



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

GESTIÓN DE DEMANDA ELÉCTRICA EN UNA INDUSTRIA MEDIANTE LA INTEGRACIÓN DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO, BOMBA DE CALOR Y COGENERACIÓN

Autor

Sergio Ballano Espinosa

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Directora: Eva María Arenas Pinilla

Madrid

Julio de 2025

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
**“Gestión de demanda eléctrica en una industria mediante la integración de
almacenamiento térmico, bomba de calor y cogeneración”**

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2024/25 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.: Sergio Ballano Espinosa

Autorizada la entrega del proyecto

LOS DIRECTORES DEL PROYECTO



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

GESTIÓN DE DEMANDA ELÉCTRICA EN UNA INDUSTRIA MEDIANTE LA INTEGRACIÓN DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO, BOMBA DE CALOR Y COGENERACIÓN

Autor

Sergio Ballano Espinosa

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Directora: Eva María Arenas Pinilla

Madrid

Julio de 2025

Agradecimientos

Quisiera expresar mi más sincero agradecimiento a mis directores de Trabajo de Fin de Grado, José Ignacio Linares Hurtado y Eva María Arenas Pinilla, por su guía, disponibilidad y compromiso a lo largo de todo el desarrollo de este proyecto. En especial, agradezco profundamente a José Ignacio, por su implicación directa, su orientación técnica precisa y por haber sabido enfocar cada etapa del trabajo con claridad y exigencia. Su experiencia y confianza han sido claves para alcanzar los resultados presentados.

También quiero agradecer a mi familia, y especialmente a mis padres, por su apoyo incondicional durante toda mi etapa universitaria. Gracias por su ánimo y por estar siempre presentes. Este trabajo también es en parte suyo.

Gestión de demanda eléctrica en una industria mediante la integración de almacenamiento térmico, bomba de calor y cogeneración

Autor: Ballano Espinosa, Sergio.

Directores: Linares Hurtado, José Ignacio; Arenas Pinilla, Eva María.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

Este proyecto plantea un sistema innovador para gestionar la demanda eléctrica industrial mediante la integración de una bomba de calor de alta temperatura, almacenamiento y un motor térmico en fase de descarga para generar electricidad. El objetivo es aprovechar tarifas valle del sector eléctrico para almacenar calor y reutilizarlo posteriormente como calor útil y electricidad.

Durante la fase de carga, una bomba de calor alimentada con electricidad extrae energía de una corriente de calor residual industrial (20°C) y la transforma en calor útil, elevando una corriente externa de calor (de 130°C a 220°C) para uso como vapor de proceso. Simultáneamente, se calienta un sistema de almacenamiento basado en sales fundidas, que alcanza temperaturas de hasta 575 °C. En la fase de descarga, ese calor alimenta un ciclo termodinámico que genera electricidad para suministrar una industria y entregando excedentes a la red en caso de su existencia.

El sistema ha sido modelado dimensionando todos sus componentes, obteniendo un **COP superior a 1.4**, y un **rendimiento eléctrico del 33,64%**. La generación de electricidad supone un **LCOH de 50,64 \$/MWh**, una vez aplicado el factor de escala x3, gracias a que el coste de generación de vapor de 497,51 \$ lo rebaja. Por último, se obtiene un VAN de casi 34 M\$. El análisis económico confirma la viabilidad del sistema como sustituto limpio de otras tecnologías que pretenden la misma función mediante métodos contaminantes.

1. INTRODUCCIÓN

El actual proceso de transición energética está transformando la forma en que producimos y consumimos electricidad. A medida que las energías renovables ganan protagonismo en el mix eléctrico, también emergen nuevos retos: la variabilidad de la producción solar y eólica dificulta el equilibrio entre generación y consumo, y en ocasiones provoca situaciones de

excedente energético que no pueden ser aprovechadas por falta de flexibilidad en la demanda. Al mismo tiempo, el sector industrial continúa siendo uno de los mayores consumidores de energía, con un peso importante de la demanda térmica y eléctrica a su vez. Gran parte del calor utilizado en la industria proviene de fuentes fósiles y, además, una cantidad significativa de energía térmica se pierde como calor residual, desaprovechando un recurso valioso.

En este contexto, se vuelve urgente desarrollar soluciones que no solo permitan gestionar inteligentemente la electricidad disponible, sino también reaprovechar los recursos térmicos existentes de forma eficiente y limpia. Este proyecto nace precisamente con esa intención: diseñar un sistema capaz de transformar excedentes eléctricos para convertir el calor residual en calor útil para procesos industriales, y llegado el momento, el calor que ha sido almacenado, recuperarlo también como electricidad que se produce. El esquema global del sistema se puede apreciar en la Figura 1.

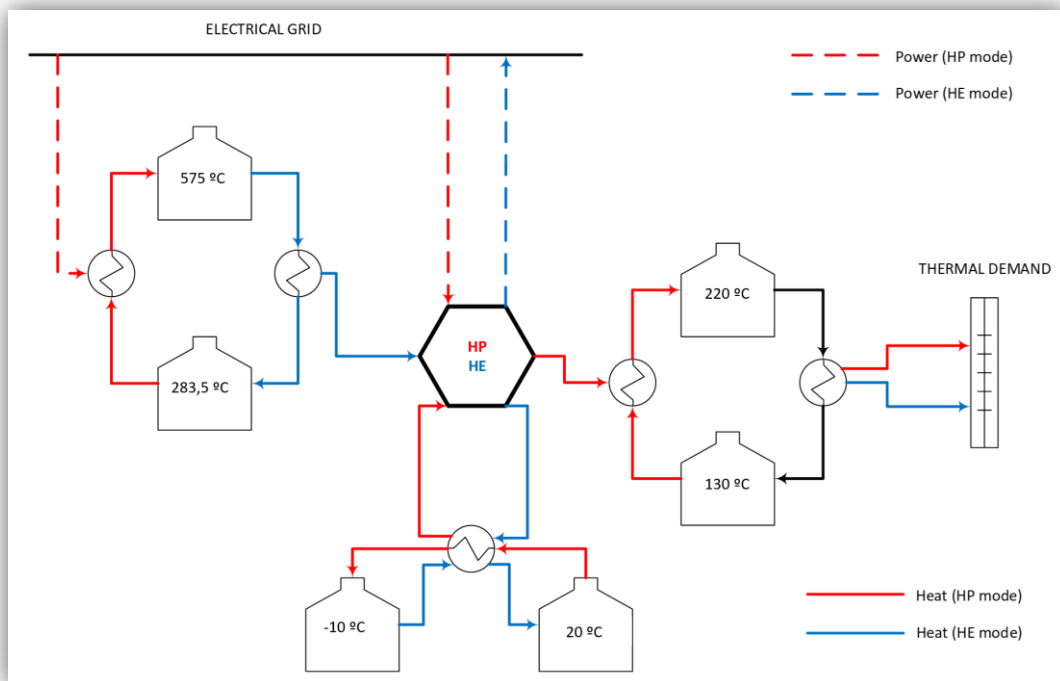


Figura 1: Esquema Global del sistema

2. ESTADO DE LA CUESTIÓN

Entre las tecnologías clave para descarbonizar la industria, destacan especialmente las bombas de calor de alta temperatura y los motores térmicos junto con almacenamiento térmico, por su capacidad de sustituir tecnologías tradicionales más contaminantes.

Las bombas de calor industriales tienen como objetivo principal elevar la temperatura de una fuente térmica residual, normalmente de baja temperatura (20–60 °C), hasta niveles útiles para el proceso industrial (120–200 °C), utilizando energía eléctrica como fuerza motriz. Su aplicación permite aprovechar corrientes de calor residual que normalmente se desperdiciarían, mejorando significativamente la eficiencia energética global de la planta. En la imagen de la izquierda de la Figura 2, se observa el principio de funcionamiento de una bomba de calor industrial: un circuito cerrado con compresor, evaporador, Condensador y válvula de expansión que transfiere calor desde una fuente fría hacia una demanda térmica de mayor temperatura.

Por su parte, los motores térmicos cumplen la función inversa: transforman calor en electricidad, mediante la expansión de un fluido de trabajo a través de una turbina. Aunque tradicionalmente este proceso ha estado asociado a ciclos de vapor alimentados por combustibles fósiles, la tendencia actual es evolucionar hacia sistemas cerrados y sin combustión directa, como los ciclos Brayton cerrados regenerativos. Estos motores pueden funcionar con CO₂ supercrítico como fluido de trabajo, lo que permite operar a altas presiones y temperaturas con alta densidad energética y sin impacto ambiental directo. En la imagen de la derecha de la Figura 2, se ilustra un sistema convencional de generación mediante turbina de gas y vapor, donde se aprecia el objetivo final del motor térmico: generar electricidad a partir del calor disponible.

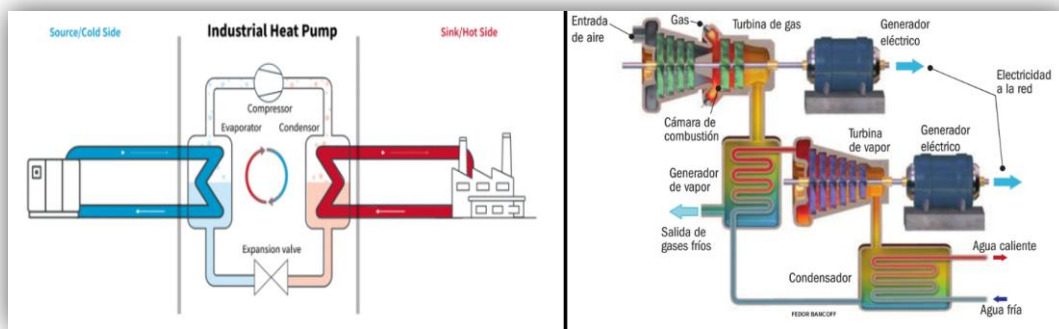


Figura 2: Esquema de bomba de calor y motor térmico

Además de las bombas de calor y los motores térmicos, el tercer pilar fundamental para habilitar la flexibilidad energética en la industria es el **almacenamiento térmico**. Esta tecnología permite **desacoplar temporalmente la generación y el uso del calor**, almacenándolo en medios como **sales fundidas**, que pueden alcanzar temperaturas superiores a los 500 °C [1]. De este modo, se pueden **aprovechar excedentes eléctricos renovables** durante las horas valle para calentar un medio térmico mediante efecto Joule (por ejemplo, resistencias), y liberar ese calor horas o días después, cuando la demanda energética lo requiera.

En el contexto de este trabajo, el almacenamiento térmico no solo actúa como **interfaz entre carga y descarga**, sino que también permite **modular el sistema según los precios del mercado eléctrico o la disponibilidad renovable**, ofreciendo una vía concreta para integrar de forma eficiente la energía renovable en entornos industriales. Su combinación con bombas de calor y ciclos Brayton cerrados constituye una solución avanzada, limpia y modular para avanzar hacia una industria más sostenible.

3. METODOLOGÍA

Los esquemas termodinámicos de los ciclos de carga y descarga, representados en la Figura 3, han sido modelados en EES (Engineering Equation Solver) considerando condiciones de contorno definidas por las necesidades térmicas y eléctricas de una industria tipo. Para la fase de carga, se parte de una corriente de calor residual a 20 °C y se eleva la temperatura de una corriente externa hasta 220 °C mediante una bomba de calor de alta temperatura. En la fase de descarga, se utiliza el calor almacenado en tanques de sales fundidas para accionar

una turbina y generar electricidad. El modelo opera de forma iterativa, ajustando automáticamente los parámetros a optimizar para cumplir restricciones energéticas y térmicas en cada punto del ciclo.

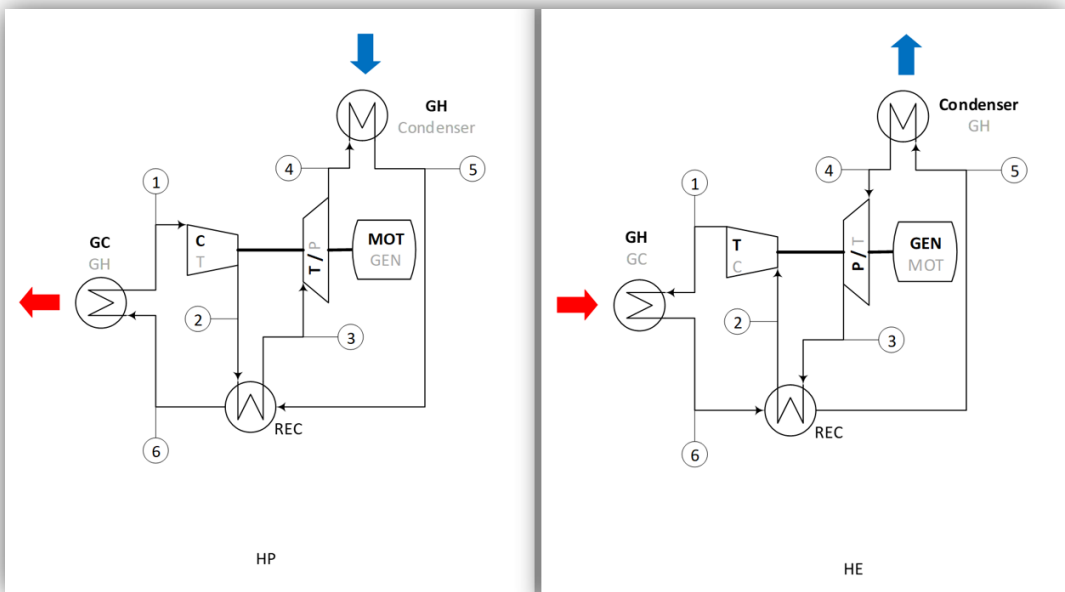


Figura 3: Esquemas de ciclos Brayton de carga y descarga

A partir de estos esquemas, se definieron los **parámetros a optimizar** en cada fase, que se detallan en las Tablas 1.1 (carga), y 1.2 (descarga):

Tabla 1.1: Parámetros a optimizar del ciclo de carga

Parámetro	Unidades
COP	p.u.
Flujo másico del CO_2 ($\dot{m}_{\text{CO}_2}$)	kg/s
Flujo másico del Agua glicolada ($\dot{m}_{\text{brine}}$)	kg/s
Flujo másico del aceite térmico ($\dot{m}_{\text{oil}}$)	kg/s
Consumo del Compresor ($\dot{W}_{\text{compr}}$)	kW
Consumo del Motor ($\dot{W}_{\text{motor}}$)	kW
Consumo de la turbina ($\dot{W}_{\text{turb}}$)	kW

Tabla 1.2: Parámetros a optimizar de la fase de descarga

Parámetro	Unidades
Eficiencia térmica del ciclo (η)	p.u.
Flujo másico del CO_2 ($\dot{m}_{CO_2}$)	kg/s
Flujo másico del Agua glicolada ($\dot{m}_{brine}$)	kg/s
Flujo másico de la sal fundida ($\dot{m}_{sal}$)	kg/s
Consumo de la bomba ($\dot{W}_{bomba}$)	kW
Consumo de la turbina ($\dot{W}_{turb}$)	kW

El dimensionado de los intercambiadores de calor se realizó mediante cálculos en el programa EES, manteniendo un *pinch point* de 10 °C base para garantizar una transferencia térmica eficiente y una superficie razonable. Para cada intercambiador (GC, GH y REC), se determinaron los coeficientes globales de transferencia (UA), el flujo másico y las temperaturas de entrada y salida de los fluidos. A partir de estos valores, se obtuvo el área necesaria y, utilizando correlaciones empíricas extraídas de la literatura, se estimó el coste económico de cada componente. En cuanto a las turbomáquinas, se utilizó un análisis para estimar la potencia requerida en el compresor y la potencia generada en la turbina, considerando rendimientos isentrópicos del 80 % en compresor y bomba, y del 90 % en turbina. Estos cálculos permitieron seleccionar tamaños, número de etapas y velocidades óptimas. Asimismo, se dimensionaron las tuberías de cada fluido (CO_2 , agua glicolada, aceite térmico y sal fundida) asegurando velocidades dentro del rango operativo recomendado, controlando las pérdidas de carga y el consumo energético asociado a bombeo.

Desde el punto de vista económico, se aplicó una metodología que combina estimaciones de inversión y operación con modelos de análisis de rentabilidad. Los costes de inversión se calcularon para cada uno de los componentes del sistema (turbomáquinas, intercambiadores, tuberías) aplicando factores de corrección para actualizar precios base del año 2017 al 2025. Los costes operativos se segmentaron en costes de generación eléctricos y costes de mantenimiento. El análisis económico incluyó el cálculo del **Coste Normalizado de la Electricidad (LCOE)** generado en la fase de descarga, integrando todas las partidas de inversión (CAPEX), mantenimiento ($OPEX_{vapor}$), generación de vapor ($OPEX_{vapor}$), y el coste de la electricidad del ciclo de carga ($OPEX_E$). Para evaluar la viabilidad global del

sistema se calculó el VAN, considerando ingresos por venta de electricidad o ahorro en generación térmica convencional evitada, y aplicando una tasa de descuento para traer todos los flujos a valor presente. La fórmula utilizada para el LCOE fue la siguiente:

$$LCOE \left[\frac{\$}{MWh_e} \right] = CAPEX + OPEX_{OM} + OPEX_{Vapor} + OPEX_E$$

4. RESULTADOS

A partir de la metodología desarrollada, se han obtenido los siguientes resultados: En la fase de carga, el sistema alcanza un COP de 1,469, lo que representa una excelente eficiencia para un sistema de bomba de calor basado en CO₂. El flujo másico de CO₂ es de 274,2 kg/s, mientras que el consumo neto eléctrico del motor es de 16.821 kW, tras descontar el trabajo recuperado parcialmente en la turbina. El sistema recupera 58.389 kW de energía mediante el regenerador, con una potencia útil entregada al proceso de 24.711 kW.

En la fase de descarga, el sistema actúa como ciclo motor térmico, obteniendo una eficiencia térmica del 33,64 %. El flujo másico de CO₂ se reduce a 88,23 kg/s aproximadamente, al tratarse de una operación de menor caudal, pero más intensa energéticamente. La sal fundida, calentada en fase de carga desde los 283,5 °C hasta los 575 °C, entrega un calor de 29.727 kW, lo que permite obtener un salto entálpico significativo en la turbina. Esto resulta en una potencia generada por el alternador de 10.000 kW.

En cuanto a los resultados de las turbomáquinas, en la fase de carga, tanto la turbina como el compresor han sido diseñados con una única etapa y una velocidad de rotación de 5.000 rpm haciendo que ambos operen dentro del rango óptimo para máquinas radiales.

En la fase de descarga, se opta por una configuración de una etapa única a 40.000 rpm, tanto para la bomba como para la turbina, lo que permite mantener la eficiencia a pesar del bajo caudal.

El dimensionado de los intercambiadores se ha realizado seleccionando el valor máximo de UA entre ambas fases, para permitir su uso reversible y evitar duplicidad de equipos. Los valores seleccionados son:

- Regenerador: UA = 4.332 kW/K
 - Intercambiador GC/GH: UA = 3.424 kW/K
 - Condensador/GH: UA = 1.060 kW/K
- antes resumen

Este criterio permite garantizar la operatividad del sistema bajo cualquier condición, maximizando la integración térmica y reduciendo costes de inversión.

El dimensionado de las tuberías se ha realizado considerando las condiciones más exigentes de ambas fases y seleccionando materiales compatibles con los rangos térmicos y de presión requeridos. Se han empleado tuberías de acero inoxidable A-106B (ciclo de carga), y una superaleación base níquel Ni-Cr-Co 740H (ciclo de descarga), reutilizadas entre ambas fases siempre que ha sido viable. La caída de presión por unidad de longitud se ha mantenido dentro de los márgenes recomendados por las normas Norsok Standard P-001 [2] y ASME B31.1-2007 [3], y las velocidades del fluido han sido limitadas para evitar problemas de erosión o pérdidas de carga excesivas. A continuación, en la Figura 4 se presenta el esquema global del sistema incluyendo las tuberías.

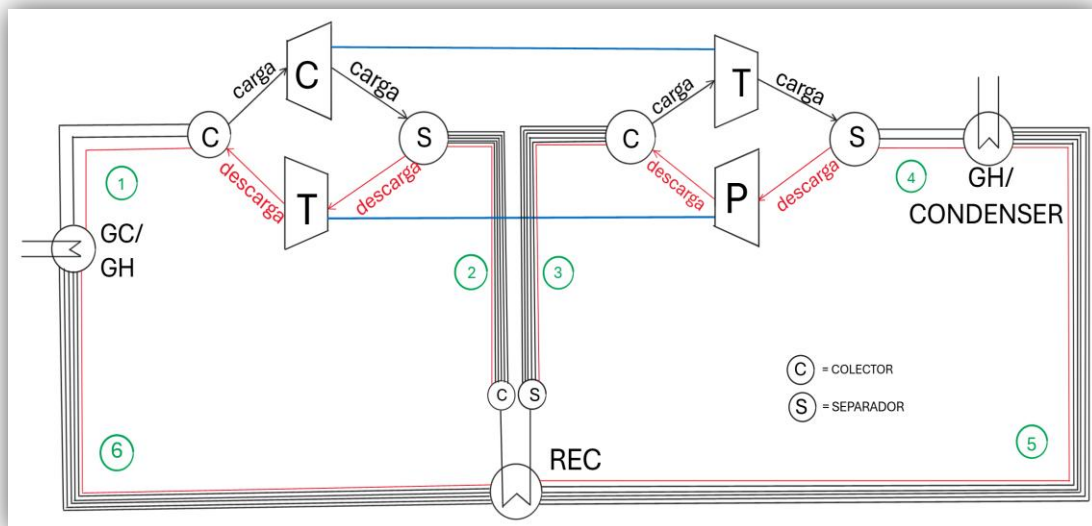


Figura 4: Esquema final del sistema incluyendo dimensionados

A partir del dimensionado técnico y la simulación energética de ambas fases del sistema, se ha llevado a cabo un análisis económico detallado que permite evaluar su viabilidad financiera. Los resultados presentados se obtienen una vez obtenido el factor de escala $\times 3$. El coste normalizado de generación de electricidad (LCOE) alcanza un valor de **50,56 \$/MWh**, resultado de la combinación de varios factores: una inversión inicial (CAPEX) significativa de **71.478.739 \$**, unos costes de operación y mantenimiento (OPEX_{om}) de **169,04 \$/MWh**, y un beneficio asociado a la generación de vapor valorizado como ingreso negativo (OPEX_{vapor} = -497,51 \$/MWh).

Este planteamiento permite compensar parcialmente los elevados costes de inversión, gracias a la valorización del vapor producido como subproducto útil en la industria. El término OPEXe se ha considerado nulo en este caso (0 \$/MWh), asumiendo una fase de carga con electricidad gratuita.

Además, el sistema arroja un **VAN** positivo de **34 M\$ aproximadamente**, considerando un precio de venta de la electricidad de 120 €/MWh y una tasa de descuento del 7,5 %. Este resultado confirma la rentabilidad del proyecto en condiciones de mercado razonables, y se ve reforzado por el potencial del sistema para operar en horarios de precio bajo en la carga y alto en la descarga, maximizando así los márgenes económicos.

5. CONCLUSIONES

Este Trabajo de Fin de Grado ha desarrollado una solución innovadora para flexibilizar la demanda energética de la industria, integrando una **bomba de calor de alta temperatura**, un **almacenamiento térmico en sales fundidas** y un **motor térmico en ciclo Brayton cerrado**. El sistema permite transformar electricidad en calor útil en la fase de carga y recuperar ese calor como electricidad en la fase de descarga, adaptándose así a un contexto energético más renovable e intermitente.

Los resultados técnicos confirman la viabilidad de la propuesta: se ha alcanzado un **COP superior a 1,4** en la carga y una **eficiencia térmica del 33 %** en la descarga. La elección del **CO₂ como fluido de trabajo**, junto con el uso de intercambiadores regenerativos y un diseño cuidadoso de turbomáquinas y tuberías, ha permitido optimizar el rendimiento y reducir las pérdidas.

A nivel económico, el sistema presenta un **LCOE competitivo** y un **VAN positivo**, lo que demuestra su potencial para sustituir tecnologías convencionales más contaminantes, especialmente en industrias con demandas térmicas elevadas. Su carácter reversible, modular y escalable lo convierte en una **alternativa limpia y rentable** para la transición energética industrial.

REFERENCIAS

- [1] Wikipedia. (2025, marzo 20). *Transcritical cycle*. En *Wikipedia*. Recuperado de https://en.wikipedia.org/wiki/Transcritical_cycle
- [2] NORSOK STANDARD P-001. 5.a ed. Edition 5, Sep. 2006. Sep. de 2006.
- [3] ASME B31.1-2007. Power Piping. (Revision of ASME B31.1-2004). 2007.

Electrical Demand Management in Industry Through the Integration of Thermal Storage, Heat Pump, and Cogeneration

Author: Ballano Espinosa, Sergio.

Supervisors: Linares Hurtado, José Ignacio; Arenas Pinilla, Eva María.

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

SUMMARY OF THE PROJECT

This project proposes an innovative system for managing industrial electrical demand through the integration of a high-temperature heat pump, thermal storage, and a thermal engine operating in discharge mode to generate electricity. The objective is to take advantage of off-peak electricity tariffs to store heat and reuse it later as both useful heat and electricity.

During the charging phase, an electrically powered heat pump extracts energy from a residual industrial heat source (20 °C) and transforms it into useful heat, raising the temperature of an external heat stream from 130 °C to 220 °C for use as process steam. Simultaneously, a molten salt-based thermal storage system is heated, reaching temperatures of up to 575 °C. In the discharge phase, this stored heat feeds a thermodynamic cycle that generates electricity to supply an industrial facility, with the possibility of injecting surplus power into the grid when available.

The system has been fully modeled, with all components dimensioned, achieving a coefficient of performance (COP) greater than 1.4 and an electrical efficiency of 33.64%. Electricity generation results in a Levelized Cost of Heat (LCOH) of 50.64 \$/MWh, after applying a scale factor of 3, mainly due to the offset created by a steam generation cost of 497.51 \$/MWh. Finally, a Net Present Value (NPV) close to 34 million USD is obtained. The economic analysis confirms the viability of the system as a clean alternative to other technologies that aim to fulfill the same function through more polluting methods.

1. INTRODUCTION

The ongoing energy transition is reshaping the way electricity is produced and consumed. As renewable energy sources gain prominence in the electricity mix, new challenges are also emerging: the variability of solar and wind generation makes it difficult to balance supply and demand and often leads to energy surpluses that cannot be utilized due to a lack of flexibility on the demand side. At the same time, the industrial sector remains one of the largest energy consumers, with significant demand for both thermal and electrical energy. A large portion of the heat used in industry still comes from fossil fuels, and a considerable amount of thermal energy is lost as residual heat, wasting a valuable resource.

In this context, it becomes urgent to develop solutions that not only allow intelligent management of available electricity but also enable the efficient and clean reuse of existing thermal resources. This project was developed with that objective in mind: to design a system capable of transforming surplus electricity into useful heat for industrial processes by upgrading residual heat and later recovering that stored heat to produce electricity when needed. The overall system layout can be seen in Figure 1.

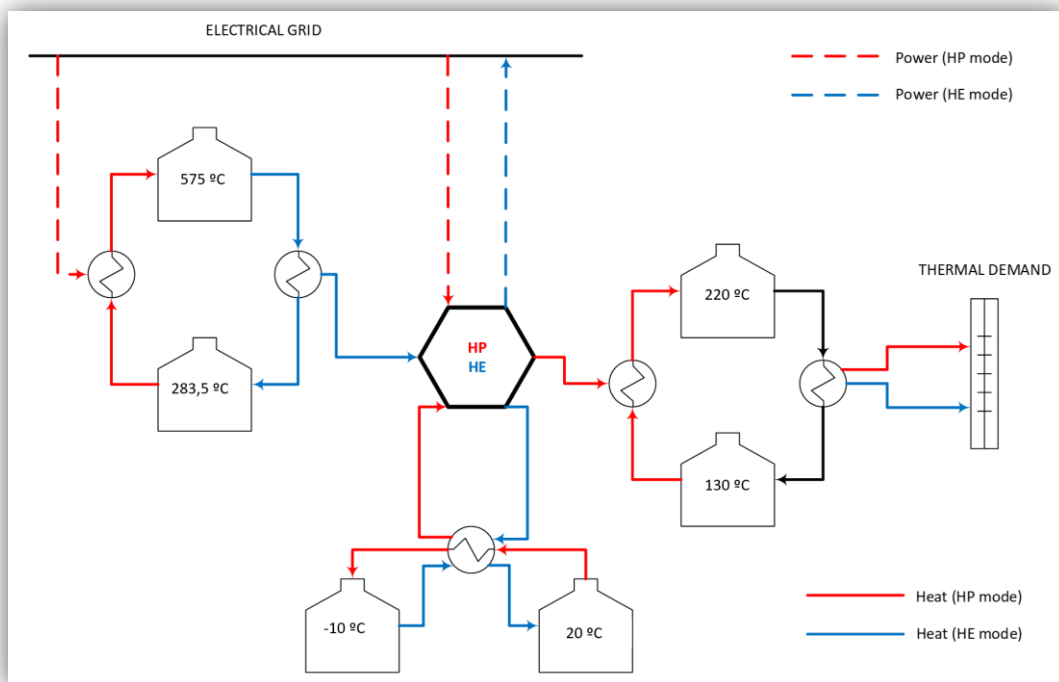


Figure 5: Global diagram of the system

2. STATE OF THE ART

Among the key technologies for industrial decarbonization, high-temperature heat pumps, thermal engines, and thermal storage stand out due to their potential to replace more polluting conventional systems.

Industrial heat pumps are primarily designed to upgrade the temperature of a residual heat source—typically in the range of 20–60 °C—to levels suitable for industrial processes (120–200 °C), using electricity as the driving force. Their application enables the recovery of waste heat streams that would otherwise be lost, significantly improving the overall energy efficiency of the facility. The left-hand side of **Figure 2** illustrates the working principle of an industrial heat pump: a closed-loop system consisting of a compressor, evaporator, Condenser, and expansion valve, which transfers heat from a cold source to a higher-temperature demand.

Thermal engines, on the other hand, serve the opposite function: they convert heat into electricity by expanding the working fluid through a turbine. Although this process has traditionally relied on steam cycles powered by fossil fuels, current trends are moving toward **closed-loop systems without direct combustion**, such as regenerative closed Brayton cycles. These engines can operate with supercritical CO₂ as a working fluid, allowing for high-pressure and high-temperature operation with excellent energy density and no direct environmental impact. The right-hand side of **Figure 2** shows a conventional power generation system using gas and steam turbines, highlighting the ultimate goal of thermal engines: producing electricity from available heat.

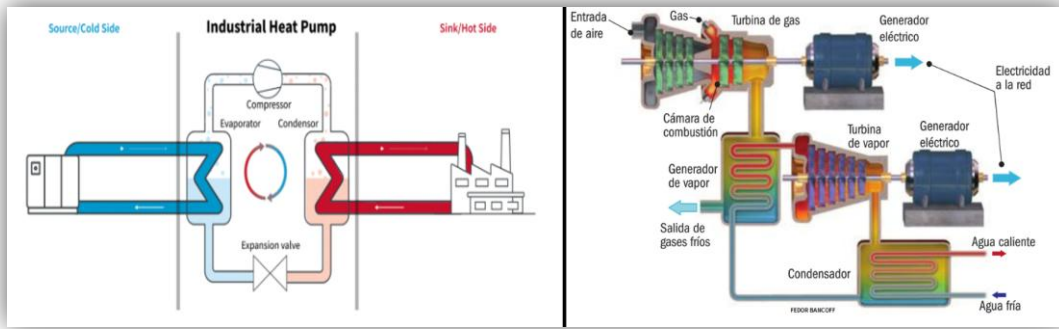


Figure 6: Diagram of the heat pump and heat engine

In addition to heat pumps and thermal engines, the third fundamental pillar for enabling energy flexibility in industry is **thermal energy storage**. This technology allows for the temporal decoupling of heat generation and use by storing energy in media such as **molten salts**, which can reach temperatures above 500 °C [1]. In this way, surplus renewable electricity during off-peak hours can be used to heat a thermal medium via Joule effect (e.g., electrical resistances), and that heat can be released hours or even days later when energy demand arises.

In the context of this work, thermal storage not only acts as an interface between the charging and discharging phases but also allows the system to be modulated according to electricity market prices or renewable availability. This provides a concrete pathway for efficiently integrating renewable energy into industrial environments. Its combination with heat pumps and closed Brayton cycles offers an advanced, clean, and modular solution to move toward a more sustainable industrial sector.

3. METHODOLOGY

The thermodynamic schemes of the charging and discharging cycles, shown in **Figure 3**, were modeled using EES (Engineering Equation Solver), based on boundary conditions defined by the thermal and electrical needs of a representative industrial facility. In the **charging phase**, a residual heat stream at 20 °C is used to raise the temperature of an external stream up to 220 °C via a high-temperature heat pump. In the **discharging phase**, the heat stored in molten salt tanks is used to drive a turbine and generate electricity. The model operates iteratively, automatically adjusting the optimization parameters to satisfy energy

and thermal constraints at each point of the cycle.

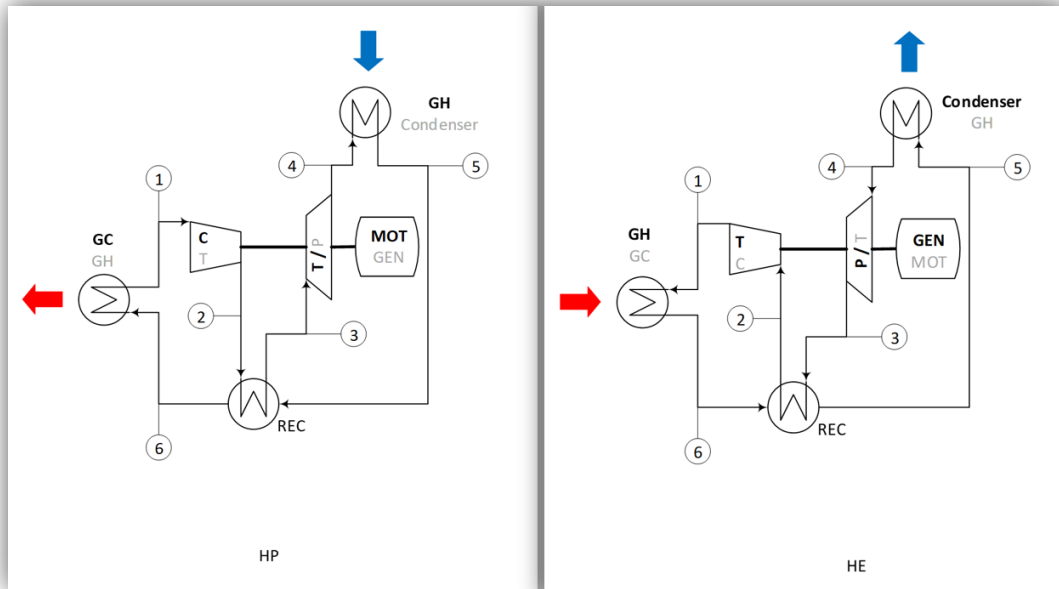


Figure 7: Diagram of the charge and discharge cycle

From these schematics, the key parameters to be optimized in each phase were defined, as detailed in Tables 1.3 (charging phase) and 1.4 (discharging phase):

Table 1.3: Parameters to optimize in the charging cycle

Parameter	Units
COP	p.u.
Mass flow rate of CO_2 ($\dot{m}_{CO_2}$)	kg/s
Mass flow rate of glycol water ($\dot{m}_{brine}$)	kg/s
Mass flow rate of molten salt ($\dot{m}_{salt}$)	kg/s
Compressor power consumption ($\dot{W}_{compr}$)	kW
Motor power consumption ($\dot{W}_{motor}$)	kW
Turbine power consumption ($\dot{W}_{turb}$)	kW

Table 1.4: Parameters to optimize in the discharging cycle

<i>Parameter</i>	<i>Units</i>
Thermic efficiency of the cycle (η)	p.u.
Mass flow rate of CO ₂ ($\dot{m}_{CO_2}$)	kg/s
Mass flow rate of glycol water ($\dot{m}_{brine}$)	kg/s
Mass flow rate of thermic oil ($\dot{m}_{oil}$)	kg/s
Pump power consumption ($\dot{W}_{bomb}$)	kW
Turbine power consumption ($\dot{W}_{turb}$)	kW

The sizing of the heat exchangers was carried out using calculations in the program EES, maintaining a base pinch point of 10 °C to ensure efficient heat transfer and a reasonable surface area. For each exchanger (GC, GH, and REC), the overall heat transfer coefficients (UA), mass flow rates, and inlet and outlet temperatures of the fluids were determined. Based on these values, the required surface area was calculated, and using empirical correlations from the literature, the economic cost of each component was estimated. Regarding turbomachinery, an isentropic analysis was used to estimate the power required by the compressor and the power generated by the turbine, considering internal efficiencies of 80% for the compressor and pump, and 90% for the turbine. These calculations enabled the selection of optimal sizes, number of stages, and operating speeds. Likewise, the piping for each fluid (CO₂, glycolated water, thermal oil, and molten salt) was dimensioned to ensure flow velocities within the recommended operational range, minimizing pressure losses and associated pumping power.

From an economic perspective, a methodology was applied that combines investment and operational cost estimates with profitability analysis models. Investment costs were calculated for each system component (turbomachinery, heat exchangers, piping), applying correction factors to update baseline prices from 2017 to 2025. Operational costs were divided into electricity generation costs and maintenance costs. The economic analysis included the calculation of the Levelized Cost of Electricity (LCOE) generated during the discharge phase, incorporating all capital expenses (CAPEX), vapor generation operating costs (OPEX_{steam}), electricity charging costs (OPEX_E), and maintenance. To evaluate the overall viability of the system, the NPV was calculated, considering revenues from electricity sales or savings from avoided conventional thermal generation, applying a

discount rate to bring all cash flows to present value. The LCOE was calculated using the following equation:

$$LCOE \left[\frac{\$}{MWh_e} \right] = CAPEX + OPEX_{OM} + OPEX_{steam} + OPEX_E$$

4. RESULTS

Based on the developed methodology, the following results have been obtained: In the charging phase, the system achieves a COP of 1.469, which represents excellent performance for a CO₂-based heat pump. The mass flow rate of CO₂ reaches 274.2 kg/s, while the net electrical consumption of the motor is 16,821 kW, after accounting for the partial work recovered in the turbine. The regenerator recovers 58,389 kW of thermal energy, delivering a useful thermal power of 24,711 kW to the industrial process.

In the discharge phase, the system operates as a thermal engine, reaching a thermal efficiency of 33.64%. The mass flow rate of CO₂ is reduced to 88.23 kg/s, as the operation requires lower flow but more intense energy output. The molten salt, previously heated during the charging phase from 283.5 °C to 575 °C, delivers 29,727 kW of heat, enabling a significant enthalpy drop across the turbine and producing 10,000 kW of electricity through the generator.

Regarding turbomachinery, in the charging phase, both the compressor and turbine have been designed with a single stage operating at 5,000 rpm, remaining within the optimal performance range for radial machines. In the discharge phase, both the pump and turbine operate at 40,000 rpm with a single-stage configuration, ensuring high efficiency despite the lower flow rate.

The heat exchangers have been sized by selecting the maximum UA value between both phases to allow reversible operation and avoid duplication of components. The selected values are:

- Regenerator: UA = 4,332 kW/K
- GC/GH heat exchanger: UA = 3,424 kW/K
- Condenser/GH: UA = 1,060 kW/K

This design ensures full operability of the system under all conditions, maximizing thermal integration while minimizing investment costs.

Finally, the piping system has been sized based on the most demanding conditions from both phases, using materials compatible with the respective temperature and pressure ranges. Stainless steel A-106B has been selected for the charging cycle, while a nickel-based superalloy Ni-Cr-Co 740H is used in the discharge cycle. Where possible, the same pipes are reused in both phases. Pressure drops per unit length are kept within the limits recommended by Norsok Standard P-001 [2] and ASME B31.1-2007 [3], and flow velocities are limited to avoid erosion or excessive pressure losses. The overall layout of the system, including pipelines, is shown in Figure 4.

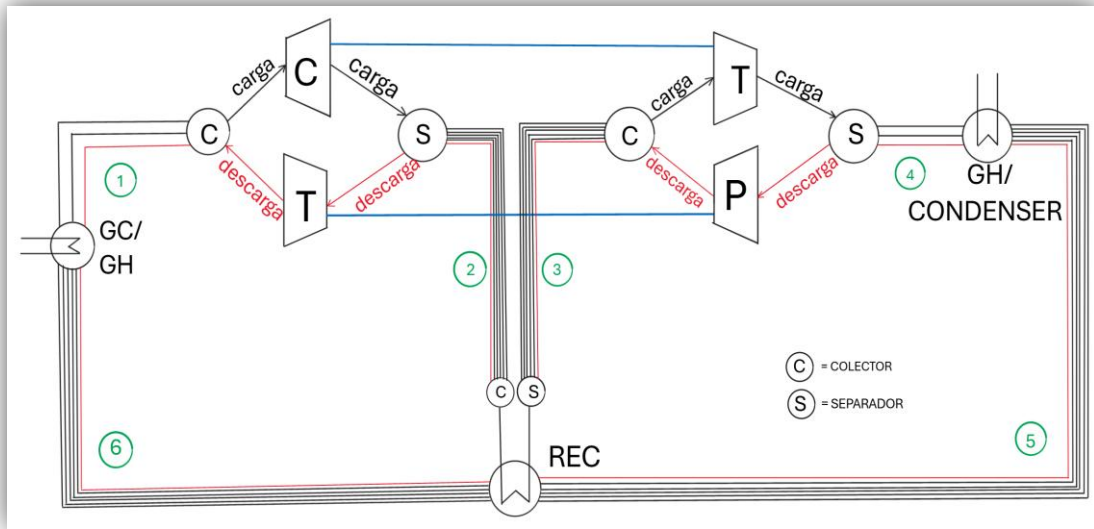


Figure 8: Final sketch of the system including sizing components

Based on the technical sizing and energy simulation of both system phases, a detailed economic analysis was conducted to assess the financial viability of the solution. The results presented are calculated after applying a scale factor of x3. The Levelized Cost of Electricity (LCOE) reaches 50.56 \$/MWh, resulting from the combination of several factors: a significant initial investment (CAPEX) of \$71,478,739, operation and maintenance costs (OPEX_{OM}) of 169.04 \$/MWh, and a negative cost contribution from the valorization of steam used as a valuable by-product in the industrial process (OPEX_{steam} = -497.51 \$/MWh).

This approach partially offsets the high capital investment thanks to the economic benefit of producing useful steam. The $OPEX_E$ term has been considered zero in this case (0 \$/MWh), assuming that the charging phase uses low-cost or surplus electricity.

Additionally, the system yields a positive NPV of approximately \$34 million, assuming an electricity selling price of 120 €/MWh and a discount rate of 7.5%. These results confirm the project's profitability under realistic market conditions and are further strengthened by the system's ability to operate during low-price charging hours and high-price discharging periods, maximizing economic margins.

5. CONCLUSIONS

This Final Degree Project has developed an innovative solution to enhance energy demand flexibility in the industrial sector, by integrating a **high-temperature heat pump, molten salt thermal storage**, and a **closed Brayton cycle thermal engine**. The system allows electricity to be converted into useful heat during the charging phase, and to recover that stored heat as electricity during the discharging phase—an approach well suited to a more renewable and intermittent energy context.

The technical results confirm the feasibility of the proposed system: a **COP above 1.4** was achieved in the charging phase, and a **thermal efficiency of 33%** in the discharging phase. The choice of **CO₂ as the working fluid**, combined with regenerative heat exchangers and the careful design of turbomachinery and piping, enabled optimized performance and minimized losses.

From an economic standpoint, the system shows a **competitive LCOE** and a **positive Net Present Value**, demonstrating its potential to replace more polluting conventional technologies, particularly in industries with high thermal demand. Its **reversible, modular, and scalable nature** makes it a clean and profitable alternative for supporting the industrial energy transition.

REFERENCES

- [1] Wikipedia. (2025, marzo 20). *Transcritical cycle*. En *Wikipedia*. Recuperado de https://en.wikipedia.org/wiki/Transcritical_cycle
- [2] NORSOK STANDARD P-001. 5.a ed. Edition 5, Sep. 2006. Sep. de 2006.
- [3] ASME B31.1-2007. Power Piping. (Revision of ASME B31.1-2004). 2007.

Índice de la memoria

<i>Índice de la memoria</i>	<i>I</i>
<i>Índice de Figuras</i>	<i>III</i>
<i>Índice de tablas</i>	<i>VI</i>
Capítulo 1. Introducción	8
1.1 Contexto del proyecto	8
1.2 Definición y motivación del proyecto	10
1.3 Objetivos del proyecto	13
1.3.1 Modelado de ambos ciclos	13
1.3.2 Dimensionado de componentes del ciclo	13
1.3.3 Selección de fluidos de trabajo	14
1.3.4 Análisis económico	15
Capítulo 2. Estado de la Cuestión	16
2.1 Relevancia de la demanda térmica y eléctrica en la industria actual	16
2.2 Almacenamiento térmico	20
2.3 Tecnología actual de las bombas de calor	23
2.3.1 ¿Cómo funcionan las bombas de calor?	23
2.3.2 Fluidos de trabajo de las bombas de calor	25
2.3.3 Ciclo Brayton inverso regenerativo	28
2.4 Tecnología actual de motores térmicos	31
2.4.1 Principio de funcionamiento de motores térmicos	32
2.4.2 Aplicación del ciclo Brayton regenerativo	35
Capítulo 3. Metodología	38
3.1 Modelado del sistema	38
3.1.1 Establecimiento de condiciones y parámetros de contorno, y valores iniciales de la fase de carga	39
3.1.2 Establecimiento de condiciones y parámetros de contorno, y valores iniciales de la fase de descarga	43
3.2 Ecuaciones de comportamiento	45

3.2.1 Fase de carga.....	45
3.2.2 Fase de descarga.....	49
3.3 Diseño preliminar de componentes.....	53
3.3.1 Diseño de turbomáquinas.....	53
3.3.2 Diseño de tuberías.....	62
3.3.3 Diseño de Intercambiadores de calor.....	66
3.4 Análisis económico.....	67
3.4.1 Inversión Inicial.....	69
3.4.2 Coste normalizado de la generación de electricidad.....	71
3.4.3 Valor actual neto (VAN).....	73
Capítulo 4. Análisis de Resultados.....	74
4.1 Resultados comunes a ambas fases.....	74
4.2 Resultados propios de cada fase.....	75
4.2.1 Fase de carga (modo bomba de calor).....	75
4.2.2 Fase de descarga (modo motor térmico).....	86
4.3 Dimensionado común.....	97
4.4 Análisis Económico.....	99
4.4.1 Inversión inicial desglosada.....	101
4.4.2 Coste normalizado para generación de electricidad.....	103
4.4.3 Valor actual neto del sistema (VAN).....	105
4.4.4 FACTOR DE ESCALA.....	105
Capítulo 5. Conclusiones y Trabajos Futuros.....	108
5.1 Desarrollos futuros.....	109
ANEXO: Alineación con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS)	116

Índice de Figuras

Figura 1: Esquema Global del sistema	10
Figura 2: Esquema de bomba de calor y motor térmico	12
Figura 3: Esquemas de ciclos Brayton de carga y descarga	13
Figura 4: Esquema final del sistema incluyendo dimensionados	16
Figure 1: Global diagram of the system	20
Figure 2: Diagram of the teat pump and heat engine.....	22
Figure 3: Diagram of the charge and discharge cycle	23
Figure 4: Final sketch of the system including sizing components	26
Figura 1.1: Estructura de generación de energía eléctrica (%) en 2024 en España (Fuente: [2])	8
Figura 1.2: Esquema global del sistema (Fuente: Elaboración propia)	11
Figura 1.3: Arquitectura del sistema de referencia MOSS (Fuente: [10]).....	12
Figura 2.1: Demanda de calor en la industria (Fuente: [12]).....	17
Figura 2.2: Participación relativa del calor y la electricidad en distintos sectores de la industria de la UE (Fuente: [13])	18
Figura 2.3: Consumo de tipos de energía en distintos sectores industriales (Fuente: [14])	19
Figura 2.4: Gráfica de generación renovable vs consumo, generando excedentes (Fuente: [15])	20
Figura 2.5: Simulación del sistema Thermalbox (Fuente: [17]).....	22
Figura 2.6: Esquema del funcionamiento de una bomba de calor	24
Figura 2.7: Esquema de una bomba de calor funcionando en una Industria (Fuente: [19])	25
Figura 2.8: Diagrama p-h de CO ₂ transcrito vs subcrítico (Fuente: [23]).....	27
Figura 2.9: Esquema de un ciclo brayton inverso cerrado regenerativo (Fuente: Elaboración propia).....	29
Figura 2.10: Esquema elemental de una central térmica (Fuente: [26]).....	33
Figura 2.11: Esquema de una central térmica de ciclo combinado (Fuente: [27])	34
Figura 2.12: Esquema de un ciclo brayton directo cerrado regenerativo (Fuente: Elaboración propia).....	35

Figura 3.1: Diseño del ciclo de carga (Fuente: Elaboración propia)	39
Figura 3.2: Diseño del ciclo de descarga (Fuente: Elaboración propia).....	43
Figura 3.3: Rangos de velocidad específica para la selección del tipo de turbomáquina [33]	57
Figura 3.4: Rangos de valores de velocidad específica que optimizan el rendimiento para distintos tipos de turbomáquinas [33].....	57
Figura 3.5: Diagrama para la selección de la geometría de una turbina en función de z y n [33].....	58
Figura 3.6: Diagrama para la selección de la geometría de un compresor en función de z y n [33].....	58
Figura 3.7: Diagramas de Baljé para turbinas axiales [33].....	60
Figura 3.8: Diagramas de Baljé para turbinas radiales [33]	60
Figura 3.9: Diagramas de Baljé para compresores [33]	61
Figura 3.10: Diagramas de Baljé para bombas[33]	61
Figura 3.11: Variación del precio del gas (Fuente [40]).....	72
Figura 4.1: Esquema del ciclo para la fase de carga.....	77
Figura 4.2: Diagrama p - h del ciclo de carga.....	79
Figura 4.3: Diagrama T - Q del intercambiador GC del ciclo de carga.....	80
Figura 4.4: Diagrama T - Q del intercambiador GH del ciclo de carga	81
Figura 4.5: Diagrama T - Q del intercambiador REC del ciclo de carga	82
Figura 4.6: Estudio de velocidad y etapas óptimas para turbina de carga	83
Figura 4.7: Estudio de velocidad y etapas óptimas para compresor de carga	84
Figura 4.8: Esquema del ciclo de descarga.....	88
Figura 4.9: Diagrama p - h del ciclo de descarga	90
Figura 4.10: Diagrama T - Q del intercambiador GH del ciclo de descarga	91
Figura 4.11: Diagrama T - Q del intercambiador Condensador del ciclo de descarga.....	92
Figura 4.12: Diagrama T - Q del intercambiador REC del ciclo de descarga	93
Figura 4.13: Estudio de velocidad y etapas óptimas para turbina de descarga.....	94
Figura 4.14: Estudio de velocidad y etapas óptimas para bomba de descarga	95

Figura 4.15: Esquema final del ciclo incluyendo visualización de tuberías (Fuente: Elaboración propia)	98
Figura 4.16: Desglose de la inversión Inicial según el componente.....	103
Figura 4.17: Desglose del LCOE de generación de electricidad	105
Figura 4.18: LCOE en función del tamaño de la planta.	106
Figura 4.19: VAN en función del tamaño de la planta.	107

Índice de tablas

Tabla 1.1: Parámetros a optimizar del ciclo de carga.....	13
Tabla 1.2: Parámetros a optimizar de la fase de descarga	14
Table 1.3: Parameters to optimize in the charging cycle.....	23
Table 1.4: Parameters to optimize in the discharging cycle	24
Tabla 2.1: Distintos tipos de refrigerantes para bombas de calor (Fuente: [25])	28
Tabla 3.1: Condiciones de contorno del ciclo de carga	46
Tabla 3.2: Parámetros a optimizar del ciclo de carga.....	47
Tabla 3.3: Condiciones de contorno del ciclo de descarga.....	50
Tabla 3.4: Parámetros a optimizar de la fase de descarga	51
Tabla 3.5: Velocidad máxima de fluidos líquidos en conductos (Fuente [36]).....	63
Tabla 3.6: Valores de y (Fuente [37]).....	64
Tabla 3.7: Recomendación de caídas de presión en conductos con fluido en estado de gas (Fuente [37]).....	66
Tabla 4.1: Valores de parámetros optimizados en fase de carga.....	76
Tabla 4.2: Propiedades del CO ₂ en la fase de carga.....	78
Tabla 4.3: Propiedades del Agua glicolada en la fase de carga.....	79
Tabla 4.4: Propiedades del Aceite térmico en la fase de carga	79
Tabla 4.5: Diseño de tuberías del ciclo del CO ₂ en la fase de carga.....	86
Tabla 4.6: Diseño de tuberías del ciclo de agua glicolada en la fase de carga	86
Tabla 4.7: Diseño de tuberías del ciclo de Aceite térmico en la fase de carga.....	86
Tabla 4.8: Valores de parámetros optimizados en fase de descarga.....	87
Tabla 4.9: Propiedades del CO ₂ en la fase de descarga	89
Tabla 4.10: Propiedades del Agua glicolada en la fase de descarga	89
Tabla 4.11: Propiedades de la sal fundida en la fase de descarga	89
Tabla 4.12: Diseño de tuberías del ciclo del CO ₂ en la fase de descarga	96
Tabla 4.13: Diseño de tuberías del ciclo de Agua glicolada en la fase de descarga.....	97
Tabla 4.14: Diseño de tuberías del ciclo de sal fundida en la fase de carga.....	97
Tabla 4.15: Resultados del parámetro UA de ambas fases.....	99

Tabla 4.16: Datos del sistema para la realización del análisis económico	100
Tabla 4.17: Resultados de potencias eléctricas y térmicas	100
Tabla 4.18: Inversión del sistema por componentes.....	101
Tabla 4.19: Resultados finales de la inversión inicial y los gastos de mantenimiento del sistema	102
Tabla 4.20: Resultados del cálculo del LCOE para la generación de electricidad	103

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

1.1 CONTEXTO DEL PROYECTO

La creciente penetración de energías renovables eólica y solar plantea nuevos retos en el equilibrio oferta-demanda del sistema eléctrico, destacando la necesidad de flexibilidad en la demanda y herramientas de almacenamiento para gestionar los vertidos y los picos de carga [1].

España ha experimentado una profunda transformación energética en los últimos años. En 2023, más del 50 % de la generación eléctrica provino de fuentes renovables; en 2024, esta cifra ascendió hasta aproximadamente el 56 %. [2]

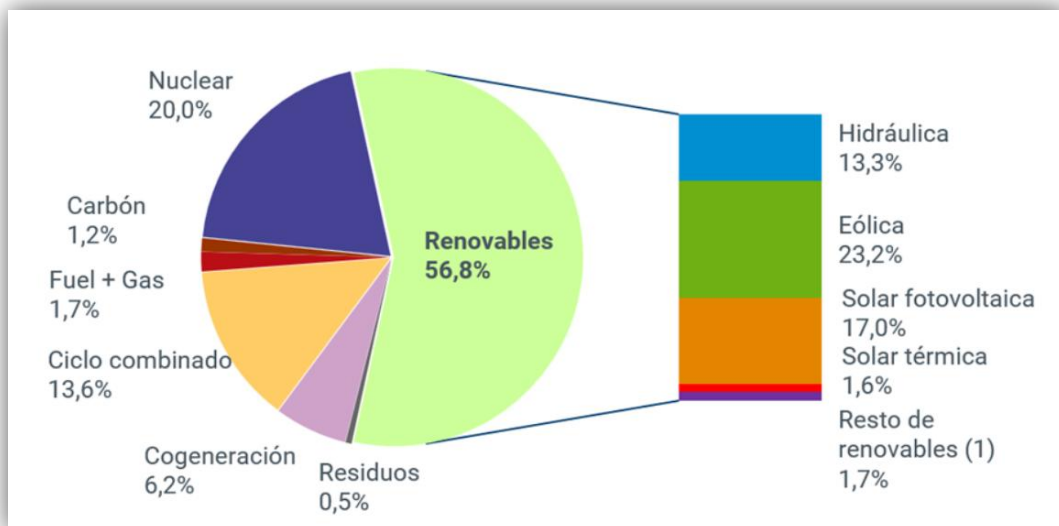


Figura 1.1: Estructura de generación de energía eléctrica (%) en 2024 en España (Fuente: [2])

Esta evolución ha generado una reducción significativa de los precios al consumidor en torno al **20 %** desde 2021 gracias a la competitividad de renovables como la eólica y la solar.

El salto cualitativo se ha sostenido sobre pilares como:

- **Potencia instalada:** se superaron los **31 GW** en fotovoltaica y más de **32 GW** en eólica a finales de 2024.
- **Descarbonización:** España redujo drásticamente la generación a partir de carbón (<1 % en la actualidad) y apuntala un objetivo de alcanzar **81 %** de energía renovable en el mix eléctrico para 2030 [3].
- **Competitividad de precios:** en 2023, España se situó entre los mercados con menor precio de electricidad en Europa debido a la elevada contribución renovable [4].

A continuación, se contextualiza la situación actual de la industria europea en cuanto a demanda térmica, vertidos, dependencia de combustibles fósiles y reformas regulatorias.

Una parte sustancial de la energía utilizada para la industria en la Unión Europea energía se emplea en generar calor para procesos, y de esta, se estima que entre un 20 % y un 50 % se pierde como calor residual, principalmente en forma de gases de escape o aguas de refrigeración [5].

En la Unión Europea, ese calor desaprovechado supera los 300 TWh/año, lo que representa aproximadamente el 17 % del consumo industrial en procesos térmicos. Además, más del 89 % de esa energía térmica residual se encuentra a baja temperatura (menos de 300 °C), y en torno al 66% menor de 200 °C lo que la convierte en idónea para tecnologías como bombas de calor o almacenamiento térmico [6].

Situación actual de la industria en cuanto a calor y descarbonización

La industrialización creciente mantiene esta alta demanda térmica, mientras que diversas directivas como la Estrategia de Energías Renovables y la regulación de eficiencia energética de la UE están impulsando la reducción del uso de combustibles fósiles, obligando a las empresas a adoptar tecnologías de descarbonización de procesos [7].

La industria continúa siendo una gran consumidora de energía y calor, con demandas térmicas intensivas y vertidos significativos. En la UE, el sector industrial representó el 25 % del consumo final de energía en 2022, siendo responsables las industrias químicas, minerales y papel-pulpa de la mayor parte [8].

A pesar de un ligero descenso en el consumo energético total desde 1990, el uso de combustibles fósiles sigue siendo predominante, con el gas natural cubriendo el 31 % y los combustibles fósiles sólidos otro 6 %, siendo la electricidad un 33 % del consumo [8]. Sin embargo, el crecimiento de energías renovables y bombas de calor ha impulsado mejoras graduales en la eficiencia y una leve reducción del uso fósil.

En este contexto, Europa está aplicando regulaciones que promueven el uso de bomba de calor industriales y recuperación de calor residual, especialmente para demandas por debajo de 200 °C. Se estima que hasta un 37 % del calor de proceso industrial podría ser cubierto con bombas de calor en esa gama [9]. Además, intensas normativas del Pacto Verde y directivas europeas refuerzan el objetivo de renovar el sector térmico industrial con tecnologías bajas en carbono.

En resumen, la industria presenta una alta demanda de calor y continúa dependiendo de combustibles fósiles. Las nuevas estrategias requieren integrar almacenamiento térmico, bombas de calor y gestión inteligente de energía, para reducir emisiones y cumplir con regulaciones recientes.

1.2 DEFINICIÓN Y MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

El presente proyecto surge como respuesta a la problemática creciente del desajuste entre la oferta y la demanda eléctrica, derivado de la elevada integración de fuentes renovables intermitentes como la eólica y solar. Se propone un sistema basado en tres tecnologías integradas: almacenamiento térmico mediante sal fundida calentada por efecto Joule, bomba de calor que recupera calor residual y lo convierte en calor útil como vapor de proceso, y un

sistema que actúa como motor térmico en ciclo de descarga que reconvierte el calor tomado de la red por efecto Joule en electricidad.

Como se puede observar, en la Figura 1.2. se presenta el esquema global del sistema empleado para el desarrollo de este proyecto.

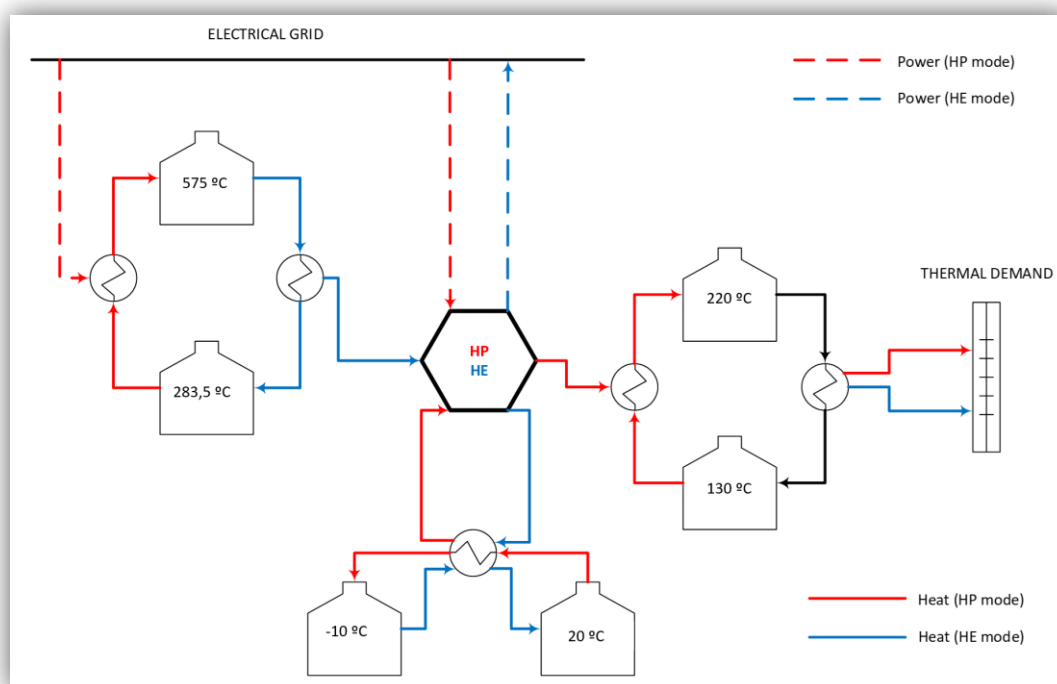


Figura 1.2: Esquema global del sistema (Fuente: Elaboración propia)

Durante episodios de vertido de excedentes renovables o de precios de electricidad muy bajos (incluyendo precios negativos), la industria canaliza electricidad sobrante para calentar el sistema y accionar la bomba de calor, incrementando el valor energético del calor residual. Esa revalorización de calor residual resulta en una generación de vapor de proceso para la industria mediante la actuación de un circuito externo con aceite térmico como fluido de trabajo.

En momentos de alta demanda, el ciclo de descarga convierte el calor almacenado (el cual se ha obtenido mediante efecto joule en la fase de carga) en electricidad, suministrando energía flexible a la red. Esta configuración permite tanto reducir picos de consumo como descarbonizar procesos térmicos industriales al minimizar el uso de combustibles fósiles, promoviendo una gestión activa de la demanda energética. Además, fortalece la resiliencia del sistema eléctrico y mejora la competitividad de la industria mediante la reutilización eficiente de calor residual.

Este proyecto se ha inspirado en la arquitectura MOSS (MeltingOnSite Solar Storage), una tecnología de almacenamiento térmico con sales fundidas diseñada para absorber excedentes renovables mediante efecto Joule y liberarlos en forma de calor utilizable o generación eléctrica cuando la demanda lo requiera [10].

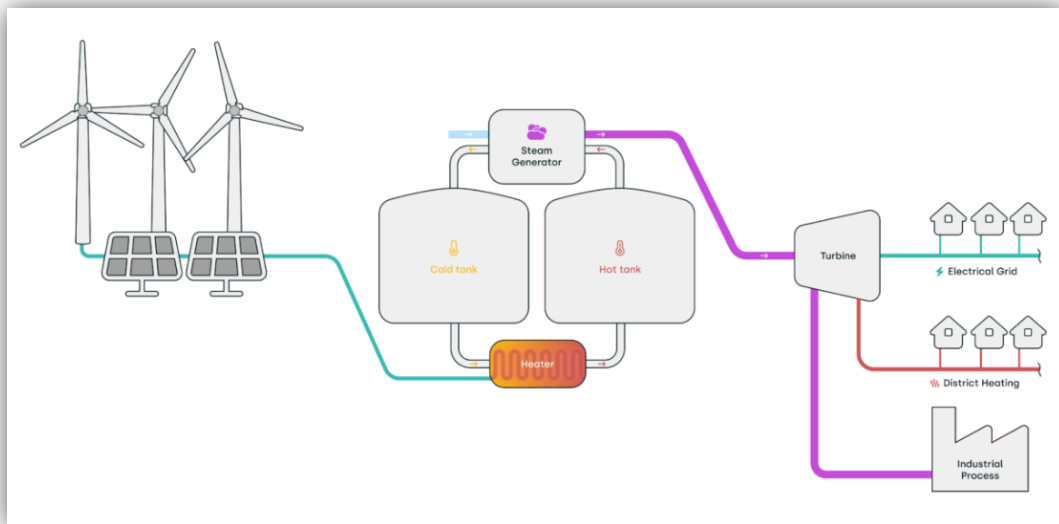


Figura 1.3: Arquitectura del sistema de referencia MOSS (Fuente: [10])

En MOSS, la energía sobrante de fuentes intermitentes como sol o viento calienta sal alcalina hasta temperaturas próximas a 600 °C, almacenándose en un sistema de dos tanques hasta que se precisa durante picos de consumo [11]. Al emplear este modelo como referencia, el

sistema industrial propuesto en este proyecto replica el mismo principio de redundancia eléctrica y térmica, adaptado a procesos industriales y ciclados de carga/descarga de CO₂, para maximizar la flexibilidad energética, mejorar la integración renovable y fomentar la descarbonización.

1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO

Este proyecto persigue desarrollar una solución técnica y económicamente viable para flexibilizar el consumo energético de una industria mediante la integración de tecnologías térmicas. A través de un sistema híbrido de bomba de calor, almacenamiento térmico y ciclo de descarga, se busca maximizar el aprovechamiento del calor residual y de los excedentes renovables, favoreciendo así la eficiencia energética, la descarbonización y la competitividad del entorno industrial. Para ello, se plantean los siguientes objetivos específicos:

1.3.1 MODELADO DE AMBOS CICLOS

Uno de los principales objetivos consiste en modelar de forma detallada el comportamiento termodinámico de las dos fases de funcionamiento del sistema: la fase de **carga**, donde se emplea una bomba de calor accionada eléctricamente para elevar la temperatura de un fluido térmico a partir de una fuente de baja temperatura; y la fase de **descarga**, en la que el calor procedente de las sales fundidas (calentadas en fase de carga) se utiliza como fuente caliente en un ciclo de potencia para generar electricidad. El modelado se realiza en EES (Engineering Equation Solver), utilizando balances de energía, propiedades termodinámicas reales del CO₂ y ecuaciones de funcionamiento de intercambiadores y turbomáquinas. El objetivo es evaluar el rendimiento energético del sistema en cada fase, optimizando variables clave como el COP (Coefficient of Performance) en carga y la eficiencia térmica del ciclo de descarga.

1.3.2 DIMENSIONADO DE COMPONENTES DEL CICLO

Se realizará el dimensionado de los componentes principales del sistema, incluyendo:

- **Intercambiadores de calor** (GH, GC, REC, COND): se calcularán los valores de conductancia (UA) necesarios para asegurar los flujos de calor deseados bajo un acercamiento (*pinch point*) determinado y con eficiencias realistas.
- **Turbomáquinas**: se analizarán tanto la turbina y el compresor de la fase de carga como la turbina y bomba de la fase de descarga. Se calcularán sus consumos, velocidades, número de etapas óptimas y se evaluará la posibilidad de acoplamiento en eje común en cada fase.
- **Tuberías**: se dimensionarán los conductos que conectan los componentes, buscando minimizar pérdidas de carga y asegurar compatibilidad hidráulica, reutilizando tramos comunes cuando sea posible.
- **Tanques de almacenamiento térmico**: se estimarán las necesidades de almacenamiento energético en cada medio (sales fundidas, aceite térmico, agua glicolada), ajustando volúmenes y capacidades.

1.3.3 SELECCIÓN DE FLUIDOS DE TRABAJO

El sistema utilizará CO_2 como fluido de trabajo principal, dadas sus propiedades termodinámicas favorables para trabajar en ciclos transcíticos, su bajo impacto ambiental ($\text{GWP} = 1$ y $\text{ODP} = 0$) y su disponibilidad comercial. Como fluidos secundarios se emplearán:

- **Sales fundidas** (mezcla 60% NaNO_3 – 40% KNO_3) como medio de almacenamiento de alta temperatura (efecto Joule).
- **Aceite térmico Therminol VP-1**, que actúa como fluido de transferencia de calor entre el CO_2 y el circuito de vapor de proceso.
- **Agua glicolada (PG 40%)**, utilizada en los procesos de recuperación o disipación de calor a baja temperatura.

La selección se justifica por su estabilidad térmica, compatibilidad operativa y su adecuada integración en el diseño del sistema.

1.3.4 ANÁLISIS ECONÓMICO

El último bloque del proyecto está orientado a evaluar la **viabilidad económica** de la solución propuesta. Para ello se calcularán:

- La **inversión inicial** del sistema (CAPEX), actualizando costes con índices de corrección a 2025, y cálculo de costes de mantenimiento.
- El **coste normalizado de la energía (LCOE)** para la electricidad generada incluyendo el coste de generación de vapor de proceso (coste negativo por reemplazo de sistemas térmicos convencionales).
- Un análisis de **Valor actual neto (VAN)**
- Un **estudio de sensibilidad** sobre el LCOE y el VAN en función del precio de la electricidad y el tamaño de la planta.

Este análisis permitirá valorar no solo el rendimiento técnico, sino también el potencial económico del sistema frente a soluciones convencionales, evaluando su escalabilidad y su aplicabilidad industrial.

Capítulo 2. ESTADO DE LA CUESTIÓN

La industria actual se enfrenta al reto de satisfacer sus elevadas demandas energéticas de forma sostenible y eficiente. Para avanzar hacia modelos bajos en carbono, es imprescindible contar con tecnologías capaces de aportar flexibilidad, reducir el consumo de combustibles fósiles y optimizar el uso de recursos energéticos. Para ello, resulta fundamental comprender la situación energética actual y el grado de desarrollo de las soluciones disponibles.

2.1 RELEVANCIA DE LA DEMANDA TÉRMICA Y ELÉCTRICA EN LA INDUSTRIA ACTUAL

El sector industrial representa uno de los mayores consumidores de energía a nivel global, siendo el calor un vector energético predominante en numerosos procesos productivos. Esta demanda, térmica y eléctrica no solo es extensa, sino que también está fuertemente vinculada a tecnologías convencionales basadas en combustibles fósiles, lo cual plantea retos significativos en términos de eficiencia y sostenibilidad.

De acuerdo con estimaciones de la Agencia Internacional de la Energía (IEA), aproximadamente el 74 % de la energía consumida por la industria corresponde a calor, frente a un 26 % asociado a electricidad, como puede observarse en la Figura 2.1. De esa fracción térmica, entorno al 30% se sitúa en rangos de temperatura baja (inferior a 150 °C), lo que la convierte en un candidato ideal para su suministro mediante tecnologías limpias como las bombas de calor o el almacenamiento térmico [12].

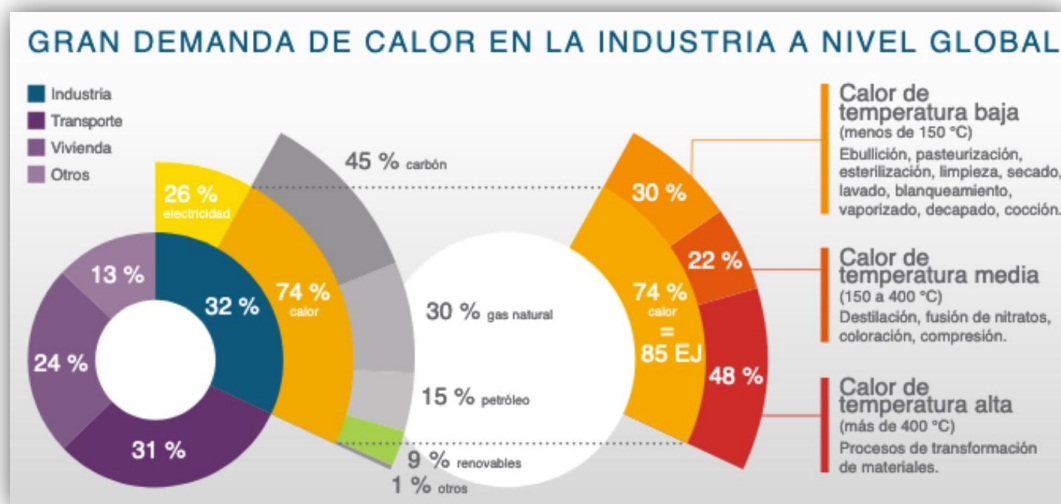


Figura 2.1: Demanda de calor en la industria (Fuente: [12])

También se puede observar la necesidad de introducción de tecnologías limpias en la generación de calor ya que tan solo un 9% del calor consumido en las industrias provienen de energías renovables.

En el caso particular de la Unión Europea, el peso del calor en el consumo final de energía de los sectores industriales es también muy significativo. La Figura 2.2 muestra cómo industrias como la del hierro y acero (62 %), minerales no metálicos (61 %) o química (42 %) demandan porcentajes de calor superiores al 40 % en su consumo energético total. A nivel agregado, el calor representa cerca del 39 % del consumo energético de la industria en la UE [13].

No obstante, también se observa cómo hay una alta demanda de electricidad en sectores industriales como el de metales no ferrosos u otras industrias que también superan el 40% [13].

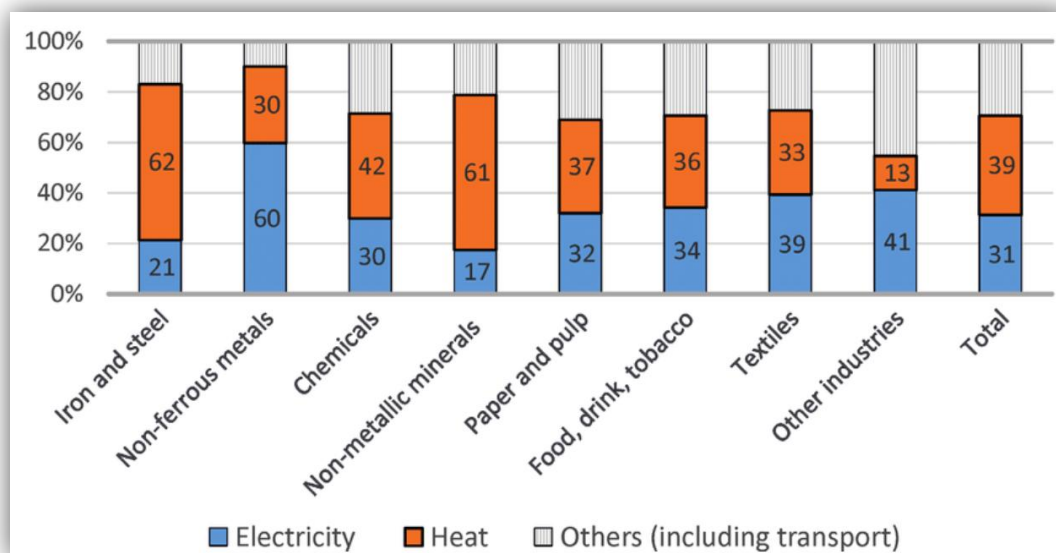


Figura 2.2: Participación relativa del calor y la electricidad en distintos sectores de la industria de la UE
(Fuente: [13])

Estos datos reflejan la enorme relevancia que tiene el calor en el ámbito industrial actual y justifican la necesidad de desarrollar soluciones capaces de aprovechar este recurso de forma más eficiente y sostenible. Entre dichas soluciones destacan la integración de bombas de calor industriales, sistemas de almacenamiento térmico, y el reaprovechamiento del calor residual, pilares fundamentales del presente proyecto.

Además de la fuerte dependencia del calor, la electricidad también constituye una fracción fundamental del consumo energético en muchos subsectores industriales, como se aprecia en la Figura 2.3. Sectores como la fabricación de productos electrónicos, caucho y plásticos, vehículos de motor, productos farmacéuticos o alimentación presentan un uso elevado de electricidad en comparación con otras fuentes como gas o productos petrolíferos [14].

Según datos de la Encuesta de Consumos Energéticos 2019 del Instituto Nacional de Estadística, recogidos por Gana Energía, la electricidad representa más del 56 % del consumo energético en industria.

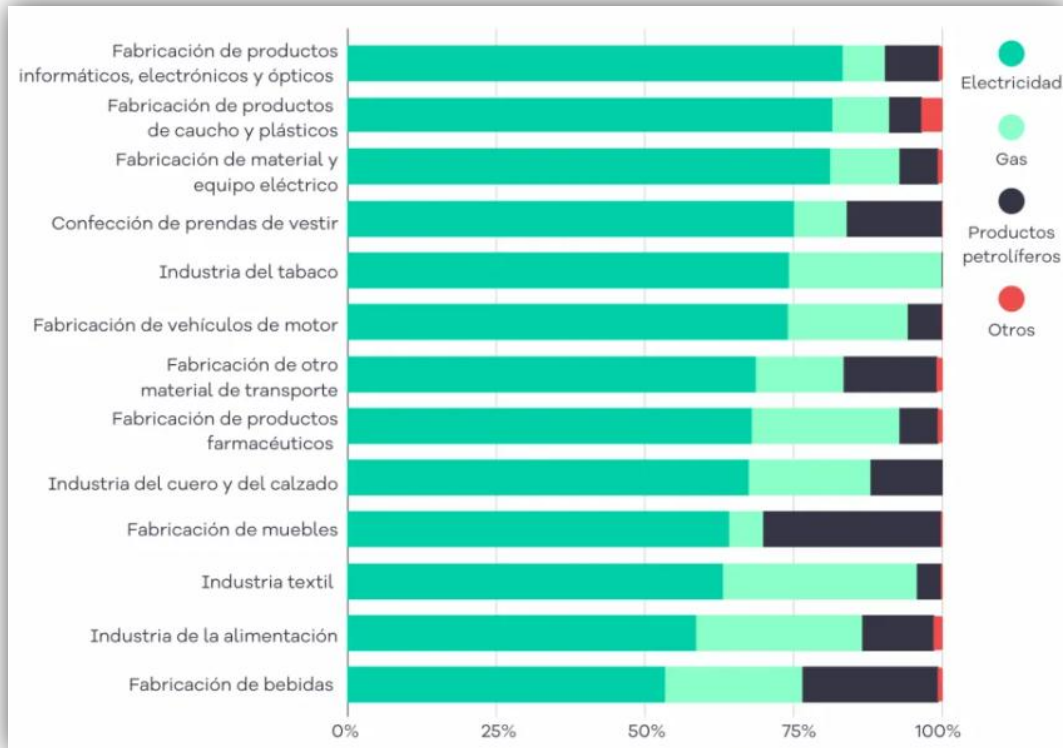


Figura 2.3: Consumo de tipos de energía en distintos sectores industriales (Fuente: [14])

Este dato refuerza la importancia de sistemas integrados que no solo suministren calor, sino también permitan generar electricidad de forma flexible, especialmente durante los picos de precio o demanda.

2.2 ALMACENAMIENTO TÉRMICO

El desarrollo de sistemas industriales más sostenibles pasa necesariamente por una mejor gestión de los excedentes de generación renovable, especialmente en el caso de tecnologías como la solar fotovoltaica, cuya producción varía fuertemente a lo largo del día. En muchas instalaciones, durante las horas centrales se produce una cantidad de electricidad superior a la demanda real, generando excedentes que no siempre pueden ser volcados a la red o aprovechados de forma inmediata.

Esta situación ha impulsado el diseño de soluciones capaces de almacenar temporalmente esa energía renovable sobrante. Una de las alternativas más prometedoras en el ámbito industrial es el almacenamiento en forma de calor, especialmente cuando la energía eléctrica excedente se utiliza para accionar bombas de calor, que transfieren ese excedente al medio térmico. De este modo, la energía queda almacenada en forma térmica para ser utilizada posteriormente durante las horas de mayor demanda, o cuando la generación renovable es insuficiente, mejorando así la autosuficiencia energética y reduciendo la dependencia de fuentes fósiles.

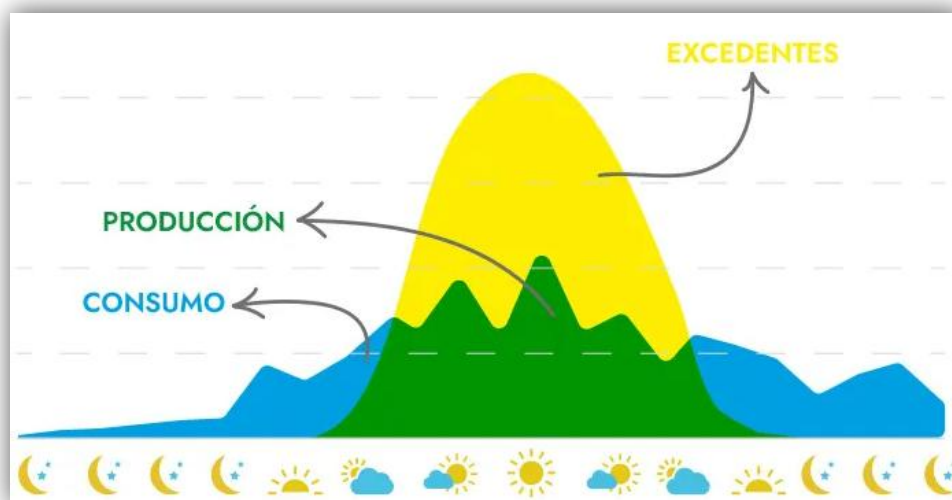


Figura 2.4: Gráfica de generación renovable vs consumo, generando excedentes (Fuente: [15])

La Figura 2.4 muestra de manera esquemática esta situación: durante las horas centrales del día, la producción solar (en verde) supera ampliamente la curva de consumo (en azul), generando una franja amarilla de excedentes. Este excedente representa una oportunidad energética que no debe desaprovecharse, especialmente en entornos industriales con alta demanda térmica o eléctrica. Almacenar dicha energía en forma de calor, permite utilizarla posteriormente en momentos donde la generación renovable no es suficiente, como al amanecer, al anochecer, en días nublados o mientras que los precios de la electricidad resultan elevados, generando un coste enorme para las industrias.

En los últimos años se han registrado numerosos momentos en los que la generación eléctrica renovable ha superado la demanda, especialmente en países con alta penetración de solar y eólica como España. Por ejemplo, el 16 de abril de 2025, la generación combinada de energía solar y eólica en la península ibérica cubrió el 100,63 % del consumo eléctrico nacional, marcando un hito en la transición energética [16].

Una de las tecnologías más consolidadas para el almacenamiento térmico en el ámbito industrial es el empleo de tanques de sales fundidas, capaces de operar de forma duradera y eficiente a altas temperaturas.



Figura 2.5: Simulación del sistema Thermalbox (Fuente: [17])

Un ejemplo destacado es el sistema ThermalBox, desarrollado por la empresa española Build to Zero, que integra almacenamiento térmico con generación de calor y vapor para procesos industriales, utilizando exclusivamente electricidad de origen renovable. Este sistema trabaja con un diseño de doble tanque, donde el tanque frío opera en torno a los 180 °C y el tanque caliente puede alcanzar los 400 °C. La capacidad de almacenamiento varía entre 4 y 12 horas de suministro térmico continuo, adaptándose a las necesidades de consumo intradiario de cada planta. El sistema garantiza una vida útil de 40 años y emplea una mezcla eutéctica de sales fundidas (conocida como HITEC) compuesta por 53 % KNO_3 , 40 % NaNO_2 y 7 % NaNO_3 . Estas sales permiten una carga térmica rápida mediante resistencias eléctricas, utilizando directamente los excedentes renovables de la red [18].

En definitiva, los tanques de sales fundidas representan hoy en día la opción más madura, eficiente y escalable para el almacenamiento térmico industrial. La tecnología está plenamente alineada con la filosofía del sistema MOSS propuesto en este proyecto, ya que

permite convertir excedentes eléctricos renovables en calor de proceso útil, maximizando la eficiencia energética del sistema industrial y contribuyendo de forma directa a su descarbonización.

2.3 TECNOLOGÍA ACTUAL DE LAS BOMBAS DE CALOR

En el contexto industrial, las bombas de calor se consolidan como una de las tecnologías más prometedoras para el uso eficiente de energía, tanto térmica como eléctrica. Basadas en el ciclo de refrigeración, estas máquinas no solo permiten recuperar calor de fuentes de baja temperatura, sino que, mediante un compresor eléctrico, elevan dicho calor hasta niveles de temperatura útiles para procesos industriales.

2.3.1 ¿CÓMO FUNCIONAN LAS BOMBAS DE CALOR?

El funcionamiento de una bomba de calor industrial se basa en el ciclo de compresión de vapor, el mismo principio presente en refrigeradores y aire acondicionado, pero optimizado para calentar en lugar de enfriar. El ciclo consta de cuatro componentes esenciales:

1. **Evaporador:** recibe calor desde una fuente a baja temperatura, que puede ser aire ambiente, agua, terreno o calor residual, provocando que el refrigerante líquido se evapore.
2. **Compresor:** eleva la presión y temperatura del refrigerante en estado gaseoso, empleando energía eléctrica para alcanzar niveles térmicos superiores a los del proceso.
3. **Condensador:** el refrigerante caliente cede calor útil al sistema de destino (agua, vapor, aire caliente), condensa y devuelve energía térmica al proceso.
4. **Válvula de expansión:** reduce presión y temperatura del refrigerante condensado, devolviéndolo al estado inicial para reiniciar el ciclo.

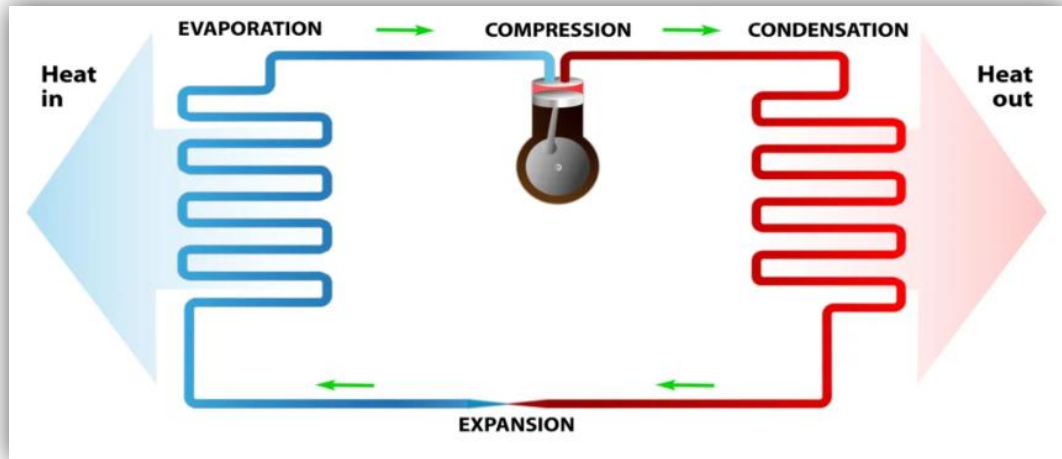


Figura 2.6: Esquema del funcionamiento de una bomba de calor

La eficiencia de una bomba de calor se mide mediante el COP (coeficiente de rendimiento), que típicamente oscila entre 2 y 6. Esto significa que, por cada unidad de energía eléctrica consumida, se entregan de 2 a 6 unidades de energía térmica, mucho más eficiente que calderas convencionales cuyo COP es inferior a 1 [19].

Ventajas en entornos industriales

- Permiten elevar el calor a temperaturas medias (hasta $\sim 150\text{ }^{\circ}\text{C}$) o altas, necesarias en procesos como secado, pasteurización, lavandería, etc.
- Cuando utilizan fuentes de energía renovable o calor residual, las bombas de calor son altamente sostenibles, reduciendo significativamente las emisiones de CO_2 .
- Pueden integrarse en sistemas híbridos o como respaldo de redes térmicas industriales, ganando flexibilidad operativa y económica.

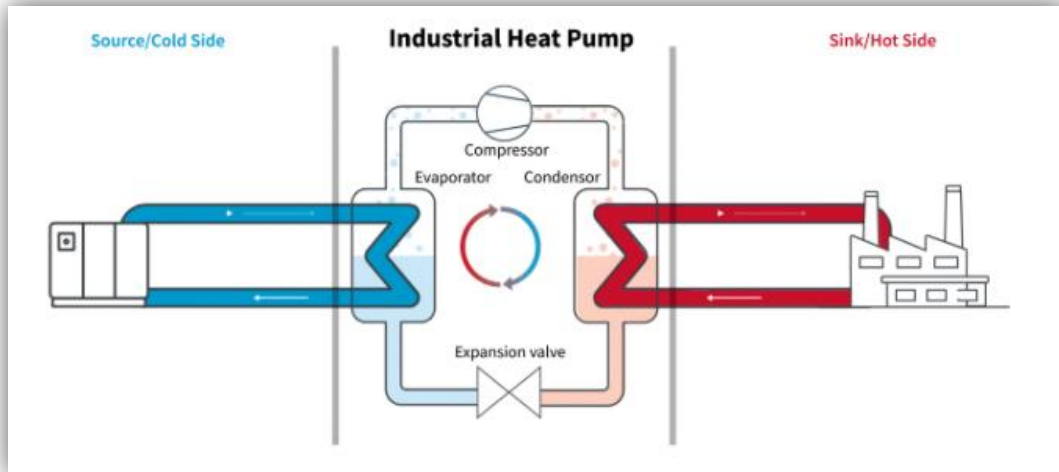


Figura 2.7: Esquema de una bomba de calor funcionando en una Industria (Fuente: [19])

Las bombas de calor son el componente ideal para convertir excedentes renovables en calor útil o para recuperar calor residual, complementando el almacenamiento de sales fundidas en un sistema coherente y de alto rendimiento. Por ejemplo, industriales como “Equans” en Francia han instalado bombas de calor de alta temperatura, logrando ahorros superiores al 20 % en consumo de gas y reducciones de hasta 2.000 t CO₂/año en fábricas como la de producción de queso CF&R [20].

2.3.2 FLUIDOS DE TRABAJO DE LAS BOMBAS DE CALOR

El CO₂, identificado como R-744 en el sector, se ha posicionado como líder natural para bombas de calor industriales, gracias a su combinación única de eficiencia, sostenibilidad y seguridad operativa.

El CO₂ destaca por tener un Potencial de Calentamiento Global (GWP) = 1 y un Potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP) = 0, siendo una alternativa ambientalmente óptima frente a refrigerantes sintéticos como R-134a o R-410A, que presentan GWP altos (≈ 1.300 –

2.100) [21], [22]. Además, es no tóxico y no inflamable, lo que facilita su incorporación en entornos industriales.

Desde el punto de vista termodinámico, el CO₂ tiene una alta capacidad volumétrica de refrigeración ($\approx 22\,600\text{ kJ/m}^3$ a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$), comparado con R-134a ($\approx 2\,860\text{ kJ/m}^3$), lo que permite reducir el tamaño de componentes clave como compresores y tuberías [23]. Su alta conductividad térmica, elevado calor específico y baja viscosidad cinemática lo hacen especialmente eficiente en el intercambio de calor. Esto mejora notablemente la transferencia térmica en evaporadores y *gas coolers*.

El CO₂ opera en ciclos transcíticos, es decir, a presiones que superan su punto crítico ($\approx 7,38\text{ MPa}$ o $31\text{ }^{\circ}\text{C}$), lo que permite alcanzar temperaturas elevadas de salida útiles para procesos industriales (hasta $\approx 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ o más) [24]. Este comportamiento se aprecia claramente en los diagramas de presión-entalpía mostrados en la Figura 2.8. El ciclo subcrítico (azul) cambia a transcítico (naranja), eliminando la fase de condensación y reemplazando el *Condensador* por un *gas cooler* donde no hay cambio de fase.

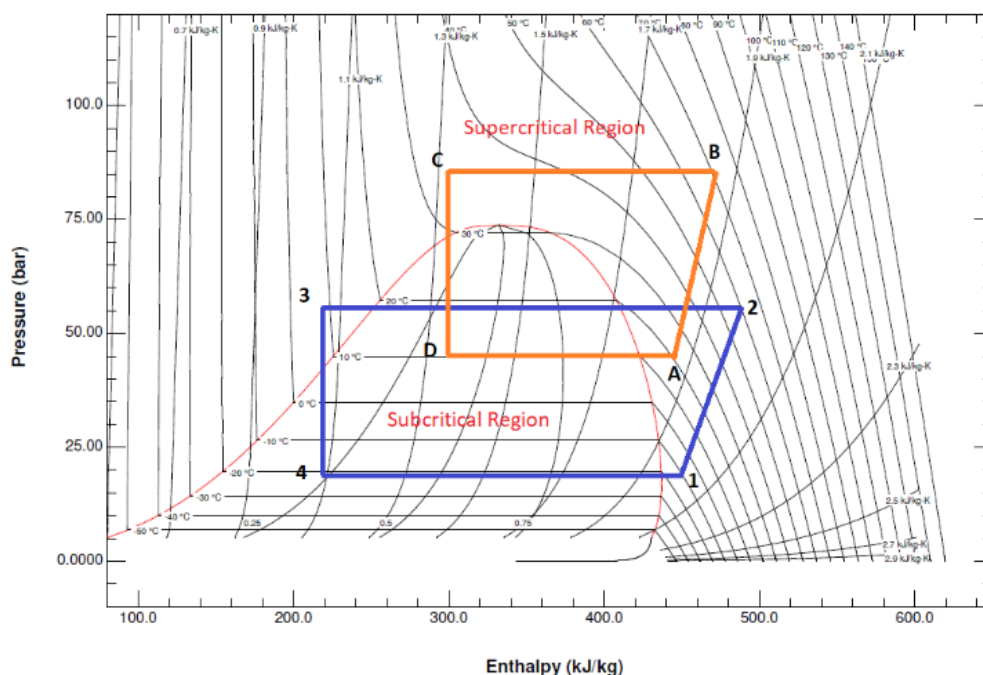


Figura 2.8: Diagrama p-h de CO₂ transcrítico vs subcrítico (Fuente: [23])

Aunque el CO₂ opera a altas presiones, los materiales actuales y tecnologías de sellado permiten construcciones seguras y resistentes. La elevada densidad volumétrica del gas reduce el caudal másico necesario, lo que contrarresta en parte la necesidad de compresores de alta capacidad. Además, al trabajar en rango transcrítico, la etapa de rechazo térmico se realiza sin cambio de fase, simplificando el diseño.

La Tabla 2.1 muestra que el CO₂ (R-744) destaca claramente frente al resto de refrigerantes por su GWP = 1 y ODP = 0, lo que lo convierte en una de las opciones más sostenibles disponibles. Respecto a muchos HFC tradicionales con GWP muy elevados (como el R-404A o R-410A), el CO₂ presenta un bajo GWP, no siendo ni tóxico ni inflamable. Por el contrario, otros refrigerantes naturales sí lo son, como el amoníaco (R-717) o el propano (R-290). Estas características, sumadas a su buen rendimiento en ciclos transcríticos, justifican su creciente uso en bombas de calor industriales de alta temperatura.

Tabla 2.1: Distintos tipos de refrigerantes para bombas de calor (Fuente: [25])

Status	Refrigerant			Other Names/Components	ODP	GWP
	Class	Type	Number			
Past	A1	HCFC	R22	Freon-22	0.055	1810
	A1	HFC	R404A	R125/143a/134a, HP62	0	3922
	A1	HFC	R507A	R125/134a, AZ50	0	3985
Current	A1	HFC	R407A/H	R32/125/134a	0	2107/1495
	A1	HFC	R407F/C	R32/125/134a	0	2088/1744
	A1	HFC	134A	Single Component Refrigerant	0	1430
High Pressure HFC	A1	HFC	R410A	R125/32, AZ-20, Puron	0	2088/6750
Newer Blends	A1	HFO/ HFC	R450A	N13-1234ze/R134a	0	605
	A1	HFO/ HFC	513A	XP10-1234yf/R134a	0	631
	A1	HFO/ HFC	R448A	N40 Honeywell	0	1387
	A1	HFO/ HFC	R449A	XP40 Chemours	0	1397
Natural Fluids	A1	CO ₂	R744	CO ₂	0	1
	B2L	NH ₃	R717	Ammonia	0	<1
	A3	HC	R290	Propane	0	3
	A3	HC	R600a	Isobutane	0	3
	A3	HC	R1270	Propylene	0	2

En conclusión, el CO₂ es hoy el **fluido de referencia para bombas de calor industriales**, especialmente en sistemas integrados de alta demanda térmica. Su eficiencia, sostenibilidad, fiabilidad, y capacidad para trabajar en ciclos transcíticos con temperaturas elevadas lo convierten en la elección óptima.

2.3.3 CICLO BRAYTON INVERSO REGENERATIVO

El ciclo Brayton inverso regenerativo es una arquitectura termodinámica empleada en bombas de calor de alta temperatura con el objetivo de suministrar calor útil a partir de fuentes de baja exergía. Este tipo de ciclo resulta especialmente adecuado para aplicaciones industriales que requieren temperaturas elevadas, como la producción de vapor de proceso o el calentamiento de fluidos a más de 150 °C, ya que permite alcanzar esos niveles térmicos con una eficiencia razonable y un aprovechamiento inteligente del calor residual.

El carácter regenerativo del ciclo implica la reutilización del calor disponible tras la cesión del calor a la demanda en el *gas cooler* (ICU en la Figura 2.9). Este calor se aplica a la corriente que va a ser aspirada por el compresor, de modo que ésta logra alcanzar una mayor

temperatura a su salida, logrando así el efecto deseado sin tener que alcanzar relaciones de presión excesivamente altas, reduciendo así el consumo del compresor. Este ciclo puede representarse mediante la Figura 2.9.

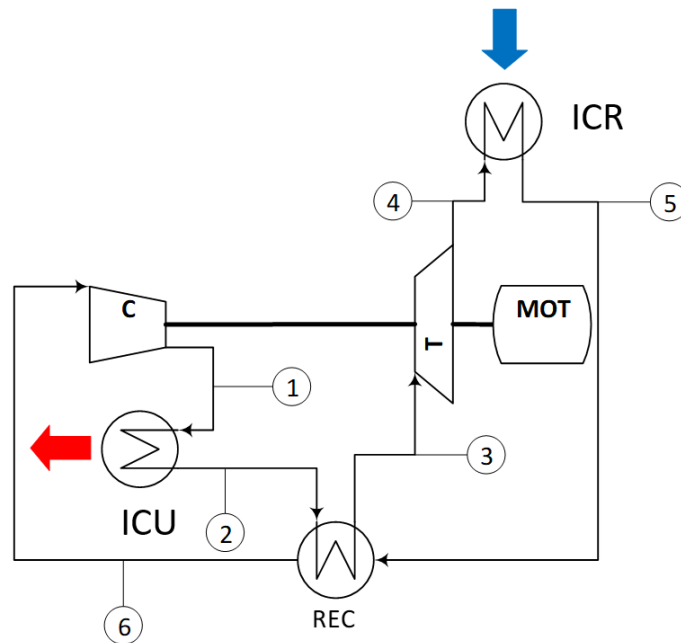


Figura 2.9: Esquema de un ciclo brayton inverso cerrado regenerativo (Fuente: Elaboración propia)

El funcionamiento se divide en las siguientes fases:

Compresión isentrópica ($6 \rightarrow 1$): El CO_2 se comprime adiabáticamente mediante un compresor, aumentando su presión y temperatura. En ciclos reales, el rendimiento isentrópico es inferior al 100 %, lo que se considera en el modelo.

Cesión de calor a la demanda ($1 \rightarrow 2$): El fluido pasa por el **Intercambiador de Calor de Utilización (ICU)**, donde cede calor útil al proceso industrial (por ejemplo, a una red de vapor o fluido térmico).

Enfriamiento parcial en el regenerador ($2 \rightarrow 3$): El fluido, aún caliente, transfiere parte de su energía térmica al fluido frío que va al compresor, a través del regenerador.

Expansión en la turbina (3 → 4): El fluido se expande en la turbina, generando trabajo mecánico que puede recuperarse o utilizarse para reducir el consumo eléctrico del compresor. Tras la expansión, la presión y la temperatura disminuyen.

Absorción de calor residual (4 → 5): El CO₂ pasa por el **Intercambiador de Calor de calor residual (ICR)**, donde capta calor del mismo.

Recuperación térmica en el regenerador (5 → 6): Antes de volver al compresor, el fluido frío pasa de nuevo por el regenerador y absorbe el calor previamente cedido por la corriente caliente, elevando su temperatura de entrada al compresor.

Las ecuaciones fundamentales que describen el comportamiento del ciclo incluyen:

- Trabajo neto del motor:

$$\dot{W}_{motor} = \dot{W}_{compr} - \dot{W}_{turb}$$

- Trabajo del compresor:

$$\dot{W}_{compr} = \dot{m} \times (h_1 - h_6)$$

- Trabajo de la turbina:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} \times (h_3 - h_4)$$

- Calor útil entregado en el ICU:

$$\dot{Q}_{ICU} = \dot{m} \times (h_1 - h_2)$$

- Calor residual evacuado en el ICR:

$$\dot{Q}_{ICR} = \dot{m} \times (h_5 - h_4)$$

- Calor intercambiado en el Regenerador:

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

- COP (Coefficient of Performance):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ICU}}{\dot{W}_{motor}}$$

Donde $\dot{m}$ es el caudal másico del fluido, y h_i representa la entalpía en el punto i del ciclo. En un modelo real, todos estos valores se ajustan en función de rendimientos isentrópicos, pérdidas de presión en los intercambiadores y límites termodinámicos del fluido.

En resumen, el ciclo Brayton inverso regenerativo ofrece una alternativa robusta y eficiente para procesos industriales que buscan descarbonizar su producción térmica, especialmente cuando se emplean fluidos como el CO_2 , cuyo comportamiento supercrítico permite operar en rangos de presión y temperatura muy ventajosos.

2.4 TECNOLOGÍA ACTUAL DE MOTORES TÉRMICOS

Los motores térmicos son tecnologías estrechamente relacionadas con las bombas de calor, ya que ambos se basan en ciclos termodinámicos similares. Sin embargo, mientras que una bomba de calor consume energía eléctrica para generar una diferencia térmica (extrayendo calor de una fuente fría para entregarlo a una caliente), el motor térmico realiza el proceso inverso: aprovecha una diferencia de temperaturas para generar electricidad. En esencia, se trata del mismo ciclo operando en sentido contrario.

En estos ciclos que operan como motores térmicos, se utiliza el mismo fluido de trabajo (CO_2) que en el ciclo de bomba de calor. Esta decisión responde a la necesidad de facilitar la reversibilidad del sistema y aprovechar las excelentes propiedades termodinámicas del

CO₂ en ambos modos de operación: alta densidad energética, bajo impacto ambiental, y buena eficiencia en rangos de temperatura industriales.

2.4.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE MOTORES TÉRMICOS

Los motores térmicos son dispositivos diseñados para transformar calor en trabajo útil, generalmente en forma de electricidad. Su principio de funcionamiento se basa en un ciclo termodinámico donde un fluido de trabajo atraviesa distintas fases de compresión, calentamiento, expansión y enfriamiento.

En su versión más convencional (ciclo de Rankine), emplean vapor de agua como fluido de trabajo, que se genera en una caldera mediante la combustión de carbón, gas o fuelóleo. El vapor se dirige a una turbina, la cual acciona un alternador que produce electricidad. Posteriormente, el vapor se condensa (usando agua fría o una torre de refrigeración) y vuelve al circuito mediante una bomba, permitiendo cerrar el ciclo termodinámico. Este proceso puede alcanzar eficiencias térmicas entre el 35 % y el 42 %.

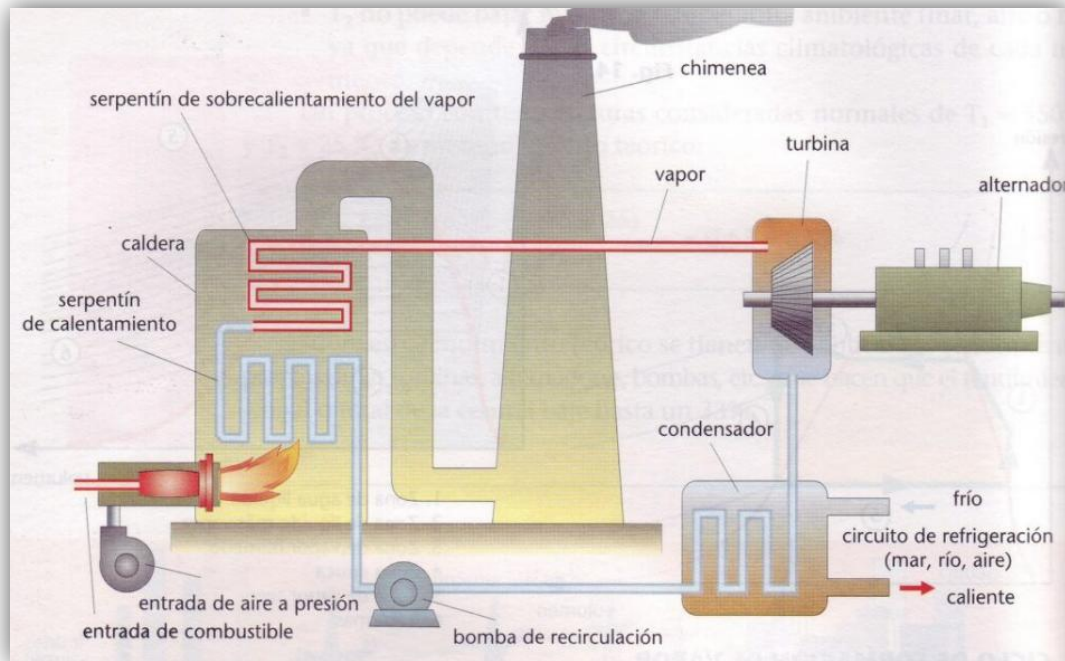


Figura 2.10: Esquema elemental de una central térmica (Fuente: [26])

Sin embargo, estas instalaciones suponen una significativa carga ambiental. El uso de combustibles fósiles no solo genera CO_2 , sino también NO_x , SO_2 y partículas. Por ejemplo, una planta térmica de carbón emite unos 990 kg CO_2/MWh , mientras que una de gas natural combinada produce alrededor de 407 kg CO_2/MWh [28]. Estos datos reflejan el impacto directo de las fuentes fósiles en el calentamiento global, motivando una transición hacia sistemas térmicos sin combustión.

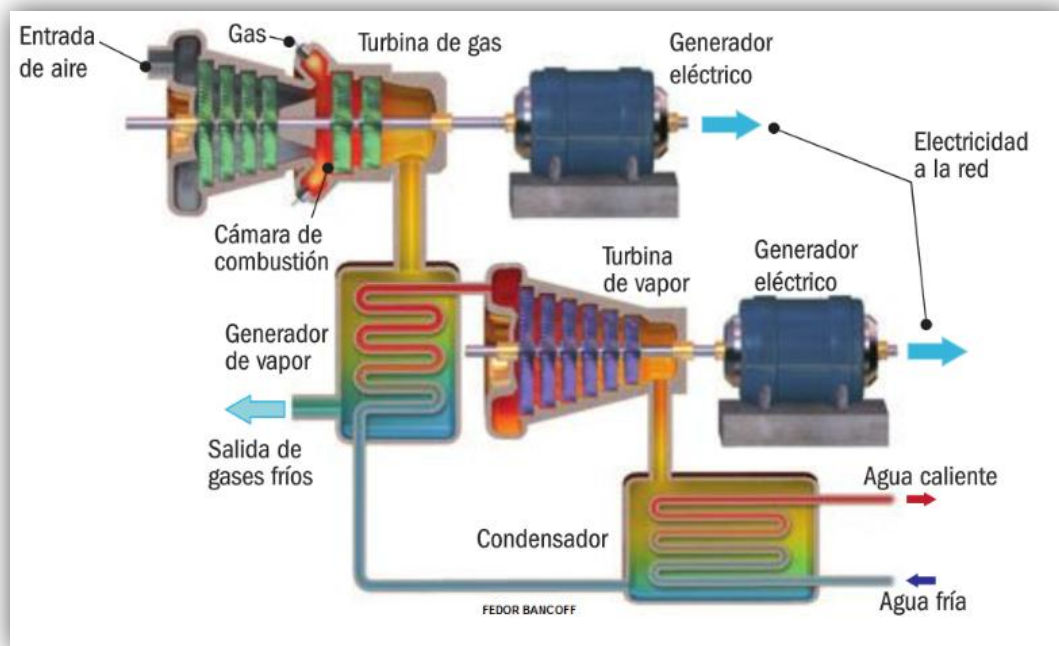


Figura 2.11: Esquema de una central térmica de ciclo combinado (Fuente: [27])

Una de las soluciones más prometedoras es el uso de ciclos Brayton cerrados. En estos sistemas, el calor no se introduce mediante combustión, sino desde fuentes térmicas renovables, como solar térmica, geotermia o integración con almacenamiento térmico, evitando así emisiones contaminantes y mejorando la integración con sistemas eléctricos flexibles. Además, el uso de CO₂ supercrítico como fluido de trabajo permite operar a altas presiones y temperaturas, mejorando la eficiencia global del ciclo hasta superar el 50%, y permitiendo turbomáquinas más compactas y eficientes.

El desarrollo de este tipo de tecnologías no solo busca reducir las emisiones, sino también ofrecer una vía de transición desde las plantas térmicas convencionales, reutilizando infraestructuras existentes (como turbinas o redes de transmisión), pero sustituyendo la fuente de calor por soluciones más limpias. Así, el principio de los motores térmicos se conserva, pero se adapta a los retos del presente y del futuro.

2.4.2 APLICACIÓN DEL CICLO BRAYTON REGENERATIVO

El ciclo Brayton directo tiene como objetivo principal generar electricidad, aprovechando una diferencia de temperaturas entre una fuente térmica caliente (almacenamiento térmico) y un sumidero frío (por ejemplo, agua de un río).

A diferencia del ciclo inverso, en este caso el ciclo funciona como un generador de potencia, y no requiere energía eléctrica externa para funcionar. Por ello, se considera una solución ideal para cubrir la demanda de electricidad en industrias que requieren alta eficiencia y recuperación de calor.

En la Figura 2.12. se muestra el esquema de un ciclo Brayton directo cerrado regenerativo:

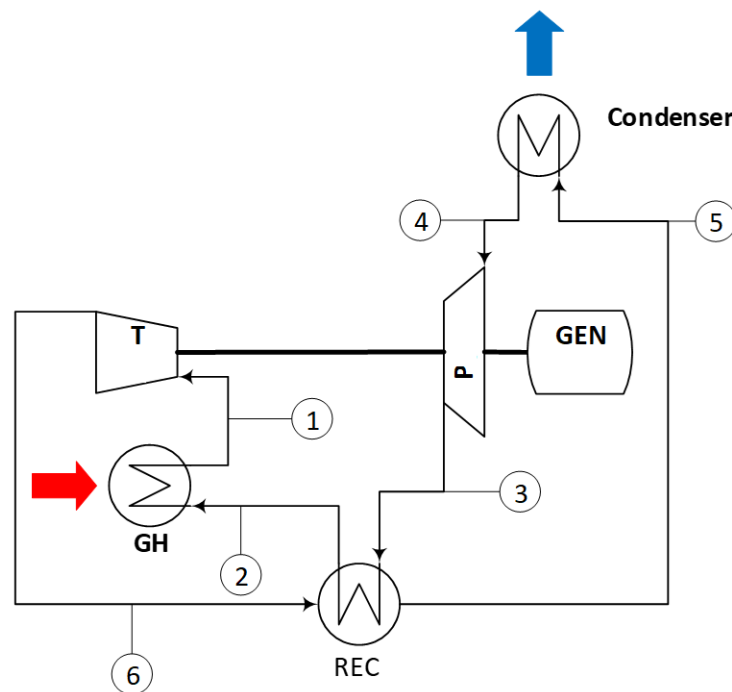


Figura 2.12: Esquema de un ciclo brayton directo cerrado regenerativo (Fuente: Elaboración propia)

El funcionamiento por etapas del ciclo es el siguiente:

Entrada al intercambiador GH (generador de calor): El fluido de trabajo (CO_2) entra a al intercambiador GH, donde absorbe calor desde el almacenamiento térmico. Esta fase **aumenta su energía interna**, elevando su temperatura.

Expansión en la turbina (T): El CO_2 a alta presión se expande en la turbina, generando trabajo mecánico. Esta expansión impulsa un **generador eléctrico (GEN)**, permitiendo la producción de electricidad a partir del calor almacenado.

Salida de la turbina y entrada al regenerador (REC): El fluido sale de la turbina con menor presión y temperatura. Antes de ceder este calor al sumidero, se aprovecha parcialmente su energía en un **intercambiador interno (regenerador)**, precalentando el flujo que retorna desde el Condensador.

Condensador (C): El CO_2 pasa al Condensador, donde cede el calor restante a una corriente fría (por ejemplo, agua de red). El fluido baja su temperatura, **cerrando el ciclo térmico**.

Bomba (P): El fluido es comprimido para elevar su presión nuevamente, cerrando así el ciclo termodinámico. Este trabajo de compresión se realiza usando parte de la energía generada por la turbina.

Retorno al generador de calor (GH): El fluido vuelve al punto inicial, habiendo sido precalentado en el regenerador y comprimido en el compresor. El ciclo vuelve a comenzar.

A continuación, se presentan las ecuaciones básicas del ciclo Brayton directo regenerativo:

- Trabajo neto del alternador/generador:

$$\dot{W}_{alt} = \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{bomb}$$

- Trabajo de la bomba:

$$\dot{W}_{bomb} = \dot{m} \times (h_3 - h_4)$$

- Trabajo de la turbina:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} \times (h_1 - h_6)$$

- Calor entregado en el Condensador:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \times (h_5 - h_4)$$

- Calor absorbido en el GH:

$$\dot{Q}_{GH} = \dot{m} \times (h_1 - h_2)$$

- Calor intercambiado en el Regenerador:

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

- Eficiencia global del sistema:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{alt}}{\dot{Q}_{GH}}$$

Capítulo 3. METODOLOGÍA

Con el objetivo de asegurar la coherencia técnica y económica del sistema propuesto, este apartado desarrolla la metodología aplicada en cada una de las etapas del trabajo. A través de un enfoque riguroso y estructurado, se establece la base para el modelado, el análisis y la toma de decisiones que sustentan los resultados obtenidos.

3.1 MODELADO DEL SISTEMA

El presente apartado describe el modelo termodinámico desarrollado para representar el comportamiento del sistema en sus dos modos de operación: la fase de carga (funcionamiento como bomba de calor) y la fase de descarga (funcionamiento como ciclo de generación eléctrica). El objetivo principal de este modelado es cuantificar las prestaciones energéticas del sistema en ambos regímenes, optimizando parámetros clave como el coeficiente de rendimiento (COP) en carga y la producción neta de electricidad en descarga.

Para ello, se ha implementado un modelo en el software EES (Engineering Equation Solver) que permite resolver de forma iterativa todos los balances de energía y relaciones termodinámicas.

A partir de los datos de partida del sistema de aprovechamiento del calor residual, se dimensionan ambos ciclos obteniendo un resultado que optimicen cuanto más los parámetros objetivos y los componentes que se plantean en las Figuras 3.1 y 3.2

3.1.1 ESTABLECIMIENTO DE CONDICIONES Y PARÁMETROS DE CONTORNO, Y VALORES INICIALES DE LA FASE DE CARGA

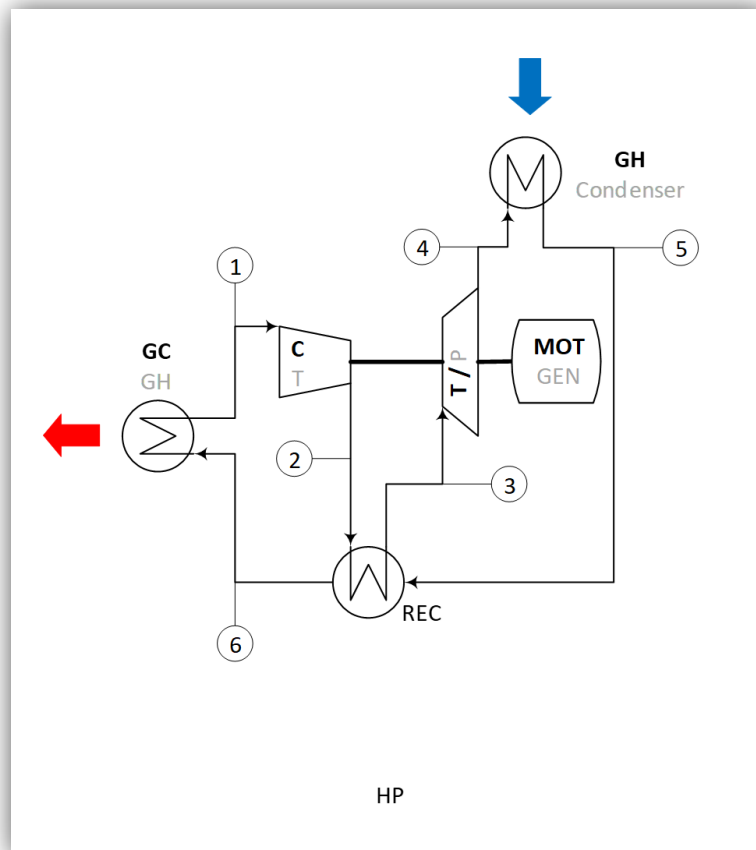


Figura 3.1: Diseño del ciclo de carga (Fuente: Elaboración propia)

Para desarrollar el modelo del sistema en su funcionamiento como bomba de calor (fase de carga), se definen una serie de parámetros clave que determinan el comportamiento termodinámico del ciclo y permiten establecer las condiciones de simulación. Este subapartado detalla los supuestos, entradas y límites del modelo.

Caracterización del calor residual disponible:

El sistema recupera calor de una corriente de agua glicolada que actúa como fluido caliente en el generador de calor (GH).

Generación de vapor de proceso:

El calor extraído del agua glicolada se transfiere al CO₂ en el GH, y posteriormente este calor se reaprovecha mediante un segundo intercambio en el GC, donde se transfiere al aceite térmico (Therminol VP1). Así, el sistema aprovecha una fuente de baja temperatura para precalentar un fluido intermedio a alta temperatura para generar vapor.

Caída de presión en conductos e intercambiadores de calor:

En todos los intercambiadores se considera una caída de presión del 2 % entre entrada y salida. Esta hipótesis simplificada permite reflejar las pérdidas de carga sin necesidad de modelado hidráulico detallado.

Modelado de las turbomáquinas:

El sistema cuenta con un compresor y una turbina, ambos modelados mediante balances energéticos con rendimientos isentrópicos definidos:

- Compresor: $\eta = 0,80$ [p.u.]
- Turbina: $\eta = 0,90$ [p.u.]

Estas eficiencias se aplican para relacionar entalpías reales con las ideales en cada proceso de compresión o expansión.

Modelado de los intercambiadores de calor:

Los tres intercambiadores principales (GH, GC y regenerador) se modelan mediante funciones internas de EES que permiten calcular la conductancia térmica (UA) y requieren los siguientes datos de entrada:

- Saltos térmicos aproximados asumidos: 10 °C en cada uno (ΔT_{GH} , ΔT_{GC} , ΔT_{REC}).
- Caudales másicos de los tres fluidos involucrados (CO_2 , aceite térmico y agua glicolada).
- Propiedades termodinámicas reales, calculadas en cada nodo.

Elección del fluido de trabajo:

El sistema utiliza CO_2 (R-744) como fluido de trabajo principal debido a su idoneidad para ciclos de alta temperatura, su elevado coeficiente de transferencia de calor, su bajo impacto ambiental ($GWP = 1$) y su seguridad intrínseca (no tóxico y no inflamable), lo que lo convierte en una opción atractiva tanto técnica como regulatoriamente para aplicaciones industriales avanzadas. [29]

Adicionalmente, se utilizan dos fluidos secundarios para la transferencia térmica en los intercambiadores de calor:

- El aceite térmico Therminol VP-1 se utiliza en el intercambiador GC para absorber el calor del CO_2 . Este fluido sintético, formado por una mezcla eutéctica de difenil y óxido de difenil, presenta una excelente estabilidad térmica y permite operar en fase líquida o vapor a temperaturas de hasta 400 °C. Su capacidad para trabajar de forma eficiente en ciclos de alta temperatura lo convierte en una opción adecuada para aplicaciones de almacenamiento térmico y generación de vapor de proceso en este ciclo. [30]
- El agua glicolada actúa como fluido primario en el intercambiador GH durante la fase de carga, cediendo calor al CO_2 . El aprovechamiento del calor de baja calidad

como fuente contribuye a elevar el rendimiento global del sistema, integrándose de forma eficiente en el ciclo termodinámico. Investigaciones y datos técnicos avalan el uso de mezclas de glicol con agua en sistemas de recuperación y bombeo de calor por su capacidad anticongelante, excelentes propiedades de transferencia térmica y compatibilidad con sistemas cerrados de alta eficiencia. [31]

Sistema de almacenamiento térmico:

Durante la fase de carga, parte de la electricidad consumida por el sistema se utiliza para calentar un sistema de almacenamiento térmico basado en sales fundidas. Este proceso se lleva a cabo mediante resistencias eléctricas (modelo efecto Joule), las cuales transforman directamente la energía eléctrica en calor. Esta energía queda acumulada como energía interna en las sales, elevando su temperatura, y será aprovechada más adelante en la fase de descarga para generar energía eléctrica. Este hecho resulta muy eficiente ya que el coste de la electricidad en la fase de carga es muy bajo, por lo que la producción de calor que luego se utilizará en fase de descarga es muy rentable.

3.1.2 ESTABLECIMIENTO DE CONDICIONES Y PARÁMETROS DE CONTORNO, Y VALORES INICIALES DE LA FASE DE DESCARGA

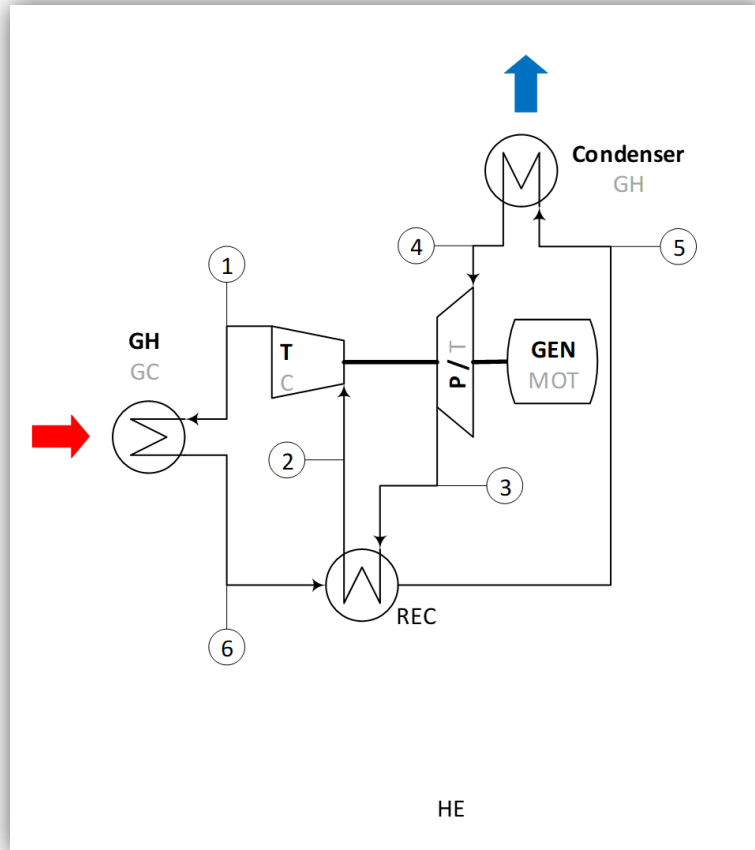


Figura 3.2: Diseño del ciclo de descarga (Fuente: Elaboración propia)

En esta sección se definen los parámetros de contorno de la fase de descarga, en la cual el sistema funciona como un ciclo motor térmico regenerativo cerrado con CO₂ como fluido de trabajo. El objetivo de esta fase es aprovechar el calor almacenado en los tanques de sales fundidas para producir electricidad mediante la expansión del CO₂ en una turbina y una bomba acopladas a un alternador. Por otra parte, el frío almacenado en el agua glicolada permite alcanzar un buen rendimiento.

Aprovechamiento del calor almacenado

Durante la fase de carga, las sales fundidas se calientan mediante resistencias eléctricas hasta alcanzar temperaturas elevadas. Posteriormente, en la fase de descarga, estas sales transfieren su energía térmica al CO₂ a través de un intercambiador de calor de alta temperatura (GH).

En este proceso, la sal fundida entra al intercambiador a 575 °C y sale a 283,5 °C, lo que permite calentar el CO₂ a condiciones aptas para su expansión en la turbina. Se ha fijado un pinch point inicial de 10 K en todos los intercambiadores.

Modelado de turbomáquinas

En esta fase, el sistema incluye una turbina de alta presión y una bomba, con rendimientos isentrópicos del 90 % y 80 %, respectivamente. La energía mecánica neta obtenida de la expansión del CO₂ se transforma en electricidad mediante un alternador con un rendimiento del 90 %.

Modelado de los intercambiadores de calor

El sistema incluye un generador de calor (GH) alimentado por las sales fundidas, un regenerador (REC) y un Condensador (COND) refrigerado mediante un fluido externo (agua glicolada de nuevo). Se ha tenido en cuenta el mismo diseño que en la fase de carga.

Selección de fluidos de trabajo y secundarios

- Fluido principal: Se mantiene el dióxido de carbono (CO₂, R-744) como fluido principal en ciclo cerrado, elegido por su alta densidad, bajo coste y buena estabilidad en ciclos regenerativos.
- En este proyecto se emplea una mezcla eutéctica de sales fundidas compuesta por un 60 % NaNO₃ y un 40 % KNO₃, elegida por su elevada capacidad calorífica (~1,5 kJ/kg·K), destacada estabilidad térmica y compatibilidad con ciclos de alta

temperatura (hasta 600 °C). Esta sal, conocida como “solar salt”, es ampliamente utilizada en aplicaciones de energía solar concentrada gracias a su estabilidad en rangos de temperatura operativos elevados y su potencial para mejorar la eficiencia térmica del sistema. [32]

- Fluido externo (foco frío): Se emplea también agua glicolada (40 % propilenglicol) como fluido externo para enfriar el CO₂ en el Condensador, actuando como foco frío del ciclo.

3.2 ECUACIONES DE COMPORTAMIENTO

3.2.1 FASE DE CARGA

El modelado de la fase de carga se basa en un conjunto de ecuaciones termodinámicas que describen el comportamiento de cada uno de los componentes del sistema (compresor, intercambiadores de calor, turbina). A partir de una serie de valores de entrada definidos en el modelo (como temperaturas, presiones y eficiencias).

A continuación, en la tabla 3.1 se presentan las condiciones de contorno del ciclo de carga:

Tabla 3.1: Condiciones de contorno del ciclo de carga

<i>Dato</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidades</i>
Presión de salida de la turbina (p_4)	10,89	bar
Potencia térmica transferida en intercambiador GH ($\dot{Q}_{GH}$)	7890	kW
Temperatura del Agua glicolada a la salida del GH ($T_{bine[2]}$)	-10	°C
Temperatura de entrada del aceite térmico en el GC ($T_{oil[1]}$)	130	°C
Temperatura de salida del aceite a la salida del GC ($T_{oil[2]}$)	220	°C
Aproximación térmica en el intercambiador GH (ΔT_{GH})	10	°C
Aproximación térmica en el intercambiador GC (ΔT_{GC})	10	°C
Aproximación térmica en el intercambiador REC (ΔT_{REC})	10	°C
Perdidas de presiones en intercambiadores (Δp)	2	%
Rendimiento del compresor (η_c)	0,8	p.u.
Rendimiento de la turbina (η_t)	0,9	p.u.

Se busca resolver el sistema con el objetivo de optimizar el rendimiento global, expresado mediante el COP (coeficiente de rendimiento). Además del COP, se persigue reducir el consumo específico del compresor y mejorar la recuperación de calor, garantizando el cumplimiento de restricciones físicas (pinch point, ΔP , calidad de vapor)

En la tabla 3.2 se presentan los parámetros objetivo a optimizar:

Tabla 3.2: Parámetros a optimizar del ciclo de carga

<i>Parámetro</i>	<i>Unidades</i>
COP	p.u.
Flujo másico del CO ₂ ($\dot{m}_{CO_2}$)	kg/s
Flujo másico del Agua glicolada ($\dot{m}_{brine}$)	kg/s
Flujo másico del aceite térmico ($\dot{m}_{oil}$)	kg/s
Consumo del Compresor ($\dot{W}_{compr}$)	kW
Consumo del Motor ($\dot{W}_{motor}$)	kW
Consumo de la turbina ($\dot{W}_{turb}$)	kW

- En primer lugar, se hallan las propiedades de todos los puntos del ciclo a través del software EES de los distintos fluidos
 - CO₂: Se definen las Entalpías, Entropías, Temperaturas y presiones de los puntos 1 al 6.
 - Agua Glicolada y Aceite térmico: Del mismo modo se calculan las Temperaturas, Presiones y las Entalpías de las entradas y salidas de estos ciclos secundarios.
- En segundo lugar, se plantean las ecuaciones termodinámicas de las turbomáquinas del ciclo de carga:
 - Compresor:

$$\eta_c = \frac{h_{s2} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\dot{W}_{compr} = \dot{m}_{CO_2} \times (h_2 - h_1)$$

- Turbina:

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{s4}}$$

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_{CO_2} \times (h_3 - h_4)$$

3. En tercer lugar, se definen las ecuaciones de los diferentes intercambiadoras de calor:

- Intercambiador GC:

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}_{oil} \times (h_{oil[2]} - h_{oil[1]})$$

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}_{CO_2} \times (h_6 - h_1)$$

$$T_6 = T_{oil[2]} + \Delta T_{GC}$$

$$T_1 = T_{oil[1]} + \Delta T_{GC}$$

$$P_1 = P_6 \times (1 - \Delta_P)$$

- Intercambiador GH:

$$\dot{Q}_{GH} = \dot{m}_{brine} \times (h_{brine[1]} - h_{brine[2]})$$

$$\dot{Q}_{GH} = \dot{m}_{CO_2} \times (h_5 - h_4)$$

$$T_5 = T_{brine[1]} - \Delta T_{GH}$$

$$T_4 = T_{brine[2]} - \Delta T_{GH}$$

$$P_5 = P_4 \times (1 - \Delta_P)$$

- Intercambiador REC:

$$P_6 = P_5 \times (1 - \Delta_P)$$

$$P_3 = P_2 \times (1 - \Delta_P)$$

$$T_6 = T_2 - \Delta T_{\text{REC}}$$

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

4. Prestaciones: Por último, se definen los parámetros:

$$\dot{W}_{\text{motor}} = \dot{W}_{\text{compr}} - \dot{W}_{\text{turb}}$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GC}}{\dot{W}_{\text{motor}}}$$

3.2.2 FASE DE DESCARGA

El modelado de la fase de descarga se basa igualmente en un conjunto de ecuaciones termodinámicas que permiten describir el comportamiento de los diferentes componentes del sistema: turbina, bomba, intercambiadores de calor y regenerador. En este caso, el objetivo es generar electricidad a partir del calor previamente almacenado en los tanques de sales fundidas, que actúan como fuente térmica del ciclo de potencia.

A partir de los datos definidos como entrada en el modelo (presiones, temperaturas, rendimientos y potencias), se resuelve el sistema completo en EES para obtener el comportamiento de cada componente y las prestaciones globales.

A continuación, en la tabla 3.3 se presentan los parámetros de contorno definidos en EES que permiten modelar esta fase de operación.

Tabla 3.3: Condiciones de contorno del ciclo de descarga

<i>Dato</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidades</i>
Presión de salida de la bomba (T_3)	250	bar
Potencia neta entregada al alternador ($\dot{W}_{alt}$)	10000	kW
Temperatura del Agua glicolada a la entrada del Condensador ($T_{brine[1]}$)	-10	°C
Temperatura del Agua glicolada a la salida del Condensador ($T_{brine[2]}$)	20	°C
Temperatura del CO ₂ a la entrada de la bomba (T_4)	20	°C
Temperatura de entrada de la sal fundida al GH ($T_{sal[1]}$)	575	°C
Aproximación térmica en el intercambiador GH (ΔT_{GH})	10	°C
Aproximación térmica en el intercambiador REC (ΔT_{REC})	10	°C
Perdidas de presiones en intercambiadores (Δ_p)	2	%
Rendimiento de la bomba (η_c)	0,8	p.u.
Rendimiento de la turbina (η_t)	0,9	p.u.

Del mismo modo, en la tabla 3.4 se definen los **parámetros objetivo a optimizar**, entre los que se encuentra la eficiencia global del ciclo (η), el consumo de la bomba, el consumo de la turbina o los flujos máscicos de los diferentes fluidos.

Tabla 3.4: Parámetros a optimizar de la fase de descarga

Parámetro	Unidades
Eficiencia térmica del ciclo (η)	p.u.
Flujo másico del CO_2 ($\dot{m}_{\text{CO}_2}$)	kg/s
Flujo másico del Agua glicolada ($\dot{m}_{\text{brine}}$)	kg/s
Flujo másico de la sal fundida ($\dot{m}_{\text{sal}}$)	kg/s
Consumo de la bomba ($\dot{W}_{\text{bomb}}$)	kW
Consumo de la turbina ($\dot{W}_{\text{turb}}$)	kW

- En primer lugar, del mismo modo que en la fase de carga, se hallan las propiedades de todos los puntos del ciclo a través del software EES de los distintos fluidos
 - CO₂: Se definen las Entalpías, Entropías, Temperaturas y presiones de los puntos 1 al 6.
 - Sal fundida y Aceite térmico: Del mismo modo se calculan las Temperaturas, Presiones y las Entalpías de las entradas y salidas de estos ciclos secundarios.

- En segundo lugar, se plantean las ecuaciones termodinámicas de las turbomáquinas del ciclo de carga:

- Bomba

$$\eta_b = \frac{h_{s3} - h_4}{h_3 - h_4}$$

$$\dot{W}_{\text{bomb}} = \dot{m}_{\text{CO}_2} \times (h_3 - h_4)$$

- Turbina

$$\eta_t = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_{s1}}$$

$$W_{turb} = m_{CO_2} \times (h_2 - h_1)$$

3. En tercer lugar, se definen las ecuaciones de los diferentes intercambiadores de calor:

- Intercambiador Condensador:

$$Q_{Cond} = m_{brine} \times (h_{brine[2]} - h_{brine[1]})$$

$$Q_{Cond} = m_{CO_2} \times (h_5 - h_4)$$

$$P_4 = P_5 \times (1 - \Delta_P)$$

- Intercambiador GH:

$$Q_{GH} = m_{sal} \times (h_{sal[1]} - h_{sal[2]})$$

$$Q_{GH} = m_{CO_2} \times (h_6 - h_1)$$

$$T_6 = T_{sal[1]} - \Delta T_{GH}$$

$$T_1 = T_{sal[2]} - \Delta T_{GH}$$

$$P_6 = P_1 \times (1 - \Delta_P)$$

- Intercambiador REC:

$$P_5 = P_6 \times (1 - \Delta_P)$$

$$P_2 = P_3 \times (1 - \Delta_P)$$

$$T_5 = T_3 - \Delta T_{REC}$$

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

4. Prestaciones:

$$\dot{W}_{alt} = \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{bomb}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{alt}}{\dot{Q}_{GH}}$$

3.3 DISEÑO PRELIMINAR DE COMPONENTES

El diseño de los componentes fundamentales del sistema, como intercambiadores, conductos y turbomáquinas, resulta clave para garantizar su eficiencia operativa y viabilidad técnica. A continuación, se detallan los criterios, herramientas y procedimientos empleados para su dimensionamiento y análisis.

3.3.1 DISEÑO DE TURBOMÁQUINAS

Para el dimensionado de las turbomáquinas de este sistema, se ha utilizado el método de Baljé. Este método se basa en el hecho de que el rendimiento de las turbomáquinas depende de 4 parámetros adimensionales: [33]

$$\eta = f(\Phi; \psi; R_e; M_a)$$

Donde las diferentes variables dependen de:

- Φ (**número de flujo**): relaciona el caudal másico que atraviesa la turbomáquina con su velocidad y diámetro.
- ψ (**número de carga**): se relaciona con la energía transferida por unidad de masa.
- R_e (**número de Reynolds**): mide la relación entre las fuerzas inerciales y viscosas en el flujo.
- M_a (**número de Mach**): representa la relación entre la velocidad del fluido y la velocidad del sonido en el medio, influye en los efectos compresibles del flujo.

La ecuación general para el cálculo de la eficiencia en turbomáquinas puede simplificarse cuando se cumplen ciertas condiciones habituales en aplicaciones técnicas. En particular, dicha simplificación es válida si el flujo es altamente turbulento, lo cual sucede cuando el número de Reynolds supera los 10^6 , y si el flujo puede considerarse incompresible, lo que se refleja en un número de Mach inferior a 0,49. Bajo estas dos condiciones, es posible emplear una expresión reducida para estimar la eficiencia: [33]

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

No obstante, en el caso concreto del presente proyecto, el flujo cumple con el criterio de turbulencia, pero no puede considerarse incompresible, ya que el número de Mach es superior a 0,49. Por tanto, no se cumple la hipótesis completa que permite la simplificación de la ecuación, debiendo tenerse en cuenta el comportamiento compresible del fluido.

Seguidamente, para el diseño de las turbomáquinas, se calcularán las siguientes variables para la consideración posterior de la velocidad y el diámetro específico:

- Velocidad de giro
- Número de etapas
- Tamaño
- Tipo de máquina (radial, axial o mixta)
- Rendimiento máximo

3.3.1.1 Velocidad específica

Este parámetro se utiliza para caracterizar la geometría de la turbomáquina, sin estar relacionado con su tamaño físico. Se determina a partir de las expresiones de los coeficientes adimensionales Φ y ψ , eliminando el diámetro D del análisis. Dado que en este caso el fluido se comporta como compresible, la expresión obtenida para calcular la velocidad específica se ajusta a dicha condición.

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

En la expresión utilizada, ω representa la velocidad angular del rodete, mientras que V corresponde al caudal volumétrico, que será de entrada en el caso de compresores y bombas, y de salida en el caso de turbinas. El parámetro W hace referencia al trabajo reversible intercambiado entre el fluido y la máquina, y $\Delta h_{is,stage}$ a la variación de entalpía isentrópica a través de cada etapa de la turbomáquina. Por tanto, la velocidad específica ω_s puede expresarse como una función dependiente de dos variables fundamentales: la velocidad de giro (n) y el número de etapas (z) de la máquina.

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

Las etapas de una turbomáquina, también conocidas como escalonamientos, consisten en la inclusión de uno o varios rodetes dentro del equipo con el fin de repartir el salto total de presión o energía entre entrada y salida. Esta disposición escalonada permite reducir los esfuerzos térmicos y mecánicos sobre los componentes, además de facilitar un funcionamiento más estable y eficiente.

En sistemas con fluidos compresibles, como es el caso de este proyecto, es necesario calcular una velocidad específica distinta para cada etapa. Esto se debe a que tanto el caudal como la variación de entalpía no permanecen constantes a lo largo del equipo. En concreto, el salto isentrópico de entalpía se reparte entre todas las etapas, lo que implica que el cálculo de la velocidad específica debe considerar esta división. Por el contrario, si el fluido fuese

incompresible, el comportamiento sería uniforme y no sería necesario este ajuste etapa por etapa.

En este sistema, tanto en la fase de carga como en la de descarga, los equipos rotativos comparten eje con su par correspondiente, lo que obliga a definir una velocidad de giro común. Concretamente, en la fase de carga el compresor y la turbina están acoplados al mismo eje, mientras que en la fase de descarga lo están la bomba y la turbina. Esto significa que la velocidad de giro seleccionada debe permitir un funcionamiento eficiente de ambos dispositivos simultáneamente, sin penalizar el rendimiento global del sistema.

La elección de esta velocidad requiere cumplir con los requisitos técnicos de ambos elementos acoplados. Por un lado, debe garantizar que tanto el compresor como la bomba funcionen dentro de sus márgenes operativos seguros y eficientes. Por otro, debe situar a la turbina en un punto de operación favorable, ya que en ambos casos participa del mismo eje motriz. Esto implica un compromiso entre múltiples variables: rendimiento, velocidad específica, número de etapas, y limitaciones térmicas y mecánicas. La correcta selección de la velocidad de giro es, por tanto, clave para maximizar la eficiencia del conjunto, asegurando que ni el compresor ni la bomba trabajen fuera de su zona óptima, ni la turbina se aleje de su régimen de diseño.

Las posibles geometrías de las turbomáquinas de las cuales se están realizando el dimensionado son axial, radial o mixta. A continuación, en las Figuras 3.3 y 3.4 se observan los rangos de velocidad específica que optimizan el rendimiento de la máquina según su forma.

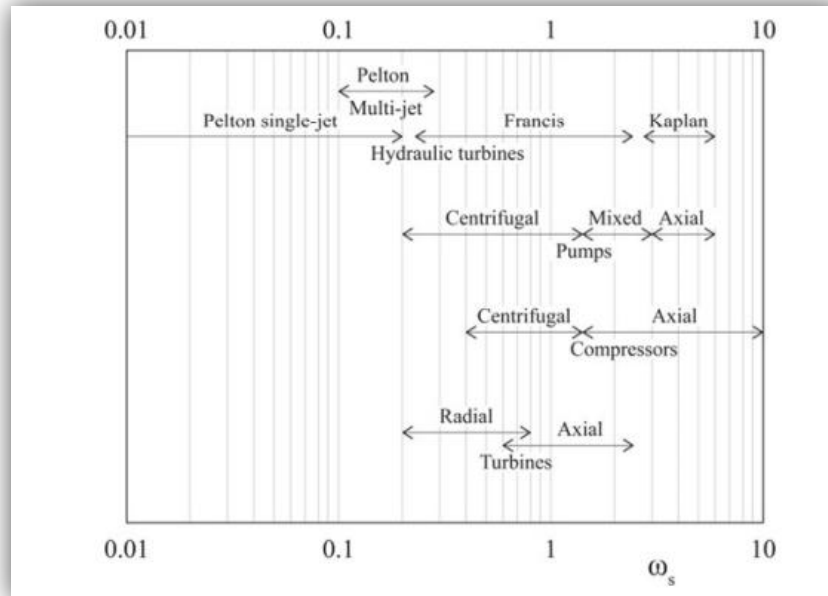


Figura 3.3: Rangos de velocidad específica para la selección del tipo de turbomáquina [33]

Turbomachines	Type	Specific speed
Pumps	Radial	0.5÷1.3
	Mixed flow	1.9÷3.0
	Axial	4.0÷5.0
Hydraulic turbines	Pelton	0.04÷0.1
	Francis	0.5÷2.0
	Kaplan	2.5÷3.5
Compressors	Radial	0.4÷1.0
	Mixed flow	1.0÷2.0
	Axial	1.5÷2.5
Turbines	Radial	0.4÷0.8
	Axial	0.6÷1.2

Figura 3.4: Rangos de valores de velocidad específica que optimizan el rendimiento para distintos tipos de turbomáquinas [33]

Del mismo modo, en las Figuras 3.5 y 3.6 se aprecian los rangos y las velocidades de las turbinas y compresores respectivamente, según su velocidad de giro (n) y sus etapas (z).

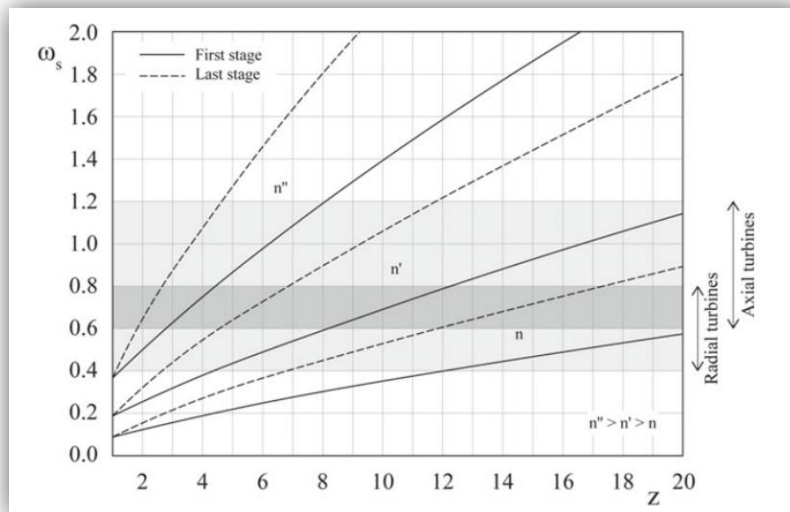


Figura 3.5: Diagrama para la selección de la geometría de una turbina en función de z y n [33]

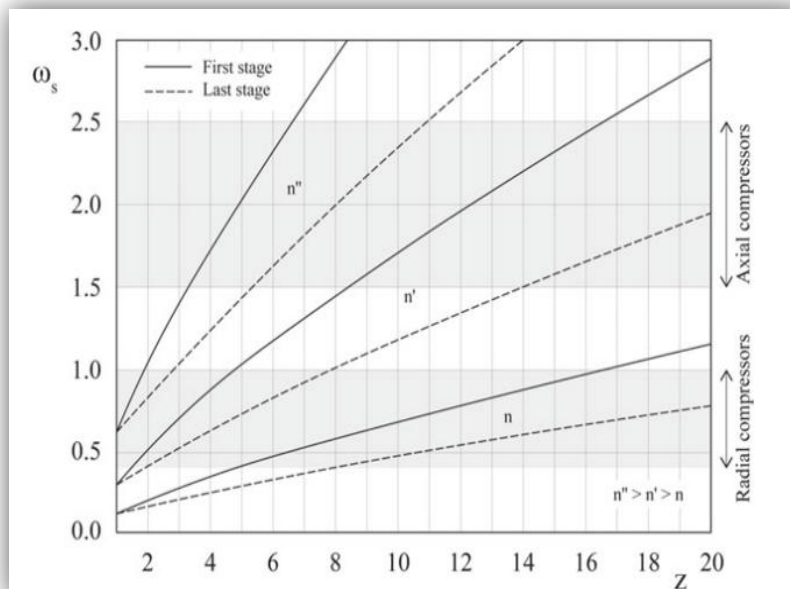


Figura 3.6: Diagrama para la selección de la geometría de un compresor en función de z y n [33]

Reducir la velocidad de giro y el número de etapas en las turbomáquinas resulta una estrategia óptima para mejorar la eficiencia y la viabilidad técnica del sistema, ya que permite minimizar pérdidas mecánicas, simplificar el diseño y reducir el coste y complejidad del equipo. Una menor velocidad específica favorece configuraciones geométricas que tienden a presentar menores velocidades relativas del flujo, lo que puede contribuir a reducir las pérdidas por fricción y choques internos. Además, un número reducido de etapas disminuye las pérdidas acumuladas por fricción y fuga entre etapas, manteniendo un equilibrio entre compacidad y desempeño. Estas decisiones de diseño buscan optimizar el rendimiento global sin comprometer la robustez operativa del ciclo térmico [34], [35].

3.3.1.2 Diámetro específico

El diámetro específico, sin embargo, dimensiona el tamaño de la turbomáquina sin tener en cuenta la velocidad rotativa de la misma. Este diámetro específico viene definido por la siguiente ecuación:

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

El valor del diámetro específico D_s se determina a partir de la velocidad específica ω_s , empleando para ello los diagramas de Baljé. Para cada ω_s , existe un D_s óptimo que maximiza el rendimiento del sistema. Esta correlación define la denominada línea de Cordier, una curva de referencia que aparece en los diagramas de Baljé y que representa los diseños geoméricamente más eficientes para compresores, bombas y turbinas.

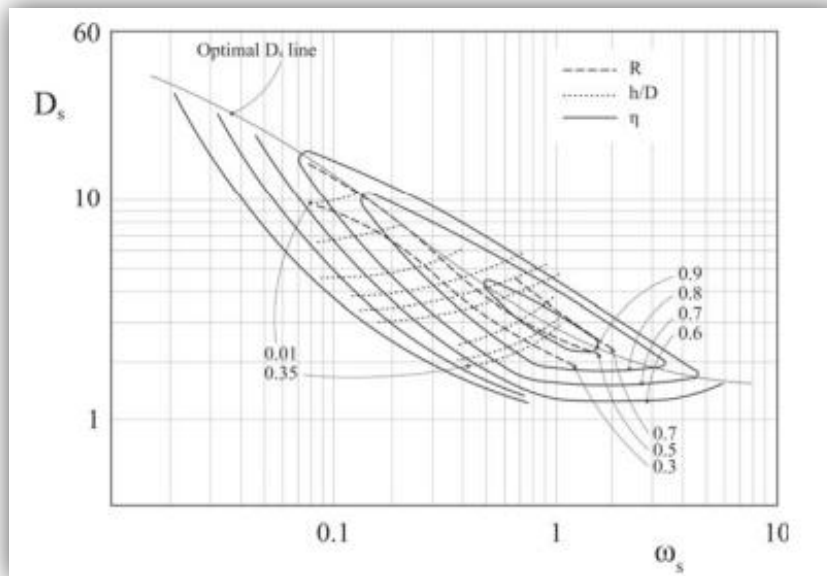


Figura 3.7: Diagramas de Balje para turbinas axiales [33]

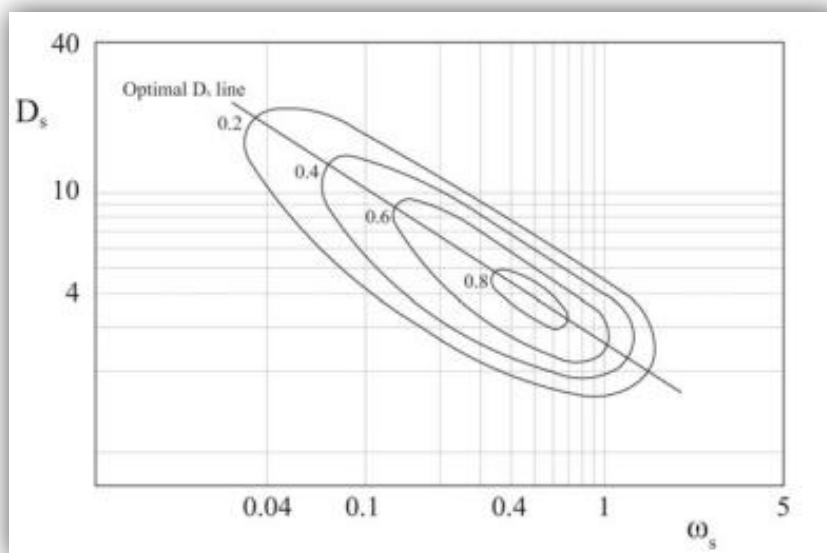


Figura 3.8: Diagramas de Balje para turbinas radiales [33]

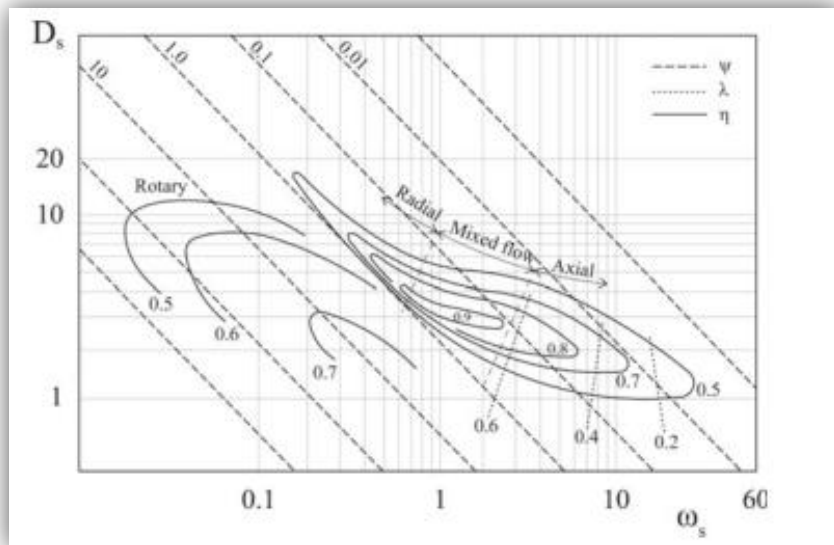


Figura 3.9: Diagramas de Balje para compresores [33]

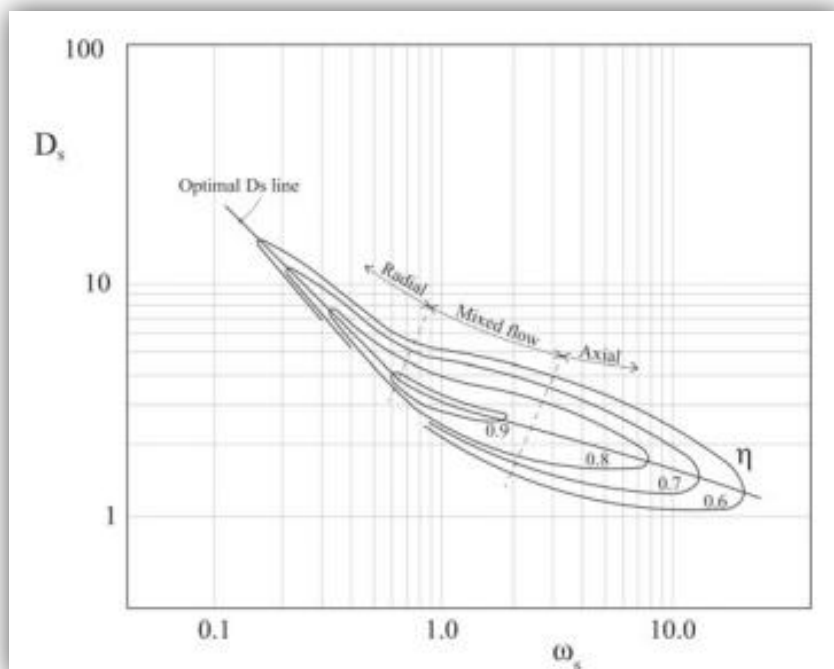


Figura 3.10: Diagramas de Balje para bombas[33]

Tras obtener el valor del diámetro específico, se puede proceder al cálculo real del diámetro del rodete mediante la ecuación:

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

Este valor corresponde al tamaño real del rodete, el componente del encargado de transferir energía al fluido refrigerante a través de fuerzas centrífugas. Su rotación incrementa tanto la velocidad como la presión del fluido.

Una vez conocidos los valores de velocidad específica ω_s y diámetro específico D_s , se analizan diferentes combinaciones del número de etapas z y de la velocidad angular n para lograr la relación de compresión necesaria en el ciclo. Todo ello procurando que el diseño se mantenga dentro de la zona de mayor eficiencia mostrada en el diagrama de Baljé.

3.3.2 DISEÑO DE TUBERÍAS

Las tuberías constituyen el vínculo esencial para el transporte del fluido de trabajo entre los distintos componentes de los ciclos de carga y descarga planteados en este trabajo, como los intercambiadores de calor y las turbomáquinas. Su diseño debe responder a criterios normalizados que faciliten tanto la fabricación como la integración con el resto de los componentes del sistema. En este proyecto, se seguirán las especificaciones recogidas en las normas Norsok Standard P-001 [36] y ASME B31.1-2007 [37], ampliamente utilizadas en la industria para garantizar la seguridad y funcionalidad de los sistemas de tuberías.

Para su dimensionado, se tendrán en cuenta la velocidad máxima del fluido, con el fin de evitar fenómenos indeseados como ruido excesivo o vibraciones internas que puedan comprometer la integridad del sistema y la caída de presión por unidad de longitud

El dimensionamiento de las tuberías se empieza estudiando la velocidad máxima del fluido en el conducto para cada punto del ciclo. Esta velocidad es distinta según la fase del fluido ya sea líquida o gaseosa. Para los fluidos secundarios (Aceite térmico, Sal fundida y Agua

glicolada), ya que están presentes en el ciclo en estado líquido, se escoge un valor de 6 m/s a partir de la tabla 3.5:

Tabla 3.5: Velocidad máxima de fluidos líquidos en conductos (Fuente [36])

Fluid	Maximum velocities (m/s)			
	CS	SS/Titanium	CuNi ^c	GRP
Liquids	6	^b	3	6
Liquids with sand ^a	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.

Sin embargo, para el CO₂ debido a que es un gas se aplica el límite correspondiente al cálculo de la siguiente ecuación en función de su densidad:

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

Después, el diámetro mínimo interior se calcula a partir de la velocidad máxima calculada:

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

En donde n_{tubos} corresponde al número de tubos dispuestos en paralelo para el transporte dividido del fluido.

A continuación, se pasa a calcular el espesor mínimo que debe contemplar cada tubería para superar los requisitos mínimos. Este espesor se calcula dependiendo del límite elástico del material siguiendo la siguiente fórmula:

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

Siendo P la presión del fluido en ese tramo de tubería, D_{ext} el diámetro exterior y el parámetro y (coeficiente adimensional que depende de la temperatura, el diámetro y el material), siguiendo los criterios de la tabla 3.6:

Tabla 3.6: Valores de y (Fuente [37])

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:

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

Para todos los conductos de ambos ciclos de este proyecto, se ha establecido un valor de y = 0,4. De modo que a continuación, se procede al cálculo del diámetro interior de la tubería (área de la sección real por donde pasa el fluido) a partir del espesor normalizado escogido.

$$d = D_{ext} - 2 \cdot t$$

Para terminar, se comprueba que la velocidad del fluido calculada en la siguiente ecuación, no supera la velocidad máxima establecida previamente dependiendo si el fluido de trabajo era gas o líquido.

Adicionalmente se debe cumplir la condición de que $\frac{D_{ext}}{t} > 6$.

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

En caso de que la velocidad del fluido obtenida en el cálculo supere el límite máximo permitido, será necesario seleccionar el siguiente diámetro comercial superior de la norma ASME B31.1-2007 [37], junto con su espesor y diámetro exterior correspondiente. A continuación, se deberá repetir el proceso de cálculo de la velocidad de forma iterativa hasta que el valor calculado se mantenga por debajo del valor máximo establecido.

Al tener terminado el dimensionado de las tuberías mediante el método de velocidad máxima, se procede al dimensionado en función de la caída de presión por unidad de longitud: $\frac{h_f}{L}$. Para realizar este dimensionado se comprueba el estado turbulento del flujo mediante la ecuación que determina el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{fluido} \cdot d}{\mu}$$

De manera que si este parámetro del número de Reynolds es mayor que 4000 se afirma que el fluido está en régimen turbulento. Habiendo hecho eso, se puede proceder al cálculo de la caída de presión por unidad de longitud:

$$\frac{h_f}{L} = f \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot d}$$

Siendo f el factor de fricción que queda definido del despeje de la siguiente ecuación de Colebrook especificada para flujo turbulento:

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

En donde el parámetro ε corresponde a la rugosidad [36], que según la norma es de 0,05 mm para las tuberías fabricadas con material de acero al carbono e inoxidables.

A continuación, en la tabla 3.7. se presentan las caídas de presión por unidad de longitud recomendadas por la norma NORSOK STANDARD [36] para fluidos en estado gaseoso.

Tabla 3.7: Recomendación de caídas de presión en conductos con fluido en estado de gas (Fuente [37])

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.	

Sin embargo, si el fluido de trabajo está en estado líquido, se toma una caída de presión por unidad de longitud por valor de 0,9 bar / 100 m.

Del mismo modo que en el dimensionado por velocidad máxima, si el valor de caída de presión por unidad de longitud supera el recomendado, se escogería un diámetro normalizado superior y se procedería de nuevo a el cálculo hasta que el proceso iterativo concluya con una solución válida

Con el objetivo de reducir costes asociados a la adquisición e instalación de conductos, se plantea la reutilización de las mismas tuberías en ambas fases del ciclo (carga y descarga), siempre que sea técnicamente viable. En los casos en los que una de las fases requiera un mayor número de tuberías en paralelo, estas podrán ser empleadas también en la otra fase, garantizando así una mayor eficiencia económica del sistema. Para asegurar la operatividad bajo cualquier condición de funcionamiento, el dimensionado de los diámetros se realiza atendiendo a los requisitos más exigentes entre ambas fases, de modo que las tuberías reutilizadas cumplan con las limitaciones de velocidad y caída de presión sin comprometer el rendimiento del sistema.

3.3.3 DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para el dimensionado térmico de los intercambiadores de calor, se ha calculado el producto UA (coeficiente global de transferencia de calor multiplicado por el área de intercambio), conocido como conductancia térmica. Estos valores se han obtenido tanto en la fase de carga

como en la fase de descarga, ya que el funcionamiento y las condiciones de operación de los intercambiadores varían en cada etapa.

Para el cálculo de este se ha empleado la subrutina '*HeatExchanger6_CL*' de la librería de intercambiadores disponible en EES. Esta función permite calcular el producto UA (conductancia térmica del intercambiador) a partir de las condiciones de entrada de cada fluido, incluyendo las entalpías, presiones, caudales másicos, pérdidas de presión y aproximaciones térmicas (pinch points). Para cada intercambiador del sistema (GH, GC, REC y Condensador), se realiza una llamada independiente a esta subrutina con los parámetros correspondientes a la fase de operación (carga o descarga), lo que permite obtener un valor específico de UA y de eficiencia térmica. Además, como criterio adicional de diseño térmico, se calcula el pinch point de cada intercambiador, definido como el mínimo valor de diferencia de temperaturas entre los dos fluidos a lo largo del intercambio. Este enfoque asegura que el dimensionado térmico de los equipos cumpla con las restricciones térmicas y energéticas del ciclo, garantizando una transferencia eficiente de calor entre corrientes.

Con el fin de simplificar el diseño y reducir los costes asociados a fabricación, integración y mantenimiento, se ha decidido adoptar para cada intercambiador el valor máximo de UA entre las dos fases. De este modo, se garantiza que los intercambiadores podrán operar correctamente bajo cualquier condición del ciclo, sin necesidad de duplicar equipos o sobredimensionar en exceso.

Esta estrategia de selección única de UA permite optimizar el compromiso entre rendimiento térmico y viabilidad económica, evitando sobredimensionamientos innecesarios en una de las fases y subdimensionamientos en la otra.

3.4 ANÁLISIS ECONÓMICO

En este apartado se detalla la evaluación de costes del proyecto y por consiguiente su rentabilidad. En él, se encuentra la metodología utilizada que engloba el coste de la inversión

inicial a realizar para poder llevar a cabo la construcción del sistema (componentes de los dos ciclos), y el cálculo del coste normalizado de la generación de electricidad (ciclo de descarga), incluyendo el ahorro por la producción de vapor. También se realiza el cálculo de el VAN para analizar la viabilidad económica del sistema, asumiendo una tarifa de venta de la electricidad.

Para el cálculo del coste normalizado de operación, es conveniente introducir los siguientes conceptos clave:

- CAPEX: representa la inversión inicial del sistema, corregida a valores de 2024 e incluyendo costes indirectos e instalación.
- OPEX OM: gastos de mantenimiento, tomados como un 4% anual del CAPEX.
- OPEX e: representa el coste de la electricidad consumida por el sistema en la fase de carga (en el caso de almacenamiento en sales y generación de vapor). Se tomará como cero, asumiendo que la carga se produce en horas de excedentes eléctricos en el mercado.
- OPEX vapor: aplica solo en el caso de producción de vapor y representa un ingreso (valor negativo), ya que el vapor producido evita el uso de gas natural en una caldera convencional.

Para el cálculo de este apartado, es también necesario disponer de la energía eléctrica de ambos ciclos que se requiere para su funcionamiento, tanto como las energías térmicas durante ambas fases.

- La Energía eléctrica consumida en la fase de carga en un año corresponde a la siguiente ecuación, a la que se ha de sumar la electricidad necesaria para cargar las sales:

$$E_{carga} = W_{motor} \times h_{carga} \times 365 \times \text{Factor de escala}$$

- Mientras que la de descarga (energía eléctrica generada) queda definida por:

$$E_{descarga} = W_{alt} \times h_{descarga} \times 365 \times \text{Factor de escala}$$

- Energía térmica total cedida al aceite térmico durante la fase de carga (procedente de la electricidad tomada de la red) que será usada para generar vapor de proceso en un año:

$$Q_{demanda} = \dot{Q}_{GC} \times h_{carga} \times 365 \times \text{Factor de escala}$$

- Energía térmica total aportada por los tanques de sal fundida al ciclo (foco caliente) en la fase de descarga para generar electricidad en un año:

$$Q_{Foco_Caliente} = \dot{Q}_{GH} \times h_{descarga} \times 365 \times \text{Factor de escala}$$

3.4.1 INVERSIÓN INICIAL

La estimación de la inversión inicial del sistema se ha realizado a partir del coste de cada uno de los equipos que lo integran, incluyendo intercambiadores, turbomáquinas, sistema de almacenamiento térmico y motor / alternador. En primer lugar, se recogen los valores de coste base expresados en dólares estadounidenses del año 2017, obtenidos mediante correlaciones específicas en función de la potencia eléctrica ($\dot{W}$), el coeficiente global de transmisión (UA), o el caudal volumétrico ($\dot{V}$) según el tipo de equipo [38]. A continuación, se actualizan dichos valores a 2024 mediante factores de corrección por inflación y escala tecnológica, resultando en el coste actualizado de cada componente. Finalmente, el coste de inversión total se obtiene sumando el conjunto de costes actualizados, expresado en euros y considerando el tipo de cambio vigente.

3.4.1.1 Intercambiadores de calor

Todos los intercambiadores del sistema se calculan mediante la misma ecuación:

$$C_{interc}[\$] = 49,45 \times UA \left[\frac{W}{K} \right]^{0,7544}$$

3.4.1.2 Turbomáquinas

Las diferentes turbomáquinas siguen su ecuación dependiendo de cada componente:

- Turbinas:

$$C_{turb}[\$] = 406200 \times W_{turb}^{\cdot}[MW]^{0,8}$$

- Compresor:

$$C_{compr}[\$] = 1230000 \times W_{compr}^{\cdot}[MW]^{0,3992}$$

- Bomba:

$$C_{bomb}[\$] = 6202000 \times V_{bomb}^{\cdot} \left[\frac{m^3}{s} \right]^{0,1114}$$

3.4.1.3 Motor / Alternador

$$C_{mot/alt}[\$] = 211400 \times W_{mot/alt}^{\cdot}[MW]^{0,6227}$$

3.4.1.4 Almacenamientos térmicos

Por último, los almacenamientos térmicos siguen todos la misma ecuación:

$$C_{almac}[\$] = 25 \left[\frac{\$}{kWh} \right] \times E$$

Siendo E la energía térmica almacenada en un día, que a su vez se calcula como:

$$E[kWh] = Q_{alm}^{\cdot} \times h_{fase}$$

- **Inversión Total**

Posteriormente se corrige a el coste equivalente en 2024 [39] mediante la siguiente ecuación:

$$INV_{2024} = INV_{2017} \times \left(\frac{CEPCI_{2024}}{CEPCI_{2017}} \right) = INV_{2017} \times \left(\frac{798,82}{567,5} \right)$$

Y una vez referidas, se suman los costes de inversión y se multiplican por 1,3 (representa el coste de las tuberías, control, infraestructuras) y por 1,25 (costes indirectos), obteniendo así la inversión inicial total

3.4.2 COSTE NORMALIZADO DE LA GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD

El coste normalizado debido a la generación de electricidad viene dado por la siguiente ecuación:

$$LCOE \left[\frac{\$}{MWh_e} \right] = CAPEX + OPEX_{OM} + OPEX_{Vapor} + OPEX_E$$

Y para ello son necesarios los siguientes cálculos:

- CAPEX: Referido a la inversión Inicial

$$CAPEX \left[\frac{\$}{MWh_e} \right] = \frac{INV \times f_a}{E_{descarga}}$$

- $OPEX_{OM}$: Se establece como un 4% de la inversión total

$$OPEX_{OM} \left[\frac{\$}{MWh_e} \right] = \frac{INV \times 0,04}{E_{descarga}}$$

- $OPEX_{Vapor}$: En donde se calcula el coste de producir vapor

$$OPEX_{Vapor} \left[\frac{\$}{MWh} \right] = \frac{- \left(Precio_{gas} \times \left(\frac{1,11}{0,9} \right) + \frac{16}{0,9} \right) \times h_{carga} \times \dot{Q}_{Vapor} \times 365}{E_{descarga}}$$

En donde se ha seleccionado un precio del gas de 40 €/MWh lo cual es viable según la Figura 3.11. Así mismo, se ha tomado una tasa de CO₂ de 80 €/t, que se convierte en 16 €/MWh.



Figura 3.11: Variación del precio del gas (Fuente [40])

- $OPEX_E$:

$$OPEX_E \left[\frac{\$}{MWh} \right] = \frac{Precio_{E_{carga}} \times E_{carga}}{E_{descarga}}$$

Aunque se ha tomado como nulo el precio de la electricidad para la fase de carga, como ya se ha justificado.

3.4.3 VALOR ACTUAL NETO (VAN)

El VAN es un indicador financiero que permite evaluar la rentabilidad de una inversión a lo largo del tiempo. Se calcula descontando al presente todos los flujos de caja futuros asociados al proyecto, utilizando una tasa de descuento representativa del coste de capital. Un VAN positivo indica que el proyecto genera valor económico y es financieramente viable.

Este se puede calcular conforme a la siguiente ecuación:

$$VAN [\$] = Precio_{E_venta} \times E_{descarga} \times \left(\frac{1}{f_a} \right) - LCOE_{Electr} \times \left(\frac{E_{descarga}}{f_a} \right)$$

Inicialmente se ha llevado a cabo el análisis económico para el tamaño de planta base (10 MW de potencia de descarga). Posteriormente, se han extrapolado los resultados a otros tamaños a partir del factor de escala, dado que las ecuaciones que determinan la inversión (excepto para el caso del almacenamiento) son no lineales.

Capítulo 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos tras la modelización completa del sistema planteado, según la metodología desarrollada en el apartado 3 de metodología. Dado que el ciclo es reversible, el sistema opera en dos modos diferenciados: fase de carga (modo bomba de calor, HP) y fase de descarga (modo motor térmico, HE).

Se comienza por analizar los resultados comunes a ambas fases, especialmente relevantes dado que el objetivo de diseño es aprovechar los mismos componentes en ambos modos de operación, lo que permite reducir los costes de inversión y simplificar el sistema. A continuación, se detallan los resultados específicos de cada fase, analizando el comportamiento termodinámico del ciclo y el intercambio de energía térmica y eléctrica.

4.1 RESULTADOS COMUNES A AMBAS FASES

La base del sistema es un ciclo Brayton regenerativo con CO₂ como fluido de trabajo, seleccionado por su buen comportamiento en aplicaciones de alta temperatura y su compatibilidad con condiciones de trabajo supercríticas. La elección del CO₂ permite operar tanto en modo bomba de calor como en modo motor térmico sin cambiar de fluido, garantizando además un buen comportamiento térmico y una densidad razonable para el diseño de los intercambiadores.

Una de las principales condiciones de diseño ha sido mantener la reversibilidad del ciclo, es decir, que tanto los intercambiadores de calor (GH, GC y el regenerador REC) como los conductos por los cuales circulan los fluidos escogidos, puedan utilizarse en ambas fases.

En la fase de carga, el calor útil transferido al aceite térmico se obtiene a partir del calor residual de una corriente de agua industrial (GH), mientras que, en la fase de descarga, es el aceite caliente quien transfiere energía térmica al CO₂ para activar la turbina y generar electricidad.

Los caudales máxicos también reflejan esta dualidad: en modo bomba de calor (HP), el caudal de CO₂ requerido es mayor (274,2 kg/s) debido a la potencia térmica a entregar, mientras que en modo motor térmico (HE), el caudal es significativamente inferior (88,2 kg/s), al estar ajustado a la potencia eléctrica demandada. El aceite térmico actúa como medio de transferencia de calor y opera en ambos casos con temperaturas superiores a los 140 °C. Esto justifica la selección de materiales resistentes a la temperatura y la presión, como el acero al carbono A-106B en el ciclo de carga (por su buena relación coste-rendimiento y su capacidad para operar a temperaturas moderadas), y una superaleación base níquel Ni-Cr-Co 740H en el ciclo de descarga, dada la necesidad de soportar temperaturas y presiones significativamente más elevadas y mayores esfuerzos térmicos.

4.2 RESULTADOS PROPIOS DE CADA FASE

4.2.1 FASE DE CARGA (MODO BOMBA DE CALOR)

La fase de carga tiene lugar durante las horas valle del sistema eléctrico, donde el precio de la electricidad es significativamente más bajo. En este contexto, se activa el sistema en modo bomba de calor con el objetivo de aprovechar una corriente residual de calor industrial y revalorizarla, así como de calentar directamente mediante resistencias eléctricas un fluido térmico de alta capacidad (como las sales fundidas), alimentado desde la red. Estas fuentes térmicas permiten almacenar energía en forma de calor a alta temperatura, destinada posteriormente a cubrir una demanda de vapor de proceso en la industria. El ciclo implementado es un Brayton inverso regenerativo con CO₂, que permite trabajar con temperaturas de hasta 240 °C y condiciones supercríticas o sobrecalentadas sin entrar en la región bifásica, lo que reduce notablemente la complejidad técnica y los costes de operación. El diseño ha sido concebido para que el mismo ciclo y componentes puedan funcionar también en la fase de descarga, lo cual representa una optimización importante a nivel de CAPEX. A continuación, en la tabla 4.1. se pueden observar los parámetros optimizados de la fase de carga.

Tabla 4.1: Valores de parámetros optimizados en fase de carga

<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
COP	1,469	—
Caudal másico de CO ₂ ($\dot{m}_{CO_2}$)	274,2	kg/s
Caudal másico de aceite térmico ($\dot{m}_{oil}$)	138,6	kg/s
Caudal másico de agua glicolada ($\dot{m}_{brine}$)	71,89	kg/s
Potencia del compresor ($\dot{W}_{compr}$)	26.296	kW
Potencia de la turbina ($\dot{W}_{turb}$)	9.475	kW
Potencia neta del motor ($\dot{W}_{motor}$)	16.821	kW
Potencia térmica útil en GC ($\dot{Q}_{GC}$)	24.711	kW
Potencia térmica captada del GH ($\dot{Q}_{GH}$)	7.890	kW
Potencia térmica recuperada en el REC	58.389	kW
Pinch point GH (ΔT mín)	9,73	°C
Pinch point GC (ΔT mín)	9,28	°C
Pinch point REC (ΔT mín)	9,94	°C

4.2.1.1 Análisis del funcionamiento del ciclo

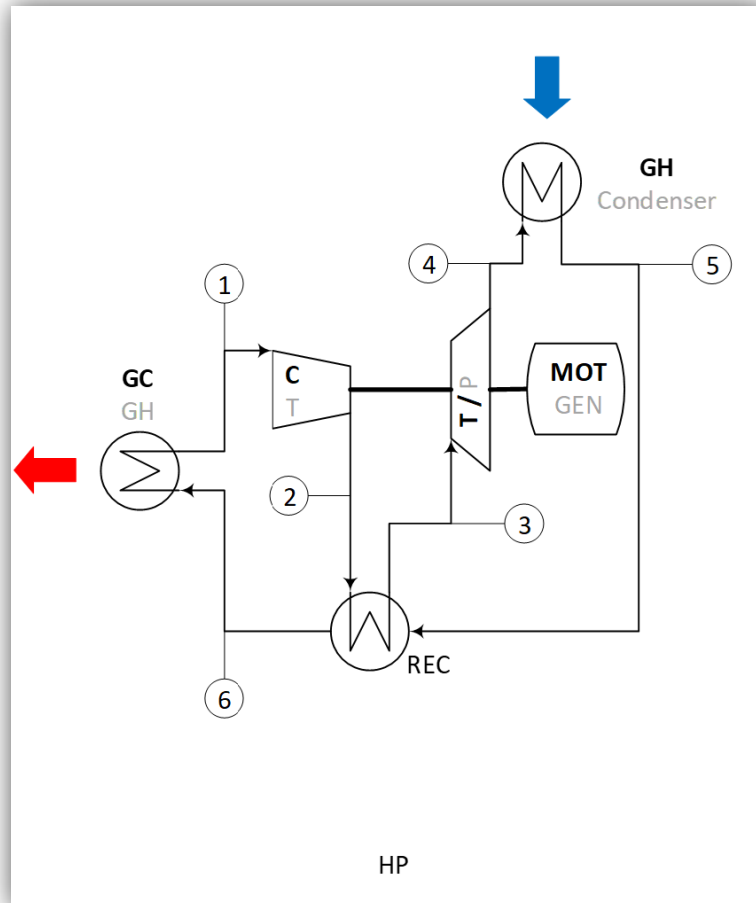


Figura 4.1: Esquema del ciclo para la fase de carga

Como se puede observar en la Figura 4.1. el funcionamiento comienza (punto 4) con el CO_2 a baja presión (~ 10 bar) y temperatura negativa (~ -20 °C), el cual entra en el intercambiador GH, donde recibe calor de una corriente residual de agua glicolada procedente de un proceso industrial (punto 5). El agua se enfría desde 20 °C (brine 1) hasta -10 °C (brine 2), revalorizando energía que en condiciones normales se perdería.

Posteriormente, el CO_2 pasa por el regenerador (REC), donde se precalienta (punto 6) mediante recuperación interna de calor cedido por el propio CO_2 en la fase final del ciclo.

Esto permite reducir la carga térmica en los siguientes intercambiadores y mejorar el rendimiento global del sistema.

El fluido entra entonces en el intercambiador de calor principal (GC), donde se calienta aún más hasta alcanzar las condiciones requeridas para su compresión (punto 1).

A continuación, el CO₂ pasa al compresor (punto 2), donde se le suministra trabajo mecánico proveniente de la red eléctrica. La compresión eleva la presión y temperatura del fluido hasta condiciones óptimas para su uso térmico. Gracias a una eficiencia isentrópica de 0,8, el salto entálpico se mantiene dentro de márgenes razonables.

Tras el compresor y su paso de nuevo por el regenerador (punto 3), el fluido entra en la turbina, que en esta fase opera de forma pasiva. Aunque su función principal es en modo motor térmico, su inclusión responde a la necesidad de mantener el mismo diseño en ambas fases y permitir la recuperación parcial del trabajo mecánico mediante expansión libre, mejorando el COP global (1,439) y la viabilidad económica del sistema.

Tabla 4.2: Propiedades del CO₂ en la fase de carga

<i>punto</i>	<i>Presión (bar)</i>	<i>Temperatura (°C)</i>	<i>Entalpía</i>
1	10,25	140	98,57
2	25,53	240	194,5
3	25,02	32,12	-18,48
4	10,89	-20	-53,03
5	10,67	10	-24,26
6	10,46	230	188,7

Tabla 4.3: Propiedades del Agua glicolada en la fase de carga

<i>punto</i>	<i>Presión</i>	<i>Temperatura</i>	<i>Entalpía</i>
Brine 1	5	20	51,87
Brine 2	5	-10	-57,88

Tabla 4.4: Propiedades del Aceite térmico en la fase de carga

<i>punto</i>	<i>Presión</i>	<i>Temperatura</i>	<i>Entalpía</i>
Oil 1	5	130	200,2
Oil 2	5	220	387,6

4.2.1.1.1 Diagrama P-h del ciclo de carga

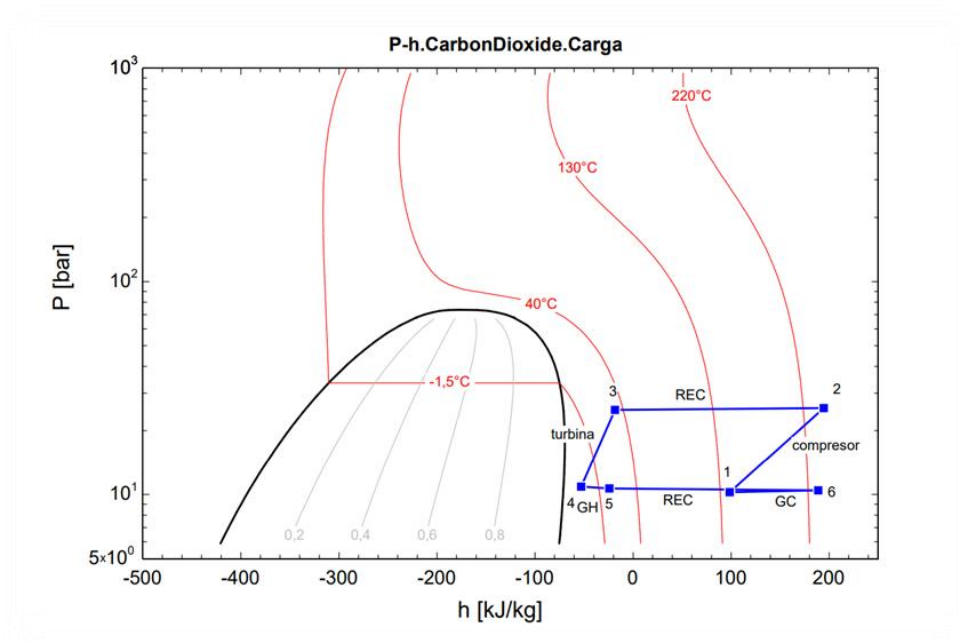


Figura 4.2: Diagrama p-h del ciclo de carga

En el diagrama se representa todo el ciclo termodinámico del CO_2 . Se observa la compresión del fluido en el compresor ($1 \rightarrow 2$), la recuperación de calor en el regenerador ($2 \rightarrow 3$), la expansión parcial en turbina ($3 \rightarrow 4$), la absorción del calor residual en el intercambiador GH ($4 \rightarrow 5$), el paso por de nuevo por el regenerador ($5 \rightarrow 6$), la cesión de calor útil al aceite en el intercambiador GC ($6 \rightarrow 1$), y el retorno a la entrada del compresor. El ciclo se mantiene fuera de la región de mezcla bifásica, lo que garantiza un control más preciso y estable del proceso.

4.2.1.1.2 Análisis térmico del Intercambiador GC (CO_2 – Aceite térmico)

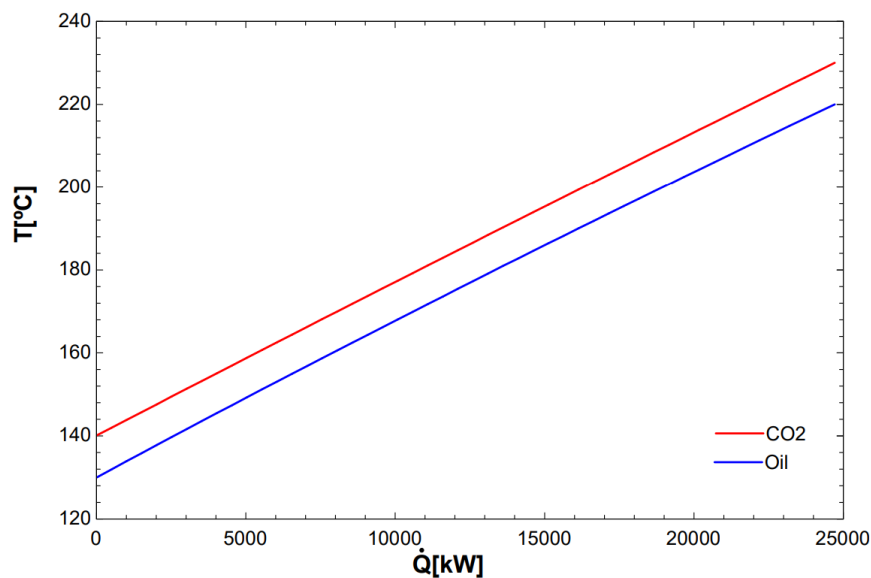


Figura 4.3: Diagrama T-Q del intercambiador GC del ciclo de carga

El CO_2 cede energía al aceite térmico, calentándolo desde 130 °C hasta 220 °C. El perfil T–Q indica una transferencia térmica fluida y un pinch point de 9,28 °C. La disposición de curvas garantiza un diseño térmico adecuado y una superficie de intercambio razonable.

4.2.1.1.3 Análisis térmico del Intercambiador GH (CO_2 – Agua glicolada)

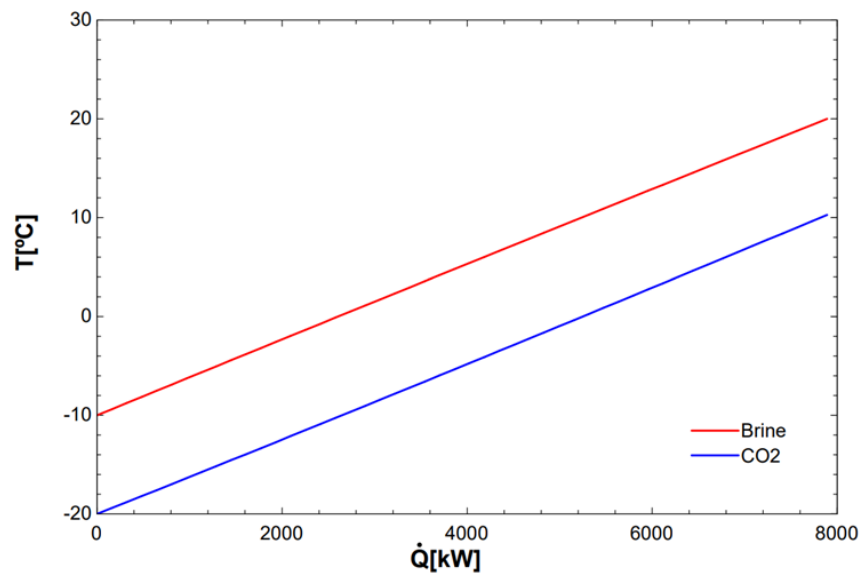


Figura 4.4: Diagrama T-Q del intercambiador GH del ciclo de carga

En este intercambiador, el agua glicolada actúa como fuente de calor residual. El CO_2 recoge esta energía y se eleva de ~ -20 °C hasta ~ 10 °C. El pinch point de 9,73 °C asegura que el intercambiador se mantenga alejado de riesgos de congelación, y que se optimice la revalorización del calor residual.

4.2.1.1.4 Análisis térmico del Intercambiador REC ($CO_2 - CO_2$)

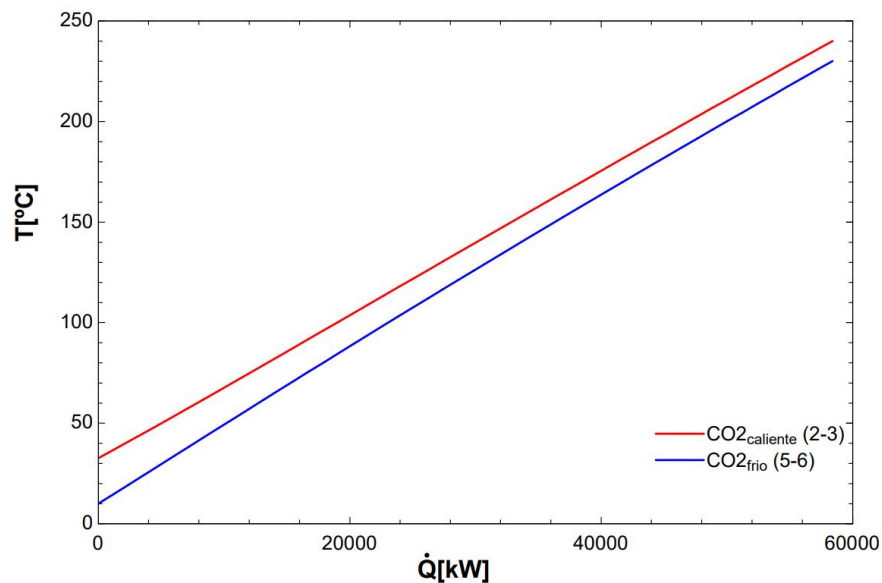


Figura 4.5: Diagrama T-Q del intercambiador REC del ciclo de carga

La recuperación de calor entre las ramas internas del ciclo permite reducir el salto térmico que debe asumirse en los intercambiadores externos, contribuyendo directamente a mejorar el COP del sistema. Con un pinch point de 9,94 °C y una UA optimizada, su inclusión ha demostrado ser altamente efectiva en la mejora del rendimiento global.

4.2.1.2 Diseño de Turbomáquinas

A partir de la metodología del apartado 3.3.1. se han obtenido las siguientes soluciones para la selección de la turbina y el compresor de carga.

En la fase de carga del ciclo, se impone la condición de diseño de que la turbina y el compresor estén acoplados a un mismo eje, lo cual implica que ambos componentes deben

funcionar a una velocidad de giro común. Esto condiciona fuertemente el diseño, ya que debe garantizarse que tanto la turbina como el compresor trabajen dentro de su rango de velocidad específica óptima, maximizando la eficiencia y asegurando la viabilidad mecánica del conjunto.

Con el fin de encontrar la combinación más adecuada, se evaluaron tres velocidades de giro: 4.000 rpm, 5.000 rpm y 10.000 rpm, así como distintas conFiguraciones de número de etapas (de 1 a 5). El objetivo era doble: por un lado, minimizar el número de etapas para simplificar la construcción, y por otro, garantizar que el valor de N_s resultante para ambas máquinas se mantuviera dentro de los márgenes recomendados para un funcionamiento eficiente. Como se puede apreciar, en la Figura 4.6. se ha realizado este estudio para la turbina, mientras que, para el compresor, queda reflejado en la Figura 4.7.

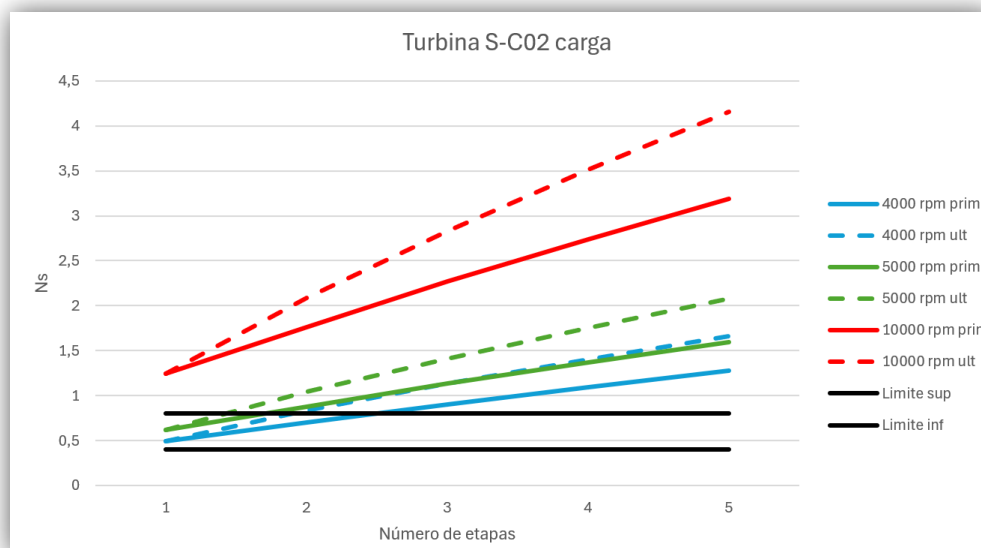


Figura 4.6: Estudio de velocidad y etapas óptimas para turbina de carga

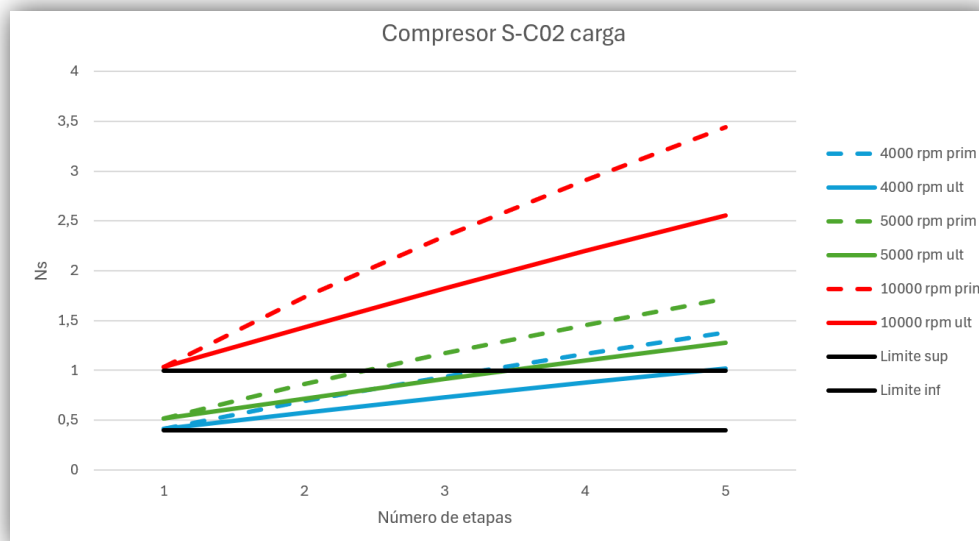


Figura 4.7: Estudio de velocidad y etapas óptimas para compresor de carga

Tras el análisis de resultados, se seleccionó como opción óptima el uso de una sola etapa para cada máquina a una velocidad de 5.000 rpm, ya que esta combinación permite que tanto el compresor como la turbina trabajen en la zona de mayor eficiencia sin necesidad de introducir etapas adicionales. Según los rangos recomendados de alta eficiencia, el compresor presenta un valor de $N_s=0,5148$ mientras que la turbina alcanza $N_s=0,6213$. Ambos valores se encuentran dentro del intervalo adecuado para máquinas radiales: entre 0,4 y 1,0 en el caso del compresor, y entre 0,4 y 0,8 en el caso de la turbina.

Este resultado no solo valida el diseño desde el punto de vista del rendimiento, sino que también justifica la elección de máquinas radiales frente a axiales. Las turbomáquinas radiales, si bien más compactas y robustas, suelen presentar una eficiencia ligeramente inferior a las axiales a grandes caudales. Sin embargo, para caudales intermedios y saltos de presión elevados, como los presentes en este ciclo, ofrecen ventajas importantes: permiten una mayor compresión o expansión en una sola etapa, son más sencillas de fabricar, y su diseño ocupa menos espacio axial, lo cual es especialmente útil en sistemas compactos como

este. Además, su mayor tolerancia mecánica y simplicidad de montaje las convierten en la opción más adecuada para este tipo de aplicaciones térmicas con restricciones de integración.

Los gráficos obtenidos en los análisis muestran claramente que a 5.000 rpm las curvas de velocidad específica se sitúan entre los límites superior e inferior establecidos por la metodología de diseño, mientras que a 4.000 rpm los valores se aproximaban peligrosamente al límite inferior, y a 10.000 rpm se superaban ampliamente los rangos recomendados.

En conclusión, la configuración seleccionada permite garantizar un funcionamiento eficiente, compacto y compatible entre ambas turbomáquinas, reduciendo tanto el tamaño del sistema como su complejidad mecánica, al tiempo que se aprovechan las ventajas operativas del diseño radial frente a opciones axiales más exigentes en espacio y etapas.

4.2.1.3 Diseño de Tuberías

Según los procedimientos desarrollados en el apartado 3.3.2 de metodología, se ha obtenido el siguiente dimensionado de las tuberías como se puede apreciar en la tabla 4.5. (para el ciclo de CO_2), la tabla 4.6. (para el ciclo de agua glicolada) y la tabla 4.7. (para el fluido de aceite térmico).

Como material, para el ciclo de carga, se ha seleccionado el acero al carbono A-106B debido a que es lo suficientemente resistente para las condiciones de esta fase, y a su bajo precio.

Tabla 4.5: Diseño de tuberías del ciclo del CO₂ en la fase de carga

<i>Conducto</i>	<i>Nº de conductos</i>	<i>Diámetro Nominal</i>	<i>Schedule</i>
1	3	DN800	20
2	6	DN450	40
3	6	DN400	20
4	3	DN700	20
5	6	DN550	20
6	6	DN600	20

Tabla 4.6: Diseño de tuberías del ciclo de agua glicolada en la fase de carga

<i>Conducto</i>	<i>Nº de conductos</i>	<i>Diámetro Nominal</i>	<i>Schedule</i>
w12	1	DN250	20
w13	1	DN200	20

Tabla 4.7: Diseño de tuberías del ciclo de Aceite térmico en la fase de carga

<i>Conducto</i>	<i>Nº de conductos</i>	<i>Diámetro Nominal</i>	<i>Schedule</i>
w4	1	DN300	20
w6	1	DN250	10

4.2.2 FASE DE DESCARGA (MODO MOTOR TÉRMICO)

La fase de descarga se activa durante las horas punta, cuando el precio de la electricidad es elevado y el objetivo del sistema es generar energía eléctrica a partir del calor almacenado en la fase anterior. Durante esta fase, el sistema opera en modo motor térmico, recorriendo el ciclo Brayton en sentido directo.

El calor necesario para este proceso proviene de un fluido térmico de alta temperatura, concretamente sales fundidas (mezcla de nitratos de sodio y potasio, o “solar salt”), que han sido calentadas previamente durante la fase de carga mediante resistencias eléctricas. Este calor se transfiere al CO₂ en el intercambiador GH, sirviendo como fuente térmica para generar trabajo útil en la turbina.

Tabla 4.8: Valores de parámetros optimizados en fase de descarga

Parámetro	Valor	Unidad
Eficiencia térmica del ciclo (η)	33,64	%
Caudal másico de CO ₂ ($\dot{m}_{CO_2}$)	88,23	kg/s
Caudal másico de la sal fundida ($\dot{m}_{sal}$)	67	kg/s
Caudal másico de agua glicolada ($\dot{m}_{brine}$)	179,7	kg/s
Potencia de la turbina ($\dot{W}_{turb}$)	12.574	kW
Potencia consumida por la bomba ($\dot{W}_{bomb}$)	2.574	kW
Potencia neta entregada al alternador ($\dot{W}_{alt}$)	10.000	kW
Calor aportado en el GH ($\dot{Q}_{GH}$)	29.725	kW
Calor cedido en el Condensador ($\dot{Q}_{Cond}$)	19.725	kW
Energía recuperada en el REC ($\dot{Q}_{REC}$)	51.624	kW
Pinch point GH (ΔT mín)	8,07	°C
Pinch point Condensador (ΔT mín)	10,67	°C
Pinch point REC (ΔT mín)	10,98	°C

4.2.2.1 Análisis del funcionamiento del ciclo

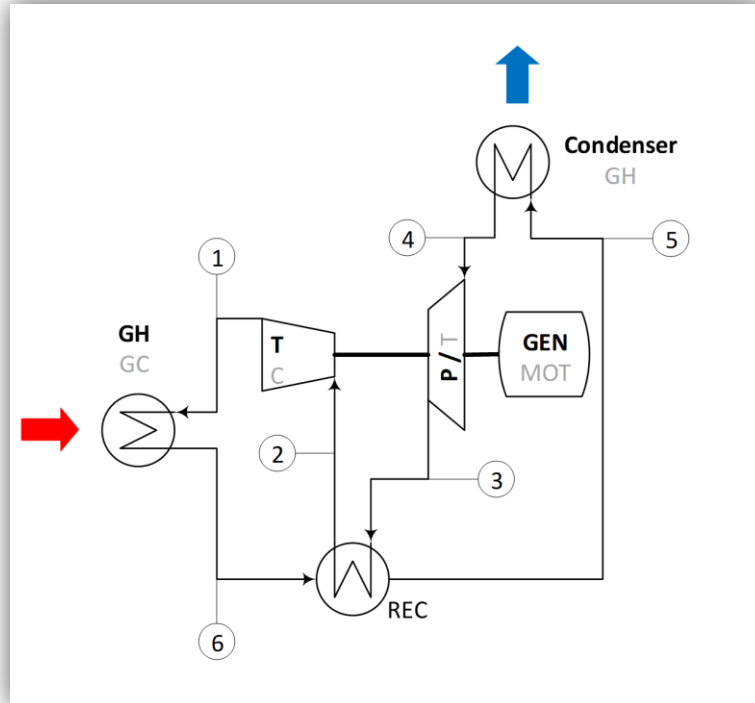


Figura 4.8: Esquema del ciclo de descarga

En esta fase, la sal fundida calentada previamente (hasta 575 °C) entrega su energía al CO₂ en el intercambiador GH, elevando su temperatura hasta condiciones supercríticas. El CO₂ previamente se dirige a la turbina, donde se expande generando trabajo mecánico, que se transforma en electricidad a través del alternador. Esta es la energía neta recuperada por el sistema, que puede utilizarse internamente en la planta o exportarse a la red eléctrica.

Tras la expansión y el paso por el intercambiador GH, el fluido pasa por el regenerador REC, donde cede parte de su energía remanente al propio ciclo, precalentando el CO₂ que alimentará la turbina. Esta recuperación interna reduce la energía térmica necesaria en el GH y mejora la eficiencia del sistema.

A continuación, el CO₂ transfiere calor al agua glicolada (−10 °C a 20 °C) y después es comprimido por la bomba ($\eta = 0,8$) donde alcanza condiciones adecuadas para cerrar el ciclo y completar la transformación del calor almacenado en electricidad.

La eficiencia térmica del ciclo, calculada como el cociente entre la potencia neta útil y el calor aportado, alcanza un 33,64 %, lo cual se considera un valor elevado dada la temperatura máxima de 575 °C (en la sal fundida), y demuestra la efectividad del diseño reversible.

Tabla 4.9: Propiedades del CO₂ en la fase de descarga

<i>punto</i>	<i>Presión</i>	<i>Temperatura</i>	<i>Entalpía</i>
1	60,87	273,5	220,8
2	245,0	420,1	363,3
3	250,0	45,95	−221,7
4	57,29	20,0	−250,9
5	58,46	55,95	−27,35
6	59,65	565,0	557,7

Tabla 4.10: Propiedades del Agua glicolada en la fase descarga

<i>punto</i>	<i>Presión</i>	<i>Temperatura</i>	<i>Entalpía</i>
Brine 1	5	−10	−57,88
Brine 2	5	20	51,87

Tabla 4.11: Propiedades de la sal fundida en la fase de descarga

<i>punto</i>	<i>Presión</i>	<i>Temperatura</i>	<i>Entalpía</i>
Sal 1	5	575	479
Sal 2	5	283,5	35,34

4.2.2.1.1 Diagrama P-h del ciclo de descarga

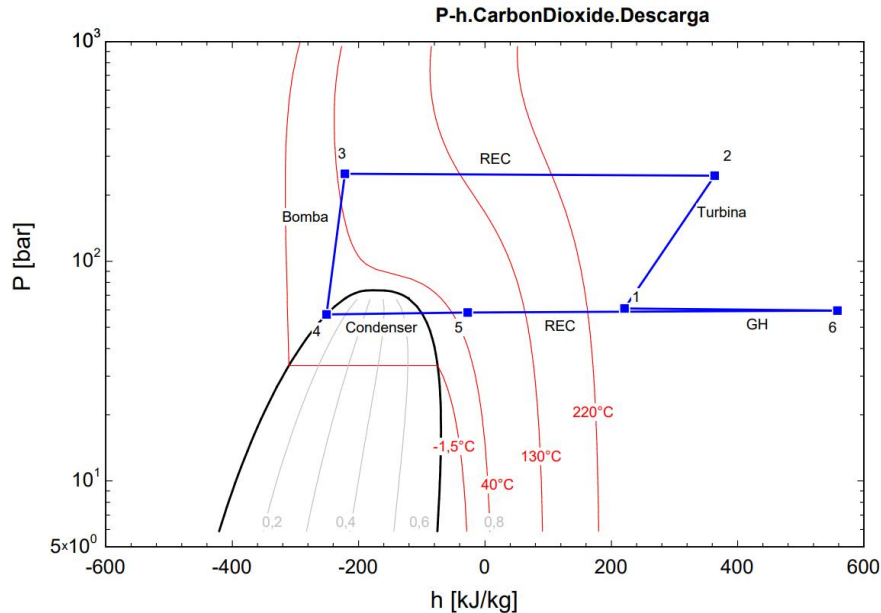


Figura 4.9: Diagrama p-h del ciclo de descarga

En este ciclo de descarga se puede apreciar el inverso del ciclo de carga. A diferencia del ciclo de carga, donde el CO_2 permanece completamente en estado supercrítico o vapor sobrecalentado, en el modo descarga el tramo $5 \rightarrow 4$ muestra una entrada parcial en la campana bifásica. Este cruce no es accidental, sino que responde a una decisión de diseño que permite ampliar el salto entálpico durante la expansión en la turbina.

Al permitir que el fluido alcance una calidad inferior a 1 en el punto 4, se extrae más trabajo mecánico del CO_2 sin necesidad de aumentar la temperatura máxima del ciclo. Esto mejora el rendimiento térmico global. Además, al tratarse de una entrada leve y controlada en la zona de mezcla, no compromete la estabilidad del ciclo ni requiere separación de fases, ya que el regenerador y el Condensador están preparados para manejar esta condición de forma continua.

4.2.2.1.2 Análisis térmico del Intercambiador GH (CO_2 – Sal fundida)

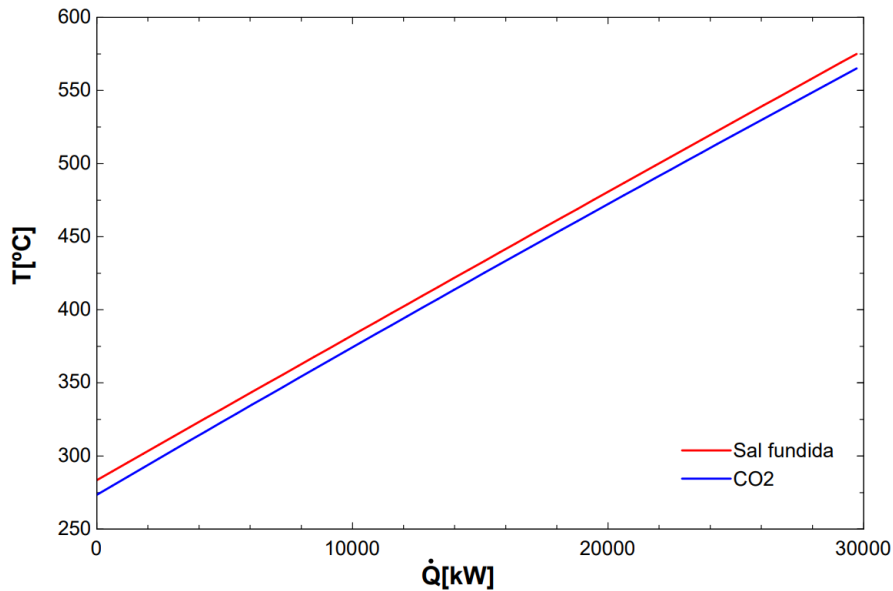


Figura 4.10: Diagrama T-Q del intercambiador GH del ciclo de descarga

La sal fundida, calentada hasta 575 °C, transfiere calor al CO_2 que entra en condiciones subcríticas. La gráfica T–Q muestra un perfil casi lineal, con un pinch point de 8,07 °C, lo que garantiza una buena superficie de intercambio sin excesos de área. La sal se enfría hasta 287,5 °C, completando el ciclo de descarga del almacenamiento térmico.

4.2.2.1.3 Análisis térmico del Condensador (CO_2 – Agua glicolada)

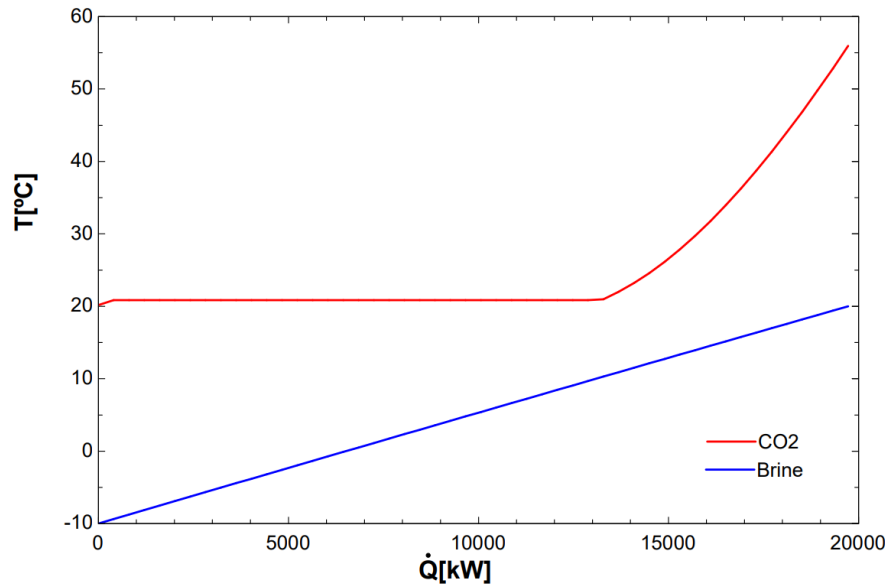


Figura 4.11: Diagrama T-Q del intercambiador Condensador del ciclo de descarga

En esta etapa final, el CO_2 cede calor al agua glicolada, completando el ciclo. Se asegura un ΔT mínimo de 10,67 °C, evitando problemas de cruce térmico. La gráfica T–Q muestra un tramo isoterma del CO_2 correspondiente a la condensación.

4.2.2.1.4 Análisis térmico del Intercambiador REC ($CO_2 - CO_2$)

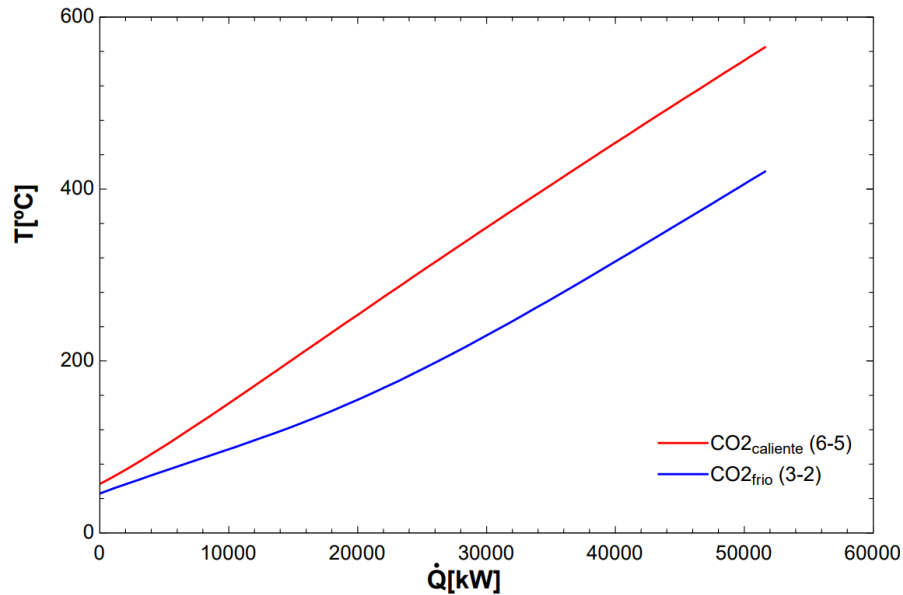


Figura 4.12: Diagrama T-Q del intercambiador REC del ciclo de descarga

El recuperador permite reutilizar parte del calor remanente tras la expansión, precalentando el CO_2 antes de su paso por la turbina. Se consigue un pinch point de 10,98 °C, con una recuperación energética total de más de 51 MW. Este intercambiador es fundamental para mantener elevada la eficiencia del ciclo.

4.2.2.2 Diseño de turbomáquinas

En el ciclo de descarga, el sistema opera en modo motor térmico, lo que implica la presencia de una turbina generadora de trabajo útil y una bomba que recircula el CO₂. Al igual que en la fase de carga, se ha considerado como condición de diseño que ambos elementos están acoplados sobre un mismo eje, por lo que deben funcionar a la misma velocidad de giro.

En este caso se evaluaron distintas configuraciones de número de etapas (1 a 5) y velocidades de giro, con el objetivo de minimizar el número de etapas y encontrar una velocidad válida para ambos equipos.

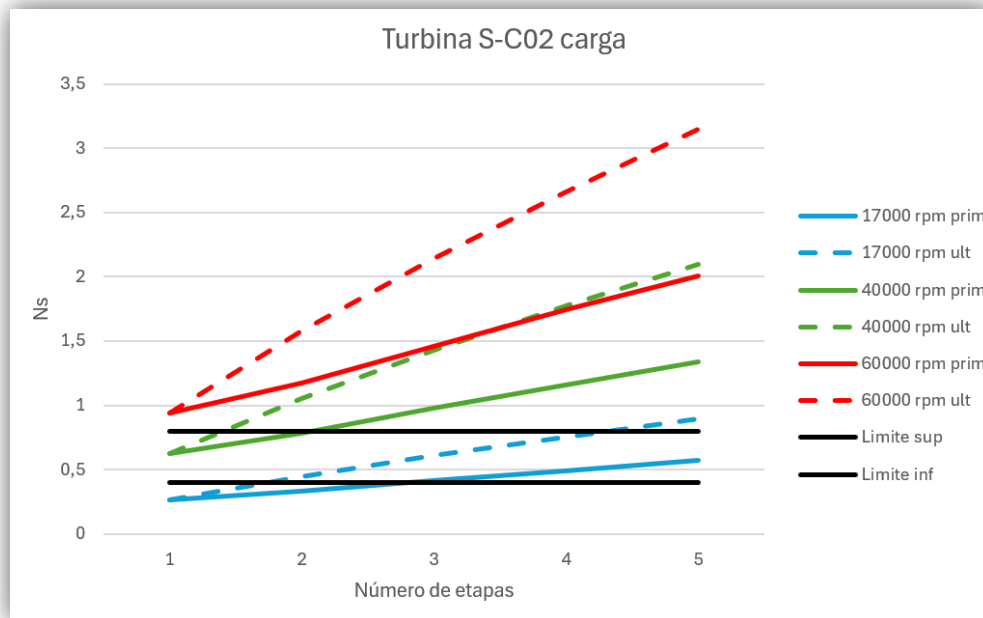


Figura 4.13: Estudio de velocidad y etapas óptimas para turbina de descarga

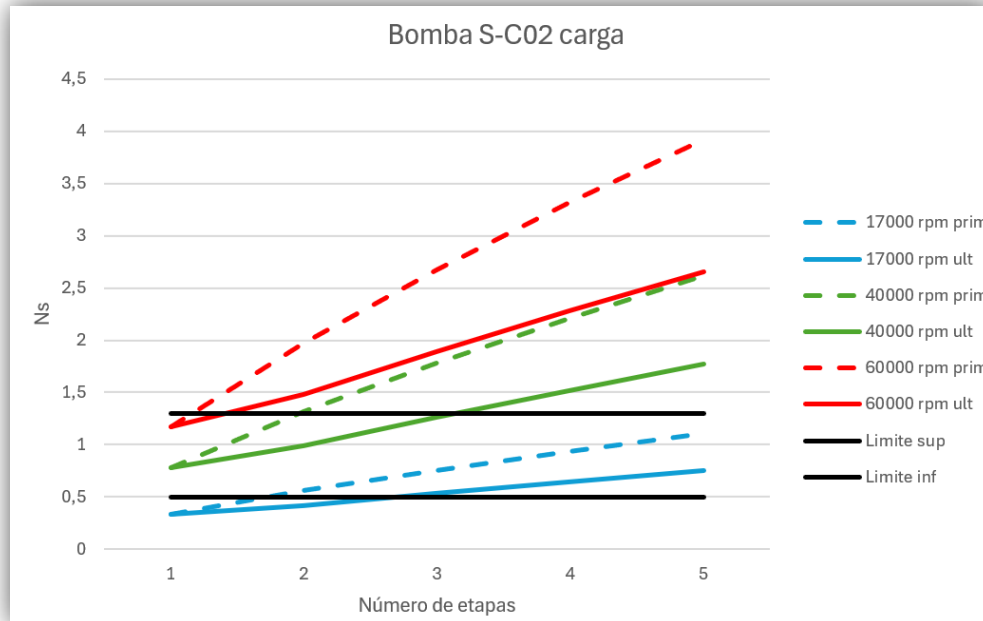


Figura 4.14: Estudio de velocidad y etapas óptimas para bomba de descarga

Tras analizar los resultados de las Figuras 4.12. y 4.13. se seleccionó la configuración de una única etapa a 40.000 rpm tanto para la turbina como para la bomba. Aunque esta velocidad es considerablemente superior a la utilizada en la fase de carga, se encuentra plenamente justificada por las condiciones operativas del ciclo de descarga, caracterizadas por presiones y temperaturas más elevadas, así como por un caudal másico significativamente inferior. Este menor caudal requiere un menor tamaño de máquina, lo cual, al estar inversamente relacionado con la velocidad de giro, implica una mayor velocidad rotacional para mantener la velocidad específica dentro de los rangos de eficiencia adecuados. Además, los mayores saltos entálpicos y los cambios de densidad asociados exigen estas condiciones para un correcto funcionamiento de los equipos.

En esta configuración, los valores de N_s obtenidos fueron:

- Turbina: $N_s=0,6276$
- Bomba: $N_s=0,7817$

Ambos valores se sitúan dentro de los rangos óptimos para máquinas radiales, según la clasificación técnica recogida en la literatura (ver Tabla 2.2), lo que confirma la validez del diseño. Como ya se observó en la fase de carga, las turbomáquinas radiales son preferibles en este tipo de sistemas debido a su mayor compacidad, capacidad de trabajar con grandes saltos de presión en una sola etapa, y robustez mecánica, especialmente útil en ciclos cerrados de CO₂ con alta exigencia térmica.

En definitiva, la elección de una etapa radial a 40.000 rpm para ambas turbomáquinas en la fase de descarga asegura un equilibrio entre eficiencia, fiabilidad y simplicidad constructiva.

4.2.2.3 Diseño de tuberías

Así mismo, se pueden observar las dimensiones de las tuberías utilizadas en el ciclo de descarga.

En la fase de descarga, debido a sus elevadas presiones y temperaturas con respecto al ciclo de carga, se ha seleccionado el material Ni-Cr-Co 740H. Este material posee unas propiedades que aseguran una eficiencia y correcto funcionamiento de la fase de carga.

Tabla 4.12: Diseño de tuberías del ciclo del CO₂ en la fase de descarga

Conducto	Nº de conductos	Diámetro Nominal	Schedule
1	1	DN450	20
2	1	DN350	20
3	1	DN250	20
4	1	DN400	20
5	1	DN450	20
6	1	DN600	20

Tabla 4.13: Diseño de tuberías del ciclo de Agua glicolada en la fase de descarga

<i>Conducto</i>	<i>Nº de conductos</i>	<i>Diámetro Nominal</i>	<i>Schedule</i>
w12	1	DN300	20
w13	1	DN250	20

Tabla 4.14: Diseño de tuberías del ciclo de sal fundida en la fase de carga

<i>Conducto</i>	<i>Nº de conductos</i>	<i>Diámetro Nominal</i>	<i>Schedule</i>
w4	1	DN300	20
w6	1	DN250	10

4.3 DIMENSIONADO COMÚN

Dado que el sistema ha sido diseñado para operar de forma reversible entre las fases de carga y descarga, se ha planteado una estrategia de reutilización parcial de las tuberías que permite optimizar los costes de implementación sin comprometer el rendimiento térmico. En concreto, en la fase de descarga se emplea una única tubería principal para el circuito de CO₂, la cual debe estar construida con un material de mayor coste unitario, debido a las altas presiones y temperaturas que soporta en este modo de operación.

Por el contrario, en la fase de carga, aunque se requieren múltiples tramos de tubería, las condiciones de operación son menos exigentes, lo que permite seleccionar un material más económico. Para maximizar la eficiencia económica del sistema, se ha optado por reutilizar la tubería de descarga durante la fase de carga, complementándola con las tuberías adicionales específicas de esta fase, dimensionadas con el material optimizado para carga.

Este enfoque permite reducir el coste total del sistema de conducciones, evitando la duplicidad innecesaria de líneas de alta especificación y garantizando a su vez que cada tramo opera dentro de sus límites de resistencia térmica y mecánica.

En cuanto a los fluidos externos al ciclo principal (Agua glicolada, aceite térmico y sal fundida), las tuberías de ambos se reutilizan para ambas fases, lo cual también contribuye a la reducción de inversión.

De tal forma, el esquema de tuberías del sistema queda según la Figura 4.15. La tubería de color rojo representa la de la fase de descarga (material de precio más elevado, 740H), mientras que para la fase de carga se utilizarían todas las presentes en el esquema (A-106B y 740H)

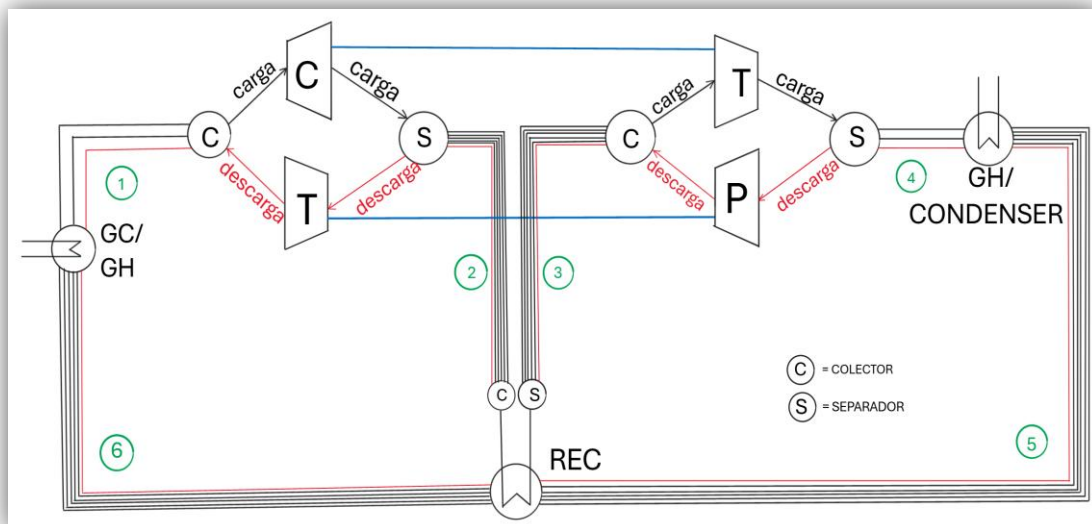


Figura 4.15: Esquema final del ciclo incluyendo visualización de tuberías (Fuente: Elaboración propia)

Con el objetivo de reducir el coste total del sistema y simplificar su implementación, se ha decidido reutilizar los intercambiadores de calor en ambas fases del ciclo (carga y descarga). Esta estrategia permite evitar la duplicación de equipos y dimensionar un único intercambiador por ubicación (GC, GH y regenerador) que sea capaz de funcionar correctamente bajo las condiciones más exigentes de ambas fases.

Para ello, se ha utilizado como criterio de selección la conductancia térmica (UA), definido como el producto del coeficiente global de transferencia de calor (U) y la superficie de

intercambio (A). Este parámetro refleja la capacidad global de transmisión de calor del intercambiador, teniendo en cuenta los fluidos utilizados, las potencias y la geometría del intercambiador, y se convierte en la referencia clave para garantizar la viabilidad térmica del diseño.

En la tabla se recogen los valores de UA calculados para cada intercambiador en ambas fases. Como criterio de diseño, se ha optado por seleccionar el valor más alto de cada caso, asegurando así que el equipo final será capaz de satisfacer los requerimientos térmicos tanto en carga como en descarga. De este modo, se garantiza la operatividad del sistema y se evita sobredimensionar innecesariamente en las condiciones menos exigentes, manteniendo controlado el coste de inversión.

Tabla 4.15: Resultados del parámetro UA de ambas fases

UA [kW/K]	CARGA	DESCARGA	SELECCIONADO
REGENERADOR	4332	773,5	4332
GH/CONDENSADOR	805	1060	1060
GC/GH	2593	3424	3424

Esta aproximación permite mantener la eficiencia térmica en ambas fases del ciclo sin comprometer el presupuesto, y es coherente con la lógica de integración funcional y reversibilidad que define el planteamiento del sistema.

4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO

El análisis económico del sistema se ha realizado a partir del dimensionado técnico desarrollado en el apartado 3.4 de metodología, evaluando su viabilidad desde el punto de vista de la inversión inicial y los costes de operación y mantenimiento. El objetivo es calcular el coste nivelado de energía (LCOE, por sus siglas en inglés), tanto para el caso de producción de electricidad como para el de producción de vapor.

Además, se ha estimado VAN para analizar la viabilidad económica del sistema.

A continuación, en la tabla 4.18 se presentan datos utilizados para la realización de este análisis económico. Un aspecto a destacar es que el dimensionamiento de los equipos se ha realizado para una relación de horas de carga/descarga de 1/3. Esto ajusta perfectamente el foco caliente del ciclo de potencia (sales fundidas), pero no el foco frío (agua glicolada), de modo que en la fase de carga se toma más calor del agua de la que luego se aporta en la fase de descarga. Esto hace que terminada la fase de descarga sea preciso aportar calor adicional al agua, lo que sería factible disponiendo de una fuente residual de más de 20 °C.

Tabla 4.16: Datos del sistema para la realización del análisis económico

<i>DATOS</i>	
Horas de descarga	3
Horas de carga	9
N [años]	25
wacc [p.u.]	0,075
f_a [1/año]	0,090
T_e descarga [€/MWh]	120
T_e carga [€/MWh]	0

Así mismo, en la tabla 4.19 se ha calculado la energía eléctrica de ambas fases tanto como las potencias necesarias para el cálculo del LCOE.

Tabla 4.17: Resultados de potencias eléctricas y térmicas

	<i>CARGA</i>	<i>DESCARGA</i>
E [MWhe]	55257	10950
Q demanda [MWht]	81176	
Q foco caliente [MWht]	32549	

4.4.1 INVERSIÓN INICIAL DESGLOSADA

El cálculo de la inversión inicial del sistema parte de los costes unitarios de cada componente referidos al año 2017. Estos costes se han actualizado a valores de 2024 utilizando el índice CEPCI, que refleja la evolución del coste de los equipos de proceso. Además, se han incluido factores multiplicativos para tener en cuenta elementos adicionales como la instalación de tuberías, estructuras, instrumentación, obra civil y costes indirectos asociados a la integración del sistema. En concreto, se han aplicado los siguientes factores:

- 1,30 para contemplar tuberías, elementos de control y estructuras.
- 1,25 para cubrir costes indirectos (gestión, ingeniería, imprevistos, etc.).

Con ello, se ha obtenido una estimación realista de la inversión total necesaria para implementar el sistema completo.

En la tabla 4.20. se observan los valores de inversión actualizados para el año 2024, en la que se distingue el coste de cada uno de los componentes principales.

Tabla 4.18: Inversión del sistema por componentes

Componente	INVERSIÓN [\$]
Regenerador	7.069.149
GH/Condensador	2.444.219
GC/GH	5.919.726
Compresor	6.385.695
Turbina HP	3.455.305
Bomba	6.874.721
Turbina HE	4.333.130
Motor/Alternador	1.647.022
Almacenamiento Sal	2.229.375
Almacenamiento Aceite	1.853.325
Almacenamiento Agua Glicolada	1.775.250
Total Estimado	43.986.917

La tabla 4.21. recoge los resultados finales.

Tabla 4.19: Resultados finales de la inversión inicial y los gastos de mantenimiento del sistema

INV [\$]	71.478.739
OM [\$]	2.859.150

Tras analizar estos valores, se observa que la inversión está liderada por el regenerador, cuyo coste supera los 7 millones de dólares, debido a su elevada UA y relevancia térmica dentro del ciclo. Le siguen el intercambiador GC/GH y el compresor, ambos con una contribución significativa al coste total debido a sus requerimientos técnicos exigentes (elevadas presiones, materiales especiales y tolerancias mecánicas).

Una parte importante de la inversión también corresponde a los sistemas de almacenamiento térmico que incluyen el aceite térmico, los tanques de sales fundidas y el Agua glicolada.

La Figura 4.16, se presenta una gráfica del desglose de inversión por componente.

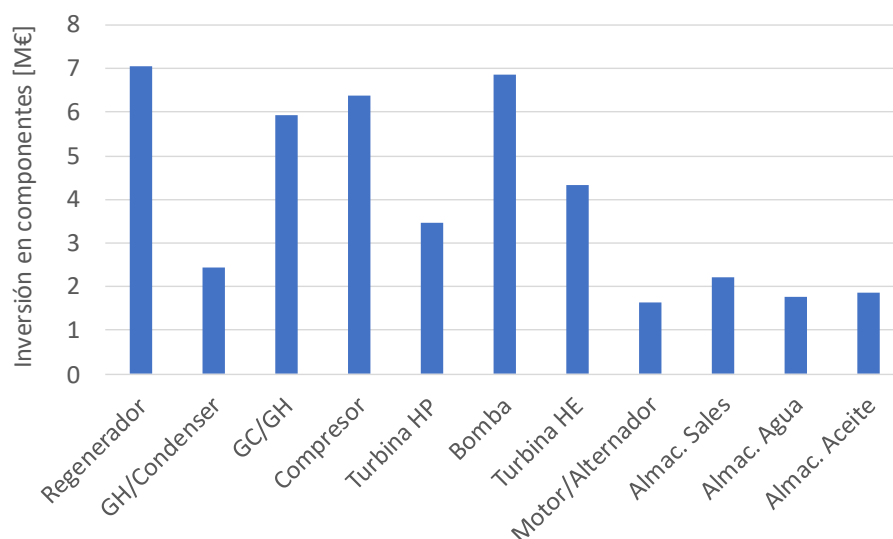


Figura 4.16: Desglose de la inversión Inicial según el componente

4.4.2 COSTE NORMALIZADO PARA GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD

Este apartado evalúa el coste de generación del sistema, referido a la energía eléctrica descargada. El sistema globalmente se comporta como un almacén de energía, que además produce vapor de proceso a través del aceite térmico.

Tabla 4.20: Resultados del cálculo del LCOE para la generación de electricidad

CAPEX [\$/MWhe]	585.61
OPEX om [\$/MWhe]	261.11
OPEX vapor [\$/MWhe]	- 497.51
OPEX e [\$/MWhe]	0.00
LCOE [\$/MWhe]	349.20

El cálculo del LCOE incluye todos los costes anuales equivalentes del sistema, divididos entre la energía eléctrica útil generada durante un año. En este caso, se consideran la inversión (CAPEX) corregida, los costes de operación y mantenimiento (OPEX OM), y se descartan otros términos como el OPEX eléctrico (ya que se considera un precio de la electricidad nulo en la fase de carga).

Además, se incluye un término clave: el OPEX vapor. Este término representa el valor económico del vapor producido con el calor del aceite térmico. Como este vapor tiene un valor comercial (pues se evitaría generarlo con gas natural), se contabiliza como un ingreso, introducido con signo negativo en el LCOE. Esto reduce significativamente el coste equivalente de generación eléctrica.

En la Figura 4.17 se puede apreciar el desglose del LCOE.

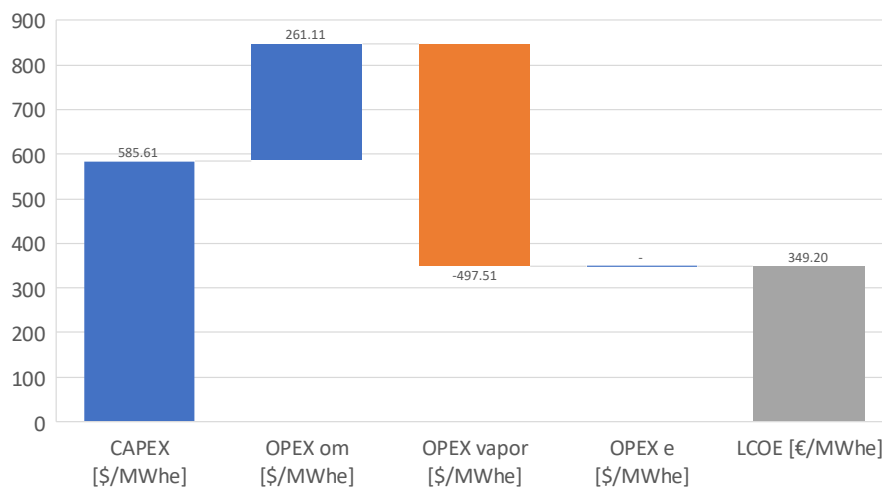


Figura 4.17: Desglose del LCOE de generación de electricidad

En conjunto, el LCOE obtenido es de **349.20 \$/MWh**, un valor que refleja no solo el coste de inversión y operación, sino también el aprovechamiento del calor útil para otros fines (vapor), mejorando la viabilidad económica del sistema.

4.4.3 VALOR ACTUAL NETO DEL SISTEMA (VAN)

Se ha calculado el VAN del sistema considerando los flujos de caja futuros y una tasa de descuento del 7,5 %. Dado que el LCOE (349.20 \$/MWh) supera la tarifa de venta de la electricidad en la fase de descarga (120 \$/MWh) se obtiene un VAN negativo de – 27976 k\$, lo que refleja la no viabilidad el sistema.

4.4.4 FACTOR DE ESCALA

Los resultados anteriores muestran que el proyecto no es viable económicamente. Sin embargo, las inversiones en los componentes siguen leyes de escala (salvo en el

almacenamiento), por lo que se va a valorar en este apartado el efecto de la escala, tomando como base (factor de escala 1) el caso ya analizado y dimensionado.

La Figura 4.18 muestra el efecto de la escala sobre el LCOE, apreciando que para una escala x3 (30 MWe en descarga) el proyecto ya es rentable. La Figura 4.19 muestra el VAN obtenido. Finalmente, la Figura 4.20 refleja el desglose del LCOE para la planta de 40 MWe de electricidad de descarga.

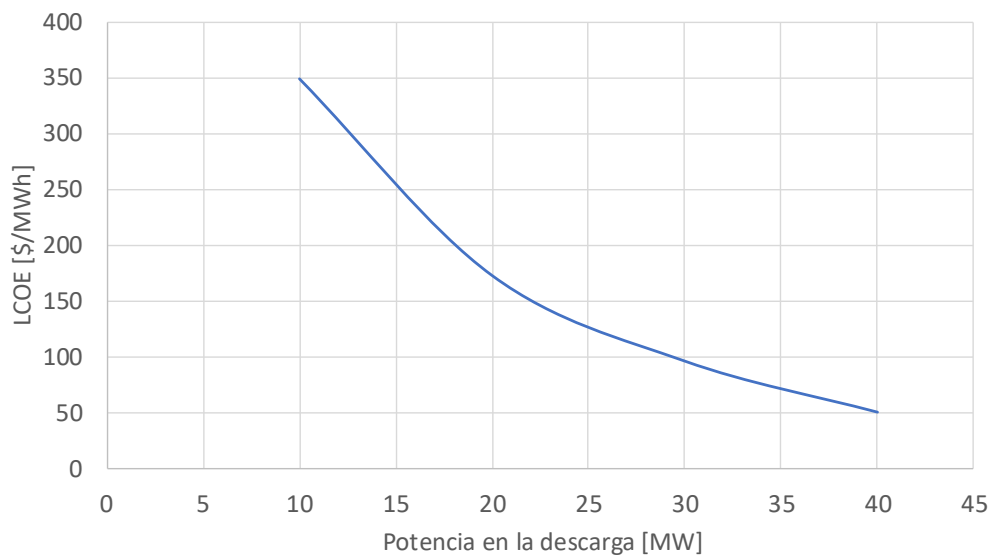


Figura 4.188: LCOE en función del tamaño de la planta.

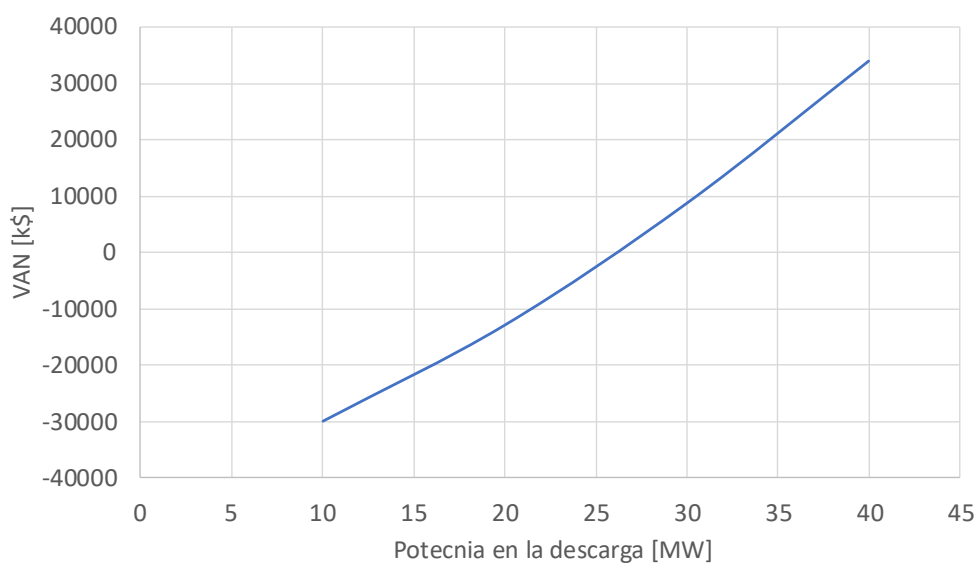


Figura 4.199: VAN en función del tamaño de la planta.

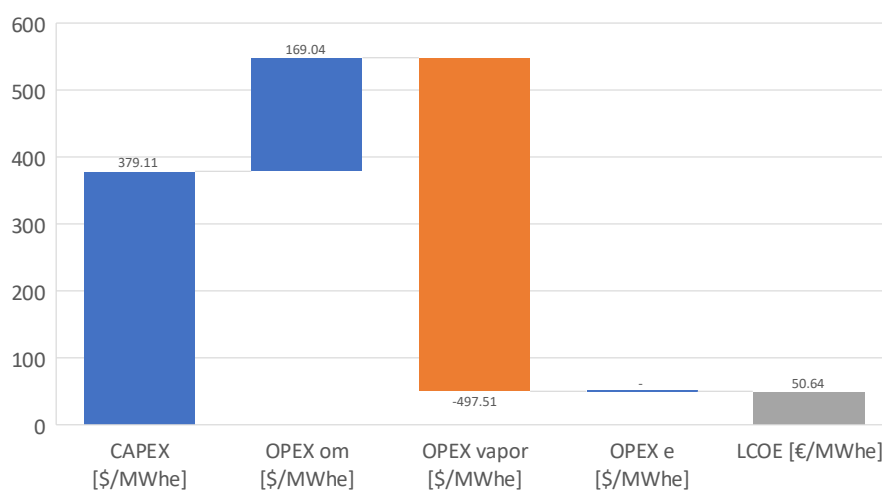


Figura 4.20: Desglose del LCOE para una planta 4x (40 MWe) de electricidad de descarga).

Capítulo 5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

El presente proyecto ha desarrollado un sistema energético híbrido para la industria, basado en la integración de una bomba de calor y un ciclo de descarga impulsado por almacenamiento térmico, tomando como inspiración la arquitectura MOSS. A lo largo del trabajo se ha modelado de forma detallada el funcionamiento del ciclo en sus dos fases carga y descarga, se han dimensionado los componentes clave y se ha realizado un análisis económico completo de la instalación.

Desde el punto de vista técnico, se han obtenido resultados destacables. En la fase de carga, se ha alcanzado un COP de 1,469. Los caudales máscicos optimizados para los tres fluidos fueron: 274,2 kg/s de CO₂, 138,6 kg/s de aceite térmico y 71,89 kg/s de agua glicolada. La potencia neta del motor durante esta fase fue de 16.821 kW, y la potencia térmica útil aportada al sistema en el intercambiador GC fue de 24.711 kW para la generación de vapor de proceso.

En la fase de descarga, el sistema ha mostrado una eficiencia térmica global del 33,64 %, con una potencia neta entregada al alternador de 10.000 kW. Esta fase permitió recuperar 51.624 kW en el regenerador y reutilizar 29.725 kW procedentes del calor almacenado en el GH por la fase de carga (en los tanques de sales fundidas). Los valores de pinch point, tanto en carga como en descarga, se mantuvieron cercanos a 10 °C, asegurando un diseño eficiente de los intercambiadores.

Además, se ha llevado a cabo el dimensionamiento de las turbomáquinas principales del sistema, considerando una configuración de una única etapa tanto para el compresor, las turbinas y la bomba. Se han determinado las velocidades de giro óptimas en cada fase: 5.000 rpm en la fase de carga para compresor y turbina, y 40.000 rpm en la fase de descarga para turbina y bomba. Asimismo, se ha realizado el dimensionamiento de la red de tuberías, garantizando que todo el sistema quede correctamente conectado y cumpla con las

condiciones de operación, minimizando pérdidas de carga y manteniendo velocidades adecuadas del fluido.

En lo que respecta al análisis económico, la inversión total estimada para la planta asciende a 71.478.739,38 \$, que desemboca en un LCOE excesivamente alto, de 349,20 \$/MWh y un VAN negativo. Se ha comprobado que estos malos resultados económicos se deben a la escala del proyecto, que es demasiado pequeña para esta tecnología. Se ha comprobado que con escalas a partir de x3 ya se alcanza la viabilidad económica, proponiendo como tamaño adecuado 40 MWe en descarga, que supone una inversión de más de 185 M\$, alcanzando un LCOE de 50,64 \$/MWh y un VAN de casi 34 M\$.

En resumen, el proyecto ha demostrado que es posible diseñar un sistema industrial que aproveche excedentes eléctricos y calor residual para mejorar la eficiencia energética, reducir las emisiones y dotar de flexibilidad al sistema eléctrico, aunque es preciso alcanzar grandes escalas para que resulte rentable, lo que podría hacer necesario su integración en polígonos industriales, para aprovechar un uso comunitario del calor.

5.1 DESARROLLOS FUTUROS

A partir de los resultados obtenidos, se abren diversas líneas de mejora y expansión del sistema planteado. Una de ellas es la automatización del control de las transiciones entre carga y descarga en función de señales de precio eléctrico u otras variables externas, lo que permitiría una respuesta dinámica más eficiente a las condiciones del mercado.

Además, podría plantearse una optimización conjunta del ciclo y el almacenamiento térmico, variando parámetros como la presión de operación o el volumen de los tanques para maximizar el rendimiento global del sistema en distintos escenarios estacionales o industriales.

En futuras fases del proyecto también sería recomendable llevar a cabo una validación experimental del modelo planteado, mediante una planta piloto que permita contrastar las simulaciones realizadas en EES con resultados reales. Esto podría acompañarse de un

estudio de escalabilidad y replicabilidad para otras industrias con demandas térmicas similares.

Por último, en línea con los objetivos de sostenibilidad, se podría estudiar la sustitución de algunos materiales del sistema por alternativas más sostenibles o circulares, así como incorporar fuentes renovables de generación eléctrica (por ejemplo, autoconsumo fotovoltaico) para la fase de carga.

En conjunto, el sistema diseñado sienta las bases para una nueva estrategia de gestión de energía industrial, más flexible, eficiente y alineada con los objetivos climáticos y regulatorios a medio plazo. Su capacidad para integrar excedentes eléctricos, aprovechar calor residual y reducir el consumo de combustibles fósiles lo convierte en una solución innovadora y prometedora para la transición energética en el sector industrial.

REFERENCIAS

- [1] U.S. Department of Energy. (2016, marzo). *Demand Response and Energy Storage Integration Study* (DOE/EE-1282). Office of Energy Efficiency & Renewable Energy: <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2016/03/f30/DOE-EE-1282.pdf>
- [2] Red Eléctrica de España. (2025, marzo). *La producción renovable crece en España un 10,3 % en 2024 y alcanza sus mayores registros históricos*: <https://www.ree.es/es/sala-de-prensa/actualidad/nota-de-prensa/2025/03/la-produccion-renovable-crece-en-Espana-un-10-3-por-ciento-2024-alcanza-mayores-registros>
- [3] World Economic Forum. (2025, enero). *How Spain is leveraging industrial clusters to lead Europe's energy transition*: <https://www.weforum.org/stories/2025/01/spain-energy-hubs-europe-energy-transition/>
- [4] Parkinson, G. (2023, junio). *Spain on track to pass 50 pct renewable energy generation in 2023*. Renew Economy: <https://reneweconomy.com.au/spain-on-track-to-pass-50-pct-renewable-energy-generation-in-2023/>
- [5] U.S. Department of Energy. (2008, marzo). *Waste heat recovery: Technology and opportunities in U.S. industry* (DOE/ITP-2008-003): https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf
- [6] Lee, K. T., Lee, D. S., Chen, W. H., Lin, Y. L., Luo, D., Park, Y. K., & Bandala, A. (2023). An overview of commercialization and marketization of thermoelectric generators for low-temperature waste heat recovery. *Iscience*, 26(10).
- [7] ResearchGate. (s.f.). *Industrial process heat demand by subsector and temperature level (EU28+3)*: https://www.researchgate.net/figure/Industrial-process-heat-demand-by-subsector-and-temperature-level-EU28-3_fig24_312173884

- [8] Eurostat. (2024, junio). *Final energy consumption in industry – detailed statistics*. European Commission. Recuperado de: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Final_energy_consumption_in_industry_-_detailed_statistics
- [9] Vanbecelaere, J. (2025, marzo). *Industrial heat pumps to decarbonise Europe's industry*. European Heat Pump Association. <https://www.ehpa.org/wp-content/uploads/2025/03/20250304-EHPA-Industrial-Heat-pumps-position-paper81.pdf>
- [10] Maisch, M. (2023, mayo). *Storing renewables with molten hydroxide salts*. pv-magazine. Recuperado de: <https://www.pv-magazine.com/2023/05/10/storing-renewables-with-molten-hydroxide-salts/>
- [11] McFadden, C. (2025, marzo). *Denmark's molten salt battery could power 100,000 homes with 90 % efficiency*. Interesting Engineering. Recuperado de: <https://interestingengineering.com/energy/denmark-salt-battery-could-power-100000-homes>
- [12] Empresarios del Henares. (2022). *La demanda de calor industrial hasta 2030 aumentará cada año el 1,7%. El calor solar industrial compensa, y mucho*. <http://empresariosdelhenares.es/archive/3116/la-demanda-de-calor-industrial-hasta-2030-aumentara-cada-ano-el-17-el-calor-solar-industrial-compensa-y-mucho>
- [13] Pardo, N., Vatopoulos, K., Krook-Riekkola, A., Moya, J., & Thiel, C. (2012). *Prospective scenarios on energy efficiency and CO₂ emissions in the EU iron & steel industry*. https://www.researchgate.net/figure/Relative-demand-for-electricity-and-heat-in-industrial-sectors-of-the-EU-economy-data_fig2_297733892
- [14] Gana Energía. (s.f.). *Conoce cuánto gasta una fábrica en luz*. Recuperado de <https://ganaenergia.com/blog/cuanto-gasta-fabrica-luz/>

- [15] MIWenergía. (2022, 25 de febrero). *¿Qué es la compensación simplificada en autoconsumo?*. Recuperado de <https://www.miwenergia.com/compensacion-simplificada-de-excedentes/>
- [16] Sánchez Molina, P. (2025, 22 de abril). *Spain hits first weekday of 100 % renewable power on national grid*. pv-magazine. Recuperado de <https://www.pv-magazine.com/2025/04/22/spain-hits-first-weekday-of-100-renewable-power-on-national-grid/>
- [17] Build to Zero. (s.f.). *ThermalBox*. Recuperado de: <https://buildtozero.es/thermalbox/>
- [18] Fernández, A. G., Galleguillos, H., Fuentealba, E., & Pérez, F. J. (2015). *Thermal characterization of HITEC molten salt for energy storage in solar linear concentrated technology*. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 120(1), 3–9. <https://doi.org/10.1007/s10973-015-4715-9>
- [19] Atlas Copco. (2025, marzo). *How does a heat pump work?* Recuperado de <https://www.atlascopco.com/en-us/compressors/wiki/compressed-air-articles/how-heat-pump-works>
- [20] Equans. (s.f.). *What are industrial heat pumps and how do they work?* Recuperado de <https://www.equans.com/news/what-are-industrial-heat-pumps-and-how-do-they-work>
- [21] Wikipedia. (2025, abril 10). *Natural refrigerant*. En *Wikipedia*. Recuperado de https://en.wikipedia.org/wiki/Natural_refrigerant
- [22] Yu, J. (2021, julio 23). *Why CO₂ is the most promising refrigerant in the cooling industry*. ISA Interchange. Recuperado de <https://blog.isa.org/why-co2-is-the-most-promising-refrigerant-in-the-cooling-industry>
- [23] GlobalSpec. (2018, junio). *Transcritical use of carbon dioxide refrigerant*. Recuperado de <https://insights.globalspec.com/article/13856/transcritical-use-of-carbon-dioxide-refrigerant>

- [24] Wikipedia. (2025, marzo 20). *Transcritical cycle*. En *Wikipedia*. Recuperado de https://en.wikipedia.org/wiki/Transcritical_cycle
- [25] Hillphoenix Industrial. (2025, 11 de marzo). *CO₂ (R-744) refrigerant for industrial applications*. Recuperado de <https://hillphoenixindustrial.com/co2-refrigerant/>
- [26] Ibarra Espinosa, A. (2025, abril 28). *Qué es una central termoeléctrica y cómo funciona su proceso*. AMIF. <https://amif.mx/que-es-una-central-termoelectrica-y-como-funciona-su-proceso/>
- [27] Bancoff, F. (2017, 9 de julio). *Fundamentos termodinámicos de ciclos combinados gas-vapor* [Entrada de blog]. Espacio personal. <https://fbancoff.wordpress.com/2017/07/09/fundamentos-termodinamicos-de-ciclos-combinados-gas-vapor/>
- [28] U.S. Environmental Protection Agency. (2020). *Power plants and industrial profile, 2017* (EPA 423-R-20-014). https://www.epa.gov/sites/default/files/2020-12/documents/power_plants_2017_industrial_profile_updated_2020.pdf
- [29] Intarcon. “El futuro sostenible de la refrigeración: ¿por qué R-744 o CO₂?” En: *intarcon.com* (2023). URL: <https://www.intarcon.com/el-futuro-sostenible-de-la-refrigeracion-por-que-r744-o-co2/>
- [30] Eastman. *Therminol VP-1 Heat Transfer Fluid – Product Data Sheet*. Eastman Chemical Company, 2024. URL: https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF09A_Therminol_VP1.pdf
- [31] Clariant. (2020). *Antifrogen® N technical data sheet*. En Antifrogen® N – Technical Data Sheet, página 2. Clariant International Ltd.
- [32] Solar Salt – Thermal Property Analysis. URL: https://elib.dlr.de/143749/1/PropertyAnalysis_SQM-DLR_final%20Report_v2.1.pdf?utm_source

- [33] Marco Gambini y Michela Vellini. *Turbomachinery: Fundamentals, Selection and Preliminary Design*. Springer.
- [34] ADTechnology. (s.f.). *Design of axial turbine rotor*. Recuperado de <https://blog.adtechnology.com/design-of-axial-turbine-rotor>
- [35] NumberAnalytics. (s.f.). *Mastering specific speed in turbo machinery*. Recuperado de <https://www.numberanalytics.com/blog/mastering-specific-speed-turbo-machinery>
- [36] NORSOK STANDARD P-001. 5.a ed. Edition 5, Sep. 2006. Sep. de 2006.
- [37] ASME B31.1-2007. Power Piping. (Revision of ASME B31.1-2004). 2007.
- [38] Weiland, N. T., Lance, B. W., & Pidaparti, S. R. (2019, June). SCO2 power cycle component cost correlations from DOE data spanning multiple scales and applications. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 58721, p. V009T38A008). American Society of Mechanical Engineers.
- [39] The University of Manchester. (s.f.). *Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI)*. Recuperado de <https://www.training.itservices.manchester.ac.uk/public/gced/CEPCI.html?reactors/CEPCI/index.html>
- [40] Trading Economics. (s.f.). *EU natural gas*. <https://tradingeconomics.com/commodity/eu-natural-gas>

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

Este proyecto se enmarca claramente dentro de los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) propuestos por la Agenda 2030 de las Naciones Unidas, contribuyendo de forma significativa al avance hacia una industria más limpia, resiliente y energéticamente eficiente. A través de la integración de tecnologías como el almacenamiento térmico, el aprovechamiento de calor residual y los ciclos termodinámicos optimizados, se apoya el cumplimiento de varios ODS clave:

- **Objetivo 7: Garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna**

El sistema propuesto promueve un uso más inteligente y flexible de la electricidad, almacenando excedentes renovables que de otro modo serían vertidos en forma de energía térmica para su uso posterior. Al reducir la dependencia de combustibles fósiles y emplear electricidad de origen renovable en la operación de bombas de calor, se fomenta una energía más limpia, fiable y asequible para los procesos industriales. Además, se contribuye a la estabilidad del sistema eléctrico nacional, facilitando la integración de energías intermitentes como la solar y la eólica.

- **Objetivo 9: Construir infraestructuras resilientes, promover la industrialización sostenible y fomentar la innovación**

El diseño y análisis de un sistema industrial que combina almacenamiento térmico mediante sales fundidas, recuperación de calor residual con CO₂ como fluido de trabajo, y generación eléctrica mediante turbinas, representa un enfoque altamente innovador en el ámbito de la transición energética. Esta solución tecnológica no solo incrementa la eficiencia energética de la industria, sino que introduce una infraestructura avanzada, escalable y adaptable a distintos sectores industriales, promoviendo una modernización sostenible de la industria nacional.

- **Objetivo 12: Garantizar modalidades de consumo y producción sostenibles**

Este sistema contribuye activamente a la optimización del uso energético al reducir pérdidas térmicas, reciclar energía de baja calidad y gestionar el consumo eléctrico de forma más racional. Aprovechar el calor residual y almacenarlo para satisfacer demandas térmicas posteriores impulsa una economía circular dentro del proceso industrial. Se minimiza así el desperdicio energético, se maximiza la eficiencia global del sistema y se reduce la huella ecológica de las operaciones.

- **Objetivo 13: Adoptar medidas urgentes para combatir el cambio climático y sus efectos**

El impacto ambiental del sistema diseñado es claramente positivo: al sustituir combustibles fósiles por electricidad renovable para cubrir parte de las necesidades térmicas y al reutilizar el calor residual, se logra una reducción significativa de las emisiones de CO₂. Esto representa un avance directo en la mitigación del cambio climático, alineando el proyecto con los compromisos internacionales de descarbonización y fomentando un modelo energético más limpio, resiliente y preparado para los retos climáticos futuros.