomalies-5#tab-chart_5 (2017).
2. Zhai, H., An, Q., Shi, L., Lemort, V. & Quoilin, S. Categorization and analysis of heat sources for organic Rankine cycle systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **64**, 790–805 (2016).
3. Chen, H., Goswami, D. Y. & Stefanakos, E. K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **14**, 3059–3067 (2010).
4. Turizo, J. C. *et al.* Análisis y optimización de un ciclo Rankine orgánico basado en energía solar empelando diferentes fluidos de trabajo. in *Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado y refrigeración - CIAR 2013* (2013).
5. Traedal, S. Analysis of the Trilateral Flash Cycle for Power Production from low Temperature Heat Sources. (Norwegian University of Science and Technology, 2014).
6. Imran, M., Haglind, F., Asim, M. & Alvi, J. Z. Recent research trends in organic Rankine cycle technology: A bibliometric approach. *Renew.*

- Sustain. Energy Rev.* **81**, 552–562 (2018).
7. Naciones Unidas. Protocolo de Kyoto de la convención marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático. (1998).
 8. United Nations. The Paris Agreement (English version). https://unfccc.int/sites/default/files/english_paris_agreement.pdf (2015).
 9. Regulation (EU) No 517/2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. *Off. J. Eur. Union* **150**. *The European Parliament and the Council of the European Union* (2014).
 10. Kosmadakis, G., Manolakos, D., Kyritsis, S. & Papadakis, G. Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the high-temperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination. *Desalination* **243**, 74–94 (2009).
 11. Peris, B., Navarro-Esbrí, J., Molés, F. & Mota-Babiloni, A. Experimental study of an ORC (organic Rankine cycle) for low grade waste heat recovery in a ceramic industry. *Energy* **85**, 534–542 (2015).
 12. Peris, B., Navarro-Esbrí, J., Molés, F., Martí, J. P. & Mota-Babiloni, A. Experimental characterization of an Organic Rankine Cycle (ORC) for micro-scale CHP applications. *Appl. Therm. Eng.* **79**, 1–8 (2015).
 13. Molés, F., Navarro-Esbrí, J., Peris, B. & Mota-Babiloni, A. Experimental evaluation of HCFO-1233zd-E as HFC-245fa replacement in an Organic Rankine Cycle system for low temperature heat sources. *Appl. Therm. Eng.* **98**, 954–961 (2016).
 14. Navarro-Esbrí, J., Molés, F., Peris, B., Mota-Babiloni, A. & Kontomaris, K. Experimental study of an Organic Rankine Cycle with HFO-1336mzz-Z as a low global warming potential working fluid for micro-scale low temperature applications. *Energy* **133**, 79–89 (2017).
 15. Mateu-Royo, C., Navarro-Esbrí, J., Mota-Babiloni, A., Amat-Albuixech, M. & Molés, F. Thermodynamic analysis of low GWP alternatives to HFC-245fa in high-temperature heat pumps: HCFO-1224yd(Z), HCFO-1233zd(E) and HFO-1336mzz(Z). *Appl. Therm. Eng.* **152**, 762–777 (2019).
 16. Forman, C., Muritala, I. K., Pardemann, R. & Meyer, B. Estimating the global waste heat potential. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **57**, 1568–1579 (2016).

17. BCS Inc. Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry. *US Dept. Energy* (2008).
18. Maizza, V. & Maizza, A. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. *Appl. Therm. Eng.* **21**, 381–390 (2001).
19. BOE. *Ley 5/2002, de 3 de junio, sobre vertidos de aguas residuales industriales a los sistemas públicos de saneamiento. Comunidad Autónoma del Principado de Asturias* (2002).
20. IEA. International Energy Agency. <https://www.iea.org/statistics/?country=WORLD&year=2016&category=Key indicators&indicator=TPESbySource&mode=chart&categoryBrowse=false&dataTable=BALANCES&showDataTable=false> (2018).
21. Eichhammer, W. *et al.* Study on the energy savings potentials in EU member states, candidate countries and EEA countries. *Final report*. https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/2009_03_15_esd_efficiency_potentials_final_report.pdf (2009).
22. Organisation de coopération et de développement économiques. International Energy Agency. *Energy Efficiency Indicators: Fundamentals on Statistics*. OECD/IEA https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/IEA_EnergyEfficiencyIndicatorsFundamentalsonStatistics.pdf (2014).
23. Pradeep Varmaa, G. V. & Srinivasb, T. Power generation from low temperature heat recovery. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **75**, 402–414 (2017).
24. Kermani, M., Wallerand, A. S., Kantor, I. D. & Maréchal, F. Generic superstructure synthesis of organic Rankine cycles for waste heat recovery in industrial processes. *Appl. Energy* **212**, 1203–1225 (2018).
25. Tchanche, B. F. *et al.* Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles: A review of various applications. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **15**, 3963–3979 (2011).
26. Vélez, F. *et al.* A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **16**, 4175–4189 (2012).
27. Tchanche, B. F., Pétrissans, M. & Papadakis, G. Heat resources and

- organic Rankine cycle machines. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **39**, 1185–1199 (2014).
28. Lecompte, S., Huisseune, H., Van den Broek, M., Vanslambrouck, B. & De Paepe, M. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **47**, 448–461 (2015).
29. Iglesias Garcia, S., Ferreira Garcia, R., Carbia Carril, J. & Iglesias Garcia, D. A review of thermodynamic cycles used in low temperature recovery systems over the last two years. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **81**, 760–767 (2018).
30. Bao, J. & Zhao, L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **24**, 325–342 (2013).
31. Wieland, C., Meinel, D., Eyerer, S. & Spliethoff, H. Innovative CHP concept for ORC and its benefit compared to conventional concepts. *Appl. Energy* **183**, 478–490 (2016).
32. Vankeirsbilck, I., Vanslambrouck, B., Gusev, S. & De Paepe, M. Organic rankine cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation. in *8 th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics* (2011).
33. Quoilin, S. *et al.* Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **22**, 168–186 (2013).
34. Molés Ribera, F. Análisis teórico y experimental de fluidos con bajo potencial de efecto invernadero como alternativas al hfc-245fa en ciclos orgánicos rankine de baja temperatura. (Universitat Jaume I, 2015).
35. Karellas, S., Leontaritis, A.-D., Panousis, G., Bellos, E. & Kakaras, E. Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry. *Energy* **58**, 147–156 (2013).
36. Liu, B.-T., Chien, K.-H. & Wang, C.-C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy* **29**, 1207–1217 (2004).
37. Obi, J. B. State of art on ORC applications for waste heat recovery and micro-cogeneration for installations up to 100kWe. *Energy Procedia* **82**, 994–1001 (2015).
38. Brückner, S. *et al.* Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Appl. Energy*

- 151**, 157–167 (2015).
39. Müller-Steinhagen, H., Freng & Trieb, F. *Concentrating solar power: A review of the technology. Ingenia Online* <http://www.ingenia.org.uk/ingenia/issues/issue18/Muller?Steinhagen.pdf> (2004) doi:10.1126/science.1168539.
 40. Aboelwafa, O., Fateen, S.-E. K., Soliman, A. & Ismail, I. M. A review on solar Rankine cycles: Working fluids, applications, and cycle modifications. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **82**, 868–885 (2017).
 41. Saadatfar, B., Fakhrai, R. & Fransson, T. Conceptual modeling of nano fluid ORC for solar thermal polygeneration. *Energy Procedia* **57**, 2696–2705 (2014).
 42. Bellos, E. & Tzivanidis, C. Parametric analysis and optimization of an Organic Rankine Cycle with nanofluid based solar parabolic trough collectors. *Renew. Energy* (2017) doi:10.1016/j.renene.2017.06.055.
 43. Żywica, G., Kaczmarczyk, T. Z., Ilnatowicz, E. & Turzyński, T. Experimental investigation of the domestic CHP ORC system in transient operating conditions. *Energy Procedia* **129**, 637–643 (2017).
 44. Navarro-Esbrí, J. *et al.* Combined cold, heat and power system, based on an organic Rankine cycle, using biomass as renewable heat source for energy saving and emissions reduction in a supermarket. *Energy Procedia* **129**, 652–659 (2017).
 45. Rank®. *La Vall d'Uixó, España* <https://www.rank-orc.com/>.
 46. RES LEGAL Europe. <http://www.res-legal.eu/> (2017).
 47. Sanchez Guzmán, J., Sanz López, L. & Ocaña Robles, L. *Evaluación del potencial de energía geotérmica. Estudio Técnico PER 2011-2020.* http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_11227_e9_geotermia_A_db72b0ac.pdf (2011).
 48. Yang, Y. *et al.* Construction and preliminary test of a geothermal ORC system using geothermal resource from abandoned oil wells in the Huabei oilfield of China. *Energy* **140**, 633–645 (2017).
 49. Behnam, P., Arefi, A. & Shafii, M. B. Exergetic and thermoeconomic analysis of a trigeneration system producing electricity, hot water, and fresh water driven by low-temperature geothermal sources. *Energy Convers. Manag.* **157**, 266–276 (2018).

50. Bina, S. M., Jalilinasrabad, S. & Fujii, H. Thermo-economic evaluation of various bottoming ORCs for geothermal power plant, determination of optimum cycle for Sabalan power plant exhaust. *Geothermics* **70**, 181–191 (2017).
51. Rachmat, A., Wibowo, A. S. & Surachman, A. Exergoeconomic analysis and optimization of a combined double flash – binary cycle for Ulubelu geothermal power plant in Indonesia. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.* **105**, 012087 (2018).
52. Cameretti, M. C., Ferrara, F., Gimelli, A. & Tuccillo, R. Combined MGT – ORC solar – hybrid system. PART A: Plant Optimization. *Energy Procedia* **81**, 368–378 (2015).
53. Patel, B., Desai, N. B. & Singh Kachhwaha, S. Thermo-economic analysis of solar-biomass organic Rankine cycle powered cascaded vapor compression-absorption system. *Sol. Energy* **157**, 920–933 (2017).
54. Al-Nimr, A., Bukhari, M. & Mansour, M. A combined CPV/T and ORC solar power generation system integrated with geothermal cooling and electrolyser/fuel cell storage unit. *Energy* **133**, 513–524 (2017).
55. Peris Pérez, B. Thermo-economic assessment of small-scale organic Rankine cycle for low-grade industrial waste heat recovery based on an experimental application. (Universitat Jaume I, 2017).
56. Campana, F. *et al.* ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: Energy and GHG savings. *Energy Convers. Manag.* **76**, 244–252 (2013).
57. Ammar, Y., Joyce, S., Norman, R., Wang, Y. & Roskilly, A. P. Low grade thermal energy sources and uses from the process industry in the UK. *Appl. Energy* **89**, 3–20 (2012).
58. Zhou, N., Wang, X., Chen, Z. & Wang, Z. Experimental study on Organic Rankine Cycle for waste heat recovery from low-temperature flue gas. *Energy* **55**, 216–225 (2013).
59. Gloor, R. Druckluftsysteme. *Druckluftsysteme. energie.ch AG* (2014).
60. Aneke, M., Agnew, B., Underwood, C., Wu, H. & Masheiti, S. Power generation from waste heat in a food processing application. *Appl. Therm. Eng.* **36**, 171–180 (2012).
61. Casci, C. *et al.* Heat recovery in a ceramic kiln with an organic rankine

- cycle engine. *J. Heat Recover. Syst.* **1**, 125–131 (1981).
62. Navarro-Esbrí, J., Peris, B., Collado, R. & Molés, F. Micro-generation and micro combined heat and power generation using ‘free’ low temperature heat sources through Organic Rankine Cycles. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **16 (2012)**, 4175–4189 (2013).
 63. Liu, X. *et al.* A case study on compatibility of automotive exhaust thermoelectric generation system, catalytic converter and muffler. *Case Stud. Therm. Eng.* **2**, 62–66 (2014).
 64. Baldi, F. & Gabrieli, C. A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications. *Energy* **80**, 654–665 (2015).
 65. Pellegrino, J., Margolis, N., Justiniano, M., Miller, M. & Thedki, A. Energy Use, Loss and Opportunities Analysis: U.S. Manufacturing & Mining. *DOE/ITP (U.S. Dep. Energy’s Industrial Technol. Program)* (2004).
 66. Schmitz, W. & Linckh, V. Abwärmenutzung im Betrieb – Klima schützen – Kosten senken Landesamt für Umwelt (LfU). (2012).
 67. Lee, Y.-R., Liu, L.-W., Chang, Y.-Y. & Hsieh, J.-C. Development and application of a 200 kW ORC generator system for energy recovery in chemical processes. *Energy Procedia* **129**, 519–526 (2017).
 68. Pili, R., Romagnoli, A., Spliethoff, H. & Wieland, C. Techno-Economic Analysis of Waste Heat Recovery with ORC from Fluctuating Industrial Sources. *Energy Procedia* **129**, 503–510 (2017).
 69. Peris, B., Navarro-Esbrí, J. & Molés, F. Bottoming organic Rankine cycle configurations to increase Internal Combustion Engines power output from cooling water waste heat recovery. *Appl. Therm. Eng.* **61**, 364–371 (2013).
 70. Min Kim, Y., Gil Shin, D., Gi Kim, C. & Baek Cho, G. Single-loop organic Rankine cycles for engine waste heat recovery using both low- and high-temperature heat sources. *Energy* **96**, 482–494 (2016).
 71. Leduc, P., Smague, P., Leroux, A. & Henry, G. Low temperature heat recovery in engine coolant for stationary and road transport applications. *Energy Procedia* **129**, 834–842 (2017).
 72. Sellers, C. Field operation of a 125kW ORC with ship engine jacket water Field operation of a 125kW ORC with ship engine jacket water. *Energy Procedia IV Int. Semin. ORC Power Syst. Italy IV Int. Semin. ORC*

- Power Syst. Energy Procedia* **129**, 495–502 (2017).
73. Zhao, M., Wei, M., Tian, G. & Song, P. Simulation of effects of ORC system installation on heavy-duty truck. *Appl. Therm. Eng.* **128**, 1322–1330 (2018).
 74. Negash, A., Kim, Y. M., Shin, D. G. & Cho, G. B. Optimization of organic Rankine cycle used for waste heat recovery of construction equipment engine with additional waste heat of hydraulic oil cooler. *Energy* **143**, 797–811 (2018).
 75. Molés, F., Navarro-Esbrí, J., Peris, B., Mota-Babiloni, A. & Kontomaris, K. Thermodynamic analysis of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle system activated with low temperature heat sources using low GWP fluids. (2015) doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.04.083.
 76. Vivian, J., Manente, G. & Lazzaretto, A. A general framework to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources. *Appl. Energy* **156**, 727–746 (2015).
 77. Yun, E., Kim, D., Youl Yoon, S. & Chun Kim, K. Experimental investigation of an organic Rankine cycle with multiple expanders used in parallel. *Appl. Energy* **145**, 246–254 (2015).
 78. Liu, X., Wei, M., Yang, L. & Wang, X. Thermo-economic analysis and optimization selection of ORC system configurations for low temperature binary-cycle geothermal plant. *Appl. Therm. Eng.* **125**, 153–164 (2017).
 79. Li, J., Liu, Q., Ge, Z., Duan, Y. & Yang, Z. Thermodynamic performance analyses and optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles using R1234ze(E) for 100-200°C heat sources. *Energy Convers. Manag.* **149**, 140–154 (2017).
 80. Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. & Fischer, J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy* **32**, 1210–1221 (2007).
 81. Braimakis, K. & Karellas, S. Energetic optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) configurations. *Energy Convers. Manag.* **159**, 353–370 (2018).
 82. Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R. K., Moazami, N. & Mirhadizadeh, S. A. Review of organic Rankine cycle for small-scale

- applications. *Energy Convers. Manag.* **134**, 135–155 (2017).
83. Experimental study on a sliding vane expander in the HFC410A refrigeration system for energy recovery. *Appl. Therm. Eng.* **59**, 559–567 (2013).
 84. Leibowitz, H., Smith, I. K. & Stosic, N. Cost Effective Small Scale ORC Systems for Power Recovery From Low Grade Heat Sources. in *Advanced Energy Systems* vol. 2006 521–527 (ASME, 2006).
 85. Lemort, V., Declaye, S. & Quoilin, S. Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle. doi:10.1177/0957650911413840.
 86. Wang, X. D. *et al.* Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa. *Sol. Energy* **84**, 353–364 (2010).
 87. Tocci, L., Pal, T., Pasmazoglou, I. & Franchetti, B. Small Scale Organic Rankine Cycle (ORC): A Techno-Economic Review. *Energies* **10**, 413 (2017).
 88. Zhou, F., Joshi, S. N., Rhoté-Vanney, R. & Dede, E. M. A review and future application of Rankine Cycle to passenger vehicles for waste heat recovery. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **75**, 1008–1021 (2017).
 89. Song, P., Wei, M., Shi, L., Danish, S. N. & Ma, C. A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems. *Appl. Therm. Eng.* **75**, 54–64 (2015).
 90. Imran, M., Usman, M., Park, B.-S. & Lee, D.-H. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **57**, 1090–1109 (2016).
 91. Pantano, F. & Capata, R. Expander selection for an on board ORC energy recovery system. *Energy* **141**, 1084–1096 (2017).
 92. Qiu, K., Thomas, M. & Douglas, M. Investigation of a scroll expander driven by compressed air and its potential applications to ORC. *Appl. Therm. Eng.* **135**, 109–115 (2018).
 93. Zeleny, Z., Vodicka, V., Novotny, V. & Mascuch, J. Gear pump for low power output ORC – an efficiency analysis. *Energy Procedia* **129**, 1002–1009 (2017).
 94. Bianchi, G., Fatigati, F., Murgia, S., Cipollone, R. & Contaldi, G. Modeling and experimental activities on a small-scale sliding vane

- pump for ORC-based waste heat recovery applications. *Energy Procedia* **101**, 1240–1247 (2016).
95. Gao, P., Wang, L. W., Wang, R. Z., Jiang, L. & Zhou, Z. S. Experimental investigation on a small pumpless ORC (organic rankine cycle) system driven by the low temperature heat source. *Energy* **91**, 324–333 (2015).
 96. Jiménez-Arreola, M., Pili, R., Wieland, C. & Romagnoli, A. Analysis and comparison of dynamic behavior of heat exchangers for direct evaporation in ORC waste heat recovery applications from fluctuating sources. *Appl. Energy* **216**, 724–740 (2018).
 97. Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P. & Cho, Y. I. Heat exchangers. in *Handbook of HEAT TRANSFER* (1998).
 98. Gómez Aláez, S. L., Bombarda, P., Invernizzi, C. M., Iora, P. & Silva, P. Evaluation of ORC modules performance adopting commercial plastic heat exchangers. *Appl. Energy* **154**, 882–890 (2015).
 99. Hung, T., Wang, S., Kuo, C., Pei, B. & Tsai, K. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. *Energy* **35**, 1403–1411 Contents (2010).
 100. PNUMA Secretaría del Ozono Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente. *Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono. El Convenio de Viena para la Protección de la Capa de Ozono y El Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono* (2006).
 101. Hung, T. C., Shai, T. Y. & Wang, S. K. A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy* **22**, 661–667 (1997).
 102. Diario Oficial de las Comunidades Europeas. *REGLAMENTO (CE) No 2037/2000 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 29 de junio de 2000 sobre las sustancias que agotan la capa de ozono.* (2000).
 103. Lakew, A. A. & Bolland, O. Working fluids for low-temperature heat source. *Appl. Therm. Eng.* **30**, 1262–1268 (2010).
 104. Roy, J. P., Mishra, M. K. & Misra, A. Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle. *Energy* **35**, 5049–5062 (2010).

105. Garg, P., Kumar, P., Srinivasan, K. & Dutta, P. Evaluation of isopentane, R-245fa and their mixtures as working fluids for organic Rankine cycles. *ATE* **51**, 292–300 (2013).
106. European Environment Agency. EEA greenhouse gas. <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/data-viewers/greenhouse-gases-viewer> (2020).
107. Petr, P. & Raabe, G. Evaluation of R-1234ze(Z) as drop-in replacement for R-245fa in Organic Rankine Cycles – From thermophysical properties to cycle performance. *Energy* **93**, 266–274 (2015).
108. Kontomaris, K., Simoni, L. D., Nilsson, M., Hamacher, T. & Nes Rislå, H. Combined Heat and Power From Low Temperature Heat: HFO-1336mzz(Z) as a Working Fluid for Organic Rankine Cycles. in *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (2016).
109. Datla, B. V & Brasz, J. J. Comparing R1233zd And R245fa For Low Temperature ORC Applications. in *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (2014).
110. Eyerer, S., Wieland, C., Vandersickel, A. & Spliethoff, H. Experimental study of an ORC (Organic Rankine Cycle) and analysis of R1233zd-E as a drop-in replacement for R245fa for low temperature heat utilization. *Energy* **103**, 660–671 (2016).
111. Ziviani, D. *et al.* Organic Rankine cycle modelling and the ORCmKit library: analysis of R1234ze(Z) as drop- in replacement of R245fa for low-grade waste heat recovery. in *ECOS 2016 : The 29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental impact of energy systems* 1–13 (2016).
112. Molés, F. *et al.* Low GWP alternatives to HFC-245fa in Organic Rankine Cycles for low temperature heat recovery: HCFO-1233zd-E and HFO-1336mzz-Z. *Appl. Therm. Eng.* **71**, 204–212 (2014).
113. Yamada, N., Mohamad, A. & Kien, T. T. Study on thermal efficiency of low- to medium-temperature organic Rankine cycles using HFO-1234yf. *Renew. Energy* **41**, 368–375 (2012).
114. Tiwari, D., Arora, A., Ansari, N. A. & Sherwani, A. F. Energy and Exergy Analysis of Organic Rankine Cycle Using Alternative Working Fluids. *IOSR J. Mech. Civ. Eng. Ver. II* **12**, 2320–334 (2015).
115. Zyhowski, G. & Brown, A. *Low Global Warming Fluids for Replacement*

- of HFC-245fa and HFC-134a in ORC Applications.* <https://www.honeywell-orc.com/wp-content/uploads/2011/08/New-Low-Global-Warming-Replacement-Fluids-ORC-Honeywell.pdf> (2011).
116. Varma Datla, B. & Brasz, J. Organic Rankine Cycle System Analysis for Low GWP Working Fluids. in *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (2012).
 117. Invernizzi, C. M., Iora, P., Preißinger, M. & Manzolini, G. HFOs as substitute for R-134a as working fluids in ORC power plants: A thermodynamic assessment and thermal stability analysis. *Appl. Therm. Eng.* **103**, 790–797 (2016).
 118. Juhasz, J. R. & Simoni, L. D. A Review of Potential Working Fluids for Low Temperature Organic Rankine Cycles in Waste Heat Recovery. *3rd Int. Semin. ORC Power Syst. Oct. 12-14, 2015, Brussels, Belgium* 1–10 (2015).
 119. Fukushima, M., Hashimoto, M. & Hayamizu, H. Development and equipment performance of Low-GWP Alternative Refrigerants. in *ACRA 2016 - 8th Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning* (Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning (ACRA), 2016).
 120. Eyerer, S., Dawo, F., Kaindl, J., Wieland, C. & Spliethoff, H. Experimental investigation of modern ORC working fluids R1224yd(Z) and R1233zd(E) as replacements for R245fa. *Appl. Energy* **240**, 946–963 (2019).
 121. Fukushima, M. Working medium and heat cycle system. (2016).
 122. Saito, R. & Sundaresan, S. G. Refrigeration oils for low GWP refrigerants in various applications. in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* **232** 012093 (2017). doi:10.1088/1757-899X/232/1/012093.
 123. Majurin, J., Sorenson, E., Steinke, D. & Herried, M. Chemical Stability Assessments of R-514A and R-1233zd(E). (2017).
 124. Schultz, K. & Gallant., E. Assessment of next generation refrigerant R514A as replacement for R123 in centrifugal chillers. in *ASHRAE Winter Conference, Las Vegas, NV* (2016).
 125. Juhasz, J. & Kontomaris, K. A Non-Flammable Low GWP Refrigerant

- for Centrifugal Chillers and High Temperature Heat Pumps: R-1336mzz(Z). in *1st IIR International Conference on the Application of HFO Refrigerants* Paper ID 1135 (2018).
126. American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE handbook: fundamentals. (2017).
 127. Tartière, T. & Astolfi, M. A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market. in *Energy Procedia Italy IV International Seminar on ORC Power Systems Energy Procedia* vol. 129 2–9 (2017).
 128. ENOGIA SAS. *Marseille, France* <https://enogia.com/orc/>.
 129. E-RATIONAL. *Belgium*. <https://e-rational.net/>.
 130. Triogen. *The Netherlands*. <http://www.triogen.nl/technology/triogen-our-products>.
 131. ElectraTherm. *Reno, United States* <https://electratherm.com/products/>.
 132. Zuccato Energia Srl. *Verona, Italy* <http://www.zuccatoenergia.it/it/>.
 133. Calnetix® Hydrocurrent™ ORC Products. <https://www.calnetix.com/calnetix-hydrocurrent-orc-products>.
 134. Infinity turbine. *USA*. www.infinityturbine.com.
 135. Enertime. *France*. <http://www.enertime.com/fr/technologie/solutions/modules-orc>.
 136. GMK. *Germany* <http://www.gmk.info/Solutions.html>.
 137. Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B. F. & Lemort, V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Appl. Therm. Eng.* **31**, 2885–2893 (2011).
 138. Cavazzini, G. & Dal Toso, P. Techno-economic feasibility study of the integration of a commercial small-scale ORC in a real case study. *Energy Convers. Manag.* **99**, 161–175 (2015).
 139. Fukushima, M., Hayamizu, H. & Hashimoto, M. Thermodynamic Properties of Low-GWP Refrigerants for Centrifugal Chiller. in *Purdue Conferences, International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (2016).
 140. Lemmon, E. W., Bell, I. H., Huber, M. L. & McLinden, M. O. NIST Standard Reference Database 23, DLL number version 10.0. (2018).

141. Molés, F., Navarro-Esbrí, J., Peris, B., Mota-Babiloni, A. & Mateu-Royo, C. R1234yf and R1234ze as alternatives to R134a in Organic Rankine Cycles for low temperature heat sources. *Energy Procedia* **142**, 1192–1198 (2017).
142. AGC Chemicals. *Technical Information AMOLEA 1224yd*. http://www.aflas.cn/file/AMOLEAyd_Tech_English_D.PDF (2019).
143. Taylor, J. R. *An Introduction to error Analysis, The Study of Uncertainties in Physical Measurements*. (1997).
144. Cerámica, K. Company specialized in ceramic tiles, Nules, Castellón (Spain). www.keros.com.

