



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO DE FIN DE GRADO

INTEGRACIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR DE ALTA TEMPERATURA EN EL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE LA CERVEZA

Autora:

Gabriela Calvo Abad

Directores:

José Ignacio Linares Hurtado

Eva María Arenas Pinilla

Madrid

Julio de 2025

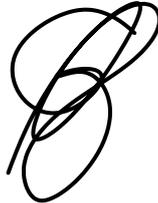
Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
**Integración de una bomba de calor de alta temperatura en el proceso de
producción de la cerveza**

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2024-2025 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido
tomada de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: Gabriela Calvo Abad

Fecha: ..23./ ..07./ 2025



Autorizada la entrega del proyecto

LOS DIRECTORES DEL PROYECTO



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

INTEGRACIÓN DE UNA BOMBA DE CALOR DE ALTA TEMPERATURA EN EL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE LA CERVEZA

Autora:

Gabriela Calvo Abad

Directores:

José Ignacio Linares Hurtado

Eva María Arenas Pinilla

Madrid

Julio de 2025

Agradecimientos

Quiero expresar mi agradecimiento a mis tutores, Eva María Arenas y José Ignacio Linares, por su apoyo a lo largo de todo el proyecto. Gracias por vuestra dedicación y por todo lo que me habéis enseñado durante este tiempo. En especial, quiero agradecer a José Ignacio su implicación personal, su esfuerzo y su cercanía, que han sido fundamentales para sacar adelante este proyecto.

También quiero dar las gracias a mi familia, por estar siempre a mi lado, apoyándome en cada paso, y muy especialmente a mi hermana Jimena.

Integración de una bomba de calor de alta temperatura en el proceso de producción de la cerveza

Autor: Calvo Abad, Gabriela

Directores: Linares Hurtado, José Ignacio y Arenas Pinilla, Eva María

Entidad Colaboradora: Cátedra Fundación Repsol de Transición Energética

RESUMEN DEL PROYECTO

Este proyecto se centra en el aprovechamiento del calor residual del mosto tras la cocción en una planta cervecera para generar agua caliente de proceso y vapor industrial, mediante una bomba de calor de alta temperatura basada en un ciclo Rankine inverso regenerativo transcrito con CO₂ como fluido de trabajo. El sistema propuesto permite calentar agua de red hasta 90 °C y alimentar un subsistema de aceite térmico que genera vapor de proceso, sustituyendo parcialmente el uso de calderas convencionales y *chillers* eléctricos, reduciendo así el consumo energético y las emisiones directas de CO₂ asociadas a los sistemas térmicos tradicionales. El ciclo ha sido optimizado para maximizar la eficiencia térmica bajo condiciones variables de temperatura del agua de red (8–24 °C). Se ha alcanzado un coeficiente de rendimiento (COP) entre 3,7 y 6,162 (incluyendo tanto el efecto de calor como el de frío), lo que demuestra una alta eficiencia térmica incluso en condiciones desfavorables. Se han dimensionado intercambiadores, conductos y turbomáquinas bajo criterios normativos [3][4]. En términos económicos, el sistema presenta una inversión total (FCI) de 5,85 millones de euros en el escenario base, y de 7,73 millones de euros en los dos escenarios optimistas. El coste nivelado del calor (LCOH) se sitúa entre 68,78 y 83,13 €/MWh, según el grado de aprovechamiento térmico. Los costes operativos anuales (OPEX) ascienden a 3,32 M€ en el caso base, 6,63 M€ en el escenario optimista 2, y 7,32 M€ en el escenario optimista 1. El periodo de retorno (PR) es de 4,8 años en el escenario optimista 1, 5,3 años en el escenario optimista 2, y 17 años en el caso base.

Palabras clave: bomba de calor, ciclo Rankine inverso, CO₂, alta temperatura, descarbonización industrial, cervecera.

1. Introducción

Uno de los campos con mayor proyección dentro de la transición energética es la valorización de corrientes de calor residual a media y baja temperatura. Este tipo de energía, abundante en procesos industriales como la cocción, suele desaprovecharse pese a su elevado contenido térmico. En un contexto donde la demanda térmica industrial representa una de las principales fuentes de emisiones directas de CO₂, su recuperación se plantea como una estrategia clave para avanzar en la descarbonización del sector. Transformar este calor en energía útil, ya sea para calentar fluidos de proceso, generar vapor o alimentar subsistemas térmicos, permite reducir la dependencia de calderas convencionales y mejorar la eficiencia energética de la planta. En este sentido, las bombas de calor de alta temperatura (HTHP) ofrecen una solución eficiente, totalmente electrificable y capaz de elevar térmicamente estas corrientes residuales con un alto coeficiente de rendimiento. Su integración en industrias

intensivas en calor, como la cervecera, permite sustituir parcialmente el uso de combustibles fósiles y, al mismo tiempo, reutilizar internamente energía que antes se perdía, cerrando el balance térmico del sistema y reduciendo significativamente tanto el consumo energético como las emisiones asociadas.

La Figura 1.1 muestra el esquema de partida del sistema actual, donde se representa la configuración convencional de una planta cervecera con calderas alimentadas por gas, biogás o biomasa, un sistema de recuperación de calor del mosto y un *chiller* eléctrico para enfriamiento. A partir de este esquema se planteará la integración de una bomba de calor de alta temperatura, con el fin de optimizar el aprovechamiento del calor residual y sustituir el uso de combustibles fósiles en el suministro térmico del proceso.

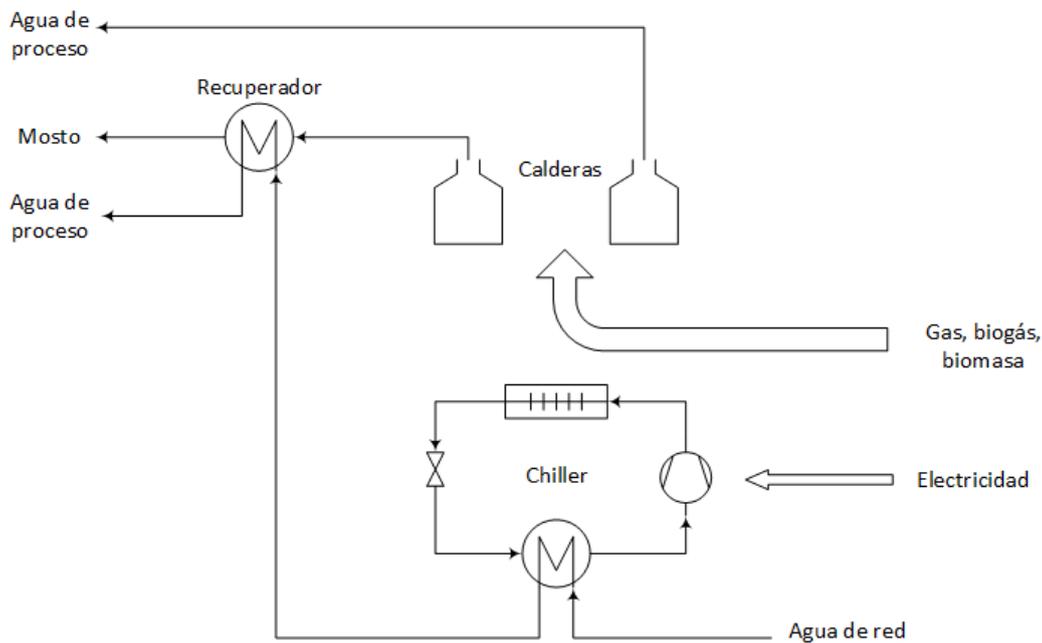


Figura 1-1. Esquema del proceso térmico actual en una planta cervecera convencional.

2. Estado de la técnica

Más del 50 % de la energía final consumida en la industria europea se emplea en forma de calor, y más de la mitad de esa demanda requiere temperaturas superiores a 100 °C, especialmente en industrias como la alimentaria, la cervecera o la textil [1]. Según el informe *Industrial Heat Pump Technology Roadmap* [2], más del 30 % de la demanda térmica industrial en economías avanzadas podría cubrirse con bombas de calor utilizando tecnologías ya disponibles en el mercado, lo que evidencia un alto potencial de recuperación y valorización del calor residual actualmente desaprovechado.

Ante esta situación, diversas líneas de investigación han explorado tecnologías capaces de recuperar y aprovechar ese calor residual. Entre las más prometedoras se encuentran las bombas de calor de alta temperatura (HTHP), que pueden basarse en ciclos Rankine o Brayton inversos, especialmente adecuados para aplicaciones térmicas industriales exigentes. Una bomba de calor es un sistema termodinámico que transfiere energía desde una fuente fría a una fuente caliente, habitualmente mediante el trabajo de un compresor. En

su funcionamiento básico, el fluido de trabajo extrae calor del foco frío (evaporador), se comprime para elevar su temperatura y presión, y entrega calor útil en el foco caliente (condensador). En configuraciones avanzadas, como las regenerativas, se incluye un intercambiador intermedio que permite precalentar el fluido de entrada con parte del calor del fluido a la salida del compresor, lo que incrementa el rendimiento global del sistema. Desde el punto de vista técnico, las bombas de calor no solo permiten reutilizar corrientes térmicas residuales, sino que además pueden integrarse fácilmente en esquemas industriales existentes, sin necesidad de rediseñar la infraestructura térmica. Al tratarse de sistemas electrificados y de operación continua, resultan compatibles con estrategias de eficiencia energética, reducción de emisiones y aprovechamiento de electricidad renovable. La figura 2.1 muestra un esquema general de funcionamiento de una bomba de calor agua-agua típica basada en un ciclo de compresión de vapor:

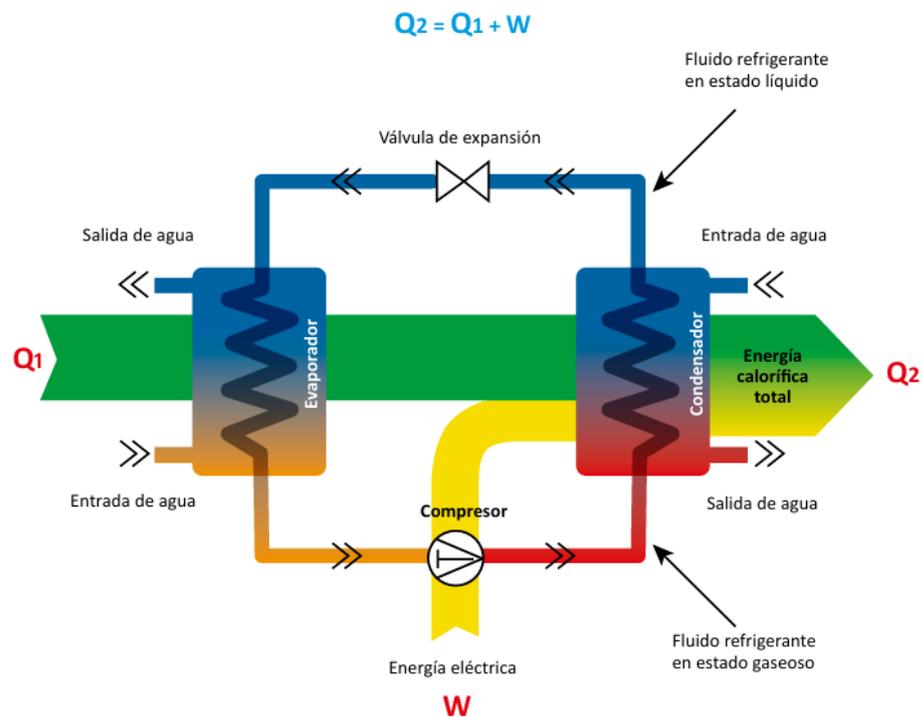


Figura 2-1. Ciclo frigorífico de compresión en calefacción, bomba de calor agua-agua [5]

En función del fluido de trabajo y del diseño del ciclo, estas bombas pueden alcanzar distintos rangos operativos. Mientras que los sistemas convencionales permiten calentar agua hasta unos 60–70 °C, las HTHP diseñadas con ciclos avanzados y fluidos apropiados pueden superar los 100–120 °C. En configuraciones optimizadas, es posible alcanzar temperaturas por encima de los 200 °C, lo que amplía considerablemente su campo de aplicación en sectores como el alimentario, el químico o el papelerero, donde se requiere vapor o agua caliente a alta temperatura.

Para alcanzar estos niveles térmicos, resulta clave la elección del fluido de trabajo. Entre los candidatos más adecuados, destaca el dióxido de carbono (CO₂) ha sido identificado como uno de los fluidos de trabajo más prometedores para este tipo de aplicaciones. Gracias a su bajo impacto ambiental, buena conductividad térmica y capacidad para operar a presiones

elevadas, el CO₂ permite alcanzar temperaturas de condensación útiles para generar vapor o calentar agua de proceso sin recurrir a combustibles fósiles.

El presente proyecto se enmarca en esta tendencia tecnológica, aplicando un ciclo Rankine inverso regenerativo transcrito con CO₂ para recuperar el calor del mosto tras la cocción en una planta cervecera. La energía extraída se reutiliza térmicamente para calentar agua de red y alimentar un subsistema de aceite térmico que sustituye parcialmente el uso de calderas.

3. Metodología

La metodología seguida en este trabajo parte del análisis del sistema en función de la temperatura del agua de red, una variable que varía a lo largo del año y condiciona de forma significativa el rendimiento global del ciclo. Para ello, se analizaron distintos escenarios térmicos de entrada del agua de red, dentro de un rango de temperaturas, simulando cómo afectaba dicha variable a la eficiencia de la bomba de calor y al equilibrio energético del sistema. Este enfoque permitió caracterizar el comportamiento del sistema ante distintas condiciones estacionales y sirvió de base para el posterior dimensionado de los componentes. Entre las distintas temperaturas analizadas, se adoptó un valor de 10 °C como referencia representativa para el caso base, por ser una de las condiciones más comunes en el suministro de agua de red, tal como se muestra en la Figura 3.1, que representa la distribución de temperaturas considerada.

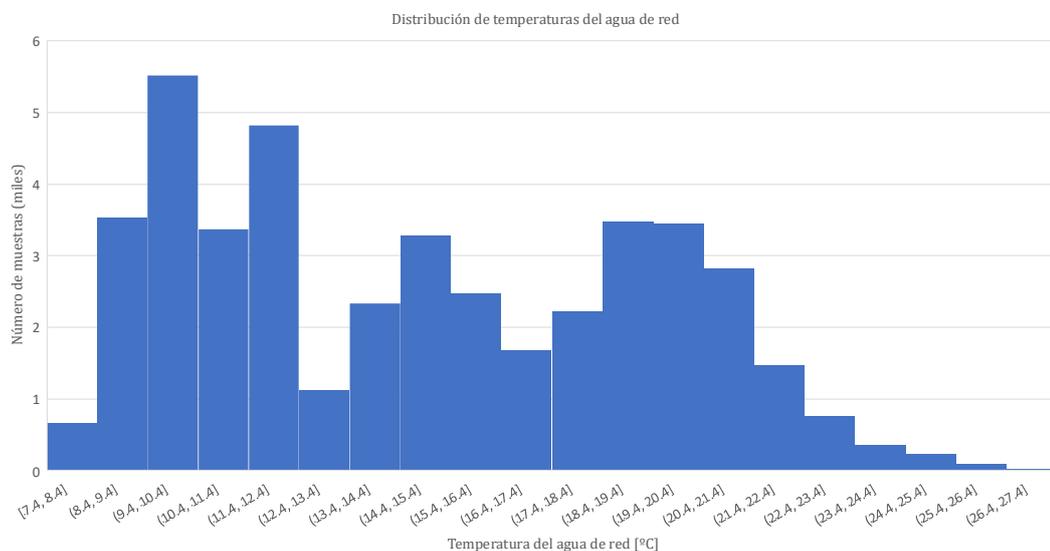


Figura 3-1. Distribución de temperaturas del agua de red

A partir del modelo termodinámico, se estableció el diseño funcional del sistema, que incluye un intercambiador para recuperar el calor del mosto cocido, un compresor que eleva la temperatura y presión del fluido, un regenerador interno para mejorar el rendimiento térmico, y un intercambiador con aceite térmico (Therminol VP-1) que transfiere el calor útil al agua de proceso. El esquema general del ciclo propuesto se representa en la Figura 3.2.

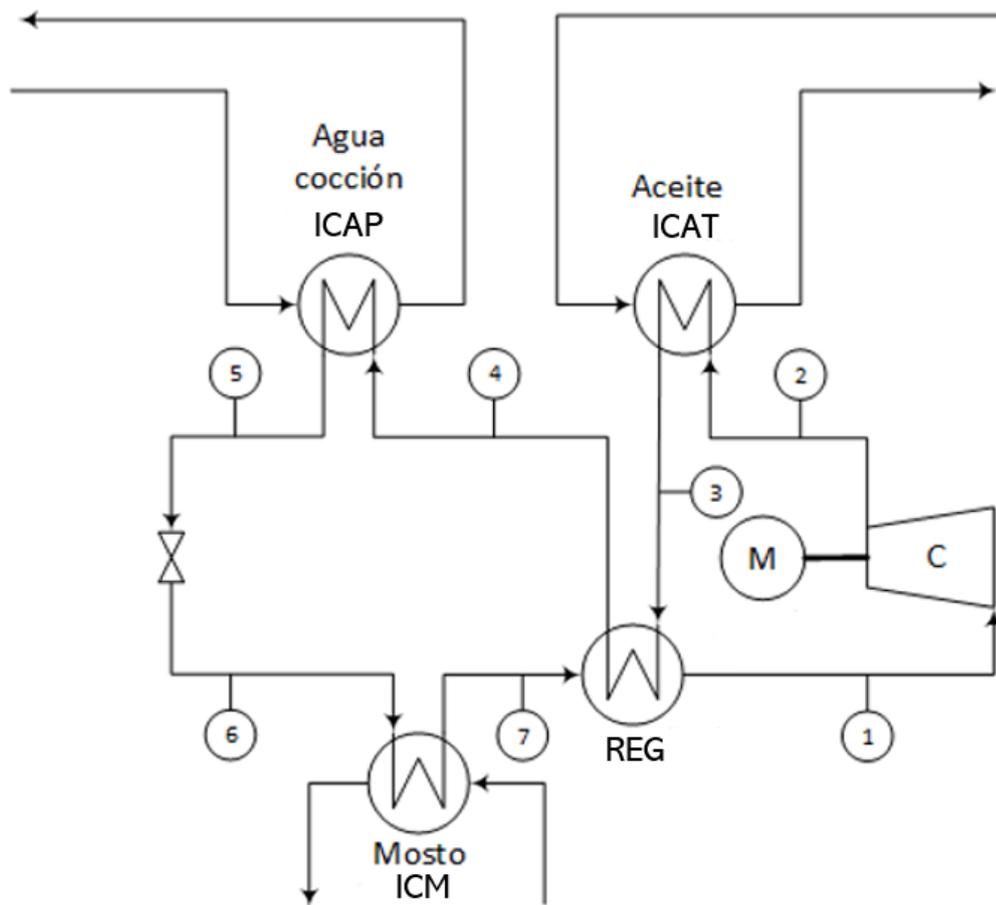


Figura 3-2. Diseño del ciclo propuesto

Definido el esquema del ciclo, se identificaron los parámetros a optimizar, tal y como se puede ver en la tabla 3.1.

Tabla 1-1: Parámetros a optimizar

Parámetro	Unidad
COP	p.u
Consumo del Compresor (\dot{W}_{comp})	kW
Caudal másico de CO ₂ (\dot{m}_{CO_2})	kg/s
Caudal másico de agua (\dot{m}_{agua})	kg/s
Caudal másico de mosto (\dot{m}_{mosto})	kg/s
Caudal másico de aceite (\dot{m}_{aceite})	kg/s

Además, se abordó el dimensionado preliminar de los distintos componentes del sistema. Para el cálculo de los intercambiadores se utilizaron correlaciones específicas de transferencia de calor, estableciendo el valor de UA necesario en función del acercamiento térmico disponible y de las temperaturas de trabajo. Se aplicaron criterios normativos como los de NORSOK P-001[3] y ASME B31.1 [4] para establecer los límites de caída de presión y velocidad en tuberías. El compresor se ha dimensionado mediante un análisis basado en el trabajo requerido en el ciclo y en el uso del diagrama de Balje, estimando la relación de compresión, la velocidad de giro, el número de etapas y el tipo de compresor (axial, radial o mixto).

Por último, se llevó a cabo un análisis económico que incluyó tanto la estimación de los costes de inversión como de operación. Se calcularon indicadores como el coste normalizado de calor (LCOH) y el periodo de retorno (PR) comparando el sistema propuesto con el sistema convencional alimentado por calderas. El cálculo del coste normalizado de calor (LCOH) se ha realizado empleando una expresión directa basada en la suma de los principales componentes económicos del sistema. En concreto, se han considerado los costes de inversión (CAPEX), los costes de operación y mantenimiento (OPEX_OM), y el consumo eléctrico anual del compresor (OPEX_elec), tal y como se indica en la Ecuación 3.1:

$$LCOH \left(\frac{\text{€}}{MWh} \right) = CAPEX + OPEX_{OM} + OPEX_{elec} \quad (3.1)$$

El estudio incluyó un análisis de sensibilidad del periodo de retorno frente a distintas subvenciones a la inversión, seguido de un análisis de tres escenarios: uno base sin ayudas ni mejoras, y dos optimistas con mayor capacidad térmica y condiciones económicas más favorables, con el objetivo de evaluar la viabilidad del sistema en distintos contextos.

4. Resultados

Tras aplicar la metodología descrita, se obtuvieron los resultados clave del diseño y análisis del sistema propuesto. En primer lugar, el modelado permitió determinar las condiciones de operación del ciclo, definiendo el comportamiento térmico de los distintos fluidos. Se seleccionaron materiales adecuados para cada circuito, atendiendo a la normativa aplicable y a las condiciones de presión y temperatura: para los circuitos de CO₂ se utilizó acero al carbono ASTM A106 Grado B, para las líneas de agua y mosto AISI 316L (acero inoxidable resistente a la corrosión), y para el aceite térmico se optó por acero al carbono ASTM A53 Grado B. La disposición general de los conductos se representa en la Figura 4.1, así como la ubicación de los intercambiadores de calor. Estos se dimensionaron considerando las cargas y un acercamiento térmico mínimo de 10 °C como criterio de diseño. Se obtuvieron valores representativos de UA de 382,6 kW/K en el ICAT, 156,7 kW/K en el regenerador, 385,1 kW/K en el ICM y 844,5 kW/K en el ICAP, garantizando así la transferencia térmica necesaria en cada fase del ciclo.

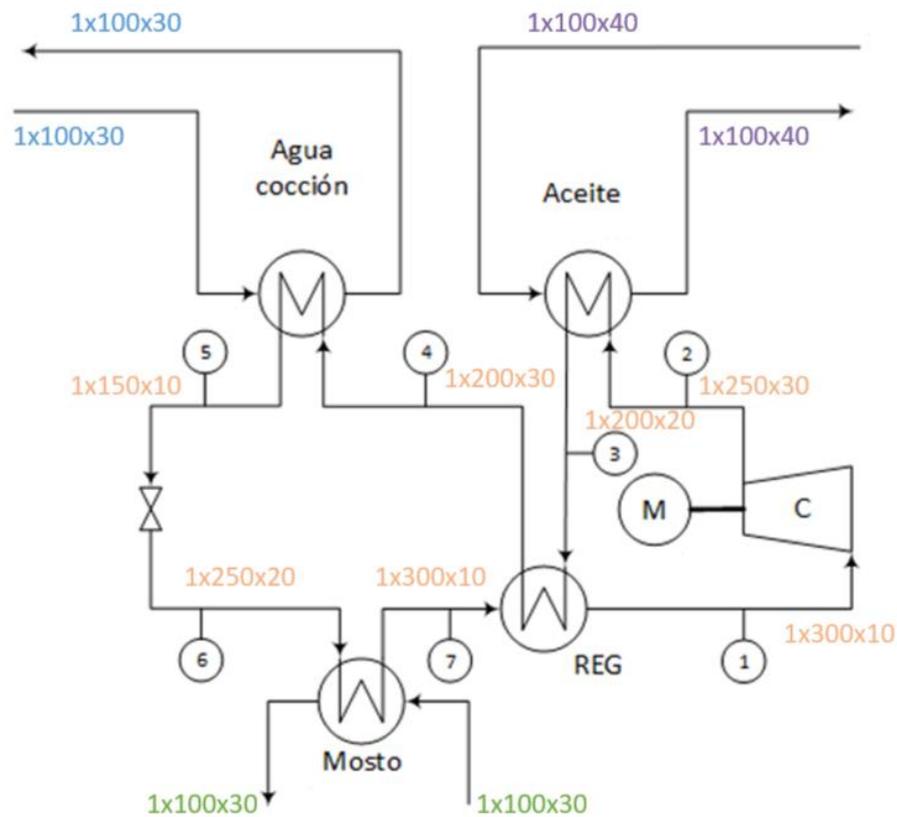


Figura 4-1. Dimensionado de conductos

En cuanto al compresor, el análisis basado en el diagrama de Balje condujo a la elección de un compresor radial, con una velocidad de giro estimada de 40.000 rpm y un diseño de una única etapa, suficiente para alcanzar la relación de compresión requerida sin comprometer la eficiencia del ciclo.

Respecto al análisis económico, el sistema presenta un periodo de retorno (PR) que mejora significativamente con subvenciones a la inversión, reduciéndose de forma notable con el aumento de la subvención, tal y como se puede ver en la Figura 4.2. Este análisis confirma la viabilidad económica del sistema, especialmente en contextos con precios energéticos elevados o apoyo institucional.

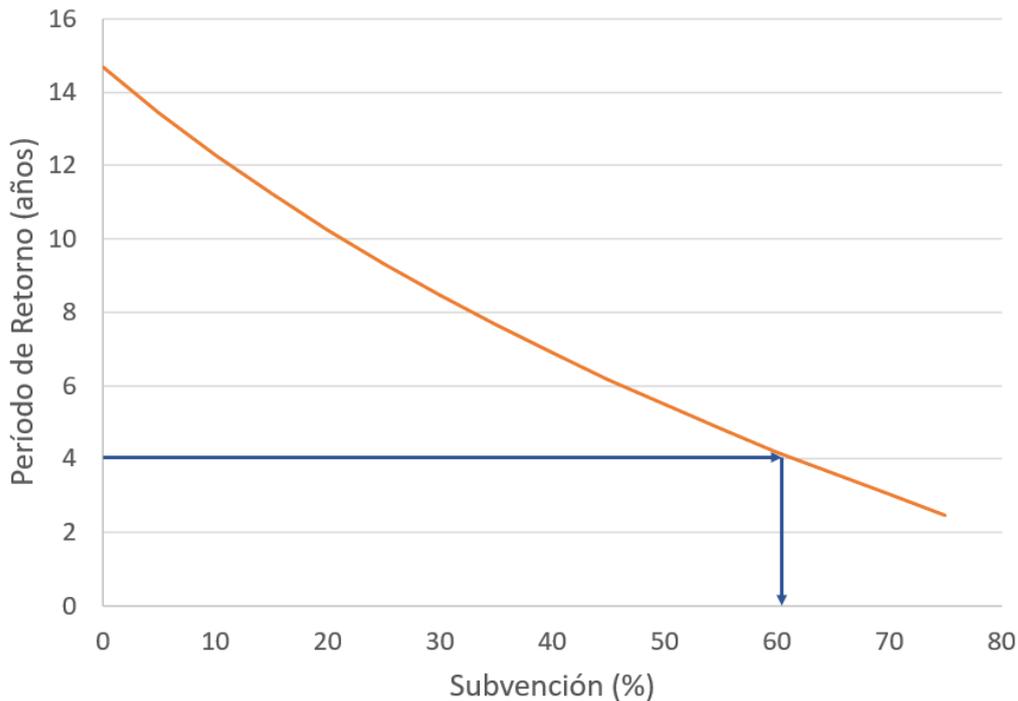


Figura 4-2. Análisis de sensibilidad del periodo de retorno frente a la subvención

Se ha estimado una inversión total que oscila entre 5,8 y 7,7 millones de euros en función del escenario considerado. El coste nivelado de calor (LCOH) obtenido se sitúa entre 68,78 y 83,13 €/MWh, siendo los escenarios optimistas los que ofrecen mejores resultados y mayor competitividad frente a los costes actuales del gas natural industrial. A modo de referencia, el escenario base alcanza un LCOH de 81,13 €/MWh.

5. Conclusiones

El sistema desarrollado en este trabajo se plantea como una solución innovadora para reaprovechar el calor residual del proceso de cocción del mosto en una planta cervecera. Mediante un ciclo Rankine inverso regenerativo con CO₂, se logra elevar el nivel térmico de esta energía para reutilizarla dentro del proceso, reduciendo así el uso de calderas convencionales alimentadas por combustibles fósiles y favoreciendo la electrificación del suministro térmico.

A nivel técnico, se han definido todos los parámetros de diseño clave: selección de materiales adecuados por circuito, configuración de un compresor radial capaz de alcanzar la relación de compresión requerida, e integración de intercambiadores de calor con valores UA representativos, garantizando una transferencia eficiente manteniendo un pinch point mínimo de 10 °C.

En cuanto al rendimiento energético, el sistema alcanza COPs máximos superiores a 6 y un COP medio estacional de 4,78, confirmando una recuperación eficiente del calor. Desde el punto de vista económico, la inversión necesaria se estima entre 5,8 y 7,7 millones de euros, mientras que el LCOH oscila entre 68,78 y 83,13 €/MWh, siendo competitivo frente al coste del gas industrial. Los costes operativos anuales varían entre 3,3 y 6,6 millones de euros, con

una sensibilidad alta al precio de la electricidad, lo que refuerza el interés por estrategias de autoconsumo o suministro renovable.

En conjunto, el proyecto demuestra que esta tecnología puede ser viable, eficiente y escalable para su aplicación en otros entornos industriales con necesidades térmicas similares, constituyendo una alternativa realista para avanzar en la descarbonización de la industria.

6. Referencias

- [1] Paardekooper, S., Lund, R., Mathiesen, B. V., Chang, M., Persson, U., & Grundahl, L. (2018). *Heat Roadmap Europe 4: Quantifying the impact of low-carbon heating and cooling roadmaps* [Proyecto HRE4]. Aalborg University. https://vbn.aau.dk/files/288075507/Heat_Roadmap_Europe_4_Quantifying_the_Impact_of_Low_Carbon_Heating_and_Cooling_Roadmaps..pdf
- [2] International Energy Agency – Technology Collaboration Programme on Heat Pumping Technologies (IEA-HPT TCP). (2023). *Industrial Heat Pump Technology Roadmap* [Hoja informativa / Fact sheet]. IEA-HPT TCP. Basado en el Anexo 58 (High-Temperature Heat Pumps, 2021–2023). <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/>
- [3] NORSOK Standardization of Industry. NORSOK STANDARD P-001. 5.a ed. Edition 5, Sep. 2006. Sep. de 2006
- [4] The American Society of Mechanical Engineers. ASME B31.1-2007. Power Piping. (Revision of ASME B31.1-2004). 2007.
- [5] International Energy Agency. (2024, 29 de julio). *Heat pump sales by country or region, 2019–2023* [Gráfico]. IEA. Recuperado de <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/heat-pump-sales-by-country-or-region-2019-2023>

Integration of a High-Temperature Heat Pump into the Beer Production Process

Author: Calvo Abad, Gabriela

Directors: Linares Hurtado, José Ignacio and Arenas Pinilla, Eva María

Collaborating Entity: Repsol Foundation Chair for Energy Transition

PROJECT OVERVIEW

This project focuses on the recovery of excess heat from the brewed wort in a brewery to generate process hot water and industrial steam, using a high-temperature heat pump based on a transcritical regenerative reverse Rankine cycle with CO₂ as the working fluid. The proposed system enables mains water to be heated up to 90 °C and powers a thermal oil circuit that produces process steam, partially displacing conventional boilers and electric chillers, thereby reducing overall energy demand and direct CO₂ emissions linked to fossil-based thermal systems.

The cycle has been optimized to enhance performance under varying mains water inlet temperatures (8-24 °C). A coefficient of performance (COP) between 3.7 and 6.162—including both heating and cooling effects—has been achieved, demonstrating strong efficiency even under challenging operating conditions.

Heat exchangers, piping, and turbomachinery have been dimensioned in accordance with regulatory standards [3][4].

From an economic standpoint, the system entails a total investment (FCI) of €5.85 million in the base scenario, rising to €7.73 million in the two optimistic cases. The levelised cost of heat (LCOH) ranges between €68.78 and €83.13/MWh, depending on the extent of heat recovery. Annual operating expenses (OPEX) are estimated at €3.32 million for the base case, €6.63 million for optimistic scenario 2, and €7.32 million for optimistic scenario 1. The corresponding return periods (RP) are 4.8 years for optimistic scenario 1, 5.3 years for scenario 2, and 17 years in the base case.

Keywords: heat pump, reverse Rankine cycle, CO₂, high temperature, industrial decarbonization, brewery.

1. Introduction

One of the most promising areas in the energy transition is the recovery of low- and medium-grade waste heat streams. These heat sources, abundant in industrial operations such as brewing or cooking, are often lost despite their considerable enthalpy. In a context where industrial heat demand remains one of the main contributors to direct CO₂ emissions, harnessing this untapped potential is seen as a key strategy to accelerate the decarbonisation of the sector. Converting residual heat into useful output—whether for heating process fluids, producing steam, or supplying secondary systems—reduces reliance on conventional boilers and enhances overall plant efficiency.

In this context, high-temperature heat pumps (HTHPs) offer a fully electrifiable and efficient solution capable of upgrading waste heat streams to higher temperature levels with a high coefficient of performance (COP). Their integration into heat-intensive industries, such as brewing, enables partial substitution of fossil fuels while simultaneously recirculating energy previously discarded. This closes the system's heat loop and markedly decreases both energy use and related emissions.

Figure 1.1 illustrates the baseline thermal configuration of a conventional brewery, which includes boilers powered by gas, biogas or biomass, a wort heat recovery system, and an electric chiller. Based on this setup, the integration of a high-temperature heat pump is proposed to enhance heat recovery and reduce fossil fuel dependency in the process's thermal supply.

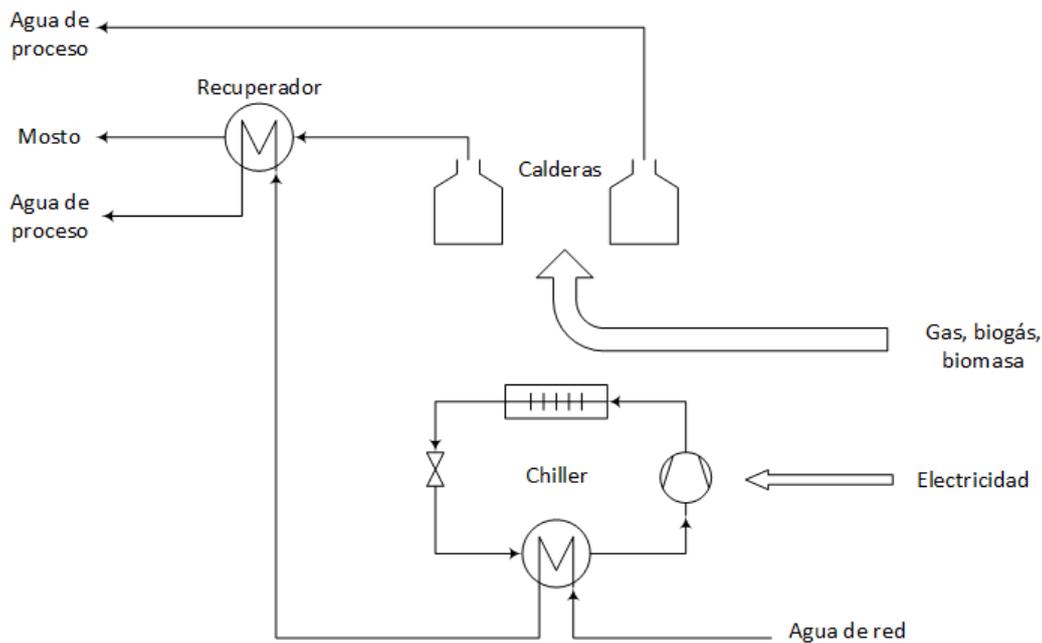


Figure 1-1. Diagram of the current thermal process in a conventional brewery.

2. State of the art

More than 50% of the final energy consumed in European industry is used in the form of heat, and over half of that demand requires temperatures above 100 °C, particularly in sectors such as food, brewing, and textiles [1]. According to the *Industrial Heat Pump Technology Roadmap* [2], more than 30% of industrial heating needs in advanced economies could be met by heat pumps employing technologies that are already commercially available. This reflects a significant potential for the recovery and valorization of currently unused thermal streams.

In response to this opportunity, multiple research efforts have investigated technologies capable of capturing and upgrading these excess energy flows. Among the most promising solutions are high-temperature heat pumps (HTHPs), which are typically based on reverse Rankine or Brayton cycles and are well-suited for demanding industrial heating applications. A heat pump is a thermodynamic system that transfers energy from a lower to a higher temperature level, usually through the mechanical work of a compressor. In standard

operation, the working fluid absorbs heat from the cold source (evaporator), is compressed to elevate its temperature and pressure, and then releases heat to the hot sink (condenser).

Advanced designs, such as regenerative cycles, incorporate an intermediate heat exchanger that preheats the inlet stream using part of the heat recovered from the compressor outlet, thereby enhancing the system's overall efficiency.

From an engineering standpoint, heat pumps not only enable the reuse of residual energy, but can also be readily integrated into existing industrial setups without requiring major modifications to the thermal infrastructure. Being fully electrified and continuously operating systems, they align well with strategies aimed at improving energy efficiency, reducing emissions, and leveraging renewable electricity sources.

Figure 2.1 presents a general schematic of a typical water-to-water heat pump operating on a vapor compression cycle:

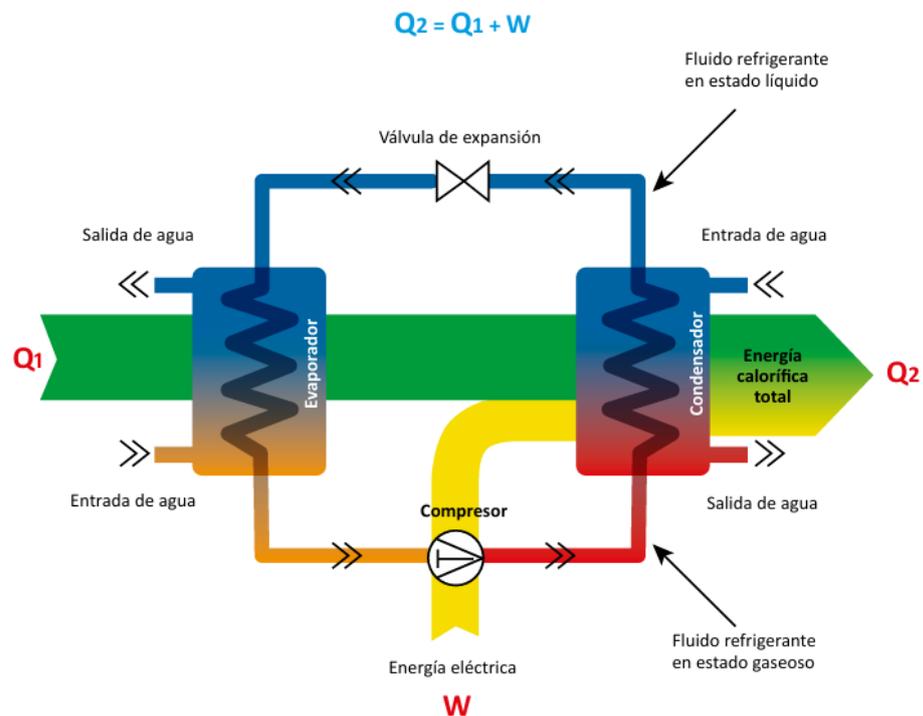


Figure 2-1. Compression refrigeration cycle in heating, water-to-water heat pump [5]

Depending on the working fluid and the cycle design, these systems can operate across a wide range of temperatures. While conventional units typically heat water to around 60–70 °C, high-temperature heat pumps (HTHPs) equipped with advanced cycles and suitable refrigerants can exceed 100–120 °C. In optimised setups, outlet temperatures above 200 °C are attainable, greatly broadening their applicability in industries such as food processing, chemicals, and pulp and paper, where high-grade thermal energy is required.

Achieving such temperature levels hinges on the choice of refrigerant. Among the most promising candidates, carbon dioxide (CO₂) stands out due to its low environmental impact, excellent heat transfer properties, and capacity to operate under high pressure conditions.

These attributes enable it to reach condensation temperatures suitable for steam generation and process water heating, without relying on fossil fuels.

This project aligns with this technological direction by implementing a transcritical regenerative reverse Rankine cycle using CO₂ to capture and upgrade residual heat from the wort boiling stage in a brewery. The recovered energy is then used to raise the temperature of mains water and supply a thermal oil circuit that partly replaces conventional steam generation.

3. Methodology

The methodology adopted in this study focuses on analyzing system performance as a function of mains water temperature, a dynamic parameter that fluctuates throughout the year and strongly influences the overall efficiency of the cycle. To capture this effect, several inlet conditions were simulated across a representative temperature range, evaluating how variations in supply water impacted the heat pump's efficiency and the system's energy balance.

This approach enabled the characterization of the system's response under different seasonal scenarios and laid the foundation for subsequent component sizing. Among the temperatures assessed, a value of 10 °C was selected as the reference for the base case, as it reflects one of the most typical inlet conditions for mains water supply, as illustrated in Figure 3.1, which shows the temperature distribution considered.

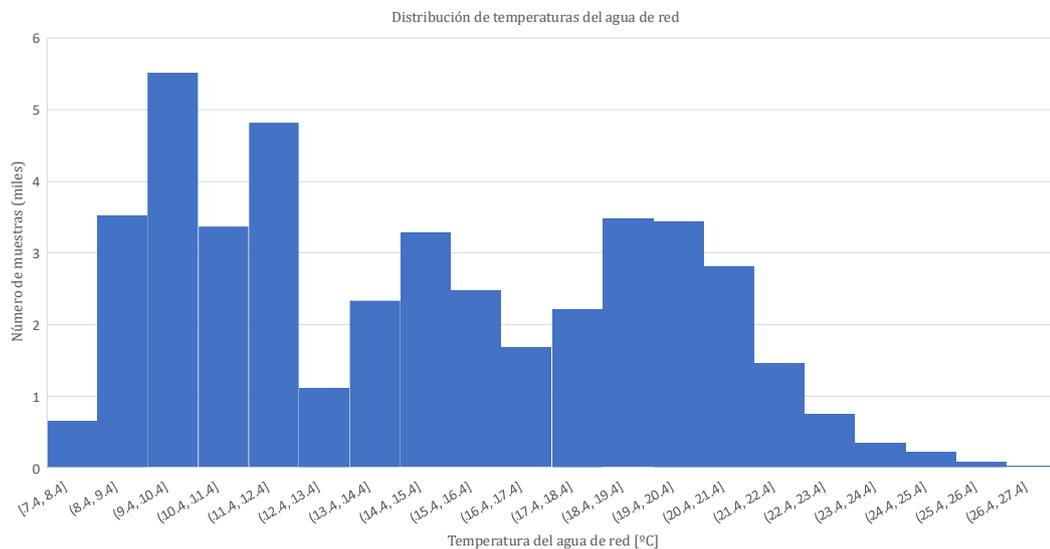


Figure 3-1. Distribution of mains water temperatures

Based on the thermodynamic model, the system's functional layout was defined. It comprises a heat exchanger that captures energy from the cooked wort, a compressor that increases the fluid's pressure and temperature, an internal regenerator to enhance thermal efficiency, and a secondary exchanger using thermal oil (Therminol VP-1) to

Table 1-1: Parameters to be optimized

Parameter	Unit
COP	p.u
Compressor Consumption (\dot{W}_{comp})	Kw
CO ₂ mass flow rate (\dot{m}_{CO_2})	kg/s
Water mass flow (\dot{m}_{agua})	kg/s
Wort mass flow rate (\dot{m}_{mosto})	kg/s
Oil mass flow rate (\dot{m}_{aceite})	kg/s

In addition, a preliminary sizing of the system's key components was conducted. For the heat exchangers, specific correlations for thermal transfer were applied to determine the required UA value based on the available temperature difference and operational conditions. Regulatory standards such as NORSOK P-001 [3] and ASME B31.1 [4] were used to define acceptable pressure drops and flow velocities in the piping network. The compressor was dimensioned using the Balje diagram, taking into account the cycle's work requirements to estimate the compression ratio, rotational speed, number of stages, and suitable configuration (axial, radial, or mixed).

An economic assessment was also performed, encompassing both capital and operating expenditures. Key indicators such as the levelised cost of heat (LCOH) and the payback period (PR) were determined by benchmarking the proposed solution against a conventional boiler-based system. The LCOH was computed through a direct formulation incorporating the system's main cost components: investment (CAPEX), operation and maintenance (OPEX_{OM}), and annual electricity consumption of the compressor (OPEX_{elec}), as presented in Equation 3.1:

$$LCOH \left(\frac{\text{€}}{MWh} \right) = CAPEX + OPEX_{OM} + OPEX_{elec} \quad (3.1)$$

The study included an analysis of the sensitivity of the payback period to different investment subsidies, followed by an analysis of three scenarios: a base one without aid or improvements, and two optimistic scenarios with greater thermal capacity and more favorable economic conditions, with the aim of assessing the viability of the system in different contexts.

4. Results

Following the described methodology, the main outcomes of the system's design and analysis were obtained. First, the modelling process enabled the definition of the cycle's operating conditions and the thermal performance of each fluid stream. Appropriate materials were selected for each circuit, taking into account the relevant standards and pressure-temperature requirements: ASTM A106 Grade B carbon steel was used for the CO₂ lines; AISI 316L stainless steel, known for its corrosion resistance, was chosen for the water and wort sections; and ASTM A53 Grade B carbon steel was applied to the thermal oil loop.

Figure 4.1 illustrates the general layout of the piping network and the placement of the heat exchangers. These components were dimensioned based on thermal loads and a minimum approach temperature of 10 °C, adopted as a design criterion. The resulting UA values, 382.6 kW/K in the ICAT, 156.7 kW/K in the regenerator, 385.1 kW/K in the ICM, and 844.5 kW/K in the ICAP, ensure adequate heat transfer across all stages of the cycle.

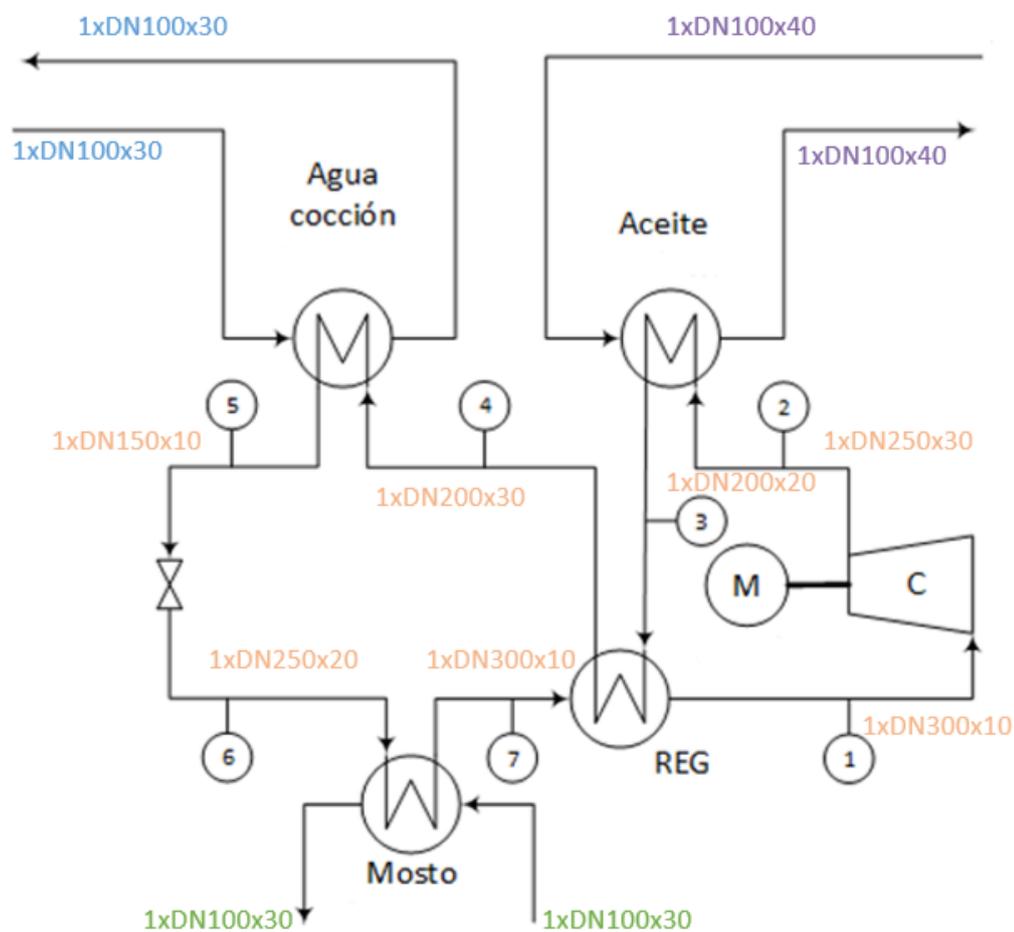


Figure 4-1. Duct sizing

As for the compressor, the analysis based on the Balje diagram led to the choice of a radial compressor, with an estimated rotational speed of 40,000 rpm and a single-stage design, sufficient to achieve the required compression ratio while maintaining high cycle efficiency.

Regarding the economic analysis, the system has a return period (RP) that improves considerably with investment subsidies, significantly reducing as the subsidy increases, as can be seen in Figure 4.2. This analysis confirms the economic viability of the system, especially in contexts with high energy prices or institutional support.

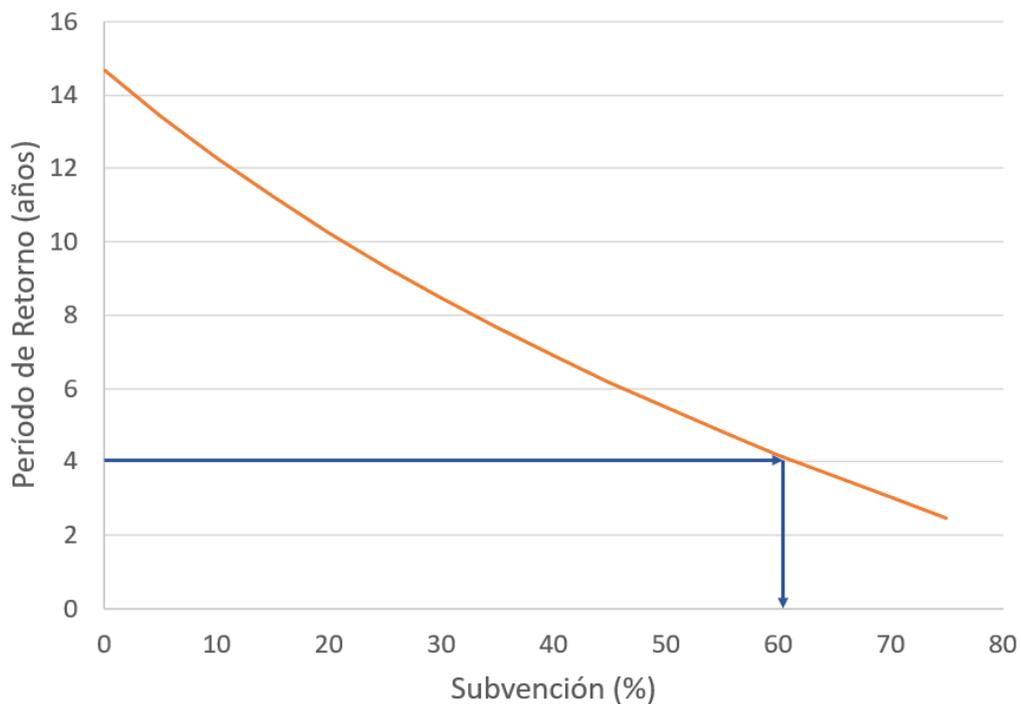


Figure 4-2. Sensitivity analysis of the payback period to the subsidy

A total investment has been estimated to be between 5.8 and 7.7 million euros depending on the scenario considered. The levelized cost of heat (LCOH) obtained is between €68.78 and €83.13/MWh, with optimistic scenarios offering better results and greater competitiveness compared to the current costs of industrial natural gas. As a reference, the base scenario reaches an LCOH of €81.13/MWh.

5. Conclusions

The system developed in this work is proposed as an innovative solution to reuse the waste heat from the wort cooking process in a brewery. By means of a regenerative reverse Rankine cycle with CO₂, it is possible to raise the thermal level of this energy to reuse it within the process, thus reducing the use of conventional boilers powered by fossil fuels and favoring the electrification of the thermal supply.

On a technical level, all the key design parameters have been defined: selection of suitable materials per circuit, configuration of a radial compressor capable of achieving the required

compression ratio, and integration of heat exchangers with representative UA values, ensuring efficient transfer while maintaining a minimum pinch point of 10 °C.

In terms of energy efficiency, the system achieves maximum COPs above 6 and an average seasonal COP of 4.78, confirming efficient heat recovery. From an economic point of view, the investment needed is estimated at between €5.8 million and €7.7 million, while the LCOH ranges between €68.78 and €83.13/MWh remaining competitive compared to industrial natural gas prices. Annual operating costs vary between €3.3 million and €6.6 million, with a high sensitivity to the price of electricity, which reinforces interest in self-consumption strategies or renewable supply.

Overall, the project demonstrates that this technology can be viable, efficient and scalable for application in other industrial environments with similar thermal needs, constituting a realistic alternative to advance in the decarbonisation of industry.

6. References

- [6] Paardekooper, S., Lund, R., Mathiesen, B. V., Chang, M., Persson, U., & Grundahl, L. (2018). *Heat Roadmap Europe 4: Quantifying the impact of low-carbon heating and cooling roadmaps* [Proyecto HRE4]. Aalborg University. https://vbn.aau.dk/files/288075507/Heat_Roadmap_Europe_4_Quantifying_the_Impact_of_Low_Carbon_Heating_and_Cooling_Roadmaps..pdf
- [7] International Energy Agency – Technology Collaboration Programme on Heat Pumping Technologies (IEA-HPT TCP). (2023). *Industrial Heat Pump Technology Roadmap* [Fact sheet]. IEA-HPT TCP. Based on Annex 58 (High-Temperature Heat Pumps, 2021–2023). <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/>
- [8] NORSOK Standardization of Industry. NORSOK STANDARD P-001. 5.a ed. Edition 5, Sep. 2006. Sep. de 2006
- [9] The American Society of Mechanical Engineers. ASME B31.1-2007. Power Piping. (Revision of ASME B31.1-2004). 2007.
- [10] International Energy Agency. (2024, 29 de julio). *Heat pump sales by country or region, 2019–2023* [Gráfico]. IEA. Recovered from <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/heat-pump-sales-by-country-or-region-2019-2023>

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción	8
1.1 Contexto del proyecto.....	8
1.1.1 <i>El reto de la descarbonización térmica en la industria.....</i>	<i>8</i>
1.2 Definición y motivación del proyecto	11
1.3 Objetivos del proyecto	12
Capítulo 2. Estado de la Cuestión.....	15
2.1 La descarbonización del calor industrial: una necesidad urgente	16
2.2 Evolución del mercado de bombas de calor.....	19
2.3 Fundamentos técnicos de las bombas de calor de alta temperatura	22
2.3.1 <i>Principio de funcionamiento general.....</i>	<i>22</i>
2.3.2 <i>Clasificación por tipo y aplicación.....</i>	<i>24</i>
2.3.3 <i>Intervalos de temperatura y madurez tecnológica.....</i>	<i>26</i>
2.3.4 <i>Desafíos técnicos en alta temperatura</i>	<i>27</i>
2.3.5 <i>Importancia del fluido de trabajo.....</i>	<i>29</i>
2.3.6 <i>Ciclos termodinámicos aplicables a bombas de calor industriales.....</i>	<i>33</i>
Capítulo 3. Metodología.....	39
3.1 Modelo de la bomba de calor de alta temperatura.....	39
<i>Descripción del ciclo termodinámico seleccionado.....</i>	<i>39</i>
3.2 Análisis paramétrico y modelado del sistema.....	41
3.2.1 <i>Temperatura del agua de red como variable de análisis</i>	<i>41</i>
3.2.2 <i>Condiciones de contorno y parámetros del modelo.....</i>	<i>42</i>
3.2.3 <i>Comparativa del sistema convencional y función de los fluidos de trabajo.....</i>	<i>44</i>
3.2.4 <i>Modelado del sistema.....</i>	<i>48</i>
3.2.5 <i>Ecuaciones del modelo.....</i>	<i>51</i>
3.3 Dimensionado preliminar de componentes.....	54
3.3.1 <i>Metodología para el dimensionado de los conductos</i>	<i>54</i>
3.3.2 <i>Metodología para el dimensionado de los intercambiadores de calor.....</i>	<i>59</i>
3.3.3 <i>Metodología para el dimensionado del compresor</i>	<i>60</i>
3.4 Metodología para la evaluación económica.....	67
3.4.1 <i>Definición de los componentes económicos.....</i>	<i>67</i>

3.4.2	<i>Formulación de ecuaciones</i>	68
3.4.3	<i>Escenarios de análisis económico</i>	69
Capítulo 4. Resultados		72
4.1	Resultados operativos	72
4.2	Dimensionado de los componentes	82
4.2.1	<i>Conductos</i>	82
4.2.2	<i>Intercambiadores de calor</i>	84
4.2.3	<i>Turbomáquinas</i>	85
4.3	Evaluación energética global y cobertura de demandas	88
4.3.1	<i>Cobertura de demandas térmicas</i>	88
4.3.2	<i>Balance energético del sistema</i>	88
4.4	Viabilidad económica	89
4.4.1	<i>Ahorro económico en función de la temperatura del agua</i>	90
	<i>Escenario base</i>	91
4.4.3	<i>Escenario optimista I</i>	96
4.4.4	<i>Escenario optimista II</i>	99
Capítulo 5. Conclusiones		104
5.1	Desarrollos futuros	106
Capítulo 6. Bibliografía		107
ANEXO: Alineación con los objetivos de desarrollo sostenible (ODS)		111

Índice de figuras

Figura 1-1. Distribución del calor en la industria europea según el rango de temperatura [4]	9
Figura 1-2. Esquema general de un sistema de <i>chiller</i> industrial por compresión de vapor [5]	10
Figura 2-1. Distribución del consumo energético final en la industria de la UE por tipo de uso y rango de temperatura [9]	17
Figura 2-2. Evolución del consumo final de energía por tipo de combustible en la Unión Europea (1990-2023) [10]	18
Figura 2-3. Estructura del consumo energético de la industria manufacturera en España (2022) [12]	19
Figura 2-4. Crecimiento anual de 2019-2023 de ventas de bombas de calor por país [18].	20
Figura 2-5. Capacidad de fabricación de bombas de calor por región y brecha respecto al escenario Net Zero (NZE) para 2030 [20]	22
Figura 2-6. Ciclo frigorífico de compresión en calefacción, bomba de calor agua-agua [22]	24
Figura 2-7. Propiedades clave de refrigerantes alternativos de bajo GWP para aplicaciones térmicas industriales [26]	31
Figura 2-8. Comparativa de propiedades del CO ₂ y refrigerantes alternativos en aplicaciones industriales [27]	32
Figura 2-9. Esquema del ciclo Rankine inverso o ciclo de compresión de vapor, incluyendo evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión [28]	36
Figura 3-1. Diseño del ciclo	41
Figura 3-2. Distribución típica de temperaturas del agua de red	42
Figura 3-3. Comparación esquemática entre un proceso convencional de generación térmica y la propuesta basada en bomba de calor de alta temperatura	46

Figura 3-4. Rangos operativos y selección preliminar de compresores según ω_s y número de etapas Z [35]	64
Figura 3-5. Diagrama de Baljé para compresores, con curvas de isoeficiencia y línea de Cordier [35]	65
Figura 4-1. Evolución del coeficiente de rendimiento (COP) en función de la temperatura de entrada del agua de red.	74
Figura 4-2. Consumo eléctrico del motor del compresor frente a la temperatura de entrada del agua.....	74
Figura 4-3. Evolución de la presión de descarga del compresor en función de la temperatura entrada del agua	75
Figura 4-4. Evolución del calor entregado al aceite térmico y absorbido del agua de red en función de la temperatura de entrada del agua	75
Figura 4-5. Diagrama presión-entalpía (P-h) del ciclo de CO ₂ a 10 °C de temperatura del agua de red.....	76
Figura 4-6. Diagrama temperatura-entropía (T-s) del ciclo de CO ₂ a 10 °C de temperatura del agua de red.....	77
Figura 4-7. Diagrama T-Q del intercambiador ICAT (fluido caliente: CO ₂ , fluido frío: aceite térmico) a 10 °C de temperatura del agua de red.....	78
Figura 4-8. Diagrama T-Q del regenerador RED (fluido caliente y frío: CO ₂) a 10 °C de temperatura del agua de red.....	78
Figura 4-9. Diagrama T-Q del intercambiador ICAP (fluido caliente: CO ₂ , fluido frío: agua de red) a 10°C de temperatura del agua de red	79
Figura 4-10. Diagrama T-Q del intercambiador ICM (fluido caliente: mosto, fluido frío: CO ₂) a 10 °C de temperatura del agua de red	79
Figura 4-11. Conductos finales. El primer dígito representa el número de conductos, seguido del diámetro nominal y el espesor (Schedule).....	84
Figura 4-12. Número específico de revoluciones en función del número de etapas y la velocidad del compresor.....	86
Figura 4-13. Relación de compresión frente a la temperatura del agua de red	87
Figura 4-14. Evolución del ahorro económico anual con la temperatura del agua de red ..	91

Figura 4-15. Desglose del LCOH por tipo de coste	94
Figura 4-16. Evolución del periodo de retorno (PR) en función del porcentaje de subvención sobre la inversión.....	95
Figura 4-17. Desglose del LCOH por tipo de coste	99
Figura 4-18. Desglose del LCOH por tipo de coste (Escenario optimista II)	102
Figura 4-19. Comparación del LCOH entre escenarios: base vs. optimista I vs. optimista II	103

Índice de tablas

Tabla 3-1: Descripción de los parámetros de contorno	43
Tabla 3-2: Parámetros a optimizar.....	44
Tabla 3-3: Velocidad máxima recomendada en portadores de líquido [31].....	55
Tabla 3-4: Valores de γ [32].....	56
Tabla 3-5: Caídas de presión recomendadas en conductos de gases [31]	58
Tabla 4-1: Parámetros de funcionamiento para distintas temperaturas del agua de red.....	73
Tabla 4-2: Propiedades termodinámicas del CO ₂ (temperatura del agua de red de 10 °C). 81	
Tabla 4-3: Propiedades termodinámicas del aceite térmico (temperatura del agua de red de 10 °C).....	81
Tabla 4-4: Propiedades termodinámicas del mosto (temperatura del agua de red de 10 °C).	81
Tabla 4-5: Propiedades termodinámicas del agua de proceso (temperatura del agua de red de 10 °C).....	81
Tabla 4-6: Dimensionado de tuberías para CO ₂	83
Tabla 4-7: Dimensionado de tuberías para agua de cocción	83
Tabla 4-8: Dimensionado de tuberías para mosto	83
Tabla 4-9: Dimensionado de tuberías para Therminol VP-1.....	83
Tabla 4-10: Resultados de dimensionado térmico de los intercambiadores principales (temperatura del agua de red de 10 °C).	85
Tabla 4-11: Balance energético y económico mensual sin bomba de calor	92
Tabla 4-12: Balance económico mensual con bomba de calor y ahorro generado	93
Tabla 4-13: Desglose de la inversión inicial (Escenario base).....	93
Tabla 4-14: Balance energético y económico mensual sin bomba de calor.	97
Tabla 4-15: Balance económico mensual con bomba de calor y ahorro generado	97
Tabla 4-16: Desglose de la inversión inicial (Escenario optimista I).....	98
Tabla 4-17: Costes energéticos actuales (Escenario optimista II).....	100

Tabla 4-18: Resultados bomba de calor y ahorro generado (Escenario optimista II)	101
Tabla 4-19: Desglose de la inversión inicial (Escenario optimista II).....	101

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

1.1 CONTEXTO DEL PROYECTO

1.1.1 EL RETO DE LA DESCARBONIZACIÓN TÉRMICA EN LA INDUSTRIA

La industria representa uno de los sectores con mayor demanda energética a nivel mundial, y dentro de esta, el calor de proceso, es decir, la energía térmica utilizada directamente para calentar, cocer, secar o esterilizar productos, constituye la fracción predominante del consumo energético industrial. Según datos de la Agencia Internacional de la Energía, alrededor del 66 % del consumo energético industrial corresponde a calor, siendo utilizado principalmente en forma de vapor o agua caliente [1]. Además, aproximadamente el 53 % de toda la energía utilizada para generar calor a nivel mundial se consume en procesos industriales, lo que convierte a la industria en el principal demandante de energía térmica entre todos los sectores [2]. La mayoría de este calor se sigue generando mediante la combustión de combustibles fósiles, lo que convierte a la demanda térmica en una fuente relevante de emisiones de CO₂ directas, conocidas como emisiones de Alcance 1 [1].

En este contexto, el sector alimentario destaca como un gran consumidor de energía térmica. En Europa, se estimaba que alrededor del 60 % de la energía utilizada por la industria alimentaria se destinaba a la producción de calor, según un informe del Centro Común de Investigación de la Comisión Europea [3]. Además, muchos de estos procesos requieren temperaturas que oscilan entre los 90 °C y los 160 °C, como ocurre en la cocción del mosto cervecero. Tradicionalmente, este calor se genera mediante calderas de gas, lo que implica una dependencia de fuentes fósiles, elevados costes operativos y emisiones directas de CO₂.

La Figura 1.1 muestra el reparto del uso de calor en la industria europea en función de la temperatura requerida, donde se observa que alrededor de un tercio del calor industrial corresponde a procesos de media y alta temperatura (entre 100 °C y 400 °C), rango donde tecnologías como las bombas de calor de alta temperatura empiezan a ser competitivas.

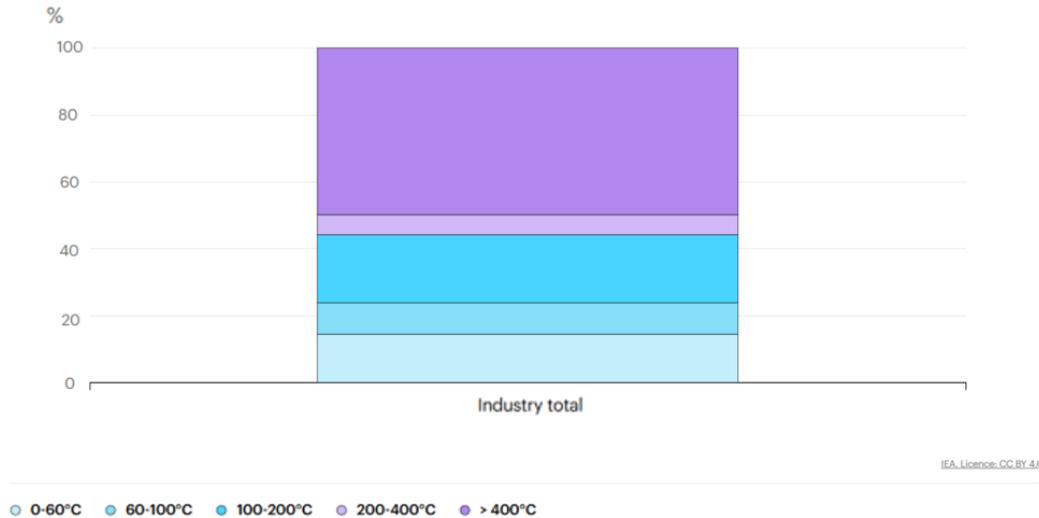


Figura 1-1. Distribución del calor en la industria europea según el rango de temperatura [4]

Los *chillers* y el desaprovechamiento de calor residual

Los *chillers* industriales comúnmente basados en ciclos de compresión de vapor, se utilizan para enfriar fluidos de proceso tras etapas térmicas. Aunque cumplen una función esencial para garantizar condiciones adecuadas en etapas posteriores (como la fermentación o el envasado), su funcionamiento implica la extracción de calor útil que, en la mayoría de los casos, no se reutiliza. En las cerveceras, la función principal del *chiller* es reducir la temperatura del agua de red, de modo que ésta pueda ser empleada para refrigerar el mosto y llevarlo a la etapa de fermentación. Esta interacción agua/mosto permite precalentar el agua, que alcanza así las condiciones adecuadas para las posteriores etapas del proceso.

Un *chiller* por compresión de vapor está compuesto por cuatro elementos principales:

- Evaporador: donde el refrigerante absorbe el calor del fluido de proceso.
- Compresor: que eleva la presión y temperatura del refrigerante.
- Condensador: donde el refrigerante cede el calor absorbido al medio externo.

- Válvula de expansión: que reduce la presión del refrigerante antes de entrar nuevamente al evaporador.

En la Figura 1.2 se muestra un esquema general del funcionamiento de un *chiller* industrial que funciona por compresión de vapor.

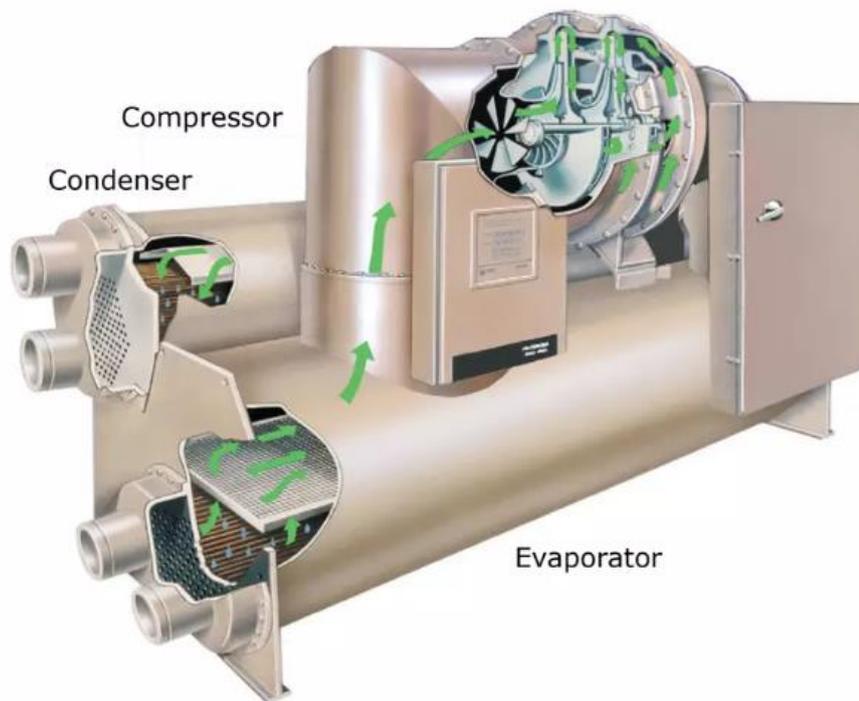


Figura 1-2. Esquema general de un sistema de *chiller* industrial por compresión de vapor [5]

Esta situación abre la puerta a estrategias de integración térmica que permitan cerrar el ciclo energético dentro de la planta. Una de las más prometedoras es la recuperación del calor residual del fluido de proceso mediante una bomba de calor de alta temperatura. Esta tecnología permite recuperar energía de focos térmicos a baja o media temperatura y elevarla hasta niveles útiles (por ejemplo, 90 °C en agua de proceso), evitando el uso de calderas auxiliares o enfriadoras convencionales.

1.2 DEFINICIÓN Y MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

Ante la elevada demanda térmica del sector industrial y su fuerte dependencia de combustibles fósiles en la industria, surge la necesidad de explorar soluciones tecnológicas que permitan descarbonizar los procesos térmicos de forma eficiente. Una de las estrategias más relevantes en este sentido es la electrificación de la demanda térmica, que consiste en sustituir progresivamente el uso de combustibles fósiles para generar calor por tecnologías que funcionen con electricidad, como las bombas de calor.

Estas tecnologías permiten reducir drásticamente las emisiones directas de CO₂ (emisiones de Alcance 1), al evitar la combustión de combustibles fósiles. En particular, las bombas de calor de alta temperatura (HTHP) ofrecen una solución prometedora para cubrir necesidades térmicas de hasta 160 °C, comunes en sectores como el alimentario, químico o cervecero.

No obstante, gracias a la implementación de ciclos transcíticos con dióxido de carbono (CO₂, R-744) como fluido de trabajo, es posible alcanzar temperaturas internas del ciclo superiores a 250 °C, lo que permite ampliar significativamente el campo de aplicación industrial de estas bombas de calor.

El presente trabajo se enmarca en el contexto de la Cátedra Fundación Repsol de Transición Energética de la Universidad Pontificia de Comillas, una iniciativa académica que, desde el curso 2020/2021, analiza cada año soluciones tecnológicas para distintos sectores industriales con alta intensidad energética. En cursos anteriores, la Cátedra ha estudiado la descarbonización de la industria del automóvil (2020/21), la cerámica (2021/22) y la cementera (2022/23). En el curso 2023/24, el foco se dirigió hacia un ámbito transversal: la revalorización del calor residual industrial mediante bombas de calor, con especial interés en aplicaciones que permiten generar vapor de proceso. A partir de esta línea, el curso 2024/25 continúa la investigación abordando el diseño y modelado de una bomba de calor de alta temperatura aplicada a una planta cervecera convencional, como caso de estudio representativo de nuevas soluciones para mejorar la eficiencia energética y reducir las emisiones industriales.

Este proyecto propone una configuración basada en un ciclo Rankine inverso regenerativo, cuyo objetivo es recuperar el calor residual del mosto tras la cocción y elevarlo térmicamente para reutilizarlo en el calentamiento del agua de red antes de su uso en procesos posteriores y en la generación posterior de vapor de proceso mediante un subsistema acoplado con aceite térmico. Con ello, se reduce significativamente la necesidad de una caldera convencional y se reduce el uso de *chillers*, lo que supone un ahorro energético y una reducción directa de emisiones de CO₂.

La motivación principal del proyecto radica en cerrar el ciclo térmico dentro de la planta, aprovechando el calor generado en el propio proceso productivo. Además, se analiza la viabilidad técnica y energética del sistema bajo distintas condiciones operativas, evaluando el rendimiento del ciclo, el comportamiento del compresor y la transferencia térmica en los intercambiadores.

Actualmente, las bombas de calor comerciales presentan limitaciones de temperatura que restringen su uso a entornos residenciales o terciarios (hasta 150 °C). Sin embargo, los desarrollos tecnológicos recientes están ampliando ese umbral. Un ejemplo notable es el proyecto europeo HighLift, que investiga una bomba de calor basada en un ciclo Stirling capaz de alcanzar temperaturas superiores a 180 °C, orientada a la producción de vapor saturado a partir de calor residual y electricidad renovable [6].

Iniciativas como la planteada en este trabajo refuerzan la necesidad de validar nuevas configuraciones de ciclo que permitan operar en rangos de alta temperatura, contribuyendo a la transición energética del sector industrial.

1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO

El objetivo principal de este proyecto es evaluar una alternativa al sistema térmico convencional de una planta cervecera, mediante la integración de una bomba de calor de alta temperatura que recupere el calor residual del mosto tras la cocción y reutilizarlo tanto en el calentamiento del agua de proceso como en la producción de aceite térmico para generar vapor de proceso.

Con esta propuesta se logra:

- Sustituir las calderas de gas y los *chillers* eléctricos actualmente empleados, evitando el uso de tecnologías intensivas en energía fósil y reduciendo la dependencia de combustibles convencionales, así como el consumo de agua de las torres de refrigeración empleadas en los *chillers*.
- Reducir de forma significativa tanto el consumo energético como las emisiones de CO₂, al aprovechar un recurso térmico que hasta ahora se desperdiciaba en el proceso cervecero.

Para alcanzar este objetivo general y evaluar la viabilidad de la solución propuesta, se llevarán a cabo los siguientes pasos:

- Análisis del sistema térmico convencional de una planta cervecera: análisis del funcionamiento, de las condiciones de trabajo y requerimientos energéticos.
- Diseño de una alternativa basada en bomba de calor: el objetivo es recuperar el calor residual del mosto cocido y transferirlo al agua de proceso.
 - Selección del fluido de trabajo óptimo: atendiendo a criterios de eficiencia energética, viabilidad técnica y sostenibilidad ambiental, se justifica la elección del CO₂ (R-744) por su idoneidad en aplicaciones industriales de alta temperatura, gracias a su elevada eficiencia térmica, bajo impacto climático, viabilidad comercial y un punto crítico moderado (304 K, 73.8 bar) que facilita su operación en régimen transcrito.
 - Modelado del comportamiento del ciclo de la bomba de calor: se han considerado diferentes temperaturas de entrada del agua de red y definido las propiedades termodinámicas del sistema en condiciones realistas de operación.

- Dimensionado de los principales componentes del ciclo: basándose en los resultados del modelo, asegurando su correcto funcionamiento en todo el rango de temperaturas del agua de red.
 - Conductos: se dimensionarán las tuberías de los distintos fluidos del sistema conforme a las normas de diseño y las condiciones de presión y temperatura, aplicando criterios de velocidad máxima, pérdida de carga y normativa de materiales. Asimismo, se seleccionará el material más adecuado en función de las condiciones operativas y del tipo de fluido.
 - Intercambiadores de calor: se dimensionarán los intercambiadores necesarios para integrar el aprovechamiento del calor residual dentro del sistema de bomba de calor. En total, se requieren cuatro unidades: uno para recuperar el calor de cocción del mosto, otro para la regeneración interna del ciclo, uno para el calentamiento del aceite térmico y otro para calentar el agua de proceso.
- Compresor: dado que el ciclo requiere un compresor, se realizará un dimensionado preliminar para determinar el número de etapas, la velocidad de giro y el tamaño óptimo del equipo, en función de los parámetros del ciclo y del rendimiento isentrópico deseado.
- Evaluación del rendimiento energético del sistema: se calculará el consumo eléctrico del compresor, se determinará el COP global y se comparará el consumo energético total frente al sistema térmico convencional actualmente empleado en planta.
- Viabilidad económica del sistema: se analizarán diferentes escenarios (base y optimistas), además del impacto de posibles subvenciones a la inversión. Se tendrán en cuenta los costes de inversión de los equipos, así como el balance económico global del sistema.

Capítulo 2. ESTADO DE LA CUESTIÓN

En la actualidad, más del 70 % de la demanda térmica del sector industrial se concentra en procesos que requieren temperaturas del rango de media (100 a 200 °C) y alta temperatura (>200 °C) [7]. Esta fracción representa aproximadamente el 28 % del consumo energético final global, y es responsable directa de cerca del 23 % de las emisiones de gases de efecto invernadero, considerando únicamente las emisiones directas en planta (Alcance 1).

A pesar de los avances en eficiencia y digitalización, más del 60 % del calor industrial sigue produciéndose a partir de combustibles fósiles como gas natural, carbón o fuelóleo, lo que perpetúa la dependencia del sector respecto a fuentes emisoras de dióxido de carbono [8].

La incorporación de fuentes renovables para cubrir esta demanda enfrenta importantes obstáculos: la variabilidad estacional, la dificultad técnica para alcanzar altas temperaturas de forma directa, y la escasa implantación de almacenamiento térmico en muchas instalaciones industriales. Estas barreras ralentizan la descarbonización efectiva del calor industrial, especialmente en sectores con operación continua o con requerimientos térmicos elevados.

En este contexto, la electrificación de la demanda térmica mediante tecnologías eficientes, como las bombas de calor de alta temperatura (HTHP) surge como una vía estratégica. Estas tecnologías permiten el incremento de la generación renovable en la red eléctrica, sin necesidad de rediseñar los procesos productivos existentes, y reduciendo de forma significativa las emisiones directas de CO₂.

Además, la evolución del marco regulatorio europeo, especialmente el aumento sostenido del precio de los derechos de emisión de CO₂, que superaron los 80 €/t CO₂ en 2023, ha mejorado la competitividad de las tecnologías electrificadas, incluso frente a soluciones térmicas tradicionales.

En este escenario, las bombas de calor industriales capaces de operar por encima de los 120 ó 130 °C ofrecen una alternativa viable y económicamente atractiva, para sustituir el uso de calderas de gas en procesos como cocción, esterilización, secado o limpieza, aprovechando el calor residual en procesos industriales que hasta ahora se consideraban difíciles de electrificar.

2.1 LA DESCARBONIZACIÓN DEL CALOR INDUSTRIAL: UNA NECESIDAD URGENTE

El calor industrial representa uno de los grandes retos de la transición energética. Aunque tradicionalmente se ha priorizado la electrificación del transporte y el impulso de energías renovables en el ámbito doméstico, más del 50 % de la energía final consumida en la industria europea se emplea en forma de calor, y más de la mitad de esa demanda requiere temperaturas superiores a 100 °C [9]. Buena parte de esta demanda corresponde a procesos que requieren vapor de proceso, como ocurre en numerosas etapas térmicas de la industria alimentaria —desde la cocción hasta la pasteurización o la esterilización— en sectores como el cervecero, el lácteo o el de conservas.

A pesar de que los datos corresponden al año 2015, el perfil de consumo térmico industrial en Europa ha variado muy poco en términos de distribución por rangos de temperatura, por lo que estos valores siguen siendo representativos para identificar las franjas térmicas prioritarias en la descarbonización del sector. Su uso continúa plenamente vigente en informes técnicos recientes, como el de la IEA Heat Pumping Technologies [34]. En la Figura 2.1 se muestra la distribución del consumo energético final en la industria europea según el tipo de uso y el rango de temperatura requerido.

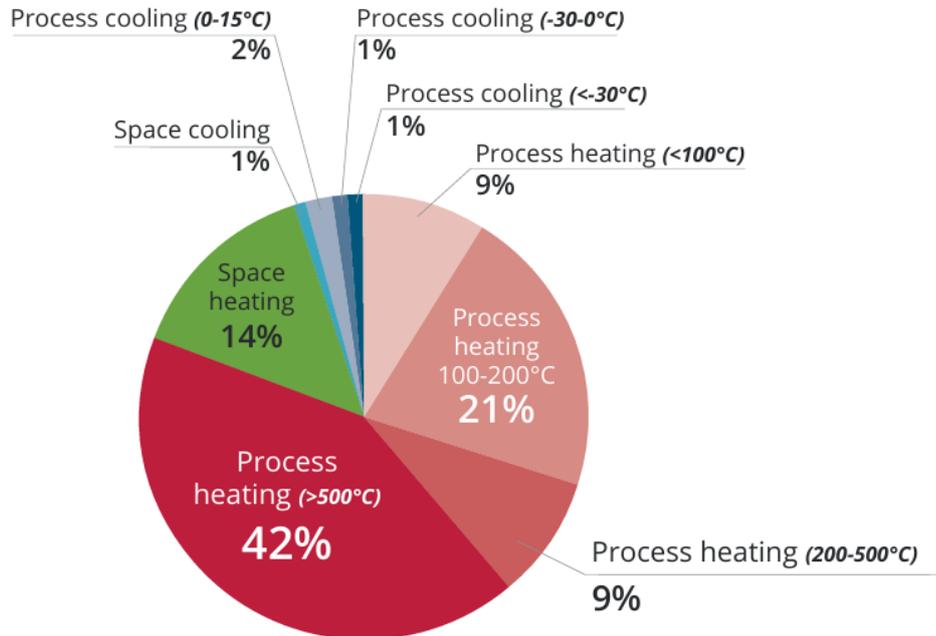
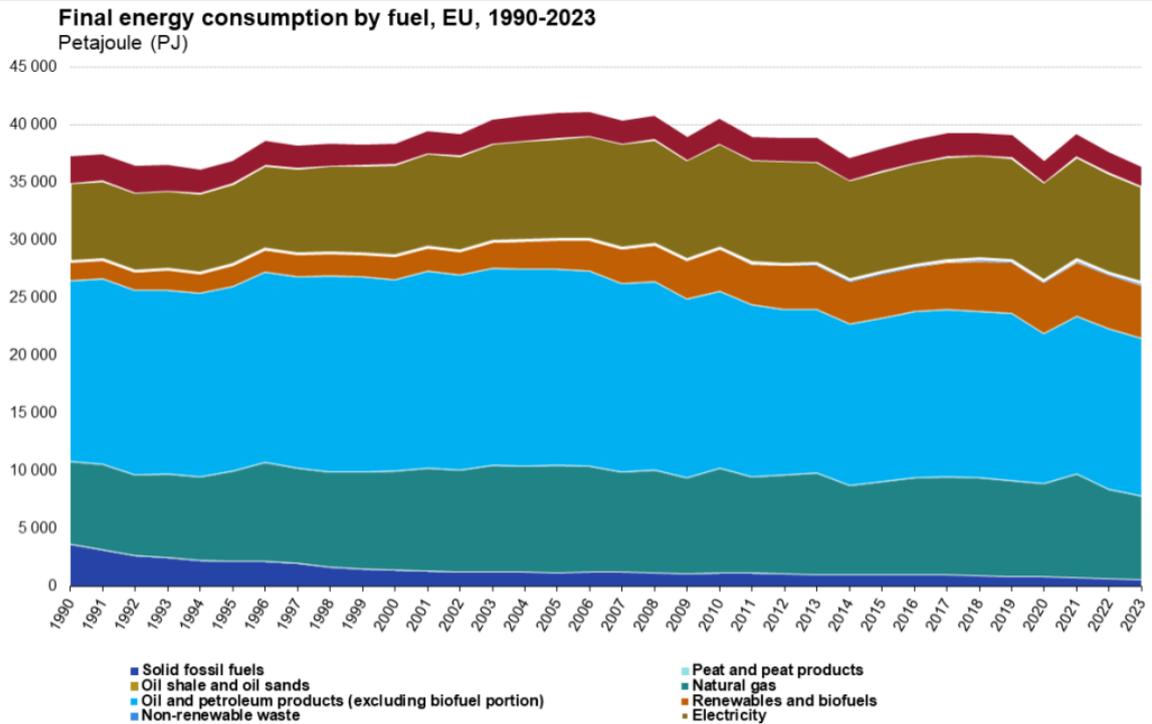


Figura 2-1. Distribución del consumo energético final en la industria de la UE por tipo de uso y rango de temperatura [9]

Además de identificar los sectores con mayor demanda de calor, es fundamental analizar qué fuentes energéticas se están utilizando actualmente para satisfacer dicha demanda. A pesar del crecimiento de generación renovable y de la electrificación en sectores como el doméstico o el terciario, el consumo final de energía en la Unión Europea sigue dependiendo en gran medida de los combustibles fósiles, especialmente del gas natural y los productos petrolíferos.

Esta situación compromete los objetivos de descarbonización, ya que esta dependencia de combustibles fósiles genera emisiones de Alcance 1 difíciles de mitigar con las tecnologías convencionales actuales. Las bombas de calor permiten valorizar el calor residual y adaptarlo a los requerimientos térmicos del proceso, reduciendo la dependencia de combustibles fósiles sin necesidad de rediseñar el sistema productivo.

La Figura 2.2 muestra cómo se ha mantenido esta composición energética en el consumo final de la UE durante las últimas tres décadas.



Source: Eurostat (online data code: nrg_bal_c)

eurostat

Figura 2-2. Evolución del consumo final de energía por tipo de combustible en la Unión Europea (1990-2023) [10]

Además, las industrias con mayor consumo térmico son aquellas cuyos procesos requieren temperaturas elevadas, como la industria química, papelera, cervecera o textil. Estas actividades dependen de etapas como la cocción, evaporación o secado, que exigen un aporte continuo de calor. Según los datos del Balance Energético Nacional [11], la industria de alimentación, bebidas y tabaco representa el 16,4% del consumo energético total de la industria manufacturera española (Figura 2.3).

Estructura del consumo energético de la industria manufacturera, 2022 ⁽¹⁰⁾

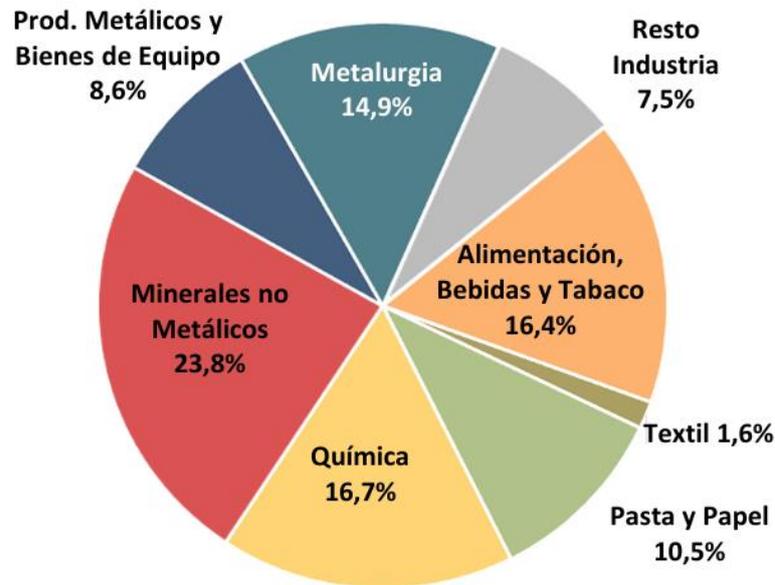


Figura 2-3. Estructura del consumo energético de la industria manufacturera en España (2022) [12]

Ante este contexto, las bombas de calor de alta temperatura surgen como solución clave para transformar calor residual en energía útil, sin recurrir a combustibles fósiles. Documentos estratégicos como el *Industrial Heat Pump Technology Roadmap* del IEA-HPT (2023) [13] o el *European Heat Pump Action Plan* (2024) [14] destacan que estas tecnologías serán esenciales para que la industria europea alcance sus objetivos climáticos y de eficiencia energética.

2.2 EVOLUCIÓN DEL MERCADO DE BOMBAS DE CALOR

El mercado de las bombas de calor ha experimentado un crecimiento sin precedentes en los últimos años, impulsado por la necesidad urgente de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, la volatilidad de los precios de los combustibles fósiles y el avance de la electrificación en todos los sectores energéticos.

Aunque buena parte de esta expansión se ha producido en el sector residencial y terciario, donde las ventas globales crecieron un 11 % en 2022, se está produciendo un traslado progresivo de esta tecnología hacia el sector industrial. Según datos de la Agencia Internacional de la Energía, a finales de 2022 había más de 190 millones de bombas de calor instaladas en todo el mundo, con tasas de crecimiento de doble dígito impulsadas por políticas como REPowerEU [15] en la Unión Europea y la Inflation Reduction Act (IRA) [16] en Estados Unidos [17].

En la Figura 2.4 se observa el crecimiento anual de ventas por país entre 2019 y 2023, confirmando esta tendencia global.

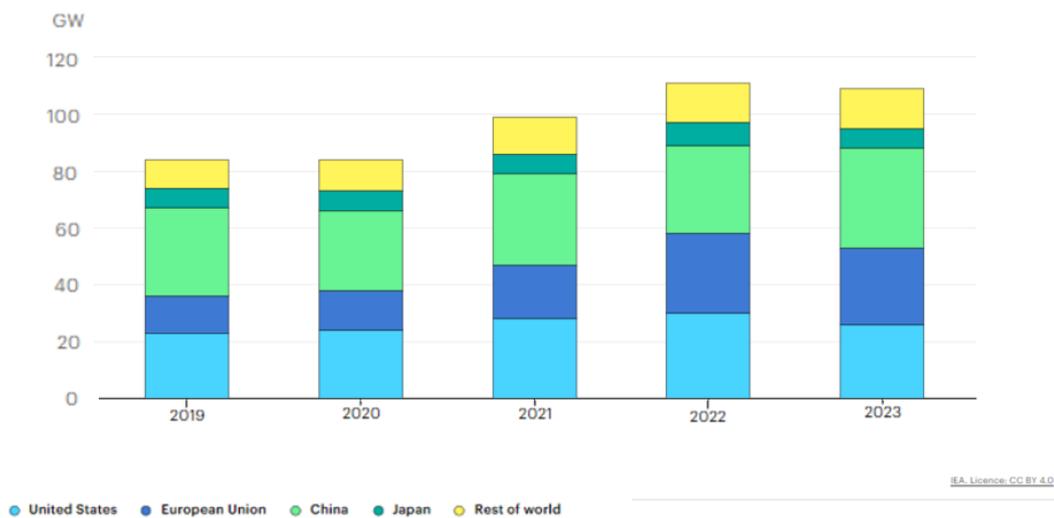


Figura 2-4. Crecimiento anual de 2019-2023 de ventas de bombas de calor por país [18]

Este crecimiento en países desarrollados está acompañado de una expansión del mercado hacia aplicaciones más exigentes, como el sector terciario e industrial, donde las bombas de calor de alta temperatura (HTHP) están ganando protagonismo, al permitir reemplazar equipos convencionales como calderas de gas, sin comprometer la continuidad del proceso. Según el informe *Industrial Heat Pump Technology Roadmap* [13], más del 30 % de la demanda térmica industrial en economías avanzadas podría cubrirse con bombas de calor

utilizando tecnologías ya disponibles en el mercado. Esto representa una oportunidad significativa para acelerar la descarbonización del sector.

Además, la Unión Europea ha identificado las bombas de calor como una tecnología estratégica en su hoja de ruta energética. El plan REPowerEU [15] contempla la instalación de 10 millones de nuevas bombas de calor entre 2023 y 2027, con el objetivo de reducir la dependencia del gas importado y acelerar el cumplimiento de los objetivos climáticos del Pacto Verde Europeo.

Este impulso institucional está favoreciendo no solo la demanda, sino también la expansión de la capacidad de fabricación global, como muestra la Figura 2.5. Sin embargo, la capacidad actual de producción de bombas de calor aún está lejos de lo necesario para cumplir con el Escenario de Cero Emisiones Netas [19] a 2030, según advierte la propia AIE. Para lograr los objetivos de descarbonización, será necesario más que duplicar la capacidad industrial actual, especialmente en el segmento de bombas de calor de media y alta temperatura.

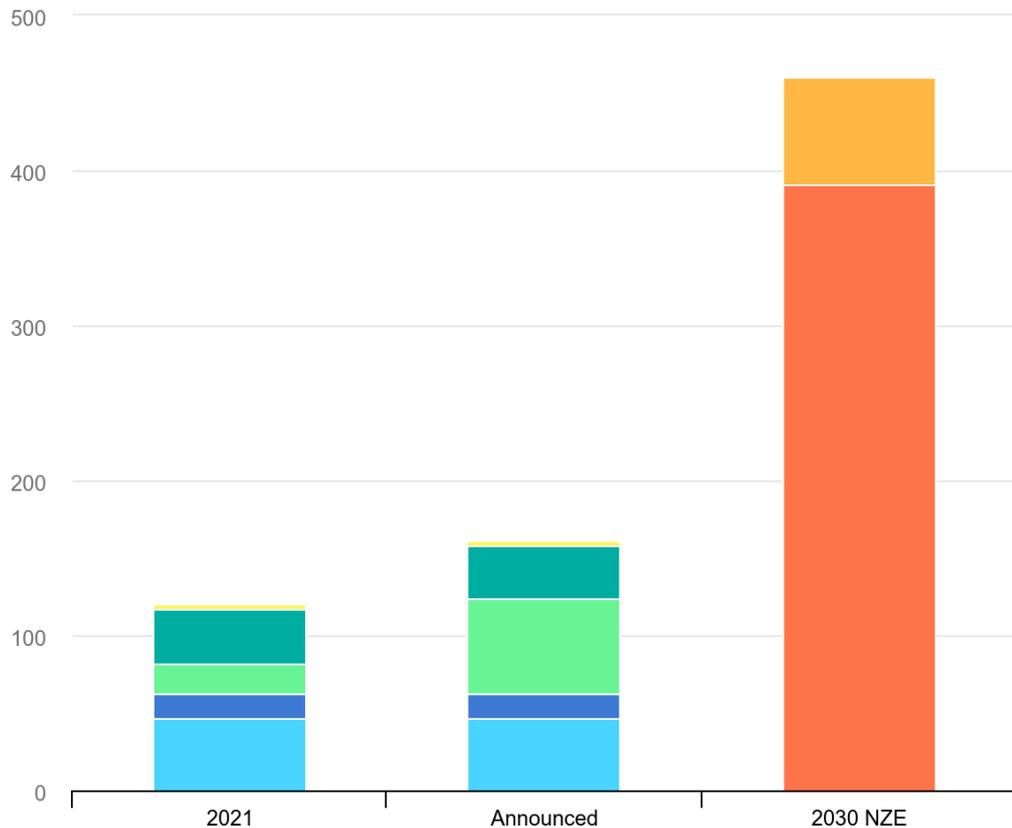


Figura 2-5. Capacidad de fabricación de bombas de calor por región y brecha respecto al escenario Net Zero (NZE) para 2030 [20]

2.3 FUNDAMENTOS TÉCNICOS DE LAS BOMBAS DE CALOR DE ALTA TEMPERATURA

2.3.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO GENERAL

Una bomba de calor es un sistema térmico que transfiere calor desde una fuente fría a un foco caliente, empleando para ello una aportación de energía externa, normalmente en forma de energía eléctrica utilizando energía externa, para forzar ese flujo contrario al natural. No

genera calor, sino que lo desplaza, lo que le permite alcanzar eficiencias muy superiores a las de los sistemas de combustión directa.

Este principio es análogo al de un frigorífico o un aire acondicionado, pero aplicado a la producción de calor útil. Su eficiencia se mide mediante el Coeficiente de Rendimiento (COP), que representa la relación entre la energía térmica entregada y la energía eléctrica consumida. Cuanto mayor es el COP, mayor es la eficiencia del sistema.

El funcionamiento se basa en un ciclo cerrado con un fluido refrigerante, que atraviesa cuatro etapas fundamentales:

1. Evaporación isobárica: el refrigerante, a baja presión y temperatura, absorbe calor del foco frío (por ejemplo, agua de red o mosto), evaporándose en el proceso.
2. Compresión adiabática: el vapor entra en un compresor que eleva su presión y temperatura a costa de energía eléctrica.
3. Condensación isobárica: el vapor comprimido cede calor útil al foco caliente (como el agua de proceso) y se condensa parcial o totalmente.
4. Expansión: el líquido refrigerante pasa por una válvula de expansión, reduciendo su presión y temperatura para volver al estado inicial.

Este principio de funcionamiento está ampliamente descrito en la literatura técnica sobre eficiencia energética y sistemas térmicos [1][21].

En la Figura 2.6 se representa este ciclo aplicado a una bomba de calor agua-agua típica, basado en compresión de vapor.

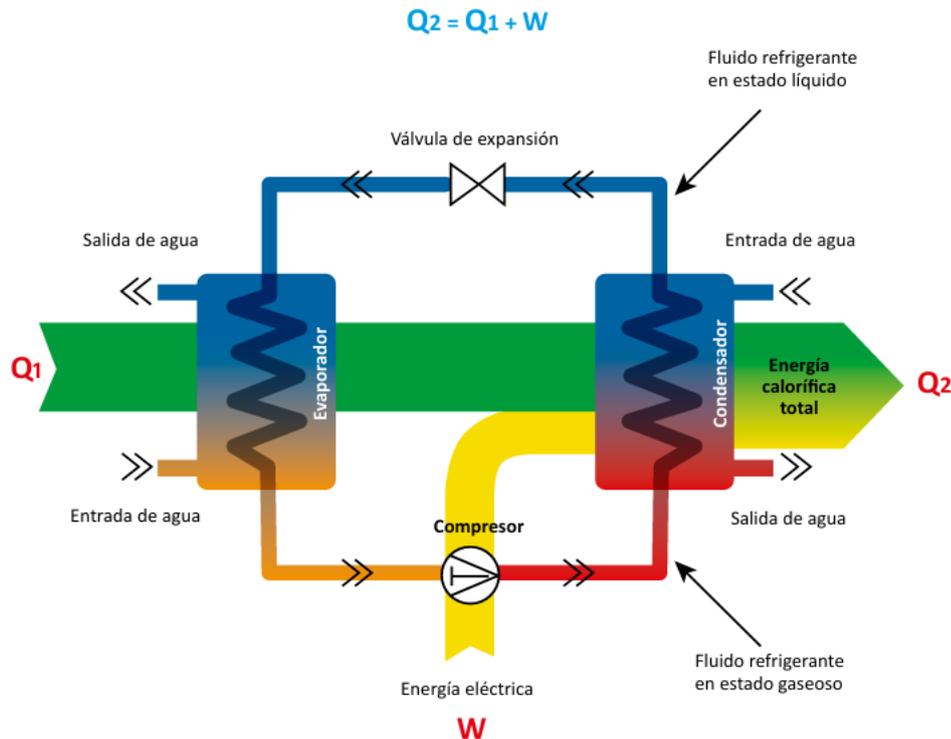


Figura 2-6. Ciclo frigorífico de compresión en calefacción, bomba de calor agua-agua [22]

Este principio es aplicable a aplicaciones residenciales, comerciales e industriales. En aplicaciones industriales de alta temperatura, como la que se aborda en este proyecto, las condiciones de operación son más exigentes: se requieren presiones elevadas, materiales compatibles, refrigerantes específicos y un diseño termodinámico más optimizado.

2.3.2 CLASIFICACIÓN POR TIPO Y APLICACIÓN

Las bombas de calor pueden clasificarse atendiendo a distintos criterios, siendo los más relevantes: la fuente de energía térmica de entrada, el fluido caloportador en el foco caliente, y el tipo de aplicación (residencial, comercial o industrial). Esta clasificación es clave para seleccionar la tecnología más adecuada según las necesidades térmicas del proceso [23].

- Según la fuente y el foco de calor:
 - Aire–aire: extraen calor del aire exterior y lo transfieren al aire interior. Muy utilizadas en climatización residencial.
 - Aire–agua: captan calor del aire y lo ceden a un circuito de agua. Comunes en calefacción y ACS doméstico.
 - Agua–agua: toman calor de agua subterránea, de red o residual y lo transfieren también a un circuito de agua. Adecuadas para procesos industriales con temperaturas estables.
 - Geotérmicas (suelo–agua): captan calor del subsuelo a través de sondas y lo entregan al agua del sistema. Alta eficiencia, pero instalación costosa y compleja.
- Según la aplicación:
 - Domésticas o comerciales: diseñadas para climatización de espacios o producción de ACS, generalmente con temperaturas de salida por debajo de 60 °C.
 - Industriales: capaces de alcanzar temperaturas más elevadas (hasta 150–160 °C), utilizan componentes reforzados, refrigerantes específicos y diseños adaptados a procesos de producción.
- Según el rango de temperatura:

Las bombas de calor pueden clasificarse en función del rango de temperaturas al que suministran calor útil. Este criterio resulta especialmente relevante en aplicaciones industriales, donde los procesos térmicos pueden requerir desde temperaturas moderadas (por debajo de 100 °C) hasta valores muy elevados (más de 200 °C). En este proyecto se emplea una bomba de calor de alta temperatura, capaz de alcanzar condiciones adecuadas para aplicaciones como la cocción del mosto o el calentamiento de aceite térmico. La clasificación detallada y los desafíos asociados a cada rango se abordan en el apartado 2.3.3.

2.3.3 INTERVALOS DE TEMPERATURA Y MADUREZ TECNOLÓGICA

Las posibilidades de aplicación de las bombas de calor en la industria están directamente condicionadas por el rango de temperatura requerido por cada proceso. Mientras que los sistemas convencionales cubren eficazmente demandas térmicas por debajo de 100 °C, la mayoría de los procesos industriales que demandan calor se sitúan entre los 100 °C y 200 °C, una franja térmica que no puede cubrirse con bombas de calor convencionales, pero que resulta ideal para sistemas de media y alta temperatura como el que se plantea en este proyecto.

Se consideran de alta temperatura las bombas de calor capaces de entregar temperaturas superiores a 150 – 200 °C. No obstante, en la literatura técnica el término también se emplea para referirse a tecnologías que operan en el rango de 100 – 200 °C, dada su aplicación en procesos industriales con requerimientos térmicos elevados. Este rango es habitual en sectores como la alimentación, la química o la industria cervecera, donde el calor se utiliza en operaciones como la cocción, esterilización, secado o limpieza.

La tecnología más prometedora para estas aplicaciones es la basada en el dióxido de carbono (CO₂) en ciclo transcrito, debido a su capacidad para operar a presiones elevadas, su excelente transferencia térmica y su bajo impacto ambiental. Estas bombas requieren materiales específicos, diseño robusto y un control preciso del ciclo, pero ofrecen un gran potencial para sustituir calderas de gas natural en entornos industriales.

Según la Agencia Internacional de la Energía [17], los rangos de aplicación se pueden agrupar del siguiente modo:

- Hasta 100 °C: aplicaciones de baja temperatura como procesos de calefacción, agua caliente sanitaria, secado de alimentos o fermentación. Estas tecnologías están completamente maduras y comercializadas, con una amplia oferta de mercado.
- Entre 100 °C y 200 °C: procesos de cocción, esterilización, pasteurización, lavado industrial, etc. Este rango representa más del 35 % del consumo térmico industrial europeo, y es el principal objetivo actual de electrificación térmica en la industria.

- Más de 200 °C: procesos de alta exigencia térmica, como fundición, tratamiento térmico, síntesis química o generación de vapor sobrecalentado. Aunque su desarrollo aún se encuentra en fase de desarrollo o prototipo, ya existen soluciones experimentales basadas en ciclo Brayton inverso, empleando gases como el CO₂ o el N₂, que han demostrado alcanzar temperaturas superiores a los 200 °C e incluso hasta 600 °C en condiciones de laboratorio, con COP superiores a 2, aunque todavía no están disponibles comercialmente.

Este proyecto se sitúa en el rango de alta temperatura, al emplear un sistema cuyo objetivo es recuperar el calor del mosto cocido para precalentar agua de proceso hasta 90 °C y calentar aceite térmico en torno a 300 °C. Esto permite cubrir las necesidades térmicas mediante un único ciclo regenerativo basado en CO₂ como fluido de trabajo.

2.3.4 DESAFÍOS TÉCNICOS EN ALTA TEMPERATURA

El desarrollo de bombas de calor capaces de operar por encima de los 100 - 150 °C conlleva una serie de retos técnicos que no están presentes en los sistemas convencionales de baja temperatura. Estos desafíos afectan tanto al diseño del ciclo termodinámico como a los materiales, componentes clave y selección del fluido de trabajo.

Entre los principales retos se encuentran:

- Presiones internas elevadas: Al aumentar la temperatura útil del sistema, se incrementan significativamente las presiones de operación, especialmente en ciclos transcríticos como el de CO₂. Esto exige el uso de intercambiadores de calor reforzados, compresores de alta resistencia mecánica, válvulas especiales y componentes capaces de soportar esfuerzos sostenidos sin comprometer la seguridad.
- Selección del fluido de trabajo: Los refrigerantes convencionales (R134a, R410A, R1234ze, etc.) presentan limitaciones relevantes para su uso en aplicaciones industriales de alta temperatura. Aunque algunos de ellos operan correctamente en ciclos de climatización o refrigeración comercial, no están diseñados para trabajar de forma estable a temperaturas elevadas, como las requeridas en procesos industriales.

A altas temperaturas, estos compuestos pueden sufrir descomposición térmica, lo que genera productos de degradación corrosivos o tóxicos, además de comprometer la seguridad y la vida útil del sistema. Por ello, en aplicaciones industriales de alta temperatura se priorizan refrigerantes que ofrezcan una alta estabilidad química y térmica, además de un bajo potencial de calentamiento global (GWP) y buena compatibilidad con materiales y lubricantes.

- Reducción del rendimiento a elevadas diferencias térmicas: A medida que se incrementa el “lift” térmico (diferencia entre fuente fría y foco caliente), el COP del sistema disminuye debido al incremento de las irreversibilidades termodinámicas. Para mantener la eficiencia, es clave incorporar estrategias como la regeneración térmica interna y un control avanzado del punto de operación.
- Compatibilidad de materiales: Las temperaturas elevadas y las condiciones de operación supercríticas exigen materiales con alta resistencia térmica, química y mecánica, así como lubricantes estables bajo condiciones extremas. Además, la elección de materiales debe garantizar una vida útil aceptable en ciclos industriales de operación continua. El fallo de cualquiera de estos elementos comprometería la fiabilidad y vida útil del sistema [17][24].
- Integración con procesos industriales existentes: Las bombas de calor industriales deben adaptarse a condiciones de operación previamente definidas (temperatura, caudal, tipo de fluido), lo que requiere una ingeniería de integración detallada que garantice la compatibilidad térmica, hidráulica y de control.

En conjunto, estos retos explican por qué las tecnologías de alta temperatura se encuentran aún en una fase emergente de desarrollo. No obstante, su alto potencial de descarbonización está acelerando su maduración, especialmente en configuraciones regenerativas con CO₂ como la propuesta en este proyecto.

2.3.5 IMPORTANCIA DEL FLUIDO DE TRABAJO

La elección del fluido de trabajo es una de las decisiones más determinantes en el diseño de una bomba de calor industrial, especialmente en aplicaciones de alta temperatura. Las propiedades termodinámicas del refrigerante condicionan tanto el rendimiento energético del ciclo como su viabilidad técnica, económica y ambiental.

Las propiedades del refrigerante determinan factores clave como la eficiencia energética, las presiones internas del sistema, la compatibilidad con materiales y la seguridad en operación. A la hora de seleccionar un fluido para aplicaciones por encima de 100 °C, deben considerarse los siguientes criterios [17][24]:

- **Temperatura crítica adecuada:** Es fundamental que el refrigerante pueda operar en el rango térmico requerido sin entrar en zonas de baja eficiencia ni comprometer la estabilidad del ciclo. Esto resulta especialmente relevante en ciclos transcíticos o supercríticos, donde las propiedades del fluido cambian bruscamente cerca del punto crítico.
- **Propiedades termofísicas favorables:** Una alta capacidad calorífica, una buena conductividad térmica y una relación presión-temperatura adecuada favorecen la transferencia de calor en los intercambiadores y permiten reducir la carga del compresor, mejorando así el coeficiente de rendimiento (COP).
- **Compatibilidad con materiales y lubricantes:** El fluido debe ser estable y no corrosivo bajo condiciones de operación prolongadas y elevadas presiones. Además, debe ser compatible con los aceites lubricantes utilizados en el compresor, garantizando su durabilidad y fiabilidad.
- **Bajo impacto ambiental y cumplimiento normativo:** En el contexto actual de regulación climática (como la F-Gas Regulation en la UE) [25], es esencial que el fluido tenga un GWP reducido y no presente riesgos significativos de toxicidad o inflamabilidad. Esto no solo mejora la sostenibilidad del sistema, sino que también garantiza su viabilidad futura en el mercado.

Para seleccionar un fluido de trabajo adecuado en aplicaciones industriales de alta temperatura, es esencial considerar tanto sus propiedades termodinámicas como su impacto ambiental y normativo.

En la Figura 2.7, se presenta una comparativa general de distintos refrigerantes, naturales y sintéticos (HFC, HFO, HCFO...), incluyendo parámetros clave como temperatura crítica, presión crítica, potencial de calentamiento global (GWP) y ODP.

No obstante, esta tabla no incluye el dióxido de carbono (CO_2), fluido central en el presente proyecto. Por ello, se ha incluido también la Figura 2.8, que recoge específicamente las propiedades del CO_2 frente a otros refrigerantes, permitiendo apreciar mejor su idoneidad técnica en aplicaciones transcríticas.

Mientras que la primera tabla (Figura 2.7) es útil para comparar alternativas sintéticas emergentes como el HFO-1336mzz(Z), la segunda (Figura 2.8) ofrece una visión más clara de por qué el CO_2 es uno de los refrigerantes más prometedores, gracias a su alta densidad de vapor, su presión operativa elevada y su nulo impacto climático.

De esta forma, se pueden comparar directamente las características generales de los refrigerantes sintéticos emergentes (como HFO y HCFO) con las de nuestro refrigerante CO_2 , y justificar su elección como fluido de trabajo óptimo para el sistema desarrollado.

Parameters	HFC-245fa	HFO-1336mzz(Z)	HCFO-1233zd(E)	HCFO-1224yd(Z)
Molecular weight (g·mol ⁻¹)	134.05	164.06	130.50	148.49
Critical temperature (°C)	153.86	171.35	166.45	155.54
Critical pressure (MPa)	3.65	2.90	3.62	3.34
Normal boiling point (NBP) (°C)	15.05	33.45	18.26	14.62
Tested thermal stability (°C)	250	250	175	175
Condensing pressure ^a (MPa)	2.35	1.35	1.91	2.11
Pressure Ratio ^{a,b}	5.08	5.52	4.88	4.80
Vapour pressure ^c (MPa)	0.15	0.07	0.13	0.15
Latent heat of vaporization ^b (kJ·kg ⁻¹)	169.12	151.33	171.24	145.21
Latent heat of condensation ^a (kJ·kg ⁻¹)	97.25	102.34	111.53	86.10
Suction density ^b (kg·m ⁻³)	25.45	16.02	20.73	27.11
Liquid/Vapour density ^a (kg·m ⁻³)	938.36 / 156.10	1014.10 / 96.36	926.88 / 113.52	958.53 / 154.63
Liquid/Vapour specific heat ^a (kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	1.98 / 1.87	1.57 / 1.37	1.64 / 1.42	1.64 / 1.56
Specific heat ratio ^b	1.44	1.10	1.45	1.14
ODP (CFC-11=1) [29]	0	0	0.00034	0.00012
GWP _{100-years} [29]	858	2	1	<1
Atmospheric lifetime [29]	7.7 years	26 days	26 days	21 days

Figura 2-7. Propiedades clave de refrigerantes alternativos de bajo GWP para aplicaciones térmicas industriales [26]

InstrumentationTools.com	R744	R717	R134a	R410A	R600a	R152a	R290
Molecular Formula	CO ₂	NH ₃	CH ₂ FCF ₃	R32/R125	C ₄ H ₁₀	C ₂ H ₄ F ₂	CH ₃ CH ₂ CH ₃
Relative Molecular Mass (M)	44	17	102.03	72.56	58.13	66.05	44.1
Adiabatic Index (k)	1.3	1.31	1.12	-	-	1.15	1.13
Ozone Depletion Potential (ODP)	0	0	0	0.037	0	0	0
Global Warming Potential (GWP)	1	<1	1300	2100	15	2.5	3
Critical Temperature (t)/°C	31.1	133	101.7	72.5	135	113.5	96.7
Critical Pressure (p)/MPa	7.732	11.42	4.055	4.949	3.645	4.492	4.25
Critical Density (p)/(Kg/m ³)	465	-	512	500	221	-	-
Boiling Point at Standard Atmospheric Pressure (t°)/°C	-78.4	-33.3	-26.1	-51.56	-11.73	-25	-42.2
Freezing Point (t)/°C	-56.55	-77.7	-96.6	-	-160	-117	-187.7
Volume Cooling Capacity at 0 ° KJ/m ³	22600	4360	2860	4190	2710	2750	3870
Flammability	No	Yes	No	No	Yes	Yes	Yes
Safety Standard Evaluation	A1	B2	A1	A1	A3	A2	A3
Relative Price	0.1	0.2	3–5	3–4	1.2	0.6	1.3

Figura 2-8. Comparativa de propiedades del CO₂ y refrigerantes alternativos en aplicaciones industriales [27]

La temperatura es una de las propiedades más determinantes del fluido, ya que condiciona directamente la eficiencia del ciclo. Para asegurar un buen rendimiento, se considera recomendable que la temperatura de condensación se sitúe al menos 15 K por debajo de la temperatura crítica del refrigerante, en el caso de ciclos subcríticos.

Cabe destacar, además, que muchos refrigerantes sintéticos presentan un GWP (Global Warming Potential) elevado, lo que restringe su viabilidad futura debido a la normativa climática vigente. Esta situación ha impulsado el desarrollo y la adopción de refrigerantes naturales como el CO₂, el N₂, el amoníaco o el agua. Por todo ello, en este proyecto se opta por el uso de dióxido de carbono (CO₂) como fluido de trabajo, debido a su bajo impacto ambiental, elevada temperatura crítica y excelente comportamiento en configuraciones regenerativas de alta eficiencia.

2.3.6 CICLOS TERMODINÁMICOS APLICABLES A BOMBAS DE CALOR INDUSTRIALES

En el diseño de bombas de calor industriales para aplicaciones de alta temperatura, existen dos grandes enfoques termodinámicos que pueden servir de base: el ciclo Brayton inverso y el ciclo Rankine inverso. Ambos permiten transferir calor desde una fuente fría a un foco caliente mediante el aporte de energía externa (eléctrica o mecánica), pero difieren en el estado del fluido, el comportamiento del sistema y el tipo de componentes necesarios.

El ciclo Brayton inverso, también conocido como Bell-Coleman, trabaja con un fluido gaseoso en todo momento, sin cambios de fase. Este enfoque se adapta bien al uso de gases ideales o supercríticos como el CO₂, y presenta una buena eficiencia en configuraciones con regeneración y turbinas. Sin embargo, su implementación práctica es más compleja, ya que requiere equipos especializados como turbinas, regeneradores y control precisa de presiones y temperaturas.

En cambio, el ciclo Rankine inverso, también denominado ciclo de compresión de vapor, emplea un fluido que cambia de fase entre líquido y vapor, permitiendo aprovechar el calor latente para maximizar la transferencia energética. Esta característica lo convierte en el ciclo más común en bombas de calor, tanto domésticas como industriales, debido a su eficiencia térmica y la simplicidad de sus componentes (compresor, evaporador, condensador y válvula de expansión).

Ambos ciclos pueden beneficiarse de mejoras adicionales mediante configuraciones regenerativas, que incorporan intercambiadores de calor internos para recuperar parte de la energía del fluido caliente que sale del compresor o de la turbina, transfiriéndola al fluido frío antes de entrar en el siguiente proceso. Esta técnica reduce la demanda de energía térmica o eléctrica externa, incrementa el rendimiento global del sistema y mejora el coeficiente de rendimiento (COP).

Enfoque adoptado en este trabajo

En el presente proyecto se opta por el ciclo Rankine inverso como base para la bomba de calor, al ser más adecuado para las condiciones de operación planteadas y permitir el uso de

refrigerantes adaptados a procesos industriales de media y alta temperatura. Además, su flexibilidad para trabajar en condiciones subcríticas o transcríticas lo convierte en una solución versátil para la integración con sistemas de almacenamiento térmico o recuperación de calor residual. La variante transcrítica supone que el evaporador opera a presión inferior a la crítica, por lo que hay cambio de fase en la aceptación de calor (evaporación), mientras que la cesión de calor ocurre a presión supercrítica, no existiendo por tanto condensación. De hecho, al intercambiador de calor que conecta con el sumidero o demanda se le denomina “enfriador de gas” o *gas cooler*.

A partir de este enfoque, se describen a continuación las distintas variantes relevantes para el análisis del sistema: el ciclo Rankine inverso básico y el ciclo Rankine inverso regenerativo.

2.3.6.1 Ciclo Rankine inverso

El ciclo Rankine inverso, también conocido como ciclo de compresión de vapor, es la base más utilizada en las bombas de calor comerciales e industriales, especialmente cuando se trabaja con refrigerantes convencionales. A diferencia del ciclo Brayton, en este caso el fluido de trabajo experimenta cambios de fase, alternando entre estado líquido y vapor a lo largo del ciclo. Esta característica permite aprovechar el calor latente de vaporización, lo que se traduce en una mayor capacidad de transferencia térmica por unidad de masa de fluido.

El ciclo consta de los siguientes procesos [4][24]:

- Evaporación isobárica (4–1): el fluido, en estado líquido a baja presión, absorbe calor del foco frío y se convierte en vapor saturado o ligeramente sobrecalentado. Este proceso ocurre en el evaporador (ICR) y representa la entrada útil de energía al sistema.
- Compresión isentrópica (1–2): el vapor se comprime adiabáticamente, aumentando su presión y temperatura. Aumentan tanto la presión como la temperatura del fluido,

a costa de un aporte de energía mecánica (eléctrica). Este es el principal consumo energético del ciclo.

- Condensación isobárica (2–3): el vapor comprimido cede calor al medio que se desea calentar (agua de proceso, aire, etc.) y se condensa, retornando al estado líquido (saturado o subenfriado). Este proceso tiene lugar en el condensador y constituye la salida útil de calor del ciclo.
- Expansión del líquido en válvula (3–4): el líquido condensado se expande de forma isoentálpica mediante una válvula de expansión, lo que reduce su presión y temperatura hasta los valores iniciales del ciclo. Aunque este proceso se considera idealmente adiabático, es altamente irreversible (no isoentrópico) en la práctica. En ciclos alternativos puede reemplazarse por una turbina si se busca recuperar trabajo.

Este ciclo es ampliamente utilizado debido a su simplicidad y fiabilidad. No requiere turbina ni intercambiadores internos, lo que reduce la complejidad técnica y los costes. Además, existen numerosos refrigerantes adecuados para trabajar en diferentes rangos de temperatura y presión, lo que facilita su adaptación a múltiples aplicaciones.

No obstante, el ciclo Rankine inverso está limitado en cuanto a temperaturas de operación, especialmente cuando se utilizan refrigerantes convencionales que tienen puntos críticos relativamente bajos. Por ello, en aplicaciones industriales de alta temperatura se están explorando alternativas como el uso de CO₂ en condiciones transcíticas o el rediseño del ciclo mediante técnicas regenerativas, que permiten superar parte de estas limitaciones

En la Figura 2.10 se muestra el funcionamiento esquemático de un ciclo Rankine inverso, donde se identifican los cuatro procesos fundamentales: evaporación, compresión, condensación y expansión. El fluido cambia de fase entre líquido y vapor, permitiendo una transferencia eficiente de calor en cada etapa del ciclo.

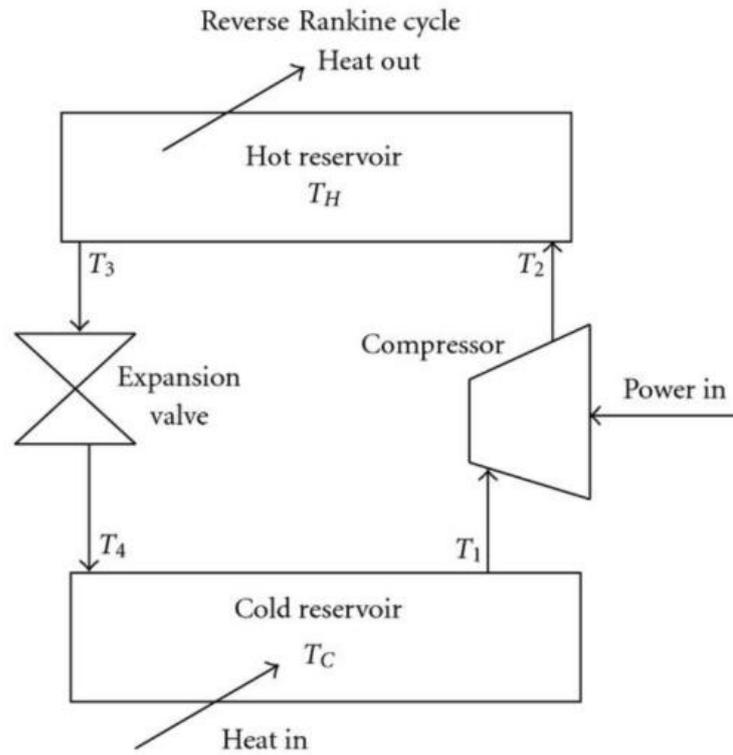


Figura 2-9. Esquema del ciclo Rankine inverso o ciclo de compresión de vapor, incluyendo evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión [28]

El Ciclo Rankine Inverso Básico se encuentra definido por las siguientes ecuaciones:

1. Evaporación isobárica:

$$q_{ICR} [kJ/kg] = h_1 - h_4 \quad (2.1)$$

2. Compresión isentrópica:

$$w_{compresor} [kJ/kg] = h_2 - h_1 \quad (2.2)$$

3. Condensación isobárica:

$$q_{ICU} [kJ/kg] = h_2 - h_3 \quad (2.3)$$

4. Expansión isoentálpica:

$$h_4 = h_3 \quad (2.4)$$

5. Trabajo neto aportado al ciclo:

$$w_{neto} [kJ/kg] = h_2 - h_1 \quad (2.5)$$

6. Coeficiente de rendimiento (COP):

$$COP_{calefacción} = \frac{q_{ICU}}{w_{compresor}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

$$COP_{refrigeración} = \frac{q_{ICR}}{w_{compresor}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.7)$$

2.3.6.2 Ciclo Rankine inverso regenerativo

El ciclo Rankine inverso regenerativo ideal combina los principios del ciclo Rankine inverso clásico (también conocido como ciclo de compresión de vapor) con la integración de un regenerador interno, con el objetivo de mejorar la eficiencia térmica del sistema. Esta configuración se emplea en bombas de calor industriales cuando se busca reducir el consumo energético y optimizar el aprovechamiento de la energía interna del fluido de trabajo.

En su formulación ideal, el ciclo se compone de los siguientes procesos [29]:

- Evaporación isobárica (5-6): absorción de calor a presión constante desde el foco frío.
- Compresión isentrópica (1-2): aumento de presión y temperatura sin variación de entropía.
- Regeneración ideal (3-4 / 6-1): transferencia de calor sin pérdidas entre dos corrientes internas del ciclo.
- Condensación isobárica (2-3): cesión de calor útil a un foco caliente a presión constante.
- Expansión isoentrópica (4-5): reducción de presión y temperatura del fluido.

La ecuación térmica que rige el funcionamiento del regenerador en un ciclo Rankine inverso ideal describe el equilibrio de energía entre las dos corrientes internas que intercambian calor sin pérdidas:

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_6 \quad (2.8)$$

Esta configuración resulta especialmente útil en sistemas que operan a temperaturas medias-altas, o que utilizan refrigerantes con zonas de cambio de fase amplias o comportamiento supercrítico, como el dióxido de carbono (CO₂). En este contexto, la regeneración permite:

- Reducir el consumo eléctrico del compresor, al optimizar las condiciones de entrada del fluido.
- Aumentar el COP global del sistema, al recuperar calor que de otro modo se perdería.
- Reducir el tamaño o la potencia requerida del evaporador, al disminuir el salto térmico necesario.

En el modelo desarrollado en este proyecto se adopta un diseño que mantiene los principios del ciclo Rankine inverso regenerativo, pero introduce una expansión mediante válvula en lugar de una turbina, y conserva el compresor como único equipo motriz.

En el modelo desarrollado en este proyecto se adopta una arquitectura que mantiene los principios del ciclo Rankine inverso regenerativo, pero introduce una expansión mediante válvula en lugar de una turbina, y conserva el compresor como único equipo motriz. Aunque esta configuración difiere de algunas versiones regenerativas motrices que incluyen turbinas de expansión, se considera una variante válida del ciclo Rankine regenerativo adaptado a bombas de calor industriales, manteniendo el esquema de compresión, cesión de calor útil, regeneración interna y expansión. Esta adaptación permite una implementación más sencilla y robusta para aplicaciones con alta variabilidad térmica, manteniendo una alta eficiencia energética. El ciclo elegido es transcrito.

Capítulo 3. METODOLOGÍA

3.1 MODELO DE LA BOMBA DE CALOR DE ALTA TEMPERATURA

En esta sección se explica cómo se ha planteado el modelo de la bomba de calor, incluyendo las hipótesis que se han tenido en cuenta para simplificar el sistema y poder simularlo. El modelo completo ha sido desarrollado y resuelto utilizando el software *Engineering Equation Solver (EES)*¹, una herramienta ampliamente utilizada para análisis termodinámicos. El objetivo es entender cómo se comporta el ciclo en distintas condiciones de operación, especialmente cuando cambia la temperatura de entrada del agua de red, que actúa como fuente fría.

Se presentan los datos de partida, las condiciones de contorno, y los criterios que se han seguido para modelar los principales componentes del sistema (intercambiadores, conductos y compresor). También se justifica la elección del fluido de trabajo, se introducen las ecuaciones utilizadas para resolver el ciclo, y se describe el enfoque empleado para analizar la viabilidad económica de la instalación.

DESCRIPCIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO SELECCIONADO

Se ha optado por un sistema basado en un ciclo Rankine transcrito regenerativo con CO₂ (R744).

A diferencia de un ciclo Rankine directo clásico, la expansión se realiza mediante una válvula en lugar de una turbina, lo que implica un proceso isentálpico e irreversible, con pérdida de energía potencialmente recuperable. Dicha energía corresponde a la entalpía del fluido que, en un sistema con turbina, podría transformarse en trabajo mecánico útil mediante una expansión isentrópica. Al no emplearse turbina, esa energía no se convierte en trabajo,

¹ [EES: Engineering Equation Solver | F-Chart Software : Engineering Software](#)

sino que se disipa irreversiblemente, aumentando la entropía del sistema. Esta elección de válvula frente a turbina responde al objetivo principal del sistema, que no es la generación de trabajo mecánico, sino la entrega de calor útil a alta temperatura.

Aunque la válvula provoca un aumento de entropía y no permite recuperar energía mecánica, su simplicidad, bajo coste y fiabilidad la convierten en la solución más adecuada para aplicaciones de bomba de calor industrial como la que se está estudiando [24].

Además, el regenerador interno mejora la eficiencia del sistema al precalentar el CO₂ antes de la compresión, recuperando parte del calor del CO₂ a alta temperatura que ya ha cedido su energía útil. Este tipo de configuración regenerativa reduce el salto térmico que debe vencer el compresor, disminuyendo el consumo eléctrico del sistema.

El comportamiento del CO₂ está marcado por dos características fundamentales: tras la compresión, este alcanza condiciones supercríticas, lo que permite operar con alta eficiencia térmica en el rango de temperaturas requerido [30] y posteriormente, tras la expansión mediante válvula, el fluido está en fase bifásica, como se podrá apreciar más adelante en las figuras 4.5 y 4.6.

En la Figura 3.1 se representa el esquema del ciclo.

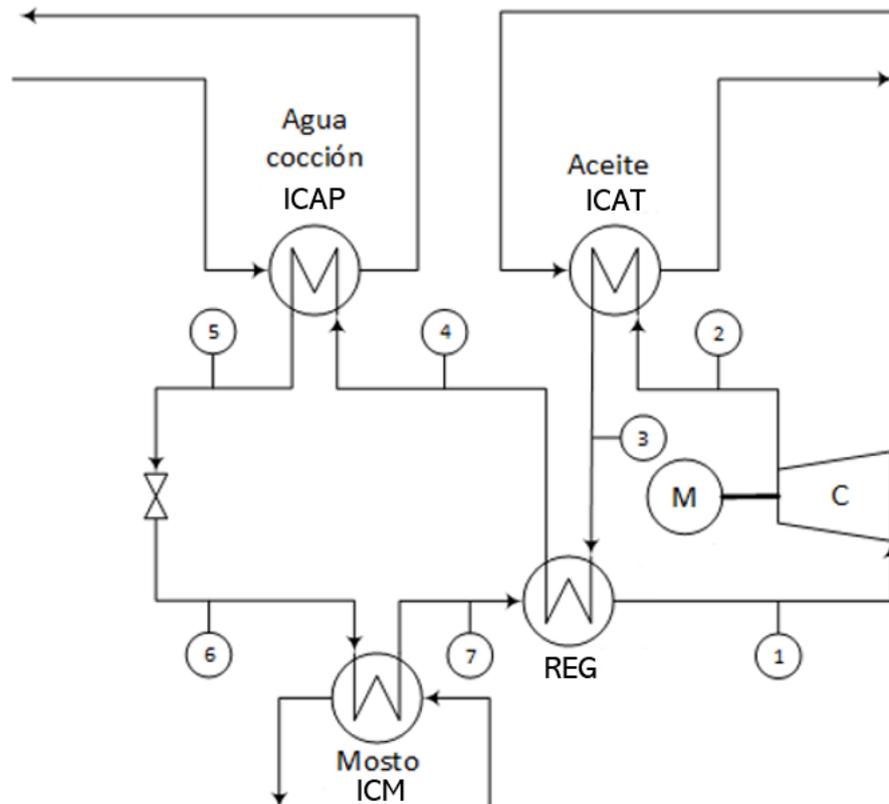


Figura 3-1. Diseño del ciclo

3.2 ANÁLISIS PARAMÉTRICO Y MODELADO DEL SISTEMA

3.2.1 TEMPERATURA DEL AGUA DE RED COMO VARIABLE DE ANÁLISIS

Uno de los factores que más influye en el comportamiento del sistema es la temperatura de entrada del agua de red ya que afecta directamente al rendimiento global y a la operación de los equipos. Esta temperatura varía a lo largo del año en función de las condiciones climáticas.

La Figura 3.2 muestra una distribución típica de las temperaturas del agua de red a lo largo del año en un emplazamiento hipotético. Dado que la mayoría de los valores se concentran entre los 8 °C y los 24 °C, este intervalo se ha tomado como base para el análisis paramétrico del sistema.

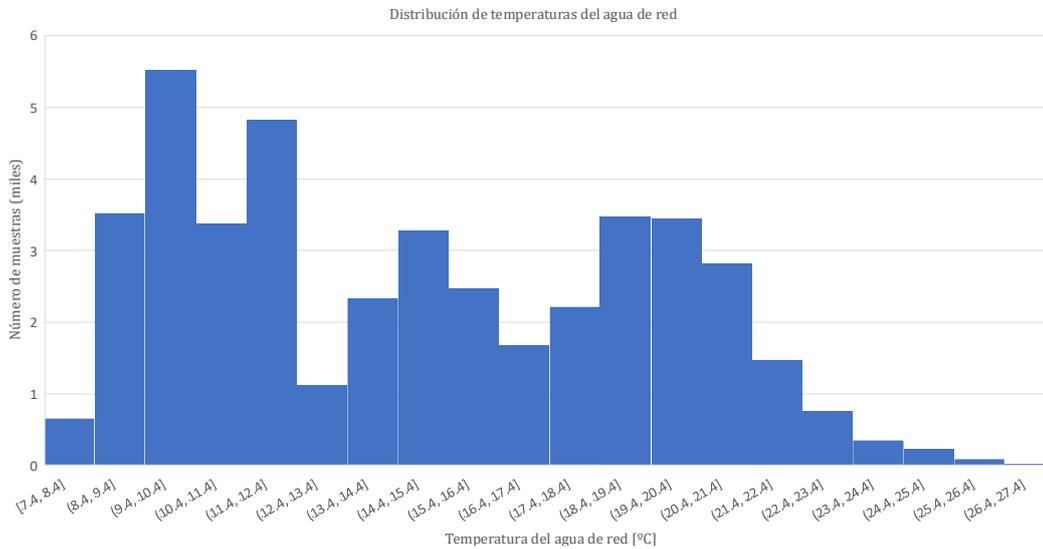


Figura 3-2. Distribución típica de temperaturas del agua de red

3.2.2 CONDICIONES DE CONTORNO Y PARÁMETROS DEL MODELO

El modelo se ha construido a partir de datos típicos de operación de las plantas en el sector, utilizando temperaturas, caudales y características térmicas representativas del funcionamiento habitual. Se han definido los parámetros clave del sistema y se han aplicado hipótesis simplificadoras que permiten resolver el ciclo y analizar su comportamiento bajo diferentes condiciones de entrada del agua de red.

En las Tablas 3.1 y 3.2 se resumen, respectivamente, los parámetros de contorno considerados en el modelo y las principales variables que se han evaluado para analizar el comportamiento del sistema. La primera recoge los parámetros introducidos como datos de entrada, definidos en base al caso base en el que se ha fijado una temperatura de entrada del agua de 10 °C. La segunda tabla incluye las magnitudes clave a optimizar o calcular en cada simulación.

Tabla 3-1: Descripción de los parámetros de contorno

Parámetro	Valor	Unidad
P de salida del compresor (p_2)	134	bar
Temperatura de entrada ICM (T_6)	6.3	°C
Rendimiento del Compresor (η_c)	0.8	p.u.
T entrada agua de red ($T_{agua,1}$)	10	°C
T salida agua de proceso ($T_{agua,2}$)	90	°C
T entrada mosto ($T_{mosto,1}$)	98	°C
T salida mosto ($T_{mosto,2}$)	10	°C
\dot{V}_{mosto}	90	m^3/h
\dot{V}_{agua}	89	m^3/h
ΔT_{agua}	5.9	°C
ΔT_{aceite}	14.8	°C
ΔT_{reg}	9	°C
ΔT_{mosto}	3.7	°C
Título a la salida de la válvula (x_6)	0	-

Tabla 3-2: Parámetros a optimizar

Parámetro	Unidad
COP	p.u
Consumo del Compresor (\dot{W}_{comp})	kW
Caudal másico de CO ₂ (\dot{m}_{CO_2})	kg/s
Caudal másico de agua (\dot{m}_{agua})	kg/s
Caudal másico de mosto (\dot{m}_{mosto})	kg/s
Caudal másico de aceite (\dot{m}_{aceite})	kg/s

3.2.3 COMPARATIVA DEL SISTEMA CONVENCIONAL Y FUNCIÓN DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

El sistema convencional utilizado en plantas de cocción industrial suele recurrir a *chillers* de compresión eléctrica para enfriar el agua de red, y a la recuperación de calor del mosto para precalentarla parcialmente, antes de que una caldera convencional alimentada con gas, biomasa o biogás termine de elevar su temperatura hasta niveles útiles para el proceso. Esta configuración implica un elevado consumo energético, tanto por el uso de electricidad en el *chiller* como por el combustible necesario para la caldera, y no permite recuperar el calor extraído por el *chiller*, que se disipa al ambiente sin ser aprovechado.

El sistema propuesto en este trabajo sustituye dicho esquema por una bomba de calor de alta temperatura basada en un ciclo Rankine inverso regenerativo con CO₂ (R-744), que permite calentar directamente el agua de red hasta 90 °C y recuperar calor del mosto sin necesidad de un *chiller* convencional ni de una caldera adicional. Esta configuración reduce significativamente el consumo energético y optimiza el aprovechamiento del calor residual, mejorando la eficiencia global del proceso de cocción.

En la Figura 3.3 se presenta la comparación esquemática entre el proceso convencional estudiado, habitual en instalaciones industriales alimentarias para la producción de calor y frío en la industria alimentaria, y la solución propuesta en este trabajo.

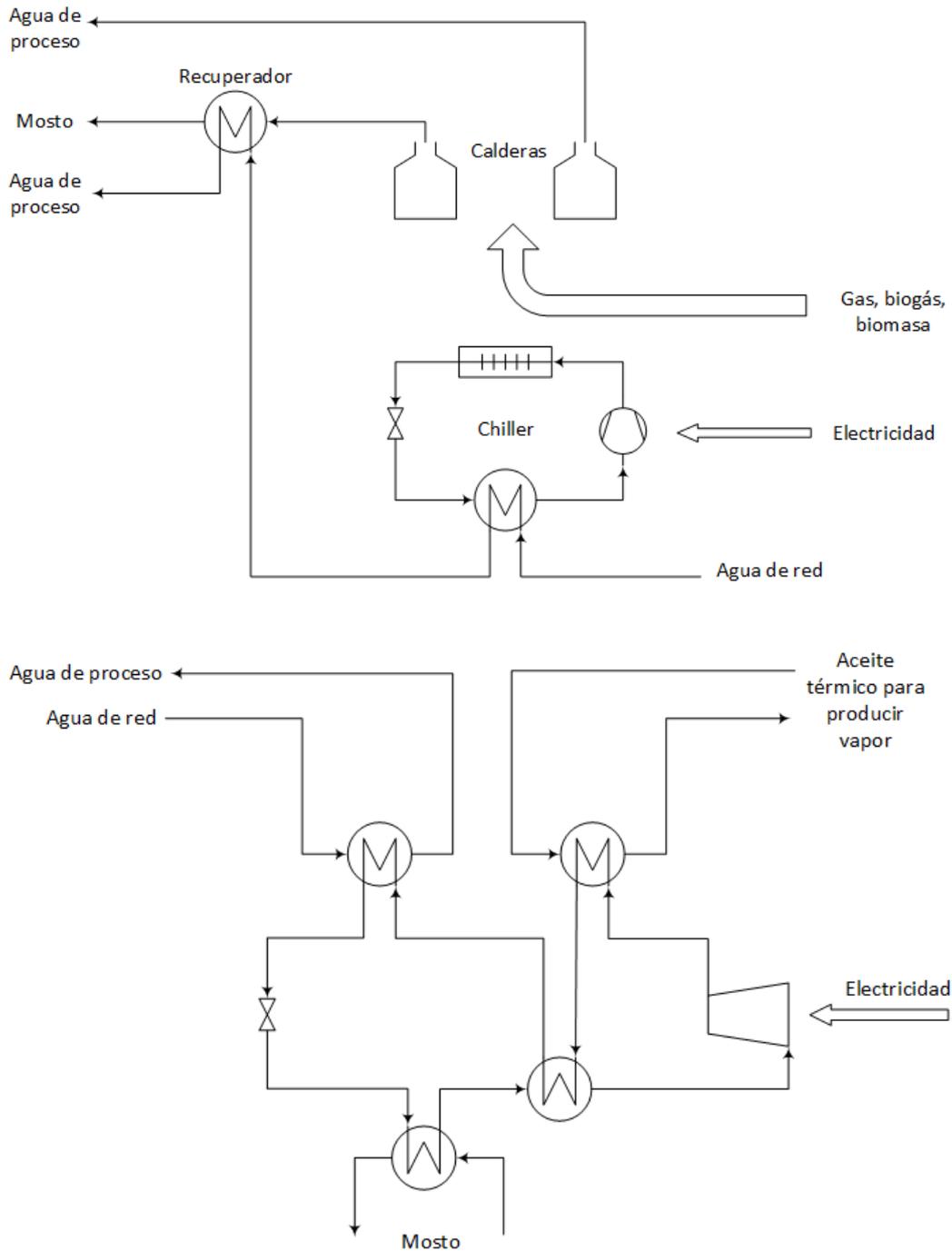


Figura 3-3. Comparación esquemática entre un proceso convencional de generación térmica y la propuesta basada en bomba de calor de alta temperatura

A continuación, se describen los fluidos empleados en cada uno de los subsistemas.

El fluido seleccionado para el ciclo es dióxido de carbono (CO₂ R-744), una opción ampliamente estudiada para sistemas de bomba de calor de alta temperatura por sus propiedades termodinámicas favorables, su disponibilidad comercial y bajo potencial de calentamiento global (Global Warming Potential, GWP).

El CO₂ permite operar en régimen transcrito, alcanzando altas temperaturas del fluido sin necesidad de trabajar con presiones excesivamente altas. Esto lo hace especialmente adecuado para procesos industriales que requieren calor útil por encima de los 100 °C. Además, presenta una alta densidad y baja viscosidad, lo que favorece el intercambio térmico y reduce las pérdidas por fricción conductos e intercambiadores.

Para los subsistemas del ciclo se utilizan los siguientes fluidos de trabajo:

- Aceite térmico (intercambiador ICAT)

Aceite térmico Therminol VP-1, utilizado en el intercambiador ICAT, recibe calor del CO₂ comprimido y lo transfiere al proceso. El aceite será almacenado en un tanque para gestionar las intermitencias entre producción y demanda. Un circuito terciario generará vapor de proceso a partir del calor almacenado cuando sea preciso.

- Mosto (intercambiador ICM)

El mosto procedente del proceso de cocción se aprovecha como foco frío en el intercambiador ICM (evaporador), donde cede su energía térmica al CO₂. En el modelo, se simula como agua líquida en EES, dadas sus propiedades térmicas similares. Esta integración permite recuperar calor residual del proceso, reducir la carga del sistema de refrigeración convencional y mejorar la eficiencia global del sistema, alineándose con los principios de sostenibilidad y aprovechamiento de recursos térmicos internos de la planta.

- Agua de proceso (intercambiador ICAP)

Utilizada como sumidero en el intercambiador ICAP, entra desde la red a temperatura variable a lo largo del año y se calienta hasta 90 °C mediante la energía cedida por el

CO₂. Este calentamiento sustituye a la regeneración que se lleva a cabo en las plantas basado en *chiller* y recuperación del mosto, como ya se ha descrito anteriormente, permitiendo un control más eficiente y continuo del suministro térmico. La operación del ICAP es, por tanto, clave para garantizar el rendimiento global del sistema, ya que es el punto del sistema donde se transfiere el calor útil al agua de proceso.

La elección de estos fluidos determina el resto de los parámetros termodinámicos esenciales del modelo (presiones de alta y baja, temperaturas de fuente y sumidero, intercambios en el regenerador, etc.) y condiciona, además, la selección de materiales y espesores de las tuberías, analizado en la Sección 4.2.

3.2.4 MODELADO DEL SISTEMA

Como se ha mencionado anteriormente, el modelo se ha implementado en el entorno de simulación EES (Engineering Equation Solver), definiendo las propiedades termodinámicas de cada punto del ciclo mediante las funciones internas del programa. En este apartado se describe en detalle el procedimiento seguido para su implementación.

El primer paso consiste en definir las propiedades termodinámicas en cada uno de los puntos del sistema. Cada estado se caracteriza por una temperatura y una presión, a partir de las cuales se obtienen las propiedades termodinámicas necesarias (como entalpía, entropía y calidad de vapor) mediante las funciones internas del programa basadas en tablas termodinámicas del fluido de trabajo CO₂. Asimismo, las propiedades de los fluidos secundarios (agua, mosto y aceite térmico) se han definido con las funciones del software para calcular los intercambios de calor en los distintos equipos.

Modelado del ciclo de CO₂

El ciclo principal se resuelve a partir de siete estados termodinámicos que representan el recorrido del CO₂. De los ΔT de diseño en los intercambiadores de calor y de las pérdidas de carga asociadas a la transferencia de calor o fricción en los componentes del ciclo correspondientes. En ciertos puntos concretos del ciclo, se recurre a relaciones de saturación entre temperatura y presión, asumiendo que el fluido se

encuentra en el límite de cambio de fase, como por ejemplo en estado de líquido saturado ($x = 0$). En otros casos, se emplean relaciones termodinámicas adicionales, como la igualdad de entalpía en procesos isoentálpicos (por ejemplo, en la válvula de expansión), o las diferencias de entalpía entre puntos del ciclo para cuantificar los intercambios de calor o el trabajo mecánico, completando así el cierre del sistema.

Para obtener los valores de entalpía, entropía, calidad de vapor y densidad, según corresponda. Estas propiedades permiten plantear los balances de energía en cada componente, calcular el trabajo necesario en la compresión considerando el rendimiento del equipo, y estimar el intercambio de calor en los distintos subsistemas. Finalmente, se aplican ecuaciones adicionales para determinar las prestaciones globales del sistema, como el COP, la potencia consumida por el compresor y el calor útil entregado a cada una de las corrientes.

Modelado del ciclo de aceite térmico (ICAT)

El subciclo correspondiente al aceite térmico se modela definiendo dos estados: la entrada y salida del fluido al intercambiador ICAT, donde recibe la energía térmica del CO₂. La temperatura de entrada del aceite se define a partir de la temperatura del CO₂ en el punto 3, restando un ΔT de diseño representativo del salto térmico mínimo en el intercambiador. De forma análoga, la temperatura de salida se obtiene considerando la temperatura del CO₂ en el punto 2, también corregida por el ΔT correspondiente.

Con ambas temperaturas y una presión de operación de 5 bar fijada de forma arbitraria (asumida constante al no influir significativamente en la determinación de propiedades), se obtienen las entalpías de entrada y salida mediante las funciones termodinámicas del fluido. Estos valores permiten cerrar el balance de energía en el intercambiador ICAT y determinar la potencia térmica transferida al aceite térmico.

Modelado del ciclo de agua de proceso (ICAP)

En el subciclo del agua de proceso se definen las condiciones de entrada y salida en el intercambiador ICAP. La temperatura de entrada del agua se fija como dato de partida, ya que depende de la temperatura del agua de red en cada simulación. La temperatura de salida también se impone como valor objetivo, representando la temperatura deseada al finalizar el calentamiento. A partir de ambas temperaturas y de una presión fija, se calculan las entalpías correspondientes utilizando el modelo de agua disponible en EES. Estas entalpías permiten determinar la energía térmica absorbida por el agua, que proviene de la cesión de calor del CO₂ en el intercambiador.

Modelado del ciclo de mosto (ICM)

El subciclo correspondiente al calentamiento del mosto se representa a través del intercambiador ICM, donde el fluido se calienta gracias al calor cedido por el CO₂. En este caso, la temperatura de salida del mosto se fija como valor de referencia, mientras que la temperatura de entrada se define como objetivo de enfriamiento, ya que el mosto ha cedido previamente su energía térmica al sistema. A partir de estos dos valores y de una presión de operación constante, se calculan las entalpías de entrada y salida del mosto mediante las funciones del modelo de agua en EES. Estas entalpías permiten conocer el calor absorbido por el mosto. A su vez, se utiliza la diferencia de entalpía entre los puntos 6 y 7 del CO₂ para estimar la energía térmica cedida por el ciclo. Al igual que en los otros intercambiadores, se plantea un balance de energía en el ICM que permite relacionar ambas transferencias y calcular la potencia térmica intercambiada.

Modelado del regenerador (REG)

El regenerador es un intercambiador de calor interno al ciclo, en el que el propio CO₂ transfiere calor desde una corriente caliente a una corriente fría del mismo fluido. La

corriente caliente corresponde al CO₂ tras la expansión (punto 3), mientras que la corriente fría corresponde al CO₂ antes de entrar al compresor (punto 1). De este modo, el regenerador permite precalentar el CO₂ antes de la compresión, mejorando la eficiencia global del sistema al reducir el trabajo requerido por el compresor.

El cálculo se realiza considerando la diferencia de entalpía entre los puntos 3 y 4 (corriente caliente), y entre los puntos 7 y 1 (corriente fría). Con estas entalpías y el caudal másico de CO₂, se determina la potencia térmica intercambiada en el regenerador. Además, se plantea un balance energético entre ambas corrientes, asumiendo que el calor cedido por la corriente caliente es absorbido por la corriente fría. Este intercambio se modela mediante una función específica de EES que, a partir de los datos termodinámicos, permite calcular la potencia térmica transferida, el valor de UA y el rendimiento del regenerador.

3.2.5 ECUACIONES DEL MODELO

En este apartado se presentan las ecuaciones principales utilizadas para modelar el comportamiento del sistema, organizadas por componente o subsistema. Las propiedades se obtienen con las funciones internas de EES a partir de las condiciones de cada punto del ciclo.

Compresor

La potencia requerida por el compresor se calcula a partir de la variación de entalpía entre los puntos de entrada y salida, como:

$$\dot{W}_{compresor} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

Se utiliza la definición de rendimiento isentrópico, comparando la entalpía real con la teórica obtenida bajo condiciones isentrópicas, con la siguiente ecuación:

$$\eta_c = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.2)$$

ICAT (Intercambiador con aceite térmico)

El intercambio de calor entre el CO₂ y el aceite se define mediante:

$$q_{ICAT} = h_2 - h_3 \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{ICAT} = \dot{m}_{CO_2} \cdot q_{ICAT} = \dot{m}_{aceite} \cdot (h_{aceite,2} - h_{aceite,1}) \quad (3.4)$$

La caída de presión en el intercambiador se calcula como:

$$p_3 = p_2 \cdot (1 - \Delta p); p_{aceite,2} = p_{aceite,1} \cdot (1 - \Delta p) \quad (3.5)$$

El pinch point del intercambiador ICU se expresa como:

$$PP_{ICAT} = T_3 - T_{aceite,1} \quad (3.6)$$

Regenerador (REG)

El regenerador permite el intercambio interno de calor entre dos corrientes de CO₂. Las ecuaciones que definen este proceso son:

$$q_{REG} = h_3 - h_4 \quad (3.7)$$

$$Q_{REG} = \dot{m}_{CO_2} \cdot q_{REG} \quad (3.8)$$

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_7 \quad (3.9)$$

La caída de presión en ambas ramas se expresa como:

$$p_4 = p_3 \cdot (1 - \Delta p) \quad (3.10)$$

El pinch point del regenerador:

$$PP_{REG} = T_3 - T_7 \quad (3.11)$$

ICAP (Intercambiador con agua de proceso)

Este intercambiador transfiere calor desde el CO₂ al agua de red. Las ecuaciones son:

$$q_{ICAP} = h_4 - h_5 \quad (3.12)$$

$$Q_{ICAP} = \dot{m}_{CO_2} \cdot q_{ICAP} = \dot{m}_{agua} \cdot (h_{agua,2} - h_{agua,1}) \quad (3.13)$$

$$p_5 = p_4 \cdot (1 - \Delta p) \quad (3.14)$$

$$PP_{ICAP} = T_4 - T_{agua,1} \quad (3.15)$$

ICM (Intercambiador con mosto)

El ICM permite la cesión de calor útil al mosto. Las ecuaciones son:

$$q_{ICM} = h_7 - h_6 \quad (3.16)$$

$$Q_{ICM} = \dot{m}_{CO_2} \cdot q_{ICM} = \dot{m}_{mosto} \cdot (h_{mosto,1} - h_{mosto,2}) \quad (3.17)$$

$$p_7 = p_6 \cdot (1 - \Delta p) \quad (3.18)$$

$$PP_{ICM} = T_{mosto,1} - T_6 \quad (3.19)$$

Prestaciones del sistema

$$COP_{global} = \frac{\dot{Q}_{ICAP} + \dot{Q}_{ICM} + \dot{Q}_{ICAT}}{W_{comp}} \quad (3.20)$$

$$COP_{aceite} = \frac{\dot{Q}_{ICAT}}{W_{comp}} \quad (3.21)$$

Para estimar el ahorro energético asociado a la sustitución del sistema de refrigeración convencional por el aporte de calor del mosto, se calcula primero el

calor equivalente que se habría requerido mediante un sistema de refrigeración por compresión (basado en NH₃):

Calor equivalente:

$$\dot{Q}_{ref,NH_3} = \dot{m}_{agua} \cdot (h_{agua,1} - h_{agua\ fría}) \quad (3.22)$$

Potencia equivalente:

$$\dot{W}_{ref,NH_3} = \frac{\dot{Q}_{ref,NH_3}}{5.07} \quad (3.23)$$

Finalmente, se estima el ahorro energético anual teniendo en cuenta los costes de energía térmica y eléctrica:

Ahorro:

$$Ahorro = \left(\frac{\dot{Q}_{ICAT}}{0.9} \cdot (40 \cdot 1.11 + 16) + \dot{W}_{ref,NH_3} \cdot 75 - \dot{W}_{comp} \cdot 75 \right) \cdot 6500 \quad (3.24)$$

3.3 Dimensionado preliminar de componentes

3.3.1 METODOLOGÍA PARA EL DIMENSIONADO DE LOS CONDUCTOS

Los distintos componentes de la planta están conectados mediante conductos, cuya función es garantizar el transporte adecuado de los fluidos empleados en el sistema. Cada fluido circula por un conjunto independiente de tuberías, adaptadas a sus propiedades físicas y a las condiciones requeridas para un transporte seguro y eficiente.

El objetivo del dimensionado de los conductos es asegurar una circulación óptima del fluido, evitando los sobredimensionamientos, las pérdidas energéticas excesivas, el exceso de ruido y las vibraciones por los conductos. Para ello, es fundamental que el diseño sea válido en todo el rango de condiciones operativas, ya que la situación más exigente no siempre coincide con la de mayor presión. De hecho, en algunos casos, los escenarios de presión

mínima pueden resultar más críticos, al implicar una menor densidad y, por tanto, velocidades de flujo más elevadas para una misma sección. Esto puede hacer que no se cumpla el criterio de caída de presión, incluso aunque se respete el límite de velocidad.

Por tanto, el análisis debe considerar en cada tramo del sistema cuál es la combinación de condiciones más desfavorable, y verificar que se cumplen todos los criterios de diseño en ese punto. Para ello, se han seguido criterios técnicos estándar como la velocidad máxima admisible del fluido y la caída de presión por unidad de longitud, tal y como establecen normas de diseño industrial como NORSOK Standard P-001 [31], ASME B31.1 [32] y ASME B36.10M [33], que definen tanto los diámetros normalizados como los espesores mínimos según material y condiciones de presión.

Uno de los criterios principales para el dimensionado de conductos es la velocidad máxima recomendada en función del tipo de fluido. Para líquidos como el aceite térmico y el agua, se adopta un valor típico de 6 m/s, extraída de la norma [31].

Tabla 3-3: Velocidad máxima recomendada en portadores de líquido [31]

Fluid	Maximum velocities (m/s)			
	CS	SS/Titanium	CuNi ^c	GRP
Liquids	6	^b	3	6
Liquids with sand ^d	5	7	NA	6
Liquids with large quantities of mud or silt ^d	4	4	NA	NA
Untreated seawater ^a	3	7	3	6
Deoxygenated seawater	6	^b	3	6

^a For pipe less than DN 200 (8 in), see BS MA-18 for maximum velocity limitations.
^b For stainless steels and titanium the maximum velocity is limited by system design (available pressure drop/reaction forces). 7 m/s may be used as a typical starting value for sizing.
^c Minimum velocity for CuNi is 1,0 m/s.
^d Minimum velocity for liquids with sand should be in accordance with ISO 13703.

En cambio, para el CO₂, el cual es un gas, se aplica un límite más estricto que depende de su densidad, calculado con la fórmula [31]:

$$v_{max} = \min\left(175 \left(\frac{1}{\rho}\right)^{0,43}; 60\right) \quad (3.25)$$

A partir de esta velocidad máxima, se determina el diámetro interior mínimo necesario para cada conducto:

$$d_{min}(mm) = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot v_{max} \cdot n_{tubos}}} \times 1000 \quad (3.26)$$

Donde n_{tubos} es el número de tubos en paralelo. Se selecciona entonces el diámetro normalizado inmediatamente superior según la norma ASME B31.1 [32], a su vez intentando minimizar el número de tubos y se asigna el espesor correspondiente.

Después, se verifica que se cumplen los requisitos mecánicos del material mediante la expresión para el espesor mínimo [32]:

$$t_{min} = \frac{P \cdot D_{ext}}{2 \cdot (\sigma_e + P \cdot y)} \quad (3.27)$$

Donde, P es la presión del fluido, D_{ext} es el diámetro exterior del tubo, σ_e es el límite elástico del material e y es un coeficiente adimensional que depende de la temperatura, el material y el diámetro según la Tabla 3.4 [32]:

Tabla 3-4: Valores de y [32]

Temperature, °F	900 and Below	950	1,000	1,050	1,100	1,150	1,200	1,250 and Above
Temperature, °C	482 and Below	510	538	566	593	621	649	677 and Above
Ferritic steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7
Nickel alloys UNS Nos. N06617, N08800, N08810, N08825	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7

GENERAL NOTES:

- The value of y may be interpolated between the 50°F (27.8°C) values shown in the Table. For cast iron and nonferrous materials, y equals 0.
- For pipe with a D_o/t_m ratio less than 6, the value of y for ferritic and austenitic steels designed for temperatures of 900°F (480°C) and below shall be taken as:

$$y = \frac{d}{d + D_o}$$

En todos los casos de este proyecto se ha considerado un valor constante de $y = 0,4$. Una vez elegido el espesor adecuado (mayor que el espesor mínimo calculado con la ecuación 3.27), se recalcula el diámetro interior efectivo de la tubería a partir del diámetro exterior y el espesor elegido (ecuación 3.28). El diámetro interior efectivo permite determinar el área real disponible para la circulación del fluido a través del conducto.

$$d = D_{ext} - 2 \cdot t \quad (3.28)$$

Con este valor final de diámetro se calcula la velocidad real del fluido (ecuación 3.29) y se comprueba que no sea superior a la velocidad máxima previamente calculada en la ecuación 3.25. Además, se debe cumplir en todos los casos que: $\frac{D_{ext}}{t} > 6$.

$$v_{fluido} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{n_{tubos} \cdot \rho \cdot \pi \cdot d^2} \quad (3.29)$$

Si la velocidad obtenida supera el límite máximo permitido, será necesario seleccionar un diámetro normalizado inmediatamente superior, junto con su espesor y diámetro exterior asociados. A continuación, se repite el cálculo de velocidad de forma iterativa hasta garantizar que se cumple el criterio establecido.

Una vez definidos los conductos según el criterio de velocidad máxima, se verifica también su validez frente al criterio de caída de presión por unidad de longitud ($\frac{h_f}{L}$). Para comenzar, se comprueba primero que el régimen de flujo es turbulento mediante el cálculo del número de Reynolds con la ecuación 3.30. En caso afirmativo, se estima la pérdida de carga por metro aplicando las ecuaciones 3.31 y 3.32 y, si dicha caída supera los valores recomendados por la normativa, se reajusta el diámetro del conducto aumentando su tamaño y repitiendo el proceso hasta cumplir los requisitos técnicos.

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{fluido} \cdot d}{\mu} \quad (3.30)$$

Se calcula la caída de presión por unidad de longitud:

$$\frac{h_f}{L} = f \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot d} \quad (3.31)$$

El coeficiente de fricción f se obtiene iterativamente mediante la fórmula de Colebrook para flujo turbulento, ya que en todos los casos el número de Reynolds es superior a 4000:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (3.32)$$

La rugosidad ε , según la norma [31] es de 0.05 mm para tuberías de acero al carbono o inoxidable.

Los valores recomendados de caída de presión por unidad de longitud dependen del tipo de fluido que circula por el conducto. En el caso de los gases, se emplean las indicaciones de la normativa correspondiente (como la tabla 3.6 de la norma [32]), mientras que para líquidos es habitual utilizar una referencia de 0,9 bar por cada 100 metros de tubería [32].

Tabla 3-5: Caídas de presión recomendadas en conductos de gases [31]

Operating pressure (barg)	Pressure drop (bar/100 m)
0 to 35	0,001 to 0,11
35 to 138	0,11 to 0,27
over 138	P/500 ^a
^a P is operating pressure in bara.	

Si, tras el cálculo, la pérdida de carga supera estos valores, será necesario aumentar el diámetro de la tubería eligiendo una medida normalizada superior, con su espesor y diámetro exterior correspondientes. Por el contrario, si la pérdida de carga resulta muy baja, podría optarse por un diámetro menor, siempre que se mantenga dentro del límite de velocidad máxima admisible.

Este proceso iterativo se repite hasta encontrar una configuración que cumpla simultáneamente los criterios de velocidad, presión y resistencia mecánica, buscando además minimizar el número de tubos paralelos para simplificar la instalación.

3.3.2 METODOLOGÍA PARA EL DIMENSIONADO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

El dimensionado de los intercambiadores de calor se ha realizado en base al cálculo del producto UA, donde U es el coeficiente global de intercambio térmico y A es el área de intercambio. Esta magnitud se obtiene a partir del balance energético en cada intercambiador, empleando la ecuación:

$$Q = UA \cdot \Delta T_{ml} \quad (3.34)$$

Donde Q es la potencia térmica intercambiada (W), UA es el producto del coeficiente global de transferencia y el área de intercambio (W/K) y ΔT_{ml} es la diferencia de temperaturas medias logarítmica, calculada como:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{caliente,entrada} - T_{fría,salida}) - (T_{caliente,salida} - T_{fría,entrada})}{\ln \left(\frac{T_{caliente,entrada} - T_{fría,salida}}{T_{caliente,salida} - T_{fría,entrada}} \right)} \quad (3.35)$$

El criterio principal de diseño ha sido garantizar un pinch point mínimo de 10 °C, es decir, la mínima diferencia de temperatura entre los dos fluidos en contracorriente dentro del intercambiador. Esta condición se emplea como referencia en la primera fila del análisis paramétrico, que corresponde a la temperatura más baja del agua de red.

El procedimiento seguido en EES ha sido el siguiente:

1. **Primera fila (condición base):** Se fija un ΔT en la entrada del intercambiador que garantice un pinch point de aproximadamente 10 °C (admitiendo pequeñas desviaciones, por ejemplo, entre 10 y 10,5 °C), a partir de la siguiente ecuación:

$$PP = \min(T_{caliente} - T_{fría}) \quad (3.36)$$

A partir de ese ΔT , se calcula el valor de UA necesario para garantizar la transferencia térmica deseada en esa condición.

2. **Filas posteriores (condiciones variables):** Se fija el valor de UA obtenido anteriormente y se ajusta iterativamente el ΔT (normalmente aumentado) para

mantener constante el valor de UA a pesar de las variaciones en la temperatura de entrada del agua. De este modo, se garantiza que el intercambiador tenga un tamaño suficientemente robusto para cubrir todas las condiciones operativas.

Este procedimiento se repite de manera independiente para cada uno de los tres intercambiadores de la planta (ICAP, ICAT e ICM), empleando las herramientas de tablas paramétricas disponibles en EES y ejecutando el cálculo fila a fila, de forma manual, para poder ajustar con precisión el pinch point inicial y mantener el UA constante.

Una vez obtenido el UA en cada caso, se utiliza como base para el dimensionado físico del intercambiador y para el cálculo de la inversión de la planta.

A partir de la metodología descrita, se obtienen los valores de ΔT necesarios para mantener constante el UA de diseño en cada uno de los intercambiadores. Estos resultados, junto con los valores finales de pinch point alcanzados y la validación de las condiciones térmicas impuestas, se presentan y analizan en la sección de resultados.

3.3.3 METODOLOGÍA PARA EL DIMENSIONADO DEL COMPRESOR

Se ha utilizado el método de Baljé para llevar a cabo el dimensionado preliminar de la única turbomáquina de nuestro ciclo, el compresor. Este método se basa en el hecho de que la eficiencia de las turbomáquinas es una función de los siguientes parámetros adimensionales [35]:

$$\eta = f(\Phi; \psi; Re; Ma) \quad (3.20)$$

Dónde cada parámetro está correlacionado y las variables dependen de los siguientes parámetros [35]:

- Φ (coeficiente de caudal): está relacionado con el caudal volumétrico que atraviesa la turbomáquina con sus dimensiones y velocidad angular.
- ψ (coeficiente de carga): se relaciona con la potencia transferida en función de la velocidad y geometría del sistema.
- Re (número de Reynolds): indica la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, y depende de la viscosidad y densidad del fluido.

- Ma (número de Mach): mide la relación entre la velocidad del fluido y la velocidad del sonido en ese medio, indicando el grado de compresibilidad.

Si el número de Reynolds está muy por encima del requerido para que sea régimen turbulento y el fluido es incompresible la ecuación podrá verse reducida. Esto ocurre si el número Re es mayor que 10^6 y el de Ma es inferior a 0.49, y la ecuación quedaría de la siguiente forma:

$$\eta = f(\Phi; \psi) \quad (3.21)$$

En este proyecto se trabaja con CO₂ como fluido compresible, lo que impide despreciar la influencia del número de Mach. Por tanto, se conserva la influencia de Ma.

Además, se necesitan definir los siguientes parámetros clave que hemos utilizado para el dimensionado de la turbomáquina y continuar así con el desarrollo de este apartado:

- Velocidad de Giro
- Etapas
- Tamaño
- Tipo (radial, axial o mixta)
- Rendimiento máximo

A partir de los parámetros adimensionales Φ y ψ , se llega a dos variables fundamentales que permiten caracterizar y clasificar la turbomáquina de forma más intuitiva: la velocidad específica (ω_s) y el diámetro específico (D_s).

Velocidad específica

La velocidad específica ω_s es un parámetro que indica la forma o tipología de la máquina (radial, axial o mixta), sin depender de su tamaño. Se obtiene combinando Φ y ψ y eliminando el diámetro del rotor D de las ecuaciones, lo que permite obtener:

$$\omega_s = \omega \cdot \frac{V^{1/2}}{W^{3/4}} = \frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{V^{1/2}}{(\Delta h_{is,stage})^{3/4}} \quad (3.22)$$

Donde:

- ω es la velocidad angular del rodete [rad/s],
- n la velocidad de rotación [rpm],
- V es el caudal volumétrico en la entrada de la etapa [m^3/s].
- W es el trabajo reversible que se intercambia entre el fluido y la máquina [J/kg].
- $\Delta h_{is,stage}$ es la entalpía isentrópica transferida por etapa [J/kg].

Las turbomáquinas pueden estar compuestas por varias etapas, también conocidas como escalonamientos, que consisten en la incorporación de uno o más rodetes dentro del conjunto. Estas etapas permiten repartir el salto de presión o de energía entre la entrada y la salida de la máquina, evitando que todo el salto de presión se produzca en una sola etapa, lo cual mejoraría el rendimiento y la estabilidad operativa.

Por tanto, el valor de ω_s se convierte en una función de n y del número de etapas z :

$$\omega_s = f(n, z) \quad (3.23)$$

Cada etapa tiene asociada una velocidad específica, sobre todo cuando el fluido que circula es compresible, ya que en ese caso tanto el caudal como la velocidad específica pueden variar a lo largo del recorrido. En cambio, si el fluido fuera incompresible, estos valores permanecerían constantes.

El fraccionamiento del salto de entalpía isentrópico entre las diferentes etapas permite determinar una velocidad específica para cada una de ellas, lo que resulta fundamental para el diseño eficiente de la turbomáquina.

En este proyecto se busca seleccionar una configuración que reduzca al máximo tanto la velocidad de giro (rpm) como el número de etapas necesarias, optimizando así el rendimiento global del sistema. Las configuraciones geométricas consideradas para este fin son de tipo axial, radial y mixta.

Según el diagrama de Baljé, los rangos de velocidad específica que maximizan el rendimiento son los siguientes:

- Compresores radiales: $\omega_s = 0.4 - 1.0$
- Configuraciones mixtas: $\omega_s = 1.0 - 2.0$
- Compresores axiales: $\omega_s = 1.5 - 2.5$

En la Figura 3.4 se representa un diagrama orientativo para la selección de compresores en función del número de etapas Z y de la velocidad específica adimensional ω_s . En él se muestran tanto las curvas correspondientes a la primera etapa (líneas continuas) como a la última (líneas discontinuas) para diferentes velocidades de giro n , n' y n'' . El gráfico permite visualizar cómo se distribuyen las regiones operativas típicas de los compresores radiales y axiales. En la zona inferior izquierda se agrupan los compresores radiales, que operan a bajas velocidades específicas y requieren un menor número de etapas. En cambio, en la zona superior derecha se sitúan los compresores axiales, caracterizados por mayores valores de ω_s y por la necesidad de múltiples etapas para alcanzar el salto de presión deseado.

Este tipo de diagramas resulta fundamental para una primera aproximación en la elección del tipo de compresor más adecuado, ya que permite evaluar de forma visual la conveniencia de adoptar una geometría radial, axial o mixta en función del diseño y de las condiciones de operación. Además, refleja cómo la velocidad de giro influye directamente en el rango operativo y en la eficiencia del sistema.

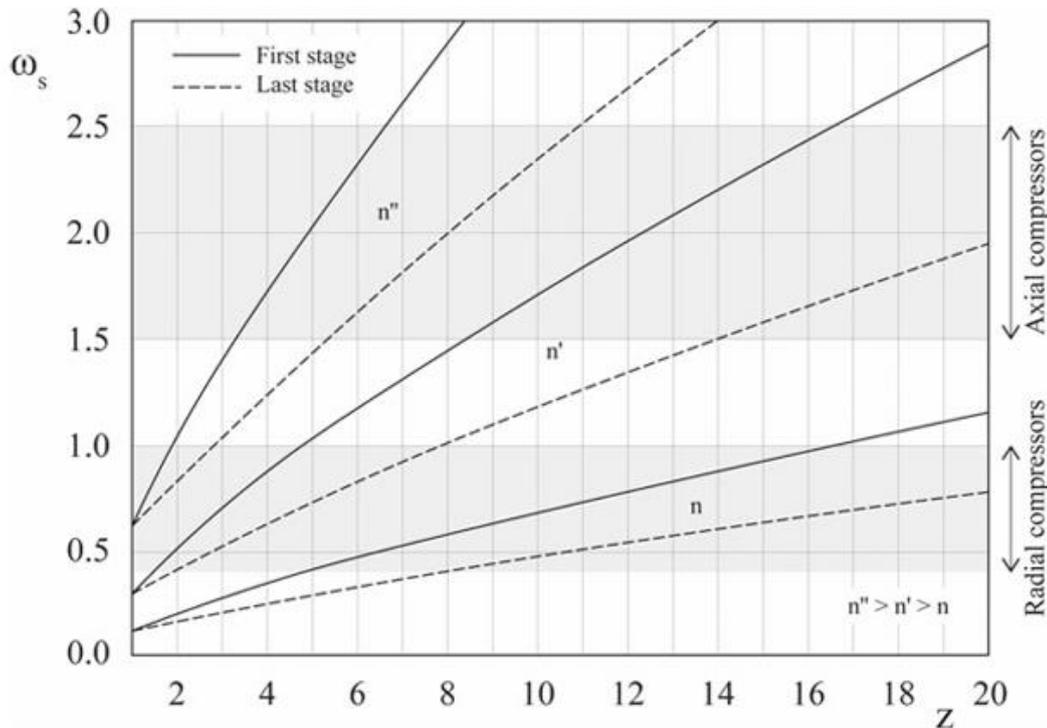


Figura 3-4. Rangos operativos y selección preliminar de compresores según ω_s y número de etapas Z [35]

En este proyecto se ha optado por un compresor radial, ya que permite obtener elevadas relaciones de compresión con una sola etapa, lo que simplifica el diseño y reduce el número de elementos móviles. Además, el rango de caudales y presiones manejado se sitúa dentro del dominio óptimo de funcionamiento de este tipo de compresores según el diagrama de Baljé. Por tanto, se emplea como criterio de diseño que la velocidad específica se mantenga dentro del rango $\omega_s=0.4-1.0$.

Diámetro específico

Por otro lado, el diámetro específico D_s caracteriza el tamaño relativo de la máquina, sin depender de la velocidad de giro:

$$D_s = D \cdot \frac{W^{\frac{1}{4}}}{v^{\frac{1}{2}}} = \frac{D \cdot (\Delta h_{is,stage})^{1/4}}{v^{1/2}} \quad (3.24)$$

Este parámetro se calcula a partir del valor de ω_s , utilizando los diagramas de Baljé. Para cada valor de ω_s , existe un D_s óptimo que maximiza el rendimiento del equipo. Esta relación define la línea de Cordier, que aparece trazada en los diagramas de Baljé como referencia para los diseños más eficientes. Esta línea fue obtenida por Cordier en 1953 [36] a partir de estudios estadísticos sobre múltiples diseños comerciales y actúa como referencia geométrica ideal para el diseño preliminar de compresores, bombas y turbinas.

Para determinar el tipo de compresor más adecuado en función de las condiciones de operación, se ha utilizado el diagrama de Baljé, que relaciona la velocidad específica (ω_s) y el diámetro específico (D_s) con las curvas de isoeficiencia y los diferentes tipos de compresores (rotativos, radiales, axiales), tal como se muestra en la Figura 3.5.

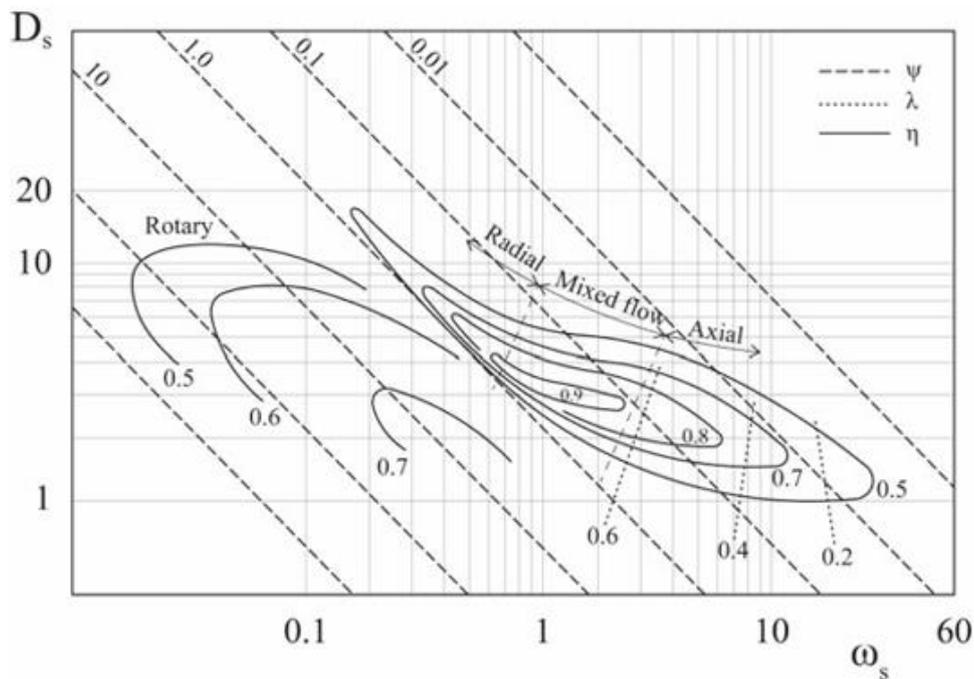


Figura 3-5. Diagrama de Baljé para compresores, con curvas de isoeficiencia y línea de Cordier [35]

Una vez determinado el valor de D_s , se puede despejar el diámetro real del rodete:

$$D = \frac{D_s \cdot V^{1/2}}{(\Delta h_{is,stage})^{1/4}} \quad (3.25)$$

Este valor representa el tamaño físico del impulsor, componente rotativo del compresor que transfiere energía al fluido refrigerante mediante la acción centrífuga. Al girar, acelera el fluido, aumentando su presión y velocidad.

Una vez determinados los parámetros ω_s y D_s , se exploran distintas combinaciones de número de etapas z y velocidad de rotación n que permitan alcanzar la relación de compresión requerida del ciclo, manteniéndose dentro de la zona de máxima eficiencia según el diagrama de Baljé.

El salto de entalpía total del compresor se distribuye entre las etapas de forma uniforme:

$$\Delta h_{is,stage} = \frac{\Delta h_{is,total}}{z} \quad (3.26)$$

A partir de este valor y del caudal volumétrico, se recalculan los valores de ω_s y D , asegurando que el punto de operación se mantenga dentro del rango óptimo del compresor seleccionado.

Finalmente, se evalúa la velocidad periférica del impulsor:

$$u = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60} \quad (3.27)$$

Tal como indican Gambini y Vellini (2021) [35], la velocidad periférica constituye una restricción crítica de diseño, ya que debe mantenerse dentro de los márgenes estructurales admisibles. Esta comprobación permite descartar configuraciones que, aunque viables termodinámicamente, puedan comprometer la integridad mecánica del equipo.

3.4 METODOLOGÍA PARA LA EVALUACIÓN ECONÓMICA

El análisis de viabilidad económica tiene como objetivo evaluar si la implementación del sistema propuesto de bomba de calor de alta temperatura resulta rentable bajo distintas condiciones y supuestos relevantes. Para ello, se ha desarrollado una metodología estructurada en tres bloques: definición de principales componentes económicos del sistema al sistema, formulación de ecuaciones utilizadas para el cálculo de indicadores económicos, evaluación de la sensibilidad del sistema frente a variables clave, incluyendo el efecto de subvenciones y distintos escenarios de contexto.

3.4.1 DEFINICIÓN DE LOS COMPONENTES ECONÓMICOS

- CAPEX (Capital Expenditure): hace referencia a la inversión inicial necesaria para la instalación del sistema, incluyendo los componentes principales (bomba de calor, intercambiadores, compresores, tuberías) y los costes indirectos (instalación, obra civil, ingeniería).
- OPEX (Operational Expenditure): gastos de operación y mantenimiento durante la vida útil del sistema, incluyendo el consumo eléctrico y los costes de mantenimiento. Se divide en dos bloques:
 - OPEX O&M, que engloba los costes anuales de operación y mantenimiento del sistema, aplicando factores de actualización temporal y corrección por inflación.
 - OPEX elec, que representa el coste anual asociado al consumo eléctrico de los equipos principales. Se ha estimado en función de su potencia, las horas anuales de funcionamiento y el precio medio de la electricidad (75 €/MWh).
- LCOH (Levelized Cost of Heat): coste medio del calor generado por el sistema durante toda su vida útil, teniendo en cuenta tanto el CAPEX como el OPEX. Permite comparar tecnologías diferentes bajo un mismo criterio económico.
- Periodo de Retorno (PR): tiempo necesario para recuperar la inversión inicial mediante los ahorros obtenidos respecto al sistema convencional.

- Ahorro anual: diferencia entre el coste de generación térmica actual (con calderas de gas) y el coste asociado a la bomba de calor, incluyendo el consumo eléctrico. Indica el beneficio económico directo por año.

Se han considerado precios actualizados al año 2024, basados en referencias de fuentes técnicas y comerciales, cuyos valores se presentan en el capítulo de resultados [37].

3.4.2 FORMULACIÓN DE ECUACIONES

La fórmula utilizada para calcular el coste nivelado de calor (LCOH) en este estudio se basa en la suma de los costes medios por unidad de energía térmica generada durante la vida útil del sistema. Como se muestra en la Ecuación 3.1, se han considerado tres componentes principales: la inversión inicial (CAPEX), los costes de operación y mantenimiento (OPEX_{OM}) y el coste del consumo eléctrico (OPEX_{elec}). Las fórmulas utilizadas para calcular el LCOH y el PR se basan en criterios establecidos en la literatura sobre economía del diseño térmico y energético [38], adaptadas a la estructura del presente sistema.

$$LCOH \left(\frac{\text{€}}{MWh} \right) = CAPEX + OPEX_{OM} + OPEX_{elec} \quad (3.28)$$

Cada uno de estos términos se ha expresado directamente en €/MWh_t mediante la normalización de los costes anuales según la energía térmica útil generada, lo que permite una comparación directa con otras tecnologías térmicas como las calderas convencionales.

$$CAPEX = \frac{INV_{total} \cdot f_a}{P} \quad (3.29)$$

$$OPEX_{OM} = \frac{INV_{total} \cdot 0,015 \cdot f_{\Sigma OM} \cdot f_a}{P} \quad (3.30)$$

$$OPEX_{elec} = \frac{(W_{comp} + W_{bomba}) \cdot h \cdot T_e \cdot f_{\Sigma elec} \cdot f_a}{1000 \cdot P} \quad (3.31)$$

Siendo:

- f_a : factor de amortización anual

$$f_a = \frac{wacc \cdot (1+wacc)^N}{(1+wacc)^N - 1} \quad (3.32)$$

Donde $wacc$ es el coste medio ponderado del capital (%) y N la vida útil del sistema (años).

- f_Σ : factores de corrección por uso y estacionalidad

$$f_\Sigma = \frac{k(1-k^N)}{1-k} \quad (3.33)$$

Donde $k = \frac{1}{1+wacc}$

- P : energía útil entregada anualmente (MWh)
- W_{comp} : potencia eléctrica del compresor
- W_{bomba} : potencia de la bomba de aceite
- T_e : tarifa eléctrica en €/MWh
- h : horas anuales de operación

- Coste Nivelado del Calor (LCOH):

$$LCOH = \frac{CAPEX \cdot f_a + OPEX_{anual}}{Q_{\text{útil}, \text{anual}}} \quad (3.34)$$

- Período de Retorno (PR):

$$PR = \frac{CAPEX}{\text{Ahorro económico anual}} \quad (3.35)$$

3.4.3 ESCENARIOS DE ANÁLISIS ECONÓMICO

Para evaluar la rentabilidad del sistema bajo distintas condiciones de operación y entorno, se ha planteado un análisis previo del impacto de una posible subvención, así como tres escenarios diferenciados. Esta clasificación permite analizar la sensibilidad económica del sistema frente a variables clave y valorar su comportamiento tanto en situaciones

conservadoras como en contextos más favorables. Los cálculos se han desarrollado con hojas de cálculo, realizando iteraciones cuando ha sido necesario para ajustar el PR o el LCOH.

Análisis previo: impacto de una subvención a la inversión

Antes de plantear los escenarios económicos detallados, se ha realizado un análisis previo sobre el impacto de una posible subvención pública a la inversión (CAPEX). En concreto, se ha simulado la aplicación de subvenciones crecientes sobre la inversión total, manteniéndose constantes el resto de las variables económicas y técnicas.

En cada caso, se ha recalculado el período de retorno (PR) aplicando la fórmula correspondiente, considerando la reducción directa del CAPEX y su efecto sobre el flujo neto de ahorro anual. El objetivo es estimar la sensibilidad del sistema a apoyo financiero externo y valorar en qué medida pueden mejorar su rentabilidad. Este análisis resulta especialmente relevante dado que, en ausencia de subvenciones, el período de retorno supera los valores normalmente aceptables para inversiones industriales.

Escenarios principales de análisis económico

A continuación, se detallan los tres escenarios definidos para comparar la rentabilidad del sistema bajo distintas condiciones:

- Escenario base: Se parte de una instalación de capacidad estándar, sin aplicar subvenciones ni beneficios fiscales. Se utilizan precios energéticos representativos del mercado industrial en 2024, y un WACC del 7,5%. Se considera un coste del CO₂ constante y un factor de mantenimiento del 5% de la inversión. Este escenario representa una implantación conservadora, sin optimizaciones técnicas ni ventajas externas.
- Escenario optimista I: Se duplica la capacidad térmica de la bomba de calor, con el objetivo de cubrir un mayor porcentaje de la demanda total de calor del proceso. Se mantienen constantes los precios energéticos, pero se actualizan los siguientes parámetros económicos: se reduce el WACC al 5% y se reduce el factor de mantenimiento al 3%, incorporando la actualización progresiva del coste de las emisiones de CO₂ (3,5% anual). Este escenario representa un caso menos conservador,

en el que se explora el impacto de un sistema de mayor tamaño y de supuestos económicos más favorables sobre la rentabilidad del proyecto.

- Escenario optimista II: Sobre la base del escenario anterior, se elimina la actualización progresiva del coste de las emisiones de CO₂, manteniéndose constante durante toda la vida útil del sistema. Esta hipótesis representa un contexto regulatorio más estable, en el que no se endurecen las políticas climáticas ni aumentan los precios del carbono con el tiempo. El objetivo es analizar cómo afectaría una menor presión regulatoria a la rentabilidad del sistema, al reducirse el diferencial de costes frente a las calderas convencionales. Este escenario permite estudiar un caso intermedio en términos de ahorro operativo y evaluar la sensibilidad del sistema a factores externos ligados al precio del carbono.

Capítulo 4. RESULTADOS

A continuación, se presentan los resultados derivados de la aplicación de la metodología descrita en los capítulos anteriores, los cuales permiten evaluar el comportamiento energético del sistema, así como su viabilidad técnica y económica.

El capítulo se inicia con una visión global del funcionamiento del ciclo regenerativo transcrito propuesto, analizando sus principales características desde el punto de vista termodinámico. A partir de esta base, se detallan los resultados obtenidos en el dimensionado técnico de los componentes clave de la instalación: conductos, intercambiadores de calor y turbomáquinas. Posteriormente, se presenta el balance energético global del sistema, evaluando su capacidad para cubrir las distintas demandas térmicas del proceso y su rendimiento. Finalmente, se lleva a cabo un análisis de viabilidad económica, considerando los costes de inversión y operación, y comparando el sistema con las soluciones convencionales en las plantas cerveceras.

4.1 RESULTADOS OPERATIVOS

Con base en el rango de temperaturas del agua de red se han realizado simulaciones que permiten obtener las principales magnitudes operativas del sistema. Entre los resultados más relevantes destacan la evolución del coeficiente de rendimiento (COP), los flujos máxicos de CO₂ y de los fluidos auxiliares, así como el consumo eléctrico asociado al compresor.

Estos resultados permiten evaluar el comportamiento del ciclo frente a condiciones variables de operación y han sido empleados para el dimensionado técnico de los principales equipos del sistema. Los resultados de este análisis se resumen en la Tabla 4.1.

Tabla 4-1: Parámetros de funcionamiento para distintas temperaturas del agua de red.

Parámetro	Unidad	8 °C	10 °C	12 °C	16 °C	20 °C	24 °C
COP	p.u.	6,162	5,854	5,291	4,653	4,121	3,704
Consumo del compresor	kW	3569	3796	4294	5045	5904	6815
Agua de proceso	kW	8486	8279	8071	7657	7243	6830
Aceite térmico	kW	4297	4731	5436	6601	7874	9199
Mosto	kW	9214	9214	9214	9214	9214	9214
Capacidad de refrigeración sustituida	kW	531.9	739.3	946.6	1361	1775	2188

La Figura 4.2 muestra la variación del COP según la temperatura del agua de red. Se trata del COP que incluye tanto el calor cedido a los sumideros (agua de proceso y aceite térmico) como el tomado del mosto. Al ser constantes las condiciones del mosto (foco frío de la bomba de calor), así como el flujo del agua de proceso y su temperatura de salida, el calor cedido al agua de proceso se reduce al aumentar la temperatura del agua de red, lo que obliga a aumentar el sobrecalentamiento a la salida del evaporador, que a su vez incrementa la presión y temperatura de la descarga del compresor y el calor cedido al aceite térmico. Como consecuencia de la mayor presión de descarga, el trabajo consumido por el compresor aumenta, con el resultado de la caída del COP.

Aun así, el sistema mantiene un rendimiento notable: a 16 °C, el COP sigue siendo superior a 4.5. En particular, a 10 °C (la temperatura más frecuente del agua de red) el COP supera 5.5, lo que demuestra un comportamiento eficiente bajo las condiciones habituales de operación.

Este comportamiento se representa en las Figura 4.1 a 4.4.

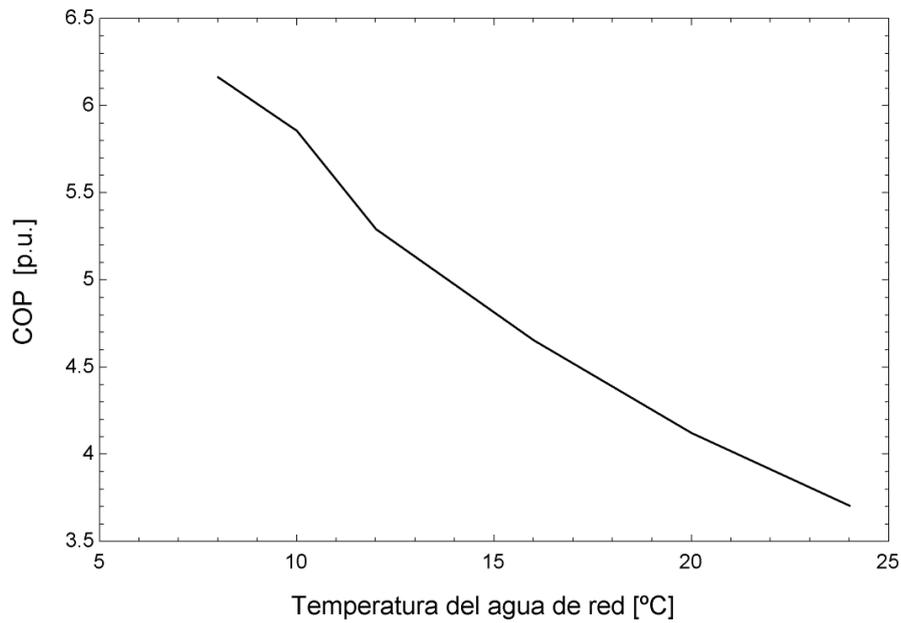


Figura 4-1. Evolución del coeficiente de rendimiento (COP) en función de la temperatura de entrada del agua de red.

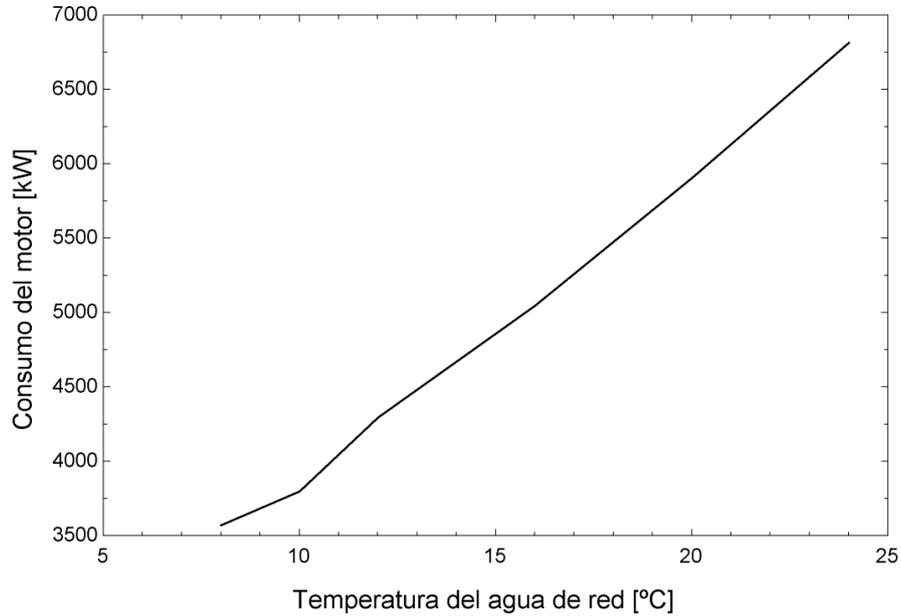


Figura 4-2. Consumo eléctrico del motor del compresor frente a la temperatura de entrada del agua.

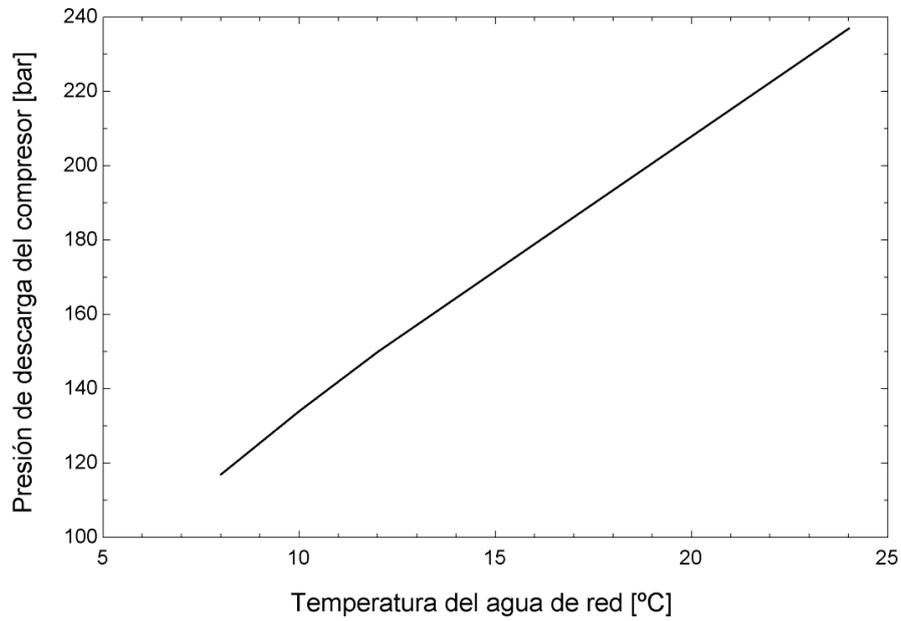


Figura 4-3. Evolución de la presión de descarga del compresor en función de la temperatura entrada del agua

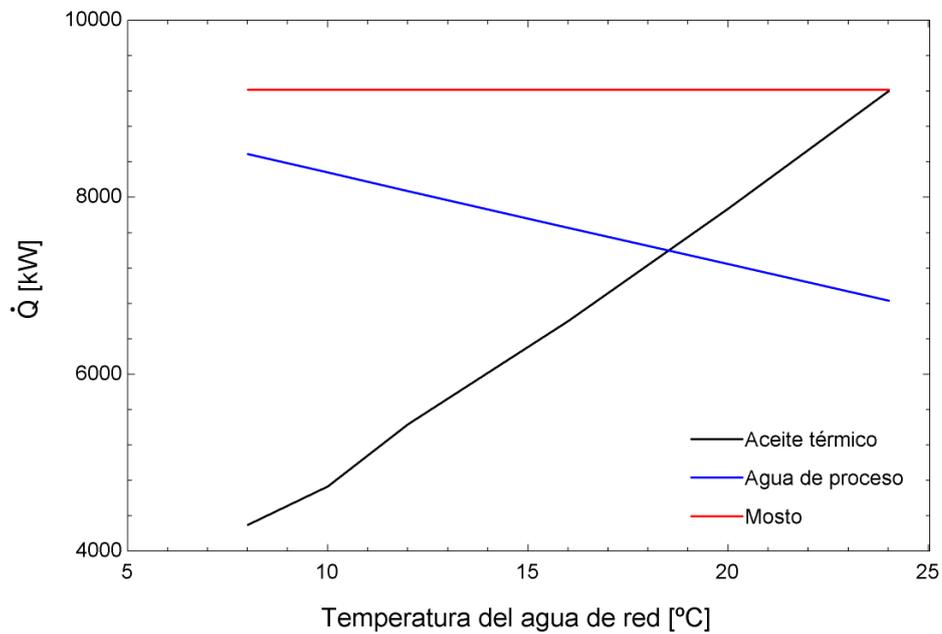


Figura 4-4. Evolución del calor entregado al aceite térmico y absorbido del agua de red en función de la temperatura de entrada del agua

Tras el análisis del comportamiento según la temperatura del agua de red, se muestran seguidamente las prestaciones del sistema cuando ésta es de 10 °C, la más frecuente. El ciclo termodinámico se muestra en las Figuras 4.5 y 4.6 en diagramas p-h y T-s, respectivamente. En la Figura 4.6 se aprecia el papel del regenerador (REG), que permite adaptar correctamente las temperaturas del CO₂ a las del agua de proceso, logrando además incrementar el calor cedido al aceite.

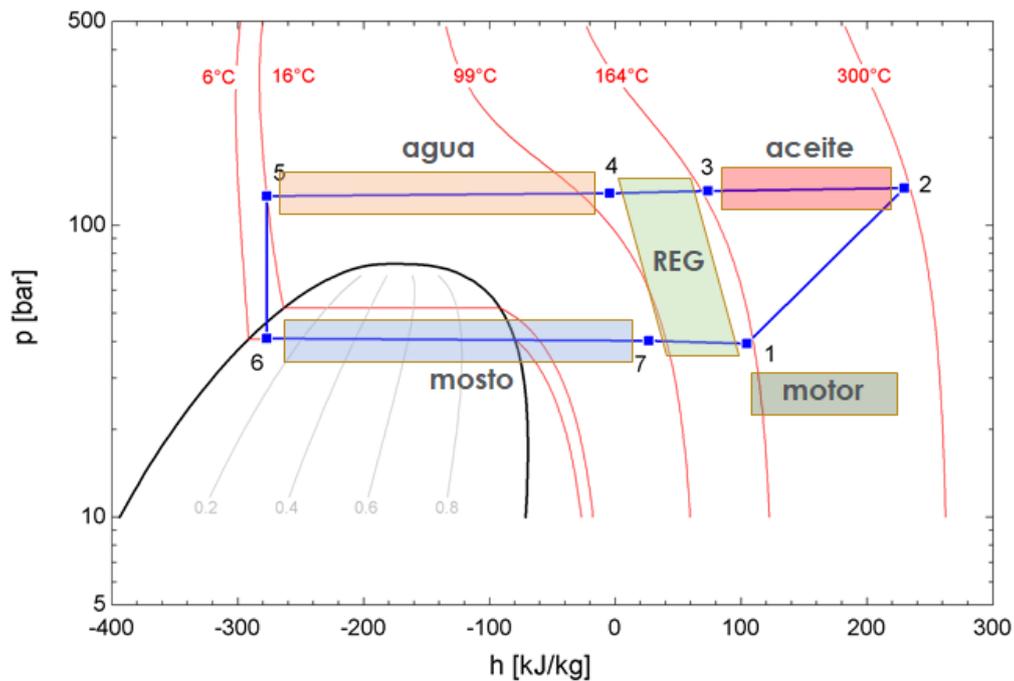


Figura 4-5. Diagrama presión-entalpía (P-h) del ciclo de CO₂ a 10 °C de temperatura del agua de red

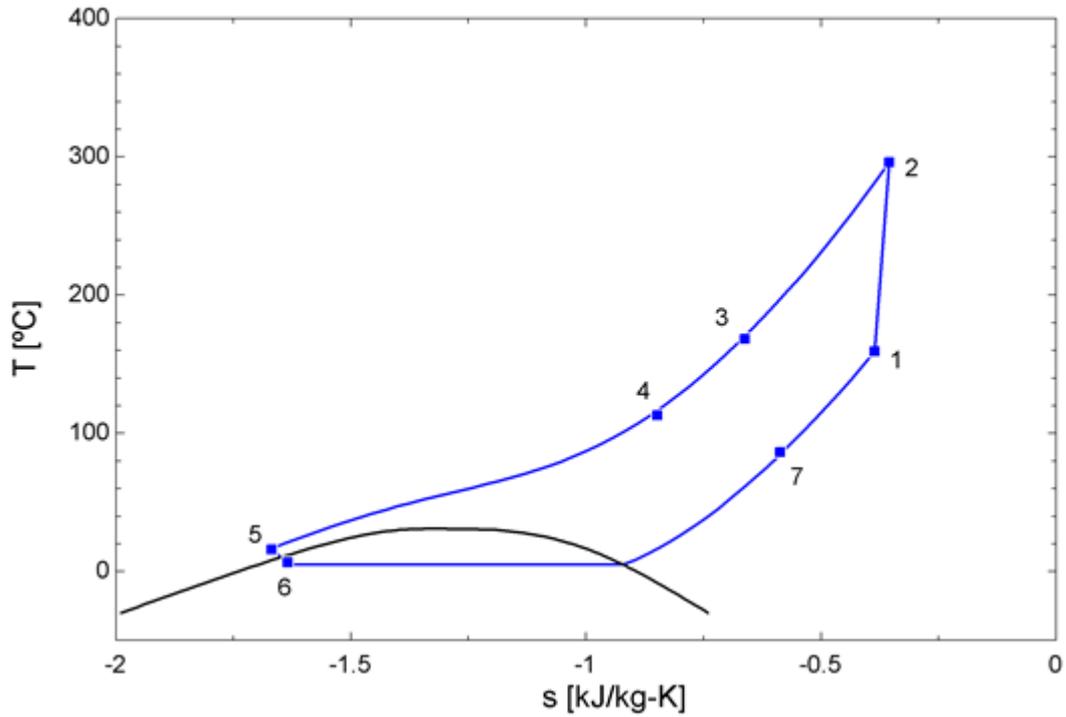


Figura 4-6. Diagrama temperatura–entropía (T–s) del ciclo de CO₂ a 10 °C de temperatura del agua de red

Asimismo, se han elaborado diagramas T-Q representativos para los intercambiadores de calor con el fin de evaluar el acercamiento térmico entre corrientes y verificar que se cumplen los márgenes de temperatura mínimos exigidos. Estos se presentan en las figuras 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10.

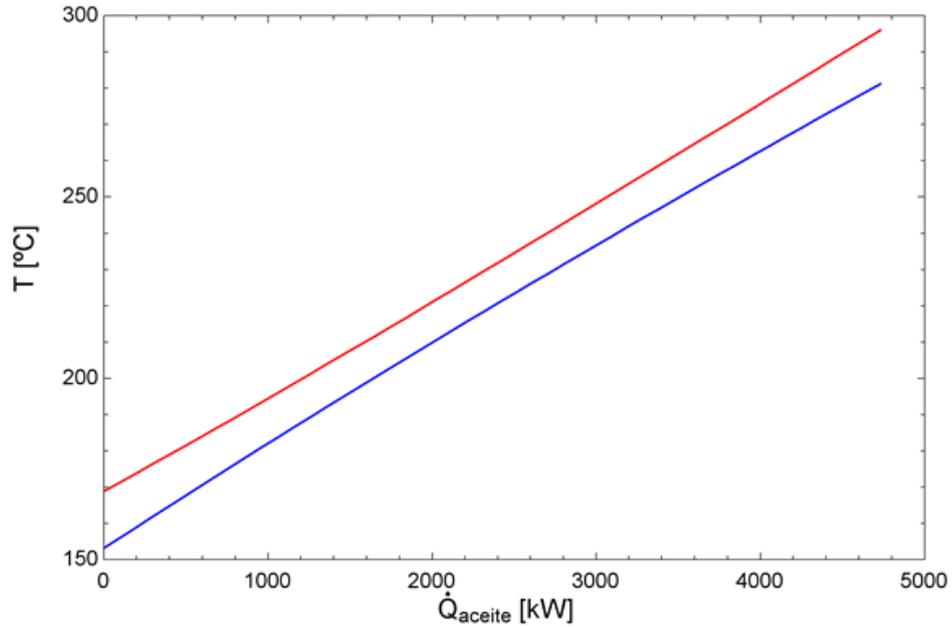


Figura 4-7. Diagrama T-Q del intercambiador ICAT (fluido caliente: CO₂, fluido frío: aceite térmico) a 10 °C de temperatura del agua de red

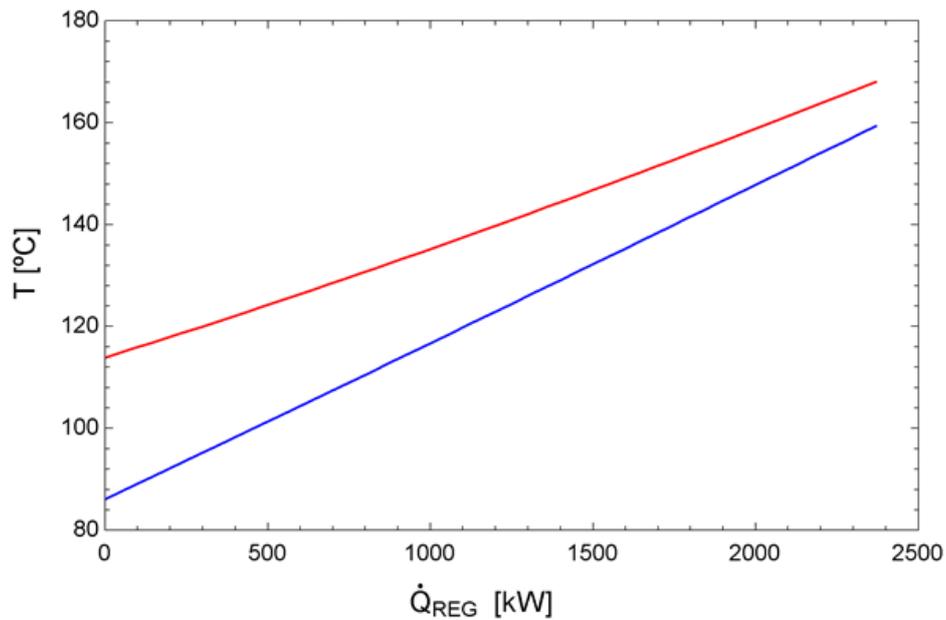


Figura 4-8. Diagrama T-Q del regenerador RED (fluido caliente y frío: CO₂) a 10 °C de temperatura del agua de red

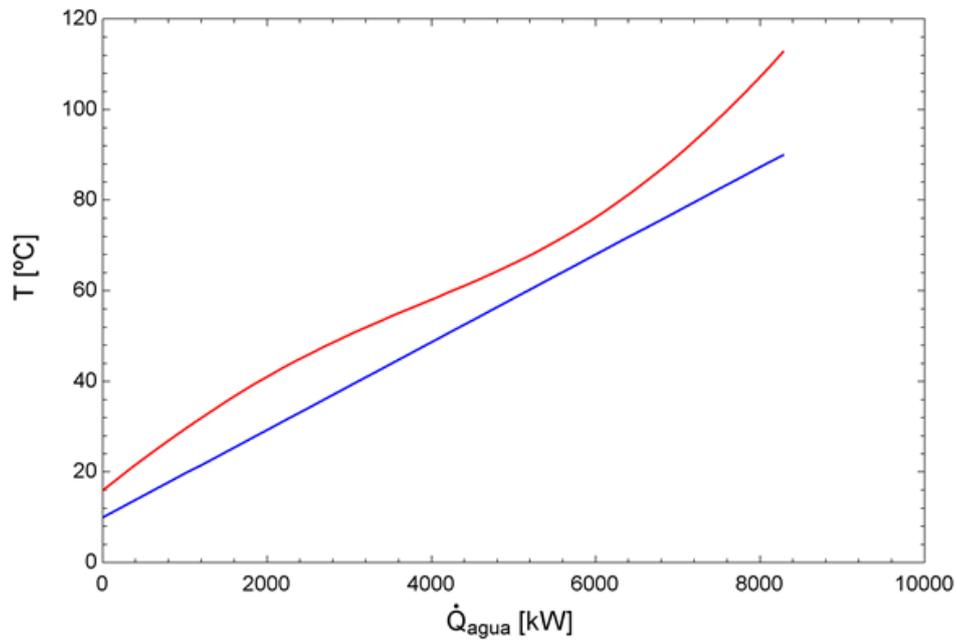


Figura 4-9. Diagrama T-Q del intercambiador ICAP (fluido caliente: CO₂, fluido frío: agua de red) a 10°C de temperatura del agua de red

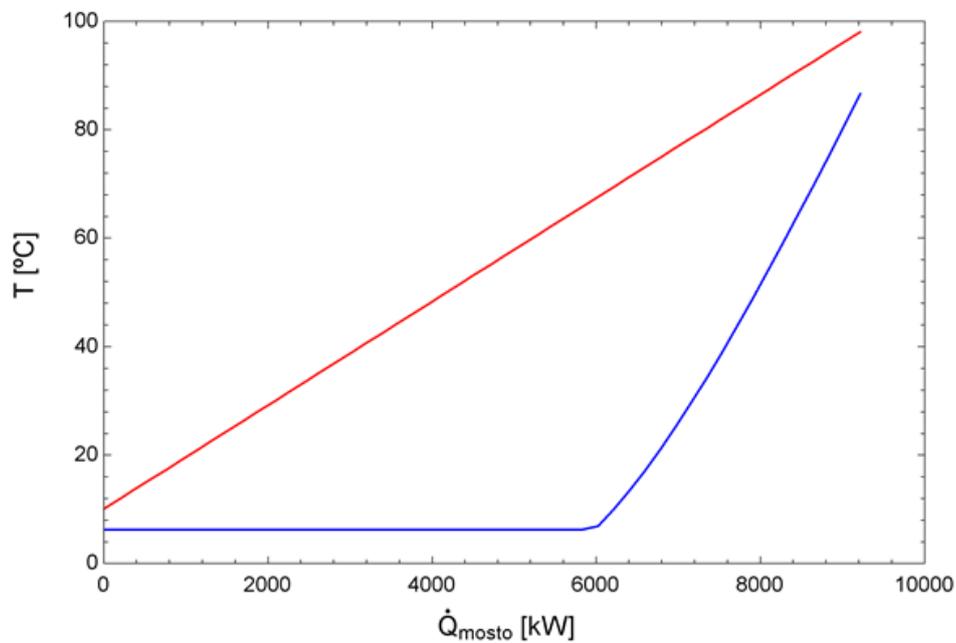


Figura 4-10. Diagrama T-Q del intercambiador ICM (fluido caliente: mosto, fluido frío: CO₂) a 10 °C de temperatura del agua de red

Los diagramas T–Q representados en las Figuras 4.7 a 4.10 permiten verificar el comportamiento térmico de los intercambiadores principales del sistema. En todos los casos, se observa una separación adecuada entre las curvas del fluido caliente (línea roja) y del fluido frío (línea azul), manteniéndose un acercamiento mínimo (ΔT) superior a 10 K.

En el ICAT (Figura 4.7), el intercambio entre CO₂ y aceite térmico se desarrolla con un gradiente térmico prácticamente constante, mientras que en el REG (Figura 4.8) el acercamiento mínimo se sitúa a la entrada del fluido caliente. Esto es así porque ambas corrientes tienen el mismo flujo másico y la fría, al estar a menor presión, presenta un menor calor específico, lo que provoca que su incremento de temperaturas sea mayor.

En el ICAP (Figura 4.9), el intercambio entre CO₂ y agua de red muestra un perfil curvo en la corriente caliente (CO₂), debido a la proximidad al punto crítico, como puede apreciarse en el diagrama T-s (Figura 4.6). Finalmente, en el ICM (Figura 4.10), el mosto actúa como foco caliente y describe una trayectoria recta, coherente con su estado de líquido. En cambio, la curva correspondiente al fluido frío (CO₂) refleja el cambio de fase (evaporación) y el sobrecalentamiento, con cierta curvatura dada su cercanía a la línea de vapor saturado (ver de nuevo el diagrama T-s, Figura 4.6).

En conjunto, los perfiles analizados confirman que el diseño de los intercambiadores garantiza una transferencia de calor eficaz, incluso ante condiciones variables de entrada.

Las Tablas 4.2 a 4.5 recogen las propiedades termodinámicas clave (presión, temperatura y entalpía) para los distintos fluidos implicados en el sistema cuando la temperatura del agua de red es de 10 °C. Esta información permite validar el comportamiento del sistema, identificar posibles irreversibilidades y comprobar el cumplimiento de los balances energéticos establecidos en el modelo.

Tabla 4-2: Propiedades termodinámicas del CO₂ (temperatura del agua de red de 10 °C).

Punto	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]
1	39.41	158	104.3
2	134	296.1	229.4
3	131.3	168	73.54
4	128.7	112.8	-4.518
5	126.1	15.9	-277.3
6	41.03	6.3	-277.3
7	40.21	86.11	26.28

Tabla 4-3: Propiedades termodinámicas del aceite térmico (temperatura del agua de red de 10 °C).

Punto	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]
A1	5	153	244.1
A2	5	281	512.3

Tabla 4-4: Propiedades termodinámicas del mosto (temperatura del agua de red de 10 °C).

Punto	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]
B1	5	98	411
B2	5	10	42.51

Tabla 4-5: Propiedades termodinámicas del agua de proceso (temperatura del agua de red de 10 °C).

Punto	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]
C1	5	10	42.51
C2	5	90	377.4

4.2 DIMENSIONADO DE LOS COMPONENTES

4.2.1 CONDUCTOS

El presente apartado recoge los resultados del dimensionado de los conductos utilizados en el sistema. Para ello, se han considerado los escenarios más exigentes del intervalo térmico definido en el análisis paramétrico (8 °C a 24 °C de temperatura del agua de red), de modo que el diseño de las tuberías asegure un funcionamiento seguro y eficiente incluso en condiciones límite.

Se han seleccionado materiales adecuados para cada caso, destacando la aleación Alloy 740H para el circuito de CO₂, debido a su elevada resistencia mecánica y térmica en condiciones de altas presiones y temperaturas. Para el resto de las corrientes se han empleado acero al carbono A106 Gr.B en las líneas de agua de cocción y mosto, por su compatibilidad con procesos térmicos y buena resistencia mecánica, y acero al carbono A53 Gr.B para el aceite térmico Therminol VP-1, debido a su estabilidad en condiciones de alta temperatura, tal y como se indica en las especificaciones del fabricante para este tipo de fluido.

El dimensionado del número de tuberías por tramo se ha realizado en función del caudal másico de cada fluido, considerando como criterios de diseño la velocidad máxima admisible del fluido, la caída de presión máxima permitida y el espesor mínimo requerido por normativa para garantizar la resistencia mecánica. En todos los casos, se ha determinado que una única tubería por tramo resulta adecuada para mantener las condiciones de operación dentro de los márgenes técnicos establecidos.

A continuación, se presentan las Tablas 4.6 a 4.9 con los diámetros nominales (DN), número de tuberías y espesores de pared definidos para cada fluido.

Tabla 4-6: Dimensionado de tuberías para CO₂

Conducto	DN [mm]	Espesor	Número de tuberías	Material
1	DN300	10	1	740H
2	DN250	30	1	740H
3	DN200	20	1	740H
4	DN200	30	1	740H
5	DN150	10	1	740H
6	DN250	20	1	740H
7	DN300	10	1	740H

Tabla 4-7: Dimensionado de tuberías para agua de cocción

Conducto	DN [mm]	Espesor	Número de tuberías	Material
1	DN100	30	1	A106 Gr.B
2	DN100	30	1	A106 Gr.B

Tabla 4-8: Dimensionado de tuberías para mosto

Conducto	DN [mm]	Espesor	Número de tuberías	Material
1	DN100	30	1	A106 Gr.B
2	DN100	30	1	A106 Gr.B

Tabla 4-9: Dimensionado de tuberías para Therminol VP-1

Conducto	DN [mm]	Espesor	Número de tuberías	Material
1	DN100	40	1	A53 Gr.B
2	DN100	40	1	A53 Gr.B

El esquema con los conductos dimensionados se muestra en la Figura 4.11.

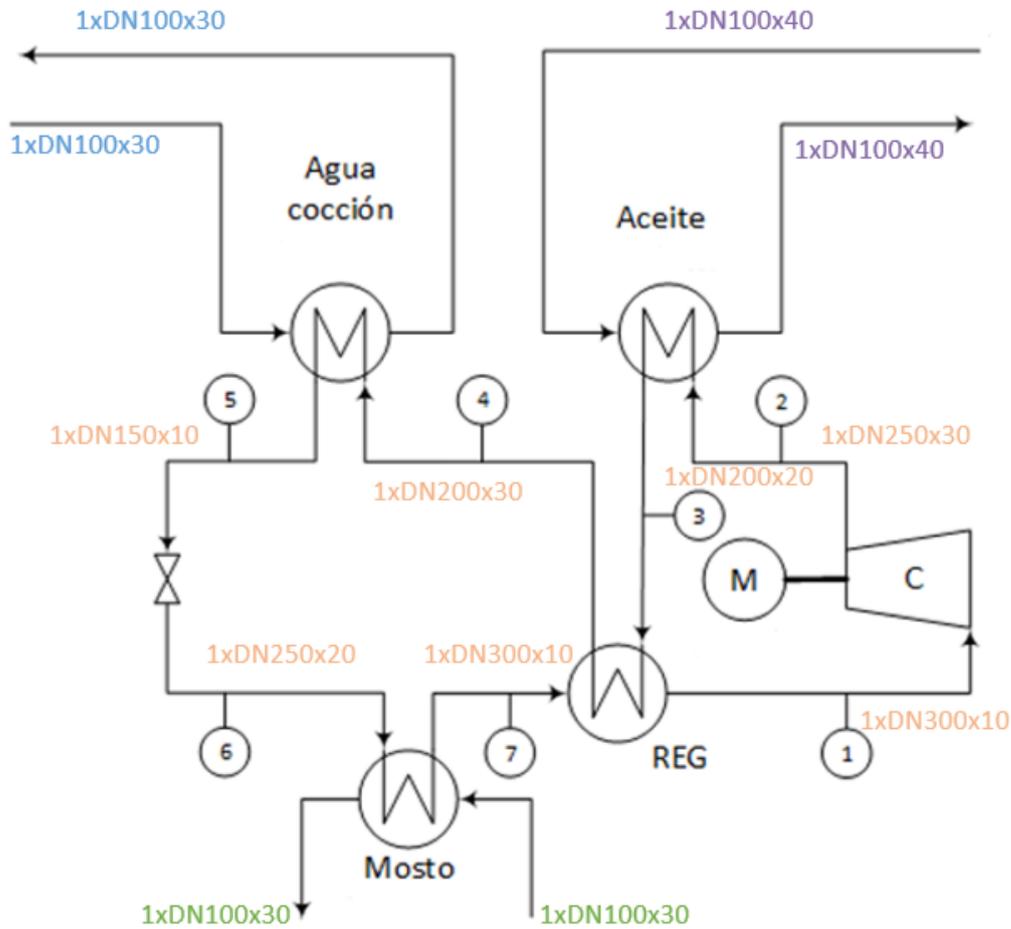


Figura 4-11. Conductos finales. El primer dígito representa el número de conductos, seguido del diámetro nominal y el espesor (Schedule)

4.2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Se ha llevado a cabo el dimensionado térmico de los cuatro intercambiadores principales del sistema: el ICAT, el REG, el ICAP y el ICM. En todos los casos, se ha estimado la conductancia térmica (UA) requerida², fijando un acercamiento mínimo que garantice una

² El valor de UA se ha mantenido sensiblemente constante para todo el rango de temperaturas del agua de red considerado.

transferencia de calor eficaz. Esta elección se ha verificado tanto con los resultados numéricos como en las curvas T–Q (Figuras 4.7 a 4.10).

Los resultados finales del dimensionado se presentan en la Tabla 4.10 e incluyen la carga térmica transferida, el acercamiento mínimo en un extremo (ΔT), la conductancia térmica (UA) y el Pitch Point (PP). Los valores corresponden a una temperatura del agua de red de 10 °C.

Tabla 4-10: Resultados de dimensionado térmico de los intercambiadores principales (temperatura del agua de red de 10 °C).

Parámetro	ICAT	REG	ICM	ICAP
Carga térmica \dot{Q} [kW]	4731	2369	9231	8279
ΔT [K]	14.8	9	3.7	5.9
UA [kW/K]	382.6	156.7	385.1	844.5
PP [K]	11.11	8.66	3.82	5.99

4.2.3 TURBOMÁQUINAS

El sistema diseñado requiere únicamente un compresor para el circuito de CO₂, el cual ha sido dimensionado para operar en las condiciones más habituales de una planta convencional a lo largo del año (temperatura de entrada del agua de 10°C), lo que permite dimensionar el equipo para un régimen operativo predominante, evitando sobredimensionamientos que penalizarían el rendimiento en condiciones reales.

Se ha evaluado el comportamiento del compresor para distintas velocidades de rotación de 40 000, 50 000 y 60 000 rpm, así como un número de etapas comprendido entre 1 y 5. El objetivo es comprobar la viabilidad de alcanzar la relación de compresión requerida en el ciclo sin sobrepasar los límites de velocidad periférica en el impulsor, lo cual podría comprometer la integridad mecánica del equipo.

En la Figura 4.12 se muestra el número específico de revoluciones alcanzado en función del número de etapas y la velocidad de giro. Se observa cómo es posible cumplir con los requisitos del ciclo mediante distintas configuraciones, siendo especialmente relevante identificar la zona operativa óptima, es decir, el conjunto de combinaciones que permiten alcanzar la velocidad específica objetivo manteniéndose dentro de un número de etapas aceptable y sin sobrepasar velocidades críticas.

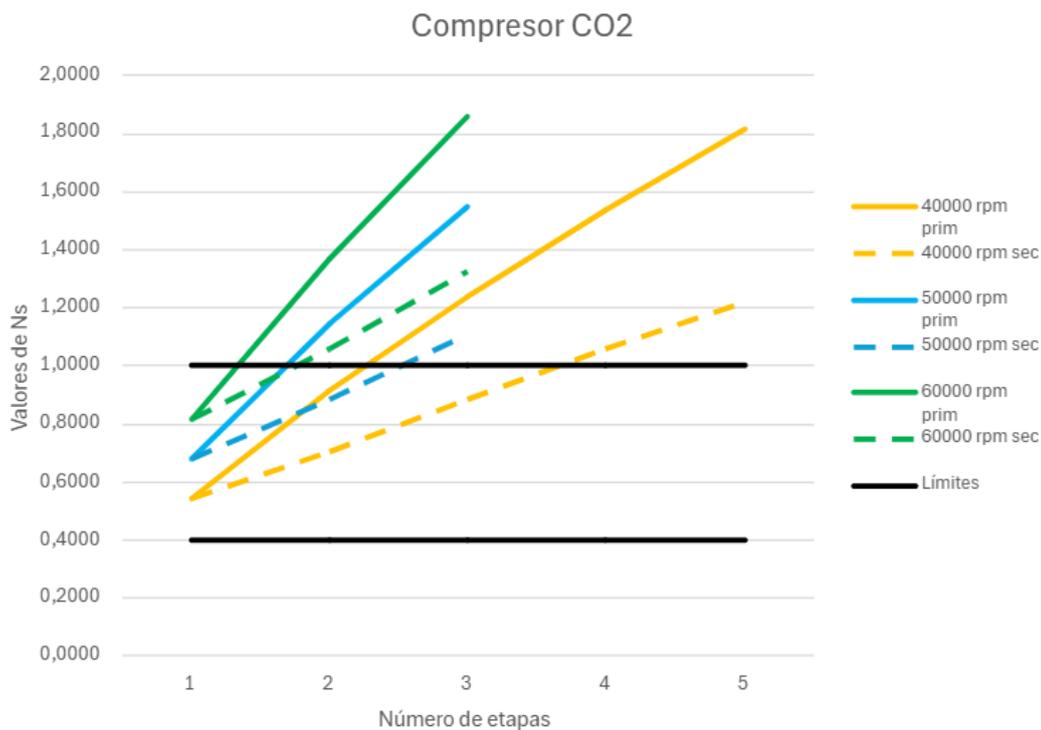


Figura 4-12. Número específico de revoluciones en función del número de etapas y la velocidad del compresor

En el caso de una única etapa, la velocidad específica calculada se encuentra dentro del rango óptimo definido por el diagrama de Baljé (explicado en el apartado 3.3.3) para las tres velocidades analizadas (40000, 50000 y 60000 rpm), con valores de ω_s de aproximadamente 0.60, 0.70 y 0.85, respectivamente. Por tanto, cualquiera de las tres configuraciones sería viable desde el punto de vista termodinámico.

No obstante, se selecciona la opción de 40000 rpm con una etapa, ya que esta configuración mantiene la velocidad específica dentro del rango óptimo según el diagrama de Baljé, y al trabajar con una menor velocidad de giro, también reduce la velocidad periférica del impulsor, lo que disminuye las exigencias mecánicas del sistema. Además, el uso de una sola etapa implica un diseño más sencillo, menor coste de fabricación e instalación, y una operación más fácil de mantener. De este modo, se logra un equilibrio adecuado entre rendimiento térmico, facilidad de implementación y coste.

Por otro lado, la temperatura del agua de red tiene una influencia directa sobre las condiciones de trabajo del compresor, afectando tanto a la relación de compresión requerida como al caudal másico del refrigerante. En la Figura 4.13 se observa cómo la relación de compresión aumenta con la temperatura del agua de red, lo que implica mayores exigencias al equipo.

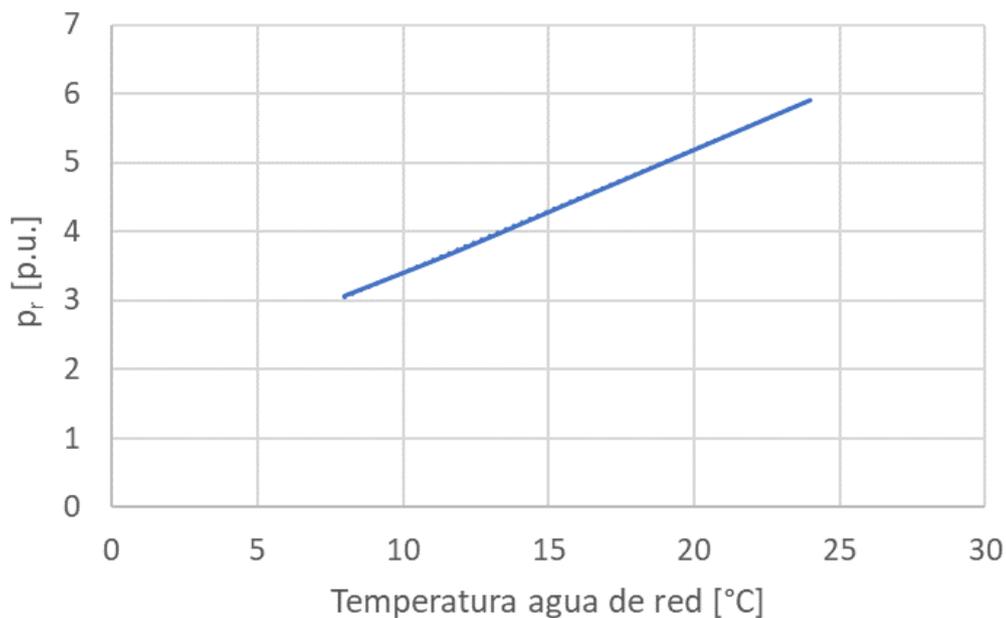


Figura 4-13. Relación de compresión frente a la temperatura del agua de red

4.3 EVALUACIÓN ENERGÉTICA GLOBAL Y COBERTURA DE DEMANDAS

Además del análisis técnico individual de cada componente, se ha evaluado el impacto energético global del sistema propuesto en términos de cobertura de demandas térmicas del proceso productivo, así como su eficiencia energética.

4.3.1. COBERTURA DE DEMANDAS TÉRMICAS

Los resultados del modelo muestran que el sistema de bomba de calor permite cubrir:

- La totalidad de la demanda térmica asociada al calentamiento de agua y mosto, procesos esenciales para la producción.
- Más de un tercio de la demanda de vapor de este tipo de industrias, contribuyendo así a reducir la dependencia de calderas.
- En la situación de partida, la producción de vapor se abastece mediante una combinación de biogás autoproducido, biomasa adquirida y gas natural. Tras la incorporación de la bomba de calor, se contempla:
 - Una reducción del uso de gas natural, al ser reemplazado parcialmente por la energía recuperada.
 - Un potencial descenso del consumo de biomasa adquirida, favoreciendo el aprovechamiento de recursos energéticos propios.
 - Una menor necesidad de uso de *chillers*, dado que parte de la demanda de refrigeración es cubierta por el propio ciclo.

4.3.2 BALANCE ENERGÉTICO DEL SISTEMA

A partir de los flujos de energía calculados en el modelo, se ha calculado el coeficiente de rendimiento global (COP), considerando tanto la energía útil como el consumo eléctrico en el caso base de operación a 10°C.

Los valores de energía térmica entregada y potencia eléctrica consumida en este caso base son:

- 8279 kW corresponden al calor entregado al proceso (aceite),
- 4731 kW a la recuperación interna (regenerador),
- 9213 kW a la energía entregada como refrigeración (agua y mosto),
- 3796 kW es el consumo eléctrico del compresor.

Calculando con estos flujos dos coeficientes de rendimiento:

$$COP_{calor} = \frac{8279 + 4731}{3796} = 3.43$$

$$COP_{calor+frío} = \frac{8279 + 4731 + 9213}{3796} = 5.85$$

Estos valores reflejan la alta eficiencia del sistema y su capacidad para integrarse en una estrategia energética sostenible. El COP en modo “sólo calor” (3.43) confirma que el sistema multiplica por más de tres veces la energía eléctrica consumida en forma de calor útil, mientras que al considerar también la recuperación de frío el COP global asciende a 5.85, lo cual hace que la bomba de calor sea especialmente aplicable a casos, como el presente, donde se pueda llevar a cabo una integración de procesos.

4.4 VIABILIDAD ECONÓMICA

Esta sección presenta los resultados obtenidos del análisis económico del sistema de bomba de calor, siguiendo la metodología previamente descrita. Se han evaluado tres escenarios representativos: base, optimista I y optimista II, que combinan diferentes condiciones financieras, operativas y regulatorias con el objetivo de valorar la viabilidad y competitividad del sistema en contextos industriales reales.

Para cada escenario se incluyen:

- Los balances energéticos y económicos mensuales y anuales.
- El desglose de la inversión inicial.
- Los valores del coste normalizado de calor (LCOH), coste normalizado de inversión (CAPEX), período de retorno (PR) y ahorro anual.
- La descomposición del LCOH por tipo de coste.

Asimismo, se presentan los resultados del análisis de sensibilidad del periodo de retorno de la inversión en función del porcentaje de subvención. Esta estructura facilita la comparación entre escenarios y permite extraer conclusiones sobre la robustez económica del sistema frente a diferentes hipótesis de diseño y entorno.

4.4.1 AHORRO ECONÓMICO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA

La temperatura de entrada del agua de red influye significativamente en el ahorro económico generado por el sistema. Como se representa en la Figura 4.14, se observa una tendencia ascendente en el ahorro anual a medida que aumenta dicha temperatura. Este resultado puede parecer contraintuitivo si se tiene en cuenta que el COP disminuye con la temperatura; sin embargo, el ahorro neto se incrementa de forma casi lineal.

Este efecto se explica porque, a temperaturas más elevadas, el sistema es capaz de entregar una mayor cantidad de energía útil al proceso, lo que permite sustituir un mayor volumen de vapor generado por caldera. Dado que el coste del combustible fósil (gas) es significativamente superior al coste marginal de la electricidad, el incremento en el consumo eléctrico queda compensado con creces por el aumento del calor recuperado. Por tanto, el sistema resulta especialmente ventajoso en épocas cálidas o en condiciones de aguas templadas, cuando la demanda térmica del proceso es mayor.

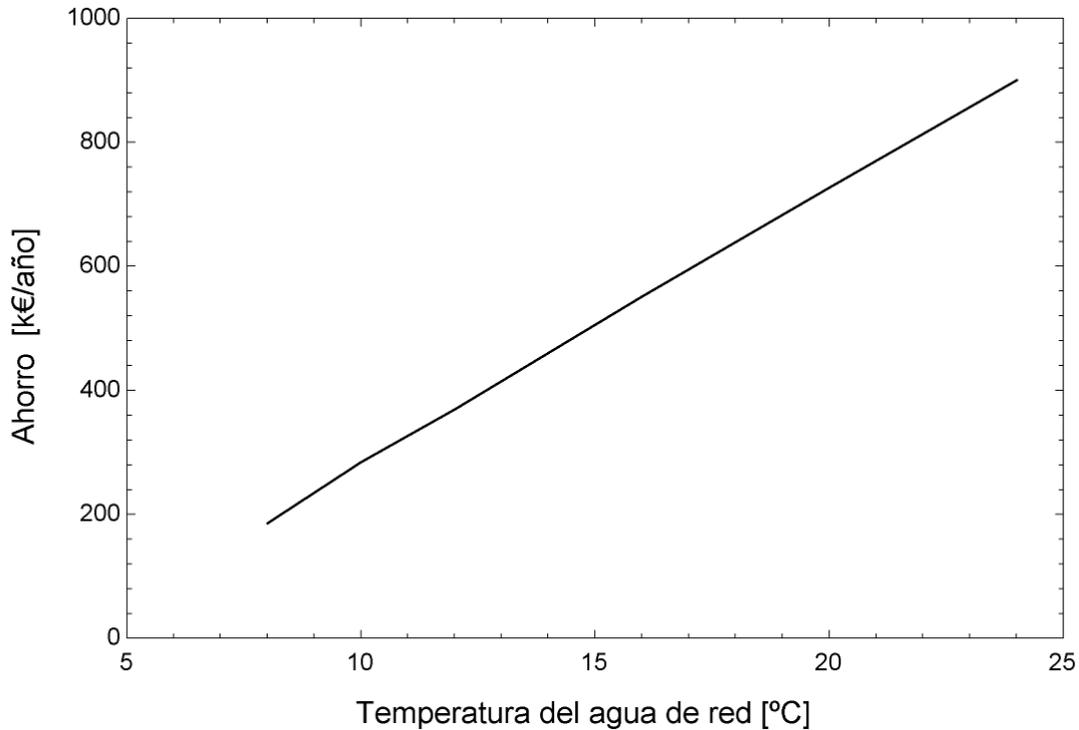


Figura 4-14. Evolución del ahorro económico anual con la temperatura del agua de red

ESCENARIO BASE

Este primer escenario corresponde a una situación bajo condiciones conservadoras, sin subvenciones, con una tasa de descuento del 7.5 %, mantenimiento estimado en el 5 % del CAPEX anual, en línea con estudios técnicos previos sobre estimación de CAPEX en sistemas térmicos industriales [39], y precios energéticos actuales de referencia, tal y como se ha definido en la metodología.

Los resultados mensuales de consumo y costes para la situación actual (sin bomba de calor) se recogen en la Tabla 4.11, mientras que la Tabla 4.12 muestra los datos equivalentes para el sistema con bomba de calor, incluyendo el ahorro generado. El balance anual indica una reducción del OPEX térmico del 20.2 %, con un ahorro económico neto de 670,608 € anuales.

Tabla 4-11: Balance energético y económico mensual sin bomba de calor

MES	T agua red [°C]	Consumo gas [MWh-PCS]	Coste gas [€]	Consumo electricidad [MWh-e]	Coste electricidad [€]	OPEX total [€]
Enero	10	3,214	174,891	400	30,037	204,929
Febrero	9	3,008	163,657	344	25,832	189,488
Marzo	10	3,214	174,891	400	30,037	204,929
Abril	12.5	3,730	202,978	541	40,551	243,529
Mayo	15	4,246	231,064	681	51,064	282,129
Junio	17	4,659	253,534	793	59,475	313,009
Julio	20	5,279	287,238	961	72,091	359,329
Agosto	21	5,485	298,472	1,017	76,297	374,769
Septiembre	20	5,279	287,238	961	72,091	359,329
Octubre	16.5	4,556	247,916	765	57,372	305,289
Noviembre	13	3,833	208,595	569	42,653	251,249
Diciembre	11.5	3,524	191,743	485	36,035	228,089
AÑO	-	50,028	2,722,218	7,918	593,847	3,316,065

Tabla 4-12: Balance económico mensual con bomba de calor y ahorro generado

MES	Electricidad consumida [MWh-e]	Coste electricidad [€]	Coste mantenimiento [€]	Ahorro [€]
Enero	2,100	157,465	24,368	23,095
Febrero	1,988	149,115	24,368	16,006
Marzo	2,100	157,465	24,368	23,095
Abril	2,378	178,342	24,368	40,819
Mayo	2,656	199,218	24,368	58,543
Junio	2,879	215,919	24,368	72,722
Julio	3,213	240,971	24,368	93,990
Agosto	3,324	249,322	24,368	101,079
Septiembre	3,213	240,971	24,368	93,990
Octubre	2,823	211,744	24,368	69,177
Noviembre	2,434	182,517	24,368	44,364
Diciembre	2,267	169,991	24,368	33,729
AÑO	31,374	2,353,041	292,416	670,608

En la Tabla 4.13 se detalla la inversión inicial necesaria para la instalación. El coste total asciende a 5.85 millones de euros, dominado por el compresor (61 % del total). El mantenimiento anual, calculado como el 5 % del CAPEX, representa 292,416 €.

Tabla 4-13: Desglose de la inversión inicial (Escenario base)

CONCEPTO	INVERSIÓN [€]
Intercambiador Agua (ICAP)	11,218
Intercambiador Mosto (ICM)	6,196
Intercambiador Aceite (ICAT)	6,174
Intercambiador Regenerador (REG)	3,102
Compresor	3,572,272
Instrumentos, tuberías e instalación	2,249,352
TOTAL, INVERSIÓN	5,848,314

Con estos datos, se obtienen los siguientes indicadores económicos clave:

- LCOH: 78.15 €/MWh-t

- Inversión específica: 450 €/kW-t
- Periodo de retorno (PR): 14.7 años
- Valor actual neto (VAN): 1.63 M€

A pesar del enfoque conservador, el sistema ya resulta competitivo, con un LCOH ligeramente inferior al coste actual de operación (82 €/MWh-t) y una mejora sustancial en sostenibilidad debido a la reducción de emisiones asociada al uso de electricidad frente a gas natural, así como al consumo de agua evitado en las torres del *chiller*. La inversión específica obtenida es acorde con el valor máximo de la horquilla establecida por los fabricantes de este tipo de bombas de calor (MAN Energy Solutions, 2021)

La Figura 4.15 muestra la descomposición del LCOH por tipo de coste. Se observa que los costes eléctricos representan más del 70% del total, mientras que el CAPEX y el mantenimiento tienen un peso relativo menor.

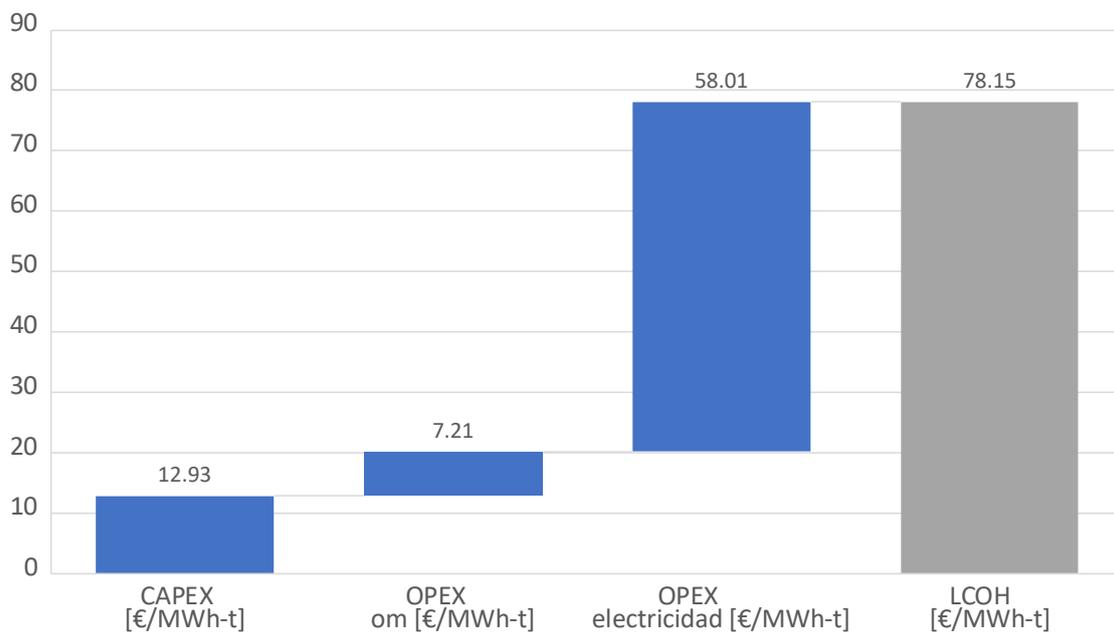


Figura 4-15. Desglose del LCOH por tipo de coste

Por último, se ha realizado un análisis de sensibilidad del período de retorno frente a distintas subvenciones a la inversión, cuyos resultados se representan en la Figura 4.16. Tal como se detalla en la metodología, este análisis permite estimar el efecto de distintas ayudas económicas: una subvención del 30 % reduciría el PR por debajo de los 10 años, y una del 60 %, por debajo de los 4 años.

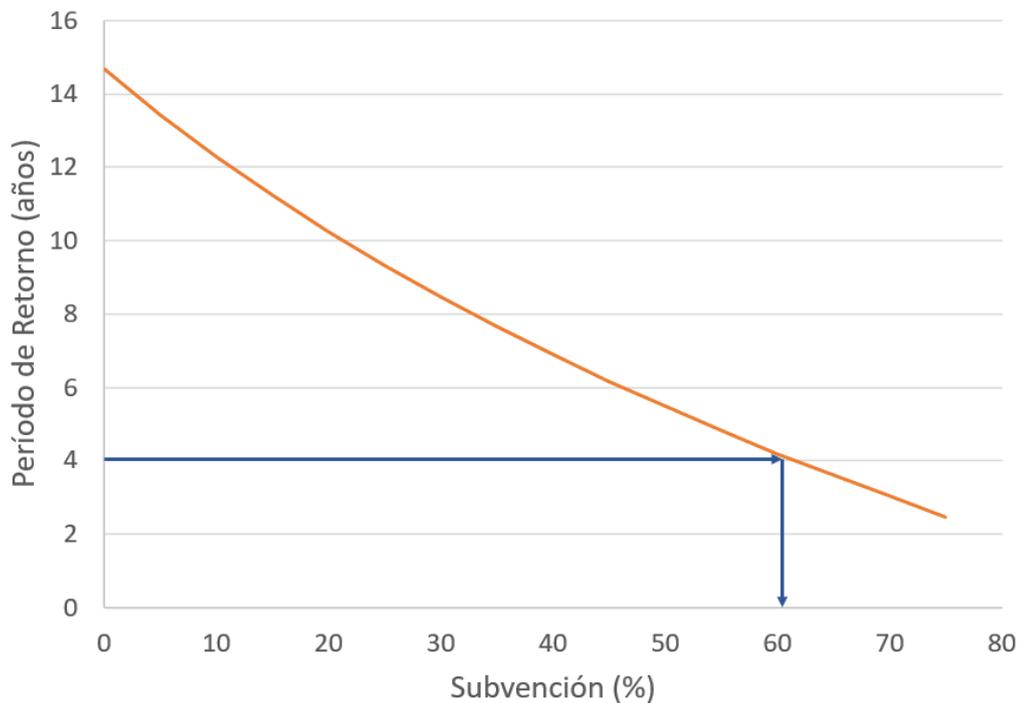


Figura 4-16. Evolución del periodo de retorno (PR) en función del porcentaje de subvención sobre la inversión

En conjunto, el escenario base demuestra que el sistema ya es económicamente viable en ausencia de incentivos. Además, su atractivo se incrementa notablemente en contextos de mayor presión regulatoria sobre el gas o con apoyo público a la inversión industrial.

4.4.3 ESCENARIO OPTIMISTA I

Este segundo escenario plantea una versión mejorada del caso base, en la que se aplican condiciones más favorables de financiación y operación, siguiendo los supuestos definidos en la metodología. Se han considerado las siguientes modificaciones:

- Reducción de la tasa de descuento (WACC) al 5 %, simulando acceso a financiación verde o condiciones bonificadas.
- Mantenimiento anual reducido al 3 % del CAPEX, en línea con instalaciones industriales optimizadas.
- Duplicación de la capacidad térmica útil del sistema, aprovechando las economías de escala en los costes de los componentes principales.
- Tasa nominal de actualización del coste del CO₂ al 3.5%

Los balances energéticos y económicos mensuales se recogen en las Tablas 4.14 y 4.15, y permiten estimar un ahorro anual de 2,39 millones de euros frente al sistema convencional.

Tabla 4-14: Balance energético y económico mensual sin bomba de calor.

MES	T agua red [°C]	Consumo gas [MWh-PCS]	Coste gas [€]	Consumo electricidad [MWh-e]	Coste electricidad [€]	OPEX total [€]
ENERO	10	6,428	394,178	801	60,074	454,252
FEBRERO	9	6,015	368,857	689	51,664	420,520
MARZO	10	6,428	394,178	801	60,074	454,252
ABRIL	12.5	7,460	457,480	1,081	81,101	538,582
MAYO	15	8,493	520,783	1,362	102,129	622,912
JUNIO	17	9,319	571,425	1,536	118,950	690,376
JULIO	20	10,557	647,389	1,922	144,183	791,572
AGOSTO	21	10,970	672,710	1,922	144,183	825,303
SEPTIEMBRE	20	10,557	647,389	1,922	144,183	791,572
OCTUBRE	16.5	9,112	558,765	1,530	114,745	673,510
NOVIEMBRE	13	7,667	470,141	1,137	85,037	555,448
DICIEMBRE	11.5	7,048	432,159	969	72,691	504,850
AÑO	-	100,055	6,135,454	15,836	1,187,694	7,323,148

Tabla 4-15: Balance económico mensual con bomba de calor y ahorro generado

MES	Electricidad consumida [MWh-e]	Coste electricidad [€]	Coste mantenimiento [€]	Ahorro [€]
ENERO	4,199	314,931	19,321	75,605
FEBRERO	3,976	298,230	19,321	61,426
MARZO	4,199	314,931	19,321	75,605
ABRIL	4,756	356,684	19,321	111,052
MAYO	5,312	398,436	19,321	146,500
JUNIO	5,758	431,839	19,321	174,857
JULIO	6,426	481,942	19,321	217,394
AGOSTO	6,649	498,643	19,321	231,573
SEPTIEMBRE	6,426	481,942	19,321	217,394
OCTUBRE	5,647	423,488	19,321	167,768
NOVIEMBRE	4,867	365,034	19,321	118,142
DICIEMBRE	4,533	339,982	19,321	96,873
AÑO	62,748	4,706,082	231,858	1,694,190

El detalle de inversión inicial se presenta en la Tabla 4.16. El coste total asciende a 7.73 millones de euros, donde el compresor representa un 61 % del total. El coste anual de mantenimiento se estima en 231,858 €, correspondiente al 3 % del CAPEX.

Tabla 4-16: Desglose de la inversión inicial (Escenario optimista I)

CONCEPTO	INVERSIÓN [€]
Intercambiador Agua (ICAP)	18,924
Intercambiador Mosto (ICM)	10,453
Intercambiador Aceite (ICAT)	10,416
Intercambiador Regenerador (REG)	5,233
Compresor	4,711,028
Instrumentos, tuberías e instalación	2,972,533
TOTAL INVERSIÓN	7,728,586

Con estos datos, se obtienen los siguientes indicadores económicos:

- Ahorro económico anual: 1.69 M€
- Coste nivelado de calor (LCOH): 67.6 €/MWh-t
- Inversión específica: 297 €/kW-t
- Periodo de retorno (PR): 4.8 años
- Valor actual neto (VAN): 25.89 M€

Estos valores reflejan una mejora sustancial respecto al escenario base, especialmente en el LCOH y en el periodo de retorno. La reducción del WACC disminuye el peso financiero, mientras que la optimización del mantenimiento y la ley de escala permiten reducir tanto el coste específico como los gastos fijos. La inversión específica obtenida es acorde con el valor mínimo de la horquilla establecida por los fabricantes de este tipo de bombas de calor (MAN Energy Solutions, 2021)

La Figura 4.17 representa la descomposición del LCOH en este escenario, con una distribución más equilibrada y una menor contribución relativa del CAPEX.

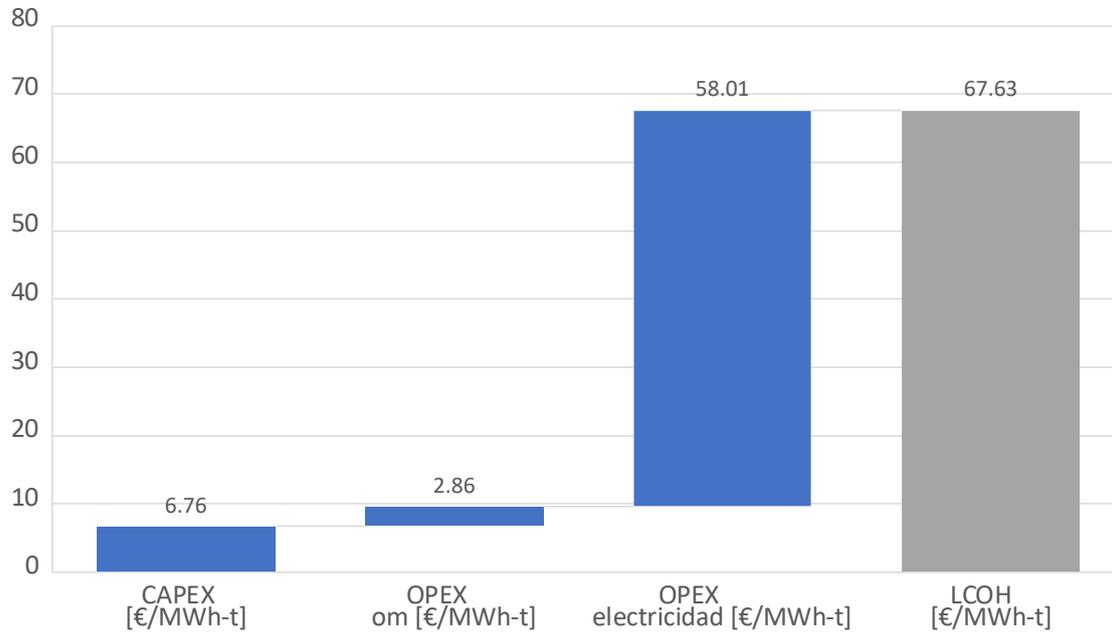


Figura 4-17. Desglose del LCOH por tipo de coste

El escenario optimista I confirma la viabilidad técnica y financiera del sistema bajo condiciones favorables, con un periodo de retorno inferior a cinco años y un LCOH competitivo frente a las tecnologías convencionales.

4.4.4 ESCENARIO OPTIMISTA II

Este escenario parte de las mismas condiciones técnicas y económicas que el Escenario optimista I, pero elimina la tasa de actualización anual del coste del CO₂, con objeto de medir su impacto.

Se mantienen, por tanto, las siguientes condiciones:

- Tasa de descuento (WACC): 5 %
- Mantenimiento: 3 % del CAPEX
- Capacidad térmica duplicada respecto al escenario base
- Tasa nominal de actualización del coste del CO₂ al 0%

La consideración respecto a la actualización del coste del CO₂ reduce el coste de operación del sistema convencional, lo que disminuye el diferencial de ahorro generado por la bomba de calor.

Los resultados mensuales y anuales de costes energéticos y ahorros generados se presentan en las Tablas 4.17 y 4.18.

Tabla 4-17: Costes energéticos actuales (Escenario optimista II)

MES	T agua red [°C]	Consumo gas [MWh-PCS]	Coste gas [€]	Consumo electricidad [MWh-e]	Coste electricidad [€]	OPEX total [€]
ENERO	10	6,428	349,783	801	60,074	409,857
FEBRERO	9	6,015	327,313	689	51,664	378,977
MARZO	10	6,428	349,783	801	60,074	409,857
ABRIL	12.5	7,460	405,956	1,081	81,101	487,057
MAYO	15	8,493	462,129	1,362	102,129	564,258
JUNIO	17	9,319	507,068	1,586	118,950	626,018
JULIO	20	10,557	574,475	1,922	144,183	718,658
AGOSTO	21	10,970	596,945	1,922	152,594	749,538
SEPTIEMBRE	20	10,557	574,475	1,922	144,183	718,658
OCTUBRE	16.5	9,112	495,833	1,530	114,745	610,578
NOVIEMBRE	13	7,667	417,190	1,137	85,037	502,497
DICIEMBRE	11.5	7,048	383,487	969	72,691	456,177
AÑO	–	100,055	5,444,436	15,836	1,187,694	6,632,130

Tabla 4-18: Resultados bomba de calor y ahorro generado (Escenario optimista II)

MES	Electricidad consumida [MWh-e]	Coste electricidad [€]	Coste mantenimiento [€]	Ahorro [€]
ENERO	4,199	314,931	19,321	75,605
FEBRERO	3,976	298,230	19,321	61,426
MARZO	4,199	314,931	19,321	75,605
ABRIL	4,756	356,684	19,321	111,052
MAYO	5,312	398,436	19,321	146,500
JUNIO	5,758	431,839	19,321	174,857
JULIO	6,426	481,942	19,321	217,394
AGOSTO	6,649	498,643	19,321	231,573
SEPTIEMBRE	6,426	481,942	19,321	217,394
OCTUBRE	5,647	423,488	19,321	167,768
NOVIEMBRE	4,867	365,034	19,321	118,142
DICIEMBRE	4,533	339,982	19,321	96,873
AÑO	62,748	4,706,082	231,858	1,694,190

En la Tabla 4.19 se presenta el desglose de la inversión inicial, idéntica a la del escenario optimista I. El compresor continúa siendo el principal componente, con un 61 % del total.

Tabla 4-19: Desglose de la inversión inicial (Escenario optimista II)

CONCEPTO	INVERSIÓN [€]
Intercambiador Agua (ICAP)	18,924
Intercambiador Mosto (ICM)	10,453
Intercambiador Aceite (ICAT)	10,416
Intercambiador Regenerador (REG)	5,233
Compresor	4,711,028
Instrumentos, tuberías e instalación	2,972,533
TOTAL, INVERSIÓN	7,728,586

Los principales indicadores económicos resultantes son:

- Ahorro económico anual: 1.69 M€
- LCOH: 67.6 €/MWh-t
- Inversión específica: 297 €/kW-t
- Periodo de retorno (PR): 5.3 años
- Valor actual neto (VAN): 16.15 M€

La Figura 4.18 muestra que el LCOH se mantiene constante, ya que los costes de la bomba de calor no dependen del precio del carbono. Sin embargo, al reducirse el coste del sistema convencional, la rentabilidad comparativa disminuye ligeramente.

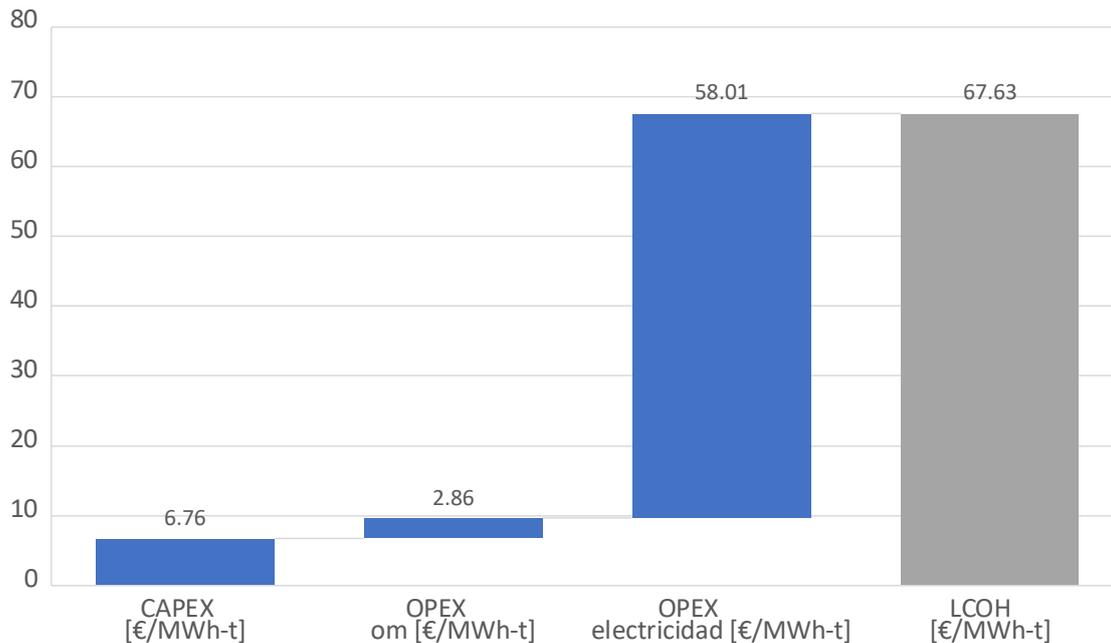


Figura 4-18. Desglose del LCOH por tipo de coste (Escenario optimista II)

Para facilitar la comparación entre escenarios, la Figura 4.19 presenta los LCOH obtenidos en los tres casos analizados. Tanto el Escenario optimista I como el II muestran un coste térmico un 13.5 % inferior al del escenario base.

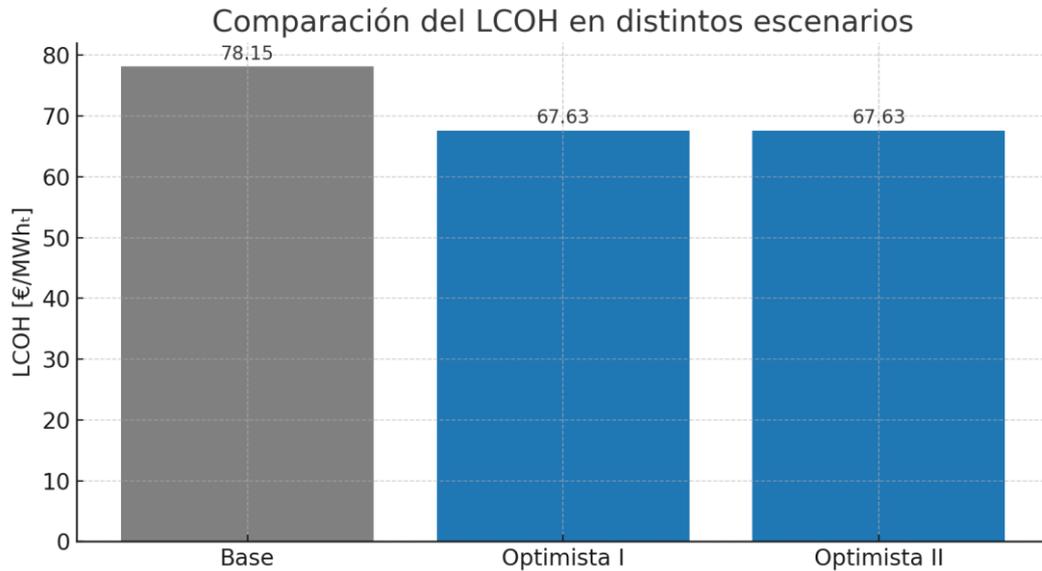


Figura 4-19. Comparación del LCOH entre escenarios: base vs. optimista I vs. optimista II

Este escenario demuestra que la bomba de calor sigue siendo una opción sólida incluso en contextos regulatorios menos exigentes, donde la penalización por emisiones de carbono deja de crecer: se mantiene un LCOH competitivo y un retorno de la inversión inferior a seis años, reforzando su viabilidad a largo plazo.

Capítulo 5. CONCLUSIONES

Este proyecto ha permitido diseñar, modelar y evaluar un sistema basado en una bomba de calor de alta temperatura integrada en una planta cervecera, con el objetivo de valorizar el calor residual del mosto tras la cocción. Mediante el uso de un ciclo Rankine inverso regenerativo con CO₂ como fluido de trabajo, se ha demostrado la viabilidad técnica de reutilizar dicha energía térmica para cubrir otras necesidades del proceso, evitando el uso de calderas convencionales. Esta solución permite reducir el consumo de combustibles fósiles, mejorar la eficiencia global del sistema y facilitar la electrificación del suministro térmico.

Con el objetivo de validar el comportamiento del sistema, se caracterizaron los principales coeficientes de rendimiento (COP) bajo diferentes condiciones de operación. Tal y como se recoge en la Tabla 4.1, el sistema alcanza un COP máximo de 6,162, asociado a condiciones de baja temperatura de entrada del agua de red. Incluso en las condiciones más exigentes del caso base, se mantuvo un rendimiento superior a 3,5, lo que evidencia la robustez del diseño y su capacidad para operar de forma eficiente a lo largo del año. En la Figura 4.1, se observa cómo el COP se ve fuertemente influenciado por la temperatura del agua de red, confirmando la importancia de esta variable, ya destacada en la metodología.

Desde el punto de vista técnico, el sistema propuesto ha demostrado ser viable tanto en su diseño como en su implementación. Respecto al dimensionado de los conductos, se ha logrado dimensionar cada uno de ellos para todas las condiciones de operación en función del agua de red, además de seleccionar materiales compatibles con las condiciones térmicas y de presión de cada circuito, asegurando la durabilidad y seguridad operativa del sistema (Tablas 4.6 a 4.9). Asimismo, el diseño del compresor, basado en una configuración radial de una etapa, ha mostrado ser adecuado para alcanzar la relación de compresión requerida con alta eficiencia, como valida su posición operativa en el diagrama de Balje (Figura 4.12). Finalmente, los intercambiadores de calor se han dimensionado para cumplir un pinch point

mínimo de 10 °C, lo que garantiza un buen equilibrio entre rendimiento térmico y tamaño de equipo, contribuyendo a la eficiencia general del ciclo (Tabla 4.10).

Desde el punto de vista económico, el sistema ha demostrado ser viable en varios escenarios. La Figura 4.16 muestra la evolución del periodo de retorno en función del porcentaje de subvención, confirmando la sensibilidad del sistema ante ayudas públicas, con un periodo de retorno inferior a 4 años al 60% de inversión. La inversión total estimada oscila entre 5,8 y 7,7 millones de euros, en función de las condiciones de operación y de la existencia de ayudas a la inversión (Tablas 4.11c a 4.13c). El LCOH obtenido se sitúa entre 68,78 y 83,13 €/MWh, siendo competitivo respecto al coste del gas natural industrial incluso en el escenario base, y aún más favorable en condiciones optimizadas. Este rango de LCOH se encuentra alineado con los objetivos de descarbonización industrial establecidos a nivel europeo, que apuntan a valores inferiores a 80 €/MWh en tecnologías térmicas renovables para 2030 [19]. En cuanto a los costes operativos, que junto con el CAPEX conforman el LCOH, el OPEX anual total se ha estimado entre 3,32 y 6,63 millones de euros según el escenario. Este coste se desglosa en OPEX eléctrico y OPEX de mantenimiento. A partir de estos valores, se confirma que la rentabilidad del sistema está fuertemente condicionada por el precio de la electricidad, lo que refuerza el interés de integrar la bomba de calor en estrategias de autoconsumo o mediante contratos a largo plazo con fuentes renovables, reduciendo así la exposición a la volatilidad del mercado energético, como se explora con más detalle en el apartado 5.1 sobre posibles desarrollos futuros.

En conjunto, los resultados técnicos y económicos permiten concluir que el sistema propuesto no solo es viable y eficiente, sino también adaptable a diferentes niveles de calor residual y condiciones económicas, posicionándose como una alternativa sostenible y escalable para descarbonizar procesos térmicos industriales.

5.1 DESARROLLOS FUTUROS

El presente estudio sienta las bases para futuras líneas de trabajo que permitan ampliar el alcance del sistema diseñado. Una de las extensiones más inmediatas sería su aplicación a otros sectores industriales con demanda térmica en rangos similares [2], como la industria papelera, textil o química. También sería interesante explorar la hibridación del sistema con calderas de respaldo o con generación fotovoltaica, lo que permitiría maximizar la cobertura renovable y mejorar la gestión de la demanda eléctrica [3].

Asimismo, podría estudiarse la integración de un sistema de almacenamiento térmico en el circuito de aceite térmico, de forma que se desacople la producción de calor residual de su aprovechamiento, aumentando así la flexibilidad operativa del sistema. Este enfoque permitiría responder con mayor eficacia a los precios horarios de la electricidad o a variaciones en la demanda térmica. Además, se podrían estudiar estrategias de operación flexible que permitan a la bomba de calor actuar como un recurso energético distribuido, participando en servicios de balanceo o en mercados de flexibilidad, lo cual mejoraría aún más su rentabilidad y aportación al sistema eléctrico.

Dado que el coste de la electricidad constituye una parte significativa del OPEX, se propone como línea futura la integración de la bomba de calor en estrategias de autoconsumo o contratos de suministro renovable a largo plazo (PPAs). Esta solución no solo permite estabilizar los costes operativos y reducir la exposición a la volatilidad del mercado eléctrico, sino que contribuye de forma directa a la descarbonización del suministro térmico al garantizar que el calor generado provenga de fuentes limpias.

De este modo, el sistema no dependería del mix eléctrico nacional, sino que se alinearía plenamente con los objetivos de neutralidad climática, mejorando su perfil ambiental y facilitando el cumplimiento de estándares ESG y normativas como la taxonomía verde europea. Esta estrategia también permitiría maximizar el retorno de las inversiones sostenibles, consolidando al sistema como una alternativa escalable y alineada con los principios de la transición energética industrial.

Capítulo 6. BIBLIOGRAFÍA

- [11] International Energy Agency. (2018). *Clean and efficient heat for industry: Analysis*. IEA. [Clean and efficient heat for industry – Analysis - IEA](#)
- [12] International Energy Agency. (2022). *Renewables 2022: Renewable heat*. IEA. [Renewable heat – Renewables 2022 – Analysis - IEA](#)
- [13] European Commission, Joint Research Centre. (2015). *Energy use in the EU food sector*. Publications Office of the European Union. [Energy use in the EU food sector - Publications Office of the EU](#)
- [14] International Energy Agency (IEA). (2022). *Heat in industry – Analysis and forecast to 2030: Industrial heat demand by temperature range, 2018 – Charts*. IEA. <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/industrial-heat-demand-by-temperature-range-2018>
- [15] Trane. (2011, noviembre). *Chiller System Design and Control* <https://www.slideshare.net/slideshow/trane-design-chillerpdf/256912011>
- [16] OLVONDO Technology AS. (2018, diciembre 4). *Stirling heat pump for high temperature industrial use (Highlift)* [Ficha técnica]. Horizonte 2020, Unión Europea. <https://cordis.europa.eu/project/id/831062>
- [17] International Energy Agency. (2021, 17 de noviembre). *Global growth in renewable heat consumption in the IEA outlook and Net Zero Scenario, 2021–2026* [Gráfico]. IEA. <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/global-growth-in-renewable-heat-consumption-in-the-iea-outlook-and-net-zero-scenario-2021-2026>
- [18] REN21. (2023). *Renewables 2023 Global Status Report: Global Overview* [Reporte]. REN21 Secretariat. https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2023_GlobalOverview_Full_Report_with_endnotes_web.pdf
- [19] Paardekooper, S., Lund, R., Mathiesen, B. V., Chang, M., Persson, U., & Grundahl, L. (2018). *Heat Roadmap Europe 4: Quantifying the impact of low-carbon heating and cooling roadmaps* [Proyecto HRE4]. Aalborg University. https://vbn.aau.dk/files/288075507/Heat_Roadmap_Europe_4_Quantifying_the_Impact_of_Low_Carbon_Heating_and_Cooling_Roadmaps..pdf

- [20] Eurostat. (2025, mayo 27). *Energy statistics – an overview* [Estadística]. Eurostat. https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Energy_statistics_-_an_overview (código de datos: nrg_bal_c)
- [21] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico (MITECO). (2023). *Memoria anual 2023* [Informe anual]. https://www.miteco.gob.es/content/dam/miteco/es/ministerio/servicios/publicaciones/memoria-2023/completo/MEMORIA_2023.pdf
- [22] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico (MITECO) & Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2022). *Ficha síntesis eficiencia energética 2022* [Ficha técnica]. IDAE. https://www.idae.es/sites/default/files/estudios_informes_y_estadisticas/Ficha_sintesis_EE_2022_041024_OK_accesib.pdf
- [23] International Energy Agency – Technology Collaboration Programme on Heat Pumping Technologies (IEA-HPT TCP). (2023). *Industrial Heat Pump Technology Roadmap* [Hoja informativa / Fact sheet]. IEA-HPT TCP. Basado en el Anexo 58 (High-Temperature Heat Pumps, 2021–2023). <https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/>
- [24] European Heat Pump Association (EHPA). (2024, enero 30). *Publish the Heat Pump Action Plan today* [Carta abierta]. https://warmte-pompen.nl/wp-content/uploads/2024/01/CEO-letter-to-EU-Commission-Publish-Heat-Pump-Action-Plan-today_FINAL_30-Jan-2024-2.pdf
- [25] European Commission. (2022, 18 de mayo). *REPowerEU: Joint EU action for more affordable, secure and sustainable energy* [Comunicación de política]. Diario Oficial de la Unión Europea. https://energy.ec.europa.eu/topics/markets-and-consumers/actions-and-measures-energy-prices/repowereu-3-years_en
- [26] United States Congress. (2022, 16 de agosto). *Inflation Reduction Act of 2022*, Pub. L. No. 117-169, 136 Stat. 1818. Recuperado de <https://www.congress.gov/bill/117th-congress/house-bill/5376/text>
- [27] International Energy Agency. (2023). *Heat Pump Market Trends 2023* [Reporte]. IEA. Recuperado de <https://www.iea.org/energy-system/buildings/heat-pumps>
- [28] International Energy Agency. (2024, 29 de julio). *Heat pump sales by country or region, 2019–2023* [Gráfico]. IEA. Recuperado de <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/heat-pump-sales-by-country-or-region-2019-2023>
- [29] International Energy Agency. (2023, septiembre 26). *Heat pump manufacturing capacity by announced projects in the Net Zero Scenario, 2022–2030* [Gráfico]. IEA. Recuperado de <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/heat-pump-manufacturing-capacity-by-announced-projects-in-the-net-zero-scenario-2022-2030>
- [30] International Energy Agency. (2023, abril 4). *Heat pump manufacturing capacity by country or region according to announced projects and in the Net Zero Scenario* [Gráfico]. IEA. Recuperado de

- <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/heat-pump-manufacturing-capacity-by-country-or-region-according-to-announced-projects-and-in-the-net-zero-scenario>
- [31] Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización (AFEC) para el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2023). *La bomba de calor en la rehabilitación energética de edificios* [Guía técnica]. IDAE. https://www.idae.es/sites/default/files/documentos/publicaciones_idae/Guias_IDAE_La_Bomba_de_calor_2023_V11.pdf
- [32] Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización (AFEC) para el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2023, septiembre). *La bomba de calor en la rehabilitación energética de edificios* [Guía técnica]. AFEC & IDAE. Recuperado de https://www.idae.es/sites/default/files/documentos/publicaciones_idae/Guias_IDAE_La_Bomba_de_calor_2023_V11.pdf
- [33] International Energy Agency & Tsinghua University Building Energy Research Center. (2024). *Schematic: Heat pump types and applications* [Gráfico]. En *The Future of Heat Pumps in China* (IEA, abril 2024). Recuperado de <https://www.iea.org/reports/the-future-of-heat-pumps-in-china/schematic-heat-pump-types-and-applications>
- [34] Arpagaus, C., Bless, F., Uhlmann, M., & Bertsch, S. S. (2018). *High-temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials*. *Energy*, 152, 985–1010. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.166>
- [35] European Parliament & Council. (2024, febrero 7). *Regulation (EU) 2024/573 on fluorinated greenhouse gases, amending Directive (EU) 2019/1937 and repealing Regulation (EU) No 517/2014* [Reglamento]. *Official Journal of the European Union*. Recuperado de <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/?uri=CELEX:32024R0573>
- [36] Zhou, D., Meng, Z., Liu, Y., Dong, S., Zhang, F., Ding, C., Huo, Z., & Wang, M. (2023). *Theoretical study of low-GWP refrigerants in high-temperature heat pump systems*. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 18, 881–886. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctad059>
- [37] Area Cooling Solutions. (2023, noviembre). *CO₂ vs. HFC/HFO refrigeration cycle efficiency* [Artículo técnico]. Area Academy. Recuperado de <https://areacooling.com/areacademy/co2-vs-hfc-hfo-refrigeration-cycle-efficiency/>
- [38] Aprea, C., Greco, A., & Maiorino, A. (2010). *Energy and exergy analysis of R134a and R410A refrigerants in a vapor compression refrigeration cycle using a scroll compressor*.

- International Journal of Energy Research*, 34(15), 1315–1326.
<https://doi.org/10.1002/er.1633>
- Figura adaptada: Schematic of the reverse Rankine cycle. Recuperado de
https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-the-reverse-Rankine-cycle_fig6_50283644
- [39] Fuste, S. (2013). *Análisis termodinámico de los ciclos de Rankine* (Trabajo de Fin de Grado). Universitat Politècnica de Catalunya.
- [40] Kim, M. H., Pettersen, J., & Bullard, C. W. (2004). Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(2), 119–174. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>
- [41] NORSEK Standardization of Industry. (2006, septiembre). *NORSEK Standard P-001: Process Design* (5ª ed.). Standards Norway.
- [42] The American Society of Mechanical Engineers. (2007). *ASME B31.1–2007: Power Piping* (Revisión de ASME B31.1–2004).
- [43] The American Society of Mechanical Engineers. (2004). *ASME B36.10M: Welded and Seamless Wrought Steel Pipe*.
- [44] Bantle, M. (2022). *Electrification by High Temperature Heat Pumps* [Presentación]. IEA HPT TCP. Recuperado de <https://heatpumpingtechnologies.org/wp-content/uploads/2022/05/04-michael-bantle-electrification-by-high-temperature-heat-pumps.pdf>
- [45] Gambini, M., & Vellini, M. (2021). *Turbomachinery: Fundamentals, Selection and Preliminary Design* (Springer Tracts in Mechanical Engineering, vol. STME). Springer.
- [46] Cordier, O. (1953). Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen. *BWK*, 6(10), 337–340.
- [47] Maxwell, C. (2024). *Cost Indices*. Retrieved March 11, 2024, from <https://toweringskills.com/financial-analysis/cost-indices/#cepci-2001-to-present>
- [48] Bejan, A. (1997). *Construction Costs and Design Economics*. John Wiley & Sons.
- [49] SNL Laboratories. (n.d.). *Annex I: Investment Estimation*, p. 75.
- [50] ONU. Objetivos y metas de desarrollo sostenible. Nov. de 2023. url: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/sustainable-development-goals/>.

ANEXO: ALINEACIÓN CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE (ODS)

Los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS), definidos por la Organización de Naciones Unidas (ONU), surgen de la necesidad de alcanzar un mundo más justo, equilibrado y sostenible, haciendo frente a desafíos globales como el cambio climático, la desigualdad, la pobreza energética o la degradación ambiental. Cada ODS actúa como una hoja de ruta para orientar proyectos tecnológicos, industriales y sociales hacia un modelo de desarrollo más responsable [40]. En este contexto, el presente proyecto se alinea con los siguientes ODS:

ODS 7: Garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna para todos

El objetivo 7 promueve la universalización del acceso a energía limpia, con costes razonables y bajo impacto ambiental. En este proyecto, dicha misión se materializa a través del aprovechamiento del calor residual en una instalación industrial mediante una bomba de calor de alta temperatura basada en un ciclo Brayton inverso con CO₂. Se propone así una alternativa eficiente para generar energía térmica sin recurrir a la quema directa de combustibles fósiles.

La solución planteada permite generar calor útil a partir de una fuente previamente considerada como desecho, con un consumo eléctrico relativamente bajo y, por tanto, con una mejora significativa del rendimiento global. Esta estrategia no solo reduce la huella de carbono del proceso, sino que también aporta resiliencia energética, al depender en menor medida del precio volátil del gas natural y al abrir la puerta al uso de electricidad de origen renovable. Así, se impulsa un modelo de energía más sostenible, asequible y adaptado a los retos de descarbonización industrial.

ODS 9: Construir infraestructuras resilientes, promover la industrialización sostenible y fomentar la innovación

El proyecto responde directamente al objetivo 9 al plantear la incorporación de tecnología innovadora y sostenible en un entorno industrial tradicional. El diseño y la implementación de una infraestructura térmica basada en un ciclo regenerativo con CO₂ suponen un cambio cualitativo respecto a los sistemas convencionales, apostando por soluciones más eficientes, modulables y de menor impacto ambiental.

Además, el uso de refrigerantes naturales y la recuperación de calor residual impulsan un modelo de industrialización más circular, donde los recursos energéticos se reutilizan y optimizan en lugar de desecharse. Se promueve así la innovación no solo en los equipos, sino también en los procesos, alineando la instalación con las estrategias europeas de modernización del tejido productivo, resiliencia climática y mejora de la competitividad industrial.

ODS 12: Garantizar modalidades de consumo y producción sostenibles

El objetivo 12 se centra en fomentar un uso más eficiente de los recursos y en reducir los impactos negativos asociados al modelo productivo actual. En este proyecto, la adopción de una bomba de calor de alta temperatura permite minimizar el consumo de combustibles fósiles, optimizar el uso del calor disponible y reducir tanto las emisiones como el desperdicio energético.

El sistema planteado favorece la implantación de modelos industriales más responsables, donde la eficiencia energética y la recuperación de recursos se convierten en pilares de la producción. Además, al dar visibilidad a los beneficios técnicos y ambientales del sistema, se contribuye a sensibilizar al personal técnico y a otros agentes del sector, facilitando la replicabilidad y la adopción de prácticas de consumo energético más sostenibles a escala industrial.

ODS 13: Adoptar medidas urgentes para combatir el cambio climático y sus efectos

El proyecto se enmarca plenamente en el objetivo 13 al proponer una solución concreta para reducir las emisiones de CO₂ asociadas a los procesos térmicos industriales, uno de los principales focos emisores en sectores como el cervecero. Al sustituir total o parcialmente la generación de vapor mediante calderas de gas por un sistema eléctrico altamente eficiente, se consigue una disminución directa de emisiones de alcance 1 y se favorece la transición hacia una industria más baja en carbono. Además, si el suministro eléctrico proviene de fuentes renovables o se compensa con garantías de origen, el impacto ambiental del sistema puede reducirse aún más. Esta solución está alineada con los objetivos europeos de neutralidad climática, y contribuye a demostrar la viabilidad técnica de una transición energética basada en la eficiencia, la recuperación de calor y el uso de tecnologías limpias.