

# Trabajo Fin de Grado

## Ingeniería de Tecnologías Industriales

### Estado del arte de bombas de calor de alta temperatura para aplicaciones industriales

Autor: Sandra Suárez Sarmiento

Tutor: Francisco Javier Pino Lucena

**Dpto. Ingeniería Energética**  
**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**  
**Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2020





Trabajo Fin de Grado  
Ingeniería de Tecnologías Industriales

# **Estado del arte de bombas de calor de alta temperatura para aplicaciones industriales**

Autor:

Sandra Suárez Sarmiento

Tutor:

Francisco Javier Pino Lucena  
Profesor Titular de Universidad

Dpto. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla  
Sevilla, 2020



Trabajo Fin de Grado: Estado del arte de bombas de calor de alta temperatura para aplicaciones industriales

Autor: Sandra Suárez Sarmiento

Tutor: Francisco Javier Pino Lucena

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

*A mi familia*

*A mis maestros*



# Agradecimientos

---

En primer lugar, agradecer a todos los profesores que he tenido a lo largo de estos 4 cursos por la formación que me han dado, y especialmente dar las gracias a mi tutor D. Francisco Javier Pino por aceptarme para la realización del trabajo fin de carrera. A pesar de las circunstancias que se han vivido con el COVID-19 conllevando incluso a cambiar el tema del mismo, siempre he tenido su apoyo a través de los correos ayudándome en cualquier problema que me ha surgido. También agradezco a D. José Julio Guerra por recomendarme a mi tutor para la realización del trabajo.

Agradezco a mi familia por estar siempre apoyándome cuando más lo he necesitado, transmitiéndome siempre fuerza y mucho cariño. Me acuerdo en este momento sobre todo de mis padres y mi hermano, espero poder dedicarles más éxitos en el futuro y evitar darles ciertos disgustos por el camino.

Además, también quiero dar las gracias a mis amigas por ser siempre mi punto fuerte, obligándome a despejarme en los momentos de más estrés y por confiar en mi incluso cuando ni yo misma lo hacía. Gracias por vuestro apoyo incondicional, Mercedes y Cristina, reconozco que tuve bastante suerte en encontraros.

Me gustaría agradecer a mis compañeros de la escuela, tanto a los que entraron conmigo aunque luego hayan cogido caminos diferentes, como aquellos que he tenido la oportunidad de conocer al final del grado. Han sido una gran compañía tanto en los días de estudios en la ETSI como fuera de ella.

Por último, dar las gracias en general a todas las personas que me han hecho feliz en estos 5 años haciéndomelos mucho más ameno.

*Sandra Suárez Sarmiento*

*Sevilla, 2020*



# Resumen

---

El presente trabajo está orientado a la investigación sobre las bombas de calor de alta temperatura (HTHP). La estructura consta de cuatro bloques que se van a explicar a continuación.

En primer lugar, se comienza con una introducción donde en el primer apartado se detallan los sectores industriales según su rango de temperatura y las aplicaciones industriales según su madurez tecnológica. Después de lo cual, se explicarán las tres definiciones de bombas de calor. Luego se realizará un estudio de la Unión Europea sobre el consumo de calor en las industrias. Por consiguiente, se comentarán los objetivos de este trabajo.

El segundo capítulo se va a centrar en la descripción detallada de las bombas de calor, indicando su ciclo y los componentes que lo constituyen. Por otra parte, se explicará el calor residual en las industrias y la coincidencia de ese calor residual con el consumo de calor mejorado por la bomba de calor. Además, se va a exponer un caso de estudio específico. Para finalizar, se comentarán las ventajas y los inconvenientes de la tecnología.

El tercer apartado se enfoca en el estado del arte de las HTHP donde se mencionarán los fabricantes identificados en todo el mundo junto a sus peculiaridades, así mismo se comentarán los fluidos de trabajo que se han usado hasta hoy día. El bloque finaliza hablándose de la investigación de proyectos experimentales.

El trabajo termina con una conclusión acerca de todo lo desglosado en el presente documento y con la presentación de los avances tecnológicos que se están desarrollando en la actualidad.



<b>Agradecimientos</b>	<b>ix</b>
<b>Resumen</b>	<b>xi</b>
<b>Índice</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xv</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xvi</b>
<b>Glosario</b>	<b>xviii</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 <i>Análisis del sector industrial</i>	2
1.2 <i>Definiciones</i>	6
1.3 <i>Consumo de calor en las industrias de la UE</i>	6
1.3.1 <i>Fracción de consumo de calor por rango de temperatura y ramificación</i>	7
1.3.2 <i>Estimación del consumo de calor por rango de temperatura, ramificación y país de la UE</i>	7
1.3.3 <i>Suposiciones de la metodología</i>	8
1.3.4 <i>Consumo de calor dentro de los rangos de temperatura de interés</i>	8
1.4 <i>Objetivos</i>	10
<b>2 Descripción</b>	<b>11</b>
2.1 <i>Componentes básicos</i>	12
2.2 <i>Clasificación</i>	14
2.2.1 <i>Según el tipo de proceso</i>	14
2.2.2 <i>Según el medio de origen y destino de la energía</i>	16
2.2.3 <i>Según su construcción</i>	16
2.2.4 <i>Según su funcionamiento</i>	16
2.3 <i>Potencial de calor residual en las industrias</i>	17
2.4 <i>Coincidencia del consumo de calor con el calor residual mejorado por la bomba de calor</i>	19
2.4.1 <i>Calor combinado dentro de las dos bandas de temperatura de interés</i>	19
2.4.2 <i>Análisis de sensibilidad</i>	21
2.5 <i>Caso de estudio específico</i>	23
2.5.1 <i>Estimación de flujos de calor</i>	23
2.5.2 <i>Rentabilidad de la bomba de calor industrial</i>	23
2.6 <i>Ventajas e Inconvenientes de la tecnología HTHP</i>	24
<b>3 Estado Del Arte</b>	<b>26</b>
3.1 <i>Fabricantes</i>	26
3.2 <i>Fluidos de trabajo</i>	31
3.2.1 <i>Propiedades de selección</i>	31
3.2.2 <i>Hidrofluorocarbonos (HFCs)</i>	34
3.2.3 <i>Hidrofluoroolefinas (HFO)</i>	35
3.2.4 <i>Hidroclorofluoroolefinas (HCFO)</i>	35
3.2.5 <i>Refrigerantes naturales e hidrocarburos (HC)</i>	36
3.2.6 <i>Novec 649</i>	36
3.2.7 <i>Propiedades termodinámicas</i>	36
3.3 <i>Proyectos experimentales de bombas de calor de alta temperatura</i>	38

3.3.1 Ciclos y COP de HTHP	46
<b>4 Conclusiones</b>	<b>49</b>
<b>5 Bibliografía</b>	<b>52</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1: Sectores industriales según su rango de temperatura de consumo.	4
Tabla 2: Consumo de calor en TWh / año del sector industrial total según el rango de temperatura y el país de la Unión Europea.	8
Tabla 3: Potencial de suministro de calor en GWh/año a bombas de calor industriales en cada país de la UE por sector industrial.	18
Tabla 4: Flujos de calor de la industria típica de papel y pulpa.	23
Tabla 5: Selección de HTHP industriales con temperaturas de sumidero superiores a 90°C.	28
Tabla 6: Criterios de selección de refrigerantes para aplicación en HTHP.	31
Tabla 7: Propiedades comparativas de refrigerantes para aplicación HTHP.	32
Tabla 8: Relación de algunos refrigerantes con el contenido en cloro, ODP y vida media estimada.	34
Tabla 9: Proyectos de investigación de HTHPs ordenados por la temperatura de sumidero. Se brinda más información sobre la organización, los socios del proyecto, el ciclo de la bomba de calor, el tipo de compresor, el refrigerante y la capacidad de calentamiento.	39
Tabla 11: Comparación del COP de un ciclo de bomba de calor de una etapa con diferentes refrigerantes a diferentes saltos de temperaturas $\Delta T_{\text{lift}}$ (30 a 80 K) suponiéndose sobrecalentamiento $\Delta T_{\text{SH}}$ (3 a 20K), subenfriamiento $\Delta T_{\text{SC}}$ (5 a 60 K), y eficiencia isentrópica del compresor $\eta_{\text{is}}$ (0,7 a 1).	46
Tabla 12: COP de calentamiento y ciclos de HTHP industriales disponibles en el mercado ( $T_{\text{LT}}$ : temperatura de la fuente de calor [°C], $T_{\text{HT}}$ : temperatura de sumidero [°C], $\Delta T$ : salto de temperatura [K], tipos de compresores.	48

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Descripción general de los procesos en diferentes sectores industriales estructurados por rangos de temperatura típicos y nivel de preparación tecnológica (TRL) de bombas de calor, datos compilados a partir de diversos datos de literatura.	5
Figura 2: Desarrollo de niveles de temperatura para bombas de calor de compresión. (HP: bomba de calor convencional, HTHP: bomba de calor de alta temperatura, VHTHP: bomba de calor de muy alta temperatura).	6
Figura 3: Fracciones de consumo de calor en industrias de la UE según su rango de temperatura.	7
Figura 4: Consumo de calor dentro de las dos bandas de temperatura de interés por sector industrial en la UE.	9
Figura 5: Consumo de calor para las dos bandas de temperatura de interés por país de la UE.	10
Figura 6: Esquema general de un ciclo de refrigeración.	11
Figura 7: Diagrama log(p)-h para sistema frigorífico de una etapa por compresión mecánica.	14
Figura 8: esquema de un sistema de recompresión de vapor en una torre de destilación.	15
Figura 9: Bomba de calor por absorción.	15
Figura 10: Ciclo Brayton inverso.	16
Figura 11: COP Carnot y COP Lorenz en función de la fuente de calor y las temperaturas de sumidero.	17
Figura 12: Consumo de calor cubierto por las bombas de calor industriales en cada país de la UE en todas las industrias.	20
Figura 13: Consumo de calor y su fracción cubierta por bombas de calor industriales por sector industrial en la UE.	20
Figura 14: Rendimiento de la bomba de calor (COP).	21
Figura 15: Calor residual disponible y consumo total de calor cubierto por bombas de calor industriales en industrias de la UE para fracción variable de calor residual dentro de la banda de temperatura de 100–200°C.	22
Figura 16: Período de recuperación de la bomba de calor industrial del caso de estudio para diferentes costes específicos de la bomba de calor y un COP en el rango de 2,5–5.	24
Figura 17: Emisión relativa de CO <sub>2</sub> de diferentes sistemas de calefacción.	25
Figura 18: HTHP industriales disponibles comercialmente, ordenados por temperatura máxima del sumidero y capacidad calorífica. Tipos de compresores: tornillo (azul), pistón (amarillo) y turbocompresor (rojo).	27
Figura 19: HTHP comerciales: ciclos, COP e imágenes.	30
Figura 20: Clasificación del grupo de seguridad, según DIN EN 378-1 y ASHRAE, A: menor toxicidad, B: mayor toxicidad, 1: sin propagación de llama, 2: menor inflamabilidad y 3: mayor inflamabilidad.	33
Figura 21: Comparación de las curvas p-T (a), p-h (b) y T-s (c) de fluidos de trabajo seleccionados para HTHP. Los valores de entalpía y entropía se refieren a 200 kJ/kg y 1 kJ/kgK para líquido saturado a 0°C (273,15 K).	37
Figura 22: Un ciclo típico de bomba de calor de alta temperatura con intercambiador de calor interno (IHX).	38
Figura 23: Número de publicaciones de bombas de calor de alta temperatura en las bases de datos en línea SCOPUS (www.scopus.com) y Web of Science (www.webofknowledge.com).	38
Figura 24: Número de publicaciones de bombas de calor de alta temperatura en las bases de datos SCOPUS y	

Web of Science más actualizada.	39
Figura 25: Helmingner (2016), Fleckl (2015) AIT, Vienna 1 ciclo con IHX, piston (Bitzer 2CES), R1336mzz (Z).	40
Figura 26: Noack (2016), ciclo de 1 etapa, HT 125.	40
Figura 27: Reißner (2015), Erlangen 1 etapa con IHX, piston (GEA Bock E3), LG6.	41
Figura 28: Ciclos y COP de calentamiento logrados de estudios de investigación experimentales sobre HTHP ( $T_{LT}$ : temperatura de fuente [°C], $T_{HT}$ : temperatura de sumidero [°C], $\Delta T_{lift}$ : salto de temperatura [K], COP: coeficiente de rendimiento de calentamiento, eficiencia de segunda ley $\eta_{2nd} = COP/COP_{CARNOT}$ ).	44
Figura 29: COP experimentales en función de la temperatura del sumidero a diferentes saltos de temperatura (20 a 70 K).	45
Figura 30: COP de varios HTHP industriales en función del aumento de temperatura.	47

# GLOSARIO

---

HP: bomba de calor convencional  
HTHP: bomba de calor de alta temperatura  
VHTHP: bomba de calor de muy alta temperatura  
AIE: Agencia Internacional de Energía  
UE: Unión Europea  
COP: coeficiente de rendimiento  
ENEBC: Eastern New England Biological Conference  
EHPA: European Heat Pump Association  
ACS: agua caliente sanitaria  
MVR: sistemas de Recompresión Mecánica de Vapor  
POE: aceite de poliéster  
ODP: potencial de agotamiento del ozono  
PAO: potencial de cero agotamiento de la capa de ozono  
GWP: potencial de calentamiento global  
NBP: punto de ebullición normal  
PCA: potencial de calentamiento atmosférico  
SDO: sustancias que agotan al ozono  
VHC: capacidad calorífica volumétrica  
CFC: clorofluorocarbonos  
HCFC: hidrofluorocarbonos  
HFC: hidrofluorocarburos  
PFPE: pefluoropoliéster  
HFO: hidrofluoroolefinas  
ORC: ciclos orgánicos de Rankine  
HCFO: hidroclorofluoroolefinas  
HC: hidrocarburos  
IHX: Internal Heat Exchanger  
AIT: Instituto de Tecnología de Austria  
AlterECO: Análisis de Energía de baja temperatura Recuperando ECOmomy  
I + D: investigación y desarrollo  
EES: Engineering Equation Solver  
ASHRAE: Sociedad de Ingenieros de la Calefacción y Aire Acondicionado

# 1 INTRODUCCIÓN

---

Las bombas de calor de alta temperatura son máquinas térmicas que permiten recuperar la energía desechada y que, en muchos casos, se pierde en el ambiente sin su aprovechamiento debido a que su calor es de baja temperatura y no son útiles para la industria. Esto genera un impacto nocivo al entorno y altos consumos de energía.

Esta tecnología permite operar con temperaturas de evaporación entre 40 y 90 °C y con temperaturas de condensación entre 110 y 150°C. Son capaces de absorber calor residual y producir un calor útil en forma de vapor o agua presurizada a alta eficiencia, pero el compresor necesita una aportación de energía eléctrica.

En muchos procesos industriales se requieren condiciones de temperatura entre 80°C y 90°C, que actualmente se obtienen calentando un fluido caloportador en calderas que usan combustibles fósiles pero a un alto coste económico y de degradación del ambiente. Los desechos de energía a baja temperatura, normalmente inferiores a 40°C, son difíciles de recuperar y de aprovechar de nuevo en el proceso, constituyéndose en una fuente de energía constante no reutilizable y contaminante, pudiendo afectar al rendimiento energético. A pesar de los inconvenientes energéticos que presenta el utilizar fluidos caloportadores en calderas y las ventajas que tiene el uso de las bombas de calor, estas últimas no se han extendido en el sector industrial como se quisiera debido a razones económicas y técnicas.

La eficiencia energética produce ventajas como por ejemplo menor coste de producción al disminuir la energía por unidad producida, aumenta la capacidad de generación disponible por lo que permite la utilización del sistema eléctrico para otros usos y disminuye el desperdicio de energía y la contaminación (José Aller, 2010).

La aplicación de las bombas de calor ofrece buenas oportunidades para reducir las cantidades de energía neta utilizada en diversos procesos, por la recuperación de una porción del calor descargado. Esto incluye ahorros substanciales de contaminación al reducir la utilización de hidrocarburos como fuente primaria de energía. La incorporación de las bombas de calor a la industria es una medida fundamentada en aspectos principalmente económicos. Por lo que, la incorporación de las bombas de calor dependerá de tres factores:

1. El capital total de inversión.
2. El coste de la energía eléctrica.
3. Los ahorros del combustible.

Cuando se tiene más de una posible fuente de energía para un sistema de bombeo de calor, es más apropiado utilizar la relación de energía primaria (PER), definida como la relación del calor útil obtenido del sistema a la energía primaria utilizada. Este parámetro puede relacionarse con el COP mediante la siguiente ecuación donde  $n$  es la eficiencia con la que la energía primaria es convertida en el trabajo que mueve el compresor (Información Tecnológica, 1994):

$$(PER) = n(COP)$$

En este bloque se va a realizar un análisis del sector industrial consistente en diferenciar los sectores según su rango de temperatura y describir las aplicaciones potenciales según su madurez tecnológica. A continuación, se van a explicar las distintas definiciones de bombas de calor. El siguiente apartado está destinado al consumo de calor en las industrias de la Unión Europea donde se estudiará según su rango de temperatura, su ramificación y el país, finalizando con una profundización en las temperaturas de interés. Por último, se comentarán los objetivos de este trabajo.

## 1.1 Análisis del sector industrial

Como se ha comentado antes, en este primer apartado se va a especificar a qué rango de temperatura trabajan los diferentes sectores industriales en cada proceso, así mismo se va a indicar cuáles pueden ser de interés para las HTHP. Además, se van a comentar algunas aplicaciones potenciales también por temperatura y según su madurez tecnológica. A continuación, en la tabla se pueden observar los distintos sectores industriales, qué procesos se realizan en cada uno de ellos y a qué temperatura se trabaja:

Sectores Industriales	Procesos	Rango de temperatura de operación (°C)
Lácteos	Pasteurización	60-80
	Esterilización	100-150
	Secado	120-180
	Concentrado	60-80
	Agua de alimentación de caldera	60-90
Conservas alimentarias	Esterilización	110-125
	Pasteurización	60-80
	Cocción	60-98
	Blanqueo	60-90
	Escaldado	95-100
Textil	Blanqueamiento, teñido	60-100
	Secado, desengrasado	100-130
	Teñido	70-90
	Fijación	160-180
	Prensado	80-100
	Lavado	40-90
	Calentamiento/cocción	140-200
Papel	Cocción, secado	60-80
	Agua de alimentación de caldera	60-90
	Blanqueamiento	130-150
	Calentamiento de la pasta de papel	170-180
	Secado	130-160

	Jabones	200-260	
	Caucho sintético	150-200	
Químicos	Calentamiento de proceso	120-180	
	Precalentamiento de agua	60-90	
	Hervido	95-105	
	Destilación	110-300	
	Procesos químicos varios	120-180	
	Cárnico	Lavado, Esterilización	60-90
		Cocción	90-100
Alimentos y bebidas	Lavado	40-80	
	Pasteurización	60-110	
	Hervido	95-105	
	Esterilización	140-150	
	Tratamiento de calor	40-60	
	Secado	30-90	
Vinos y bebidas	Lavado de botellas	60-90	
	Refrigeración	85	
Harinas y productos preparados	Esterilización	60-80	
Productos de madera	Secado	60-100	
	Precalentamiento de agua	60-90	
	Preparación de pulpa	120-170	
Ladrillos y bloques	Curación	60-140	
Plásticos	Preparación	120-140	
	Destilación	140-150	
	Separación	200-220	
	Extensión	140-160	
	Secado	180-200	
	Mezclado	120-140	
	Secado de pellets (aire)	50-150	
Todas las categorías	Precalentamiento de agua para caldera	30-100	
	Calentamiento de edificios de la planta	30-80	
Industria de maquinaria	Limpieza	40-80	
	Secado	30-90	
Calentamiento agua para procesos			

Curtiembre	en húmedo Secado	Vapor 165-180
Industria del corcho	Secado, cocción del corcho, otros	40-155
Cerveza y malta	Cocción del mosto	100
	Lavado de botellas	60
	Refrigeración	90
	Secado	60
Industria química	Procesos bioquímicos	37 aproximadamente
	Precalentamiento y procesos de polimerización	37 aproximadamente
Minería	Lixiviación de óxidos	<60
	Biolixiviación de sulfuros	25-40
	Electrorefinación	60-65
	Electroobtención (EW)	40-48
	Extracción por solvente (SX)	25
Harina de pescado	Cocción	Vapor 95-100
	Secado por conducción	Vapor 60-105
	Secado por convección	Vapor 30-60
	Desborrado	Vapor 92-100

Tabla 1: Sectores industriales según su rango de temperatura de consumo.

(Fuenzalida, 2014)

Los sectores donde puede resultar interesante trabajar con bombas de calor de alta temperatura son aquellos que operen con temperaturas superiores a 90°C. En la tabla se puede identificar que la máxima temperatura de operación con la que se trabaja son 300°C en el proceso de destilación dentro del sector químico. A modo de resumen, resulta interesante en la industria de lácteos para los procesos de esterilización y secado, en conservas alimentarias para esterilización, en la industria textil y de papel para calentamiento y secado, también lo sería para la mayoría de los procesos en los sectores químicos y plásticos. Por último en el caso de alimentos y bebidas puede ser de interés para los procesos de pasteurización y esterilización.

La figura 1 ofrece más detalladamente una visión de la distribución de calor por sectores, por rangos de temperatura y por nivel de madurez tecnológica que puede ser producida por la bomba de calor de alta temperatura. Las tonalidades en gris son aquellos que ya se están llevando a cabo mientras que el color negro está investigándose en laboratorio. En general, se ha identificado un gran potencial de aplicación de HTHP en las industrias alimentaria, de papel y química, en particular en procesos de secado, así como pasteurización, esterilización, evaporación y destilación.

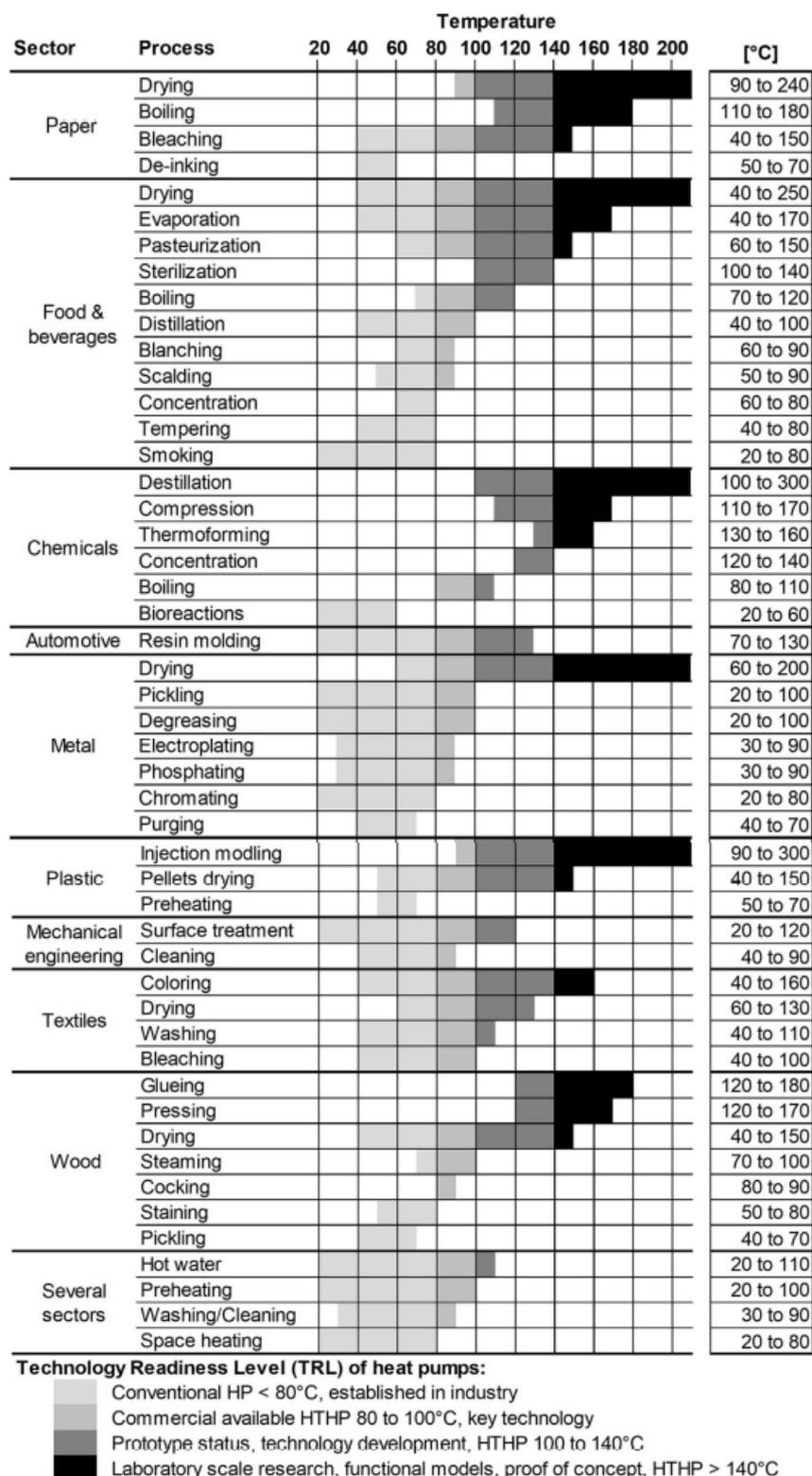


Figura 1: Descripción general de los procesos en diferentes sectores industriales estructurados por rangos de temperatura típicos y nivel de preparación tecnológica (TRL) de bombas de calor, datos compilados a partir de diversos datos de literatura.

(R R. , 17/2015), (C, 8 October, 2013), (Wolf S F. U., 2014), (Lambauer J, October 8, 2012), (Wolf S L. J., September 11-14, 2012), (S K. , 2003), (Lauterbach C, 2012), (R N. , 16-18 November, 2016), (Brunner C, 2007), (W W. , Potentialstudie für Solare Prozesswärme in Österreich, 12.9.2007), (W W. , Solarwärme für industrielle Prozesse. Erneuerbare Energie, 2005), (IEA, Application of industrial heat pumps, final report, Part 1. Report no. HPP-AN35-1. IEA Heat Pump Programme, 2014), (Hartl M, 18-20 November, 2015), (K O. , 2015)

## 1.2 Definiciones

Las bombas de calor de alta temperatura (HTHP) se usan principalmente para la recuperación de calor en el proceso de suministro de calor. Bauder (HJ, 1980) describió la aplicación de un HTHP con temperaturas de sumidero superiores a 100°C. Jakobs (Jakobs R, May 4, 2015) definió el término bomba de calor industrial como bomba de calor con temperaturas de sumidero de hasta 150°C para recuperación de calor y mejora en procesos industriales, pero también para calefacción, refrigeración y aire acondicionado en edificios comerciales e industriales. Peureux y Bobelin (Jakobs R, May 4, 2015), (IEA A. 3., 2014), (Peureux J-L, May 12, 2014), (Bobelin D, 2012), (Peureux J, 21 June, 2012) introdujeron el término bomba de calor de muy alta temperatura (VHTHP) con temperaturas de sumidero entre 100 y 140°C. En la siguiente figura se observan las tres definiciones en función de la temperatura de la fuente de calor frente a la de sumidero. Actualmente se usa la nomenclatura de la Agencia Internacional de la Energía la cual considera que a partir de 80°C de temperatura de sumidero son HTHP.

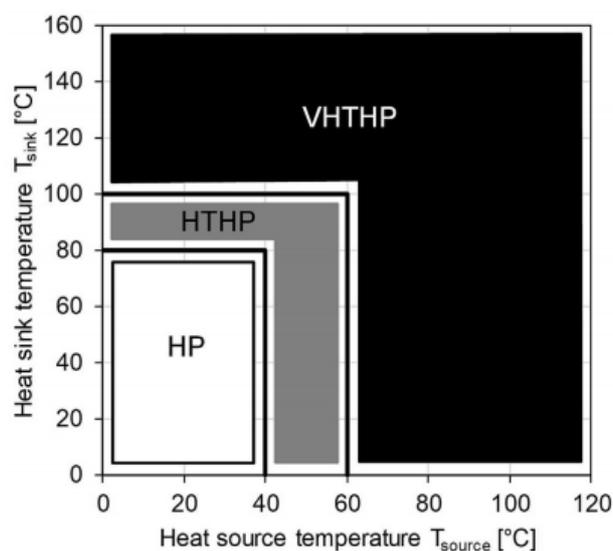


Figura 2: Desarrollo de niveles de temperatura para bombas de calor de compresión. (HP: bomba de calor convencional, HTHP: bomba de calor de alta temperatura, VHTHP: bomba de calor de muy alta temperatura).

## 1.3 Consumo de calor en las industrias de la UE

El consumo total de calor en las industrias de la UE se ha concluido (M. Papapetrou G. K., 2018) en 1820,73 TWh/año, dividido en la principal rama industrial. El calor de las energías renovables y el calor derivado no están incluidos en esta cantidad de calor.

Para calcular el consumo de calor dentro de lo apropiado, este se divide en 10 grupos según su rango de temperatura y el tipo (calefacción de espacios, agua caliente) (P. Nellissen, 2015) o calentamiento del proceso (PH) como se muestra a continuación:

- Calefacción de espacios (generalmente hasta 60–70°C)
- Agua caliente (generalmente hasta 70–80°C)
- PH por debajo de 60°C
- PH en el rango de 60–80°C
- PH en el rango de 80–100°C
- PH en el rango de 100–150°C
- PH en el rango de 150–200°C

- PH en el rango de 200–500°C
- PH en el rango de 500–1000°C
- PH por encima de 1000°C

### 1.3.1 Fracción de consumo de calor por rango de temperatura y ramificación

Para estimar el consumo de calor en cada rango, se introduce una fracción de consumo de calor (HCF), dada por la siguiente ecuación.

$$(HCF)_{T,IND} = \frac{(HC)_{T,Ind}}{(HC)_{Ind}}$$

Este parámetro expresa la fracción de consumo de calor de un solo grupo del anterior ( $HC_{T,Ind}$ ), en comparación con el consumo de calor total ( $HC_{Ind}$ ) de cada rama industrial donde los subíndices T e Ind son la temperatura y la rama industrial respectivamente.

En la figura 3 se observa ya calculados, el consumo de calor en industrias de la Unión Europea por su rango de temperatura según los 10 grupos que se han mencionado.

En industrias muy intensivas en energía (por ejemplo, hierro y acero, metales no ferrosos y minerales no metálicos), la mayor parte del calor se requiere en temperaturas superiores a 1000°C siendo su HCF entre 45 y 60%, y en el rango de 20 a 30% corresponde al consumo en la banda de 500–1000°C. Las industrias químicas requieren principalmente calor en el rango de temperatura de 200–1000°C (65% de su consumo total de calor). Todas las demás ramas en su mayoría necesitan calor a una temperatura de hasta 200°C. La calefacción de espacios se convierte en un importante consumidor de calor en industrias con bajo consumo de calor (HCF más del 50% para calefacción de espacios), como en maquinaria, equipos de transporte, textiles y otras industrias.

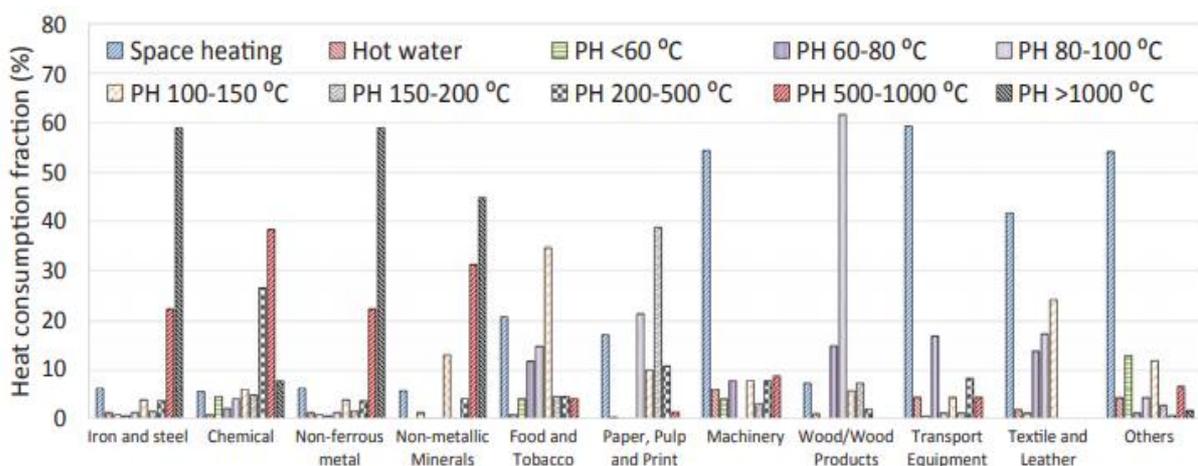


Figura 3: Fracciones de consumo de calor en industrias de la UE según su rango de temperatura.

(Kosmadakis, 25 June 2019), (M. Papapetrou G. K., 2018), (P. Nellissen, 2015)

### 1.3.2 Estimación del consumo de calor por rango de temperatura, ramificación y país de la UE

El siguiente paso de la metodología es estimar el consumo total de calor según el rango de temperatura, la rama industrial y el país de la UE.

$$(HC)_{T,Ind,country} = (HCF)_{T,Ind}(HC)_{Ind,country}$$

En la tabla 2 se muestra el consumo total de calor que es la suma del de cada país de la UE en los diferentes grupos.

El consumo de calor por encima de 500°C y en el rango de 100-150°C es una gran parte del total en todos los países, aproximadamente 48% y 10% respectivamente. Alemania, Francia e Italia son los países que más calor consumen en estos rangos. La calefacción de espacios para las industrias también es un consumo importante,

que contribuye en un 16% al total, en concreto en las industrias no intensivas en energía, que pueden ser cubiertas por el calor perdido. Este calor se puede utilizar directamente sin el uso de bombas de calor, o incluso con un subenfriador adicional para explotar el calor restante en el lado del condensador de tal forma que cubra las necesidades de calefacción a baja temperatura. Lo mismo también significa agua caliente, aunque su contribución es menor. Finalmente, el rango de temperatura de 100–200°C es de particular interés para la industria de bombas de calor, que representan el 15% del consumo total.

Countries	Space heating	Hot water	PH < 60 °C	PH 60–80 °C	PH 80–100 °C	PH 100–150 °C	PH 150–200 °C	PH 200–500 °C	PH 500–1000 °C	PH > 1000 °C	Total
Austria	9.48	0.85	1.52	1.25	3.40	5.25	3.77	3.89	11.05	19.94	60.39
Belgium	11.32	1.01	2.90	2.44	4.04	8.91	3.26	10.44	21.85	22.58	88.75
Bulgaria	2.09	0.16	0.52	0.37	0.66	1.75	0.59	1.79	4.08	3.71	15.72
Croatia	1.59	0.10	0.34	0.27	0.44	1.25	0.32	0.61	1.68	1.64	8.24
Cyprus	0.17	0.01	0.04	0.02	0.03	0.24	0.02	0.07	0.43	0.59	1.60
Czech Rep.	8.91	0.80	1.45	1.44	1.98	4.85	1.69	3.47	10.20	16.05	50.86
Denmark	2.91	0.19	0.58	0.63	0.90	2.40	0.52	0.89	2.31	2.28	13.61
Estonia	0.59	0.04	0.11	0.10	0.25	0.34	0.15	0.12	0.30	0.27	2.25
Finland	6.19	0.47	1.07	0.41	2.60	2.90	3.79	2.53	5.42	8.70	34.08
France	34.91	2.79	6.58	7.70	12.37	25.99	9.95	18.62	42.43	53.02	214.35
Germany	57.19	5.29	9.61	11.21	18.98	37.52	20.41	38.68	90.40	125.09	414.38
Greece	3.69	0.29	0.75	0.47	0.80	2.73	0.55	1.10	4.90	8.14	23.41
Hungary	5.28	0.45	1.04	0.97	1.29	3.09	1.03	2.71	5.90	6.34	28.11
Ireland	2.90	0.25	0.48	0.59	0.68	2.06	0.38	0.92	3.04	4.86	16.16
Italy	26.29	2.23	3.44	4.91	6.73	18.19	5.81	10.29	32.73	50.17	160.79
Latvia	0.46	0.03	0.09	0.12	0.27	0.36	0.07	0.10	0.35	0.41	2.27
Lithuania	0.75	0.04	0.18	0.21	0.34	0.78	0.18	0.54	1.10	0.76	4.89
Luxembourg	0.56	0.05	0.09	0.08	0.14	0.43	0.07	0.22	1.07	2.05	4.76
Malta	0.06	0.00	0.02	0.00	0.00	0.01	0.00	0.00	0.01	0.00	0.12
Netherlands	15.01	1.34	4.04	3.43	5.70	11.62	4.81	14.43	26.48	22.78	109.64
Poland	13.38	1.09	2.60	3.05	5.43	11.42	4.46	8.83	21.66	28.07	100.00
Portugal	3.91	0.22	0.61	0.75	1.42	3.30	1.11	1.38	4.43	5.45	22.57
Romania	7.77	0.70	1.54	1.42	2.23	4.82	1.49	4.40	11.33	15.12	50.81
Slovakia	3.75	0.45	0.48	0.54	0.75	2.07	0.79	1.75	7.36	16.03	33.97
Slovenia	1.30	0.10	0.18	0.17	0.42	0.71	0.55	0.49	1.29	2.05	7.26
Spain	24.67	1.97	4.89	3.53	6.42	15.36	5.88	10.80	28.83	37.00	139.36
Sweden	4.17	0.42	0.73	0.53	1.40	2.45	1.42	2.01	6.57	12.34	32.04
UK	47.44	3.67	8.82	5.94	8.97	21.57	7.04	9.87	28.37	38.68	180.35
EU-28	296.71	25.02	54.69	52.54	88.64	192.36	80.11	150.96	375.57	504.14	1820.73
EU-28 (%)	16.30	1.37	3.00	2.89	4.87	10.57	4.40	8.29	20.63	27.69	100.00

Tabla 2: Consumo de calor en TWh / año del sector industrial total según el rango de temperatura y el país de la Unión Europea.

(Kosmadakis, 25 June 2019)

### 1.3.3 Suposiciones de la metodología

La suposición principal de esta metodología es que se considera el mismo HCF para cada rama en todos los países de la Unión Europea los cuales pueden tener diferentes niveles de eficiencia energética. Sin embargo, la eficiencia energética tiene un efecto menor en el consumo relativo de calor dentro de la misma rama, lo que conduce a bajas variaciones de estas fracciones entre países de la UE. En el caso del calor residual sí se considera en la estimación porque tiene una gran influencia. Además, la variación de la calefacción de espacios en los edificios industriales de los países de la UE no afecta en gran medida a los resultados relativos, ya que en la mayoría de las industrias, especialmente en los intensivos en energía, la fracción para calefacción es baja. Finalmente, también tener en cuenta que no se considera variación temporal del calor durante el día ni por estaciones.

### 1.3.4 Consumo de calor dentro de los rangos de temperatura de interés

A continuación, este subapartado se va a centrar en los dos rangos de temperatura de más interés para las bombas de calor en sectores industriales que son:

1. Calor de proceso en el rango de 100–150°C
2. Calor de proceso en el rango de 150–200°C

Las bombas de calor industriales existentes pueden abordar aplicaciones dentro del primer rango de temperatura. El segundo nivel de temperatura, 150–200°C, también se incluye en el análisis, aunque las bombas de calor disponibles en el mercado actualmente no alcanzan este rango. Sin embargo, se realizan investigaciones intensivas para aumentar la temperatura operativa y abordar una gama más amplia de

aplicaciones.

### 1.3.4.1 Consumo de calor por rama industrial

La figura 4 muestra el consumo de calor de las dos bandas de interés por sector industrial en la UE. El consumo total anual de calor en el rango de 100–150°C es 192,36 TWh/año y en el rango de 150–200°C es menos de la mitad e igual a 80,11 TWh/año.

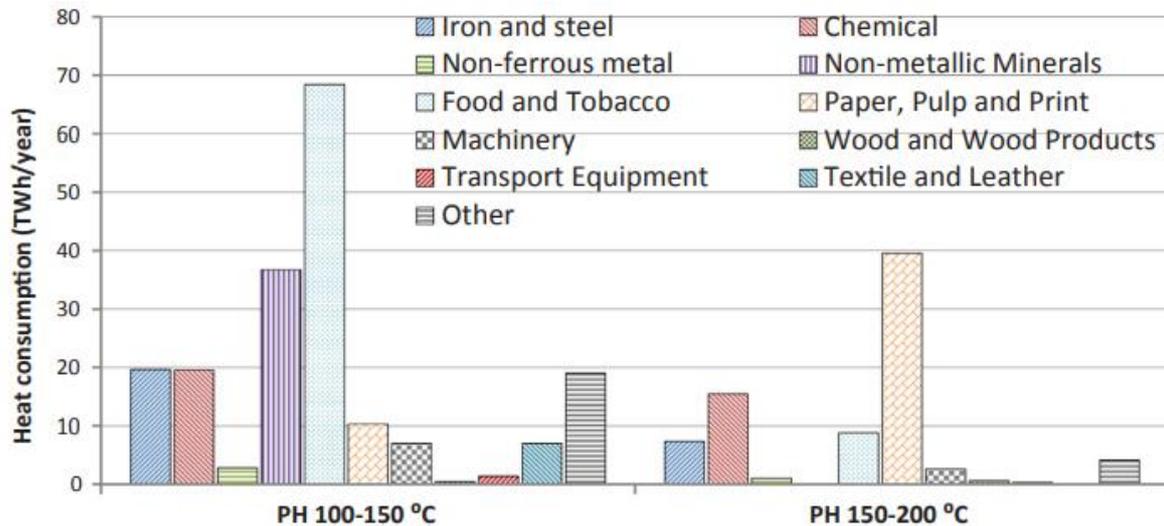


Figura 4: Consumo de calor dentro de las dos bandas de temperatura de interés por sector industrial en la UE.

(Kosmadakis, 25 June 2019)

Dentro de la banda de temperatura de 100-150°C, el mayor consumo de calor en valores absolutos se encuentra en la industria alimentaria, que representa el 35% de su consumo de calor. Las industrias intensivas en energía de hierro y acero, minerales químicos y no metálicos también tienen un alto consumo de calor, seguidas de papel, maquinaria, textiles, metales no ferrosos y otras industrias. Dentro de la banda de temperatura de 150–200°C, la industria papelera consume aproximadamente la mitad del total, es decir, casi 40 TWh/año, y esto es debido a su alto HCF dentro de este rango, seguido de la industria química con 16 TWh/año e industrias alimentarias con 8 TWh/año.

El consumo de calor dentro de las dos bandas de temperatura representa aproximadamente el 40% para la industria alimentaria y casi el 50% para la industria del papel. Para las industrias textiles representa alrededor del 25%, mientras que para las industrias de minerales no metálicos, químicos, madera y otras esta fracción es inferior al 15%. Las industrias de procesamiento de metales (por ejemplo, hierro y acero, metales no ferrosos) generalmente consumen calor a rangos de temperatura más altos, consumiendo una pequeña fracción en el rango de 100 a 200°C.

En general, las industrias de alimentos, papel, hierro y acero, química y minerales no metálicos muestran un buen potencial para las bombas de calor industriales, ya que todas ellas consumen grandes cantidades de calor dentro del rango de temperatura de 100–200°C. Sin embargo, estas industrias deberían rechazar cantidades casi igualmente grandes de calor a muy baja temperatura para impulsar las bombas de calor industriales.

### 1.3.4.2 Consumo de calor por país de la UE

En la figura 5 se muestra el consumo de calor de las dos bandas de interés, pero en este caso por país de la UE cuyos resultados son proporcionados por la metodología y el análisis.

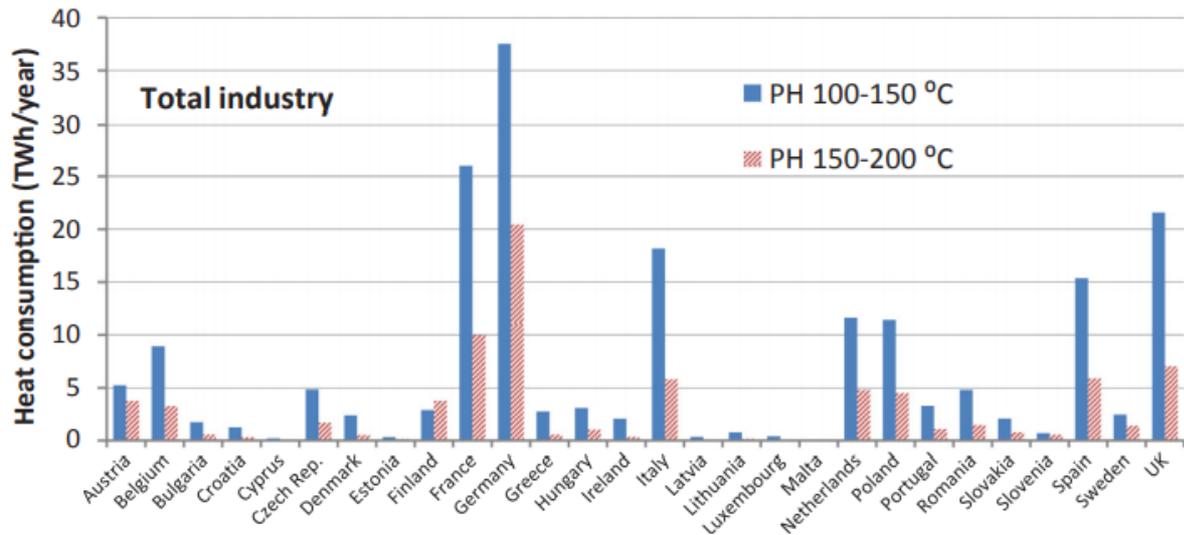


Figura 5: Consumo de calor para las dos bandas de temperatura de interés por país de la UE.

(Kosmadakis, 25 June 2019)

Como se esperaba, Alemania consume la mayor cantidad de calor dentro de las dos bandas, seguida de Francia, Reino Unido, Italia y España. Todos los países consumen más calor en la banda de 100–150°C que en la de 150–200°C, excepto Finlandia debido a su intensa industria de papel y pulpa, que requiere una gran cantidad de calor en esta última banda.

En promedio, el consumo de calor dentro de la banda de 100-150°C representa aproximadamente el 10-15% del total, mientras que esta fracción se reduce a aproximadamente el 4-5% para la banda de 150-200°C. Sin embargo, estas fracciones muestran una fuerte fluctuación entre los países, debido a su diferente mezcla industrial. Esto proporciona una primera indicación de que incluso la tecnología existente de bombas de calor industriales (con un límite operativo típico de 150°C) tiene un buen potencial para explotar el calor rechazado y contribuir así a un aumento de la eficiencia energética.

## 1.4 Objetivos

El objetivo de este trabajo es realizar una investigación sobre las bombas de calor de alta temperatura. En primer lugar se hará una descripción sobre dicha máquina térmica para explicar de qué elementos está compuesta y se definirá su ciclo termodinámico. Además, se hará una clasificación donde se concretará que tipos son más usados en las HTHP. Luego se explicará el calor residual en las industrias, e igualmente se explicará también la coincidencia de ese calor residual con el consumo de calor mejorado por la bomba de calor. Por consiguiente, se habla un caso de estudio específico. A modo de cierre se comentan las ventajas e inconvenientes de la tecnología HTHP.

A continuación, el tercer apartado del trabajo está destinado a sus fabricantes y refrigerantes, así como a los proyectos experimentales que se han dado en los diferentes años. Se observará que los distintos fabricantes no usan los mismos refrigerantes por lo que trabajan a diferentes condiciones. También se hablará de las actualizaciones en los refrigerantes sustituyendo a otros con el objetivo de conseguir mayor seguridad y menos contaminaciones.

Por último, se expondrán todas las conclusiones a las que se han podido llegar en el bloque final además de comentar algunos avances tecnológicos.

## 2 DESCRIPCIÓN

La bomba de calor aplicada a la industria es una tecnología probada que permite recuperar calor residual, bombearlo a una temperatura mayor y revalorizarlo para satisfacer una parte de la demanda de calor industrial. La tecnología actual de las bombas de calor se suele utilizar mayormente para la calefacción de edificios y la producción de agua caliente sanitaria (ACS), y en pocos casos, para la producción de calor por encima de 80°C. La bomba de calor es una tecnología considerada como renovable que permite reducir el consumo de energía primaria, disminuir algunas emisiones y reemplazar a los sistemas convencionales de producción de calor en los próximos años. El Nuevo Código Técnico de la Edificación (CTE) (Fomento, 2019) (Serrano, 2020), aprobado el 20 de Diciembre de 2019 y publicado en el BOE el 27 de Diciembre tiene como objetivo que los edificios consuman muy poca energía y contaminen lo menos posible, especialmente ahora en plena emergencia climática. En concreto, la sección de HE4 es aplicable a los edificios de nueva construcción y rehabilitación de edificios existentes de cualquier uso en los que exista una demanda de agua caliente sanitaria.

En la figura 6 se muestra el principio de funcionamiento de una bomba de calor que consiste en la realización de un ciclo de refrigeración. En primer lugar, el fluido de trabajo absorbe calor en el evaporador y es donde se transforma de estado líquido a vapor. Luego, este fluido entra al compresor donde aumentará la presión y la temperatura al ser comprimido. Al compresor se le debe aportar un trabajo externo para su funcionamiento, por lo que conlleva a un gasto energético. Al aumentar la presión, la temperatura de saturación del refrigerante también aumenta, por lo que será capaz de condensarse a una temperatura mayor. El fluido llega a otro intercambiador denominado condensador donde vuelve a pasar a estado líquido cediéndose calor. Este calor cedido es, teóricamente, el calor absorbido en el evaporador más el trabajo externo aportado. Por último, llega a una válvula de expansión donde disminuye la presión para volver a realizar el ciclo de nuevo.

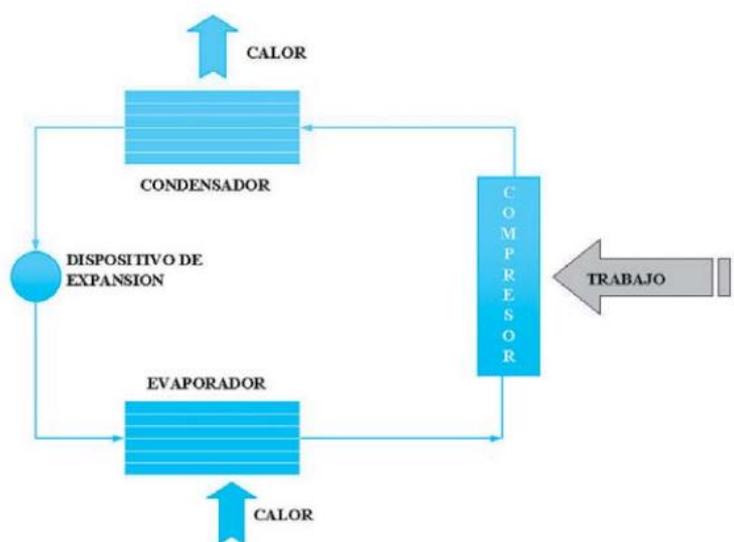


Figura 6: Esquema general de un ciclo de refrigeración.

(Mauricio Toro López)

Las bombas de calor industriales también denominadas bombas de calor de alta temperatura son capaces de producir calor a temperaturas incluso superiores a 90–100°C. Para aumentar su rendimiento, reciben calor a una temperatura de aproximadamente 30–50 K más baja. En la industria, este proceso es impulsado por algo de electricidad y por el calor residual. Por lo tanto, el calor se recircula generalmente dentro del mismo sitio industrial. El resultado es mejorar la eficiencia energética y reducir el CO<sub>2</sub> y las emisiones nocivas, con el objetivo de la descarbonización de este sector. Al mismo tiempo, los costes de energía de las industrias disminuyen y existe la posibilidad de alcanzar soluciones altamente competitivas en costes, en caso de relaciones favorables de precios de electricidad a gas.

Se han propuesto diversas configuraciones y diseños de ciclos de bombas de calor industriales, con el fin de aumentar su rendimiento. Este rendimiento generalmente se expresa con el Coeficiente de rendimiento (COP). Además, se han desarrollado tecnologías basadas en la compresión de vapor (impulsada eléctricamente) y la absorción (impulsada por calor), así como soluciones híbridas (por ejemplo, bomba de calor de absorción híbrida), con el enfoque principal para operar a la temperatura más alta posible, manteniendo un alto valor de COP de al menos 2,5 o 3 para la tecnología de compresión de vapor, dependiendo en gran medida del aumento de temperatura. El objetivo es la operación a una temperatura de 200°C o más, para ampliar las posibles aplicaciones de esta prometedora tecnología y abordar una gama más amplia de industrias y opciones de recuperación de calor.

## 2.1 Componentes básicos

Como ya se ha mencionado anteriormente, el ciclo está compuesto por evaporador, compresor, condensación y dispositivo de expansión.

El compresor se encarga de aumentar la presión del fluido de trabajo para que este adquiera la capacidad de ceder calor a temperaturas más elevadas. Se pueden clasificar en compresores volumétricos o de desplazamiento positivo, que pueden ser alternativos o rotativos, y compresores centrífugos. Además, existen distintos tipos de compresores según el acoplamiento del motor:

- Abierto: el motor y el compresor se encuentran separados. Se necesita un cierre de estanqueidad en el paso del eje para evitar las fugas del refrigerante. Su desventaja es la imposibilidad de recuperar el calor perdido en el motor, por lo que disminuye el rendimiento.
- Semiabierto: el motor está acoplado al compresor y es refrigerado por el mismo fluido refrigerante, aumentándose así el rendimiento.
- Hermético: está totalmente cerrado y no es desmontable. Esto permite recuperar el calor perdido en el motor casi en su totalidad. Su principal desventaja es la dificultad de mantenimiento.

Los compresores herméticos se utilizan en bombas de calor eléctricas para potencias inferiores a 60-70 kW, mientras que para potencias superiores, siendo normalmente bombas de calor aire-agua, se usan compresores semiherméticos. Los compresores abiertos solo se usan en aplicaciones aisladas. También se utiliza este último compresor cuando las bombas de calor son accionadas mediante motor de gas.

Dentro de los compresores alternativos se puede distinguir entre húmedos y secos. Los húmedos son aquellos que están compuestos por un número variable de cilindros en el interior de los cuales se desplazan pistones que comprimen el fluido. Los cilindros se suelen disponer en posición radial. El fluido entra y sale de ellos por válvulas accionadas por la presión diferencial entre ellos. Disponen de un sistema de lubricación mediante aceite a presión pero presenta el inconveniente del ensuciamiento. Sin embargo, los alternativos secos consiguen presiones de salida más elevadas ya que la compresión tiene lugar en varias etapas, y extraen el calor generado en la compresión mediante circuitos de agua en las etapas entre compresiones.

Los compresores rotativos se agrupan en compresor de tornillo seco y de tornillo húmedo. El primero consiste en dos rodillos con un perfil helicoidal, uno macho y otro hembra que giran con sus ejes paralelos. Al girar, el espacio entre ellos primero aumenta, generando una depresión mediante la que se aspira el fluido, y posteriormente se reduce comprimiendo el fluido. Al no existir contacto entre los rótores no es preciso lubricar con aceite, sin embargo sí es necesaria una refrigeración auxiliar. Por otro lado, en el de tornillo húmedo, se inyecta aceite a presión entre los rótores para conseguir lubricación y refrigeración. Los compresores de tornillo se utilizan en generación de potencias térmicas muy elevadas a partir de 500 kW y suelen ser

semiherméticos.

Los centrífugos suelen tener varias etapas de manera que consiguen grandes saltos de presión y se destinan a equipos de gran potencia.

También están los compresores de espiral o scroll que se utilizan para potencias térmicas de hasta 30 kW, son herméticos y permiten la aspiración y descarga simultánea del refrigerante sin necesidad de una válvula. Y por último, los compresores swing que se utilizan en equipos de baja potencia térmica (hasta 6 kW), son rotativos herméticos y consiguen la variación del volumen mediante un pistón rodante.

El condensador es un intercambiador de calor entre el fluido de trabajo y otro fluido al cual se desea aumentar su temperatura para después utilizarse en un proceso industrial. Los condensadores también se pueden clasificar en varios tipos:

- Condensadores de aire: el aire es impulsado por ventiladores a través de un conjunto de tubos aleteados por el cual circula el fluido refrigerante.
- Condensadores de agua: están los condensadores de doble tubo a contracorriente donde el agua circula por el tubo interior y el refrigerante se condensa en el espacio intermedio. Los tubos son de cobre y se suele emplear en equipos de potencia térmica de 100 kW. Existe también el condensador multitubular horizontal, intercambiador de coraza y tubos, en el que el refrigerante circula por los tubos y el agua circula por el exterior de estos.

Los condensadores de aire tienen un bajo rendimiento y, por tanto, necesitan de grandes superficies para ser instalados. Este es el motivo de que el uso de este tipo de condensadores no esté generalizado, pasando a usarse sólo en los casos en los que no haya disponibilidad de agua.

El evaporador es también un intercambiador de calor donde se produce la absorción de calor. Los evaporadores más utilizados en bombas de calor son: evaporadores de expansión seca, en los cuales todo el líquido admitido es vaporizado y sale del evaporador un poco sobrecalentado, y evaporador de tipo inundado, que está casi totalmente lleno de líquido y los vapores que salen son saturados o pueden ser mezcla de líquido y vapor. Este tipo de evaporadores solo se utiliza en bombas de calor con potencias muy elevadas. Además, los evaporadores se pueden clasificar en evaporadores de aire y agua. Su funcionamiento es igual al de los condensadores.

Los dispositivos de expansión son elementos que se encargan de reducir la presión del refrigerante, desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación. La válvula de expansión no produce intercambio de calor ni produce trabajo, por lo tanto la entalpía del fluido refrigerante permanece constante durante el proceso de expansión. Este elemento se encarga también de regular la alimentación del líquido al evaporador.

En la figura 7 se observa un diagrama en función de la presión y la entalpía donde se sitúan los puntos de los elementos de la bomba de calor. El ciclo es ideal siendo el punto 1 la salida del evaporador donde el fluido sale sobrecalentado a una temperatura de succión. A continuación, se produce una compresión isoentrópica aumentándose la presión y la temperatura llegando al punto 2 que corresponde a la salida del compresor. Luego, a presión de condensación constante y disminuyendo su entalpía, se alcanza el punto 3, es decir, la salida del condensador donde en este caso el fluido sale subenfriado. Por último, el punto 4 que pertenece a la salida de la válvula de expansión donde se ha producido una expansión isoentálpica.

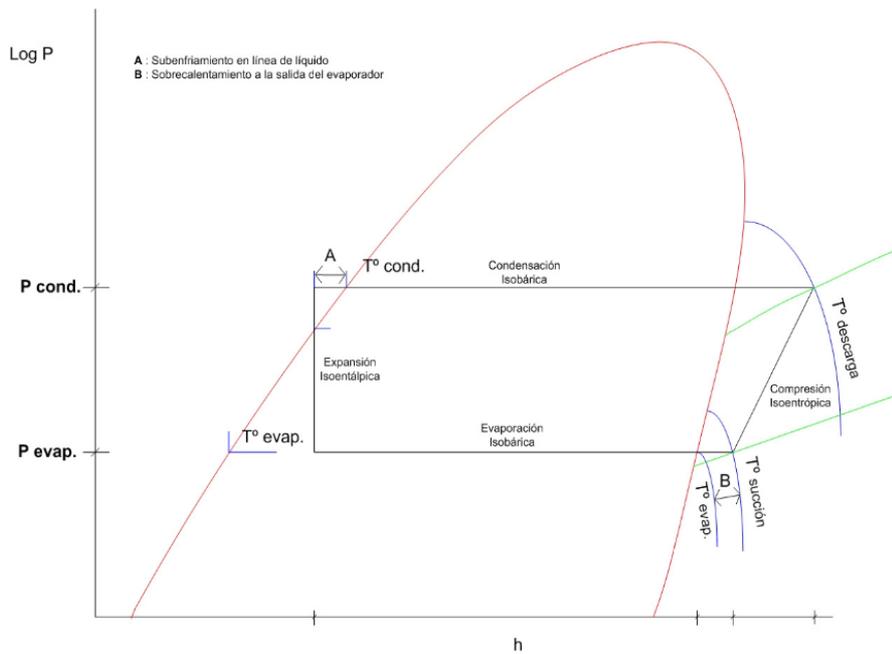


Figura 7: Diagrama  $\log(p)$ - $h$  para sistema frigorífico de una etapa por compresión mecánica.  
(Wikipedia)

## 2.2 Clasificación

### 2.2.1 Según el tipo de proceso

Existen distintos tipos para aplicaciones industriales: bombas de calor en ciclo de compresión cerrado, sistemas de Recompresión Mecánica de Vapor (MVR), bombas de calor de absorción de simple efecto, bombas de calor de absorción de doble efecto y ciclo Brayton inverso.

Las bombas de calor en ciclo de compresión cerrado son las más extendidas en la industria. La temperatura máxima que se obtiene por los fluidos de trabajo está en torno a los 120°C.

En los sistemas MVR el fluido de trabajo es el mismo que en un ciclo abierto. Si el sistema es abierto, el vapor de un proceso industrial es comprimido, lo que conlleva a un aumento de su presión y como consecuencia, aumenta también su temperatura. El proceso cede calor por ser condensado. También puede ser semiabierto donde el calor del vapor recomprimido es cedido mediante un intercambiador de calor.

Con los sistemas de MVR se pueden alcanzar temperaturas más altas y son muy utilizados en procesos de destilación. Estos sistemas trabajan con temperaturas de foco frío de 70 a 80°C y ceden el calor a temperaturas entre 110 y 150°C. En algunos casos pueden llegar a los 200°C. En la Figura 8 se puede observar el esquema de un sistema de recompresión de vapor utilizado en la industria química para reemplazar el calentamiento con vapor en una torre de destilación.

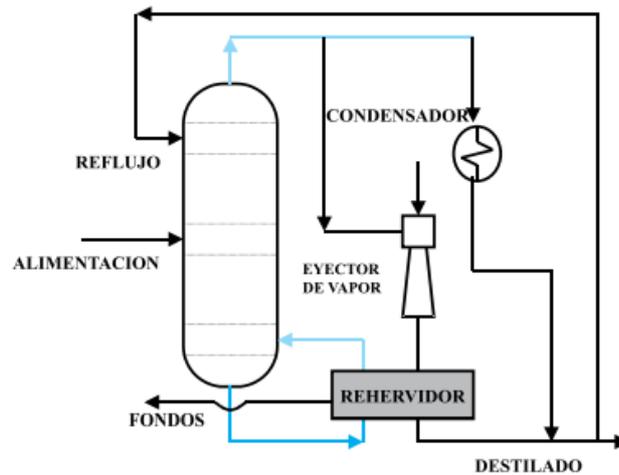


Figura 8: esquema de un sistema de recompresión de vapor en una torre de destilación.

(Mauricio Toro López)

Las bombas de calor de absorción son aquellas cuya energía aportada al ciclo es térmica y no mecánica, como en los sistemas de compresión en ciclo cerrado. Un sistema de absorción se basa en la capacidad de absorber ciertas sales y líquidos del fluido refrigerante. La sustancia más utilizada es agua con bromuro de litio. Cuando el ciclo es de simple efecto se puede obtener una temperatura de salida de 100°C y un salto térmico de hasta 65°C, con un COP que oscila entre 1,2 y 1,4. Mientras que si el ciclo es de doble efecto se pueden alcanzar temperaturas de hasta 150°C y un salto térmico de 50°C, con un COP entre 0,45 y 0,48.

En los ciclos de absorción se sustituye el compresor por un ciclo de disoluciones que realiza la misma función, es decir, eleva la presión y la temperatura del fluido refrigerante en estado de vapor. En la figura 9 se muestra el ciclo de la bomba de calor por absorción.

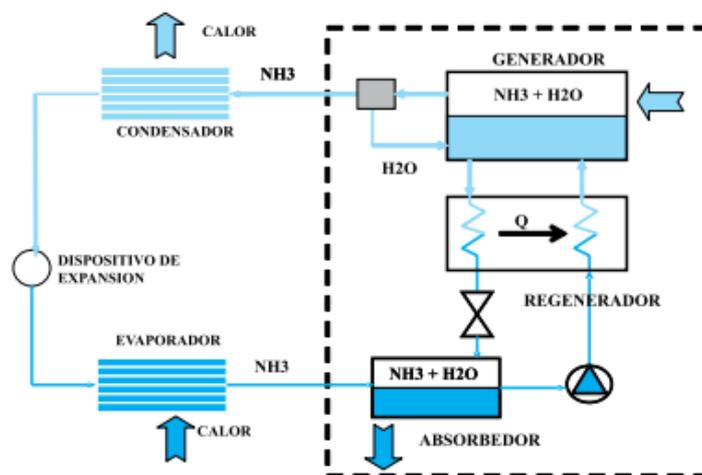


Figura 9: Bomba de calor por absorción.

(Mauricio Toro López)

En Suecia y Dinamarca estas bombas de calor se han utilizado para recuperar calor de incineradoras de residuos. Los sistemas actuales alcanzan las condiciones del ciclo de simple efecto.

Por último, en el ciclo Brayton inverso se pueden recuperar las sustancias disueltas en varios procesos. El aire se enfría en la expansión, y las sustancias disueltas se condensan y son recuperadas. Esta expansión tiene lugar en la turbina que acciona el compresor. En la figura 18 se observa el esquema que presenta este ciclo.

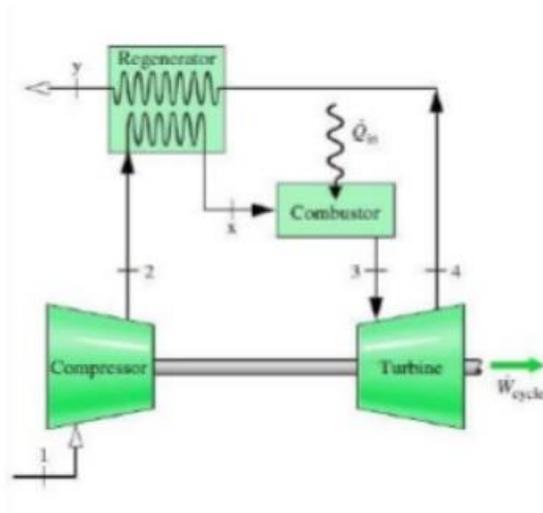


Figura 10: Ciclo Brayton inverso.

(Otilio, 2014)

### 2.2.2 Según el medio de origen y destino de la energía

Las bombas de calor se pueden clasificar según la naturaleza de las fuentes y el ciclo termodinámico. Estas pueden ser de aprovechamiento de aire caliente, de agua y geotérmicas.

- Bombas de calor aire-aire: son las más habituales en climatización. Se suelen utilizar unidades de baja potencia. El equipo está en contacto con el exterior del edificio que es donde extrae el calor y también con el aire interior de la vivienda, a la que le cede el calor.
- Bombas de calor aire-agua: se utilizan para producir agua fría para refrigeración o agua caliente para calefacción y agua sanitaria. Se extrae el calor del aire exterior y lo transfiere a través de un circuito de agua a baja temperatura.
- Bombas de calor agua-aire: Permiten aprovechar la energía contenida en el agua de los ríos, mares o aguas residuales. Producen unos rendimientos energéticos mejores que las que utilizan aire exterior.
- Bombas de calor agua-agua: requieren también el aprovechamiento del agua en ríos, mares, etc. La temperatura de estas fuentes es prácticamente constante por lo que su COP también lo es.
- Bombas de calor geotérmicas: son aquellas que aprovechan el calor de la tierra. No son instalaciones muy frecuentes debido a su coste y al requerimiento de una gran superficie de terreno.

### 2.2.3 Según su construcción

Las bombas de calor se pueden clasificar también en función de cómo se encuentran los elementos que la componen. Hay tres tipos:

- Compacta: todos los elementos que la constituyen se encuentran alojados dentro de una misma carcasa.
- Split o partidas: están constituidas por dos unidades separadas. Una unidad exterior que es donde se alojan el compresor y la válvula de expansión, y una interior. De esta manera se evitan los ruidos en el interior local.
- Multi-split: están constituidas por una unidad exterior y varias unidades interiores.

### 2.2.4 Según su funcionamiento

Por último, las bombas de calor se pueden agrupar según su funcionamiento:

- Reversibles: pueden funcionar tanto en ciclo de calefacción como en ciclo de refrigeración invirtiendo el sentido de flujo del fluido.

- No reversibles: únicamente funcionan en ciclo de calefacción.
- Termofrigobombas: producen simultáneamente frío y calor.

## 2.3 Potencial de calor residual en las industrias

El calor residual industrial representa una fuente de calor muy valiosa para las bombas de calor gracias al nivel de temperatura relativamente alto de 30 a 70°C aproximadamente, siendo mayor que la temperatura del aire exterior, del suelo o del agua subterránea. Un ciclo ideal de bomba de calor de Carnot representa el rendimiento teórico más alto. Un ciclo de Lorenz es equivalente a un ciclo infinito de Carnot de múltiples etapas. El deslizamiento de temperatura de la fuente de calor y del sumidero puede variar significativamente dependiendo de la aplicación industrial.

En la figura 11 se puede observar los cálculos del COP de Carnot a la izquierda y del COP de Lorenz a la derecha. Para el mismo salto de temperatura de 70K y 30K, se demuestra que el COP aumenta linealmente con la temperatura de la fuente de calor. El cálculo del COP de Lorenz supone un deslizamiento de temperatura de 30K en las corrientes externas de la fuente de calor y del sumidero.

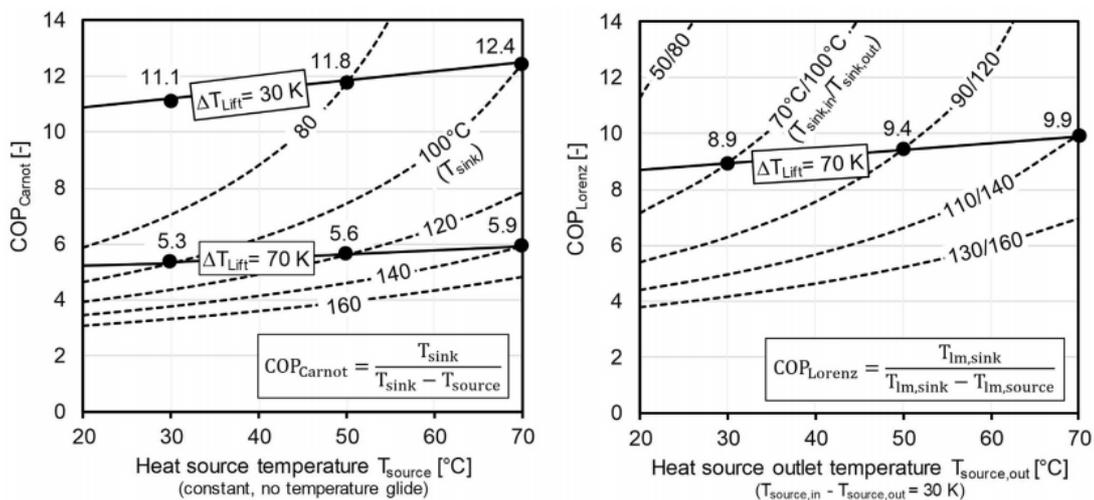


Figura 11: COP Carnot y COP Lorenz en función de la fuente de calor y las temperaturas de sumidero.

(Arpagaus, 2018)

Además del calor del espacio y del agua caliente, existe una gran demanda de procesar calor en la industria para la producción, el procesamiento o el acabado de productos. Generalmente, el calor del proceso se suministra a 80°C. El potencial de aplicación teórico para el uso de bombas de calor en procesos industriales se puede estimar evaluando la demanda de calor de cada sector industrial y los niveles de temperatura de los procesos aplicados.

Con respecto a la UE, se han utilizado los resultados de un estudio reciente sobre el potencial de calor residual en las industrias y ha sido estimado en (M. Papapetrou G. K., 2018) 304,14 TWh/año. Su metodología se basa en la estimación de fracciones de calor residual (WHF) por rango de temperatura e industria, a partir de los resultados detallados de un estudio del Reino Unido (G.P. Hammond, 2013), y luego ajustándolos para tener en cuenta los diferentes niveles de eficiencia energética de cada país de la UE y año de referencia.

Cabe mencionar que la división de las ramas industriales no es exactamente la misma del consumo de calor y el análisis del calor residual. Por lo tanto, el calor residual de maquinaria, equipo de transporte, madera y productos de madera e industrias textiles se ha separado de las "otras industrias", de acuerdo con su consumo relativo de calor dentro de esta categoría.

El potencial de calor residual estimado por debajo de 100 °C es igual a 1,25 TWh/año (M. Papapetrou G. K., 2018), que es bastante limitado y se observa solo en las industrias alimentarias. Para el calor residual dentro de la banda de temperatura de 100–200°C es necesario un ajuste apropiado para considerar la fracción de calor residual que puede suministrar las bombas de calor industriales.

La temperatura de calor residual que impulsa la bomba de calor es más baja que la temperatura del fluido de trabajo en la misma, suponiendo una diferencia de temperatura típica de “pinch point” de 10 K. El pinch point se aplica en la entrada del fluido de trabajo en el evaporador de la bomba de calor en caso de una bomba de calor de compresión de vapor. Considerando un intercambiador de calor a contracorriente, la temperatura de entrada del fluido de trabajo corresponde a la salida del transportador de calor residual. Para una temperatura de entrada del fluido caloportador de 120°C, su temperatura de salida puede ser de 110°C con una diferencia típica de 10K, y al aplicar el valor del pinch point anterior, la temperatura resultante del fluido de trabajo de la bomba de calor es de 100°C. Por lo tanto, el rango de temperatura explotable del calor residual está dentro del rango de 100–120° C (20 grados dentro de la banda 100–200°C) para calentar el fluido de trabajo de la bomba de calor a 80–100°C. Suponiendo una disponibilidad de calor lineal por grado en este rango, el potencial de calor residual para impulsar el proceso de la bomba de calor corresponde al 20% del calor total dentro de la banda de temperatura de 100–200°C (el calor residual dentro de esta banda es 102,06 TWh/año (M. Papapetrou G. K., 2018)). Esta cantidad de calor residual es 20,41 TWh/año.

El enfoque anterior introduce algunas incertidumbres, ya que las diferencias de temperatura difieren según el tipo de fluido caloportador residual (diferencias menores para líquidos, iguales o mayores para gases). Sin embargo, el fluido caloportador residual es generalmente un gas en este rango de temperatura como por ejemplo, gases de combustión, vapor a baja presión, que tiende a aumentar estas diferencias de temperatura y, por lo tanto, aumenta el potencial de calor residual. El valor típico de 10K seleccionado proporciona un enfoque bastante conservador, al estar más cerca de las diferencias observadas con los gases, con el objetivo de no sobreestimar el potencial de las bombas de calor industriales. En cualquier caso, este problema se considera en el análisis de sensibilidad.

Con los datos y supuestos anteriores, el potencial de suministro de calor a la bomba de calor industrial, igual al potencial de calor residual, en los principales sectores industriales de los países de la UE se ha calculado y se muestra en la Tabla 3 en GWh/año. Las industrias del hierro y el acero tienen un potencial de calor residual cero en estas bandas de temperatura y, por lo tanto, no se muestran en esta tabla.

Countries	Non-ferrous metal	Chemical	Non-metallic mineral	Food and tobacco	Paper, pulp and print	Machinery	Wood, wood products	Transport equipment	Textiles and leather	Other	Total
Austria	79.08	10.45	174.31	77.36	268.65	3.27	0.32	1.23	1.06	5.86	621.59
Belgium	103.92	59.61	355.74	186.34	78.89	3.18	0.31	1.20	1.03	5.69	795.91
Bulgaria	42.57	9.91	166.83	23.55	21.57	0.68	0.07	0.26	0.22	1.22	266.87
Croatia	2.99	2.48	105.36	27.78	14.96	0.59	0.06	0.22	0.19	1.06	155.70
Cyprus	0.57	0.04	44.27	3.08	0.44	0.03	0.00	0.01	0.01	0.06	48.54
Czech Rep.	28.26	11.93	262.90	79.33	67.36	3.52	0.34	1.33	1.14	6.31	462.42
Denmark	0.00	2.93	131.78	76.28	17.43	1.02	0.10	0.38	0.33	1.83	232.08
Estonia	0.57	0.28	18.54	7.29	9.43	0.31	0.03	0.12	0.10	0.55	37.22
Finland	60.38	7.03	71.42	18.81	328.29	2.14	0.21	0.81	0.69	3.84	493.63
France	291.37	80.91	964.69	697.28	472.17	10.94	1.06	4.12	3.54	19.59	2545.68
Germany	817.17	169.86	1681.71	670.44	1138.78	16.66	1.61	6.28	5.40	29.84	4537.77
Greece	319.33	2.31	253.72	47.76	17.30	1.29	0.13	0.49	0.42	2.32	645.05
Hungary	44.63	13.36	120.63	67.92	29.85	2.07	0.20	0.78	0.67	3.70	283.80
Ireland	247.11	2.21	108.45	57.06	2.49	1.03	0.10	0.39	0.33	1.84	421.00
Italy	264.91	27.08	1486.91	286.32	312.34	9.96	0.96	3.75	3.23	17.84	2413.29
Latvia	0.72	0.25	23.46	9.78	1.03	0.25	0.02	0.09	0.08	0.45	36.14
Lithuania	0.00	2.98	47.77	21.74	4.21	0.23	0.02	0.09	0.07	0.41	77.52
Luxembourg	0.00	0.51	43.13	2.03	1.33	0.20	0.02	0.08	0.07	0.36	47.72
Malta	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.04	0.00	0.01	0.01	0.07	0.14
Netherlands	77.16	85.77	184.47	300.34	133.92	4.07	0.39	1.54	1.32	7.30	796.28
Poland	158.28	38.60	655.14	272.11	218.31	3.55	0.34	1.34	1.15	6.37	1355.19
Portugal	12.06	3.73	330.49	51.31	79.97	1.53	0.15	0.58	0.50	2.75	483.06
Romania	0.00	21.19	260.93	73.57	30.59	3.07	0.30	1.16	1.00	5.50	397.30
Slovakia	74.66	3.54	96.05	18.19	24.31	0.98	0.09	0.37	0.32	1.75	220.25
Slovenia	51.14	1.14	42.98	8.30	44.45	0.47	0.05	0.18	0.15	0.84	149.68
Spain	339.19	44.81	1023.32	251.96	300.63	9.54	0.92	3.60	3.09	17.09	1994.15
Sweden	98.41	6.10	108.44	29.65	84.66	1.31	0.13	0.49	0.42	2.34	331.95
UK	181.68	30.01	810.21	380.82	327.37	22.55	2.18	8.50	7.31	40.39	1811.02
EU-28	3296.17	639.02	9573.66	3746.38	4030.72	104.49	10.11	39.37	33.87	187.16	21660.94

Tabla 3: Potencial de suministro de calor en GWh/año a bombas de calor industriales en cada país de la UE por sector industrial.

(Kosmadakis, 25 June 2019)

El potencial total de calor residual o suministro de calor dentro de las dos bandas de temperatura en todas las industrias de la UE es de 21,66 TWh/año, y las industrias alemanas tienen la fracción más alta. Este potencial corresponde a aproximadamente el 7% del potencial de calor residual total en la UE (M. Papapetrou G. K., 2018). Se encuentran disponibles grandes cantidades de calor residual en las industrias de minerales, alimentos y papel no metálicos. Por otro lado, las industrias menos intensivas en energía (por ejemplo, maquinaria, productos de madera, textiles) tienen un potencial muy bajo, ya que no requieren grandes cantidades de calor de proceso y de alta temperatura que conducirían a cantidades significativas de calor residual.

## 2.4 Coincidencia del consumo de calor con el calor residual mejorado por la bomba de calor

Esta etapa final consiste en hacer coincidir el calor residual que se puede recuperar y accionar las bombas de calor industriales para suministrar una fracción del consumo de calor. Se utiliza un COP típico igual a 4 para la bomba de calor industrial que corresponde a los rangos de temperatura (temperatura de la fuente de calor por debajo de 120°C, temperatura de sumidero hasta 150°C) y saltos de temperatura consideradas (en el rango de 40-50 K) (Arpagaus, 2018). El rendimiento viene dado por la siguiente ecuación para una bomba de calor de compresión de vapor, que es la estándar para las bombas de calor de accionamiento eléctrico. En el caso de una bomba de calor accionada térmicamente, el COP generalmente se da como la relación del suministro de calor a la entrada de calor con un valor típico de aproximadamente 1.

$$COP = \frac{Q_{cd}}{P_c}$$

Donde  $Q_{cd}$  es la producción de calor en el condensador y  $P_c$  es el consumo de electricidad de la bomba de calor.

La ecuación proporciona un balance energético simplificado para correlacionar la entrada de calor (calor residual - calor de evaporación,  $Q_{ev}$ ) con la producción de calor y el consumo de electricidad.

$$Q_{cd} = Q_{ev} + P_c$$

Al aplicar las dos ecuaciones en cada rama industrial y país de la UE, se calcula el calor mejorado ( $Q_{cd}$ ), sin imponer ninguna restricción para la cantidad que realmente se puede consumir. La cantidad total de calor mejorado dentro de las dos bandas de temperatura de interés es igual a 28,88 TWh/año. En realidad, esto expresa el calor máximo que las bombas de calor industriales pueden suministrar al consumo de calor, en caso de que exploten todo el calor residual disponible en las industrias de la UE. Esta cantidad es inferior al consumo de calor en casi todas las industrias, como se presenta a continuación.

### 2.4.1 Calor combinado dentro de las dos bandas de temperatura de interés

El paso final es hacer coincidir estos dos flujos de calor, introduciendo cualquier restricción sobre el calor mejorado, ya que este calor debe ser igual o menor que el consumo de calor real. Este potencial por sector industrial en cada país de la UE se mostraba en la Tabla 3 en GWh/año mientras que los valores sumados para el sector industrial total de cada país de la UE se presentan en la figura 12. Las industrias siderúrgicas no se muestran en esta tabla, debido a su potencial cero, como se describió anteriormente.

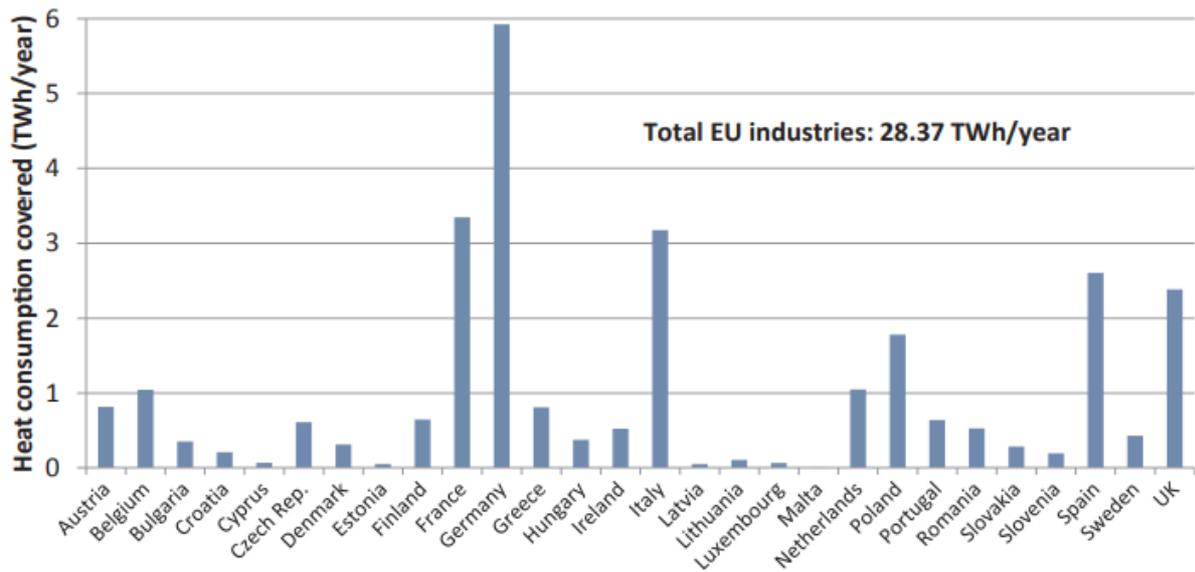


Figura 12: Consumo de calor cubierto por las bombas de calor industriales en cada país de la UE en todas las industrias.

(Kosmadakis, 25 June 2019)

En total, se pueden cubrir 28,37 TWh/año de consumo de calor mediante el uso de bombas de calor industriales, una vez que se haya actualizado todo el calor residual. Esta cantidad representa aproximadamente el 15% del consumo total de calor dentro de las dos bandas de temperatura en las industrias de la UE, lo que reduce al 1,5% del consumo total de calor dentro de todas las bandas de temperatura. A nivel de país, el potencial combinado en Alemania, Francia, Italia, España y el Reino Unido representa más del 60% del total en la UE.

El potencial total por sector industrial se muestra en la figura 13, demostrando los sectores más prometedores. La fracción del consumo de calor que el calor mejorado puede cubrir en cada sector industrial también se muestra como porcentaje en la parte superior de cada barra (dentro de las dos bandas de temperatura).

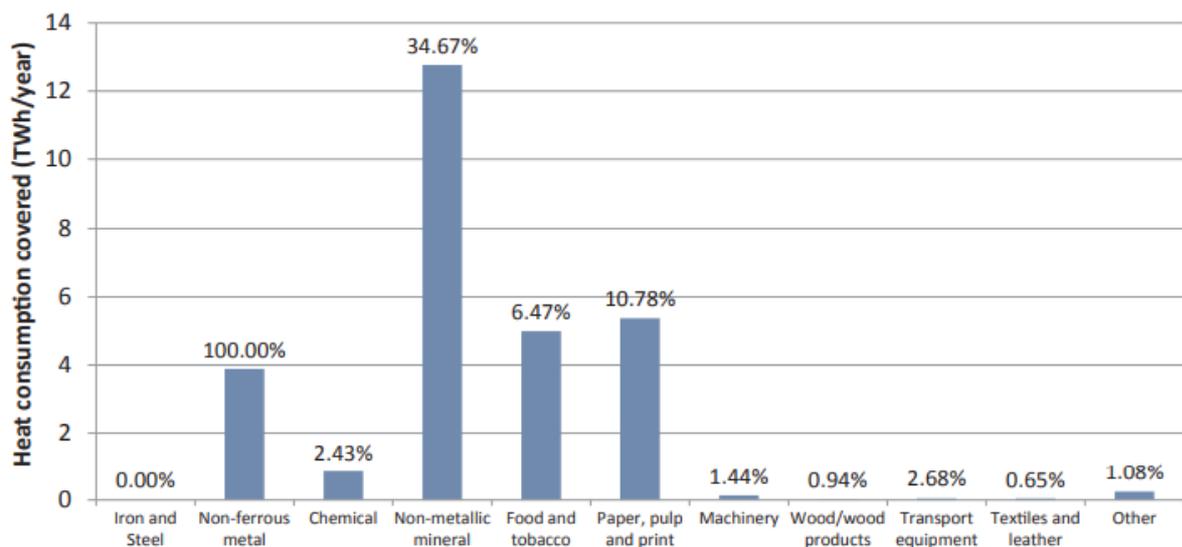


Figura 13: Consumo de calor y su fracción cubierta por bombas de calor industriales por sector industrial en la UE.

(Kosmadakis, 25 June 2019)

Las bombas de calor industriales pueden cubrir una fracción del consumo de calor dentro del rango de temperatura de 100-200°C en todas las ramas, excepto en las industrias siderúrgicas que no rechazan ningún calor dentro de este rango de temperatura, teniendo un potencial cero como ya se mencionó. En las industrias de metales no ferrosos, la producción de la bomba de calor es un 11% más alta que su consumo de calor (4,39 TWh/año de calor mejorado disponible en comparación con 3,89 TWh/año de consumo de calor), y así poder cubrir el 100% de su consumo de calor, dentro de este nivel de temperatura. Esta fracción se reduce a aproximadamente el 35% en minerales no metálicos y a casi el 11% en las industrias papeleras. En las industrias alimentarias, la fracción es de aproximadamente 6,5% y en las químicas, incluso menos.

En las industrias menos intensivas en energía, el potencial es muy bajo, tanto en términos de valores absolutos como relevantes, con un potencial que cubre solo el 1-2% del consumo de calor. Sin embargo, se pueden alcanzar soluciones sostenibles incluso para este tipo de industrias, como las industrias textiles.

En caso de que solo se considere la banda de temperatura de 100–150°C de consumo de calor, el calor combinado es ligeramente más bajo e igual a 27,32 TWh/año. Entonces queda claro que incluso la tecnología de bomba de calor industrial de hoy en día con un límite de temperatura de 150°C es adecuada para explotar fuentes de calor residual de baja temperatura y suministrar procesos industriales de calor.

Del análisis anterior, es posible identificar los sectores más prometedores para las bombas de calor industriales. Las industrias de alimentos y papel originalmente parecían ideales para este tipo de aplicaciones debido al calor residual y al consumo de calor dentro del rango de baja temperatura, pero el mayor potencial en valores absolutos se observa en las industrias de minerales no metálicos, que requieren grandes cantidades de calor. A esta rama le siguen las industrias de papel y alimentos con un potencial de aproximadamente 5 TWh/año, y las industrias de metales no ferrosos con un potencial de casi 4 TWh/año. Las industrias químicas muestran un potencial aún menor de solo 1 TWh/año, y otras industrias de 0,5 TWh/año.

## 2.4.2 Análisis de sensibilidad

### 2.4.2.1 COP de bombas de calor industriales

Para la estimación del potencial de la bomba de calor industrial en las industrias de la UE, se ha considerado un valor COP típico de 4. Sin embargo, este valor de rendimiento podría variar, afectando directamente el potencial y, por lo tanto, es necesario un análisis de sensibilidad para identificar los márgenes. Este análisis se ha llevado a cabo y su resultado principal se muestra en la figura 14 que muestra el potencial total de las bombas de calor industriales para un COP que varía de 2 a 5. La misma figura también muestra el consumo total de electricidad de estas bombas de calor, identificando la potencia requerida para cubrir esta demanda de calor.

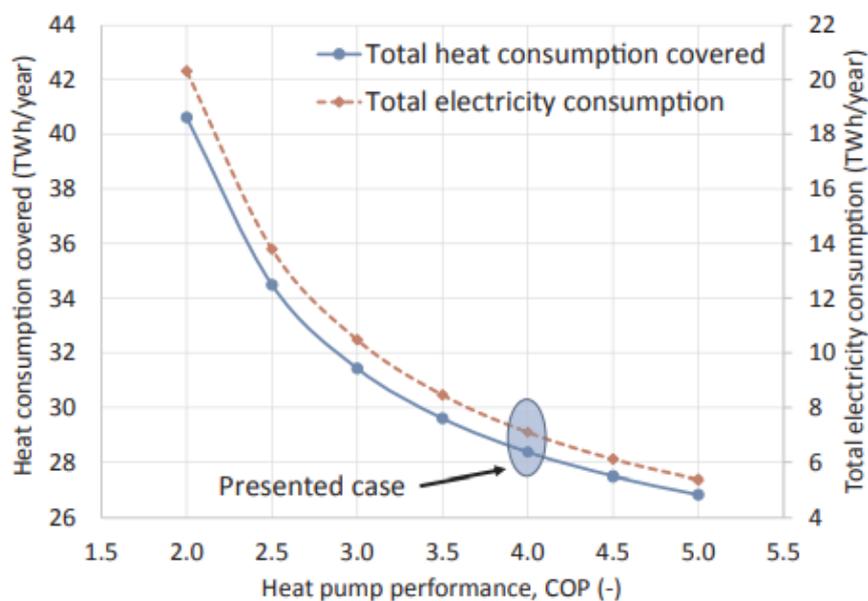


Figura 14: Rendimiento de la bomba de calor (COP).

(Kosmadakis, 25 June 2019)

Para un menor rendimiento de la bomba de calor y la misma entrada de calor residual, la producción de calor está aumentando, suministrando más calor al consumo, pero también consume más electricidad, de acuerdo con las dos ecuaciones que se observan al principio del apartado 2.4. El potencial máximo se alcanza solo en las industrias de metales no ferrosos, como se pudo ver en la figura 13, mientras que las otras industrias experimentan una mayor fracción del consumo de calor cubierto por las bombas de calor industriales.

En cualquier caso, la variación del consumo de calor cubierto varía dentro del rango de 27 a 40 TWh/año, lo que demuestra que el rendimiento de las bombas de calor tiene algún efecto sobre su potencial en la industria de la UE. La variación de este potencial se vuelve importante solo para valores de COP muy bajos de menos de 2,5, con una variación relativa de hasta 40% en comparación con el caso con un COP de 4. Además, esta variación de COP trae un efecto relativo significativo en el consumo de la electricidad, especialmente para un COP más bajo, aumentando este consumo en casi tres veces en comparación con el COP igual a 4. Este aspecto debe tenerse en cuenta cuando se implementa un estudio específico del sitio, y usar los precios locales de energía para identificar el coste de esta solución.

#### 2.4.2.2 Fracción del potencial de calor residual dentro de la banda de 100–200°C

Aquí se examina la sensibilidad de los resultados principales en la fracción del calor residual disponible dentro de la banda de temperatura de 100-200°C. La fracción considerada del 20% corresponde a las diferencias de temperatura típicas en el caso de caloportadores gaseosos. Esta fracción varía en el rango de 10% hasta 40%, para cubrir la mayoría de los caloportadores. La fracción más baja corresponde principalmente a la extracción de calor residual de líquidos, mientras que la más alta proviene principalmente de gases con altas diferencias de temperatura durante la transferencia de calor desde la corriente de residuos a la bomba de calor. La variación de la disponibilidad de calor residual y el consumo de calor cubierto por las bombas de calor industriales en las industrias de la UE se muestra en la figura 15 en función de esta fracción, con un COP constante de 4, destacando la fracción del 20% que corresponde a los resultados presentados previamente.

La variación total del consumo de calor cubierto dentro del rango de esta figura es de 15 a 51 TWh/año, muy afectada por la disponibilidad de calor residual dentro de la banda de temperatura de 100–200°C. Como se esperaba, para una mayor fracción de la disponibilidad de calor residual, el consumo de calor cubierto aumenta. Incluso para el caso del 40%, el calor producido cubre completamente el consumo de calor solo en industrias de metales no ferrosos. En las otras ramas, todavía hay un gran margen antes de que su consumo de calor dentro de las dos bandas de temperatura esté completamente cubierto.

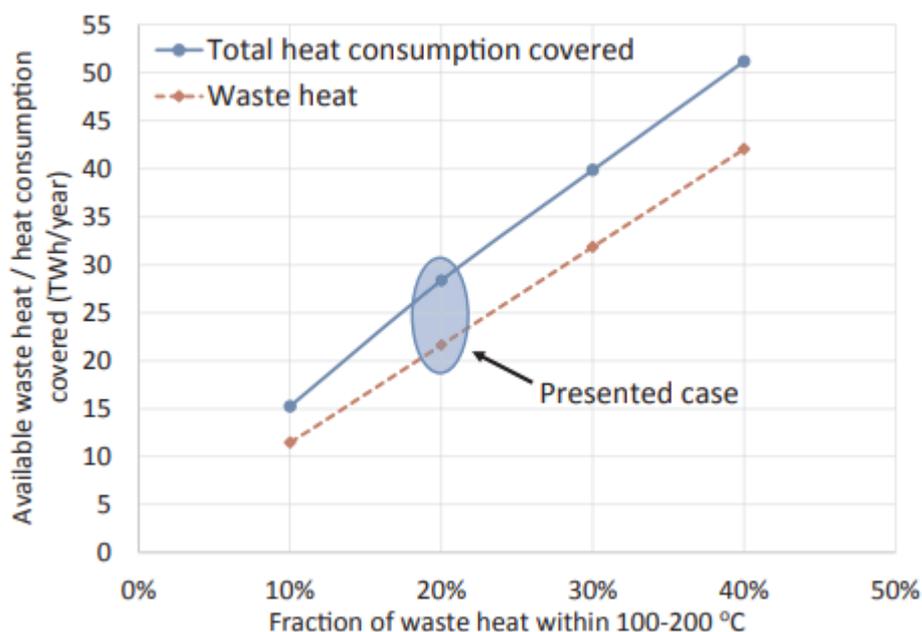


Figura 15: Calor residual disponible y consumo total de calor cubierto por bombas de calor industriales en industrias de la UE para fracción variable de calor residual dentro de la banda de temperatura de 100–200°C.

(Kosmadakis, 25 June 2019)

## 2.5 Caso de estudio específico

El apartado anterior proporcionó el potencial general de las bombas de calor industriales en las industrias de la UE. Aquí, se presenta un ejemplo típico de su uso en una industria, presentando también los costes de energía, con el fin de proporcionar una indicación de su potencial a nivel de sitio también. Una industria típica de papel y pulpa de gran tamaño en Suecia sirve como caso de estudio (Y. Chan, 2016), (M. Papapetrou G. K., 11-13 June, 2018). Esta industria incluye un molino que produce pulpa kraft blanqueada con una capacidad de producción de 250000 t/año, con una intensidad energética de 17136 MJ/t (correspondiente a 4,72 MWh/t), similar al valor promedio de la UE para este sector industrial (G.F. Frate, 2019), con el 84% de esta demanda energética en relación con el calor y el resto de la electricidad.

### 2.5.1 Estimación de flujos de calor

Para la industria de papel y pulpa de este caso, el consumo anual de calor es de 1180 GWh/año, con aproximadamente la mitad dentro del rango de temperatura de 100–200°C, como se presentó anteriormente. El potencial de calor residual estimado para este tipo de industria es de aproximadamente 87,2 GWh/año en el rango de 100-200°C (M. Papapetrou G. K., 11-13 June, 2018), basado en una fracción de calor residual del 7,39% estimada para esta rama industrial en Suecia (M. Papapetrou G. K., 2018). El suministro de calor a la bomba de calor industrial es el 20% de este calor residual, equivalente a 17,44 GWh/año, con posibles fuentes de contenido de calor de los gases de escape, de los condensados y del vapor rechazado (baja presión). Con el uso del COP estándar de 4, la producción de calor es de 23,25 GWh/año. Esta cantidad de calor puede cubrir aproximadamente el 2% del consumo de calor de esta industria y aproximadamente el 4% del consumo de calor dentro del rango de 100-200°C. Este calor se puede utilizar para los procesos de secado, ebullición y blanqueo, lo que representa más del 55% de la demanda de calor en este tipo de industria en el rango de 100-150°C, dentro del rango operativo de las bombas de calor. La Tabla 4 resume los flujos de calor de este estudio y el consumo eléctrico necesario.

Flujos de calor y equilibrio	Cantidad anual (GWh/año)
Consumo total de calor	1180
Consumo de calor dentro del rango de 100–200°C	590
Potencial de calor residual dentro del rango de 100–200°C	87,20
Suministro de calor a la bomba de calor industrial	17,44
Producción de calor de bomba de calor	23,25
Consumo de electricidad de la bomba de calor	5,81

Tabla 4: Flujos de calor de la industria típica de papel y pulpa.

(Kosmadakis, 25 June 2019)

### 2.5.2 Rentabilidad de la bomba de calor industrial

El ahorro de combustible de este caso corresponde a unos 27 GWh/año con una eficiencia estándar de la caldera del 86%. Y al introducir un precio promedio del gas de 0,03 €/kWh para las industrias de la UE con un consumo moderado de gas (Eurostat, 2018) (excluyendo impuestos reembolsables y gravámenes e IVA), el ahorro anual es de aproximadamente 810000 €/año. El precio medio de la electricidad para las industrias es de aproximadamente 0,07 €/kWh (sin impuestos, gravámenes e IVA) (Eurostat, 2018), lo que da como resultado costes anuales adicionales para la electricidad de la bomba de calor de 406900 €/año. Se selecciona un factor de capacidad del 80%, lo que lleva a la estimación de la capacidad de la bomba de calor igual a aproximadamente 3,3 MWth. Y al introducir el coste específico de la bomba de calor de 500 €/kW (S. Brückner, 2015), se puede calcular un período de recuperación simplificado (PBP) en condiciones estáticas (sin considerar la tasa de descuento), que se muestra en la ecuación:

$$PBP = \frac{\text{heat pump cost}}{\text{fuel savings} - \text{electricity cost}}$$

Para este caso, el período de recuperación resultante es de 4,1 años, que es altamente competitivo. En caso de que se considere un valor de COP diferente en el rango de 2,5 a 5 (no se muestran los resultados para un COP de 2, ya que el coste de la electricidad siempre es mayor que el ahorro de combustible y el coste de capital de la bomba de calor nunca se devuelve) y para un coste específico de bomba de calor en el rango de 200–800 €/kW (Arpagaus, 2018), (T. Ommen, 2015), el período de recuperación resultante se muestra en la figura 16.

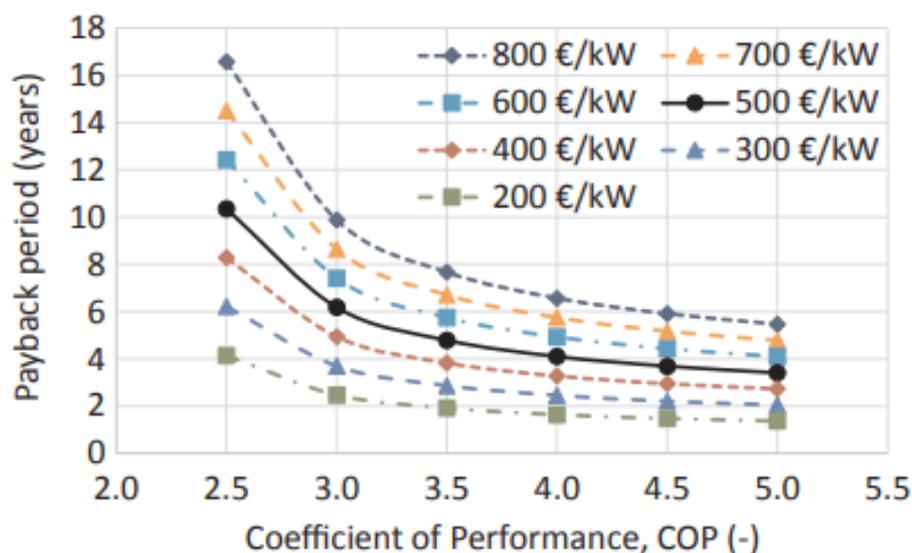


Figura 16: Período de recuperación de la bomba de calor industrial del caso de estudio para diferentes costes específicos de la bomba de calor y un COP en el rango de 2,5–5.

(Kosmadakis, 25 June 2019)

Se alcanza un período de recuperación corto de menos de 5 años para una variedad de combinaciones de coste específico de bomba de calor y COP. Incluso con el coste específico más alto de 800 €/kW, un COP de 4 asegura una recuperación de la inversión de 7 años, mientras que incluso una recuperación de la inversión de 2 años es posible para un coste específico de bomba de calor baja y COP elevado. Basándonos en la figura 16, es posible hacer estimaciones rápidas del período de recuperación. Sin embargo, en caso de que los precios de la electricidad y el gas se desvíen de los valores promedio de la UE que se utilizaron aquí, los períodos de esta cifra cambian; para precios de gas más altos, todas las curvas se cambian a PBP más corto (el aumento del ahorro de combustible), mientras que para precios de electricidad más altos las curvas se cambian a PBP más largo (el aumento de coste de electricidad).

Las principales conclusiones de este caso revelan el potencial real en un sitio industrial específico. Sin embargo, los estudios detallados específicos del sitio pueden revelar con mayor precisión los beneficios esperados, considerando también los precios locales de la energía para el gas (o cualquier otro combustible) y la electricidad para los usuarios industriales.

## 2.6 Ventajas e Inconvenientes de la tecnología HTHP

Las bombas de calor industriales tienen un alto potencial de ahorro energético ya que recuperan el calor residual bombeándolo a una temperatura mayor y lo revaloriza para satisfacer una parte de la demanda de calor industrial. La energía necesaria para accionar la bomba de calor es aproximadamente una tercera parte del calor útil producido, por lo que se paga una cantidad menor que la que se aporta. Esta tecnología consume menor energía primaria que los sistemas convencionales. Además, se reduce el consumo de combustibles fósiles y, como consecuencia, reduce las emisiones de gases nocivos para el medio ambiente como CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub> y NO<sub>x</sub>. En la siguiente figura se muestra un gráfico de las emisiones de CO<sub>2</sub> que producen los distintos sistemas de calefacción.



Figura 17: Emisión relativa de CO<sub>2</sub> de diferentes sistemas de calefacción.  
(Naturgy)

A pesar del gran potencial ecológico, existen algunas barreras para la utilización de los HTHP industriales:

- Bajo nivel de conciencia de las posibilidades técnicas y potenciales de aplicación económicamente factibles de HTHP entre usuarios, consultores, inversores, diseñadores de plantas, productores e instaladores.
- Falta de conocimiento sobre la integración de HTHP en los procesos de la industria. Los diseños a medida conducen a una integración costosa en los procesos existentes.
- Largos períodos de recuperación de la inversión (superiores a 3 años), que es mayor que para gas o calderas de aceite.
- Tecnologías de calefacción competidoras que generan altas temperaturas utilizando combustibles fósiles a precios bajos de energía.
- Falta de refrigerantes disponibles en el rango de alta temperatura con bajo potencial de calentamiento global (GWP).
- Falta de instalaciones pilotos y de demostración.
- Falta de capacitación y eventos que también apoyen la difusión del conocimiento de HTHP.

La Agencia Internacional de Energía (AIE) ha realizado varios programas sobre el tema de las bombas de calor industriales para superar estos obstáculos. Estos programas son el Anexo 35 de 2010 a 2014 que ya ha finalizado y el Anexo 48 de 2016 a 2019 en bombas de calor industriales segunda fase.

Se está alcanzando un gran desarrollo de estas bombas de calor en los países industrializados gracias a varias asociaciones como la mencionada antes, además de ENEBC (Eastern New England Biological Conference) y EHPA (European Heat Pump Association). También se cuenta con el apoyo de algunas universidades como la Universidad Católica de Leuven (Bélgica) y el Politécnico Rovaniemi (Finlandia) que han desarrollado y ejecutado estos proyectos mostrando un interés por las bombas de calor.

## 3 ESTADO DEL ARTE

---

En este capítulo se va a detallar el estado del arte de las bombas de calor de alta temperatura. En primer lugar se comentarán los fabricantes identificados en todo el mundo indicándose las peculiaridades utilizadas por cada uno de ellos. A continuación, se mencionarán todos los fluidos de trabajo que se han usado hasta la actualidad, incluyendo las sustituciones que se han ido haciendo y sus respectivos motivos, detallándose también las propiedades de cada uno.

Por último, se hablará de la investigación de proyectos experimentales, calculándose los COP de los ciclos empleados.

### 3.1 Fabricantes

El rango de bombas de calor de altas temperaturas en el mercado ha crecido en los últimos años (Wolf S F. U., 2014), (Blesl M, May 20, 2014), (Fleckl T W. V., 31 August 2015). Más de 20 modelos de bombas de calor de 13 fabricantes han sido identificados en todo el mundo capaces de suministrar al menos 90°C de calor.

Las empresas Kobe Steel (IEA A. 3., 2014), (C, 8 October, 2013), (Y, October 15, 2012), (Kaida T, 2015), Vikings Heat Engine SA (Nilsson M, May 14-17, 2017), (HeatBooster, 2017), (M N. , September 9, 2017), Ochsner Energie Technik GmbH (K O. , 2015), (F Z. , 22 Juni 2016), (Ochsner, Maschinendaten 1-stufige Wasser-Wasser Hochsttemperatur Industrie-Wärmepumpen IWWDS ER3c4, 2017), (Ochsner, Wärmepumpen für grosse Leistungen, Broschüre ET04 P 03/2017, 2017), Mayekawa (IEA A. 3., 2014), (C, 8 October, 2013), (Mayekawa, 2010), Hybrid Energy AS (Jensen JK M. W., 2015), (Jensen JK O. T., 2015), (SA, 2017), Combitherm (Combitherm, 2017), (Wolf S F. U., 2014), (Blesl M, May 20, 2014) y Dürr Thermea GmbH (IEA A. 3., 2014), (Thermea, October 9-11,2012), (GmbH, 2017) muestran desarrollos pioneros con sus HTHPs.

Los productos Koberco SGH 120, HeatBooster, Eco Sirocco IWWDS, HWW 245fa y thermeco2 representan el punto de referencia industrial con temperatura de sumidero de 110 a 150°C. La temperatura máxima alcanzable del mismo está determinada principalmente por la selección del refrigerante, el diseño del ciclo y la elección del tipo de compresor. El agua, la salmuera, el aire de escape o las aguas residuales se usan normalmente como fuente de calor con un rango de temperaturas entre 17 y 65°C.

Kobe Steel ha estado comercializando las bombas de calor de vapor SGH120 y SGH165 desde 2001 bajo la marca Kobelco. El modelo SGH165 es capaz de generar vapor a 165°C. Los campos de aplicación preferidos son los de esterilización de alimentos y bebidas, la concentración de líquidos y jugos, procesos de secado y destilación de alcohol. El compresor semihermético de doble tornillo ha sido especialmente desarrollado para altas presiones y temperaturas. Se genera una cantidad de 890 kg/h vapor a 165°C con un COP de 2,5 cuando se usa calor residual a 70°C.

“The HeatBooster of Vikings” ha sido desarrollado en colaboración con AVL Schrick. Este HTHP produce calor hasta 150°C del calor residual con una capacidad de aproximadamente 200 kW. La bomba de calor incorpora un compresor de pistón diseñado para 40000 horas de funcionamiento a temperaturas de hasta 200°C antes del mantenimiento de la vida media. R1336mzz (Z) se usa como fluido de trabajo con un poliéster de aceite adecuado. Se están realizando más investigaciones para lograr aún más temperaturas de

calentamiento y optimizar el rendimiento.

Ochsner construye HTHP con compresores de tornillo y temperaturas de sumidero desde 95 hasta 130°C. El calor residual se usa como fuente de calor de 35 a 55°C (ciclo economizador de una etapa) o de 8 a 25°C (ciclo en cascada de dos etapas). La capacidad calorífica varía de 170 a 750 kW. También se pueden lograr mayores capacidades conectando varias máquinas (por ejemplo unidades gemelas de 1,5 MW).

La bomba de calor híbrida desarrollada por Hybrid Energy AS es una combinación de bomba de calor de absorción y compresión que funciona según el ciclo de Osenbrück. La bomba de calor es típicamente operada con una mezcla de amoníaco-agua. Como la mezcla es un fluido de trabajo no azeótropo, la ebullición y la condensación toman lugar con temperaturas de deslizamiento. Los componentes estándar son posibles con una temperatura de hasta 120°C. En el punto de operación de 40°C/100°C se logra un COP de 4,5.

Japón es bien conocido por las bombas de calor transcíticas de CO<sub>2</sub> (R744). El Eco Sirocco de Mayekawa proporciona aire caliente de 100 a 120°C. Este proceso alcanza un COP de 2,9 cuando se usan aguas residuales a 25°C y se suministra aire caliente a 120°C (temperatura aire de entrada 20°C). La bomba de calor consigue una capacidad calorífica de unos 90 kW.

La línea de productos thermeco2 de Dürr thermea funciona con temperaturas de 8 a 40°C y alcanza temperaturas de sumidero de hasta 110°C. La línea de productos cubre capacidades caloríficas de 51 kW a 2,2 kW. Dependiendo de la capacidad solicitada hasta los compresores de 6 pistones están conectados en paralelo. La bomba de calor HHR1000 alcanza un COP de 3,9 a una temperatura de sumidero de 80°C (a una entrada de 20°C) con una temperatura de la fuente de 20°C (salto de temperatura 60K).

El modelo Kobelco HEM-90<sup>a</sup> utiliza un compresor de doble tornillo semihermético inversor que suministra hasta 90°C de agua caliente desde aire ambiente para aplicaciones en alimentos, bebidas, automoción e industrias químicas (Y, October 15, 2012), (Oue T, December 2013). El refrigerante utilizado es una mezcla de R134a y R245fa. Con -10°C a 40°C de aire como origen se alcanza unas capacidades caloríficas de 70 a 230 kW. Los COP están en el rango de 1,7 a 3.

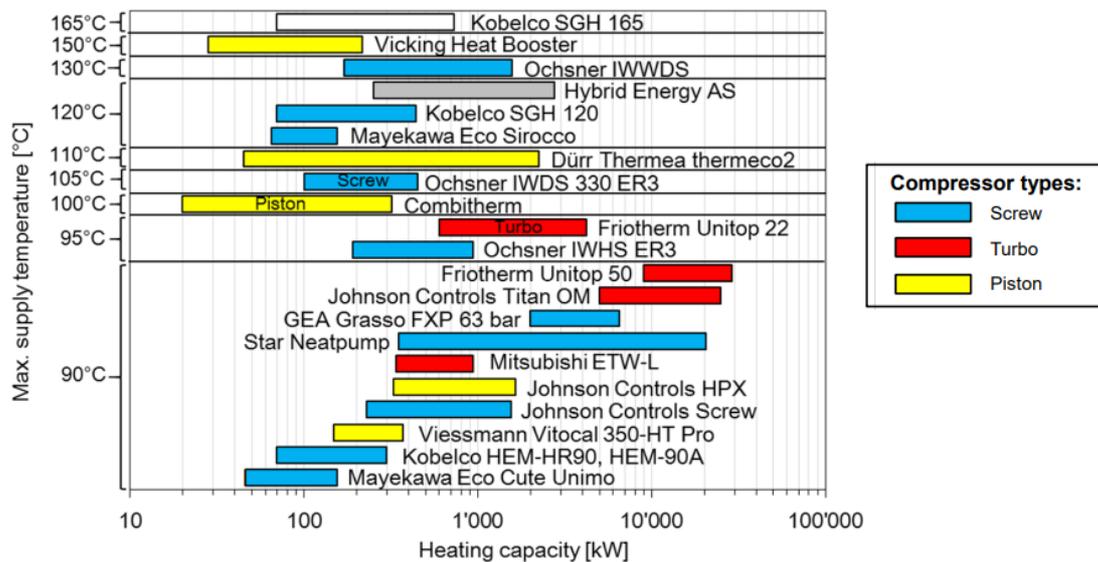


Figura 18: HTHP industriales disponibles comercialmente, ordenados por temperatura máxima del sumidero y capacidad calorífica. Tipos de compresores: tornillo (azul), pistón (amarillo) y turbocompresor (rojo).

(Arpagaus, 2018)

La figura 18 muestra los HTHP industriales disponibles en el mercado de acuerdo con su temperatura máxima de sumidero y su capacidad calorífica. Las capacidades caloríficas varían de 20 kW a 20 MW. Para aplicaciones de alta temperatura y saltos de temperatura elevados, los compresores deben ser capaces de superar las relaciones de alta presión. Casi todos los fabricantes de compresores ofrecen diseños optimizados para aplicaciones especiales. Principalmente solo tornillo (Emerson, Ochsner) o compresores de doble tornillo (GEA Refrigeration, Kobelco), turbocompresor de dos etapas (Friotherm, Mitsubishi) y compresor de pistón conectado en paralelo (Combitherm, Viessmann, Dürr thermea). En la mayoría de los casos, los

turbocompresores de tornillo se implementan para grandes capacidades caloríficas de más de 10 MW (HJ, 1980).

En general, el aceite en compresores de pistón y tornillo se selecciona para ajustarse a propiedades del fluido de trabajo. Además de la compatibilidad y la viscosidad, también se considera la estabilidad térmica del aceite a altas temperaturas. La cocción de petróleo a altas temperaturas de gas ha de ser prevenida. Por lo general, se utilizan lubricantes POE (aceite de poliéster) (Nilsson M, May 14-17, 2017), (HeatBooster, 2017).

En la tabla 5 se puede observar los modelos de bombas de calor y los refrigerantes que usan cada fabricante con sus temperaturas de sumidero, sus capacidades caloríficas y el tipo de compresor. Además, en la última columna se han puesto las referencias de cada uno de ellos.

Manufacturer	Product	Refrigerant	Max. supply temperature	Heating capacity	Compressor type	Reference
Kobe Steel (Kobelco Steam Grow Heat Pump)	SGH 165	R134a/R245fa	165°C	70 – 660 kW	Double screw	(IEA, 2014a; Kaida et al., 2015; Kuromaki, 2012; Watanabe, 2013)
	SGH 120	R245fa	120°C	70 – 370 kW		
	HEM-HR90,-90A	R134a/R245fa	90°C	70 – 230 kW		
Vicking Heating Engines AS	HeatBooster S4	R1336mzz(Z) R245fa	150°C	28 – 188 kW	Piston	(Nilsson, 2017; Nilsson et al., 2017; Viking Heat Engines AS, 2017)
Ochsner	IWWDS R2R3b	R134a/ÖKO1	130°C	170 – 750 kW	Screw (twin unit 1.5 MW)	(Ochsner, 2017a, 2017b, 2015; Zauner, 2016)
	IWWS ER3b	ÖKO (R245fa)	130°C	170 – 750 kW		
	IWWS ER3b	ÖKO (R245fa)	95°C	60 – 850 kW		
Hybrid Energy	Hybrid Heat Pump	R717 (NH <sub>3</sub> )	120°C	0.25 – 2.5 MW	Piston	(Hybrid Energy SA, 2017; Jensen et al., 2015a, 2015b)
Mayekawa	Eco Sirocco	R744 (CO <sub>2</sub> )	120°C	65 – 90 kW	Screw	(IEA, 2014a; Mayekawa, 2010; Watanabe, 2013)
	Eco Cute Unimo	R744 (CO <sub>2</sub> )	90°C	45 – 110 kW		
Dürr Thermea	thermeo <sub>2</sub>	R744 (CO <sub>2</sub> )	110°C	45 – 2'200 kW	Piston (up to 8 in parallel)	(Dürr thermea GmbH, 2017; IEA, 2014a; Thermea, 2012)
Combitherm	Customized design	R245fa	100°C	20 – 300 kW	Piston	(Blesl et al., 2014; Wolf et al., 2014)
Friothersm	Unitop 22	R1234ze(E)	95°C	0.6 – 3.6 MW	Turbo (two-stage)	(Friothersm AG, 2005; Wojtan, 2016)
	Unitop 50	R134a	90°C	9 – 20 MW		
Star Refrigeration	Neatpump	R717 (NH <sub>3</sub> )	90°C	0.35 – 15 MW	Screw (Vilter VSSH 76 bar)	(EMERSON, 2012)
GEA Refrigeration	GEA Grasso FX P 63 bar	R717 (NH <sub>3</sub> )	90°C	2 – 4.5 MW	Double screw (63 bar)	(Dietrich and Fredrich, 2012)
Johnson Controls	HeatPAC HPX	R717 (NH <sub>3</sub> )	90°C	326 – 1'324 kW	Piston (60 bar)	(Johnson Controls, 2017)
	HeatPAC Screw	R717 (NH <sub>3</sub> )	90°C	230 – 1'315 kW	Screw	
	Titan OM	R134a	90°C	5 – 20 MW	Turbo	
Mitsubishi	ETW-L	R134a	90°C	340 – 600 kW	Turbo (two-stage)	(IEA, 2014a; Watanabe, 2013)
Viessmann	Vitocal 350-HT Pro	R1234ze(E)	90°C	148 – 390 kW	Piston (2-3 in parallel)	(Viessmann, 2016)

Tabla 5: Selección de HTHP industriales con temperaturas de sumidero superiores a 90°C.

(Arpagaus C, Review on high temperature heat pumps - market overview and research status, 24-25 October, 2017) (Arpagaus C, Review on high temperature heat pumps - market overview and research status, September 9, 2017)

En turbocompresores, el aumento de presión alcanzable es proporcional a la densidad de vapor y al cuadrado de la velocidad periférica del impulsor. Para generar alta presión se levanta la velocidad periférica del impulsor y el peso molecular molar del refrigerante debe ser lo más alto posible. Aquellos cuyas velocidades están entre 4 y 25 rpm son de última generación. Los valores extremos suben a 90 rpm (A R. , 1997). El turbocompresor TG310 de Danfoss es un compresor centrífugo “twinturbine” y ha estado en el mercado desde Abril de 2012 (IEA, Industrial heat pumps. Newsletter 2012;30(1):1-46, 2012), (Danfoss, 2014). Sus cojinetes magnéticos permiten circuitos de refrigerante sin aceite. En particular, con refrigerante R1234ze (E), el turbocompresor ofrece una capacidad nominal de 65 a 310 kW (Danfoss, 2014).

La serie Unitop de Friothersm AG está diseñada para funcionar con temperaturas de 40 a 90°C con turbocompresores de 2 etapas con capacidades caloríficas muy altas de hasta 20 MW con la Unitop 50 (AG, 2005). Estas bombas de calor suelen estar personalizadas (L., 22 Juni 2016). Se ha construido una de las bombas de calor más grandes para la red de calefacción urbana de Estocolmo con 6 unidades paralelas con Unitop 50FY (Wolf S F. U., 2014). Para alcanzar temperaturas aún más altas, Friothersm usaría el refrigerante de baja presión R1233zd (E) que tiene una temperatura crítica de 165,5°C (Honeywell, Honeywell Solstice 1233zd(e) Technical Brochure, 2013).

Combitherm GmbH ofrece HTHP (serie HWW R245fa) con hasta 120°C de temperatura de sumidero y capacidad calorífica de 62 a 252 kW. Los sistemas cubren 30°C de fuente y 70°C de temperatura de sumidero y funcionan con compresores de pistón (Combitherm, 2017), (S K. , 2009). Se ha diseñado en un proyecto de cooperación con Dürr Ecoclean GmbH un prototipo HTHP con refrigerante R245fa (Blesl M, May 20, 2014). El HTHP desarrollado alcanzó una capacidad calorífica de 45 kW y el calor residual usado de una planta de lavado de piezas para la evaporación de la solución de limpieza acuosa a 100°C. Durante el funcionamiento, el HTHP alcanzó un COP de 3,4 (temperatura de la fuente de agua de 50°C, temperatura del sumidero de agua de 100°C y salto de temperatura de 50K) (Jakobs R, May 4, 2015), (Wolf S F. U., 2014).

Star Refrigeration, GEA Grasso y Johnson Controls usan  $\text{NH}_3$  (R717) con compresores de alta presión optimizados. El uso de amoníaco hace que se tenga un amplio rango de operación y propiedades termodinámicas beneficiosas con una temperatura crítica de  $133^\circ\text{C}$  (Reißner F G. B., October 15-16, 2013).

La bomba de calor (Neatpump) de Star Refrigeration está produciendo agua caliente hasta  $90^\circ\text{C}$  con capacidades caloríficas de 380 kW a 2,6 MW (EMERSON, Neatpump: The high temperature ammonia heat pump, Brochure DV143-EN-1209, 2012), (W S. , 2013). El compresor de tornillo único Vilter incorporado a la tecnología (serie VSSH) con diseño especial de fundición de acero con presiones de hasta 76 bares (EMERSON, VILTER - single screw ammonia heat pumps, Brochure OTH002-EN-1009, 2010) alcanza un COP de 4 a  $50^\circ\text{C}/90^\circ\text{C}$  (EMERSON, Neatpump: The high temperature ammonia heat pump, Brochure DV143-EN-1209, 2012), (W S. , 2013).

La última generación del compresor de doble tornillo GEA Grasso permite presiones de hasta 63 bares y, por lo tanto, temperaturas de hasta  $90^\circ\text{C}$  (IEA A. 3., 2014), (Dietrich W, June 13, 2012). A una temperatura de fuente de  $35^\circ\text{C}$  y una temperatura de sumidero de  $80^\circ\text{C}$  se logra un COP de 5 con una salida de calor de 14 MW (Dietrich W, June 13, 2012).

El compresor de pistón aplicado en el Sabroe es de una sola etapa. Las bombas de calor HeatPAC HPX de Johnson Controls (Controls, 2017) permiten presiones de hasta 60 bares. Dependiendo del tamaño de la bomba de calor, se puede suministrar un calor de 326 a 1324 kW con un COP de 4 a una temperatura de la fuente de  $39^\circ\text{C}$  y una temperatura de sumidero de  $90^\circ\text{C}$ . Otras bombas de calor de las marcas York y Sabroe, el tornillo HeatPAC, Titan OM y HeatPAC Custom pueden ofrecer temperaturas máximas de sumidero de  $90^\circ\text{C}$ .

La serie Vitocal 350-HT Pro ofrece salidas de calor de 148 a 390 kW y un COP considerable de hasta 3,4 a una temperatura de fuente de calor de  $50^\circ\text{C}$  y  $90^\circ\text{C}$  la de sumidero (Viessmann, 2016) a 3,1 con  $40^\circ\text{C}/90^\circ\text{C}$  (B, 2015). La bomba de calor funciona con el refrigerante R1234ze (E).

De acuerdo con Wolf (Wolf S F. U., 2014), (Wolf S F. R., 14 Juni 2017) los costes de inversión específicos para las bombas de calor industriales con capacidades caloríficas superiores a 500 kW tienen entre 250 y 700 euros por kW. Fleckl (Fleckl T W. V., 31 August 2015) ha evaluado costes de inversión similares, 300-800 euros por kW, para su uso en recuperación de calor en procesos industriales. A modo de comparación, en China, los costes de inversión para sistemas de bombas de calor de 300 kW son de alrededor de 170 euros por kW (Zhang J, 2016).

En la figura 19 se muestran las imágenes de todas las máquinas que se han mencionado junto a un esquema de su ciclo termodinámico, y además, se pueden observar los COP que alcanzan en función de la temperatura de la fuente y la de sumidero. Se puede observar que las temperaturas de sumidero abarcan los valores de 80 y  $120^\circ\text{C}$  pero predomina  $90^\circ\text{C}$ . Con respecto al COP se obtienen los valores entre 3 y 5 aunque en el caso de Kobelco HEM-HR90 alcanza 5,8 para un salto de 55K y en el caso de Ochsner IWDS 330 ER3, Hybrid Heat Pump y Mayekawa se obtiene 2,68, 2,4 y 2,9 respectivamente.

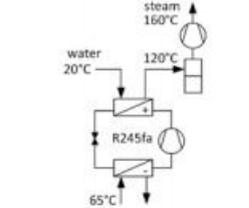
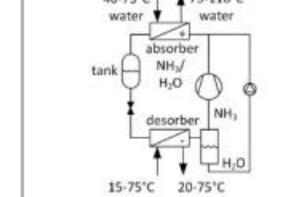
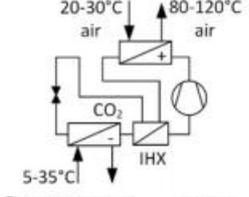
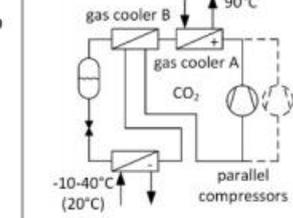
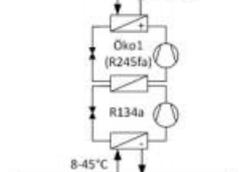
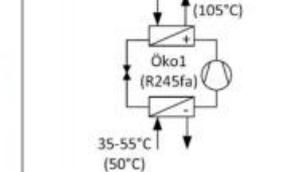
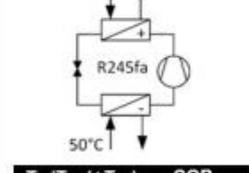
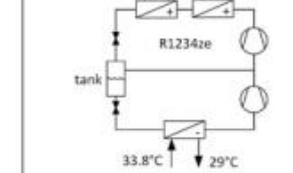
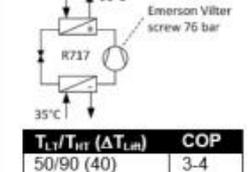
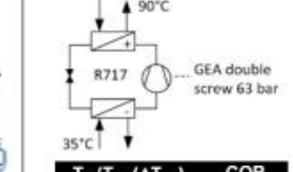
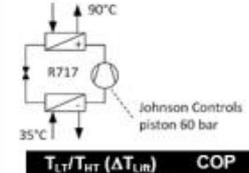
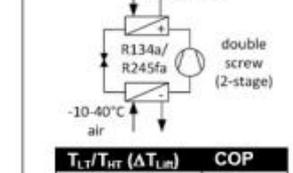
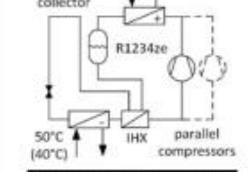
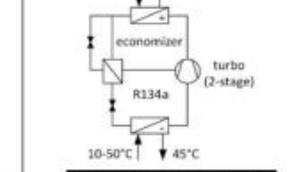
<p>Kobelco SGH 120 / 165</p>  <p>(IEA, 2014a; Kaida et al., 2015; Kuromaki, 2012; Watanabe, 2013)</p>	 <table border="1" data-bbox="528 412 746 459"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>65/120 (55)</td> <td>3.5</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	65/120 (55)	3.5	<p>Hybrid Heat Pump</p>  <p>(Jensen et al., 2015a, 2015b)</p>	 <table border="1" data-bbox="1134 400 1353 465"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>20/95 (75)</td> <td>2.4</td> </tr> <tr> <td>40/100 (60)</td> <td>4.5</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	20/95 (75)	2.4	40/100 (60)	4.5		
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
65/120 (55)	3.5														
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
20/95 (75)	2.4														
40/100 (60)	4.5														
<p>Mayekawa <u>transkritische</u> CO<sub>2</sub> heat pump Eco Sirocco</p>  <p>(IEA, 2014a; Mayekawa, 2010; Watanabe, 2013)</p>	 <table border="1" data-bbox="528 687 746 752"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>20/100 Luft (80)</td> <td>3.4</td> </tr> <tr> <td>25/120 H<sub>2</sub>O (95)</td> <td>2.9</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	20/100 Luft (80)	3.4	25/120 H <sub>2</sub> O (95)	2.9	<p>Thermeco<sub>2</sub> HHR1000 with 6 piston compressors, up to 1100 kW</p>  <p>(Dürthermea GmbH, 2016; IEA, 2014a; Thermea, 2012)</p>	 <table border="1" data-bbox="1134 707 1353 752"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>20/80 (60)</td> <td>3.9-4.3</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	20/80 (60)	3.9-4.3		
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
20/100 Luft (80)	3.4														
25/120 H <sub>2</sub> O (95)	2.9														
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
20/80 (60)	3.9-4.3														
<p>Ochsner IWHS 400 ER3 screw compressor, 380 kW</p>  <p>(Ochsner, 2015)</p>	 <table border="1" data-bbox="528 956 746 1001"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>45/90 (45)</td> <td>4.0</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	45/90 (45)	4.0	<p>Ochsner IWDS 330 ER3 screw compressor, 312 kW</p>  <p>(Zauner, 2016)</p>	 <table border="1" data-bbox="1134 956 1353 1001"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>50/105 (55)</td> <td>2.68</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	50/105 (55)	2.68				
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
45/90 (45)	4.0														
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
50/105 (55)	2.68														
<p>Combitherm</p>  <p>(Blesl et al., 2014; Wolf et al., 2014)</p>	 <table border="1" data-bbox="528 1214 746 1258"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>50/100 (50)</td> <td>3.1-3.4</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	50/100 (50)	3.1-3.4	<p>Friotherm Unitop 22r/22 3'300 kW, 2-stage turbo</p>  <p>(Friotherm AG, 2005; Wojtan, 2016)</p>	 <table border="1" data-bbox="1134 1214 1353 1258"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>34/95 (61)</td> <td>3.51</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	34/95 (61)	3.51				
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
50/100 (50)	3.1-3.4														
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
34/95 (61)	3.51														
<p>Star Refrigeration Neatpump NP601 380 kW to 2.6 MW, Vilter VSSH screw 76 bar</p>  <p>(EMERSON, 2012)</p>	 <table border="1" data-bbox="528 1460 746 1505"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>50/90 (40)</td> <td>3-4</td> </tr> <tr> <td>35/80 (45)</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>39/90 (51)</td> <td>4</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	50/90 (40)	3-4	35/80 (45)	5	39/90 (51)	4	<p>GEA Grasso FX P Heat Pump Double screw 63 bar</p>  <p>(Dietrich and Fredrich, 2012)</p>	 <table border="1" data-bbox="1134 1460 1353 1505"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>35/80 (45)</td> <td>5.0</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	35/80 (45)	5.0
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
50/90 (40)	3-4														
35/80 (45)	5														
39/90 (51)	4														
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
35/80 (45)	5.0														
<p>Johnson Controls SABROE HeatPAC™-HPX piston compressor 60 bar</p>  <p>(Johnson Controls, 2017)</p>	 <table border="1" data-bbox="528 1706 746 1751"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>39/90 (51)</td> <td>4.0</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	39/90 (51)	4.0	<p>Kobelco HEM-HR90 double screw (2-stage)</p>  <p>(Kuromaki, 2012; Oue and Okada, 2013)</p>	 <table border="1" data-bbox="1134 1706 1353 1751"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>17/90 (73)</td> <td>4.5</td> </tr> <tr> <td>35/90 (55)</td> <td>5.8</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	17/90 (73)	4.5	35/90 (55)	5.8		
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
39/90 (51)	4.0														
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
17/90 (73)	4.5														
35/90 (55)	5.8														
<p>Viessmann Vitocal 350-HT Pro</p>  <p>(Viessmann, 2016)</p>	 <table border="1" data-bbox="528 1953 746 1998"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>50/90 (40)</td> <td>3.4</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	50/90 (40)	3.4	<p>Mitsubishi ETW-L</p>  <p>(IEA, 2014a; Watanabe, 2013).</p>	 <table border="1" data-bbox="1134 1953 1353 1998"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT}</math> (<math>\Delta T_{L,m}</math>)</th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>50/90 (40)</td> <td>4.1</td> </tr> </tbody> </table>	$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP	50/90 (40)	4.1				
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
50/90 (40)	3.4														
$T_{LT}/T_{HT}$ ( $\Delta T_{L,m}$ )	COP														
50/90 (40)	4.1														

Figura 19: HTHP comerciais: ciclos, COP e imagens.

(Arpagaus, 2018)

## 3.2 Fluidos de trabajo

### 3.2.1 Propiedades de selección

La selección del refrigerante es un elemento clave en el diseño de HTHPs. La tabla 6 resume los criterios de evaluación más esenciales para la aplicación en HTHP, que se agrupan en las categorías de idoneidad térmica, compatibilidad ambiental, seguridad, eficiencia, disponibilidad y otros factores.

Categoría	Propiedades requeridas
Idoneidad térmica	<ul style="list-style-type: none"><li>• Alta temperatura crítica (&gt;150°C) permitiendo ciclos de bombas subcríticos</li><li>• Baja presión crítica (&lt;30 bar)</li><li>• Presión en punto muerto &gt; 1 atm</li><li>• Relación de baja presión</li></ul>
Compatibilidad ambiental	<ul style="list-style-type: none"><li>• ODP = 0</li><li>• GWP &lt; 10</li></ul>
Seguridad	<ul style="list-style-type: none"><li>• No toxicidad</li><li>• Sin o poca inflamabilidad</li></ul>
Eficiencia	<ul style="list-style-type: none"><li>• Alta eficiencia (COP) para grandes saltos de temperatura</li><li>• Sobrecalentamiento mínimo para evitar la compresión de líquidos</li><li>• Alta capacidad de calentamiento volumétrico (VHC)</li></ul>
Disponibilidad	<ul style="list-style-type: none"><li>• Disponible en el mercado</li><li>• Precio bajo</li></ul>
Otros factores	<ul style="list-style-type: none"><li>• Solubilidad satisfactoria en aceite</li><li>• Estabilidad térmica de la mezcla de refrigerante y aceite</li><li>• Propiedades lubricantes a altas temperaturas</li><li>• Compatibilidad de materiales con aluminio, acero y cobre</li></ul>

Tabla 6: Criterios de selección de refrigerantes para aplicación en HTHP.

(R R. , 17/2015), (S K. , 2009), (Reißner F G. B., October 15-16, 2013), (Helminger F, 10-12 Februar, 2016), (Eisa MAR), (S G. ), (M B. ), (R J. , October 15-16, 2013)

La tabla 7 compara las propiedades de una selección de fluidos de trabajo para la aplicación HTHP. Se enumeran la composición química, la presión crítica y temperatura, el potencial de agotamiento del ozono (ODP), el potencial de calentamiento global (GWP), el punto de ebullición normal (NBP), la clasificación del grupo de seguridad, el peso molecular y el precio actual relativo al CO<sub>2</sub>.

Type	Refrigerant	Description	Chemical formula	T <sub>c</sub> [°C]	p <sub>c</sub> [bar]	ODP [-]	GWP [-]	SG	NBP [°C]	M [g/mol]	Relative price [-]	
CFC	R113	1,1,2-Trichloro-1,2,2-trifluoroethane	CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>	214.0	33.9	0.85	5820	A1	47.6	187.4	prohibited according to Montreal Protocol [139]	
	R114	1,2-Trichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane	CClF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	145.7	32.6	0.58	8590	A1	3.8	170.9		
HCFC	R123	2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane	C <sub>2</sub> HCl <sub>2</sub> F <sub>3</sub>	183.7	36.6	0.03	79	B1	27.8	152.9		
	R21	Dichlorofluoromethane	CHCl <sub>2</sub> F	178.5	51.7	0.04	148	B1	8.9	102.9		
	R142b	1,1-Dichloro-1-fluoroethane	CH <sub>3</sub> CCl <sub>2</sub> F	137.1	40.6	0.065	782	A2	-10.0	100.5		
	R124	1-Chloro-1,2,2,2-tetrafluoroethane	C <sub>2</sub> HClF <sub>4</sub>	126.7	37.2	0.03	527	A1	-12.0	136.5		
HFC	R365mfc**	1,1,1,3,3-Pentafluorobutane	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	186.9	32.7	0	804	A2	40.2	148.1		8.9
	SES36**	R365mfc/perfluoro-polyether	R365mfc/PFPE (65/35)	177.6	28.5	0	3'126 <sup>c</sup>	A2	35.6	184.5		10.5
	R245ca	1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	CHF <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> F	174.4	39.3	0	716	n.a	25.1	134.0		n.a.
	R245fa**	1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	CHF <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	154.0	36.5	0	858	B1	14.9	134.0		6.6
	R236fa	1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	124.9	32.0	0	8'060	A1	-1.4	152.0		10.2
	R152a	1,1-Difluoroethane	CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	113.3	45.2	0	138	A2	-24.0	66.1		n.a.
	R227ea	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	CF <sub>3</sub> CHFCF <sub>3</sub>	101.8	29.3	0	3'350	A1	-15.6	170.0	6.9	
	R134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethane	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	101.1	40.6	0	1'300	A1	-26.1	102.0	1.2	
	R410A	R32/R125 (50/50 mixture)	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> /CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	72.6	49.0	0	2'088	A1	-51.5	72.6	2.9	
	HFO	R1336mzz(Z)**	1,1,1,4,4,4-Hexafluoro-2-butene	CF <sub>3</sub> CH=CHCF <sub>3</sub> (Z)	171.3	29.0	0	2	A1	33.4	164.1	n.a.
R1234ze(Z)*		cis-1,3,3,3-Tetrafluoro-1-propene	CF <sub>3</sub> CH=CHF(Z)	150.1	35.3	0	<1	A2L	9.8	114.0	n.a.	
R1336mzz(E)**		trans-1,1,1,4,4,4-Hexafluoro-2-butene	CF <sub>3</sub> CH=CHCF <sub>3</sub> (E)	137.7	31.5	0	18	A1	7.5	164.1	n.a.	
R1234ze(E)		trans-1,3,3,3-Tetrafluoro-1-propene	CF <sub>3</sub> CH=CHF(E)	109.4	36.4	0	<1	A2L	-19.0	114.0	5.6	
R1234yf		2,3,3,3-Tetrafluoro-1-propene	CF <sub>3</sub> CF=CH <sub>2</sub>	94.7	33.8	0	<1	A2L	-29.5	114.0	13.8	
HCFO	R1233zd(E)**	1-chloro-3,3,3-Trifluoro-propene	CF <sub>3</sub> CH=CHCl(E)	166.5	36.2	0.00034	1	A1	18.0	130.5	6.3	
	R1224yd(Z)**	1-chloro-2,3,3,3-Tetrafluoro-propene	CF <sub>3</sub> CF=CHCl(Z)	155.5	33.3	0.00012	<1	A1	14.0	148.5	n.a.	
HC	R601*	Pentane	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	196.6	33.7	0	5	A3	36.1	72.2	4.9	
	R600*	Butane	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	152.0	38.0	0	4	A3	-0.5	58.1	1.8	
	R600a	Isobutane	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	134.7	36.3	0	3	A3	-11.8	58.1	1.0	
	R290	Propane	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	96.7	42.5	0	3	A3	-42.1	44.1	1.1	
	R1270	Propene	CH <sub>3</sub> CH=CH <sub>2</sub>	91.1	45.6	0	2	A3	-47.6	42.1	1.0	
CF6	Novac 649*	Dodecafluoro-2-methyl-3-pentanone	CF <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> C(O)CF(CF <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	168.7	18.8	0	<1	n.a.	49.0	316.0	6.8	
Ether	E170	Dimethyl ether	CH <sub>3</sub> OCH <sub>3</sub>	127.2	53.4	0	1	A3	-24.8	46.1	39.0	
Natural	R718	Water	H <sub>2</sub> O	373.9	220.6	0	0	A1	100.0	18.0	5.6 <sup>c</sup>	
	R717	Ammonia	NH <sub>3</sub>	132.3	113.3	0	0	B2L	-33.3	17.0	27	

Tabla 7: Propiedades comparativas de refrigerantes para aplicación HTHP.

(UNEP, 2017), (Myhre G, 2013), (EU, 2014), (378-1, 2016), (ASHRAE, 2016), (SOLKATHERM, 2016), (Lewandowski WM, 2010), (Honeywell, Solstice refrigerants roadmap: The future of refrigerants. Brochure FPR-004-2016-09-EN, 2016), (Chemicals, 2017), (3M, 9/09.2009), (Fukuda S, 2013), (JR, 14-17 May, 2017), (Honeywell, Honeywell Solstice 1233zd(e) Technical Brochure, 2013), (Honeywell, Honeywell Solstice 1233zd(e), Technical information, 2013)

Los fluidos se clasifican por tipo y temperatura crítica. Las casillas en gris son los refrigerantes que tienen un PCA superior a 150, un ODP distinto de cero (excepto R1233zd (E) y R1224yd (Z)), un factor crítico de temperatura inferior a 150°C o pertenecen al grupo de seguridad A3.

El límite superior de temperatura de los ciclos subcríticos de la bomba de calor es determinado por la temperatura crítica del refrigerante. La temperatura debe mantenerse en un intervalo de 10 a 15K desde la condensación deseada para garantizar la operación de una bomba de calor subcrítica. Cuanto más cerca esté la temperatura de condensación del punto crítico, menor es la entalpía de condensación y el COP (Reißner F G. B., October 15-16, 2013), (F R. , 2015), (Fukuda S, 2013), (K K. , Zero-ODP, low GWP working fluids for high temperature heating from low temperature heat: DR-14, DR-12 and DR-2, 2015), (K K. , Low GWP working fluid for high temperature heat pumps: DR-2, chemical stability at high temperatures, October 15, 2013), (Duclos J, September 17-19, 2014), (K K. , Zero-ODP, low-GWP, non-flammable working fluids for high temperature heat pumps, 1 July, 2014), (JR, 14-17 May, 2017), (Kondou C, 2014). También se aplica a ciclos de bombas de calor transcricas o supercríticas, por ejemplo con R744 (IEA A. 3., 2014), (C, 8 October, 2013), (Mayekawa, 2010), (GmbH, 2017), (Thermea, October 9-11,2012). En estos procesos, la temperatura de sumidero es sensible y se requiere una gran temperatura de deslizamiento que es apta para calentar agua caliente.

La resistencia de los materiales se mide en función del nivel de presión del sistema de la bomba de calor. La mayor presión debe ser mantenida por debajo de un valor práctico de 25 bares (K K. , Zero-ODP, low-GWP, non-flammable working fluids for high temperature heat pumps, 1 July, 2014), (Kleefkens O, 12-16 May, 2014), aunque los compresores con R32 y R410A puedan soportar hasta 50 bares. La presión más baja no debe estar por debajo de una atmósfera para evitar la entrada del gas (R N. , 16-18 November, 2016), (Helminger F, 10-12 Februar, 2016). La potencia del compresor y la relación de presión deben ser lo más bajas posible.

La estabilidad térmica de la mezcla de refrigerante y aceite limita la temperatura de descarga por compresión. Un aceite de refrigeración debidamente seleccionado garantiza la estanqueidad, la lubricación y la estabilidad frente a la temperatura. Con la tecnología actual, la temperatura final de compresión (por ejemplo en una cabeza de pistón) no debe exceder aproximadamente de 150°C (K B. , 2004). Una temperatura de descarga

elevada del compresor podría plantear desafíos en la gestión del calor del compresor y en la selección de lubricantes y materiales poliméricos de construcción de equipos. También puede conducir a una pérdida de lubricidad y estanqueidad del aceite hasta la descomposición química y su coquización (S K. , 2009). Además, los fluidos de trabajo deben ser químicamente compatibles (sin degradación) con materiales metálicos como aluminio, acero y cobre, así como con polímeros (K K. , Zero-ODP, low GWP working fluids for high temperature heating from low temperature heat: DR-14, DR-12 and DR-2, 2015), (K K. , Low GWP working fluid for high temperature heat pumps: DR-2, chemical stability at high temperatures, October 15, 2013), (K K. , HFO-1336mzz-Z as low GWP working fluid for transcritical rankine power cycles, 2014).

Por razones de seguridad, se debe evitar la inflamabilidad y la toxicidad o intentar que sean lo más bajas posibles. Las normas internacionales de seguridad (por ejemplo EN 378) regulan el uso de sistemas de las bombas de calor llenas de fluidos de trabajo inflamables. El límite de carga permitido depende de varios aspectos, como el tipo de ubicación, el tipo de presencia de la persona y el volumen de la habitación. Según el Reglamento (CE) 1272/2008, un fluido es denominado como tóxico si exhibe al menos uno de las siguientes clasificaciones de peligro para la salud: irritación de pies u ojos, toxicidad aguda, carcinogenicidad, mutagenicidad en células germinales o peligro de aspiración. Los refrigerantes con menor inflamabilidad y sin inflamabilidad, es decir A1 o A2, reducen la complejidad de los dispositivos de seguridad y, por lo tanto, los costes.

La figura 20 clasifica los refrigerantes más prometedores según su inflamabilidad y toxicidad en los grupos de seguridad DIN EN 378-1 (378-1, 2016) y ASHRAE (ASHRAE, 2016).

<b>Flammability</b>	<b>higher</b>	<b>A3</b>	R290, R1270, R601, R600, R600a, E170	<b>B3</b>	
	<b>lower</b>	<b>A2</b>	R142b, R152a, R365mfc, SE536, R1234ze(Z)	<b>B2</b>	
		<b>A2L</b>	R1234ze(E), R1234yf	<b>B2L</b>	R717
	<b>no flame propagation</b>	<b>A1</b>	R113, R114, R124, R134a, R236fa, R227ea, R1336mzz(Z), R1336mzz(E), R1233zd(E), R1224yd(Z), R718, R744	<b>B1</b>	R123, R21, R245ca, R245fa
			<b>lower</b>	<b>higher</b>	
<b>Toxicity</b>					

Figura 20: Clasificación del grupo de seguridad, según DIN EN 378-1 y ASHRAE, A: menor toxicidad, B: mayor toxicidad, 1: sin propagación de llama, 2: menor inflamabilidad y 3: mayor inflamabilidad.

(378-1, 2016), (ASHRAE, 2016)

El refrigerante debe ser seguro para el medio ambiente. Las sustancias que agotan el ozono (SDO) como los clorofluorocarbonos (CFC) e hidroclorofluorocarbonos (HCFC) se han utilizado en bombas de calor como fluidos de trabajo en el pasado pero se están eliminando gradualmente de la producción bajo el Protocolo de Montreal (UNEP, 2017) a escala mundial. El Reglamento de los Estados Unidos (CE) 1005/2009 prohíbe el uso de SAO.

Los hidrofluorocarbonos (HFC) fueron designados como gases de efecto invernadero bajo el Protocolo de Kyoto (UN, 1998) y están sujetos a una reducción gradual de producción y consumo en la mayoría de los países desarrollados bajo la enmienda Kigali (UNEP, 2017) al protocolo de Montreal. En Europa, el Reglamento sobre gases fluorados (UE) n°517/2014 (EU, 2014) prevé la reducción gradual de los HFC. Para el año 2022, solo los refrigerantes con un GWP menor de 150 podrán usarse en refrigeradores y congeladores nuevos para uso comercial. En consecuencia, el GWP debe ser lo más bajo posible para el uso a prueba en HTHP en el futuro.

Uno de los parámetros termodinámicos más importantes es el COP alcanzable de un fluido de trabajo en un ciclo de bomba de calor. La capacidad calorífica volumétrica (VHC) es importante para el diseño del compresor ya que determina su tamaño y coste, e influye en el COP experimental alcanzable. Otros criterios

de decisión para la selección de refrigerantes son su disponibilidad en el mercado y su precio. Por ejemplo, el refrigerante de bajo GWP, R1234yf (precio de venta 120 euros/kg), es actualmente unas 12 veces más caro que R134a (10 euros/kg). R1233zd (E) cuesta aproximadamente 55 euros/kg que es comparable a R245fa (57 euros/kg) o Novec649 (59 euros/kg).

### 3.2.2 Hidrofluorocarbonos (HFCs)

En el pasado, los HTHP industriales utilizaban principalmente el hidrocarburo clorado R114 (Brown JS, 2009), (Longo GA, 2014) ya que permitía alcanzar temperaturas de condensación de hasta 130°C (Kabelac S, 6/2006), (Zhou GH, 2012). Debido a su alto potencial de cero agotamiento de la capa de ozono (PAO), los CFC fueron reemplazados por hidrocarburos fluorados en la década de 1990. R245fa, R245ca y R365mfc ofrece cero ODP y temperaturas críticas relativamente altas de 154, 174,4 y 186,9°C a presiones moderadas de 36,4, 39,3 y 32,7 bares (Bobelin D, 2012), (Kosmadakis G, 2008). R365mfc se desarrolló originalmente como agente espumoso para aplicaciones de alta temperatura. Sin embargo, su GWP de 804 es bastante alto e inflamable (A2). Para superar la inflamabilidad, R365mfc a veces se mezcla con pefluoropoliéster (PFPE) o R227ea. Solkatherm SES36 (SOLKATHERM, 2016) de Solvay contiene un 35% de PFPE como componente de mezcla. Es un azeótropo con una temperatura crítica de 177,6°C. Pero el GWP de SES36 es 3,126 (Lewandowski WM, 2010). Dos mezclas zeotrópicas que contienen R365mfc y R227ea han sido también desarrolladas. Tienen temperaturas críticas de 177,1°C y 181,6°C y sus GWP son aproximadamente 1,11 (International, 2017). Los nombres comerciales son Solkatherm SES24 (SOLVAY, SOLKATHERM SES24 high temperature working fluid, Product information, 35/127/06.16/007/PDF, 2016) y SES30 (SOLVAY, SOLKATHERM SES30 high temperature working fluid, Product information, 35/128/06.16/007/PDF, 2016).

Sin embargo, con respecto a las crecientes restricciones impuestas por el Protocolo de Kioto (UN, 1998) y el reglamento para F-Gas (EU, 2014), R365mfc, R227ea, R245fa y R134a se reducirán gradualmente en un futuro debido a su alto PCA. Esto impulsa a la investigación y a la industria hacia la evaluación de refrigerantes alternativos con menor potencial de calentamiento atmosférico.

En la siguiente tabla se han elegido algunos refrigerantes para comprobar la diferencia que tienen entre ellos con respecto a su contenido en cloro, su ODP y su vida media. Se demuestra que los CFC's tienen una vida media atmosférica muy larga lo que les permite conservar su estructura molecular intacta hasta que alcanzan la estratosfera al cabo de 3 a 5 años después de su emisión. Por otro lado, los HCFC's tienen una vida media atmosférica más corta que los CFC's, por lo que su capacidad de destrucción es menor. Sólo una pequeña parte de las moléculas de HCFC's descargadas a la atmósfera alcanzan la estratosfera y contribuyen a la destrucción del ozono de la misma manera que lo hacen los CFC's. Los HCFC's tiene una incidencia 20 veces menor que el R11. Al detectarse las implicaciones de estos productos como modificadores del medio ambiente, se decidió a nivel mundial eliminarlos y sustituirlos por los HFC's ya que son semejantes en seguridad y prestaciones pero no dañan la capa de ozono.

Refrigerante	Contenido en cloro	ODP	Vida media estimada
R11 (CFC)	77,4%	1	60 años
R12 (CFC)	58,6%	0,95	130 años
R22 (HCFC)	41%	0,05	15 años
R134a (HFC)	0%	0	16 años

Tabla 8: Relación de algunos refrigerantes con el contenido en cloro, ODP y vida media estimada.

(El rincón del vago)

Centrándonos en el mercado español, realizándose un estudio sobre un total de 2707 modelos diferentes de bombas de calor, se obtiene como conclusión principal que prácticamente en su totalidad utilizan R22. Sólo en un caso se ha detectado una bomba de calor que utiliza el R134a. En el sector residencial se detectan 1000 bombas de calor con el refrigerante R22, en el de comercio unas 4000 y en el industrial 500. En total se estima una cantidad de 5500 toneladas de R22 entre los tres sectores.

### 3.2.3 Hidrofluoroolefinas (HFO)

Los refrigerantes de hidrofluoroolefina (HFO) se consideran alternativas ecológicas (bajo PCA) para reemplazar a los HFC. R1234yf y R1234ze (E) se tienen en cuenta como sustitutos de R134a (C, 8 October, 2013), (Honeywell, Solstice ze refrigerant (HFO-1234ze), 2014). Las temperaturas y presiones críticas son comparables. Las principales áreas de aplicación son aires acondicionados, refrigeradores y congeladores automotrices. También podrían servir como refrigerantes para una primera etapa de una cascada HTHP de dos etapas.

También se ha demostrado en varios estudios que R1336mzz (Z) y R1234ze (Z) son reemplazos atractivos para el refrigerante R245fa el cual era bueno hasta ahora pero su alto PCA de 1030 hizo necesario examinar alternativas (IEA A. 3., 2014), (K K. , Zero-ODP, low GWP working fluids for high temperature heating from low temperature heat: DR-14, DR-12 and DR-2, 2015), (K K. , Low GWP working fluid for high temperature heat pumps: DR-2, chemical stability at high temperatures, October 15, 2013), (K K. , Zero-ODP, low-GWP, non-flammable working fluids for high temperature heat pumps, 1 July, 2014), (Myhre G, 2013), (Brown JS, 2009), (Longo GA, 2014), (K K. , HFO-1336mzz-Z as low GWP working fluid for transcritical rankine power cycles, 2014), (Moles F, 2014), (Loh G, October 11, 2010).

Una de las ventajas de R1336mmz (Z) es que presenta una temperatura crítica alta de 171,3°C a una presión bastante baja de 29 bares. Además, es de clase de seguridad A, tiene un PCA de 2, cero ODP y un valor de vida atmosférica de 22 días. Chemours está a punto de comercializar R1336mzz (Z) (anteriormente denominado DR-2) bajo la marca Opteon™ MZ, que puede entregar temperaturas de sumidero superiores a 160°C. Es estable hasta 250°C para ciclos orgánicos de Rankine (ORC), aplicaciones de recuperación de calor residual y generación de vapor.

Pruebas de laboratorio han demostrado que la compatibilidad del material con respecto al cobre y al acero es similar a los R245fa, que es ampliamente utilizado en aplicaciones de alta temperatura y no muestra problemas en los materiales. El fluido permaneció transparente y las superficies metálicas limpias. Ahí solo se producen interacciones leves entre R1336mzz (Z), plásticos y elastómeros comunes. Como lubricante, se recomienda el POE con alta viscosidad, ya que es completamente miscible en todo el rango de temperaturas y composiciones. La insignificante temperatura de deslizamiento hace que el refrigerante también sea adecuado para grandes temperaturas en bombas con evaporadores inundados. R1336mzz (Z) es líquido a temperatura ambiente (a 1 atm) y tiene un peso molecular de 164,1 g/mol.

Su isómero R1336mzz (E) es un fluido de trabajo novedoso, no inflamable con un GWP de 18 y una temperatura crítica de 137,7°C. Tiene ODP cero y un perfil de toxicidad favorable basado en las pruebas realizadas hasta la fecha. Eso podría usarse en plataformas de tecnología HTHP y ORC para recuperar calor de varias fuentes. El VHC es comparable a R245fa y aproximadamente 54% más alto que para R1336mzz (Z) a 130°C de temperatura de condensación y un salto de temperatura de 50K.

Hay poca información disponible sobre el isómero R1234ze (Z). Su temperatura crítica son 150°C y su presión 35,3 bares, lo que permite operaciones del ciclo subcrítico a altas temperaturas. La inflamabilidad se clasifica con A2L. Las propiedades termodinámicas parecen prometedoras. Su GWP es menor que 1. R1234ze (Z) se evalúa como sustituto directo de R114 en aplicaciones HTHP y como una alternativa a R245fa.

### 3.2.4 Hidroclorofluoroolefinas (HCFO)

El hidroclorofluoroolefinas R1233zd (E) cuya temperatura y presión críticas son 165,5°C y 35,7 bares y correspondiente a la clase de seguridad A1, está disponible en Honeywell bajo la marca Solstice®ze que se recomienda como refrigerante para aplicaciones HTHP (Honeywell, Solstice refrigerants roadmap: The future of refrigerants. Brochure FPR-004-2016-09-EN, 2016), (Honeywell, Honeywell Solstice 1233zd(e), Technical information, 2013). A pesar de que R1233zd (E) contiene cloro, su ODP es extremadamente pequeño debido a la muy corta vida atmosférica de 40,4 días. Por otro lado, los estudios térmicos de cobre y acero mostraron turbidez y decoloración del acero después de 7 días a 250°C. Además, la presión de vapor a temperatura ambiente es solo 1,079 bares (20°C). Esto podría conducir a la infiltración de aire en el circuito de la bomba de calor en tiempos de inactividad, incluso aunque se le haya sometido a una prueba de fugas antes de su puesta en marcha.

En Octubre de 2017, el fabricante japonés de refrigerante AGC Asahi Glass ha obtenido la certificación ASHRAE por su nuevo refrigerante R1224yd (Z) (Chemicals, 2017) con bajo PCA. Es un A1 no inflamable diseñado principalmente para su uso en enfriadores centrífugos y bombas de calor de recuperación de calor

residual. AGC comercializó el refrigerante como Amolea® 1224yd con producción comercial a principios de 2018. Con un ODP casi cero (vida atmosférica de 21 días) y un valor de GWP inferior a 1, R1244yd (Z) tiene poco impacto en el ambiente. Se dice que sus propiedades físicas son muy cercanas a R245fa y R1233zd (E). Además, también tiene buena compatibilidad con los metales, plásticos y elastómeros más utilizados, y es miscible con aceites sintéticos como los POE.

### 3.2.5 Refrigerantes naturales e hidrocarburos (HC)

Los refrigerantes naturales adecuados para aplicaciones de alta temperatura son R718 (agua), R744 (CO<sub>2</sub>), R717 (amoníaco) e hidrocarburos. Cuando se usa agua, la mayor parte del ciclo de la bomba de calor está bajo presión atmosférica debido al alto punto de ebullición normal de 100°C. El calor latente del agua es aproximadamente 15 veces mayor que el de R134a a 50°C (A P. , 2012). Esta propiedad hace que el agua sea muy atractiva para temperaturas superiores a 150°C (S D. , 1995). Sin embargo, debido a la poca densidad del vapor de agua, el volumen barrido requerido y la relación de presión son muy altos. Por ejemplo, para aumentar la temperatura del agua de 50°C (0,1 bar) a vapor a 150°C (5 bares), la relación de presión es 50. Para mantener la temperatura de descarga a un nivel tolerable se requieren varias etapas de compresión con enfriamiento intermedio. Por lo general, los sistemas de recompresión de vapor de agua funcionan con compresores grandes o turbocompresores sin aceite de alta velocidad con alto caudal y baja relación de presión para compensar por la baja densidad del vapor de agua.

Las bombas de calor de CO<sub>2</sub> son comunes en tamaños más pequeños. Estas también se han comercializado en el rango más amplio. A pesar de la baja temperatura crítica de 31°C y la alta presión crítica de las bombas de calor de CO<sub>2</sub> de 73,6 bares también son capaces de alcanzar temperaturas de 90°C a 120°C en ciclos transcíticos. R744 es factible como un fluido HTHP si la temperatura de entrada del sumidero no está muy por encima de la temperatura crítica. El deslizamiento de alta temperatura transcítica en el refrigerador de gas hace que R744 sea un refrigerante particularmente adecuado para el calentamiento de ACS y otros procesos con grandes diferencias de temperatura de sumidero. El amoníaco se usa ampliamente en bombas de calor industriales de hasta 90°C de temperatura de sumidero. Su alto VHC es beneficioso en comparación con otros refrigerantes. Para temperaturas más altas, la tecnología del compresor existente es limitada debido a la alta descarga de presiones. Con una construcción especial de acero fundido, los compresores NH<sub>3</sub> pueden soportar presiones de hasta 76 bares y 110°C (EMERSON, VILTER - single screw ammonia heat pumps, Brochure OTH002-EN-1009, 2010). Sin embargo, se deben implementar ciertas precauciones de seguridad debido a la toxicidad del amoníaco (B2L).

Los hidrocarburos n-butano (R600) y pentano (R601) son refrigerantes sin ODP y muy bajo GWP. Son relativamente baratos (18 y 49 CHF por kg) y tienen altas temperaturas críticas de 152°C y 196,6°C a 38 y 33,7 bares, respectivamente. R600 es considerado como un medio adecuado en HTHP con temperaturas de licuefacción de hasta 120°C. Estas temperaturas se pueden lograr en compresores estándar (IEA, Industrial heat pumps. Newsletter 2012;30(1):1-46, 2012), (Kleefkens O, 12-16 May, 2014). Por otro lado, debido a la alta inflamabilidad (A3), se deben implementar medidas especiales de seguridad y HC, por lo tanto, se recomiendan para sistemas pequeños con volúmenes de carga. Según la norma EN 378 (378-1, 2016), la capacidad máxima de HC para equipos de laboratorio está limitada a 150 g, para sistemas comerciales supervisados con la explosión correspondiente con protección hasta 2,5 kg.

### 3.2.6 Novec 649

3M™ Novec™ 649 (3M, 9/09.2009) es otro refrigerante con propiedades termodinámicas para su uso en HTHP. Ha sido diseñado como reemplazo para compuestos con alto ODP y GWP, como hexafluoruro de azufre (SF<sub>6</sub>) y HFC como R134a y R245fa. El fluido tiene una temperatura crítica bastante alta de 168,6°C y una masa molar de 316 g/mol. Es un fluido de transferencia de calor efectivo usado para aplicaciones de refrigeración electrónica.

### 3.2.7 Propiedades termodinámicas

La figura 21 compara las propiedades termodinámicas de los refrigerantes R365mfc, R245fa, SES36, R1234ze (Z), R1233zd (E), R1336mzz (Z), R1224yd (Z), R600, R601 y Novec649 que tienen una temperatura crítica superior a 150°C y son adecuados para HTHP. La figura 21 (a) muestra las curvas de presión de vapor de los refrigerantes. A 130°C, las presiones de vapor de R1234ze (Z), R245fa y R600 están a unos 25 bares. R1336mzz (Z) es aproximadamente equivalente a R365mfc, SES36 y R601 cuya presión es alrededor de 12

bares. Las presiones R1224yd (Z) y R1233zd (E) están en el medio, unos 20 bares, y Novec649 a unos 10 bares. Generalmente, a presiones de vapor más bajas se permiten temperaturas de condensación más altas sin exceder los límites de operación de compresores centrífugos grandes comúnmente disponibles (K K. , Zero-ODP, low GWP working fluids for high temperature heating from low temperature heat: DR-14, DR-12 and DR-2, 2015).

La figura 21 (b) muestra el diagrama p-h y la (c) los diagramas T-s para estos fluidos. Son curvas características de vapor saturado con una pendiente positiva ( $dT/ds > 0$ ) (F R. , 2015), (Moisi H R. R., Erforderliche Sauggasüberhitzung bei einer R600 Hochtemperaturwärmepumpe e Nutzung der Motorabwärme, 16-18 November 2016), (Moisi H R. R., Refrigerant selection and cycle development for a high temperature vapor compression heat pump, May 14-17, 2017), (K K. , Zero-ODP, low GWP working fluids for high temperature heating from low temperature heat: DR-14, DR-12 and DR-2, 2015), (Kosmadakis G, 2008), (Biederman BP), (Yoo JW, May 14-17, 2017). Las regiones bifásicas de los fluidos se inclinan significativamente hacia la derecha, que puede reconocerse a partir de las formas de los gráficos p-h y T-s. Como resultado, se necesita un control especial de sobrecalentamiento para evitar la humedad y los daños en el compresor. Es necesario un sobrecalentamiento suficientemente elevado para garantizar una compresión en seco con un alto salto de temperatura.

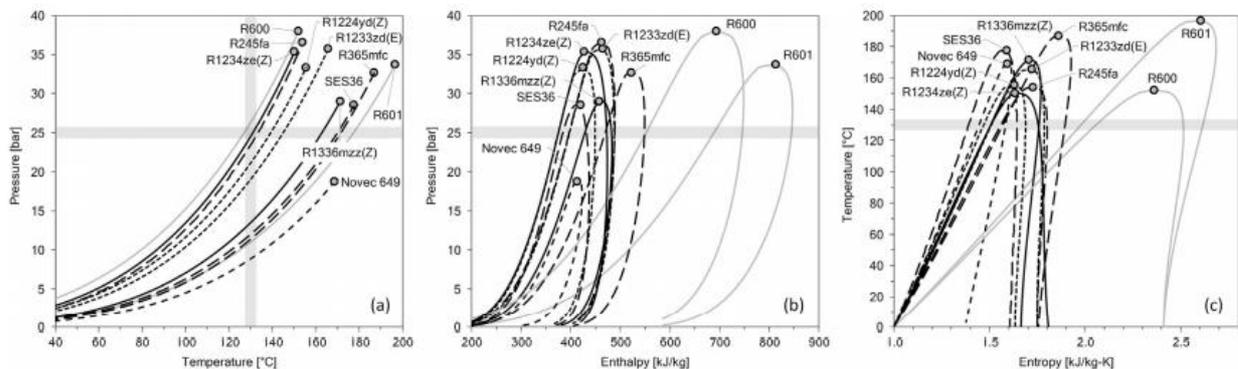


Figura 21: Comparación de las curvas p-T (a), p-h (b) y T-s (c) de fluidos de trabajo seleccionados para HTHP. Los valores de entalpía y entropía se refieren a 200 kJ/kg y 1 kJ/kgK para líquido saturado a 0°C (273,15 K).

(Arpagaus, 2018)

El sobrecalentamiento mínimo depende del refrigerante, de las temperaturas de condensación y evaporación, y de la eficiencia del compresor isentrópico. Este puede variar entre 0 y 35K. Para R600, se encuentra en el rango de 5K (a 0°C de evaporación y 50°C de temperatura de condensación) a 18K (0°C/125°C). Al menos 14K son necesarios para un sobrecalentamiento mínimo que evite la curva de saturación durante la compresión a 40°C de evaporación y 125°C de temperatura de condensación basada en compresión isentrópica. R1233zd (E) y R245fa requieren menos de 10K para sobrecalentamiento mínimo, que es posible lograr en un evaporador de un ciclo de bomba de calor simple. En contraste, fluidos como R1336mzz (Z) requieren más de 11K de sobrecalentamiento (para un salto de temperatura de 40K). Un concepto simple para la realización del sobrecalentamiento requerido es el uso de un IHX (Internal Heat Exchanger), que simultáneamente calienta el gas de succión y subenfria el líquido después de la condensación. Además, un ciclo de una sola etapa con IHX es más favorable tanto en complejidad del ciclo como en la eficiencia del mismo. En la figura se muestra el diseño de este tipo de ciclo.

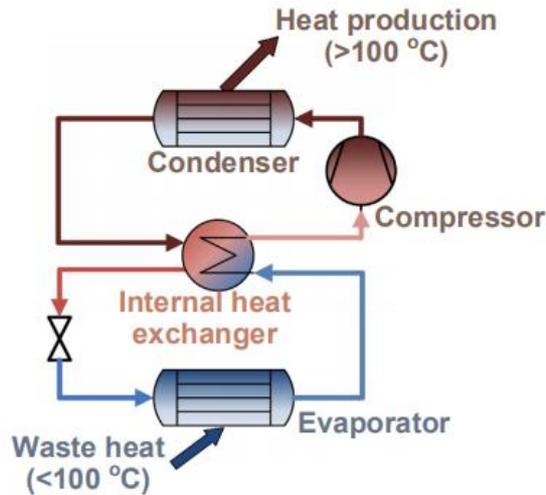


Figura 22: Un ciclo típico de bomba de calor de alta temperatura con intercambiador de calor interno (IHX).

### 3.3 Proyectos experimentales de bombas de calor de alta temperatura

Históricamente, la tendencia de las publicaciones sigue el nivel de los precios de la energía, especialmente el precio del petróleo (BP, 2017). La figura 23 ilustra el número de publicaciones en el SCOPUS y la base de datos en línea de Web of Science. El shock del precio del petróleo en la década de 1970 llevó un auge en la investigación energética conllevando a un gran interés en el desarrollo de bombas de calor estableciéndose así grupos de investigación en este campo. El número de publicaciones científicas alcanzaron un pico a principios de la década 1980. Como ejemplo, en 1982, la promoción de la investigación sobre bombas de calor alcanzó también un máximo histórico en Alemania (Wolf S F. U., 2014). Con la disminución de los precios de la energía, en las décadas 1980 y 1990, las bombas de calor estaban algo desenfocadas, especialmente HTHPs. Desde 2007 ha habido de nuevo un aumento en publicaciones debido al apoyo de actividades sobre energías renovables y cambio climático. La investigación de hoy sobre HTHP ha cambiado más hacia aplicaciones industriales y de gran escala. Entre 2008 y 2016, en promedio, se han publicado alrededor de 12 documentos sobre HTHP publicado anualmente.

En la figura 24 se expone un gráfico de las publicaciones de las HTHP en los últimos años y como se puede observar, en los años 2017 y 2018 ha habido un importante crecimiento de las mismas, en concreto, se han superado las 25 publicaciones en 2018, llegando incluso a 30 en el caso de SCOPUS.

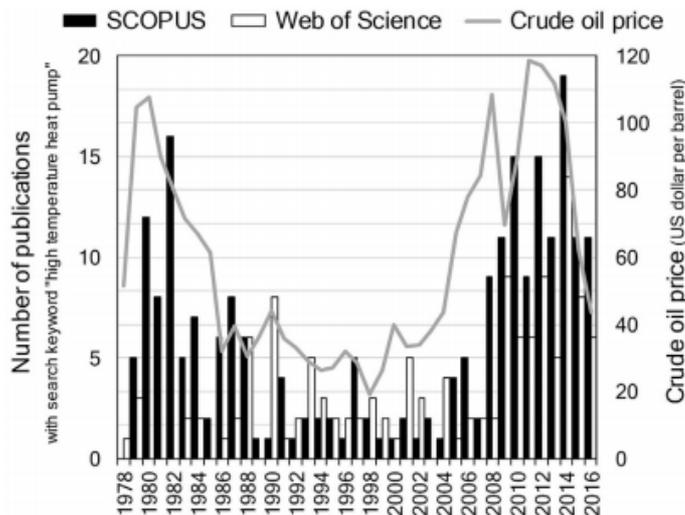


Figura 23: Número de publicaciones de bombas de calor de alta temperatura en las bases de datos en línea SCOPUS ([www.scopus.com](http://www.scopus.com)) y Web of Science ([www.webofknowledge.com](http://www.webofknowledge.com)).

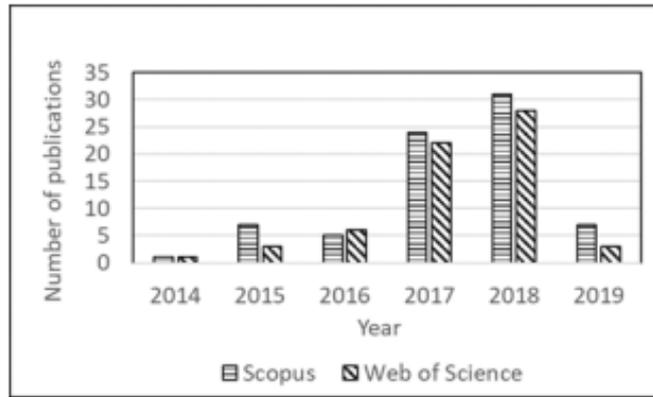


Figura 24: Número de publicaciones de bombas de calor de alta temperatura en las bases de datos SCOPUS y Web of Science más actualizada.

Hay varios proyectos de investigación en curso en todo el mundo en el campo de HTHP con temperaturas de sumidero superiores a 100°C. La tabla 9 da una visión general de la investigación de proyectos experimentales más relevantes ordenados según las temperaturas máximas de sumidero alcanzadas siendo su última actualización en 2018. Se muestran los ciclos correspondientes de la bomba de calor y el COP alcanzado para un aumento de temperatura dado. A continuación, los principales resultados de estos proyectos de investigación serán discutidos en breve.

Helminger (Helminger F, 10-12 Februar, 2016) del Instituto de Tecnología de Austria (AIT) investigó un ciclo HTHP de una sola etapa con IHX usando R1336mzz (Z). Se midió un COP de 2,7 con una temperatura de la fuente de 109°C y la de sumidero de 1560°C. Como se dijo, el uso de un IHX en el ciclo aumentó significativamente el COP en un 4% hasta un 47% en comparación con un circuito simple con saltos de temperatura de 45K (datos en la tabla 10).

Organisation, Project partners	Cycle	Compressor type	Refrigerant	Source and supply temperatures [°C]							Heating capacity [kW]	Reference	
				20	40	60	80	100	120	140			160
Austrian Institute of Technology (AIT), Wien, Chemours, Bitzer	IHX	piston	R1336mzz-Z									12	(Helminger et al., 2016)
Austrian Institute of Technology (AIT), Wien, Chemours, Bitzer	1-stage	piston	R1336mzz-Z									12	(Fleckl et al., 2015a, 2015b)
PACO, University Lyon, EDF Electricité de France	flash tank	double screw	H <sub>2</sub> O (Wasser)									300	(Chamoun et al., 2014, 2013, 2012a, 2012b)
Institut für Luft- und Kältetechnik (ILK), Dresden	1-stage	n.a.	HT 125									12	(Noack, 2016)
Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg, Siemens	IHX	piston	LG6									10	(Reißner, 2015; Reißner et al., 2013a, 2013b)
Alter ECO, EDF Electricité de France	IHX and subcooler	double scroll	ECO3 (R245fa)									50-200	(Bobelin et al., 2012; IEA, 2014a)
Tokyo Electric Power Company, Japan	1-stage	screw	R601									150-400	(Yamazaki and Kubo, 1985)
Austrian Institute of Technology (AIT), Wien, Edtmayer, Ochsner	economizer	screw	ÖKO1 (R245fa)									250-400	(Wilkl et al., 2016b)
Kyushu University, Fukuoka, Japan	1-stage	double rotary (2-stage)	R1234ze(Z)									1.8	(Fukuda et al., 2014)
Johnson Controls, EDF Electricité de France	economizer and IHX	double screw centrifugal turbo	R245fa									300-500 900-1'200	(IEA, 2014a)

Tabla 9: Proyectos de investigación de HTHPs ordenados por la temperatura de sumidero. Se brinda más información sobre la organización, los socios del proyecto, el ciclo de la bomba de calor, el tipo de compresor, el refrigerante y la capacidad de calentamiento.

(Arpagaus, 2018)

En estudios anteriores con un ciclo simple de una sola etapa, Freckl (Fleckl T W. V., 31 August 2015), (Fleckl T H. M., October 20-21, 2015) logró un COP de 2,4 a una temperatura de sumidero de 150°C. Se pudo alcanzar un COP de 4,3 y 5,8 con un salto de temperatura de 35K y de 2,1 y 2,5 a 70K (Fleckl T H. M.,

October 20-21, 2015). Las eficiencias secundarias variaron entre 39% y 50%. Para evitar la compresión en la región de 2 fases del refrigerante R1336mzz (Z) fue necesario un sobrecalentamiento de aproximadamente 10K a un salto de temperatura de 35K y un sobrecalentamiento de 20K con un salto de 70K. En otro proyecto con la empresa Ochsner, Wilk (Wilk V, 16-18 November, 2016) informó que la temperatura de sumidero podía alcanzar hasta 130°C y que se podía obtener una capacidad calorífica entre 250 y 400 kW con un ciclo economizador de una etapa que funciona con un compresor de tornillo y el refrigerante OKO1. El COP tiene valores entre 2,1 y 2,3 con un salto de temperatura de 70K. (Fuente de calor de 45 a 60°C y temperaturas de sumidero de 115 a 130°C). En la figura 25 se observa el ciclo de una sola etapa con el que Helminger y Freckl experimentaron.

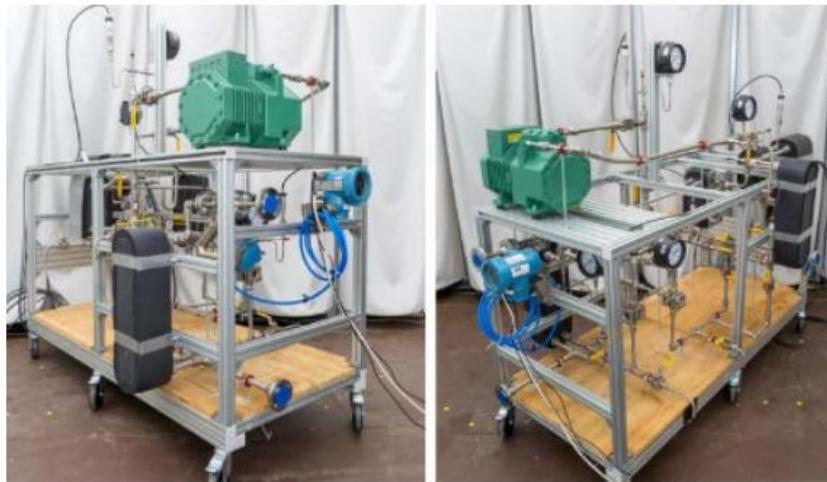


Figura 25: Helminger (2016), Fleckl (2015) AIT, Vienna 1 ciclo con IHX, piston (Bitzer 2CES), R1336mzz (Z).

(Cordin ARPAGAUS)

En Alemania, Noack (R N. , 16-18 November, 2016) desarrolló una bomba de calor de laboratorio proporcionando temperaturas de sumidero de hasta 140°C y temperatura de la fuente entre 60°C y 90°C usándose un refrigerante de bajo GWP cuyo nombre de trabajo es HT125 la cual se plasma en la figura 26. Todos los componentes utilizados fueron componentes estándar sin modificación. Se consiguió un COP de 4,5 a 120°C de temperatura de sumidero y 80°C de fuente (40K de salto de temperatura).



Figura 26: Noack (2016), ciclo de 1 etapa, HT 125.

(Cordin ARPAGAUS)

Reibner (F R. , 2015) describió una forma de determinar el mínimo recalentamiento necesario para un refrigerante particular en función de sus propiedades físicas. El recalentamiento es proporcional a la pendiente inversa de la línea de saturación en el diagrama de presión-entalpía, y por tanto aproximadamente lineal a la capacidad calorífica isocórica y a la masa molar del refrigerante particular. En consecuencia, R1233zd, R245fa, R144 y R236ea requieren menos de 10K de sobrecalentamiento mínimo, que es posible lograr en el

evaporador de un ciclo de bomba de calor simple. En contraste, los fluidos como LG6 y R1336mzz (Z) requieren más de 15K de sobrecalentamiento y, por tanto, un ciclo de bomba de calor modificado con un IHX, calefacción adicional o un sistema de derivación para proporcionar el calentamiento excesivo requerido. La figura 27 muestra la bomba de calor de Reißner de una sola etapa con IHX.

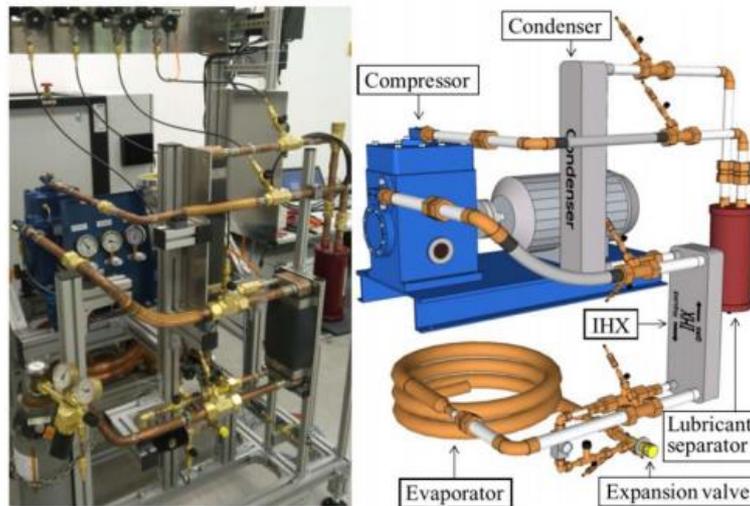


Figura 27: Reißner (2015), Erlangen 1 etapa con IHX, piston (GEA Bock E3), LG6.  
(Cordin ARPAG AUS)

En la configuración experimental, Reißner aplicó un IHX y una banda de calentamiento eléctrico para controlar el sobrecalentamiento en la salida del compresor. Un intercambiador de calor coaxial de doble tubo fue instalado como evaporador e intercambiador de calor de placa para el condensador y el IHX. Los refrigerantes con designación DR-2 y LG6 fueron aplicados (IEA A. 3., 2014) , (Reißner F G. B., October 15-16, 2013). Se podría lograr un COP de 3,7 con una temperatura de condensación de hasta 140°C con un salto de temperatura de 50K, así como un COP de 4,8 con la temperatura de condensación de 130°C y 40K de salto.

En Francia, Johnson Controls (JCI), Clauger y Electricite de Francia (EDF) son los principales impulsores en el desarrollo de HTHP (R R. , 17/2015), (Jakobs R, May 4, 2015) , (IEA A. 3., 2014), (Peureux J-L, May 12, 2014). En un proyecto de cooperación con JCI y EDF, un HTHP fue probado con R245fa usando un circuito economizador con IHX (IEA A. 3., 2014), (Peureux J-L, May 12, 2014), (IEA, Industrial heat pumps. Newsletter 2012;30(1):1-46, 2012), (Assaf K, 2010). Para cubrir todo el rango de capacidad calorífica de 900 a 1,2 kW se desarrollaron un compresor de doble tornillo y un compresor centrífugo con rodamientos magnéticos. Ambas tecnologías de compresores se probaron hasta una temperatura de sumidero de 120°C. El HTHP alcanzó un COP de 5 a 6 a una fuente de calor de 60°C y a 100°C de temperatura de sumidero (IEA A. 3., 2014).

En el proyecto AlterECO (Análisis Energía de baja temperatura Recuperando ECOnomy), Peureux y Bobelin (IEA A. 3., 2014), (Bobelin D, 2012), (Peureux J, 21 June, 2012) diseñaron un HTHP capaz de operar a 140°C de temperatura de condensación y una potencia calorífica de 200 kW. ECO3 fue utilizado como mezcla de refrigerante que contiene R245fa (Bobelin D, 2012). La bomba de calor funciona con dos compresores scroll paralelos de 75 kW de potencia cada uno. Se realizaron campañas de prueba para más de 1000 horas en condiciones industriales para demostrar fiabilidad (IEA A. 3., 2014), (Bobelin D, 2012). La temperatura de condensación fue en constante aumento de 80 a 125°C a una temperatura de evaporación de 35 a 60°C. Se logró un COP de 6 a 7 con temperatura de la fuente de 55°C y 90°C de sumidero. A una temperatura de condensación de 125°C (evaporación de 50 a 60°C) se alcanzó un COP de 2 a 3. Para una temperatura de sumidero de 140°C, también se podría demostrar la viabilidad de la tecnología básica. Los últimos estudios se dirigen en la dirección de mejoras del compresor con mayor eficiencia para alta relación de presiones y válvulas de expansión para temperaturas más altas.

En el proyecto nacional de investigación PACO (IEA A. 3., 2014), (Peureux J-L, May 12, 2014), (Peureux J, 21 June, 2012), (EDF, September 2015), la viabilidad técnica de un HTHP de agua (R718) se demostró hasta 140°C de temperatura de sumidero. Chamoun (Chamoun M R. R., 2013), (Chamoun M R. R.-L., Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant, 2014), (Chamoun M R. R.-L., Experimental investigation of a new high temperature heat pump

using water as refrigerant for industrial heat recovery, 2012) construyó una planta piloto utilizando un compresor de doble tornillo con sellado modificado e inyección de vapor de agua. El calor residual de 85 a 95°C se utilizó como fuente y el agua se condensó a unos 145°C proporcionando una salida de calor de más de 300 kW. Se generó vapor de agua en un tanque instantáneo a 0,6 bares y 83°C (Chamoun M R. R.-L., Experimental investigation of a new high temperature heat pump using water as refrigerant for industrial heat recovery, 2012) y fue alimentado a la cámara de succión del compresor de doble tornillo. Se inyectó agua adicionalmente para evitar que el compresor se sobrecaliente y baje la temperatura del gas. Después de la condensación, el agua se recogió en un acumulador y se expandió a baja presión. En el tanque flash se separa el agua líquida del vapor. El agua líquida fue bombeada a través del evaporador absorbiéndose calor y volviendo a entrar en el tanque de evaporación, que a su vez genera vapor. A una fuente de 94°C y una temperatura de sumidero de 121°C, se midió un COP de aproximadamente 5,5 (Chamoun M R. R.-L., Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant, 2014). Esto correspondía a una eficiencia secundaria de alrededor del 38%. A 75°C de temperatura de la fuente y 130°C la de sumidero se evaluó un COP de 3,6 y 49% de eficiencia.

En 1985, los investigadores japoneses Yamazaki y Kubo (Yamazaki T, 1985) presentaron una bomba de calor de 400 kW con pentano (R601) proporcionando temperaturas de condensación de hasta 135°C. La bomba de calor generó vapor a baja presión a 130°C utilizando calor residual de 90°C como fuente de calor. Un compresor de tornillo de capacidad variable fue utilizado con una potencia motor de 75 kW. Se alcanzó un COP de 4,5 con una temperatura de fuente de 80°C y temperatura de sumidero de 135°C (Yamazaki T, 1985), (Heidelck R, 2000). El R601 es un aceite lubricante a base de poliglicol que fue evaluado en una bomba de calor de laboratorio de 15 kW. La combinación líquida adecuada se probó con éxito durante 1,5 horas de servicio (R., 2010), (Yamazaki T, 1985), (Heidelck R, 2000).

Más recientemente, Fukuda (Fukuda S, 2013) de la Universidad probó experimentalmente el refrigerante R1234ze (Z) de bajo GWP en un HTHP de una etapa con capacidad calorífica de 1,8 kW. Un compresor rotativo de dos etapas con dos pistones de rodillos desarrollado para R410A fue aplicado con aceite de poliéster como lubricante. El COP aumentó con el aumento constante de la temperatura de sumidero de 30K desde 5,4 a 45°C/75°C, a 6,3 a 70°C/100°C y 6,6 a 90°C/120°C de temperatura de fuente/temperatura de sumidero. La idoneidad básica de R1234ze (Z) para el uso en los HTHP podría demostrarse.

En Noruega, el proyecto HeatUp (Bamigbetan O E. T., Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids, 2017), (Bamigbetan O E. T., 2016) tiene como objetivo extender el rango de temperatura para bombas de calor más allá de 200°C usando fluidos naturales de trabajo como butano (R600), amoníaco (NH<sub>3</sub>) y agua (H<sub>2</sub>O). Como parte de este proyecto de investigación, Bamigbetan (Bamigbetan O E. T., Extending hydrocarbon heat pumps to higher Temperatures: predictions from simulations, July 2-6, 2017) presentó resultados de pruebas tempranas de una bomba de calor propano/butano de 20 kW (R290/R600) diseñada en una configuración en cascada con R290 en la etapa de baja temperatura y R600 en la de alta. El sistema de laboratorio puede elevar el calor desde una temperatura de la fuente de 30°C hasta una de sumidero de 120°C. Las cargas de hidrocarburos fueron minimizadas por seguridad y los parámetros de diseño se ajustaron para la protección del compresor y el mejor rendimiento. Las HTHP se ejecutan con una modificación del compresor alternativo en la etapa de alta temperatura que permite una succión de hasta 80°C y una temperatura de descarga de 160°C. Se instaló una protección térmica adicional y se seleccionó un adecuado aceite de lubricación para altas temperaturas. La plataforma de prueba también permite un gran deslizamiento de temperatura de aproximadamente 30°C a más de 100°C de sumidero. Se midieron COP de 2,1 a 2,6 para saltos de temperatura de 70K.

Wemmers (Wemmers AK, 14-17 May, 2017) en los Países Bajos, diseñó una bomba de calor R600 capaz de suministrar vapor a baja presión de hasta 2,4 bares (125°C) de 60°C de calor residual a un COP de 1,9. Esta HTHP fue desarrollada a partir de componentes disponibles comercialmente para garantizar el mercado. La configuración de la bomba de calor también incluye un subenfriador para calentar el agua del proceso a 70°C (el máximo es 100°C). De esta manera, se extrae hasta 160 kW de calor desde la bomba de calor sin la necesidad de suministrar más trabajo al compresor.

Moisi (Moisi H R. R., 23 November, 2017) de la Universidad Tecnológica de Graz en Austria desarrolló un prototipo de bomba de calor R600 con capacidad calorífica de 40 kW utilizando un compresor inversor de pistón de campana. Las primeras pruebas experimentales mostraron estabilidad en las condiciones de diseño obteniéndose un COP de 3,5 a una temperatura de la fuente de 60°C y de sumidero a 110°C. Se estableció un sobrecalentamiento de 18K para evitar cortar la curva de saturación durante la compresión.

En China, Hyang (Huang M, 4-17 May, 2017), Zhang (Zhang Y, 2017) y YU (Yu X, 2013) informaron sobre estudios experimentales en HTHP con temperatura de sumidero superiores a 100°C. Yu probó el rendimiento de un HTHP con una capacidad calorífica de 65 a 120 kW utilizando un compresor de doble desplazamiento y un refrigerante BY-4 (mezcla de refrigerante NEAR azeotrópica). Se evaluaron valores de COP de 2,8 a 3,6 con un salto de temperatura de 40K en el rango de sumidero de 90 a 110°C. Zhangy investigó una nueva binaria NEAR azeotrópica llamada BY-5 en un compresor HTHP de una sola etapa con desplazamiento, receptor de líquido y separador gas-líquido. La bomba de calor proporcionaba una capacidad calorífica de 16 a 19 kW con temperatura de sumidero de hasta 130°C. Se logró un COP de 2,2 a 80°C de temperatura de fuente y 130°C de temperatura de sumidero. El refrigerante BY-5 ha sido diseñado para ser ecológico, aunque el GWP de 800 todavía es relativamente alto. Huangy investigó el rendimiento de un sistema de bomba de calor con un compresor scroll de una sola etapa utilizando una velocidad constante y R245fa como refrigerante. La temperatura de salida de agua a presión podría calentarse hasta 114°C y se alcanzó un COP de 5,18 con una temperatura de condensación de 120°C y un salto de temperatura de 49K.

El investigador coreano Lee (Lee G, 14-17 May, 2017) diseñó un HTHP para baja generación de vapor a presión utilizando R245fa como refrigerante. A fin de garantizar el sobrecalentamiento, se implementó un IHX en el circuito de la bomba de calor. El calor producido se transfirió al agua a presión circulante. Al enviar el agua caliente a la región de dos fases, una porción de agua se convirtió en vapor. Un depósito de vapor separó el vapor y el agua. En la configuración de circuito abierto se suministró agua adicional al tanque de expansión. Con esta configuración de vapor se pudieron alcanzar temperaturas de 104-123°C (1,2-2,2 bar) y además, utilizándose una temperatura de la fuente de 60°C y temperatura de vapor de 105°C, se alcanzó un COP de aproximadamente 3,5.

En resumen, se puede afirmar que existe un alto nivel experimental de actividad de investigación en el área de HTHP. Los principales objetivos de la investigación son aumentar la eficiencia de la bomba de calor, probar nuevos refrigerantes ecológicos y lograr altas temperaturas de sumidero. La investigación experimental sobre HTHP está siendo impulsada principalmente por los grupos de investigación en Austria (Fleckl T W. V., 31 August 2015), (Helminger F, 10-12 Februar, 2016), (Fleckl T H. M., October 20-21, 2015), (Wilk V, 16-18 November, 2016), (Moisi H R. R., 23 November, 2017), (Moisi H R. R., Erforderliche Sauggasüberhitzung bei einer R600 Hochtemperaturwärmepumpe e Nutzung der Motorabwärme, 16-18 November 2016), (Moisi H R. R., Refrigerant selection and cycle development for a high temperature vapor compression heat pump, May 14-17, 2017), Francia (IEA A. 3., 2014), (Bobelin D, 2012), (Chamoun M R. R., 2011), (Chamoun M R. R., 2013), (Chamoun M R. R.-L., Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant, 2014), (Chamoun M R. R.-L., Experimental investigation of a new high temperature heat pump using water as refrigerant for industrial heat recovery, 2012), Alemania (R N. , 16-18 November, 2016), (Reißner F G. B., October 15-16, 2013), (F R. , 2015), (Reißner F G. B., 20-22 November, 2013), Japón (Yamazaki T, 1985), (Fukuda S, 2013), Noruega (Bamigbetan O E. T., Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids, 2017), (Bamigbetan O E. T., Development of propanebutane cascade high temperature heat pump: early test rig results, September 9, 2017), (Bamigbetan O E. T., Extending hydrocarbon heat pumps to higher Temperatures: predictions from simulations, July 2-6, 2017), (Bamigbetan O E. T., 2016), Países Bajos (Wemmers AK, 14-17 May, 2017), Suiza (Bless F, 2017), (Arpagaus C, Review on high temperature heat pumps - market overview and research status, 24-25 October, 2017), (Arpagaus C, Review on high temperature heat pumps - market overview and research status, September 9, 2017), Corea (Lee G, 14-17 May, 2017), y China (Zhang Y, 2017), (Huang M, 4-17 May, 2017), (Yu X, 2013). Al menos en 17 proyectos de investigación experimental se han identificado que los HTHP alcanzan temperaturas de sumidero por encima de 100°C. Varios autores informaron sobre temperaturas de sumidero superiores a 120°C. Los refrigerantes utilizados fueron principalmente R1336mzz (Z) (Fleckl T W. V., 31 August 2015), (Helminger F, 10-12 Februar, 2016), (Fleckl T H. M., October 20-21, 2015), R718 (Chamoun M R. R., 2011), (Chamoun M R. R., 2013), (Chamoun M R. R.-L., Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant, 2014), (Chamoun M R. R.-L., Experimental investigation of a new high temperature heat pump using water as refrigerant for industrial heat recovery, 2012), R245fa (IEA A. 3., 2014), (Peureux J-L, May 12, 2014), (Bobelin D, 2012), (IEA, Industrial heat pumps. Newsletter 2012;30(1):1-46, 2012), (Lee G, 14-17 May, 2017), (Huang M, 4-17 May, 2017), (Assaf K, 2010), R1234ze (Z) (Fukuda S, 2013), R600 (Wemmers AK, 14-17 May, 2017), (Bamigbetan O E. T., Development of propanebutane cascade high temperature heat pump: early test rig results, September 9, 2017), (Moisi H R. R., 23 November, 2017), (Moisi H R. R., Erforderliche Sauggasüberhitzung bei einer R600 Hochtemperaturwärmepumpe e Nutzung der Motorabwärme, 16-18 November 2016), (Moisi H R. R.,

Refrigerant selection and cycle development for a high temperature vapor compression heat pump, May 14-17, 2017) y R601 (Yamazaki T, 1985), así como fluidos sin más información publicada sobre la composición química, como LG6 (Reißner F G. B., October 15-16, 2013), (F R. , 2015), (Reißner F G. B., 20-22 November, 2013), ÖKO1 (Wilk V, 16-18 November, 2016), ECO3 (IEA A. 3., 2014), (Bobelin D, 2012), HT125 (R N. , 16-18 November, 2016), BY-4 (Yu X, 2013) o BY-5 (Zhang Y, 2017).

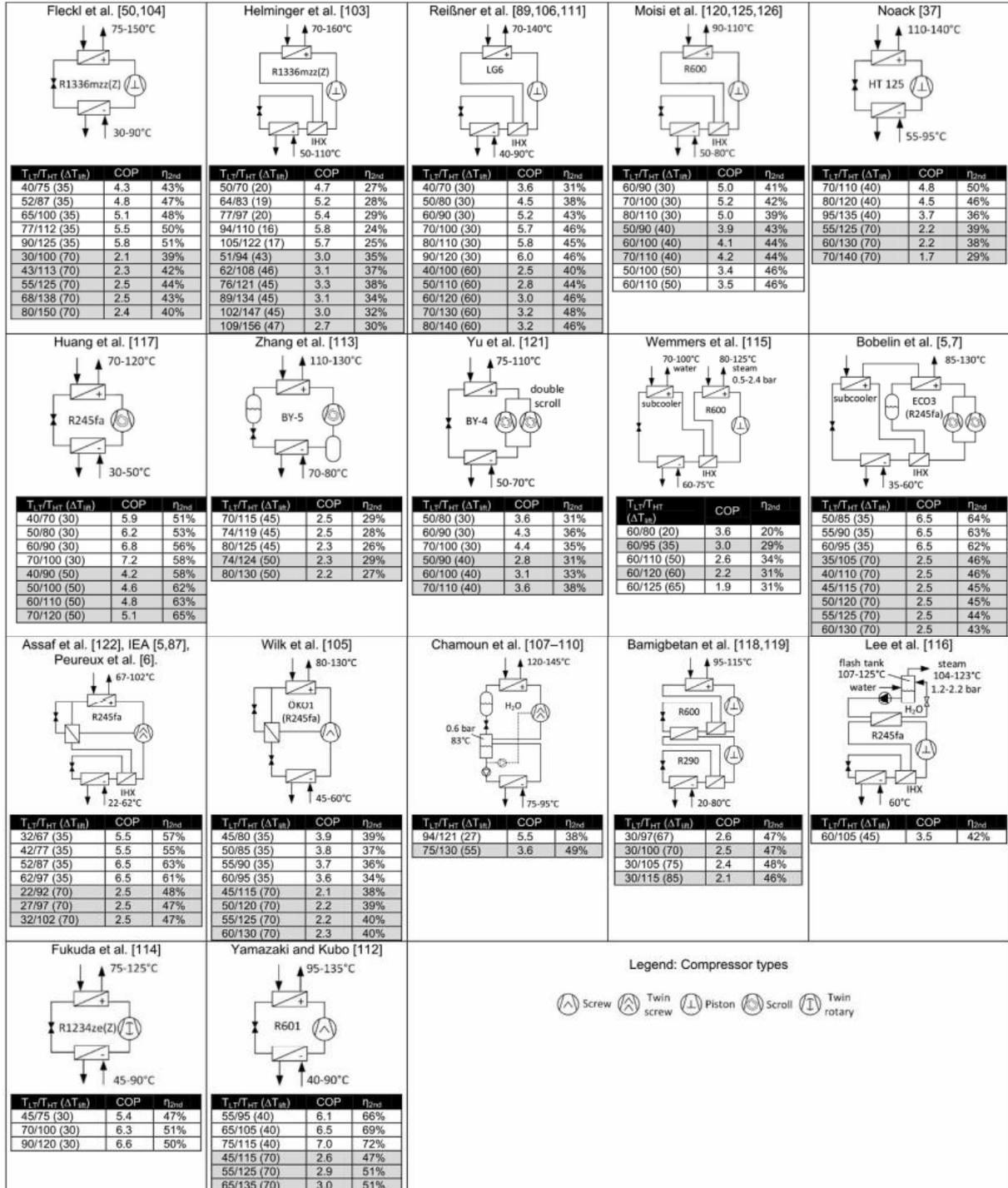


Figura 28: Ciclos y COP de calentamiento logrados de estudios de investigación experimentales sobre HTHP ( $T_{LT}$ : temperatura de fuente [°C],  $T_{HT}$ : temperatura de sumidero [°C],  $\Delta T_{lift}$ : salto de temperatura [K], COP: coeficiente de rendimiento de calentamiento, eficiencia de segunda ley  $\eta_{2nd} = \frac{COP}{COP_{CARNOT}}$ ).

(Arpagaus, 2018)

Las capacidades caloríficas de los modelos funcionales y prototipos de laboratorio presentados varían de 1,8 a 12 kW. Los prototipos más grandes son capaces de producir un calor de 100kW. Los compresores de pistón se utilizan principalmente en los sistemas a escala de laboratorio.

La mayoría de los ciclos estudiados son de una sola etapa y en parte contienen un IHX (Reißner F G. B., October 15-16, 2013), (Helminger F, 10-12 Februar, 2016), (F R. , 2015), (Reißner F G. B., 20-22 November, 2013) y/o un economizador (IEA A. 3., 2014), (Peureux J-L, May 12, 2014), (IEA, Industrial heat pumps. Newsletter 2012;30(1):1-46, 2012), (Wilk V, 16-18 November, 2016), (Assaf K, 2010) con inyección de vapor intermedia en el compresor. Hay unos pocos ejemplos experimentales en ciclos de dos etapas (Bamigbetan O E. T., Development of propanebutane cascade high temperature heat pump: early test rig results, September 9, 2017) y estudios con subenfriadores/intercambiadores de calor adicionales para calentamiento combinado de agua (Bobelin D, 2012), (Wemmers AK, 14-17 May, 2017). La temperatura más alta de sumidero reportada fue casi 160°C utilizando un ciclo de una etapa con un IHX y R1336mzz (Z) (Helminger F, 10-12 Februar, 2016).

En la figura 28 se han mostrado los esquemas de los circuitos de todos los investigadores mencionados junto a los valores de COP obtenidos a las diferentes temperaturas de la fuente y de sumidero en sus experimentos en el laboratorio.

La figura 29 muestra los COP obtenidos experimentalmente en los diferentes proyectos de investigación en función de la temperatura de sumidero y los saltos de temperatura ( $\Delta T_{lift}$ ) en el rango de 20 a 70K. Los COP tienden a aumentar con la temperatura de sumidero. Los anchos de banda de los COP a una temperatura de sumidero de 120°C están en el rango de aproximadamente 5,7 a 6,5 con 30K de salto y 2,2 a 2,8 con 70K, respectivamente. Helminger (Helminger F, 10-12 Februar, 2016) ha logrado la temperatura más alta de sumidero, 155°C, con un COP de 2,7, con un salto de temperatura de 45K y el refrigerante R1336mzz (Z). Fleckl (Fleckl T W. V., 31 August 2015), (Fleckl T H. M., October 20-21, 2015) alcanzó 150°C con un COP de 2,4 y una temperatura considerable de 70K.

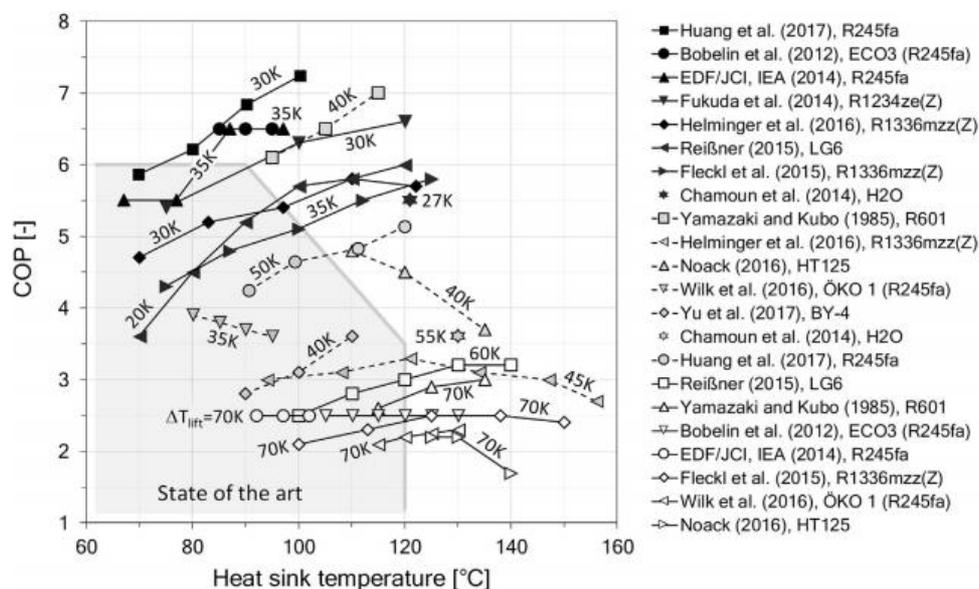


Figura 29: COP experimentales en función de la temperatura del sumidero a diferentes saltos de temperatura (20 a 70 K).

(Arpagaus, 2018)

Algunas curvas alcanzan un máximo de COP y disminuyen ligeramente con el aumento de la temperatura de sumidero. Este fenómeno está relacionado con la situación cercana al punto crítico del refrigerante, donde la entalpía de condensación disminuye gradualmente con una temperatura más alta en relación con la entalpía de compresión, por lo que el COP disminuye.

En el caso de Wilk (Wilk V, 16-18 November, 2016) utilizó el refrigerante ÖKO1 (que contiene R245fa) y el COP se mantuvo relativamente constante entre 3,6 y 3,9. Noack (R N. , 16-18 November, 2016) utilizó el refrigerante HT125 con composición química desconocida ya que la quiso mantener en secreto.

Los resultados de vanguardia de las HTHP disponibles en el mercado son mostrados como área sombreada en la figura 29. Se puede observar que en varias investigaciones los proyectos llevan las temperaturas de sumidero a niveles más altos en comparación con el calor comercial disponible en bombas de calor. Se dedican más esfuerzos de I + D para aumentar el nivel de preparación tecnológica y la eficiencia de las HTHP.

Se han realizado numerosos estudios teóricos para evaluar la eficiencia de un ciclo de bomba de calor simple de una etapa con varios refrigerantes con saltos de temperaturas de 30 a 80K, sobrecalentamiento de 3 a 20K, subenfriamiento de 5 a 60K y compresor de eficiencia isentrópica de 0,7 a 1 (Bobelin D, 2012), (Reißner F G. B., October 15-16, 2013), (F R. , 2015), (Fukuda S, 2013), (K K. , Zero-ODP, low GWP working fluids for high temperature heating from low temperature heat: DR-14, DR-12 and DR-2, 2015), (K K. , Low GWP working fluid for high temperature heat pumps: DR-2, chemical stability at high temperatures, October 15, 2013), (KA, May 12-16, 2014), (Duclos J, September 17-19, 2014), (Kondou C, 2014), (JR, 14-17 May, 2017), (KA, May 12-16, 2014). La tabla 11 resume estos estudios teóricos y los datos se ordenan por saltos de temperatura de la bomba de calor. También se muestra el ancho de banda respectivo de las temperaturas de condensación y los COP calculados. Por ejemplo, Kondou y Koyama (Kondou C, 2014) revelaron un COP notable de 5,3 con R1233zd (E) y un salto de temperatura de 80K (70°C/150°C), similar a la de R245fa, debido a la gran cantidad de subenfriamiento.

Reference	$\Delta T_{ift}$ [K]	$T_{cond}$ [°C]	$\Delta T_{SH}$ [K]	$\Delta T_{SC}$ [K]	$\eta_{is}$ [-]	Refrigerants	COP [-]
Juhasz [132]	30	60 to 170	10	5	0.8	R1336mzz(Z), R245fa, R1336mzz(E), DR-14a, R1234ze(E), R134a, R1234yf	6.5 to 9.2
Fukuda et al. [114]	35	30 to 150	3	20	1	R245fa, R1234ze(Z), R1234ze(E), R134a, R410A	8.3 to 10.8
Kontomaris [130]	35	60 to 170	5	5	0.8	DR-2 (R1336mzz(Z)), DR-40A, R245fa, DR-12, DR-14A, R134a	5.5 to 7.7
Kontomaris [127,128]	40	50 to 170	11	5	0.8	DR-2 (R1336mzz(Z)), R245fa, DR-12, DR-14, R134a	4.8 to 6.6
Duclos et al. [129]	45	50 to 140	10	5	0.75	R1234yf, R245fa, R1234ze(E), R123, R600a, R236fa, R134a, R12, R22, R717, R718	4.2 to 6.4
Reißner [106]	50	90 to 150	5	5	0.8	Cyclopentane, R718, R6001, MF3, R365mfc, LG6, R1336mzz(Z), RE347mcc, R1233zd(E), R245fa, R41-12, R114, MF2, R236ea, R600a, R717, R236fa, R31-10, R1234ze(E), R1234yf, R744	3.3 to 6.3
Reißner [89]	50	80 to 160	5	5	0.8	LG6, R245fa, R114	5.0 to 5.6
Bobelin et al. [7]	50	50 to 100	10	2	0.7	ECO3, R245fa, R1234ze, 365mfc, 236fa, R717	3.6 to 4.5
Juhasz [132]	50	70 to 170	15	5	0.8	R1336mzz(Z), R245fa, R1336mzz(E), DR-14a, R1234ze(E), R134a, R1234yf	3.7 to 5.2
Kontomaris [127,128]	70	50 to 170	20	5	0.8	DR-2 (R1336mzz(Z)), R245fa, DR-12, DR-14, R134a	2.6 to 3.5
Kontomaris [133]	70	100 to 160	20	10	0.7	R245fa, DR-148, DR-2	3.0 to 3.3
Kondou and Koyama [134]	80	80 to 185	3	60	1	R365mfc, R1233zd(E), R245fa, R1234ze(Z), R1234ze(E), R134a, R717	4.0 to 5.8

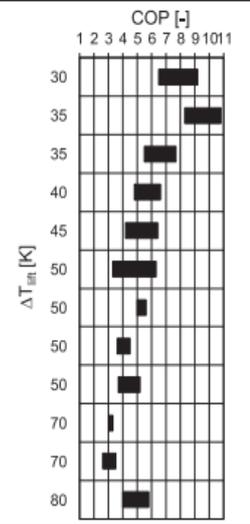


Tabla 10: Comparación del COP de un ciclo de bomba de calor de una etapa con diferentes refrigerantes a diferentes saltos de temperaturas  $\Delta T_{ift}$  (30 a 80 K) suponiéndose sobrecalentamiento  $\Delta T_{SH}$  (3 a 20K), subenfriamiento  $\Delta T_{SC}$  (5 a 60 K), y eficiencia isentrópica del compresor  $\eta_{is}$  (0,7 a 1).

(Arpagaus, 2018)

### 3.3.1 Ciclos y COP de HTHP

La mayoría de los circuitos son de una etapa y difieren especialmente en el refrigerante aplicado y tipo de compresor. En la tabla 12 se muestran los diagramas de ciclo junto con el COP de los diversos HTHP en el mercado que se describieron en el apartado de fabricantes en la Tabla 5. Los ciclos de dos etapas son aplicados por Friotherm (AG, 2005), (L., 22 Juni 2016), Mitsubishi (IEA A. 3., 2014), (C, 8 October, 2013), (ETW, 2016) y Ochsner (K O. , 2015), (F Z. , 22 Juni 2016), (Ochsner, Wärmepumpen für grosse Leistungen, Broschüre ET04 P 03/2017, 2017), (Ochsner, Wärmepumpen für grosse Leistungen, Broschüre ET04 P 03/2017, 2017), (Rieberer R, May 12, 2014). Friotherm optimizó el circuito R1234ze (E) de la bomba de calor de dos etapas del Unitop con economizador de flash abierto. Un COP de 3,5 se midió experimentalmente en un punto operativo de 33,8°C de fuente y 95°C (L., 22 Juni 2016) de temperatura de sumidero. La cascada de dos etapas de Ochsner usa R134a en la primera etapa y OK01 (contiene R245fa) en la segunda etapa. En el punto de operación, 45°C de fuente y 90°C de sumidero, se logra un COP de 4 aproximadamente (K O. , 2015), (Ochsner, Hochtempertur-Industriewärmepumpen - Vorlauftemperaturen bis 100°C., 2012).

Varios compresores de pistón conectados en paralelo son utilizados por Viessmann (Viessmann, 2016), (B, 2015) y Dürr thermea (IEA A. 3., 2014), (GmbH, 2017), (Thermea, October 9-11,2012) para lograr mayores capacidades caloríficas. Los intercambiadores de calor internos instalados (IHX), por ejemplo por Viessmann,

Mayekawa (IEA A. 3., 2014), (C, 8 October, 2013), (Mayekawa, 2010), Ochsner y Vikingo (Nilsson M, May 14-17, 2017), (HeatBooster, 2017), aseguran sobrecalentamiento suficiente del fluido de trabajo en la línea de succión aguas arriba del compresor. Se reportan aumentos de eficiencia de 10 a 25% para CO<sub>2</sub> en ciclos transcíticos (R.R., 17/2015).

Mayekawa y Dürr thermea dependen del refrigerante natural CO<sub>2</sub>. Debido al ciclo transcítico y al deslizamiento de alta temperatura presente en el refrigerador de gas con una mínima diferencia de temperatura entre el refrigerante y el suministro de fluido, las bombas de calor de CO<sub>2</sub> son particularmente eficientes para la generación de agua caliente.

Friotherm y Viessmann aplican el refrigerante de bajo GWP R1234ze (E), que se considera como un posible refrigerante de reemplazo para R134a.

Mitsubishi Heavy Industries optimizó el ciclo R134a de la bomba de calor de agua caliente ETW-L compacta con economizador cerrado y turbocompresor de dos etapas con inyección intermedia. Se puede generar agua caliente de hasta 90°C a partir del calor residual de aproximadamente 10 a 50°C (ETW, 2016). La potencia calorífica es de 547 kW a una fuente de 50°C y una temperatura de sumidero de 90°C, lo que resulta en un COP de 4,1. El ETW-L está controlado por la posición de la cuchilla de la primera etapa del compresor, la velocidad del motor y un bypass de gas caliente.

La figura 30 muestra los valores de COP que se dan en la tabla 12 en la siguiente página para las diversas bombas de calor industriales en función del aumento de temperatura respectivo. Los valores de COP varían entre 1,6 y 5,8 con un aumento de temperatura de 130 a 25K, respectivamente. El COP medio de esta composición de datos es 3,3 a un salto de temperatura promedio de 61K. También se trazan las curvas COP Carnot a 140°C de temperatura de sumidero. El rango de datos más experimental de eficiencia de Carnot es entre 40 y 60%.

Los ciclos transcíticos de CO<sub>2</sub> (Mayekawa Eco Sirocco, Thermeco2) no se muestran en la figura ya que las eficiencias dependen principalmente de temperaturas de retorno en el refrigerador de gas.

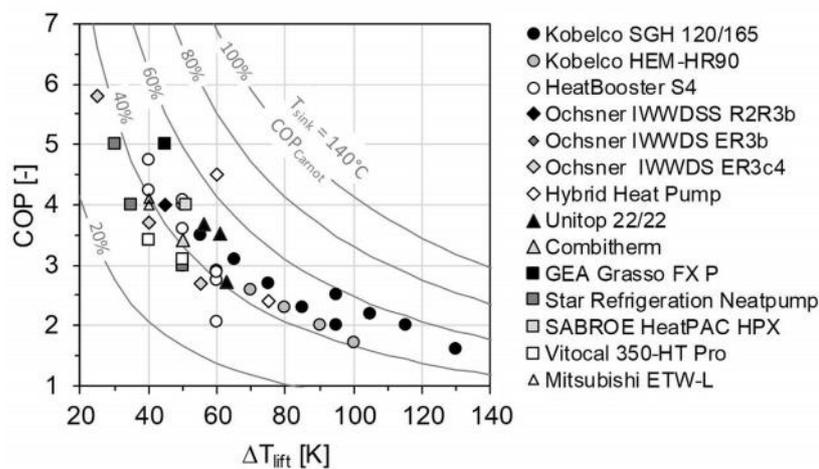


Figura 30: COP de varios HTHP industriales en función del aumento de temperatura.

(IEA A. 3., 2014), (C, 8 October, 2013), (Y, October 15, 2012), (Kaida T, 2015), (Nilsson M, May 14-17, 2017), (HeatBooster, 2017), (M.N., September 9, 2017), (K.O., 2015), (F.Z., 22 Juni 2016), (Ochsner, Maschinendaten 1-stufige Wasser-Wasser Hochsttemperatur Industrie-Wärmepumpen IWWDS ER3c4, 2017), (Ochsner, Wärmepumpen für grosse Leistungen, Broschüre ET04 P 03/2017, 2017), (SA, 2017), (Jensen JK O. T., 2015), (Jensen JK M. W., 2015), (AG, 2005), (L., 22 Juni 2016), (Wolf S F. U., 2014), (Blesl M, May 20, 2014), (Combitherm, 2017), (EMERSON, Neatpump: The high temperature ammonia heat pump, Brochure DV143-EN-1209, 2012), (Dietrich W, June 13, 2012), (Controls, 2017), (Viessmann, 2016).

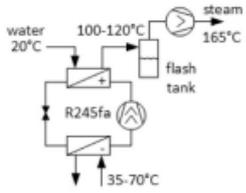
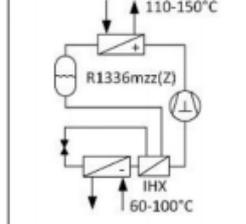
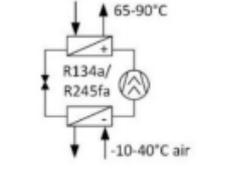
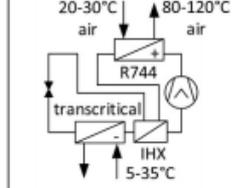
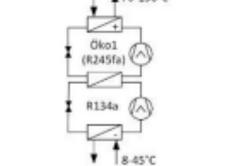
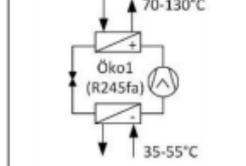
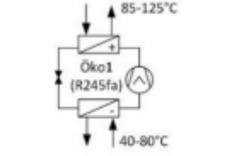
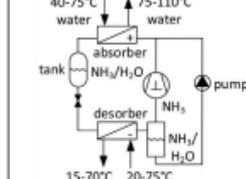
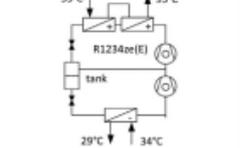
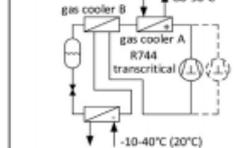
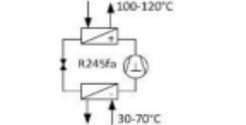
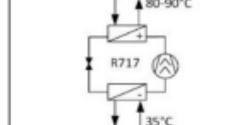
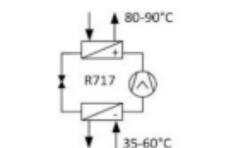
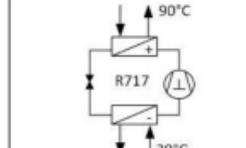
<p><b>Kobe Steel</b> <b>Kobelco SGH 120/165</b> [5,13,61,62]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>65/120 steam (55)</td><td>3.5</td></tr> <tr><td>55/120 steam (65)</td><td>3.1</td></tr> <tr><td>45/120 steam (75)</td><td>2.7</td></tr> <tr><td>35/120 steam (85)</td><td>2.3</td></tr> <tr><td>25/120 steam (95)</td><td>2.0</td></tr> <tr><td>70/165 steam (95)</td><td>2.5</td></tr> <tr><td>60/165 steam (105)</td><td>2.2</td></tr> <tr><td>50/165 steam (115)</td><td>2.0</td></tr> <tr><td>35/165 steam (130)</td><td>1.6</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	65/120 steam (55)	3.5	55/120 steam (65)	3.1	45/120 steam (75)	2.7	35/120 steam (85)	2.3	25/120 steam (95)	2.0	70/165 steam (95)	2.5	60/165 steam (105)	2.2	50/165 steam (115)	2.0	35/165 steam (130)	1.6	<p><b>Viking HeatBooster S4</b> [63,64]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>100/140 (40)</td><td>4.7</td></tr> <tr><td>80/120 (40)</td><td>4.3</td></tr> <tr><td>100/150 (50)</td><td>4.1</td></tr> <tr><td>90/140 (50)</td><td>4.0</td></tr> <tr><td>70/120 (50)</td><td>3.6</td></tr> <tr><td>90/150 (60)</td><td>2.9</td></tr> <tr><td>80/140 (60)</td><td>2.8</td></tr> <tr><td>60/120 (60)</td><td>2.1</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	100/140 (40)	4.7	80/120 (40)	4.3	100/150 (50)	4.1	90/140 (50)	4.0	70/120 (50)	3.6	90/150 (60)	2.9	80/140 (60)	2.8	60/120 (60)	2.1
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
65/120 steam (55)	3.5																																						
55/120 steam (65)	3.1																																						
45/120 steam (75)	2.7																																						
35/120 steam (85)	2.3																																						
25/120 steam (95)	2.0																																						
70/165 steam (95)	2.5																																						
60/165 steam (105)	2.2																																						
50/165 steam (115)	2.0																																						
35/165 steam (130)	1.6																																						
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
100/140 (40)	4.7																																						
80/120 (40)	4.3																																						
100/150 (50)	4.1																																						
90/140 (50)	4.0																																						
70/120 (50)	3.6																																						
90/150 (60)	2.9																																						
80/140 (60)	2.8																																						
60/120 (60)	2.1																																						
<p><b>Kobelco HEM-HR90</b> [61,83]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>40 air/90 (50)</td><td>3.0</td></tr> <tr><td>30 air/90 (60)</td><td>2.9</td></tr> <tr><td>20 air/90 (70)</td><td>2.6</td></tr> <tr><td>10 air/90 (80)</td><td>2.3</td></tr> <tr><td>0 air/90 (90)</td><td>2.0</td></tr> <tr><td>-10 air /90 (100)</td><td>1.7</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	40 air/90 (50)	3.0	30 air/90 (60)	2.9	20 air/90 (70)	2.6	10 air/90 (80)	2.3	0 air/90 (90)	2.0	-10 air /90 (100)	1.7	<p><b>Mayekawa Eco Sirocco</b> [5,13,70]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>35/120 air (85)</td><td>3.1</td></tr> <tr><td>25/120 air (95)</td><td>2.9</td></tr> <tr><td>15/120 air (105)</td><td>2.7</td></tr> <tr><td>5/120 air (115)</td><td>2.6</td></tr> <tr><td>35/100 air (65)</td><td>3.6</td></tr> <tr><td>25/100 air (75)</td><td>3.4</td></tr> <tr><td>15/100 air (85)</td><td>3.1</td></tr> <tr><td>5/100 air (95)</td><td>2.8</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	35/120 air (85)	3.1	25/120 air (95)	2.9	15/120 air (105)	2.7	5/120 air (115)	2.6	35/100 air (65)	3.6	25/100 air (75)	3.4	15/100 air (85)	3.1	5/100 air (95)	2.8						
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
40 air/90 (50)	3.0																																						
30 air/90 (60)	2.9																																						
20 air/90 (70)	2.6																																						
10 air/90 (80)	2.3																																						
0 air/90 (90)	2.0																																						
-10 air /90 (100)	1.7																																						
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
35/120 air (85)	3.1																																						
25/120 air (95)	2.9																																						
15/120 air (105)	2.7																																						
5/120 air (115)	2.6																																						
35/100 air (65)	3.6																																						
25/100 air (75)	3.4																																						
15/100 air (85)	3.1																																						
5/100 air (95)	2.8																																						
<p><b>Ochsner IWWDS R2R3b</b> [43,66,68,81,95]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>45/90 (45)</td><td>4.0</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	45/90 (45)	4.0	<p><b>Ochsner IWWDS ER3b</b> [66,68]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>50/105 (55)</td><td>2.7</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	50/105 (55)	2.7																														
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
45/90 (45)	4.0																																						
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
50/105 (55)	2.7																																						
<p><b>Ochsner IWWDS ER3c4</b> [67,68]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>65/90 (25)</td><td>5.8</td></tr> <tr><td>45/85 (40)</td><td>3.7</td></tr> <tr><td>50/105 (55)</td><td>2.7</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	65/90 (25)	5.8	45/85 (40)	3.7	50/105 (55)	2.7	<p><b>Hybrid Heat Pump</b> [16,17,69]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>20/95 (75)</td><td>2.4</td></tr> <tr><td>40/100 (60)</td><td>4.5</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	20/95 (75)	2.4	40/100 (60)	4.5																								
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
65/90 (25)	5.8																																						
45/85 (40)	3.7																																						
50/105 (55)	2.7																																						
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
20/95 (75)	2.4																																						
40/100 (60)	4.5																																						
<p><b>Friotherm Unitop 22/22</b> [74,75]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>34/90 (56)</td><td>3.7</td></tr> <tr><td>34/95 (61)</td><td>3.5</td></tr> <tr><td>12/75 (63)</td><td>2.7</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	34/90 (56)	3.7	34/95 (61)	3.5	12/75 (63)	2.7	<p><b>Dürr Thermeco2 HHR1000</b> [5,72,73]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>20/80 (60)</td><td>3.9</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	20/80 (60)	3.9																										
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
34/90 (56)	3.7																																						
34/95 (61)	3.5																																						
12/75 (63)	2.7																																						
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
20/80 (60)	3.9																																						
<p><b>Combitherm HWW R245fa</b> [23,24]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>50/100 (50)</td><td>3.4</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	50/100 (50)	3.4	<p><b>GEA Grasso FX P</b> [77]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>35/80 (45)</td><td>5.0</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	35/80 (45)	5.0																														
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
50/100 (50)	3.4																																						
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
35/80 (45)	5.0																																						
<p><b>Star Refrigeration Neatpump</b> [76,80]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>40/90 (50)</td><td>3</td></tr> <tr><td>55/90 (35)</td><td>4</td></tr> <tr><td>60/90 (30)</td><td>5</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	40/90 (50)	3	55/90 (35)	4	60/90 (30)	5	<p><b>Johnson Controls</b> <b>SABROE HeatPAC HPX</b> [78]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})</math></th> <th>COP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>39/90 (51)</td><td>4.0</td></tr> </tbody> </table> 	$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP	39/90 (51)	4.0																										
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
40/90 (50)	3																																						
55/90 (35)	4																																						
60/90 (30)	5																																						
$T_{LT}/T_{HT} (\Delta T_{LH})$	COP																																						
39/90 (51)	4.0																																						

Tabla 11: COP de calentamiento y ciclos de HTHP industriales disponibles en el mercado ( $T_{LT}$ : temperatura de la fuente de calor [°C],  $T_{HT}$ : temperatura de sumidero [°C],  $\Delta T$ : salto de temperatura [K], tipos de compresores.

(Arpagaus, 2018)

## 4 CONCLUSIONES

---

Una vez realizado el análisis de las bombas de calor de alta temperatura se ha podido llegar a varias conclusiones las cuales se van a exponer a continuación. En primer lugar relativo al análisis realizado en la introducción, se ha presentado un mapeo de las posibilidades de recuperación de calor residual con el uso de bombas de calor industriales en la Unión Europea, desarrollándose una metodología, utilizando fracciones de consumo de calor apropiadas, para estimar el consumo de calor de cada rama industrial por rango de temperatura en los países de la UE. Esto era necesario para identificar si la producción de calor de las bombas de calor es adecuada para cubrir el consumo y en qué medida. Esta producción se estima de acuerdo con el potencial de calor residual por país, industria y nivel de temperatura y el rendimiento típico de una bomba de calor. Se han utilizado los principales resultados del potencial de calor residual de un trabajo reciente (Kosmadakis, 25 June 2019), con resultados más ajustados en los rangos de temperatura requeridos para la operación de la bomba de calor.

También se ha estimado la cantidad de calor que se puede usar para luego hacer coincidir este calor con el consumo de calor en cada rama. Hay oportunidades concretas de recuperación de calor residual en todos los sectores industriales, excepto en las industrias del hierro y el acero, que tiene un potencial cero. El mayor potencial en valores absolutos se observa en las industrias de minerales no metálicos, seguido de las industrias de papel, alimentos y metales no ferrosos. Las industrias químicas y otras muestran un potencial mucho menor. En valores relativos, es posible cubrir el 100% del consumo de calor dentro del rango de temperatura de 100-200°C solo en industrias de metales no ferrosos. Esta fracción oscila entre 2 y 35% en todas las demás ramas. En total, las bombas de calor industriales pueden cubrir 28,37 TWh/año en las industrias de la UE, una vez que se considera un COP de bomba de calor de 4. Esto corresponde a aproximadamente el 15% del consumo de calor dentro de las dos bandas de temperatura (100–200°C), y aproximadamente 1,5% del consumo total de calor.

El resultado principal se refiere a la estimación del potencial total, mostrando algunas conclusiones claras para la descarbonización del sector de calefacción en las industrias de la UE, y hacia la eliminación de las barreras restantes. Este mapeo se ha llevado a cabo tanto a nivel de sucursal como de país de la UE, presentando muchos datos y resultados que pueden utilizarse para examinar más a fondo las tecnologías y aplicaciones de recuperación de calor en el sector industrial. Aunque las incertidumbres y suposiciones se incluyen en el análisis, y las más críticas se revelan en el análisis de sensibilidad, este estudio proporciona una buena idea del potencial total para el uso del calor residual en la industria, sin considerar ningún uso alternativo del calor residual como suministro de calor de redes de calefacción urbana, uso directo del calor recuperado o suministro de calor a la bomba de calor por calor rechazado de las unidades de refrigeración.

Además, se ha presentado un ejemplo de industria papelera con una bomba de calor industrial, con el fin de proporcionar alguna primera evidencia del potencial a nivel de implantación. Sin embargo, es necesario un estudio de viabilidad más detallado a nivel local que considere las restricciones operativas o las variaciones temporales de calor, así como la tecnología de extracción de calor.

A continuación, dejando atrás este estudio, se va a comentar sobre las bombas que están en el mercado:

- Las bombas de calor de alta temperatura (HTHP) son eficaces para la recuperación de calor residual a baja temperatura en diversos procesos industriales como secado, esterilización, evaporación, fabricación de papel o preparación de alimentos.
- Se han identificado más de 20 HTHP de 13 fabricantes en el mercado. Existe una amplia gama capaz de proporcionar temperaturas de sumidero de al menos 90°C. Solo unos pocos productos pueden suministrar temperaturas de hasta 120°C. El equipo con mayor temperatura de sumidero es el HeatBooster de Vicking con 150°C, seguido de los HTHP de Ochsner con 130°C. Kobelco SGH120, Mayekawa Eco Sirocco e Hibrid Energy Heat Pump es capaz de alcanzar hasta 120°C.
- Las capacidades caloríficas de los HTHP comerciales van desde aproximadamente 20 kW a 20 MW.
- Los valores de COP varían entre 2,4 y 5,8 con un salto de temperatura de 95 a 40K, respectivamente. La mayoría de los datos experimentales trata entre 40 y 60% de eficiencia de la segunda ley ( $\eta_{2nd} = \frac{COP}{COP_{CARNOT}}$ ).
- En general, los conceptos de ciclo de bomba de calor se aplican para una etapa. Las optimizaciones del ciclo se logran mediante la implementación de un intercambiador de calor interno (IHX) entre el gas de succión y el subenfriamiento líquido, compresores paralelos, circuitos economizadores con inyección de vapor intermedia en el compresor, o dos etapas cascadas.
- Los principales refrigerantes aplicados en los HTHP comerciales son R245fa, R717, R744, R134a y R1234ze (E).
- Los principales inconvenientes son la falta de conocimiento acerca de la tecnología HTHP, la ausencia de refrigerantes disponibles en el rango de alta temperatura con bajo GWP y la alta relación de precio de la electricidad a los combustibles fósiles.

Además de las bombas de calor que ya están en el mercado, existen varios proyectos de I + D en curso orientados a mejorar el COP y aumentar la temperatura de producción de calor a niveles más altos en comparación con los resultados de última generación de HTHP disponibles comercialmente.

Se han identificado 17 proyectos de investigación experimental con HTHP capaces de alcanzar una temperatura de sumidero de más de 100°C. Varios estudios experimentales informan sobre dichas temperaturas superiores a 120°C. La máxima se consiguió con el refrigerante R1336mzz (Z) y fue de 160°C.

Según los análisis que se han realizado:

- Los ciclos de bomba de calor aplicados también son principalmente de una sola etapa, o están adicionalmente equipado con un IHX y/o un economizador con inyección intermedia en el compresor.
- Las capacidades caloríficas varían de escala de laboratorio en el orden de 10 kW hasta prototipos más grandes con más de 100 kW.
- Los compresores de pistón se utilizan principalmente en los sistemas de laboratorio, mientras que los tornillos se aplican en sistemas de prueba más grandes.
- A una temperatura de sumidero de 120°C, se alcanzan COP entre 5,7 a 6,5 (con un salto de temperatura de 30K) y entre 2,2 y 2,8 (con salto de 70K).
- Existe una importante investigación para probar nuevos refrigerantes ecológicos con bajo GWP para uso en HTHP. Se están investigando los refrigerantes R1336mzz (Z), R718, R245fa, R1234ze (Z), R600 y R601, así como fluidos sin ninguna otra información publicada sobre la composición química, como LG6, OKO1, ECO3, HT125, BY-4 o BY-5.

Como perspectiva, existe una fuerte suposición de que los HTHP con temperaturas de sumidero de 160°C alcanzarán la madurez del mercado en los próximos años. Varios proyectos de investigación y demostración están en progreso o en la fase de concepto. Las temperaturas más altas de sumidero abrirán nuevas áreas de

aplicación, en particular los procesos de secado en las industrias de papel y alimentos. Las futuras actividades de investigación se dirigen principalmente a las siguientes áreas:

- Optimización y desarrollo de componentes y sistemas de bombas de calor como por ejemplo, intercambiador de calor y compresor, reducción de pérdidas de calor, selección de lubricantes con el objetivo de resistir a temperaturas más altas.
- Incremento de la eficiencia del ciclo, por ejemplo a través de circuitos de etapas múltiples y la combinación con turbocompresores sin aceite.
- Escalado de modelos funcionales a escala industrial.
- Desarrollo de refrigerantes sintéticos ecológicos con bajo PCA y uso de refrigerantes naturales, como hidrocarburos o agua.

Por otro lado, hay nuevas tecnologías prometedoras de bomba de calor cerca del lanzamiento al mercado, como la bomba de calor de rotación k7 de ecop Technologies GmbH con capacidad calorífica de 400 a 700 kW (Adler B, ECOP Rotationaswärmepumpe auf Basis eines Joule Prozesses, Feb. 10-12, 2016), (Adler B, Rotation heat pump (RHP), 14-17 May, 2017) o las bombas de calor industriales SPP HighLify de Olvono Tecnología AS con una potencia calorífica típica de 500 kW (S V. , September 9, 2017), (AS, 2017), (Høeg A, 6-18 November, 2009), (T-M, 14-17 May, 2017). Ambas tecnologías hacen uso de un trabajo medio que permanece en la fase gas durante todo el ciclo y ofrece flexibilidad a altas temperaturas. La bomba de calor SPP HighLift se basa en el ciclo de Stirling utilizando helio (R704) y alcanza una temperatura máxima de 195°C a alta eficiencia, por ejemplo reciclaje de calor residual a 45°C y agua caliente de producción a 120°C con un COP de 2,2 (AS, 2017).

La bomba de calor de rotación utiliza fuerzas centrífugas para la compresión y posterior aumento de temperatura que permite realizar un proceso eficiente de Joule (también conocido como ciclo de Brayton) (Adler B, Rotation heat pump (RHP), 14-17 May, 2017). En comparación con un ciclo de transferencia de calor de dos fases, las temperaturas de la fuente y del sumidero son sensibles y el proceso es flexible. Una mezcla de gas inerte natural (ECP Fluid 1, extraído del aire y que contiene argón, helio y criptón) se utiliza como gas de trabajo. Son posibles temperaturas de hasta 150°C. Los cálculos detallados en la combinación con mediciones produce COP de 5,5 a 60°C de calor de fuente (deslizamiento de 30K) y temperaturas de sumidero de 100°C (deslizamiento de 40K) (Adler B, ECOP Rotationaswärmepumpe auf Basis eines Joule Prozesses, Feb. 10-12, 2016), (Adler B, Rotation heat pump (RHP), 14-17 May, 2017).

# 5 BIBLIOGRAFÍA

---

- 378-1, D. E. (2016). *Refrigerating systems and heat pumps - safety and environmental requirements - Part 1: basic requirements, definitions, classification and selection criteria.*
- 3M. (9/09.2009). *Novec 649 engineered fluid, Product information, issued.*
- A, P. (2012). *High temperature heat pumps with natural refrigerants.* IEA Heat Pump Centre Newsletter .
- A, R. (1997). *Kapitel 7.4 Turboverdichter.* In: Cube/Steimle/Lotz/Kunis, editor. *Lehrbuch der Kältetechnik, Band 1, 4. Auflage.* Heidelberg: C.F. Müller Verlag,.
- Adler B, M. R. (14-17 May, 2017). *Rotation heat pump (RHP).* In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Adler B, M. R. (Feb. 10-12, 2016). *ECOP Rotationswärmepumpe auf Basis eines Joule Prozesses.* In: 14. Symposium Energieinnovation, Graz, Austria.
- AG, F. (2005). *Uniturbo 50FY - Centrifugal compressor for large scale refrigeration plants and heat pumps, Brochure G008-05.* Obtenido de [www.friotherm.com](http://www.friotherm.com)
- Arpagaus C, B. F. (24-25 October, 2017). *Review on high temperature heat pumps - market overview and research status.* In: European Heat Pump Summit , Nuremberg, Germany.
- Arpagaus C, B. F. (September 9, 2017). *Review on high temperature heat pumps - market overview and research status.* In: International Workshop on High Temperature Heat Pumps, Copenhagen, Denmark.
- Arpagaus, C. (2018). High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. *ELSEVIER*, 152, 985-1010.
- AS, O. T. (2017). *SPP HighLift heat pumps, Datasheet.*
- ASHRAE. (2016). *Standard 34-safety standard for refrigeration systems and designation and classification of refrigerants.*
- Assaf K, Z. A.-L. (2010). *Experimental simulation of a heat recovery heat pump system in food industries.* (In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference) Obtenido de <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1087>
- B, G. (2015). *Hochleistungs-Wärmepumpe nutzt Prozessabwärme, Sole- Wasser-Wärmepumpe mit bis zu 90 °C Vorlauftemperatur von ViessmannTochter KWT. HK-Gebautechnik.*
- Bamigbetan O, E. T. ( September 9, 2017). *Development of propanebutane cascade high temperature heat pump: early test rig results.* In: International Workshop on High Temperature Heat Pumps, Copenhagen, Denmark.
- Bamigbetan O, E. T. (2016). *Evaluation of natural working fluids for the development of high temperature heat pumps.* Obtenido de In: 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, Edinburgh, Scotland: <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2016.1092>
- Bamigbetan O, E. T. (2017). *Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids.* Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.021>
- Bamigbetan O, E. T. (July 2-6, 2017). *Extending hydrocarbon heat pumps to higher Temperatures: predictions from simulations.* In: Proceedings of ECOS 2017 -The 30th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, San Diego, California, USA.
- Biederman BP, M. J. (s.f.). *Cycle analysis and turbo compressor sizing with Ketone C6F as working fluid for water-Cooled chiller applications.* Obtenido de In: International Compressor Engineering Conference, Purdue: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1626>

- Blesl M, W. S. (May de May 20, 2014). *Large scale application of heat pumps*. In: 7th EHPA European Heat Pump Forum, Berlin, Germany.
- Bless F, A. C. (2017). *Theoretical analysis of steam generation methods - energy, CO2 emission, and cost analysis*. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.088>
- Bobelin D, B. A. (2012). *Experimental results of a newly developed very high temperature industrial heat pump (140°C) equipped with scroll compressors and working with a new blend refrigerant*. ( In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue) Obtenido de <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1299>
- BP. (2017). *British petroleum statistical review of world energy*.
- Brown JS, Z. C. (2009). *The fluorinated olefin R-1234ze(Z) as a hightemperature heat pumping refrigerant*. Obtenido de Int J Refrig 2009;32:1412-22: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.03.002>
- Brunner C, S. B. (2007). *STYRIAN PROMISE (Produzieren mit Solarer Energie) - Initiative zur Nutzung von Energieeffizienz und Erneuerbaren Energien (Solare Prozesswärme)*. In Steirischen Betrieben. Endbericht, Joanneum Research, Graz, Austria.
- C, W. (8 October, 2013). *Pioneering industrial heat pump technology in Japan*. In: 3rd Conference of AHPNW, HUST, Hanoi, Vietnam.
- Chamoun M, R. R. (2011). *Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant*. ( Int J Refrig 2012;35:1080-91) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.12.007>
- Chamoun M, R. R. (2013). *Modelica-based modeling and simulation of a twin screw compressor for heat pump applications*. (Appl Therm Eng 2013;58:479-89) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.04.020>
- Chamoun M, R. R.-L. (2012). *Experimental investigation of a new high temperature heat pump using water as refrigerant for industrial heat recovery*. (In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue) Obtenido de <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1165>
- Chamoun M, R. R.-L. (2014). *Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant*. (Int J Refrig 2014;44:177-88) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.019>
- Chemicals, A. (2017). *AMOLEA® 1224yd, Technical information. ASAHI Glass Co., Ltd.*  
*chillventa.de*. (25 de 10 de 2017). Obtenido de [https://www.ntb.ch/fileadmin/NTB\\_Institute/IES/bilder/Projekte\\_TES/91\\_SCCER-EIP/2017-10-24\\_11-45Uhr\\_Review\\_on\\_High\\_Temperature\\_Heat\\_Pumps\\_Arpagaus.pdf](https://www.ntb.ch/fileadmin/NTB_Institute/IES/bilder/Projekte_TES/91_SCCER-EIP/2017-10-24_11-45Uhr_Review_on_High_Temperature_Heat_Pumps_Arpagaus.pdf)
- Combitherm. (2017). *High temperature heat pumps, Brochure*. Obtenido de [www.combitherm.de](http://www.combitherm.de)
- Controls, J. (2017). *SABROE HeatPACTM HPX heat pumps, Brochure PUBL7682, 01.2017*. Obtenido de [www.sabroe.com](http://www.sabroe.com)
- Cordin ARPAGAUS, F. B. (s.f.). *Review\_on\_High\_Temperature\_Heat\_Pumps\_-\_Arpagaus.pdf*. Obtenido de [www.ntb.ch/ies](http://www.ntb.ch/ies)
- Danfoss. (2014). *Turbocor TG310 Compressor using environmentally progressive HFO1234ze refrigerant, Specification Sheet*.
- Dietrich W, F. O. (June 13, 2012). *GEA Grasso heat pumps using ammonia - the megawatt range*. In: ACHEMA Kongress, Frankfurt am Main.
- Duclos J, G. D. (September 17-19, 2014). *High temperature gas heat pumps to recover industrial waste heat*. In: International Gas Union Research Conference (IGRC), Copenhagen, Denmark.
- EDF. (September 2015). *Heat pumps for industrial waste recovery. EDF Technology unveiled, R&D*.
- Eisa MAR, B. R. (s.f.). *Working fluids for high temperature heat pumps*. (Heat Recover Syst 1986;6:305-11) Obtenido de [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(86\)90152-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(86)90152-0)
- El rincón del vago*. (s.f.). Obtenido de [https://html.rincondelvago.com/bomba-de-calor\\_1.html](https://html.rincondelvago.com/bomba-de-calor_1.html)

- Elche, U. M. (s.f.). *Youtube*. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=bzYMup4RDPU>
- EMERSON. (2010). *VILTER - single screw ammonia heat pumps, Brochure OTH002-EN-1009*.
- EMERSON. (2012). *Neatpump: The high temperature ammonia heat pump, Brochure DV143-EN-1209*.
- ETW, M. (2016). *Water to water centrifugal heat pump, Brochure TB62021E1-C-0*.
- EU. (2014). *Regulation (EU) No 517/2014 of the European parliament and of the council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing regulation (EC) No 842/2006*.
- Eurostat. (2018). *Energy database*. Obtenido de <http://ec.europa.eu/eurostat/web/energy/data/database>
- F, R. (2015). *Development of a Novel High Temperature Heat Pump System, Entwicklung eines neuartigen Hochtemperatur-Wärmepumpensystems*. PhD Thesis. Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg.
- F, Z. (22 Juni 2016). *Hochtemperatur-Wärmepumpen zur energetischen Nutzung industrieller (Niedertemperatur-) Abwärme, Ochsner Energie Technik GmbH*. In: Highlights der Energieforschung 2016: Die Rolle der Wärmepumpe im zukünftigen Energiesystem, Wien.
- Fleckl T, H. M. (October 20-21, 2015). *Pfaffl. Performance testing of a lab-scale high temperature heat pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid*. In: European Heat Pump Summit, Nuremberg.
- Fleckl T, W. V. (31 August 2015). *Effiziente Abwarmenutzung durch Hochtemperaturwärmepumpen in der Industrie. Energietag 2015, Temperaturdifferenzen als Energiequellen. Wien: Arbeitskreis Energie der Österreichischen Physikalischen Gesellschaft*.
- Fomento, M. d. (20 de Diciembre de 2019). *Código Técnico*. Obtenido de <https://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/ahorroEnergia/DccHE.pdf>
- Fuenzalida, A. d. (26 de Marzo de 2014). *Aplicación y potencial. Caracterización Industria. (Appsol. WP1.D01.v3.3. Actualización)* Obtenido de [http://appsol.cl/wp-content/uploads/2018/04/APPSOL.WP1\\_-Caracterizaci%C3%B3n-Industria.pdf](http://appsol.cl/wp-content/uploads/2018/04/APPSOL.WP1_-Caracterizaci%C3%B3n-Industria.pdf)
- Fukuda S, K. C. (2013). *Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps*. (Int J Refrig 2014;40:161-73) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.10.014>
- G.F. Frate, L. F. (2019). *Analysis of suitability ranges of high temperature heat pump working fluids*. (Appl. Therm. Eng. 150 (2019) 628–640) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.034>
- G.P. Hammond, J. N. (2013). *Heat recovery opportunities in UK industry*. (Appl. Energy. 116 (2014) 387–397) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.11.008>
- GmbH, D. t. (2017). *CO2-Kältemaschinen und Hochtemperaturwärmepumpen, Brochure*. Obtenido de [www.durr-thermea.com](http://www.durr-thermea.com)
- Hartl M, L. M. (18-20 November, 2015). *Hochtemperaturwärmepumpen für industrielle Produktionsprozesse mit simultaner Heiz- und Kühlanforderung*. In: Deutsche Kälte- und Klimatagung, Dresden.
- HeatBooster, V. H. (2017). *Industrial very high temperature heat pump, Datasheet*. Obtenido de [www.vikingheatengines.com](http://www.vikingheatengines.com)
- Heidelck R, K. H.-J. (2000). *Wärmepumpen in Gewerbe und Industrie - Ein Überblick*.
- Helminger F, H. M. (10-12 Februar, 2016). *Hochtemperatur Wärmepumpen Messergebnisse einer Laboranlage mit HFO-1336MZZ-Z bis 160°C Kondensationstemperatur*. In: 14. Symposium Energieinnovation, TU Graz.
- HJ, B. (1980). *Hochtemperatur-Wärmepumpen*. 86:27-32 3.
- Høeg A, T. T.-M.-A. (6-18 November, 2009). *The development of a double-acting stirling lab engine for low temperature heat utilisation*. In: 14th International Stirling Engine Conference (ISEC), Groningen, The Netherlands.
- Honeywell. (2013). *Honeywell Solstice 1233zd(e) Technical Brochure*.

- Honeywell. (2013). *Honeywell Solstice 1233zd(e), Technical information*.
- Honeywell. (2014). *Solstice ze refrigerant (HFO-1234ze)*. Brochure FPR-003/2014-09.
- Honeywell. (2016). *Solstice refrigerants roadmap: The future of refrigerants*. Brochure FPR-004-2016-09-EN.
- Huang M, L. X. (4-17 May, 2017). *Experimental investigate on the performance of high temperature heat pump using scroll compressor*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- IEA. (2012). *Industrial heat pumps. Newsletter 2012;30(1):1-46*.
- IEA. (2014). *Application of industrial heat pumps, final report, Part 1. Report no. HPP-AN35-1. IEA Heat Pump Programme*.
- IEA. (2014). *Heating without global warming - market developments and policy considerations for renewable heat*.
- IEA, A. 3. (2014). *Application of Industrial Heat Pumps, Final report, Part 1*.
- (1994). *Información Tecnológica*. LA SERENA, CHILE: Vol. 5 N° 4.
- International, H. (2017). *Safety data sheet HARP R365mfc/227ea (93:87)*.
- Jakobs R, L. H.-J. (May 4, 2015). *Application of industrial heat pumps IEA HPP IETS Annex*. Aarhus, Denmark, 1-82.
- Jensen JK, M. W. (2015). *On the development of high temperature ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps*. (Int J Refrig 2015;58:79-89) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.06.006>
- Jensen JK, O. T. (2015). *Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 2- Ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps*. (Int J Refrig 2015;55:183-200) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.011>
- José Aller, L. S. (2010). *METODOLOGÍA PARA LA IMPLANTACIÓN DE UN SISTEMA INTEGRAL DE GESTIÓN*. Obtenido de [http://prof.usb.ve/jaller/PPI\\_papers/Codelectra2010.pdf](http://prof.usb.ve/jaller/PPI_papers/Codelectra2010.pdf)
- JR, J. (14-17 May, 2017). *Novel working fluid HFO-1336mzz(E) for use in waste heat recovery application*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- K, B. (2004). *Der Kalteanlagenbauer, Band 2: Kälteanwendung. 4. Auflage*. Heidelberg: C.F. Müller Verlag.
- K, K. (1 July, 2014). *Zero-ODP, low-GWP, non-flammable working fluids for high temperature heat pumps*. In: ASHRAE Annual Conference, Seattle, Washington.
- K, K. (2014). *HFO-1336mzz-Z as low GWP working fluid for transcritical rankine power cycles*. In: JRAIA International Symposium.
- K, K. (2015). *Zero-ODP, low GWP working fluids for high temperature heating from low temperature heat: DR-14, DR-12 and DR-2*. (Statewide Agricultural Land Use Baseline) Obtenido de <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- K, K. (October 15, 2013). *Low GWP working fluid for high temperature heat pumps: DR-2, chemical stability at high temperatures*. In: European Heat Pump Summit.
- K, O. (2015). *High temperature heat pumps for waste heat recovery*. In: 8th EHPA European Heat Pump Forum.
- KA, K. (May 12-16, 2014). *non-flammable, zero-ODP, low GWP working fluid for high temperature heat pumps: DR-148*. In: 11th IEA Heat Pump Conference, Montreal, Canada.
- Kabelac S, F. F. (6/2006). *Entwicklung eines Arbeits fluids für Hochtemperaturwärmepumpen. KI Luft- Und Kältetechnik*.
- Kaida T, S. I. (7-9 de September de 2015). *Experimental performance evaluation of heat pump-based steam supply system*. (In: 9th International Conference on Compressors and Their Systems, London, UK) Obtenido de <https://doi.org/10.1088/1757-899X/90/1/012076>

- Kleefkens O, S. S. (12-16 May, 2014). *R&D on industrial heat pumps, ECN-M-14-039*. In: 11th IEA Heat Pump Conference, Montreal, Canada.
- Kondou C, K. S. (14-17 de July de 2014). *Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps for heat recovery*. (In: 5th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue) Obtenido de <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1408>
- Kosmadakis G, M. D. (2008). *Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the hightemperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination*. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.desal.2008.04.016>
- Kosmadakis, G. (25 June 2019). Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries. *ELSEVIER*, 156, 287-298.
- L., W. (22 Juni 2016). *Industrielle Abärmerückgewinnung auf hohem Temperaturniveau*. In: News aus der Wärepumpen-Forschung, HTI Burgdorf.
- Lambauer J, W. S. (October 8, 2012). *IEA HPP - IETS Annex 35/13, The role of heat pumps for industrial processes, current status and annex achievements, application of industrial heat pumps in Germany*. In: Chillventa Congress.
- Lauterbach C, S. B. (2012). *The potential of solar heat for industrial processes in Germany*. Obtenido de *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:5121-30: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.032>
- Lee G, L. B.-S.-K. (14-17 May, 2017). *Development of steam generation heat pump through refrigerant replacement approach*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Lewandowski WM, R. E. (2010). *Systematic and selection criteria for ORC system working fluid used for a determined amount of excessive energy*.
- Loh G, C. J. (October 11, 2010). *Further development of FEA-1100: a low GWP foam expansion agent*. In: Polyurethanes Technical Conference, Houston, TX, USA.
- Longo GA, Z. C. (2014). *Experimental assessment of the low GWP refrigerant HFO-1234ze(Z) for high temperature heat pumps*. Obtenido de *Exp Therm Fluid Sci* 2014;57:293e300: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.05.004>
- M, B. (s.f.). *Fluids for high temperature heat pumps*. (*Int J Refrig* 1986;9:43-50) Obtenido de [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(86\)90152-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(86)90152-0)
- M, N. (September 9, 2017). *HeatBooster: Industrial high-temperature heat pump system*. In: International Workshop on High Temperature Heat Pumps, Copenhagen, Denmark.
- M. Papapetrou, G. K. (11-13 June, 2018). *Reverse Electrodialysis Heat-Engine: Case studies of improving energy efficiency through recovery of low temperature excess heat*. in: *Ind. Effic. 2018, European Council for an Energy Efficient Economy (ECEEE)*, Berlin, Germany: Paper 4-054-18.
- M. Papapetrou, G. K. (2018). *Industrial waste heat: estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country*. (*Appl. Therm. Eng.* 138 (2018) 207–216) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.043>
- Mauricio Toro López, C. A. (s.f.). *Researchgate.net*. Obtenido de [https://www.researchgate.net/publication/277037482\\_Uso\\_de\\_las\\_bombas\\_de\\_calor\\_de\\_alta\\_temperatura\\_como\\_alternativa\\_para\\_el\\_uso\\_racional\\_de\\_energia\\_en\\_la\\_industria](https://www.researchgate.net/publication/277037482_Uso_de_las_bombas_de_calor_de_alta_temperatura_como_alternativa_para_el_uso_racional_de_energia_en_la_industria)
- Mayekawa. (03 de 2010). *MAYEKAWA CO2 supercritical heat pump, HEAT CO2m, Brochure, ENG*. Obtenido de [www.mayekawa.eu](http://www.mayekawa.eu)
- Moisi H, R. R. (16-18 November 2016). *Erforderliche Sauggasüberhitzung bei einer R600 Hochtemperaturwärmepumpe e Nutzung der Motorabwärme*. In: Deutsche Kälte- und Klimatagung, Kassel.
- Moisi H, R. R. (23 November, 2017). *Entwicklung einer R600 Hochtemperatur Wärmepumpe - Simulation und erste Messungen*. In: Deutsche Kälte- und Klimatagung 2017, Bremen.

- Moisi H, R. R. (May 14-17, 2017). *Refrigerant selection and cycle development for a high temperature vapor compression heat pump*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Moles F, N.-E. J.-B.-C. (2014). *Low GWP alternatives to HFC-245fa in Organic Rankine Cycles for low temperature heat recovery: HCFO-1233zd-E and HFO-1336mzz-Z*. Obtenido de Appl Therm Eng 2014;71:204-12: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.06.055>
- Myhre G, S. D.-M. (2013). In: *Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge, UK and New York, NY, USA: Cambridge University Press.
- Naturgy. (s.f.). Obtenido de [https://www.naturgy.es/empresas/blog/tecnologias\\_eficientes/bomba\\_calor\\_industrial](https://www.naturgy.es/empresas/blog/tecnologias_eficientes/bomba_calor_industrial)
- Nilsson M, R. H. (May 14-17, 2017). *Measured performance of a novel high temperature heat pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Ochsner. (2012). *Hochtempertur-Industriewärmepumpen - Vorlauftemperaturen bis 100°C*. Obtenido de KI Kälte Luft Klimatechnik, 10/2012, Praxis Wärmepumpen: [www.ki-portal.de](http://www.ki-portal.de)
- Ochsner. (2017). *Maschinendaten 1-stufige Wasser-Wasser Hochsttemperatur Industrie-Wärmepumpen IWWDS ER3c4*. Obtenido de [www.ochsnerenergietechnik.com/hoechsttemperatur-waermepumpen](http://www.ochsnerenergietechnik.com/hoechsttemperatur-waermepumpen)
- Ochsner. (2017). *Wärmepumpen für grosse Leistungen, Broschüre ET04 P 03/2017*.
- Otilio, B. (13 de Enero de 2014). *SlideShare*. Obtenido de <https://pt.slideshare.net/botilio/ciclo-de-brayton-29980881>
- Oue T, O. K. (December 2013). *Air-sourced 90°C hot water supplying heat pump "HEM90A."* *Kobelco Technology Review*.
- P. Nellissen, S. W. (2015). *Heat pumps in non-domestic applications in Europe: Potential for an energy revolution*. in: Delta-Ee 3rd Annu. Heat Pumps Util. Roundtable.
- Peureux J, S. E. (21 June, 2012). *Very high-temperature heat pumps applied to energy efficiency in industry*. Frankfurt.
- Peureux J-L, S. F. (May 12, 2014). *French industrial heat pump developments applied to heat recovery*. In: *11th IEA Heat Pump Conference, Montreal, Canada*.
- R, J. (October 15-16, 2013). *Research and developments in the European heat pump industry based on the European heat pump summit, Nuremberg, Germany*.
- R, N. (16-18 November, 2016). *Entwicklung einer Hochtemperatur-Wärmepumpe für Nutzttemperaturen über 120°C*. In: *Deutsche Kälte- und Klimatagung 2016, Kassel*.
- R, R. (17/2015). *IEA Heat Pump Programme Annex 35: Anwendungsmöglichkeiten für industrielle Wärmepumpen. NACHHALTIGwirtschaften, Berichte aus Energie- und Umweltforschung*.
- R., J. (2010). *Status und Ausblick Wärmepumpen für Gewerbe, Prozess- und Industriekälte alte, Innovative Wärmepumpen Anwendungen. Enerigeeffizienz der Gewerbe-, Prozess- und Großkälte*.
- Reißner F, G. B. (20-22 November, 2013). *Auswahl und thermodynamische Systemsimulation von Arbeitsfluiden für Hochtemperaturwärmepumpen*. In: *Deutsche Kälte- und Klimatagung, Hannover*.
- Reißner F, G. B. (October 15-16, 2013). *Experimental performance evaluation of new safe and environmentally friendly working fluids for high temperature heat pumps*. In: *European Heat Pump Summit*.
- Rieberer R, Z. G. ( May 12, 2014). *Industrial heat pumps in Austria*. n: IEA HPP/IETS Annex 35/13 - Workshop, Montreal.
- Royo, C. M. (s.f.). *caloryfrio.com*. Obtenido de <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/bomba-de-calor/primer-prototipo-bomba-de-calor-de-alta-temperatura-para-la-recuperacion-de-calor-residual-industrial.html>
- rua.ua.es*. (15 de 04 de 2011). Obtenido de <https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>

- S, D. (1995). *Alternative heat pump working fluids to CFCs. Heat Recovery Syst CHP.*
- S, G. (s.f.). *Selection of working fluids for high-temperature heat pumps.* (Energy 1995;20:623-5) Obtenido de [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(95\)00010-E](https://doi.org/10.1016/0360-5442(95)00010-E)
- S, K. (2003). *The potential of solar industrial process heat applications.* Obtenido de Appl Energy 2003;76:337-61: [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9)
- S, K. (2009). *KKA Kälte Klima Aktuell, Sonderdruck Grösskälte. Hochtemperaturwärmepumpen: Aktuelle Situation und Perspektiven.*
- S, V. (September 9, 2017). *Application of an industrial heat pump for steam generation using district heating as heat source, Olvondo Technology.* In: International Workshop on High Temperature Heat Pumps, Copenhagen, Denmark.
- S. Brückner, S. L. (2015). *Industrial waste heat recovery technologies: an economic analysis of heat transformation technologies.* ( Appl. Energy. 151 (2015) 157–167) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.147>
- SA, H. E. (2017). *Hybrid heat pump - Technology overview.* Obtenido de [www.hybridenergy.no/tech-overview](http://www.hybridenergy.no/tech-overview)
- Serrano, P. (3 de Enero de 2020). *caloryfrio.com.* Obtenido de <https://www.caloryfrio.com/noticias/normativas/el-nuevo-codigo-tecnico-de-la-edificacion-todo-lo-que-debes-saber.html>
- SOLKATHERM, S. (2016). *SES36 high temperature working fluid, product information, 35/129/06.16/007/PDF.*
- SOLVAY. (2016). *SOLKATHERM SES24 high temperature working fluid, Product information, 35/127/06.16/007/PDF.*
- SOLVAY. (2016). *SOLKATHERM SES30 high temperature working fluid, Product information, 35/128/06.16/007/PDF.*
- T. Ommen, J. J. (2015). *Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 1 – Single stage vapourcompression heat pumps.* (Int. J. Refrig. 55 (2015) 168–182) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.012>
- Thermea. (October 9-11,2012). *CO2-Hochtemperaturwärmepumpen, CO2-Kältemaschinen, CO2-Drucklufttrockner.* In: Chillventa Conference, Nuremberg.
- T-M, T. (14-17 May, 2017). *Application of an industrial heat pump for steam generation using district heating as heat source.* In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- UN. (1998). *Kyoto protocol to the United Nations framework convention on climate change.* Obtenido de <https://doi.org/10.1111/1467-9388.00150>
- UNEP. (2017). *Handbook for the Montreal protocol on substances that deplete the ozon layer.*
- Viessmann. (2016). *Wärmepumpen bis 2'000 kW, Broschüre 9443170-5 DE 11/2016.* Obtenido de [www.viessmann.ch](http://www.viessmann.ch)
- W, S. (2013). *Groß- und Hochtemperaturwärmepumpen auf dem Vormarsch.* EuroHeat & Power, 42. Jg, Heft 3.
- W, W. (12.9.2007). *Potentialstudie für Solare Prozesswärme in Österreich.* In: IEA SHC Task 33, Solarwärme für die Industrie, Graz, Österreich.
- W, W. (2005). *Solarwärme für industrielle Prozesse. Erneuerbare Energie.*
- Wemmers AK, v. H. (14-17 May, 2017). *Test results R600 pilot heat pump.* In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Wikipedia. (s.f.). Obtenido de [https://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama\\_Ph](https://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_Ph)
- Wikipedia. (s.f.). Obtenido de [https://es.wikipedia.org/wiki/Condensador\\_\(termodin%C3%A1mica\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Condensador_(termodin%C3%A1mica))

- Wilk V, H. M. (16-18 November, 2016). *Hochtemperatur-Wärmepumpe für Industrieanwendungen: Prüfstandmessungen und Systemsimulation*. In: Deutsche Kälte- und Klimatagung, Kassel.
- Wolf S, F. R. (14 Juni 2017). *Rahmenbedingungen für die Anwendung von Grosswärmepumpen in der Schweizer Industrie*. In: 23. Tagung des BFE-Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte des Bundesamts für Energie (BFE), Burgdorf.
- Wolf S, F. U. (2014). *Analyse des Potenzials von Industriewärmepumpen in Deutschland, Forschungsbericht*. Universität Stuttgart, IER.
- Wolf S, L. J. (September 11-14, 2012). *Industrial heat pumps in Germany: potentials, technological development and market barriers*. In: ECEEE Industrial Summer Study, Arnheim, Germany.
- Y, K. (October 15, 2012). *Industrial heat pump reduce cost and save energy in actual case studies*. In: Chillventa Conference, Nuremberg.
- Y. Chan, R. K. (2016). *Study on energy efficiency and energy saving potential in industry from possible policy mechanisms*. Obtenido de ICF Consult. Limited, London. Tratto Giorno. 6 (2015) : [https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/51201\\_DG\\_ENER\\_Industrial\\_EE\\_study\\_-\\_final\\_report\\_clean\\_stc.pdf](https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/51201_DG_ENER_Industrial_EE_study_-_final_report_clean_stc.pdf)
- Yamazaki T, K. Y. (1985). *Development of a high-temperature heat pump*. *IEA Heat Pump Centre Newsletter* 1985;3(4):18-21.
- Yoo JW, K. D. (May 14-17, 2017). *Experimental study of lab-scale steam generation heat pump with waste heat recovery*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Yu X, Z. Y. (2013). *Experimental performance of high temperature heat pump with near-azeotropic refrigerant mixture*. (*Energy Build* 2014;78:43-9) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.065>
- Zhang J, Z. H.-H.-L.-Q. (2016). *A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China*. Obtenido de *Appl Energy* 2016;178:800-25: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.049>
- Zhang Y, Z. Y. (2017). *Analysis of a high temperature heat pump using BY-5 as refrigerant*. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.072>
- Zhou GH, F. S. (2012). *Review status on high temperature heat pumps*. Obtenido de *Appl Mech Mater* 2012;170-173:2550-3: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.170-173.2550>
- 378-1, D. E. (2016). *Refrigerating systems and heat pumps - safety and environmental requirements - Part 1: basic requirements, definitions, classification and selection criteria*.
- 3M. (9/09.2009). *Novec 649 engineered fluid, Product information, issued*.
- A, P. (2012). *High temperature heat pumps with natural refrigerants*. *IEA Heat Pump Centre Newsletter* .
- A, R. (1997). *Kapitel 7.4 Turboverdichter*. In: Cube/Steimle/Lotz/Kunis, editor. *Lehrbuch der Kältetechnik*, Band 1, 4. Auflage. Heidelberg: C.F. Müller Verlag,.
- Adler B, M. R. (14-17 May, 2017). *Rotation heat pump (RHP)*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Adler B, M. R. (Feb. 10-12, 2016). *ECOP Rotationswärmepumpe auf Basis eines Joule Prozesses*. In: 14. Symposium Energieinnovation, Graz, Austria.
- AG, F. (2005). *Uniturbo 50FY - Centrifugal compressor for large scale refrigeration plants and heat pumps, Brochure G008-05*. Obtenido de [www.friotherm.com](http://www.friotherm.com)
- Arpagaus C, B. F. (24-25 October, 2017). *Review on high temperature heat pumps - market overview and research status*. In: European Heat Pump Summit , Nuremberg, Germany.
- Arpagaus C, B. F. (September 9, 2017). *Review on high temperature heat pumps - market overview and research status*. In: International Workshop on High Temperature Heat Pumps, Copenhagen, Denmark.

- Arpagaus, C. (2018). High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. *ELSEVIER*, 152, 985-1010.
- AS, O. T. (2017). *SPP HighLift heat pumps, Datasheet*.
- ASHRAE. (2016). *Standard 34-safety standard for refrigeration systems and designation and classification of refrigerants*.
- Assaf K, Z. A.-L. (2010). *Experimental simulation of a heat recovery heat pump system in food industries*. (In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference) Obtenido de <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1087>
- B, G. (2015). *Hochleistungs-Wärmepumpe nutzt Prozessabwärme, Sole- Wasser-Wärmepumpe mit bis zu 90 °C Vorlauftemperatur von ViessmannTochter KWT. HK-Gebautechnik*.
- Bamigbetan O, E. T. (September 9, 2017). *Development of propanebutane cascade high temperature heat pump: early test rig results*. In: International Workshop on High Temperature Heat Pumps, Copenhagen, Denmark.
- Bamigbetan O, E. T. (2016). *Evaluation of natural working fluids for the development of high temperature heat pumps*. Obtenido de In: 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, Edinburgh, Scotland: <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2016.1092>
- Bamigbetan O, E. T. (2017). *Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids*. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.021>
- Bamigbetan O, E. T. (July 2-6, 2017). *Extending hydrocarbon heat pumps to higher Temperatures: predictions from simulations*. In: Proceedings of ECOS 2017 -The 30th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, San Diego, California, USA.
- Biederman BP, M. J. (s.f.). *Cycle analysis and turbo compressor sizing with Ketone C6F as working fluid for water-Cooled chiller applications*. Obtenido de In: International Compressor Engineering Conference, Purdue: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1626>
- Blesl M, W. S. (May de May 20, 2014). *Large scale application of heat pumps*. . In: 7th EHPA European Heat Pump Forum, Berlin, Germany.
- Bless F, A. C. (2017). *Theoretical analysis of steam generation methods - energy, CO2 emission, and cost analysis*. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.088>
- Bobelin D, B. A. (2012). *Experimental results of a newly developed very high temperature industrial heat pump (140°C) equipped with scroll compressors and working with a new blend refrigerant*. ( In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue) Obtenido de <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1299>
- BP. (2017). *British petroleum statistical review of world energy*.
- Brown JS, Z. C. (2009). *The fluorinated olefin R-1234ze(Z) as a hightemperature heat pumping refrigerant*. Obtenido de *Int J Refrig* 2009;32:1412-22: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.03.002>
- Brunner C, S. B. (2007). *STYRIAN PROMISE (Produzieren mit Solarer Energie) - Initiative zur Nutzung von Energieeffizienz und Erneuerbaren Energien (Solare Prozesswärme)*. In Steirischen Betrieben. Endbericht, Joanneum Research, Graz, Austria.
- C, W. (8 October, 2013). *Pioneering industrial heat pump technology in Japan*. In: 3rd Conference of AHPNW, HUST, Hanoi, Vietnam.
- Chamoun M, R. R. (2011). *Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant*. (. *Int J Refrig* 2012;35:1080-91) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.12.007>
- Chamoun M, R. R. (2013). *Modelica-based modeling and simulation of a twin screw compressor for heat pump applications*. (*Appl Therm Eng* 2013;58:479-89) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.04.020>

- Chamoun M, R. R.-L. (2012). *Experimental investigation of a new high temperature heat pump using water as refrigerant for industrial heat recovery*. (In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue) Obtenido de <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1165>
- Chamoun M, R. R.-L. (2014). *Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant*. (Int J Refrig 2014;44:177-88) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.019>
- Chemicals, A. (2017). *AMOLEA® I224yd, Technical information. ASAHI Glass Co., Ltd.*  
*chillventa.de*. (25 de 10 de 2017). Obtenido de [https://www.ntb.ch/fileadmin/NTB\\_Institute/IES/bilder/Projekte\\_TES/91\\_SCCER-EIP/2017-10-24\\_11-45Uhr\\_Review\\_on\\_High\\_Temperature\\_Heat\\_Pumps\\_Arpagaus.pdf](https://www.ntb.ch/fileadmin/NTB_Institute/IES/bilder/Projekte_TES/91_SCCER-EIP/2017-10-24_11-45Uhr_Review_on_High_Temperature_Heat_Pumps_Arpagaus.pdf)
- Combitherm. (2017). *High temperature heat pumps, Brochure*. Obtenido de [www.combitherm.de](http://www.combitherm.de)
- Controls, J. (2017). *SABROE HeatPACTM HPX heat pumps, Brochure PUBL7682, 01.2017*. Obtenido de [www.sabroe.com](http://www.sabroe.com)
- Cordin ARPAGAUS, F. B. (s.f.). *Review on High Temperature Heat Pumps - Arpagaus.pdf*. Obtenido de [www.ntb.ch/ies](http://www.ntb.ch/ies)
- Danfoss. (2014). *Turbocor TG310 Compressor using environmentally progressive HFO1234ze refrigerant, Specification Sheet*.
- Dietrich W, F. O. (June 13, 2012). *GEA Grasso heat pumps using ammonia - the megawatt range*. In: AICHEMIA Kongress, Frankfurt am Main.
- Duclos J, G. D. (September 17-19, 2014). *High temperature gas heat pumps to recover industrial waste heat*. In: International Gas Union Research Conference (IGRC), Copenhagen, Denmark.
- EDF. (September 2015). *Heat pumps for industrial waste recovery. EDF Technology unveiled, R&D*.
- Eisa MAR, B. R. (s.f.). *Working fluids for high temperature heat pumps*. (Heat Recover Syst 1986;6:305-11) Obtenido de [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(86\)90152-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(86)90152-0)
- El rincón del vago*. (s.f.). Obtenido de [https://html.rincondelvago.com/bomba-de-calor\\_1.html](https://html.rincondelvago.com/bomba-de-calor_1.html)
- Elche, U. M. (s.f.). *Youtube*. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=bzYMup4RDPU>
- EMERSON. (2010). *VILTER - single screw ammonia heat pumps, Brochure OTH002-EN-1009*.
- EMERSON. (2012). *Neatpump: The high temperature ammonia heat pump, Brochure DV143-EN-1209*.
- ETW, M. (2016). *Water to water centrifugal heat pump, Brochure TB62021E1-C-0*.
- EU. (2014). *Regulation (EU) No 517/2014 of the European parliament and of the council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing regulation (EC) No 842/2006*.
- Eurostat. (2018). *Energy database*. Obtenido de <http://ec.europa.eu/eurostat/web/energy/data/database>
- F, R. (2015). *Development of a Novel High Temperature Heat Pump System, Entwicklung eines neuartigen Hochtemperatur-Wärmepumpensystems*. PhD Thesis. Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg.
- F, Z. (22 Juni 2016). *Hochtemperatur-Wärmepumpen zur energetischen Nutzung industrieller (Niedertemperatur-) Abwärme, Ochsner Energie Technik GmbH*. In: Highlights der Energieforschung 2016: Die Rolle der Wärmepumpe im zukünftigen Energiesystem, Wien.
- Fleckl T, H. M. (October 20-21, 2015). *Pfaffl. Performance testing of a lab-scale high temperature heat pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid*. In: European Heat Pump Summit, Nuremberg.
- Fleckl T, W. V. (31 August 2015). *Effiziente Abwarmenutzung durch Hochtemperaturwärmepumpen in der Industrie. Energietag 2015, Temperaturdifferenzen als Energiequellen. Wien: Arbeitskreis Energie der Österreichischen Physikalischen Gesellschaft*.
- Fomento, M. d. (20 de Diciembre de 2019). *Código Técnico*. Obtenido de <https://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/ahorroEnergia/DccHE.pdf>

- Fuenzalida, A. d. (26 de Marzo de 2014). *Aplicación y potencial. Caracterización Industria*. (Appsol. WP1.D01.v3.3. Actualización) Obtenido de [http://appsol.cl/wp-content/uploads/2018/04/APPSOL.WP1\\_-Caracterizaci%C3%B3n-Industria.pdf](http://appsol.cl/wp-content/uploads/2018/04/APPSOL.WP1_-Caracterizaci%C3%B3n-Industria.pdf)
- Fukuda S, K. C. (2013). *Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps*. (Int J Refrig 2014;40:161-73) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.10.014>
- G.F. Frate, L. F. (2019). *Analysis of suitability ranges of high temperature heat pump working fluids*. (Appl. Therm. Eng. 150 (2019) 628–640) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.034>
- G.P. Hammond, J. N. (2013). *Heat recovery opportunities in UK industry*. (Appl. Energy. 116 (2014) 387–397) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.11.008>
- GmbH, D. t. (2017). *CO2-Kältemaschinen und Hochtemperaturwärmepumpen, Brochure*. Obtenido de [www.durr-thermea.com](http://www.durr-thermea.com)
- Hartl M, L. M. (18-20 November, 2015). *Hochtemperaturwärmepumpen für industrielle Produktionsprozesse mit simultaner Heiz- und Kühlanforderung*. In: Deutsche Kälte- und Klimatagung, Dresden.
- HeatBooster, V. H. (2017). *Industrial very high temperature heat pump, Datasheet*. Obtenido de [www.vikingheatengines.com](http://www.vikingheatengines.com)
- Heidelck R, K. H.-J. (2000). *Wärmepumpen in Gewerbe und Industrie - Ein Überblick*.
- Helminger F, H. M. (10-12 Februar, 2016). *Hochtemperatur Wärmepumpen Messergebnisse einer Laboranlage mit HFO-1336MZZ-Z bis 160°C Kondensationstemperatur*. In: 14. Symposium Energieinnovation, TU Graz.
- HJ, B. (1980). *Hochtemperatur-Wärmepumpen*. 86:27-32 3.
- Høeg A, T. T.-M.-A. (6-18 November, 2009). *The development of a double-acting stirling lab engine for low temperature heat utilisation*. In: 14th International Stirling Engine Conference (ISEC), Groningen, The Netherlands.
- Honeywell. (2013). *Honeywell Solstice 1233zd(e) Technical Brochure*.
- Honeywell. (2013). *Honeywell Solstice 1233zd(e), Technical information*.
- Honeywell. (2014). *Solstice ze refrigerant (HFO-1234ze)*. Brochure FPR-003/2014-09.
- Honeywell. (2016). *Solstice refrigerants roadmap: The future of refrigerants*. Brochure FPR-004-2016-09-EN.
- Huang M, L. X. (4-17 May, 2017). *Experimental investigate on the performance of high temperature heat pump using scroll compressor*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- IEA. (2012). *Industrial heat pumps. Newsletter 2012;30(1):1-46*.
- IEA. (2014). *Application of industrial heat pumps, final report, Part 1. Report no. HPP-AN35-1. IEA Heat Pump Programme*.
- IEA. (2014). *Heating without global warming - market developments and policy considerations for renewable heat*.
- IEA, A. 3. (2014). *Application of Industrial Heat Pumps, Final report, Part 1*.
- (1994). *Información Tecnológica*. LA SERENA, CHILE: Vol. 5 N° 4.
- International, H. (2017). *Safety data sheet HARP R365mfc/227ea (93:87)*.
- Jakobs R, L. H.-J. (May 4, 2015). *Application of industrial heat pumps IEA HPP IETS Annex*. Aarhus, Denmark, 1-82.
- Jensen JK, M. W. (2015). *On the development of high temperature ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps*. (Int J Refrig 2015;58:79-89) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.06.006>
- Jensen JK, O. T. (2015). *Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 2-*

- Ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps.* (Int J Refrig 2015;55:183-200) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.011>
- José Aller, L. S. (2010). *METODOLOGÍA PARA LA IMPLANTACIÓN DE UN SISTEMA INTEGRAL DE GESTIÓN.* Obtenido de [http://prof.usb.ve/jaller/PPI\\_papers/Codelectra2010.pdf](http://prof.usb.ve/jaller/PPI_papers/Codelectra2010.pdf)
- JR, J. (14-17 May, 2017). *Novel working fluid HFO-1336mzz(E) for use in waste heat recovery application.* In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- K, B. (2004). *Der Kalteanlagenbauer, Band 2: Kälteanwendung. 4. Auflage.* Heidelberg: C.F. Müller Verlag.
- K, K. (1 July, 2014). *Zero-ODP, low-GWP, non-flammable working fluids for high temperature heat pumps.* In: ASHRAE Annual Conference, Seattle, Washington.
- K, K. (2014). *HFO-1336mzz-Z as low GWP working fluid for transcritical rankine power cycles.* In: JRAIA International Symposium.
- K, K. (2015). *Zero-ODP, low GWP working fluids for high temperature heating from low temperature heat: DR-14, DR-12 and DR-2.* (Statewide Agricultural Land Use Baseline) Obtenido de <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- K, K. (October 15, 2013). *Low GWP working fluid for high temperature heat pumps: DR-2, chemical stability at high temperatures.* In: European Heat Pump Summit.
- K, O. (2015). *High temperature heat pumps for waste heat recovery.* In: 8th EHPA European Heat Pump Forum.
- KA, K. (May 12-16, 2014). *non-flammable, zero-ODP, low GWP working fluid for high temperature heat pumps: DR-148.* In: 11th IEA Heat Pump Conference, Montreal, Canada.
- Kabelac S, F. F. (6/2006). *Entwicklung eines Arbeits fluids für Hochtemperaturwärmepumpen. KI Luft- Und Kältetechnik.*
- Kaida T, S. I. (7-9 de September de 2015). *Experimental performance evaluation of heat pump-based steam supply system.* (In: 9th International Conference on Compressors and Their Systems, London, UK) Obtenido de <https://doi.org/10.1088/1757-899X/90/1/012076>
- Kleefkens O, S. S. (12-16 May, 2014). *R&D on industrial heat pumps, ECN-M-14-039.* In: 11th IEA Heat Pump Conference, Montreal, Canada.
- Kondou C, K. S. (14-17 de July de 2014). *Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps for heat recovery.* (In: 5th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue) Obtenido de <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1408>
- Kosmadakis G, M. D. (2008). *Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the hightemperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination.* Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.desal.2008.04.016>
- Kosmadakis, G. (25 June 2019). Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries. *ELSEVIER, 156, 287-298.*
- L., W. (22 Juni 2016). *Industrielle Abärmerückgewinnung auf hohem Temperaturniveau.* In: News aus der Wärmepumpen-Forschung, HTI Burgdorf.
- Lambauer J, W. S. (October 8, 2012). *IEA HPP - IETS Annex 35/13, The role of heat pumps for industrial processes, current status and annex achievements, application of industrial heat pumps in Germany.* In: Chillventa Congress.
- Lauterbach C, S. B. (2012). *The potential of solar heat for industrial processes in Germany.* Obtenido de *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16:5121-30: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.032>
- Lee G, L. B.-S.-K. (14-17 May, 2017). *Development of steam generation heat pump through refrigerant replacement approach.* In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Lewandowski WM, R. E. (2010). *Systematic and selection criteria for ORC system working fluid used for a determined amount of excessive energy.*
- Loh G, C. J. (October 11, 2010). *Further development of FEA-1100: a low GWP foam expansion agent.* In:

Polyurethanes Technical Conference, Houston, TX, USA.

- Longo GA, Z. C. (2014). *Experimental assessment of the low GWP refrigerant HFO-1234ze(Z) for high temperature heat pumps*. Obtenido de Exp Therm Fluid Sci 2014;57:293e300: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.05.004>
- M, B. (s.f.). *Fluids for high temperature heat pumps*. (Int J Refrig 1986;9:43-50) Obtenido de [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(86\)90152-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(86)90152-0)
- M, N. (September 9, 2017). *HeatBooster: Industrial high-temperature heat pump system*. In: International Workshop on High Temperature Heat Pumps, Copenhagen, Denmark.
- M. Papapetrou, G. K. (11-13 June, 2018). *Reverse Electrodialysis Heat-Engine: Case studies of improving energy efficiency through recovery of low temperature excess heat*. in: Ind. Effic. 2018, European Council for an Energy Efficient Economy (ECEEE), Berlin, Germany: Paper 4-054-18.
- M. Papapetrou, G. K. (2018). *Industrial waste heat: estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country*. (Appl. Therm. Eng. 138 (2018) 207–216) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.043>
- Mauricio Toro López, C. A. (s.f.). *Researchgate.net*. Obtenido de [https://www.researchgate.net/publication/277037482\\_Uso\\_de\\_las\\_bombas\\_de\\_calor\\_de\\_alta\\_temperatura\\_como\\_alternativa\\_para\\_el\\_uso\\_racional\\_de\\_energia\\_en\\_la\\_industria](https://www.researchgate.net/publication/277037482_Uso_de_las_bombas_de_calor_de_alta_temperatura_como_alternativa_para_el_uso_racional_de_energia_en_la_industria)
- Mayekawa. (03 de 2010). *MAYEKAWA CO2 supercritical heat pump, HEAT CO2m, Brochure, ENG*. Obtenido de [www.mayekawa.eu](http://www.mayekawa.eu)
- Moisi H, R. R. (16-18 November 2016). *Erforderliche Sauggasüberhitzung bei einer R600 Hochtemperaturwärmepumpe e Nutzung der Motorabwärme*. In: Deutsche Kälte- und Klimatagung, Kassel.
- Moisi H, R. R. (23 November, 2017). *Entwicklung einer R600 Hochtemperatur Wärmepumpe - Simulation und erste Messungen*. In: Deutsche Kälte- und Klimatagung 2017, Bremen.
- Moisi H, R. R. (May 14-17, 2017). *Refrigerant selection and cycle development for a high temperature vapor compression heat pump*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Moles F, N.-E. J.-B.-C. (2014). *Low GWP alternatives to HFC-245fa in Organic Rankine Cycles for low temperature heat recovery: HCFO-1233zd-E and HFO-1336mzz-Z*. Obtenido de Appl Therm Eng 2014;71:204-12: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.06.055>
- Myhre G, S. D.-M. (2013). In: *Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge, UK and New York, NY, USA: Cambridge University Press.
- Naturgy. (s.f.). Obtenido de [https://www.naturgy.es/empresas/blog/tecnologias\\_eficientes/bomba\\_calor\\_industrial](https://www.naturgy.es/empresas/blog/tecnologias_eficientes/bomba_calor_industrial)
- Nilsson M, R. H. (May 14-17, 2017). *Measured performance of a novel high temperature heat pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Ochsner. (2012). *Hochtempertur-Industriewärmepumpen - Vorlauftemperaturen bis 100°C*. Obtenido de KI Kälte Luft Klimatechnik, 10/2012, Praxis Wärmepumpen: [www.ki-portal.de](http://www.ki-portal.de)
- Ochsner. (2017). *Maschinendaten 1-stufige Wasser-Wasser Hochsttemperatur Industrie-Wärmepumpen IWWDS ER3c4*. Obtenido de [www.ochsnerenergietechnik.com/hoechsttemperatur-waermepumpen](http://www.ochsnerenergietechnik.com/hoechsttemperatur-waermepumpen)
- Ochsner. (2017). *Wärmepumpen für grosse Leistungen, Broschüre ET04 P 03/2017*.
- Otilio, B. (13 de Enero de 2014). *SlideShare*. Obtenido de <https://pt.slideshare.net/botilio/ciclo-de-brayton-29980881>
- Oue T, O. K. (December 2013). *Air-sourced 90°C hot water supplying heat pump “HEM90A.” Kobelco Technology Review*.
- P. Nellissen, S. W. (2015). *Heat pumps in non-domestic applications in Europe: Potential for an energy*

- revolution.* in: Delta-Ee 3rd Annu. Heat Pumps Util. Roundtable.
- Peureux J, S. E. (21 June, 2012). *Very high-temperature heat pumps applied to energy efficiency in industry.* Frankfurt.
- Peureux J-L, S. F. (May 12, 2014). *French industrial heat pump developments applied to heat recovery.* In: *11th IEA Heat Pump Conference, Montreal, Canada.*
- R, J. (October 15-16, 2013). *Research and developments in the European heat pump industry based on the European heat pump summit, Nuremberg, Germany.*
- R, N. (16-18 November, 2016). *Entwicklung einer Hochtemperatur-Wärmepumpe für Nutzttemperaturen über 120°C.* In: Deutsche Kälte- und Klimatagung 2016, Kassel.
- R, R. (17/2015). *IEA Heat Pump Programme Annex 35: Anwendungsmöglichkeiten für industrielle Wärmepumpen.* NACHHALTIGwirtschaften, Berichte aus Energie- und Umweltforschung.
- R., J. (2010). *Status und Ausblick Wärmepumpen für Gewerbe, Prozess- und Industriekälte alte, Innovative Wärmepumpen Anwendungen.* Energieeffizienz der Gewerbe-, Prozess- und Großkälte.
- Reißner F, G. B. (20-22 November, 2013). *Auswahl und thermodynamische Systemsimulation von Arbeitsfluiden für Hochtemperaturwärmepumpen.* In: Deutsche Kälte- und Klimatagung, Hannover.
- Reißner F, G. B. (October 15-16, 2013). *Experimental performance evaluation of new safe and environmentally friendly working fluids for high temperature heat pumps.* In: European Heat Pump Summit.
- Rieberer R, Z. G. ( May 12, 2014). *Industrial heat pumps in Austria.* n: IEA HPP/IETS Annex 35/13 - Workshop, Montreal.
- Royo, C. M. (s.f.). *caloryfrio.com.* Obtenido de <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/bomba-de-calor/primer-prototipo-bomba-de-calor-de-alta-temperatura-para-la-recuperacion-de-calor-residual-industrial.html>
- rua.ua.es.* (15 de 04 de 2011). Obtenido de <https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>
- S, D. (1995). *Alternative heat pump working fluids to CFCs.* *Heat Recovery Syst CHP.*
- S, G. (s.f.). *Selection of working fluids for high-temperature heat pumps.* (Energy 1995;20:623-5) Obtenido de [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(95\)00010-E](https://doi.org/10.1016/0360-5442(95)00010-E)
- S, K. (2003). *The potential of solar industrial process heat applications.* Obtenido de Appl Energy 2003;76:337-61: [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9)
- S, K. (2009). *KKA Kälte Klima Aktuell, Sonderdruck Grösskälte. Hochtemperaturwärmepumpen: Aktuelle Situation und Perspektiven.*
- S, V. (September 9, 2017). *Application of an industrial heat pump for steam generation using district heating as heat source, Olvondo Technology.* In: International Workshop on High Temperature Heat Pumps, Copenhagen, Denmark.
- S. Brückner, S. L. (2015). *Industrial waste heat recovery technologies: an economic analysis of heat transformation technologies.* ( Appl. Energy. 151 (2015) 157–167) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.147>
- SA, H. E. (2017). *Hybrid heat pump - Technology overview.* Obtenido de [www.hybridenergy.no/tech-overview](http://www.hybridenergy.no/tech-overview)
- Serrano, P. (3 de Enero de 2020). *caloryfrio.com.* Obtenido de <https://www.caloryfrio.com/noticias/normativas/el-nuevo-codigo-tecnico-de-la-edificacion-todo-lo-que-debes-saber.html>
- SOLKATHERM, S. (2016). *SES36 high temperature working fluid, product information, 35/129/06.16/007/PDF.*
- SOLVAY. (2016). *SOLKATHERM SES24 high temperature working fluid, Product information, 35/127/06.16/007/PDF.*

- SOLVAY. (2016). *SOLKATHERM SES30 high temperature working fluid, Product information, 35/128/06.16/007/PDF*.
- T. Ommen, J. J. (2015). *Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 1 – Single stage vapourcompression heat pumps*. (Int. J. Refrig. 55 (2015) 168–182) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.012>
- Thermea. (October 9-11,2012). *CO2-Hochtemperaturwärmepumpen, CO2-Kältemaschinen, CO2-Drucklufttrockner*. In: Chillventa Conference, Nuremberg.
- T-M, T. (14-17 May, 2017). *Application of an industrial heat pump for steam generation using district heating as heat source*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- UN. (1998). *Kyoto protocol to the United Nations framework convention on climate change*. Obtenido de <https://doi.org/10.1111/1467-9388.00150>
- UNEP. (2017). *Handbook for the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer*.
- Viessmann. (2016). *Wärmepumpen bis 2'000 kW, Broschüre 9443170-5 DE 11/2016*. Obtenido de [www.viessmann.ch](http://www.viessmann.ch)
- W, S. (2013). *Groß- und Hochtemperaturwärmepumpen auf dem Vormarsch*. EuroHeat & Power, 42. Jg, Heft 3.
- W, W. (12.9.2007). *Potentialstudie für Solare Prozesswärme in Österreich*. In: IEA SHC Task 33, Solarwärme für die Industrie, Graz, Österreich.
- W, W. (2005). *Solarwärme für industrielle Prozesse. Erneuerbare Energie*.
- Wemmers AK, v. H. (14-17 May, 2017). *Test results R600 pilot heat pump*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Wikipedia. (s.f.). Obtenido de [https://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama\\_Ph](https://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_Ph)
- Wikipedia. (s.f.). Obtenido de [https://es.wikipedia.org/wiki/Condensador\\_\(termodin%C3%A1mica\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Condensador_(termodin%C3%A1mica))
- Wilk V, H. M. (16-18 November, 2016). *Hochtemperatur-Wärmepumpe für Industrieanwendungen: Prüfstandmessungen und Systemsimulation*. In: Deutsche Kälte- und Klimatagung, Kassel.
- Wolf S, F. R. (14 Juni 2017). *Rahmenbedingungen für die Anwendung von Grosswärmepumpen in der Schweizer Industrie*. In: 23. Tagung des BFE-Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte des Bundesamts für Energie (BFE), Burgdorf.
- Wolf S, F. U. (2014). *Analyse des Potenzials von Industriewärmepumpen in Deutschland, Forschungsbericht*. Universität Stuttgart, IER.
- Wolf S, L. J. (September 11-14, 2012). *Industrial heat pumps in Germany: potentials, technological development and market barriers*. In: ECEEE Industrial Summer Study, Arnheim, Germany.
- Y, K. (October 15, 2012). *Industrial heat pump reduce cost and save energy in actual case studies*. In: Chillventa Conference, Nuremberg.
- Y. Chan, R. K. (2016). *Study on energy efficiency and energy saving potential in industry from possible policy mechanisms*. Obtenido de ICF Consult. Limited, London. Tratto Giorno. 6 (2015) : [https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/51201\\_DG\\_ENER\\_Industrial\\_EE\\_study\\_-\\_final\\_report\\_clean\\_stc.pdf](https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/51201_DG_ENER_Industrial_EE_study_-_final_report_clean_stc.pdf)
- Yamazaki T, K. Y. (1985). *Development of a high-temperature heat pump*. IEA Heat Pump Centre Newsletter 1985;3(4):18-21.
- Yoo JW, K. D. (May 14-17, 2017). *Experimental study of lab-scale steam generation heat pump with waste heat recovery*. In: 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam.
- Yu X, Z. Y. (2013). *Experimental performance of high temperature heat pump with near-azeotropic refrigerant mixture*. (Energy Build 2014;78:43-9) Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.065>

- Zhang J, Z. H.-H.-L.-Q. (2016). *A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China*. Obtenido de Appl Energy 2016;178:800-25: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.049>
- Zhang Y, Z. Y. (2017). *Analysis of a high temperature heat pump using BY-5 as refrigerant*. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.072>
- Zhou GH, F. S. (2012). *Review status on high temperature heat pumps*. Obtenido de Appl Mech Mater 2012;170-173:2550-3: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.170-173.2550>