



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA MEDIANTE PTES EN LA INDUSTRIA A PARTIR DE CALORES RESIDUALES

Autor: Nicolás Ballarín Ruiz

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Director: Eva María Arenas Pinilla

Madrid

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Almacenamiento de energía mediante PTES en la industria a partir de calores residuales

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el

curso académico 2021/22 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.: Nicolás Ballarín Ruiz

Fecha: 13/ 07/ 2022

Autorizada la entrega del proyecto

LOS DIRECTORES DEL PROYECTO

Fdo.: José Ignacio Linares Hurtado

Fecha: ...13.../ ...07.../ ...2022...

Fdo.: Eva Arenas Pinilla

Fecha: ...13.../ ...07.../ ...2022...



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA MEDIANTE PTES EN LA INDUSTRIA A PARTIR DE CALORES RESIDUALES

Autor: Nicolás Ballarín Ruiz

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Director: Eva María Arenas Pinilla

Madrid

Agradecimientos

A mis directores José Ignacio y Eva por todo lo que he aprendido de ellos y su apoyo, sin olvidar las incontables horas revisando códigos de EES en Teams.

A mi familia especialmente a mis abuelos por su incondicional apoyo a lo largo de toda mi vida y mis estudios.

ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA MEDIANTE PTES EN LA INDUSTRIA A PARTIR DE CALORES RESIDUALES

Autor: Nicolás Ballarín Ruiz

Directores: José Ignacio Linares Hurtado, Eva María Arenas Pinilla

Entidad colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

Este proyecto se ha centrado en el diseño de un sistema de almacenamiento de energía PTES (Pumped Thermal Energy Storage) a partir de 1 MW de calor residual de origen industrial a una temperatura de 90 °C. Se diseñó una bomba de calor y un ciclo Brayton de recompresión basados en CO₂ supercrítico además de un ciclo ORC (Organic Rankine Cycle) que descarga el excedente de calor almacenado. La potencia eléctrica neta del ciclo en la descarga resultó ser de 0,68 MW y el rendimiento global del ciclo (round-trip efficiency) del 50%. Además, se dimensionaron todos los elementos de dichos ciclos: tuberías, intercambiadores y turbomáquinas. El análisis económico situó el LCOS (Levelized Cost of Storage) en los 354 €/MWh con un almacenamiento para 10 horas (6,8 MWh en total).

Palabras clave: PTES, calor residual, almacenamiento de energía, CO₂ supercrítico, ORC, turbomáquinas CO₂ supercrítico.

1. Introducción

El sector energético tiende cada vez más hacia las tecnologías renovables, siendo actualmente las más empleadas la fotovoltaica y la eólica. Estas tecnologías son el futuro de la generación de energía en todo el mundo debido a sus bajos costes, las subvenciones estatales y por supuesto por su poco impacto medioambiental. Sin embargo, estas tecnologías son altamente dependientes de la situación meteorológica del momento y por ello en ocasiones impredecibles. Para contrarrestar los efectos intermitentes de generación por estas renovables frente a la demanda de la red se requiere de sistemas que permitan almacenar energía y con ello gestionar la oferta de la red.

2. Estado de la técnica

En la actualidad existen diversas tecnologías desarrolladas con el objetivo del almacenamiento de energía. Las más empleadas hoy en día son las baterías de ion-litio, como puede verse en el proyecto Almacena de REE [1] y la hidráulica de bombeo, tecnología que consiste en almacenar energía elevando la cota de una masa de agua cuando la demanda eléctrica es baja y turbinándola cuando es alta [2]. Más recientemente se están desarrollando nuevas tecnologías como el almacenamiento de calor latente en aluminio (Azelio, [3]) o el empleo de grandes cúpulas desarrolladas por Energy Dome para albergar volúmenes de CO₂ [4] que permitirían el almacenamiento de energía de larga duración. Otra tecnología que recientemente está generando interés es el almacenamiento de energía en arena. La empresa Night Energy [5] ha construido un silo que permite almacenar arena que permitiría su calentamiento mediante resistencias eléctricas para su posterior descarga tras un periodo de varios meses.

El calor residual es una fuente térmica subproducto de la actividad industrial que presenta una exergía media/baja y por tanto se suele desechar. Algunos ejemplos de fuentes de calor residual pueden ser los productos de una refinería al salir de la torre de destilación (gasolina, diésel o naftas) a temperaturas medias. El agua de refrigeración o los gases de escape de un motor de escala industrial [6] o una fuente de baja temperatura de naturaleza geotérmica [7]. Estas fuentes de calor residual pueden ser la base de un sistema de almacenamiento de calor PTES.

3. Metodología

La instalación consistirá en una bomba de calor con CO₂ como fluido de trabajo que tenga como fuente térmica un foco de calor residual de 90 °C. Dicha fuente podría tener como origen la refrigeración de un motor de combustión. Dicha bomba descargará calor a dos focos calientes, un primero de alta temperatura de sales térmicas que varía entre los 320 °C y los 500 °C, además de un segundo de aceite térmico Therminol-VP1 que varía de 75 °C a 140 °C. Para la descarga se empleará un ciclo Brayton de recompresión S-CO₂ y un ORC con propano (R290) que obtengan calor de dichos almacenamientos. El ciclo Brayton S-CO₂ recibirá calor de ambos depósitos de sales y aceite, cediendo calor a una torre de refrigeración que se modelará como una fuente de agua de 25°C a 30°C. Sin embargo, el

ciclo Brayton no es capaz de descargar todo el calor almacenado en el aceite por lo que es necesario incorporar un ORC o emplear dicho calor como cogeneración.

Todos los intercambiadores de calor son PCHE a excepción de los de sales térmicas y el condensador del ORC, que serán de carcasa y tubos. Las sales fundidas requieren del empleo de dicho tipo de intercambiador debido al riesgo de obstrucción de los PCHE. Al no poder soportar estructuralmente las presiones de la línea de alta presión los intercambiadores de sales se situarán en la zona de baja presión, mediante la modificación pertinente del ciclo.

Las tuberías se dimensionarán de acuerdo con las normas Norsok P-001 [8] y ASME [9] comprobando que respetan la velocidad máxima permitida, el espesor mínimo admisible en función de la presión de dicha línea y la pérdida de carga máxima recomendada. Las turbomáquinas se dimensionarán empleando diagramas de Baljé, definiendo el tipo de turbomáquina, el número de etapas, revoluciones y diámetros óptimos de los rodets. Los intercambiadores de calor requerirán definir sus principales dimensiones (longitud y ancho en PCHEs y diámetro de carcasa, número de tubos y diámetro de estos en los de carcasa y tubos).

Finalmente se realizará un estudio económico en el cual se estime el LCOS (Levelized Cost of Energy Storage), es decir, el coste normalizado de la generación de electricidad a partir de un almacenamiento de energía (€/MWh). Para ello se estimará un coste de inversión para cada ciclo y con ello se calculará el CAPEX y se calcularán los costes de operación o OPEX. Adicionalmente se estimará el coste de capacidad (€/kW-año) asociado al proyecto.

4. Resultados

El COP obtenido en la bomba de calor teniendo en cuenta los calores de ambos almacenamientos resultó ser de 1,739. En lo relativo a la descarga, se obtuvo un rendimiento del ciclo Brayton del 34,38% y el del ciclo ORC del 13%. Finalmente, el rendimiento total de la instalación (round-trip efficiency) alcanzó el 50%. El LCOS, coste de almacenamiento, resultó ser de 354 €/MWh y un coste de capacidad de 942,5 €/kW-año.

5. Conclusiones

Se obtuvo un rendimiento en la instalación del 50%, lo que resultó satisfactorio, obteniéndose una potencia neta de 0,68 MW. Los intercambiadores resultaron no ser excesivamente eficientes al presentar un bajo aprovechamiento de los módulos de los PCHE debido a los bajos flujos másicos. Las revoluciones de las turbomáquinas resultaron ser relativamente altas, aunque respetando las limitaciones de velocidad estructural. Las revoluciones obtenidas fueron altas debido también a los bajos flujos másicos por lo que aumentar la potencia de la instalación reduciría el problema. El LCOS obtenido de 354€/MWh se situó en el orden de magnitud de tecnologías similares aplicadas a nivel industrial. Aunque el sistema propuesto posibilita mayor capacidad de almacenamiento de hasta 10 horas, dada una planificación diaria de 10 horas de carga y 10 de descarga. El coste de capacidad por el contrario resultó elevado en comparativa, pero ofreciendo mayor capacidad.

6. Referencias

- [1] REE, «Proyecto Almacena,» 2013. [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/sostenibilidad/proyectos-destacados/proyectos-de-idi-de-contribucion-al-negocio/proyecto-almacena>.
- [2] El periódico de la energía, «Las 10 mayores centrales hidroeléctricas de bombeo del mundo,» 2017. [En línea]. Available: [https://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-hidroelectricas-de-bombeo-del-mundo/..](https://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-hidroelectricas-de-bombeo-del-mundo/)
- [3] p. magazine, «Azelio launches electro-thermal storage system for commercial applications,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.pv-magazine.com/2021/10/08/azelio-launches-electro-thermal-storage-system-for-commercial-applications/>.
- [4] Energy Dome, «Groundbreaking long duration energy storage,» [En línea]. Available: <https://energydome.com/>.
- [5] BBC News, «La revolucionaria batería de arena desarrollada por Finlandia que "podría resolver el mayor problema de la energía verde",» [En línea]. Available:

<https://es-noticias-yahoo-com.cdn.ampproject.org/c/s/es.noticias.yahoo.com/amphtml/revolucionaria-bater%C3%ADa-arena-desarrollada-finlandia-081955264.html>.

- [6] Wärtsilä Corporation, «Less Emissions Through Waste Heat Recovery,» 2004.
- [7] Endesa, «Energía geotérmica: descubre qué es y cómo funciona,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.endesa.com/es/la-cara-e/energias-renovables/energia-geotermica>.
- [8] NORSOK STANDARD, Process Design. Norsok P-001, 2006.

PTES ENERGY STORAGE BASED ON AN INDUSTRIAL WASTE HEAT SOURCE

Author: Nicolás Ballarín Ruiz

Supervisors: José Ignacio Linares Hurtado, Eva María Arenas Pinilla

Colaborating entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

ABSTRACT

This project has focused on the design of a PTES (Pumped Thermal Energy Storage) energy storage system from 1 MW of industrial waste heat at a temperature of 90 °C. A heat pump and a Brayton recompression cycle based on supercritical CO₂ were designed in addition to an ORC (Organic Rankine Cycle) cycle that discharges the stored surplus heat. The net electrical power of the cycle at discharge was 0.68 MW and the overall cycle efficiency (round-trip efficiency) was 50%. In addition, all the elements of these cycles were dimensioned: piping, heat exchangers and turbomachinery. The economic analysis placed the LCOS (Levelized Cost of Storage) at 354 €/MWh with a storage capacity of 10 hours (6.8 MWh in total).

Keywords: PTES, waste heat, energy storage, supercritical CO₂, ORC, supercritical CO₂ turbomachinery.

1. Introduction

The energy sector is increasingly moving towards renewable technologies, with photovoltaics and wind power currently the most widely used. These technologies are the future of power generation worldwide due to their low costs, government subsidies and of course their low environmental impact. However, these technologies are highly dependent on the current weather situation and therefore sometimes unpredictable. To counteract the intermittent effects of generation by these renewables in the face of grid demand, the implementation of energy storage facilities is required to regulate the supply of the grid.

2. State of art

Currently several technologies have been developed for energy storage purposes. The most widely used today are lithium-ion batteries, as can be seen in REE's Almacena project

[1] and pumped hydro, a technology that consists of storing energy by raising the level of a body of water when the electrical demand is low and discharging it when it is high [2]. More recently, new technologies are being developed such as latent heat storage in aluminum (Azelio, [3]) or the use of large dome structures developed by Energy Dome to house volumes of CO₂ [4] that would allow long term energy storage. Another technology that is recently generating interest is energy storage in sand. The company Night Energy [5] has built a sand storing silo that would allow it to be heated by electrical resistors for subsequent discharge after a period of several months.

Waste heat is a thermal source by-product of industrial activity that has a medium/low exergy and is therefore usually discarded. Examples of waste heat sources can be the products of a refinery as they leave the distillation tower (gasoline, diesel, or naphtha) at medium temperatures. Cooling water or exhaust gases from an industrial scale engine [6] or a low temperature source of geothermal nature [7]. These waste heat sources can be the foundation of a PTES heat storage system.

3. Methodology

The installation will consist of a heat pump with CO₂ as working fluid with a 90 °C waste heat thermal source. This pump will discharge heat to two hot storages, a first one of high temperature thermal salts that varies between 320 °C and 500 °C, and a second one of Therminol-VP1 thermal oil that varies from 75 °C to 140 °C. For unloading, an S-CO₂ recompression Brayton cycle and an ORC with propane (R290) will be used to obtain heat from these storages. The Brayton S-CO₂ cycle will receive heat from both salt and oil reservoirs, giving heat to a cooling tower that will be modeled as a 25°C to 30°C water source. However, the Brayton cycle is not able to discharge all the heat stored in the oil, so it is implied to add an ORC or use the heat surplus as cogeneration.

All heat exchangers are PCHE except for the molten salt heat exchangers and the ORC condenser, which will be shell and tube. Molten salts require the use of this type of heat exchanger due to the risk of clogging the PCHE. Since they cannot structurally withstand the pressures of the high-pressure line, the salt exchangers will be in the low-pressure zone, by means of the appropriate modification of the cycle.

Piping will be sized in accordance with NORSOK P-001 [8] and ASME [9] standards, checking that they comply with the maximum allowable velocity, the minimum allowable

thickness depending on the pressure of the line and the maximum pressure drop. Turbomachines will be sized using Baljé diagrams, defining the type of turbomachine, the number of stages, revolutions, and optimum diameters of the impellers. The heat exchangers will require defining their main dimensions (length and width in PCHEs and casing diameter, number of tubes and their diameter in casing and tubes).

Finally, an economic study will be carried out to estimate the LCOS (Levelized Cost of Energy Storage), i.e., the normalized cost of electricity generation from energy storage (€/MWh). For this purpose, an investment cost will be estimated for each cycle and with this the CAPEX and the operating costs or OPEX will be calculated. Additionally, the capacity cost (€/kW-year) associated with the project will be estimated.

4. Results

The COP obtained for the heat pump, considering the heat from both storage systems, was 1.739. Related to the discharge, the Brayton cycle efficiency was 34.38% and the ORC cycle efficiency was 13%. Finally, the total efficiency of the installation reached 50%. The LCOS, storage cost, was 354 €/MWh and a capacity cost of 942.5 €/kW-year was estimated.

5. Conclusions

A satisfactory efficiency of 50% was obtained in the installation, obtaining a net power of 0.68 MW. The exchangers turned out not to be excessively efficient because of the low utilization of the PCHE modules due to the low mass flows. The revolutions of the turbomachines turned out to be relatively high, although respecting the structural speed limitations. The obtained revolutions were high also due to the low mass flows so increasing the power of the installation could reduce the problem. The obtained LCOS of 354 €/MWh was in the order of magnitude of similar technologies applied at industrial level although the proposed system allows a higher storage capacity of up to 10 hours of load. On the other hand, the capacity cost was comparatively high, but offering higher capacity.

7. References

- [1] REE, «Proyecto Almacena,» 2013. [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/sostenibilidad/proyectos-destacados/proyectos-de-idi-de-contribucion-al-negocio/proyecto-almacena>.
- [2] El periódico de la energía, «Las 10 mayores centrales hidroeléctricas de bombeo del mundo,» 2017. [En línea]. Available: [https://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-hidroelectricas-de-bombeo-del-mundo/..](https://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-hidroelectricas-de-bombeo-del-mundo/)
- [3] p. magazine, «Azelio launches electro-thermal storage system for commercial applications,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.pv-magazine.com/2021/10/08/azelio-launches-electro-thermal-storage-system-for-commercial-applications/>.
- [4] Energy Dome, «Groundbreaking long duration energy storage,» [En línea]. Available: <https://energydome.com/>.
- [5] BBC News, «La revolucionaria batería de arena desarrollada por Finlandia que "podría resolver el mayor problema de la energía verde",» [En línea]. Available: <https://es-noticias-yahoo-com.cdn.ampproject.org/c/s/es.noticias.yahoo.com/amphtml/revolucionaria-bater%C3%ADa-arena-desarrollada-finlandia-081955264.html>.
- [6] Wärtsilä Corporation, «Less Emissions Through Waste Heat Recovery,» 2004.
- [7] Endesa, «Energía geotérmica: descubre qué es y cómo funciona,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.endesa.com/es/la-cara-e/energias-renovables/energia-geotermica>.
- [8] NORSOK STANDARD, Process Design. Norsok P-001, 2006.

ÍNDICE DE LA MEMORIA

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | INTRODUCCIÓN..... | 1 |
| 2 | ESTADO DEL ARTE | 5 |
| 2.1 | TECNOLOGÍAS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA..... | 6 |
| 2.2 | RECURSO TÉRMICO | 13 |
| 2.3 | BOMBA DE CALOR | 17 |
| 2.4 | CICLO BRAYTON | 18 |
| 2.5 | CICLO ORC..... | 20 |
| 3 | METODOLOGÍA..... | 22 |
| 3.1 | INTRODUCCIÓN TEÓRICA..... | 23 |
| 3.2 | DISEÑO DE LOS CICLOS DE LA INSTALACIÓN | 26 |
| 3.2.1 | Presentación de la instalación | 26 |
| 3.2.2 | Propiedades de los fluidos de trabajo..... | 27 |
| 3.2.3 | Cálculo de los diagramas T-Q | 28 |
| 3.2.4 | Modelo de la bomba de calor..... | 31 |
| 3.2.5 | Modelo del ciclo Brayton de recompresión S-CO ₂ | 35 |
| 3.2.6 | Parámetros de diseño del ciclo Brayton S-CO ₂ | 36 |
| 3.2.7 | Modelo del ciclo ORC | 39 |
| 3.2.8 | Ecuaciones de diseño del ORC | 40 |
| 3.3 | DISEÑO DE TUBERÍAS | 42 |
| 3.3.1 | Análisis de resistencia de las tuberías | 42 |
| 3.3.2 | Materiales de las tuberías..... | 43 |
| 3.3.3 | Velocidad máxima en las tuberías | 44 |
| 3.3.4 | Pérdida de carga | 45 |
| 3.4 | DISEÑO DE LAS TURBOMÁQUINAS | 48 |
| 3.4.1 | Introducción teórica | 48 |
| 3.4.2 | Velocidad máxima de un rodete..... | 53 |
| 3.5 | DIMENSIONAMIENTO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR..... | 56 |

| | | |
|-------|---|-----|
| 3.5.1 | Introducción teórica al diseño | 56 |
| 3.5.2 | Diseño de los intercambiadores PCHE | 58 |
| 3.5.3 | Diseño de los intercambiadores de carcasa y tubos | 60 |
| 3.6 | ESTUDIO ECONÓMICO | 62 |
| 4 | RESULTADOS | 65 |
| 4.1 | RESULTADOS DE LA BOMBA DE CALOR | 66 |
| 4.1.1 | Diagramas del ciclo | 67 |
| 4.2 | RESULTADOS DEL CICLO BRAYTON DE RECOMPRESIÓN..... | 70 |
| 4.2.1 | Diagramas del ciclo | 71 |
| 4.3 | RESULTADOS DEL ORC..... | 75 |
| 4.3.1 | Diagramas del ciclo | 76 |
| 4.4 | RESULTADOS DE LA INSTALACIÓN..... | 79 |
| 4.5 | RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS | 80 |
| 4.5.1 | Dimensionado tuberías bomba de calor..... | 80 |
| 4.5.2 | Dimensionado tuberías ciclo de descarga | 82 |
| 4.5.3 | Dimensionado tuberías ORC | 84 |
| 4.6 | RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR..... | 86 |
| 4.6.1 | Intercambiadores PCHE | 86 |
| 4.6.2 | Intercambiadores de carcasa y tubos | 87 |
| 4.7 | RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DE TURBOMÁQUINAS | 88 |
| 4.8 | RESULTADOS DEL ESTUDIO ECONÓMICO..... | 90 |
| 5 | CONCLUSIONES..... | 95 |
| | BIBLIOGRAFÍA..... | 98 |
| 6 | ANEXOS..... | 101 |
| 6.1 | ALINEACIÓN CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE .. | 102 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1-1. Coste de generación (LCOE) de distintas tecnologías. Fuente: Bloomberg. https://www.bloomberg.com/latam/blog/actualizacion-del-costo-nivelado-de-energia-lcoe-para-1er-semester-de-2021/ ¡Error! Marcador no definido. | |
| Figura 2-1. Interior de la batería de ion-litio instalada en la subestación de transporte de Carmona (Sevilla). Fuente: https://www.ree.es/es/sostenibilidad/proyectos-destacados/proyectos-de-idi-de-contribucion-al-negocio/proyecto-almacena/galeria-proyecto-almacena | 6 |
| Figura 2-2. Central de bombeo Cortes la Muela. Fuente: https://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-hidroelectricas-de-bombeo-del-mundo/ . | 7 |
| Figura 2-3. Sistema almacenamiento de energía en aluminio Azelio. Fuente: https://www.pv-magazine.com/2021/10/08/azelio-launches-electro-thermal-storage-system-for-commercial-applications/ | 8 |
| Figura 2-4. Esquema de funcionamiento CAES. Fuente: https://www.datacenterdynamics.com/en/opinions/enabling-renewables-to-power-grids/ | 9 |
| Figura 2-5. Carga del sistema energy dome. Fuente: https://energydome.com/co2-battery/ | 11 |
| Figura 2-6. Descarga del sistema energy dome. Fuente: https://energydome.com/co2-battery/ | 11 |
| Figura 2-7. Motor Sulzer 12RTA96C. Fuente: https://www.youtube.com/watch?v=VcSMwRgRDV8 | 13 |
| Figura 2-8. Diagrama Sankey motor Sulzer. Fuente: [2] | 14 |
| Figura 2-9. Torre de destilación refinería de petróleo. Fuente: https://www.oiltanking.com/es/publicaciones/glosario/el-proceso-de-refinacion-de-petroleo.html | 15 |
| Figura 2-10. Esquema del aprovechamiento de energía geotérmica. Fuente: https://www.geotermiavertical.es/energia-geotermica/ | 16 |
| Figura 2-11. Esquema de un ciclo Brayton. Fuente: elaboración propia. | 18 |
| Figura 2-12. Diagramas TS y PV de un ciclo Brayton. Fuente: https://insights.globalspec.com/article/12477/how-does-a-jet-engine-work-brayton-thermodynamic-cycle-and-efficiencies | 18 |
| Figura 2-13. Esquema ciclo ORC simple. Fuente: https://www.kcorc.org/en/science-technology/what-orc-power-system/ ¡Error! Marcador no definido. | |
| Figura 2-14. Diagrama TS ciclo ORC simple. Fuente: https://www.kcorc.org/en/science-technology/what-orc-power-system/ | 20 |
| Figura 2-15. Comparación campanas cambio de fase. Fuente: https://1library.co/document/myj3565z-diseno-rankine-organico-mediante-aprovechamiento-residual-industrial-produccion.html?utm_source=related_list | 21 |
| Figura 3-1. Esquema flujos de potencia de la bomba. Fuente: elaboración propia | 24 |
| Figura 3-2. Diagrama PT del dióxido de carbono. Fuente: Analysis of pipeline transportation systems for carbon dioxide sequestration - Scientific Figure on ResearchGate. | 27 |

| | |
|---|----|
| <i>Figura 3-3. Ejemplo de diagrama TQ (Regulador del ORC). Fuente: Elaboración propia.</i> | 29 |
| <i>Figura 3-4. Esquema de la bomba de calor. Fuente: Elaboración propia</i> | 31 |
| <i>Figura 3-5. Esquema del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia</i> | 35 |
| <i>Figura 3-6. Esquema del ciclo ORC. Fuente: elaboración propia</i> | 39 |
| <i>Figura 3-7. Rugosidad según la norma. Fuente: Norsok standard P-001, Process design, Edition 5, sept. 2006.</i> | 46 |
| <i>Figura 3-8. Diagrama de Baljé para compresores. Fuente: M. Gambini and M. Vellini, Turbomachinery, Springer Tracts in Mechanical Engineering</i> | 49 |
| <i>Figura 3-9. Diagrama de Baljé para bombas. Fuente: M. Gambini and M. Vellini, Turbomachinery, Springer Tracts in Mechanical Engineering</i> | 50 |
| <i>Figura 3-10. Diagrama de Baljé para turbinas axiales. Fuente: M. Gambini and M. Vellini, Turbomachinery, Springer Tracts in Mechanical Engineering</i> | 50 |
| <i>Figura 3-11. Rangos de velocidad específica de alto rendimiento en turbomáquinas. Fuente: M. Gambini and M. Vellini, Turbomachinery, Springer Tracts in Mechanical Engineering</i> | 53 |
| <i>Figura 3-12. DCL de un elemento diferencial de rodete. Fuente: Elaboración propia</i> | 54 |
| <i>Figura 3-13. Modelado por resistencias térmicas. Fuente: elaboración propia</i> | 57 |
| <i>Figura 3-14. Modelo geométrico de un intercambiador PCHE.</i> | 58 |
| <i>Figura 3-15. Disposiciones de los tubos en un intercambiador de carcasa y tubos. Fuente: elaboración propia.</i> | 60 |
| <i>Figura 3-16. Dimensiones de un intercambiador de carcasa y tubos. Fuente: elaboración propia.</i> | 61 |
| <i>Figura 4-1. Diagrama PH Bomba de calor. Fuente: elaboración propia.</i> | 67 |
| <i>Figura 4-2. Diagrama TS Bomba de calor. Fuente: elaboración propia.</i> | 67 |
| <i>Figura 4-3. Diagrama TQ GCHT (Bomba de calor). Fuente: elaboración propia.</i> | 68 |
| <i>Figura 4-4. Diagrama TQ REG (Bomba de calor). Fuente: elaboración propia.</i> | 68 |
| <i>Figura 4-5. Diagrama TQ GCLT (Bomba de calor). Fuente: elaboración propia.</i> | 69 |
| <i>Figura 4-6. Diagrama TQ GH (Bomba de calor). Fuente: elaboración propia.</i> | 69 |
| <i>Figura 4-7. Diagrama PH del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia.</i> | 71 |
| <i>Figura 4-8. Diagrama TS del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia.</i> | 71 |
| <i>Figura 4-9. Diagrama TQ GC (Ciclo de descarga). Fuente: elaboración propia.</i> | 72 |
| <i>Figura 4-10. Diagrama TQ GHHT (Ciclo de descarga). Fuente: elaboración propia.</i> | 72 |
| <i>Figura 4-11. Diagrama TQ GHLT (Ciclo de descarga). Fuente: elaboración propia.</i> | 73 |
| <i>Figura 4-12. Diagrama TQ HTR (Ciclo de descarga). Fuente: elaboración propia.</i> | 73 |
| <i>Figura 4-13. Diagrama TQ LTR (Ciclo de descarga). Fuente: elaboración propia.</i> | 74 |
| <i>Figura 4-14. Diagrama PH del ORC. Fuente: elaboración propia.</i> | 76 |
| <i>Figura 4-15. Diagrama TS del ORC. Fuente: elaboración propia.</i> | 76 |
| <i>Figura 4-16. Diagrama TQ Cond (ORC). Fuente: elaboración propia.</i> | 77 |
| <i>Figura 4-17. Diagrama TQ GH (ORC). Fuente: elaboración propia.</i> | 78 |

| | |
|---|----|
| <i>Figura 4-18. Diagrama TQ REG (ORC). Fuente: elaboración propia.</i> | 78 |
| <i>Figura 4-19. Reparto de la inversión inicial. Fuente: elaboración propia.</i> | 90 |
| <i>Figura 4-20. Distribución del LCOE. Fuente: elaboración propia.</i> | 91 |
| <i>Figura 4-21. Sensibilidad del LCOE al coste eléctrico. Fuente: elaboración propia.</i> | 92 |
| <i>Figura 4-22. Sensibilidad del LCOE al coste de inversión. Fuente: elaboración propia.</i> | 92 |
| <i>Figura 4-23. LCOE de diferentes tecnologías de almacenamiento. Fuente: Lazard. LAZARD'S LEVELIZED COST OF STORAGE ANALYSIS—VERSION 7.0</i> | 94 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Resultados flujos máxicos bomba de calor. Fuente: elaboración propia. _____ | 66 |
| Tabla 2. Resultados potencias bomba de calor. Fuente: elaboración propia. _____ | 66 |
| Tabla 3. Resultados pinch points bomba de calor. Fuente: elaboración propia. _____ | 66 |
| Tabla 4. Resultados flujos máxicos ciclo Brayton. Fuente: elaboración propia. _____ | 70 |
| Tabla 5. Resultados potencias ciclo Brayton. Fuente: elaboración propia. _____ | 70 |
| Tabla 6. Resultados pinch points ciclo Brayton. Fuente: elaboración propia. _____ | 70 |
| Tabla 7. Resultados flujos máxicos del ORC. Fuente: elaboración propia. _____ | 75 |
| Tabla 8. Resultados potencias del ORC. Fuente: elaboración propia. _____ | 75 |
| Tabla 9. Resultados pinch points del ORC. Fuente: elaboración propia. _____ | 75 |
| Tabla 10. Dimensiones de las tuberías de la bomba de calor. Fuente: elaboración propia. _____ | 80 |
| Tabla 11. Verificación de resistencia estructural de las tuberías de la bomba de calor. Fuente: elaboración propia. _____ | 81 |
| Tabla 12. Verificación de velocidad máxima de las tuberías de la bomba de calor. Fuente: elaboración propia. _____ | 81 |
| Tabla 13. Verificación de pérdida de carga de las tuberías de la bomba de calor. Fuente: elaboración propia. _____ | 82 |
| Tabla 14. Dimensiones de las tuberías del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia. _____ | 82 |
| Tabla 15. Verificación de resistencia estructural de las tuberías del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia. _____ | 83 |
| Tabla 16. Verificación de velocidad máxima de las tuberías del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia. _____ | 83 |
| Tabla 17. Verificación de pérdida de carga de las tuberías del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia. _____ | 84 |
| Tabla 18. Dimensiones de las tuberías del ORC. Fuente: elaboración propia. _____ | 84 |
| Tabla 19. Verificación de resistencia estructural de las tuberías del ORC. Fuente: elaboración propia. _____ | 85 |
| Tabla 20. Verificación de velocidad máxima de las tuberías del ORC. Fuente: elaboración propia. _____ | 85 |
| Tabla 21. Verificación de pérdida de carga de las tuberías del ORC. Fuente: elaboración propia. _____ | 85 |
| Tabla 22. Resultados intercambiadores PCHE bomba de calor. Fuente: elaboración propia. _____ | 86 |
| Tabla 23. Resultados intercambiadores PCHE ciclo de recompresión. Fuente: elaboración propia. _____ | 86 |
| Tabla 24. Resultados intercambiadores PCHE ORC. Fuente: elaboración propia. _____ | 86 |
| Tabla 25. Resultados intercambiadores carcasa y tubos. Fuente: elaboración propia. _____ | 87 |
| Tabla 26. Resultados turbomáquinas bomba de calor. Fuente: elaboración propia. _____ | 88 |
| Tabla 27. Resultados turbomáquinas ciclo de recompresión. Fuente: elaboración propia. _____ | 88 |
| Tabla 28. Resultados turbomáquinas ORC. Fuente: elaboración propia. _____ | 88 |

| | |
|--|----|
| <i>Tabla 29. Desglose de la inversión inicial. Fuente: elaboración propia.</i> | 90 |
| <i>Tabla 30. CAPEX de la instalación. Fuente: elaboración propia.</i> | 91 |
| <i>Tabla 31. Resultados costes de operación. Fuente: elaboración propia.</i> | 91 |

1 INTRODUCCIÓN

El almacenamiento de energía eléctrica es uno de los mayores problemas que existen a nivel mundial en estos momentos en relación con el sector energético. En los últimos años ha habido un cambio de paradigma en cuanto a las tecnologías de producción de energía eléctrica. Las tecnologías renovables han tenido un gran desarrollo y se ha fomentado enormemente su inclusión en todas las redes eléctricas mundiales. Hoy en día las tecnologías eólicas y solares representan una fracción significativa de la generación. Aunque las tecnologías renovables dan una solución clara a la sostenibilidad medioambiental de la red eléctrica, estas tecnologías han creado nuevos retos tecnológicos que será necesario resolver de cara a crear el sector energético del futuro.

Las plantas de generación fotovoltaicas presentan uno de los menores costes de generación en la actualidad. Son capaces de generar energía sin producir gases de efecto invernadero durante su operación. Sin embargo, presentan diversos inconvenientes. La energía fotovoltaica es una fuente de energía no gestionable, intermitente: si se nubla el cielo se pierde gran cantidad de generación además que varían su generación notablemente en función de si es verano o invierno. Las instalaciones de generación eólicas se comportan como las fotovoltaicas en lo relacionado con la dependencia de las condiciones meteorológicas: a lo largo del día el viento puede variar significativamente y por tanto ser ciertamente impredecible. La red eléctrica del futuro estará basada en una implementación importante de las tecnologías anteriores. Su bajo coste y nivel de contaminación auguran un futuro asegurado.

Sin embargo, ¿Cómo se va a gestionar la generación de energía en la red ante la variable generación de dichas tecnologías? La respuesta es el desarrollo de sistemas de almacenamiento de energía. Sistemas que permitan almacenar parte de la energía generada por las distintas tecnologías renovables cuando exista un exceso de producción e inyectarla a la red cuando no se cubra la demanda. De esta manera se recuperaría el control de la oferta eléctrica.

Además, el uso excesivo de generación fotovoltaica puede llevar a un problema con la inestabilidad de la red. La red necesita de la inercia de los distintos generadores rotatorios conectados a la misma. Sin embargo, las explotaciones fotovoltaicas no emplean alternadores capaces de suministrar con sus pesados rotores inercia al sistema. Por ello es de interés conectar a la red sistemas de almacenamiento de energía que tengan la capacidad de aportar inercia, además de apoyar en otras operaciones de estabilidad de la red como la regulación primaria y secundaria.

Este proyecto tiene como objetivo dimensionar un sistema de almacenamiento de energía del tipo PTES (Pumped Thermal Energy Storage) o batería de Carnot, que permita revalorizar calores residuales para convertirlos, mediante el consumo de electricidad de bajo coste, en calores de media/alta temperatura que serán almacenados para su posterior conversión en electricidad. Para ello se llevarán a cabo las siguientes tareas:

- Diseño de un ciclo de bomba de calor para revalorizar el calor residual en el denominado *proceso de carga*. Dicho ciclo empleará dióxido de carbono supercrítico como fluido de trabajo. Se optimizará la disposición de los distintos elementos del ciclo, además de los distintos parámetros de diseño para buscar el rendimiento más alto siendo coherente con las tecnologías empleadas.
- Diseño de un ciclo de potencia Brayton de recompresión para descargar la energía térmica almacenada, convirtiéndola en energía eléctrica. Al igual que la bomba, usará dióxido de carbono supercrítico. Se optimizará la distribución de los distintos puntos y parámetros de diseño buscando el mayor rendimiento.
- Diseño de un ciclo de potencia ORC. Se escogerá el fluido más apropiado para el mismo basándose en costes y rendimientos asociados a cada uno. Se seleccionará el fluido de trabajo para conseguir el mayor rendimiento. Este ciclo será necesario para terminar de descargar la energía térmica almacenada en la fase de carga, maximizando así la producción eléctrica.
- Dimensionado de las distintas tuberías de la instalación. Para cada tramo se definirá el tipo de tubería (material y dimensiones) más conveniente para su implementación.
- Dimensionado de los intercambiadores de calor. Conocidos tras el diseño de los ciclos los puntos de operación de estos se elegirá el tipo de intercambiador más indicado para cada uno además de calcular las dimensiones necesarias.
- Dimensionado de las turbomáquinas. Se estimarán las dimensiones de todas las turbomáquinas de los ciclos previamente diseñados. Se determinará el tipo de turbomáquina, número de etapas, número de revoluciones y tamaños de los rodetes.

- Estudio económico. Se estimarán los costes de inversión asociados a la puesta en marcha de la instalación además de los costes de operación. Se compararán dichos costes con otras tecnologías similares de almacenamiento de energía.

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 TECNOLOGÍAS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA

Hoy en día se han presentado distintas alternativas para el almacenamiento de energía eléctrica. Éste se puede dar delante del contador, es decir, implementado en la red de generación y distribución, o detrás del contador, dentro de viviendas o industrias. Este proyecto se centrará en tecnologías implementadas a una escala industrial detrás del contador. El conjunto de las tecnologías de almacenamiento disponibles a día de hoy se puede clasificar en cuatro grandes bloques: baterías, hidráulica de bombeo, almacenamiento por aire comprimido, almacenamiento químico y almacenamiento térmico (Baterías de Carnot). Si bien la hidráulica de bombeo es almacenamiento antes del contador, el resto de las tecnologías comentadas pueden hacerse antes o después, dependiendo de la escala de los dispositivos empleados.

Las instalaciones de baterías ion-litio permiten controlar la carga y descarga de grandes volúmenes de células de ion-litio. Si se toma como referencia el proyecto Almacena de REE [1] estas células son capaces de almacenar alrededor de unos 3 MWh y permiten intercambiar con la red en torno a un 1 MW de potencia. La principal ventaja de las baterías de litio es su gran rapidez a la hora de controlar su potencia generada o almacenada. Al no contar con elementos móviles sus transitorios son más rápidos que las demás tecnologías y tampoco necesitan un mantenimiento complicado. El principal problema que tiene esta tecnología se debe a que la fabricación y posterior desmantelamiento de las baterías de ion-litio es muy contaminante y su capacidad se degrada con el tiempo.

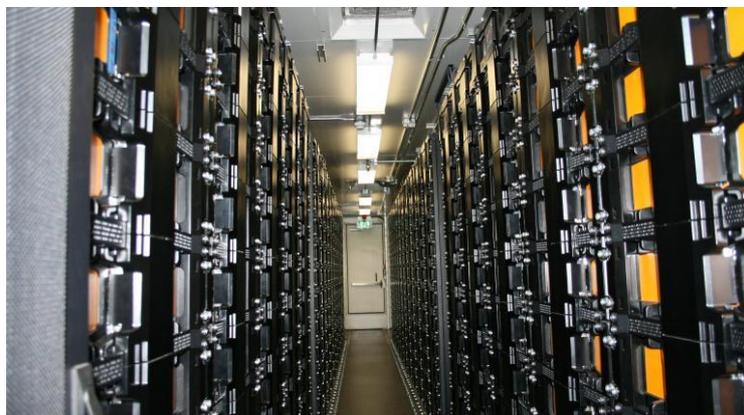


Figura 2-1. Interior de la batería de ion-litio instalada en la subestación de transporte de Carmona (Sevilla). Fuente: <https://www.ree.es/es/sostenibilidad/proyectos-destacados/proyectos-de-idi-de-contribucion-al-negocio/proyecto-almacena/galeria-proyecto-almacena>

La hidráulica de bombeo es una opción ampliamente usada actualmente. Se fundamenta en la incorporación de un sistema de bombeo en paralelo a una central de generación hidráulica, o bien utilizando turbomáquinas reversibles donde las condiciones lo permitan. El bombeo permite volver a dar altura a un volumen de agua subiéndola desde un embalse inferior a otro superior. El método de funcionamiento consiste en turbinar agua durante los momentos del día de alta demanda y en bombear agua en los momentos valle del día, comúnmente por la noche, aprovechando así los excedentes eólicos. Las ventajas de este método son principalmente que los equipos hidráulicos tienen una alta eficiencia y se pueden modificar antiguas centrales hidráulicas para añadir un sistema de bombeo reduciendo los costes. Su principal problema es que es altamente dependiente de la existencia de dichos saltos de agua por lo que en países de orografía más planos o sin recursos hídricos no se puede implementar.



Figura 2-2. Central de bombeo Cortes la Muela. Fuente: <https://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-hidroelectricas-de-bombeo-del-mundo/>.

En la Figura 2-2 se puede observar la central de Cortes la Muela, central hidráulica de bombeo que se encuentra en la cuenca del río Júcar (Valencia). Emplea un embalse artificial situado a 500 metros sobre el nivel del río para su funcionamiento. Tiene una potencia máxima en turbinación de 1750 MW y en bombeo de 1280 MW.

Dentro de las distintas formas de almacenamiento térmico, en las que se centrará más este proyecto, se están desarrollando almacenamientos latentes (por cambio de fase) y sensibles (por cambios de temperatura). Un ejemplo de almacenamiento por cambio de fase es un sistema desarrollado recientemente por la compañía sueca Azelio [3] que emplea aluminio. Su forma de funcionamiento consiste en emplear energía que proviene de una fuente renovable para conseguir calentar una masa de aluminio a su temperatura

de fusión, aproximadamente 600 °C y con ello almacenar energía en forma de calor latente de cambio de fase. Esto permite más tarde aprovecharse del cambio de fase inverso para descargar el calor de forma isoterma a un ciclo de potencia conectado a un motor Stirling. Según la información que aportan, tendría la posibilidad de combinarse de forma modular, alcanzando hasta 100 MW. Cada módulo tiene una salida de 13 kW, con una capacidad de almacenamiento de 165 kWh (hasta 13 horas de descarga a potencia nominal). El módulo se puede observar en la Figura 2-3.



Figura 2-3. Sistema almacenamiento de energía en aluminio Azelio. Fuente: <https://www.pv-magazine.com/2021/10/08/azelio-launches-electro-thermal-storage-system-for-commercial-applications/>

En el almacenamiento por aire comprimido (compressed air energy storage, CAES) se considera un almacenamiento de tipo mecánico y está fundamentado en almacenar energía en forma de presión de una masa de aire. Una fuente de electricidad externa, como podría ser el un excedente de generación renovable alimenta unos compresores que se encargan de aumentar la presión de un flujo de aire que es almacenado en un conjunto de tanques. Cuando se necesita generar energía simplemente se deja que el aire de los tanques de descargue volviéndose a expandir en una turbina. Se trata, pues, de la versión piezométrica del almacenamiento por hidráulica de bombeo. En la Figura 2-4 se puede apreciar como para almacenar el aire se emplea una caverna natural. Al encontrarse bajo tierra la caverna es capaz de aguantar estructuralmente la presión del gas además de reducir los costes al no hacer falta la construcción de un depósito.

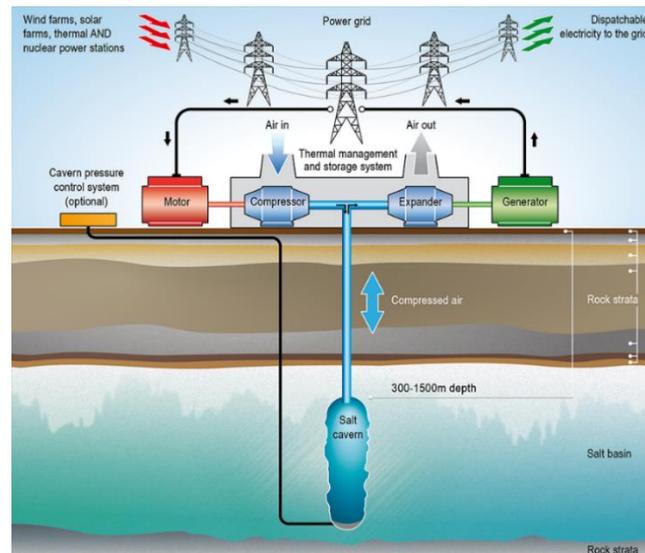


Figura 2-4. Esquema de funcionamiento CAES. Fuente: <https://www.datacenterdynamics.com/en/opinions/enabling-renewables-to-power-grids/>

En las baterías de Carnot, en las cuales se basa el proyecto, su funcionamiento se basa en la utilización de dos ciclos termodinámicos, uno de carga (bomba de calor) y otro de descarga (ciclo de potencia), con un almacenamiento térmico (sensible o latente) entre medias. De esa forma se consigue en primera instancia almacenar un calor (conversión eléctrica a térmica) y después volverlo a descargar a la red (conversión térmica a eléctrica) pasado un tiempo. En este caso se trata de la versión térmica del almacenamiento hidráulico de bombeo, denominándose en inglés como sistemas PTES (Pumped Thermal Energy Storage). En este proyecto, a partir de un calor residual de origen industrial se consigue incrementar la eficiencia del sistema. Este calor puede ser la base para conseguir almacenar energía adicional. Hoy en día existen distintas versiones de estas tecnologías como sistemas de Malta y Siemens Gamesa [10].

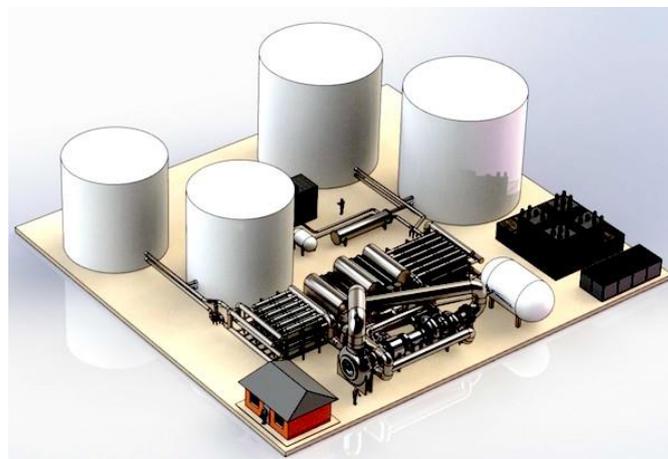


Figura 2-5. Batería Carnot de Malta. Fuente: NREL. "Carnot Batteries" for electricity storage.

La instalación que se puede observar en la Figura 2-5 estaría basada en el empleo de un ciclo Brayton de aire y conseguiría almacenar energía en sales fundidas a 565 °C y generar en torno a los 10 MWe de potencia; el segundo sistema está basado en utilizar piedra volcánica a 700 °C como foco de calor almacenando 130 MWh durante una semana.



Figura 2-6. Almacenamiento de energía a partir de rocas a alta temperatura. Fuente: NREL. "Carnot Batteries" for electricity storage.

La empresa Energy Dome ha realizado un diseño de batería de Carnot que hace uso del dióxido de carbono. Esta tecnología está basada en el empleo de unas cúpulas de gran escala en las cuales se almacena el dióxido de carbono. Al iniciarse el proceso de carga se puede apreciar en la Figura 2-7 como el CO₂ de la cúpula se empieza a vaciar y mediante un grupo compresor se aumenta su presión. Tras atravesarlo disipa calor en un regenerador, de modo que queda almacenado en un lecho o similar. Seguidamente, el CO₂ pasa por un condensador para reducir su temperatura, aumentando su densidad y poder así almacenarse de forma eficiente en forma líquida.

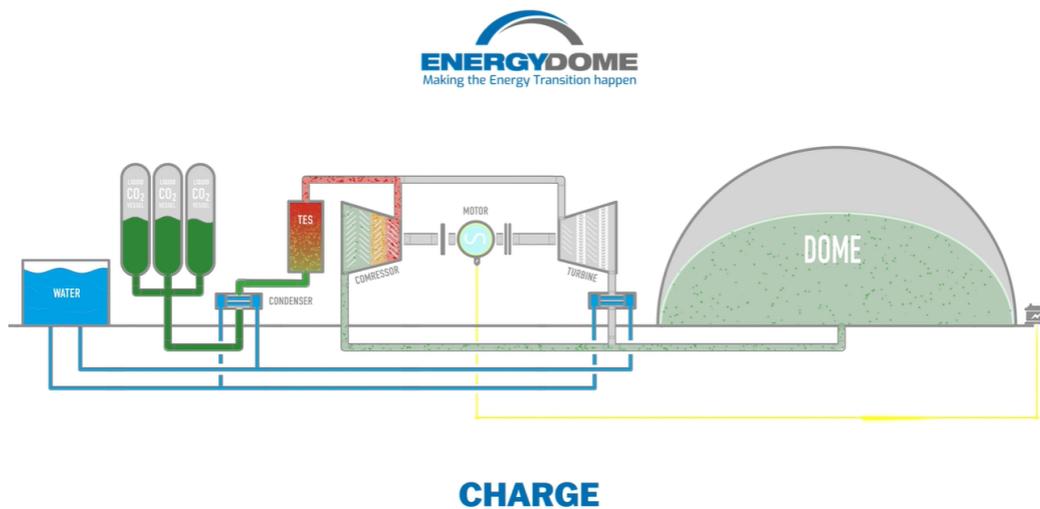


Figura 2-7. Carga del sistema energy dome. Fuente: <https://energydome.com/co2-battery/>

En la descarga, cuyo esquema aparece en la Figura 2-8, el CO₂ líquido se hace atravesar el circuito a la inversa absorbiendo el calor que antes había cedido al regenerador y tras ello expandiéndose en la turbina. Finalmente disipa calor de nuevo para volverse a almacenar en la cúpula con un mayor volumen específico.

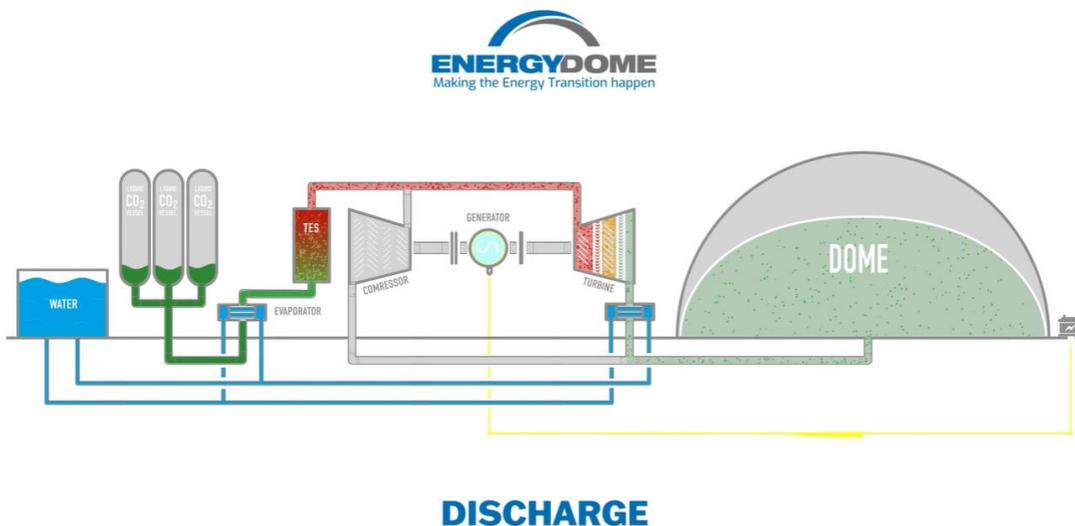


Figura 2-8. Descarga del sistema energy dome. Fuente: <https://energydome.com/co2-battery/>

Otros almacenamientos que existen, aunque son menos utilizados, son el almacenamiento con volantes de inercia o el gravitatorio, adecuados para rápidos tiempos de descarga.

Otra tecnología de la cual se está hablando recientemente es el almacenamiento en arena. La empresa Polar Night Energy ha conseguido desarrollar en Finlandia batería de arena capaz de almacenar calor durante meses [5]. En Finlandia, al igual que en muchos países de latitudes cercanas a la polar existe una enorme diferencia en cuanto a la demanda eléctrica en la estación del invierno debido a las extremas temperaturas. Por esa razón necesitan sistema de almacenamiento de larga duración, que no tengan operaciones intradiarias, sino que sean capaces de almacenar energía durante meses. Dicha batería es capaz de almacenar a 500 °C unas 100 toneladas de arena que estarían apiladas en un silo, Figura 2-9.



Figura 2-9. Silo de almacenamiento térmico en arena. Fuente: <https://forococheselectricos.com/2022/07/bateria-arena-economica-sostenible.html>

El funcionamiento del sistema sería relativamente intuitivo, Figura 2-10. Mediante una resistencia eléctrica (Efecto Joule) se calentaría una corriente de aire que posteriormente se haría circular por dentro del silo. En la descarga el aire frío absorbería el calor que posteriormente lo cedería a una red de distribución de calor.

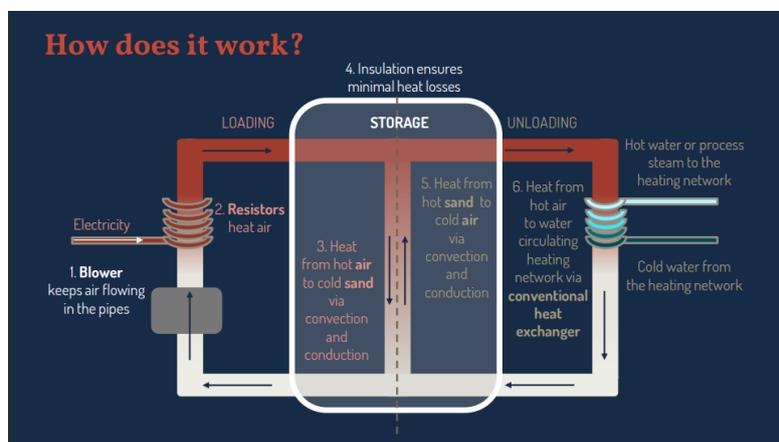


Figura 2-10. Funcionamiento batería de arena. Fuente: <http://sdmay22-16.sd.ece.iastate.edu/>

2.2 RECURSO TÉRMICO

Hoy en día existen multitud de procesos industriales en los cuales se desecha calor. Se devuelven al ambiente importantes cantidades de gases o agua a una temperatura media baja. Esto es lo que se conoce como calor residual, un producto o subproducto industrial cuya temperatura no se aprovecha. La razón por la cual no se aprovecha en la mayoría de los casos es su media-baja temperatura. El aprovechamiento del calor residual es importante desde dos puntos de vista. En primer lugar, económicamente si un proceso pierde calor, dicho calor se puede ver como una pérdida económica del mismo. Para lograr una operación más eficiente se deben eliminar las pérdidas al máximo posible. Por otro lado, dichos calores al ser vertidos comúnmente al medio suponen un vector de contaminación. Dicha contaminación es de tipo térmica ya que eleva la temperatura del medio en el cual es vertido. Por tanto, se debería intentar aprovechar dichos calores para reducir el impacto medioambiental de un proceso.

Los motores de combustión interna son un claro ejemplo de generación de calor residual. Los motores térmicos pese a la mejora de su eficiencia en los últimos años siguen mostrando rendimientos no superiores al 50%. Es decir, únicamente la mitad de la energía suministrada por el combustible se acaba convirtiendo en potencia mecánica mientras que el resto se disipa en forma de calor.



Figura 2-11. Motor Sulzer 12RTA96C. Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=VcSMwRgRDV8>

A partir de un estudio realizado por la compañía Wärtsilä [6], en el cual se analiza la recuperación calor residual en un motor de buque mercante Sulzer 12RTA96C, de 68,64 MW de potencia nominal (Figura 2-11), se pueden sacar las siguientes conclusiones:

Según el diagrama de la Figura 2-12, si bien es cierto que existen pérdidas debido a los flujos de calor que se disipan en el bloque motor, la mayor pérdida se produce en los gases de escape, saliendo dichos gases de escape a una temperatura del orden de los 320 °C, lo que los convierte en una fuente de calor residual de alta temperatura y por tanto altamente aprovechable. En el caso de los gases de escape se debe tratar con cuidado su enfriamiento evitando la precipitación partículas disueltas que acaben dañando equipos.

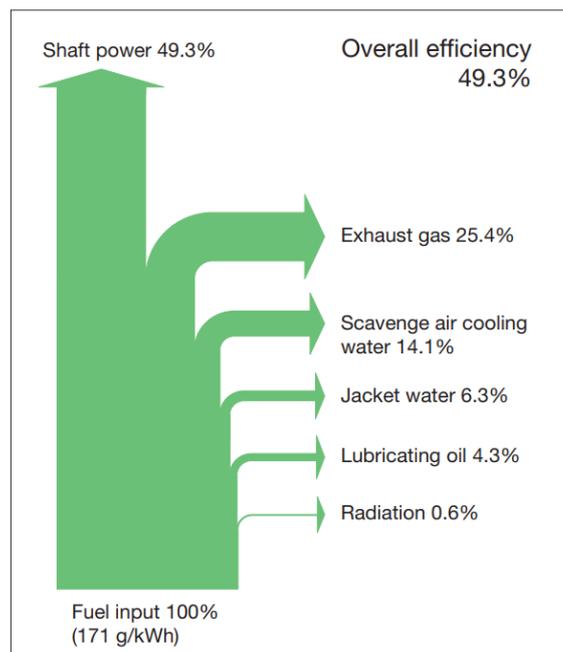


Figura 2-12. Diagrama de potencias del motor Sulzer. Fuente: [6]

Por otro lado, en el caso de este motor existiría un calor residual asociado a la refrigeración por agua de las camisas. Se trata de una corriente de agua que discurre por una serie de canales que rodean las camisas del motor para evitar un calentamiento excesivo del bloque. Dicha agua saldría a una temperatura de 90 °C, necesitando una refrigeración hasta los 85 °C, lo que la convierte en un foco de calor residual de baja temperatura, poco aprovechable para fines industriales. Según la Figura 2-12 sería del orden del 6,3% de la potencia total, es decir, del orden de 8,8 MWt de potencia. La fuente de calor residual de este proyecto tendrá las características del agua mencionada y por tanto se entenderá la refrigeración de un motor de combustión interna como posible fuente de dicho calor.

Otro ejemplo de foco de calor residual es una refinería de crudo. En una refinería la materia prima el crudo de petróleo es sometido a un proceso de calentamiento para

separar los distintos hidrocarburos presentes en su composición, como se puede apreciar en la Figura 2-13. Las distintas densidades y puntos de ebullición de los componentes posibilitan que los mismos se distribuyan verticalmente a lo largo de la torre de destilación y se puedan separar con facilidad.

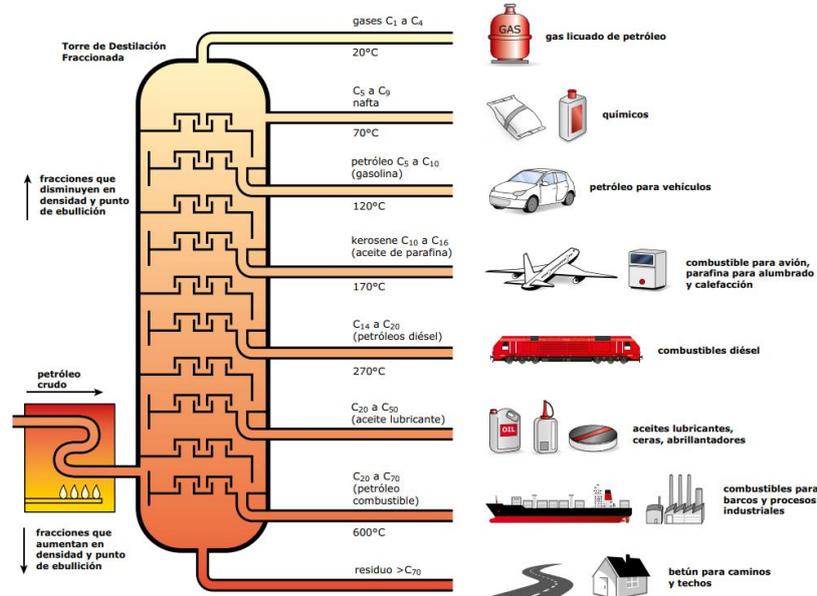


Figura 2-13. Torre de destilación refinería de petróleo. Fuente: <https://www.oiltanking.com/es/publicaciones/glosario/el-proceso-de-refinacion-de-petroleo.html>

Una vez separados los distintos subproductos de la refinería como el gasoil o las naftas, dichas corrientes se encuentran todavía a una elevada temperatura. Según un estudio relacionado con el aprovechamiento de calor en las refinerías [11] las corrientes de nafta y gasóleo se encontrarían a la salida de la torre a una temperatura del orden de los 130 °C y el gasoil a unos 230 °C. Dichas corrientes suponen por tanto una excelente fuente de calor residual de baja y media temperatura. Dichas corrientes pueden utilizarse para a través de un ciclo de potencia generar electricidad que pueda abastecer en parte a la refinería.

Un proyecto fundamentado también en el aprovechamiento de calores residuales fue llevado a cabo por la empresa Engie [12], optimizando el proceso de producción de cerveza Mahou San Miguel. La aplicación consistió en aprovechar un calor residual asociado a la fabricación de las botellas de cristal. La fabricación del vidrio genera una serie de vapores en unos hornos a alta temperatura. Dicho calor se direccionó a la producción de cerveza. De esa manera se consiguió reducir el consumo de gas natural en un 68% y por tanto las emisiones de gases de efecto invernadero. Este es un ejemplo

de aprovechamiento de calor residual sin convertirlo a energía eléctrica, sino distribuyéndolo dentro del proceso industrial.

Una fuente de calor a baja/media temperatura es la energía geotérmica. Según Endesa [7] existen distintos rangos de temperaturas a las cuales se presenta una fuente de energía geotérmica. La de alta temperatura se encontraría entre los 150 °C y 400 °C y se necesitarían perforaciones de unos 5 km de profundidad. Sin embargo, para el almacenamiento de calor son más comunes fuentes cercanas a la superficie que permitan acceder a unas temperaturas del entorno de los 80 °C. Dichas fuentes se podrían emplear en vez de una fuente de calor residual industrial para almacenar electricidad. Un esquema de la operación de una planta geotérmica se muestra en la Figura 2-14.

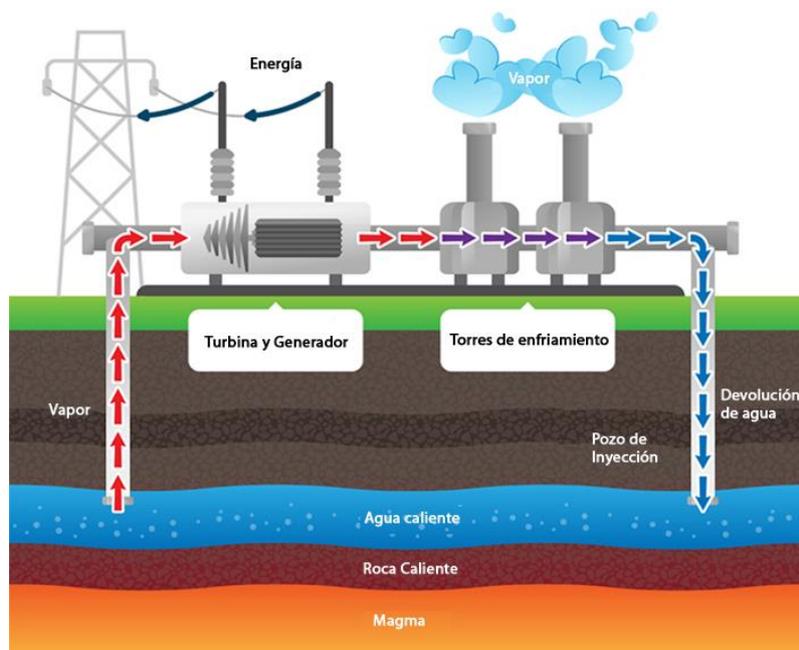


Figura 2-14. Esquema del aprovechamiento de energía geotérmica. Fuente: <https://www.geotermiavertical.es/energia-geotermica/>

Como se ha mostrado, existen multitud de procesos dentro de la industria susceptibles de aprovechamiento de calores residuales.

2.3 BOMBA DE CALOR

Una bomba de calor es una máquina térmica cuyo objetivo es lograr la transferencia de calor desde una región fría hasta otra a mayor temperatura. Esto es posible gracias al aporte de un trabajo externo. En la Figura 2-15 se puede apreciar su funcionamiento con el esquema simplificado.

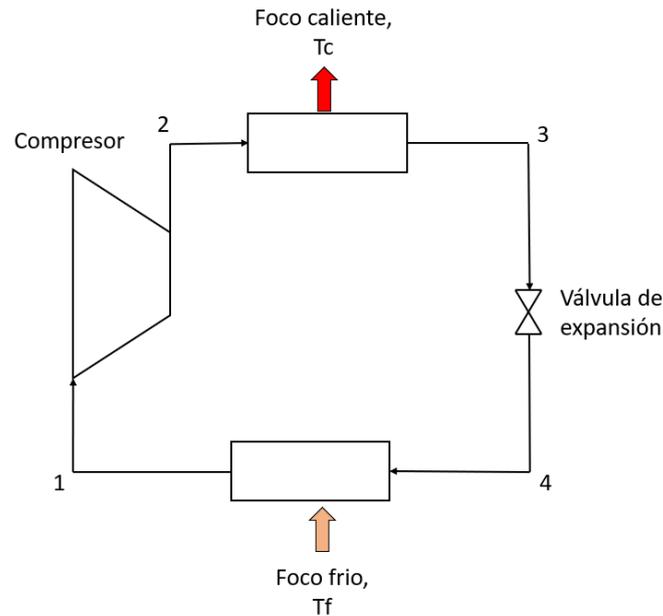


Figura 2-15. Esquema de una bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

El esquema general de la bomba de calor consiste en tener dos zonas de presión diferenciadas, una de alta y otra de baja. Estas zonas se encuentran delimitadas entre el compresor y la válvula de la instalación. La forma de conseguir dicho intercambio de calor desde menor a mayor temperatura requiere de la compresión del fluido de trabajo. Al comprimir el fluido de trabajo se le aporta entalpía de tal forma que se consigue elevar su temperatura por encima de la del foco térmico en el cual se requiere descargar el calor. Posteriormente, con la ayuda de una válvula se reduce la presión del fluido de forma isentálpica, con lo que la temperatura del fluido desceinde de forma que vuelva a quedar por debajo de la temperatura del foco frío.

2.4 CICLO BRAYTON

El ciclo Brayton es uno de los ciclos clásicos empleados en la generación de energía. Su funcionamiento está basado en cuatro etapas diferenciadas. La primera etapa es una compresión del fluido en la que se aumenta la temperatura. Después, se aporta calor a presión constante en la caldera o se realiza una combustión de gas. El fluido tras haber sufrido un aumento de su volumen atraviesa una turbina expandiéndose y disminuyendo su presión. Finalmente, el fluido debe ceder calor al ambiente volviendo al punto de partida y con ello cerrando el ciclo.

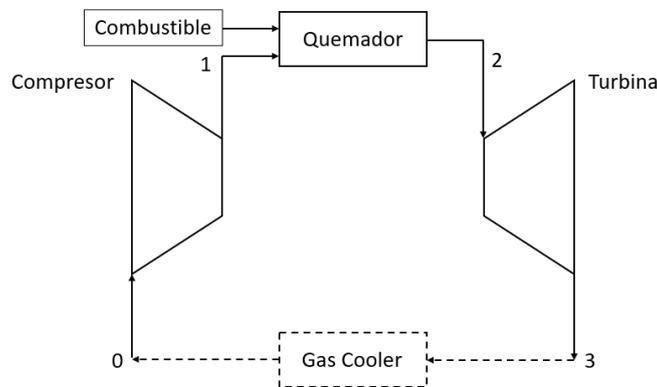


Figura 2-16. Esquema de un ciclo Brayton. Fuente: elaboración propia.

Durante todos los puntos del ciclo el fluido no cambia nunca de fase, permanece en estado gaseoso. Los puntos 3 y 0 se trazan con línea discontinua debido a que en ocasiones se cierra el ciclo, pero también es común que los gases de salida del punto 3 se viertan directamente al ambiente, algo necesario cuando el aporte de calor se realiza mediante una combustión del gas impulsado por el compresor.

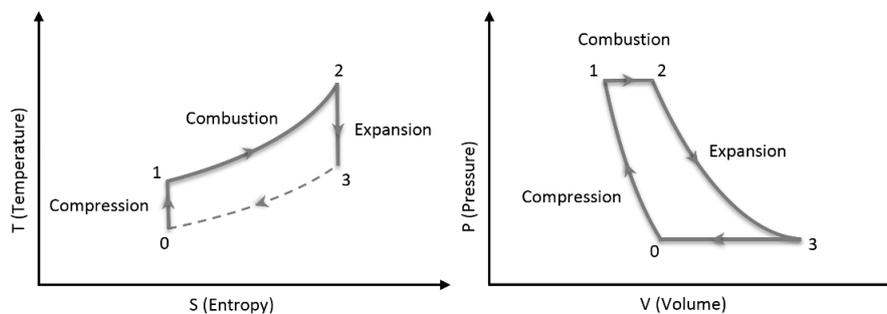


Figura 2-17. Diagramas TS y PV de un ciclo Brayton. Fuente: <https://insights.globalspec.com/article/12477/how-does-a-jet-engine-work-brayton-thermodynamic-cycle-and-efficiencies>

Existe una configuración del ciclo a la cual se la conoce como ciclo Brayton de recompresión. Dicha configuración sería más compleja, pero es capaz de lograr mayores rendimientos. El ciclo Brayton de recompresión comúnmente se diseña basado en el empleo de CO₂ supercrítico conociéndose entonces como “S-CO₂ recompression Brayton Cycle”. En la Figura 2-18 se muestra uno aplicado a una central nuclear.

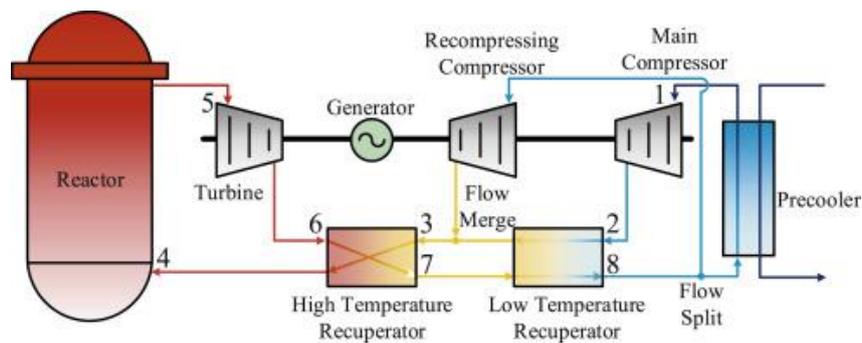


Figura 2-18. Esquema de un ciclo Brayton de recompresión. Fuente: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1738573319309295>

El CO₂ cuando se encuentra cerca de su presión crítica aumenta significativamente su calor específico por unidad de masa, es decir, se necesita mayor cantidad de calor para variar su temperatura. Por ello, para que exista un buen acercamiento de las corrientes en el recuperador de baja temperatura previamente se divide el flujo. La manera de rebajar el calor específico es bajando el flujo másico de la corriente. Antes de la entrada al Precooler se divide el flujo, una porción del caudal cederá calor mientras la otra no y posteriormente cada corriente pasará por un compresor distinto. Finalmente, ambas corrientes se volverán a mezclar antes del recuperador de alta temperatura.

2.5 CICLO ORC

El ciclo ORC (Organic Rankine Cycle) es un tipo de ciclo de potencia basado en el ciclo Rankine. La peculiaridad de dicho ciclo es el empleo de un fluido de trabajo de origen orgánico en vez de agua como sucede con el ciclo de Rankine convencional. Como se puede apreciar en el esquema de la Figura 2-19 y en el diagrama T-s de la Figura 2-20, el fluido en primer lugar ve su presión aumentada gracias a una bomba. Posteriormente se calienta en una caldera donde entra en ebullición hasta que íntegramente se ha transformado en vapor. También es posible un ciclo transcritoico, de modo que no se produzca cambio de fase al añadir calor. Después, se expande en una turbina perdiendo presión hasta una temperatura cercana a la de ebullición de dicha presión para finalmente ceder calor en el condensador pasando de vapor sobrecalentado a líquido. En el esquema de la Figura 2-19 se puede apreciar una configuración comercial de los distintos elementos del ciclo, donde además se ha intercalado un regenerador para aprovechar la alta temperatura que suele existir a la salida de la turbina.

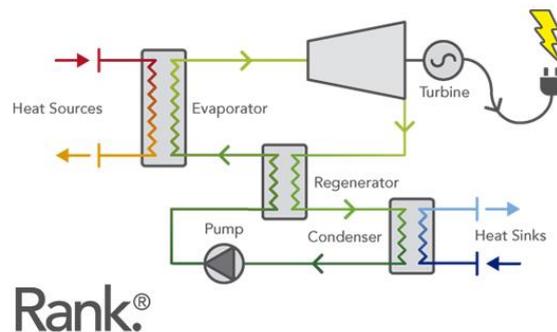


Figura 2-19. Esquema de un ciclo ORC comercial. Fuente: <https://www.rank-orc.com/es/2019/06/21/tecnologia-rank-como-funciona-un-orc/>

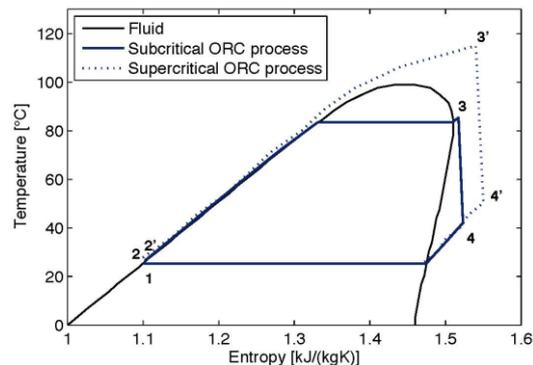


Figura 2-20. Diagrama TS ciclo ORC simple. Fuente: <https://www.kcorc.org/en/science-technology/what-orc-power-system/>

Para llegar a la zona supercrítica en el agua se requiere superar su presión crítica de 220 bar y su temperatura crítica de 374 °C lo cual resulta costoso y se reserva para grandes centrales térmicas. Por ello se emplean compuestos (fluidos orgánicos) que muestran condiciones críticas más favorables. En la Figura 2-21 se muestra una comparativa de distintos diagramas T-s de fluidos orgánicos con el del agua. Por ejemplo, el propano (R290) tiene una presión crítica de 42,36 bar y una temperatura crítica de 96,54, que son significativamente menores a las del agua. Es necesario emplear ciclos transcíticos para realizar el intercambio de calor con fuentes de calor sensibles de baja temperatura (como suele ser el caso del calor residual) para de esa manera alcanzar eficiencias más altas.

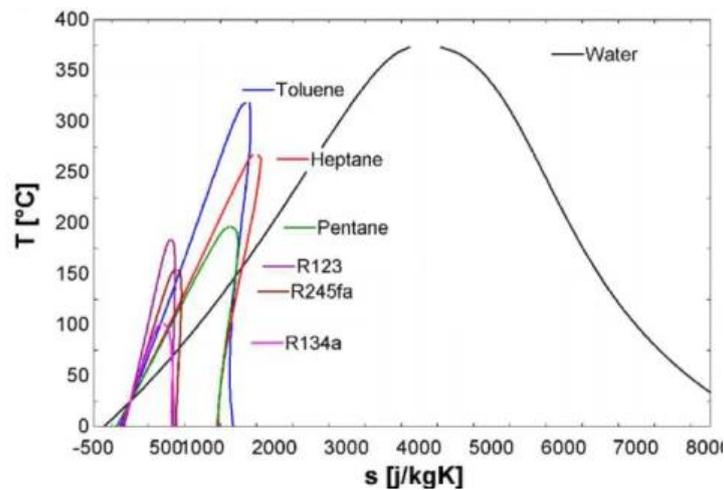


Figura 2-21. Comparación campanas cambio de fase. Fuente: https://1library.co/document/myj3565z-diseno-rankine-organico-mediante-aprovechamiento-residual-industrial-produccion.html?utm_source=related_list

3 METODOLOGÍA

3.1 INTRODUCCIÓN TEÓRICA

Como se ha comentado anteriormente, la bomba de calor de la instalación basará su funcionamiento en el empleo de dióxido de carbono en condiciones supercríticas. Si bien los ciclos de refrigeración transcíticos con CO₂ son comunes tanto en la refrigeración como en el aire acondicionado, los que operan en todo momento en la región supercrítica, siendo capaces de alcanzar temperaturas de 500 °C, no están en estado comercial, siendo preciso diseñarlos a medida.

Uno de los parámetros más importantes para el diseño de una bomba de calor son las temperaturas de sus focos térmicos. Estas temperaturas definirán los rendimientos máximos que se podrán obtener. Al tratarse de una bomba de calor no se habla de rendimientos sino de COP (coefficient of performance). El COP se define como la relación que existe entre la potencia calorífica útil que se obtiene del ciclo y el trabajo que ha sido necesario aportar al ciclo para obtenerlo. Un COP mayor de la unidad quiere decir que se obtiene una potencia térmica mayor que el trabajo necesario para mantener el ciclo en funcionamiento. Por esta razón, el COP ideal sería un COP infinito y un COP de valor la unidad sería equivalente al efecto Joule. Sin embargo, el segundo principio de la Termodinámica limita el rendimiento máximo de una bomba de calor al COP de Carnot, dependiente de las temperaturas de los focos térmicos, como se verá más adelante.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{W}_{\text{ciclo}}} \quad \text{Ec 3.1}$$

Al diseñar la bomba de calor de este proyecto, el fin último será conseguir elevar su COP al máximo posible. Este COP estará limitado por las relaciones que se establezcan entre los distintos puntos de la instalación y como se ha mencionado antes por la temperatura de los focos. La dependencia tan grande que existe entre el COP y la temperatura de los focos se debe a que existe un valor teórico máximo de COP que se puede obtener. Este valor teórico se le conoce como COP de Carnot. Este valor teórico máximo se obtiene bajo la premisa de calcular cual sería el COP de la instalación en condiciones totalmente reversibles, incluyendo el empleo de intercambiadores de calor de área infinita.

Si se aplica el segundo principio a la bomba de calor y se realiza el balance de entropía (ver Figura 3-1), se tiene:

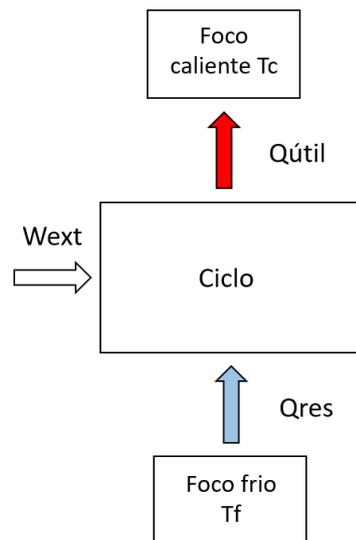


Figura 3-1. Esquema flujos de potencia de la bomba. Fuente: elaboración propia

$$\frac{dS_{sistema}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{res}}{T_f} - \frac{\dot{Q}_{útil}}{T_c} + \dot{S}_{gen} \quad Ec 3.2$$

$$\dot{S}_{gen} \geq 0 \quad Ec 3.3$$

Al tratarse de un proceso cíclico estable la variación total de entropía del sistema debe ser nula ya que trabaja en régimen permanente. Si la bomba es ideal, trabajará de forma en la que la entropía generada debida a las irreversibilidades totales sea nula. Bajo estas dos premisas se obtiene la siguiente relación entre las potencias térmicas y temperaturas:

$$\frac{\dot{Q}_{res}}{T_f} = \frac{\dot{Q}_{útil}}{T_c} \quad Ec 3.4$$

Según establece el primer principio de la termodinámica la relación entre las potencias del sistema es la siguiente:

$$\dot{Q}_{res} + \dot{W}_{externo} - \dot{Q}_{útil} = 0 \quad Ec 3.5$$

Si juntamos la expresión anterior con la del COP.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{útil} - \dot{Q}_{res}} \quad Ec 3.6$$

$$COP_{CARNOT} = \frac{1}{1 - \frac{T_f}{T_c}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad Ec 3.7$$

La famosa expresión anterior nos marca el COP máximo en función de las temperaturas en los focos. Para obtener un COP lo más grande posible la relación entre las dos temperaturas focales debe ser lo más cercana a 1, es decir, cuanto más se acerquen las temperaturas del foco frío y caliente, más alto será el COP.

3.2 DISEÑO DE LOS CICLOS DE LA INSTALACIÓN

3.2.1 Presentación de la instalación

Tal y como se puede apreciar en la Figura 3-2, la instalación consta de un primer ciclo bomba de calor que trabaja durante la fase de carga. Dicha bomba de calor empleará como fluido de trabajo dióxido de carbono supercrítico, obtendrá el calor de una fuente de calor residual y cederá calor a dos focos: un primero de aceite térmico (TO: Thermal Oil) y otro de sales fundidas (MS: Molten Salts). En el proceso de descarga se necesitará emplear dos ciclos. El primero será un ciclo Brayton de recompresión (S-CO₂) que de la misma forma que la bomba usará CO₂ supercrítico y tomará calor de las sales y parte del aceite térmico. El otro ciclo de descarga será un ORC que aproveche el sobrante del calor del aceite. El ORC empleará propano (R290) como fluido de trabajo.

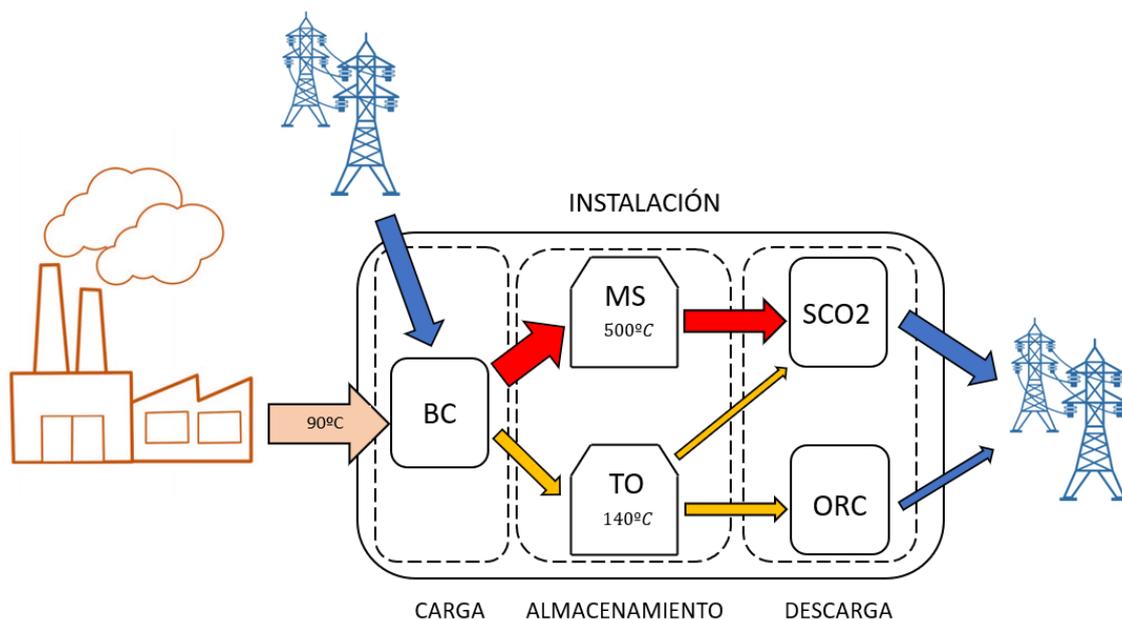


Figura 3-2. Esquema de funcionamiento de la instalación. Fuente: elaboración propia.

Para empezar con el diseño es necesario fijar temperaturas comunes de los focos. Al existir una fase de carga y otra de descarga la temperatura a la cual se carga el calor debe ser la misma a la que posteriormente se descarga. Como simplificación no se tendrá en cuenta la pérdida de temperatura debida al paso del tiempo entre los dos procesos. Esto es una simplificación razonable considerando que el tiempo entre carga y descarga es inferior a un día y por tanto no existiría una fuga térmica excesiva. La temperatura de almacenamiento de aceite térmico de baja temperatura será de 75°C mientras que la de alta se encuentra a 140°C. Por otro lado, los depósitos de sales

fundidas se encontrarán a 320°C y a 500°C. Dichas temperaturas de los depósitos han sido obtenidas a partir de la experimentación con distintos valores. Empleando dichos valores los ciclos convergen además de maximizar su rendimiento.

En el cálculo de los ciclos se han considerado pérdidas de carga en los distintos intercambiadores de calor. Pese a ser un proceso que comúnmente por simplificación se entiende como isobárico se ha establecido una pérdida de carga constante. El valor escogido para dicha pérdida de carga ha sido de 0,5 bar. Aunque es cierto que dependiendo del tipo de intercambiador y de las dimensiones de este condicionan la pérdida de carga el valor escogido es razonable ya que se encuentra dentro del orden de magnitud de la pérdida de carga esperada. Posteriormente en el dimensionamiento de intercambiadores se calculará una estimación de la pérdida de carga tanto para los de carcasa y tubos como para los compactos PCHE.

3.2.2 Propiedades de los fluidos de trabajo

Como se ha mencionado anteriormente los fluidos de trabajo de los ciclos son el dióxido de carbono en estado supercrítico en la bomba de calor y el ciclo de recompresión y el propano (R290) en el ORC. Por otro lado, el almacenamiento térmico hará uso de un aceite térmico (Therminol-VP1) y sales fundidas termosolares (60NaNO₃_40KNO₃). Que el dióxido de carbono se encuentre en estado supercrítico quiere decir que se encuentra por encima de su temperatura y presión críticas, como se puede apreciar en la Figura 3-3. En el caso del CO₂ su temperatura crítica tiene un valor de 31 °C y su presión crítica se encuentra alrededor de los 73,81 bar como se puede apreciar en el diagrama P-T de la Figura 3-3.

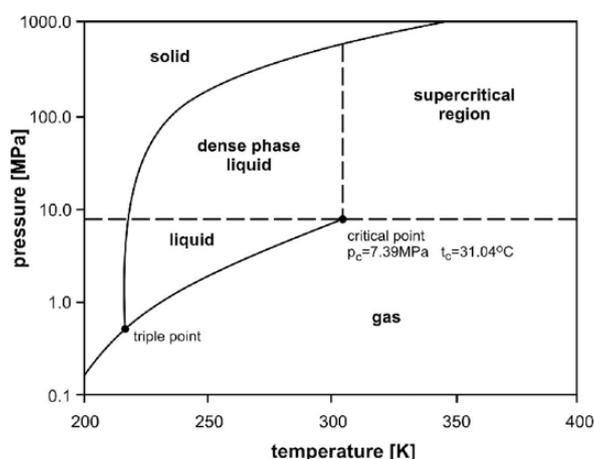


Figura 3-3. Diagrama PT del dióxido de carbono. Fuente: Analysis of pipeline transportation systems for carbon dioxide sequestration - Scientific Figure on ResearchGate.

El comportamiento de un fluido supercrítico es un punto intermedio entre un líquido y un gas. La razón por la cual se emplea en estado supercrítico es su alta densidad en dicho estado, lo que permite emplear turbomáquinas más eficientes y de menor tamaño, además de por su alta difusividad térmica. Además, el CO₂ es relativamente barato, químicamente estable y no inflamable además de ser un recurso con alta disponibilidad en la industria lo que lo hacen una opción muy atractiva como fluido de trabajo.

El Therminol-VP1 según la página web del fabricante [13] es un fluido de transmisión de calor sintético. Tiene un rango de temperaturas de trabajo comprendido entre 12 y 400 °C lo que lo hacen útil para multitud de aplicaciones industriales entre ellas el almacenamiento de calor. Por otro lado, la temperatura de cristalización aportada es de 12°C por lo que su aplicación requerirá mantener su temperatura entre los límites antes mencionados.

Las sales térmicas empleadas en este proyecto se conocen técnicamente como “60NaNO₃_40KNO₃”, nomenclatura que muestra la composición química de las mismas. Por tanto, la composición en masa es de un 60% de nitrato de sodio y un 40% de nitrato potásico. Las sales térmicas al necesitar encontrarse en estado líquido muestran unos rangos de temperatura estrictos para su utilización. Estas sales según la información relacionada con dicha sustancia en EES establecen la temperatura de trabajo entre los 260 °C y 593 °C, siendo la primera la temperatura que marcaría el comienzo de la solidificación de la mezcla, y la segunda la descomposición.

El propano o R290 es un fluido de naturaleza orgánica, de ahí la denominación del ciclo ORC (Organic Rankine Cycle). De la misma manera que con el CO₂, es importante conocer la localización de su punto crítico. En su caso se da para una temperatura de 96,54 °C y una presión de 42,36 bar. Al contrario que en los ciclos de CO₂, el ciclo cuyo fluido de trabajo es el R290 presenta cambios de fase, y por tanto entradas en la campana del diagrama T-s, es decir, no trabaja todo el rato en condiciones supercríticas. Para la elección del fluido de trabajo del ORC se probaron otras alternativas de fluidos con poco potencial de efecto invernadero como el isobutano (R600) y el refrigerante R1234ze. Sin embargo, se acabó eligiendo el R290 debido a que se obtenía un mayor rendimiento en el ORC y era relativamente barato.

3.2.3 Cálculo de los diagramas T-Q

Los diagramas T-Q son una herramienta imprescindible para el diseño de un ciclo termodinámico. Cada intercambiador de calor de la instalación tiene uno asociado. Un

diagrama T-Q es una representación gráfica en la cual se muestra la variación de la temperatura de los fluidos en los intercambiadores de calor a medida que intercambian calor entre sí. Por tanto, en el eje vertical se representa la temperatura de las corrientes y en el eje horizontal el calor intercambiado. La razón por la cual son imprescindibles es demostrar que en todo momento la corriente caliente se encuentra a mayor temperatura que la fría, siendo los acercamientos mínimos los deseados.

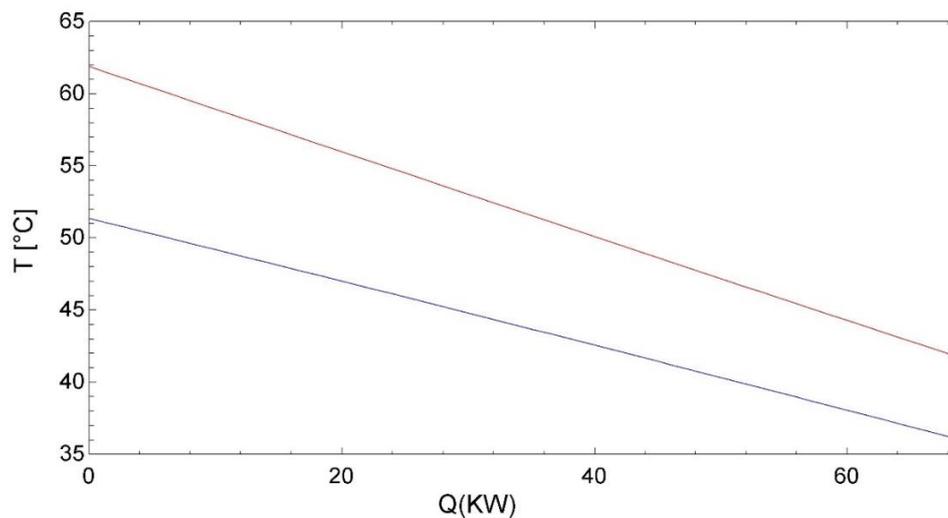


Figura 3-4. Ejemplo de diagrama TQ (Regenerador del ORC). Fuente: Elaboración propia.

La manera de controlar dicho sobrepaso térmico se realiza mediante un parámetro que se conoce como pinch point o acercamiento. El pinch point es un parámetro único de un intercambiador que se define como la diferencia mínima de temperaturas que se da durante la transferencia de calor en su interior. Si tras la convergencia de las ecuaciones del sistema en alguno de los intercambiadores se obtiene un pinch point negativo indicará que se ha dado un sobrepaso por lo que se deberán ajustar los parámetros de diseño.

La razón por la que se producen dichos sobrepasos es una disparidad importante de los calores específicos de ambas corrientes (especialmente en el CO_2 en estado supercrítico). El calor específico indica una relación entre el calor que absorbe un diferencial de corriente de fluido y el cambio de temperatura que experimentará. Por lo tanto, es un indicativo de la pendiente del diagrama T-Q. A menor "Cp" más variará la temperatura para el mismo intercambio de calor, modulado por el flujo másico. Realmente lo que determina la pendiente en el diagrama T-Q es lo que se conoce como "capacidad calorífica", que es el producto del calor específico por el flujo másico.

$$dQ = \dot{m} C_p(T, P) dT \quad Ec 3.8$$

$$\frac{dT}{dQ} = \frac{1}{\dot{m} C_p(T, P)} \quad Ec 3.9$$

Para programar el cálculo de dichos diagramas el proceso es el siguiente. Una vez resuelto el ciclo y conociéndose el calor transmitido en ese intercambiador se discretiza en “n” regiones que intercambian el mismo diferencial de calor. En el caso de este proyecto 50 regiones discretizadas. En el caso de un fluido que va desde el punto 1 hasta el 2. El calor que se intercambia hasta la región i:

$$q_i = \frac{Q}{n-1} (i-1) \quad Ec 3.10$$

Con lo que se puede calcular la entalpía en la región i para la corriente caliente.

$$q_i = \dot{m} * (h_1 - h_i) \quad Ec 3.11$$

Por último y considerando como simplificación que la presión durante el proceso es la presión de entrada, es decir, es isobárico. Función del programa EES que obtiene la temperatura T_i en función de la presión y la entalpía del fluido.

$$h_i = \text{enthalpy}(P = p_1; T = T_i) \quad Ec 3.12$$

Finalmente se representa la temperatura de cada elemento i junto al calor intercambiado hasta dicho punto.

3.2.4 Modelo de la bomba de calor

Una característica única de la bomba que se ha diseñado para este proyecto es la existencia de dos focos de calientes a los que se le entrega el calor. Uno de baja temperatura de aceite térmico Therminol-VP1 y otro de alta temperatura de sales térmicas. La razón para emplear dos focos en vez de solo uno es una mayor optimización del rendimiento del sistema.

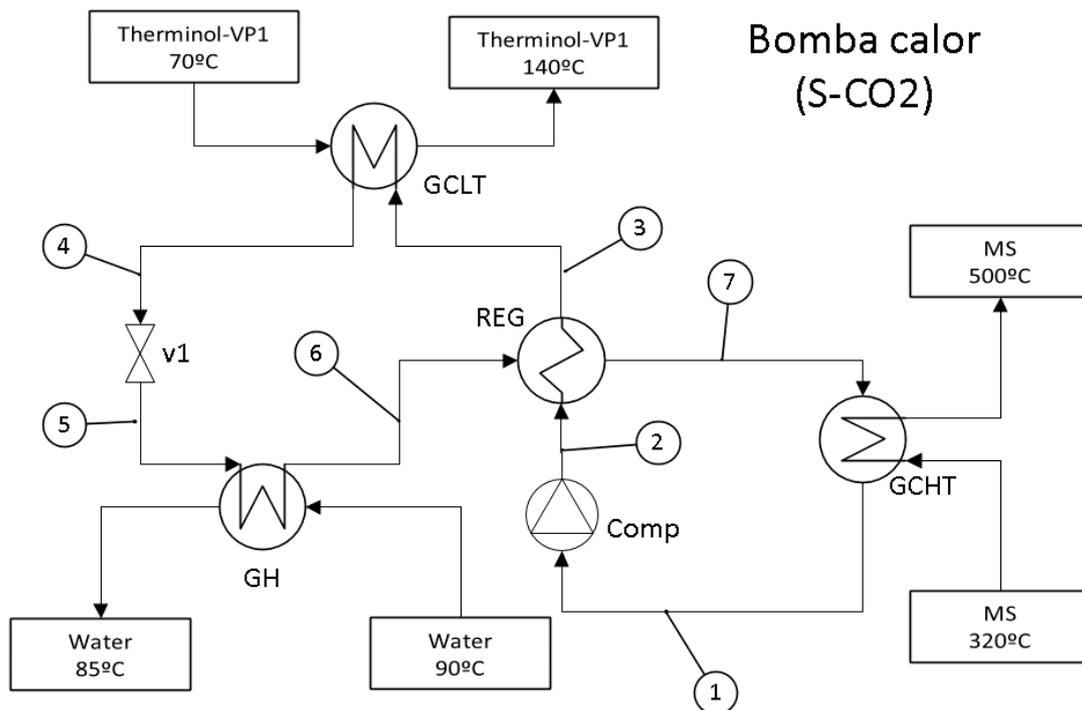


Figura 3-5. Esquema de la bomba de calor. Fuente: Elaboración propia

Este diseño de bomba de calor consta de un foco de baja temperatura que aportará el calor residual. Este calor residual llega a la bomba a 90 grados y reduce su temperatura hasta los 85. Este foco es buena representación de un calor residual de baja temperatura habitual en la industria ya que el origen de dicho calor podría ser la refrigeración de un motor de combustión que se realizara mediante agua. La refrigeración de dicha agua no puede ser excesiva, es decir, el motor no debe tener una diferencia muy grande de temperaturas entre la entrada del agua de refrigeración a la entrada y a la salida. Esto se debe a que grandes variaciones de temperatura inducen tensiones de dilatación térmica en la estructura del motor. Por esta razón se considera una variación de únicamente 5 grados en el fluido de refrigeración.

Otro aspecto peculiar de la bomba de calor diseñada es el intercambio de calor a las sales a presión de baja. Las sales térmicas requieren el empleo de intercambiadores de

calor de carcasa y tubos. Esto se debe a que no son capaces de atravesar intercambiadores compactos para trabajar a altas presiones como pueden ser los PCHE. Las sales acabarían taponando las pequeñas aberturas de dichos intercambiadores. Las presiones de 320 bar en el CO₂ son demasiado altas, difícilmente serían soportables para un intercambiador de carcasa y tubos. La solución a este problema es no renunciar a trabajar en ciertos tramos del ciclo a esa presión e incorporar los intercambiadores con las sales en la zona de 85 bar, es decir, previa a la entrada a la bomba. Tras el cambio anterior es necesario reajustar los calores dentro del ciclo por lo que se añade un intercambiador que actúa de regenerador.

Las etapas por las cuales va discurriendo el CO₂ son las siguientes. En primera instancia el gas entra en un compresor, el cual sube su presión de 85 a 320 bar aumentando también su temperatura y entalpía. Posteriormente atraviesa el regenerador cediendo temperatura para entonces llegar al GCLT (Gas Cooler Low Temperature) cediendo aún más temperatura. Posteriormente atraviesa la válvula de expansión, perdiendo presión hasta los 85 bar y reduciendo su temperatura, pero de forma isentálpica, llegando al GH (Gas Heater) de calor residual que aumenta su temperatura. Finalmente, el CO₂ aumenta todavía más su temperatura en el REG (Regenerador) y entrega calor al GCHT (Gas Cooler High Temperature) de las sales volviendo al punto de partida.

Las ecuaciones que establecen los balances de energía durante el ciclo son las siguientes.

- Parámetros de diseño:

$$p_1 = 85 \text{ bar} \quad \text{Ec 3.13}$$

$$p_2 = 320 \text{ bar} \quad \text{Ec 3.14}$$

$$PP_{MS} = 10 \text{ K} \quad \text{Ec 3.15}$$

$$PP_{Reg} = 5 \text{ K} \quad \text{Ec 3.16}$$

$$PP_{WH} = 5 \text{ K} \quad \text{Ec 3.17}$$

- Intercambiador de calor con las sales fundidas (GCHT):

$$\dot{Q}_{MS} = \dot{m}_{CO_2}(h_7 - h_6) \quad Ec 3.18$$

$$\dot{Q}_{MS} = \dot{m}_{MS}(h_{MS2} - h_{MS1}) \quad Ec 3.19$$

$$p_1 = p_7 - \Delta p_{CO_2} \quad Ec 3.20$$

- Compresor

$$\eta_{is_c} * (h_2 - h_1) = (h_{s2} - h_1) \quad Ec 3.21$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_1) \quad Ec 3.22$$

- Regenerador

$$\dot{Q}_{REG} = \dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_3) \quad Ec 3.23$$

$$\dot{Q}_{REG} = \dot{m}_{CO_2}(h_7 - h_6) \quad Ec 3.24$$

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{CO_2} \quad Ec 3.25$$

$$p_7 = p_6 - \Delta p_{CO_2} \quad Ec 3.26$$

- Intercambiador de calor con el calor residual

$$\dot{Q}_{WH} = \dot{m}_{CO_2}(h_3 - h_4) \quad Ec 3.27$$

$$\dot{Q}_{WH} = \dot{m}_{TO}(h_{TO2} - h_{TO1}) \quad Ec 3.28$$

$$p_4 = p_3 - \Delta p_{CO_2} \quad Ec 3.29$$

$$T_4 = 80 \text{ } ^\circ\text{C} \quad Ec 3.30$$

- Válvula de expansión

$$h_4 = h_5 \quad \text{Ec 3.31}$$

- Cálculo del COP

El COP es el cociente entre el calor transferido al aceite térmico y a las sales fundidas y el trabajo requerido en el compresor.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{WH} + \dot{Q}_{TO}}{\dot{W}_C} \quad \text{Ec 3.32}$$

3.2.5 Modelo del ciclo Brayton de recompresión S-CO₂

El fluido de trabajo al igual que en la bomba de calor será el dióxido de carbono trabajando en zona supercrítica. La instalación de descarga se caracteriza por obtener calor de dos focos calientes, uno de aceite térmico de baja temperatura y otro de sales fundidas de mayor temperatura. Una corriente de agua de 25 °C hará de foco frío, temperatura fácilmente alcanzable con una torre de enfriamiento.

El ciclo tiene un total de cinco intercambiadores de calor. Tres de los cuales son los relacionados con los focos y los otros dos funcionan como regeneradores del calor dentro del ciclo. Uno de los cuales será de alta y el otro de baja temperatura. Del mismo modo que ocurre en la bomba de calor, es necesario que el aporte de calor de las sales se produzca a baja presión. Hay dos turbomáquinas una trabajando de compresor y la otra de turbina. Estando conectadas a un mismo eje y al alternador. La presión de alta es de 250 bar y la de baja de 85 bar.

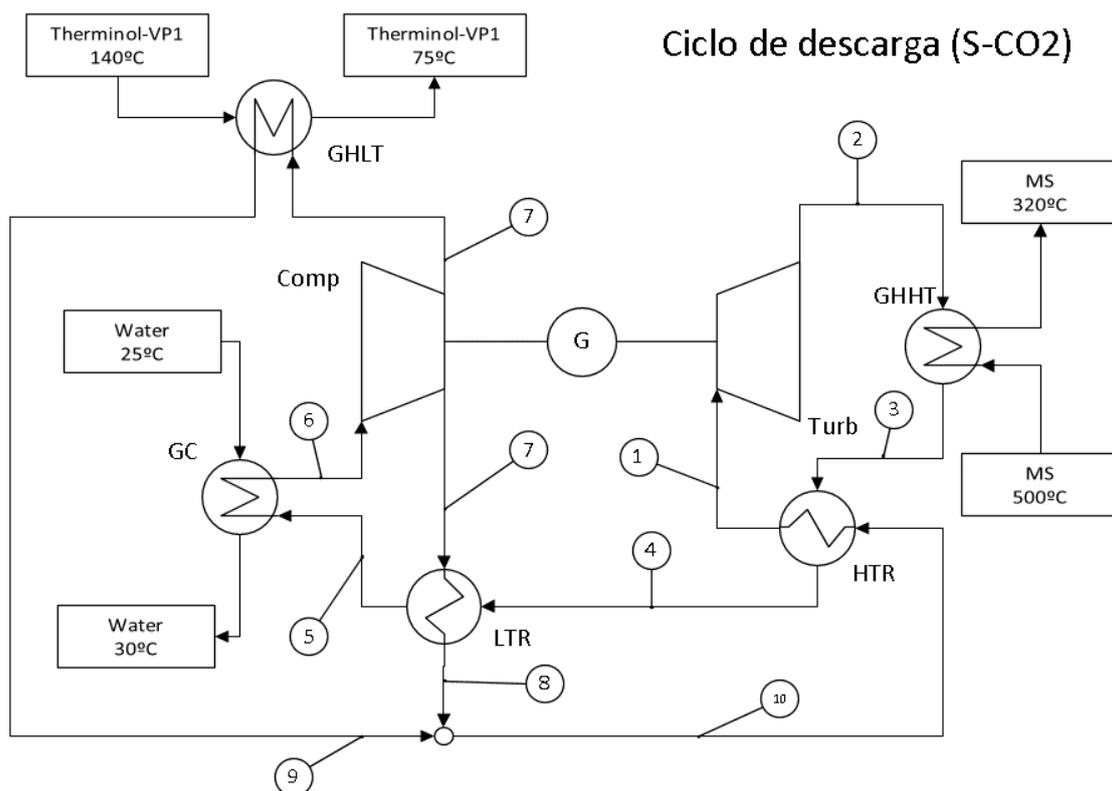


Figura 3-6. Esquema del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia

Partiendo del primer punto de la instalación en el cual el dióxido de carbono tiene una alta entalpía y por tanto temperatura y presión el fluido pasa por la turbina. Sale a menor presión y temperatura y obtiene calor de las sales fundidas (GHHT: Gas Heater High

Temperature). Como el calor debe ser redirigido a la entrada de la turbina el fluido pasa el regenerador de alta temperatura (HTR: High Temperature Regenerator). Tras el primer regenerador, pasa por el segundo de menor temperatura (LTR). El calor restante se emite al ambiente en el prerrefrigerador (GC: Gas Cooler) donde baja su temperatura hasta los 35 °C. En el compresor se eleva la presión del fluido de nuevo y el flujo se divide en dos tuberías. Por una discurrirá una porción “alpha” del flujo másico y por la otra el restante. Una de las corrientes absorberá calor del segundo foco caliente (GHHT) y la otra del regenerador de baja temperatura (LTR). Posteriormente ambas tuberías se volverán conectar juntando ambos flujos. Por último, el fluido recibirá calor del regenerador de alta temperatura y volverá al punto de partida. Nótese que el ciclo descrito es una variante del ciclo básico de recompresión, en el que se emplean dos compresores para lograr que la corriente de alta presión que recorre el LTR tenga menor gasto másico que la de baja, equilibrando así el mismo. En el ciclo propuesto, el compresor auxiliar se ha reemplazado por la entrada de calor desde el aceite térmico.

3.2.6 Parámetros de diseño del ciclo Brayton S-CO₂

Los grados de libertad del ciclo se ocupan en primer lugar en fijar las presiones de alta y baja. Además, interesa fijar el flujo de calor en el foco de sales que al mismo valor que el obtenido en la bomba de calor. Lo interesante sería fijar los dos calores de los dos focos calientes para que de ese modo todo el calor que se ha cargado se descargue sin dejar un sobrante. Sin embargo, si se establece dicha proporción el ciclo no consigue converger en un resultado coherente por lo que se fija solo uno (el de las sales). Además, se fijan dos pinch points en el enfriador (GC: Gas Cooler) y el foco caliente. Por último, para distribuir correctamente las temperaturas dentro del ciclo se fija la temperatura del noveno punto.

- Parámetros de diseño

$$p_6 = 85 \text{ bar} \quad \text{Ec 3.33}$$

$$p_7 = 250 \text{ bar} \quad \text{Ec 3.34}$$

$$\dot{Q}_{GHHT} = 1442 \text{ kW} \quad \text{Ec 3.35}$$

$$PP_{GC} = 5 \text{ K} = T_6 - T_{GC2} \quad \text{Ec 3.36}$$

$$PP_{GHHT} = 10 = T_{GHHT2} - T_2 \quad Ec 3.37$$

$$T_9 = 125 \text{ }^\circ\text{C} \quad Ec 3.38$$

- Turbina:

$$\eta_{is_T} * (h_1 - h_{s2}) = (h_1 - h_2) \quad Ec 3.39$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{CO2}(h_1 - h_2) \quad Ec 3.40$$

- HT Gas Heater:

$$\dot{Q}_{GHHT} = \dot{m}_{CO2}(h_3 - h_2) \quad Ec 3.41$$

$$\dot{Q}_{GHHT} = \dot{m}_{GHHT}(h_{GHHT2} - h_{GHHT1}) \quad Ec 3.42$$

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{23} \quad Ec 3.43$$

- Regenerador HTR:

$$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_{CO2}(h_3 - h_4) \quad Ec 3.44$$

$$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_{CO2}(h_1 - h_{10}) \quad Ec 3.45$$

$$p_4 = p_3 - \Delta p_{34} \quad Ec 3.46$$

$$p_1 = p_{10} - \Delta p_{10 1} \quad Ec 3.47$$

- Regenerador LTR:

$$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m}_{CO2}(h_4 - h_5) \quad Ec 3.48$$

$$\dot{Q}_{LTR} = \alpha * \dot{m}_{CO2}(h_8 - h_7) \quad Ec 3.49$$

$$p_5 = p_4 - \Delta p_{45} \quad Ec 3.50$$

$$p_8 = p_7 - \Delta p_{78} \quad Ec 3.51$$

- Compresor:

$$\eta_{is_C} * (h_7 - h_6) = (h_{s7} - h_6) \quad Ec 3.52$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{CO_2}(h_7 - h_6) \quad Ec 3.53$$

- Intercambiador de calor con el calor residual:

$$\dot{Q}_{GHLT} = (1 - \alpha) * \dot{m}_{CO_2}(h_9 - h_7) \quad Ec 3.54$$

$$\dot{Q}_{GHLT} = \dot{m}_{GHLT}(h_{GHLT1} - h_{GHLT2}) \quad Ec 3.55$$

$$p_9 = p_7 - \Delta p_{79} \quad Ec 3.56$$

- Mezcla:

$$h_{10} = (1 - \alpha) * h_9 + \alpha * h_8 \quad Ec 3.57$$

$$p_{10} = p_9 \quad Ec 3.58$$

- Rendimiento del ciclo Brayton

El rendimiento se calculará como el obtenido en la turbina menos el requerido en el compresor partido por los calores obtenidos del almacenamiento.

$$\eta_{CB} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{Q}_{GHHT} + \dot{Q}_{GHLT}} \quad Ec 3.59$$

3.2.7 Modelo del ciclo ORC

Existe un calor sobrante almacenado en el aceite que no se ha podido aprovechar en el ciclo de descarga por lo que se requiere añadir un ciclo auxiliar. Dada la baja temperatura del aceite, se emplea un ciclo ORC para esta conversión.

A diferencia de los otros ciclos en el ORC existe cambio de fase al condensarse el propano (R290) y posteriormente volver a estado gaseoso.

El fluido parte en su condición de mayor entalpía en el punto uno. Este pasa por la turbina bajando su presión y generando trabajo y posteriormente cede más entalpía en el regenerador (Reg) para bajar más su temperatura. Ahora que se encuentra a baja temperatura cede calor al ambiente en el condensador (Cond) pasando a estado líquido. En el compresor aumenta su presión. Por último, el propano absorbe calor en el regenerador y el foco caliente de aceite (GH) volviendo al punto de partida.

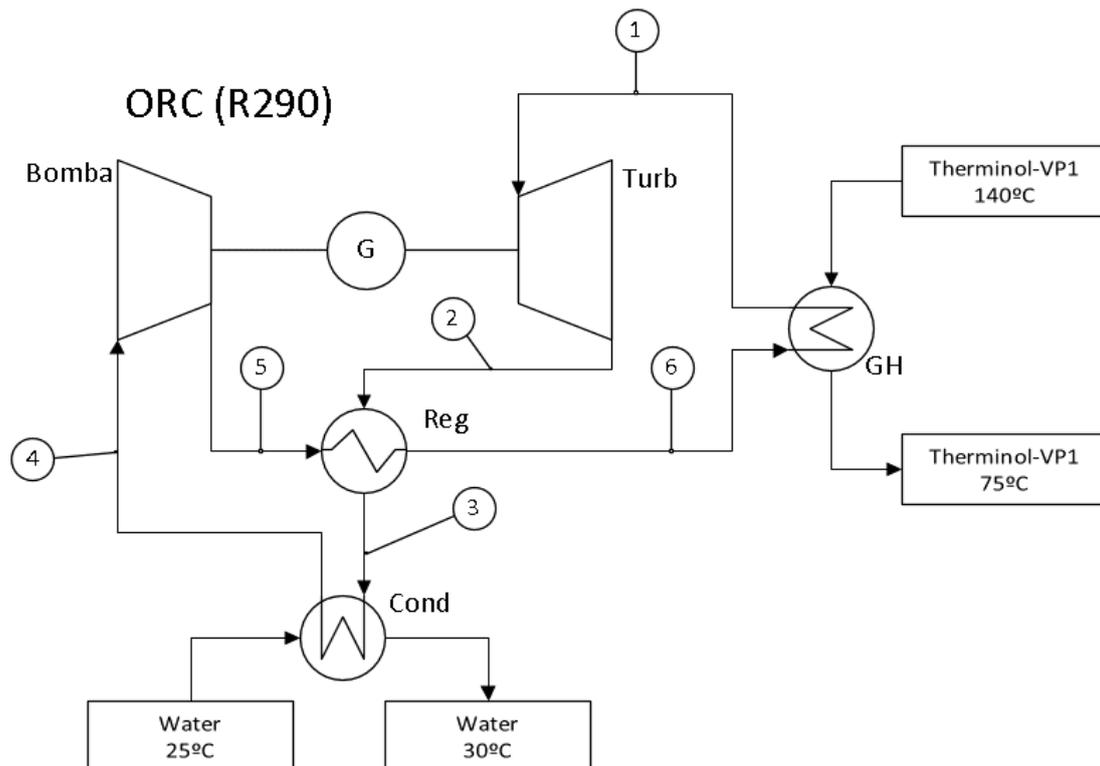


Figura 3-7. Esquema del ciclo ORC. Fuente: elaboración propia

3.2.8 Ecuaciones de diseño del ORC

El parámetro más importante para fijar del ciclo es la potencia térmica en el gas heater. Para igualar los tiempos de descarga de ambos ciclos de descarga se fija a 615,5 kW. Este valor es la diferencia entre la potencia almacenada en el aceite en un primer momento y la potencia empleada por el ciclo de recompresión. En este ciclo solo se fijará la presión de alta a 50 bar. Según las propiedades del R290 comentadas previamente, se corresponde con una presión supercrítica, lo que permite recibir calor sin cambio de fase, adaptándose así al carácter sensible del aceite como foco térmico. Por otro lado, la de baja queda determinada por la temperatura de condensación, definida a partir de la temperatura del agua de enfriamiento. Se fijan dos pinch points en el Gas Heater fijando la temperatura del primer punto y en el regulador para obtener una mayor eficiencia en el ciclo.

- Parámetros de diseño

$$T_1 = 130 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Ec 3.60}$$

$$p_1 = 50 \text{ bar} \quad \text{Ec 3.61}$$

$$\dot{Q}_{GH} = 615,5 \text{ kW} \quad \text{Ec 3.62}$$

$$PP_{REG} = 5 \text{ K} = T_3 - T_5 \quad \text{Ec 3.63}$$

- Turbina:

$$\eta_{is_T} * (h_1 - h_{2s}) = (h_1 - h_2) \quad \text{Ec 3.64}$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{R290}(h_1 - h_2) \quad \text{Ec 3.65}$$

- Regenerador HTR:

$$(h_2 - h_3) = (h_6 - h_5) \quad \text{Ec 3.66}$$

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{23} \quad \text{Ec 3.67}$$

$$p_6 = p_5 - \Delta p_{56} \quad \text{Ec 3.68}$$

- Condensador:

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{R290}(h_3 - h_4) \quad Ec 3.69$$

$$p_4 = p_3 - \Delta p_{34} \quad Ec 3.70$$

- Bomba:

$$h_5 = v_4(p_5 - p_4) * 100 \quad Ec 3.71$$

$$\dot{W}_B = \dot{m}_{R290}(h_5 - h_4) \quad Ec 3.72$$

- Gas heater:

$$\dot{Q}_{GH} = \dot{m}_{R290}(h_1 - h_6) \quad Ec 3.73$$

$$p_1 = p_6 - \Delta p_{61} \quad Ec 3.74$$

- Rendimiento del ORC

El rendimiento se calculará como el trabajo neto, es decir, el obtenido en la turbina menos el requerido en el compresor, partido por la potencia calorífica aportada por el aceite térmico.

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{Q}_{GH}} \quad Ec 3.75$$

3.3 DISEÑO DE TUBERÍAS

3.3.1 Análisis de resistencia de las tuberías

Tras haber completado el diseño de los ciclos termodinámicos de la instalación y conociéndose las temperaturas y presiones será necesario calcular el sistema de tuberías que permita dichos puntos de trabajo. Las tuberías deben ser capaces de soportar dichas presiones incluso si un fluido a alta temperatura las atraviesa. Es por ello por lo que no solo hay que tener en cuenta la presión del fluido sino también la temperatura a la que se va a someter la tubería. Al trabajar a temperaturas elevadas las propiedades de los materiales cambian drásticamente. Su límite elástico se reduce considerablemente al pasar de determinados valores de temperatura. Esto podría inducir un fallo mecánico en la tubería incluso si a temperatura ambiente aguantara dichas tensiones.

Si se realiza un análisis tensional en una tubería se puede apreciar que existen dos principales direcciones de carga. La presión genera una tensión en la dirección radial de la tubería. Por otro lado, existe una componente de tensión en la dirección tangencial. Esta componente surge de lo que se conoce como tensión circunferencial. Las tensiones circunferenciales aparecen cuando existe una estructura cilíndrica sometida a la presión interna de un fluido como es el caso de tuberías y tanques a presión.

Existiría una tercera componente de tensión, en la dirección tangencial, como resultado del paso de fluido y su viscosidad. Sin embargo, esta componente es despreciable en comparación a las que crea la presión estática del fluido. La norma ASME B31.1-2007 [9] incluye una expresión para calcular el espesor mínimo que deberá tener una tubería recta sometida a una presión interna constante teniendo en cuenta la influencia de las tensiones que se inducen antes mencionadas.

$$t_{min} = \frac{p * D_{out}}{2 SE + p * y} \quad Ec 3.76$$

Por tanto, para una determinada presión se tendrá un espesor de tubería mínimo que se debe respetar. En la expresión anterior “ p ” se refiere a la presión interna, “ D_{out} ” al diámetro exterior del ducto y “ SE ” al límite elástico del material. Por otro lado, la expresión nos requiere un coeficiente “ y ” que aporta la tabla de la Figura 3-8. Dicho coeficiente depende de dos aspectos, la temperatura a la cual trabaja la tubería y el material del cual está fabricada.

Table 104.1.2-1 Values of y

| Material | Temperature, °F (°C) | | | | | | | 1,250 (677) and Above |
|--|------------------------------|--------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--------------------------------|
| | 900 (482) and Below | 950 (510) | 1,000 (538) | 1,050 (566) | 1,100 (593) | 1,150 (621) | 1,200 (649) | |
| 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 alloy UNS No. N06690 | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.5 | 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 |
| Cast iron | 0.0 | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| Other metals [Note (1)] | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.4 | 0.4 |

Figura 3-8. Valores de y . Fuente: ASME B31.1

3.3.2 Materiales de las tuberías

El material del cual se fabriquen las tuberías es de vital importancia debido a que las presiones y temperaturas de la instalación son muy altas en ciertos puntos. Los materiales escogidos son Inconel para las tuberías de CO₂, acero inoxidable SS347H para los tramos de sales fundidas y por último acero al carbono A-106B cuando se trate de agua y aceite térmico. A continuación de cada material se incluirá una gráfica que representa la variación del límite elástico frente a la temperatura que se debe tener en cuenta según la norma.

El Inconel es el resultado de aleación níquel mayoritariamente con cromo. La aleación puede incluir trazas de otros metales como pueden ser el titanio, el carbono, el aluminio y el hierro entre otros lo que genera un material que posee excelentes propiedades mecánicas. Según la base de datos de materiales Granta Edupack las aleaciones con base níquel cromo son muy resistentes a la corrosión y oxidación, problemas que se intensifican a altas temperaturas ya que la cinética molecular es más alta. Por otro lado, la característica más importante es su conservación de propiedades mecánicas a altas temperaturas de trabajo. Un elemento mecánico de Inconel se puede mantener bajo carga continua hasta temperaturas de 1200 °C. Su módulo de Young se encuentra en torno a los 200 GPa y su límite elástico entre los 273 y 900 MPa. Pese a sus buenas características su alto precio por unidad de masa 14€/kg lo relegan a solo ser empleado en aplicaciones donde sea indispensable.

El SS347H es un acero de tipo inoxidable de altas prestaciones. Según Granta Edupack sus aleantes mayoritarios son el cromo 18% y el níquel al 11%. La principal diferencia entre este acero inoxidable y otros de su clase es la incorporación de Niobio (Nb) es un porcentaje menor al 1%. Esta adición aportaría una resistencia excepcional a la corrosión intergranular. Por estas razones este material se emplea en ambientes con

temperaturas altas de hasta los 900 °C con ambientes altamente corrosivos y que requieran soportar esfuerzos elevados. Por tanto, es conveniente usarlo en las tuberías que transporten las sales fundidas ya que la composición de estas podría dañar severamente las paredes internas de la tubería corroyendo su superficie. Según un informe de SANDIA sobre el empleo de sales fundidas [14] este material se debe emplear en tuberías de sales fundidas a partir de una temperatura de trabajo de 300 °C lo que es el caso y si es inferior acero al carbono. Para comparar con los demás materiales el módulo de Young es extremadamente sensible a la temperatura variando desde los 250 GPa a temperatura ambiente a los 180 GPa a 600 °C. Por otro lado, el coeficiente de fluencia es muy variable a temperaturas bajas estabilizándose a 300 °C en torno a 410 MPa. Por último, el precio por kilo se encuentra en 2,7 €/kg, cinco veces menos que el precio del Inconel.

El material A-106B se trata de un acero al carbono estructural. Es un acero de baja aleación en el cual el carbono se encuentra en una proporción inferior al 0,30% junto con otros aleantes típicos de los aceros también en muy baja proporción. El módulo de Young es de 212 GPa y su límite elástico se encuentra entre 240 MPa a temperatura ambiente y 220 MPa a los 170 °C, temperatura del aceite térmico en la instalación. Su coste es de 0,7 €/Kg. Se puede apreciar que es el material más asequible de entre los tres por lo que es lógico emplearlo en las tuberías de agua y aceite térmico que no tienen altas presiones, menores a 5 bar y tampoco temperaturas elevadas, menores de 200 °C.

3.3.3 Velocidad máxima en las tuberías

Otro parámetro para tener en cuenta para el diseño de tuberías es la velocidad máxima admisible. Según la norma de diseño de tuberías NORSOK P-001 [8] existe una velocidad la cual no debe ser superada por un determinado fluido. La razón de establecer una velocidad máxima es limitar el ruido y vibración que genera el fluido debido a su turbulencia. Debido a que en la instalación existen varios fluidos se debe atender a la expresión indicada para cada uno de ellos. Dicha norma nos indica que para tuberías con gases monofásicos se puede emplear la siguiente expresión que sería válida tanto para las líneas de CO₂ como para las de R290 del ciclo ORC.

$$V = 175 \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)^{0,43} \text{ o bien } 60 \text{ m/s (menor de ambos valores)} \quad \text{Ec 3.77}$$

En el caso de las tuberías de agua el criterio es más sencillo ya que se establece también según la norma NORSOK que la velocidad debe ser menor que 6 m/s.

La velocidad límite de las tuberías por las que discurra aceite se tratarán de la misma manera que las de agua en lo relativo a velocidad máxima, es decir, será de 6 m/s.

Para las tuberías que transporten sales fundidas se estipula según un informe realizado por la California Energy Commission [15] una velocidad más limitada que las anteriores de 3 m/s.

El hecho de limitar la velocidad máxima influye por tanto en la elección del diámetro nominal de la tubería y el número de tuberías a colocar en dicho tramo. Esto se debe a que del diseño de la instalación se ha calculado el flujo másico y por tanto el caudal de fluido que circula entre dos puntos. Las expresiones que relacionan los parámetros necesarios para este dimensionamiento son las siguientes:

$$\dot{m} = \rho(T, P) * Q_{total} \quad \text{Ec 3.78}$$

$$Q_{tubería} = \frac{Q_{total}}{n_{tuberías}} \quad \text{Ec 3.79}$$

$$Q_{máx} = A * v_{máx} \quad \text{Ec 3.80}$$

Donde:

- \dot{m} : flujo másico por la tubería.
- Q_{total} : caudal que atraviesa un tramo de la instalación.
- $\rho(T, P)$: densidad a la presión y temperatura del fluido en dicho tramo.
- A : Sección de paso de la tubería.
- $v_{máx}$: velocidad máxima permitida para dicho fluido.

3.3.4 Pérdida de carga

Para finalizar el diseño de las tuberías se debe realizar por último el cálculo de pérdida de carga. A medida que el fluido atraviesa el sistema de tuberías pierde presión. Esta pérdida de presión se debe a la degradación de dicha presión que se encuentra en forma de energía potencial elástica por calor. Estas pérdidas se clasifican en primarias y secundarias. Las pérdidas secundarias se dan cuando se cambia un flujo de corriente establecido como puede ser en un cambio de sección, cambios de dirección o paso por elementos de la instalación. No se podrán calcular este tipo de pérdidas ya que no es objeto de este proyecto el diseño preciso y distribución de todos los elementos del sistema de tuberías. Las pérdidas primarias por el contrario se dan a medida que un

flujo desarrollado discurre por una sección recta de tubería. Estas son lineales respecto a la distancia que recorre el fluido por lo que se expresan comúnmente en bares perdidos por cada 100 metros de tubería. Estas pérdidas dependen en primera instancia de la naturaleza del flujo, es decir, si es flujo laminar o turbulento. En tuberías industriales el flujo es turbulento en la mayoría de los casos. Por esta razón la pérdida de carga se calculará mediante el coeficiente de fricción de Darcy calculado mediante la expresión de Colebrook. La altura de pérdidas por unidad de longitud se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{h_{p\acute{e}rdidas}}{L} = \frac{f}{D} * \frac{V^2}{2g} * 100\text{metros} \quad \text{Ec 3.81}$$

Para calcular el coeficiente de fricción de Darcy en régimen turbulento lo más común es emplear la ecuación de Colebrook.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.71} + \frac{2.51}{Re * \sqrt{f}} \right] \quad \text{Ec 3.82}$$

Sin embargo, al ser esta expresión implícita resulta más complicado realizar cálculos mediante Excel. Sin embargo, con la expresión de Haaland la cual es una aproximación de la anterior se facilitan las operaciones ya que es explícita. La susodicha expresión es la siguiente:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.7} \right)^{1.1} + \frac{6.9}{Re} \right] \quad \text{Ec 3.83}$$

El dato de rugosidad de las paredes a emplear en dichas ecuaciones se debe obtener de la tabla (Figura 3-9) que se incluye en la norma NORSOK P-001 [8].

Pipe roughness

For all calculations of pressure drop, the following pipe roughness values should be used:

| | |
|--|-----------------------------------|
| Carbon steel (CS) non-corroded: | 0,05 mm |
| Carbon steel (CS) corroded: | 0,5 mm |
| Stainless steel (SS): | 0,05 mm |
| Titanium and Cu-Ni: | 0,05 mm |
| Glassfiber reinforced polyester (GRP): | 0,02 mm |
| Polyethylene, PVC: | 0,005 mm |
| Flexible hose | vendor to be consulted (see NOTE) |

Figura 3-9. Rugosidad según la norma. Fuente: Norsok standard P-001, Process design, Edition 5, sept. 2006.

Una vez conocido la pérdida de carga por unidad de longitud la norma nos proporciona una recomendación para dicho valor. Esta recomendación se da en la forma de un valor máximo que no se debe superar. En función del fluido que transporte la tubería la norma establece distintas maneras de calcularlo. La norma NORSOK incluye la siguiente tabla (Figura 3-10) con la recomendación de pérdida de carga para cualquier fluido en estado gaseoso por lo que es válida tanto para el CO₂ como para el R290.

| 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. | |

Figura 3-10. Recomendación de pérdida de carga. Fuente: Norsok standard P-001, Process design, Edition 5, sept. 2006.

La tabla anterior (Figura 3-10) establece una variación lineal de dicho límite en función de la presión que tenga el conducto a dimensionar. La tabla anterior (Figura 3-10) se refleja en la siguiente expresión:

$$\frac{Dp_{m\acute{a}x}}{100m} = \begin{cases} \text{si } p < 35\text{bar} \rightarrow 0.001 + \frac{0.11 - 0.001}{35} * p \\ \text{si } 35 < p < 138 \rightarrow 0.11 + \frac{0.27 - 0.11}{138 - 35} * (p - 35) \\ \text{si } p > 138 \rightarrow \frac{p}{500} \end{cases} \quad \text{Ec 3.84}$$

Para los demás fluidos de la instalación: el aceite térmico, las sales fundidas y el agua que se encuentran en estado líquido se establecerá un límite máximo de pérdida de carga de 0,5 bar/100m lo cual es razonable ya que se esperan dimensiones no muy grandes en dichas tuberías. El límite máximo establecido por la norma NORSOK es de 0,9 bar/100m.

3.4 DISEÑO DE LAS TURBOMÁQUINAS

3.4.1 Introducción teórica

Las turbomáquinas son elementos fundamentales de todo ciclo térmico. Esto se debe a que son los elementos en los cuales se transforma la energía de mecánica a entalpía y viceversa. Se puede tener un ciclo con un diseño excepcional, pero si las turbomáquinas tienen un rendimiento poco optimizado afectará drásticamente al rendimiento global de la instalación. El diseño de las turbomáquinas consiste por tanto en una vez conocidas las condiciones a la entrada y salida de estas, encontrar una configuración de rendimiento lo más alto posible.

El diseño de las turbomáquinas en este proyecto será más bien un prediseño en el cual se determinará el tipo de rodets, el número de etapas y el rendimiento esperado. Para el cálculo del rendimiento se empleará un método basado en los diagramas de Baljé.

Los diagramas de Baljé se emplean para relacionar dos parámetros adimensionales de una turbomáquina con su rendimiento. Según relata M.Gambini en su libro sobre turbomáquinas [16] se puede demostrar que el rendimiento de una turbomáquina depende de cuatro parámetros adimensionales. Estos parámetros son el flujo volumétrico, la transmisión de potencia, el número de Reynolds y la compresibilidad del fluido. Si se aplica a las turbomáquinas térmicas y se tienen en cuenta sus peculiaridades se puede despreciar en primer lugar la dependencia del número de Reynolds y del número de Mach. El primero se puede ignorar ya que se trabaja en flujo de alta predominancia de la turbulencia. Por otro lado, al tener velocidades bajas el flujo se puede entender como incompresible lo cual elimina la dependencia también del número de Mach. Cabe matizar que en las turbomáquinas térmicas podría ser necesario emplear el número de Mach si las velocidades fueran significativamente altas. Por esta razón el rendimiento dependerá únicamente de dos parámetros adimensionales independientes entre sí.

Cuando se trabaja con turbomáquinas resulta más conveniente en vez de trabajar con los números antes mencionados trabajar con otros números adimensionales que se conocen como velocidad y diámetro específicos. Esto se debe a que de esta manera únicamente uno de los números depende de las dimensiones geométricas de la máquina o rodete, es decir, podemos encontrar fácilmente la dimensión óptima conocido el otro parámetro de diseño.

$$\eta = f(\omega_s, D_s)$$

Ec 3.85

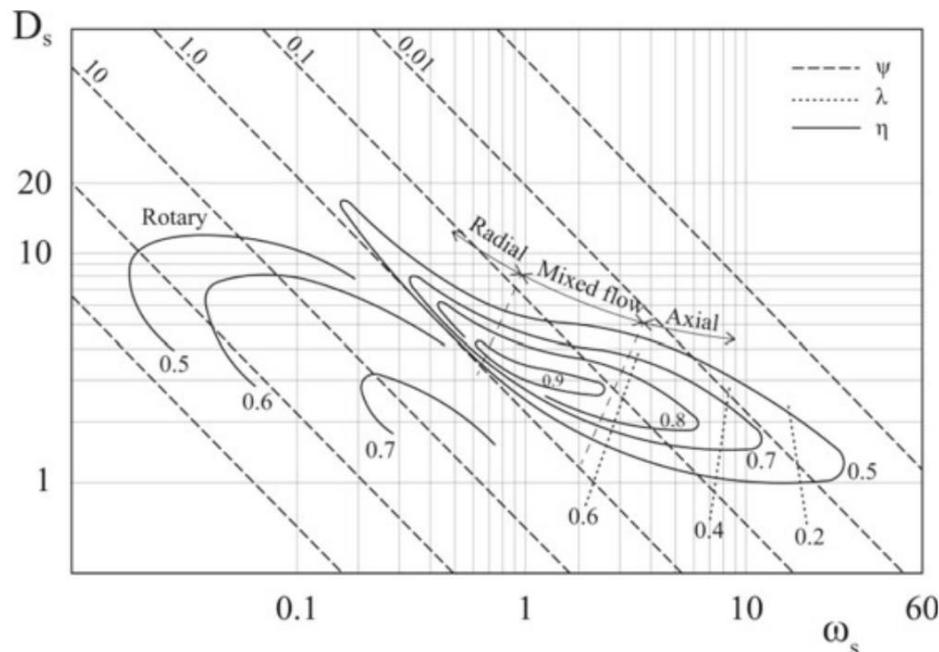


Figura 3-11. Diagrama de Baljé para compresores. Fuente: M. Gambini and M. Vellini, *Turbomachinery, Springer Tracts in Mechanical Engineering*

Se puede apreciar como el diagrama de Baljé de la Figura 3-11, correspondiente a diseño de compresores, depende únicamente de dichos parámetros, mostrando isolíneas de rendimientos que separan distintas áreas del diagrama. La zona de mayores rendimientos máximos se encuentra para velocidades específicas del orden de la unidad. Para menores y mayores valores de velocidad específica, el rendimiento desciende notablemente. Cabe destacar que existe una segunda división del diagrama entre tres categorías de rodetes: radiales, mixtas y axiales. Dicha división separa las distintas geometrías de rodetes que son óptimas para cada punto del diagrama. En relación con lo anterior, los rodetes de flujo mixto presentan los mayores rendimientos del diagrama. Los rodetes axiales presentan buenos rendimientos en mayor espectro de velocidades si los comparamos con los rodetes radiales que presentan una alta variación de rendimiento al alejarse de la velocidad específica unidad.

Si bien la Figura 3-11 muestra el diagrama de Baljé aplicado a los compresores, existe un diagrama para cada tipo de turbomáquina. El diagrama variará al aplicarse a turbinas y bombas. En el caso de la instalación de diseño, serán de interés los diagramas relacionados con compresores radiales, bombas (ORC) y turbinas axiales. Se emplean compresores siempre que el fluido se encuentre en estado gaseoso y bombas si el fluido

se encuentra en estado líquido como sucede en el ciclo ORC. Las turbinas todas serán térmicas debido a que el fluido a su paso por la misma se encuentra en todos los ciclos de potencia en estado gaseoso.

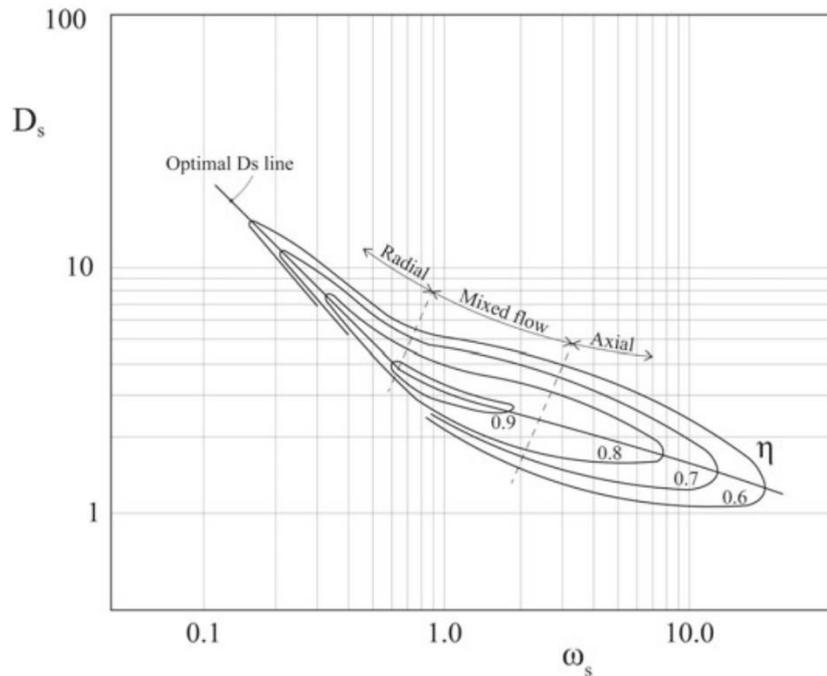


Figura 3-12. Diagrama de Baljé para bombas. Fuente: M. Gambini and M. Vellini, Turbomachinery, Springer Tracts in Mechanical Engineering

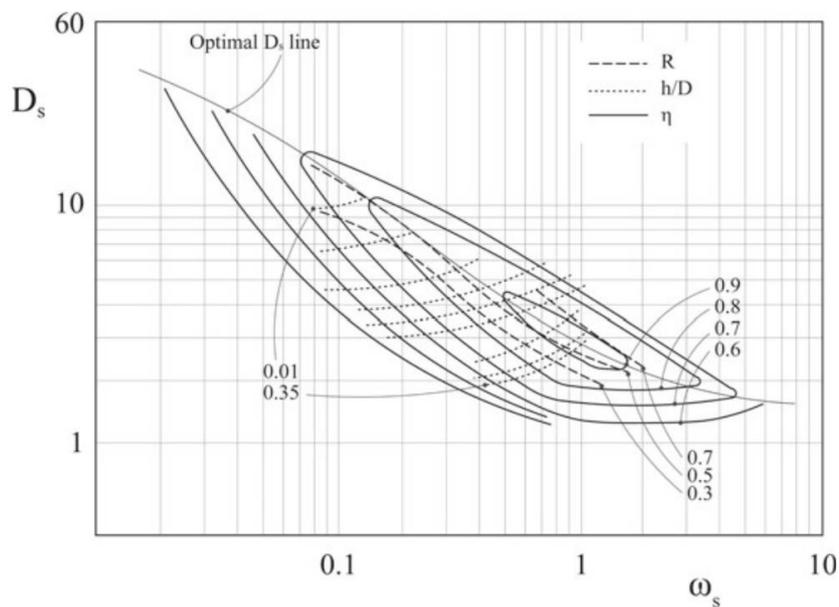


Figura 3-13. Diagrama de Baljé para turbinas axiales. Fuente: M. Gambini and M. Vellini, Turbomachinery, Springer Tracts in Mechanical Engineering

La forma más conveniente de dimensionar la máquina es a partir de su velocidad específica y el rendimiento máximo para dicha velocidad. Esto genera una línea óptima en el diagrama de Baljé la cual es conocida comúnmente como la línea de Cordier.

$$D_s \text{ óptimo} = f(\omega_s) \quad \text{Ec 3.86}$$

El primero de estos parámetros es la velocidad específica de la etapa. La velocidad específica como su nombre indica está relacionada en primer lugar con el número de revoluciones de la máquina. Pero también con el trabajo por unidad de masa intercambiado en cada escalonamiento. Según está definido ese trabajo es el intercambiado de forma reversible, es decir, suponiendo un proceso isentrópico en el cual no existen pérdidas de calidad de la energía. La expresión de la velocidad específica para el caso de una máquina térmica:

$$\omega_s = 2 * \pi * \frac{n}{60} * \frac{V^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\Delta h_{is}}{z}\right)^{\frac{3}{4}}} \quad \text{Ec 3.87}$$

Donde:

- n: revoluciones por minuto del rodete
- V: flujo volumétrico que atraviesa la etapa. A la entrada si es un compresor y a la salida si es una turbina.
- Δh_{is} : incremento de entalpía total en la turbomáquina de forma isentrópica
- z: número de etapas en que se divide el intercambio de energía.

Por tanto, valores de velocidad específica altos nos indican mover grandes caudales con poco intercambio energético mientras que valores pequeños lo contrario, poco caudal con gran aporte.

El segundo parámetro del cual depende el diagrama de Baljé es el diámetro específico. Como se ha mencionado anteriormente nos indica una idea de las dimensiones de la máquina, pero relacionado también con la potencia intercambiada. La expresión que resulta más interesante nos relaciona el diámetro característico de la etapa, comúnmente el diámetro del rodete, en función del diámetro específico.

$$D = D_s * \frac{V^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\Delta h_{is}}{z}\right)^{\frac{1}{4}}} \quad \text{Ec 3.88}$$

Para obtener el diámetro específico óptimo existen las siguientes expresiones analíticas que facilitan su cálculo. Son convenientes ya que de esta manera se evitan errores al emplear los gráficos. Cabe recordar que solo se deben usar para obtener una estimación preliminar del tamaño, ya que son correlaciones obtenidas a partir de los diagramas ya citados.

- Para compresores:

$$D_s = 2.781 * w_s^{-0.988} \text{ si } w_s < 0.84 \quad \text{Ec 3.89}$$

$$D_s = 3.147 * w_s^{-0.281} \text{ si } w_s \geq 0.84 \quad \text{Ec 3.90}$$

- Para turbinas:

$$D_s = 2.56 * w_s^{-0.812} \quad \text{Ec 3.91}$$

En el caso de aplicar diagramas de Baljé para realizar la selección y prediseño de las turbomáquinas de nuestra instalación en primer lugar se debe tener en cuenta los parámetros de diseño fijos por el cálculo de los ciclos y los libres a acotar. Se deberá calcular una velocidad específica para etapa de cada turbomáquina buscando la maximización de su rendimiento. Cabe mencionar que en el caso de existir variaciones grandes de la densidad del fluido será conveniente usar un software para calcular la densidad en cada etapa y con ello conseguir una mayor precisión. En el caso del CO₂ la densidad se mantiene constante si se encuentra en los lindes de su punto crítico. Esto se debe a que adquiere la propiedad de los líquidos de presentar un volumen casi constante. Sin embargo, en el caso de estar alejado se comportará más parecido a un gas variando considerablemente su volumen específico con la presión y temperatura y con ello en cada etapa.

Para acotar las etapas dentro de cada máquina, se supondrá que en cada una de ellas el salto entálpico será el mismo. Además, al estar conectados todos los rodets de una misma máquina mecánicamente al mismo eje la velocidad angular será la misma. Por el contrario, la velocidad periférica no será la misma ya que los diámetros no tienen por qué ser iguales.

| 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 3-14. Rangos de velocidad específica de alto rendimiento en turbomáquinas. Fuente: M. Gambini and M. Vellini, *Turbomachinery, Springer Tracts in Mechanical Engineering*

La Figura 3-14 se usará de referencia para situar las velocidades específicas de las etapas de cada máquina. Si existieran varias etapas se buscará que tanto la primera como la última se encuentren dentro de aquellos rangos. Solo es necesario trabajar con la primera y última etapa ya que las etapas intermedias tendrán una velocidad específica entre dichos valores, es decir, están acotadas.

- Para la bomba de calor se requiere dimensionar un compresor. Dicho compresor trabaja en un punto alejado al punto crítico.
- En el ciclo de descarga se tienen un compresor y una turbina cuyas velocidades angulares de diseño serán las mismas para ambos ya que están conectadas al mismo eje.
- En el caso del ciclo de Rankine Orgánico se dimensionará una bomba de R290 y una turbina de gas acoplada al mismo eje.

3.4.2 Velocidad máxima de un rodete

Para obtener la velocidad máxima a la cual puede girar un rodete se deben estudiar distintos acercamientos. Una primera cota para la velocidad máxima se puede obtener de un cálculo estructural. Para dicho cálculo se partirá de varias suposiciones. El rodete se entenderá que tiene geometría cilíndrica, forma de disco y las tensiones que aparecen son radiales debido a la fuerza inercial de su giro. Por tanto, se descartan otras tensiones que podrían resultar de añadir componentes de Poisson o dilataciones térmicas al estar en contacto con un flujo caliente en algunos casos.

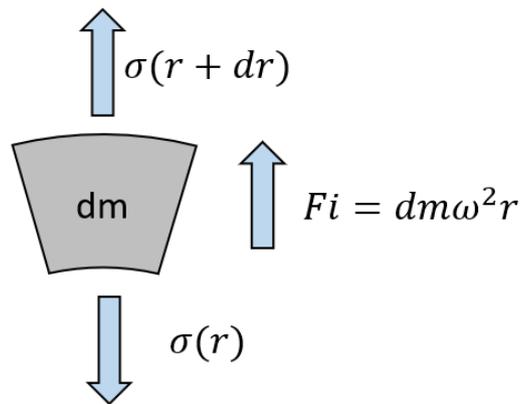


Figura 3-15. DCL de un elemento diferencial de rodete. Fuente: Elaboración propia

Elaborando el diagrama de cuerpo libre anterior y empleando el desarrollo en serie de Taylor se obtiene la siguiente expresión diferencial de comportamiento de las tensiones dentro del rodete que es coherente con la expresión diferencial tensional de Cauchy.

$$\frac{d\sigma}{dr} = \rho\omega^2 r \quad \text{Ec 3.92}$$

$$\int_0^\sigma d\sigma = \int_{r=0}^{r=r} \rho\omega^2 r dr \rightarrow \sigma(r) = \frac{1}{2}\rho\omega^2 r^2 \quad \text{Ec 3.93}$$

$$\sigma(r) = \frac{1}{2}\rho u(r)^2 \quad \text{Ec 3.94}$$

$$u_{\text{máx}} = \sqrt{\frac{2\sigma_y}{\rho}} \quad \text{Ec 3.95}$$

Donde:

- σ : tensión radial (escalar)
- ρ : densidad del material del rodete
- u : velocidad periférica o tangencial
- σ_y : límite elástico o de fluencia del material.

Se ha demostrado que la velocidad máxima de giro se puede delimitar a través de la velocidad periférica en su extremo. Por tanto, el valor de la velocidad periférica máxima admisible solo depende del material del cual se ha fabricado el rodete y no depende del grosor. Es decir, cada material tendrá asociado una velocidad periférica máxima que puede soportar antes de fallar elásticamente.

En el caso de un acero suponiendo un límite elástico de 700 MPa y una densidad volumétrica de 7850 kg/m³ se obtiene una velocidad periférica límite de 420 m/s. Dicha velocidad podrá ser mayor en caso de contar con un acero más resistente. Teóricamente se emplea el valor de 450m/s como referencia. Por tanto, en el diseño se buscará estar suficientemente alejado de dicha velocidad para evitar riesgos en cuanto a la resistencia estructural. Si se establece un coeficiente de seguridad $n=2$ manteniendo los parámetros previamente mencionados se obtiene una velocidad del orden de 300 m/s que puede ayudar como otra referencia más segura de cara al diseño.

Otro aspecto que puede condicionar la velocidad máxima del rodete es la existencia del desequilibrado. Todo elemento mecánico giratorio presenta una excentricidad al girar debido a la imperfección geométrica. Dicha excentricidad no solo genera tensiones dentro del rodete sino en los elementos de sujeción de dicho rodete como pueden ser el eje en el cual este montado o los cojinetes o rodamientos de apoyo. Dichas excentricidades generan cargas de naturaleza sinusoidal al proyectarse en las distintas direcciones cartesianas. Las cargas pulsantes causan problemas relacionados con la fatiga en los materiales por lo que deben ser atendidas adecuadamente.

$$F(t) = m_{rod} d_{ex} \omega_{rod}^2 * \sin(\omega_{rod} t) \quad Ec 3.96$$

Donde:

- m_{rod} : Masa total del elemento giratorio en este caso el rodete.
- d_{ex} : Excentricidad. Distancia del centro de giro al centro de masas real.
- ω_{rod} : Pulsación angular del rodete

Dado que se trata de un prediseño y no se dispone de datos relativos a la excentricidad no se tendrá en cuenta en los cálculos del diseño, aunque si conceptualmente.

3.5 DIMENSIONAMIENTO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

3.5.1 Introducción teórica al diseño

Una vez que se han obtenido los rangos de temperaturas en los cuales se intercambia calor y dichas potencias se debe proceder al dimensionado de los intercambiadores de calor. El primer paso del dimensionado es escoger el tipo de intercambiador más apropiado en cada caso. En la instalación se emplearán dos tipos de intercambiadores: los PCHE y de carcasa y tubos. Los de carcasa y tubos se emplearán únicamente en los intercambiadores de sales fundidas y el condensador del ciclo ORC y PCHE en el resto. Las sales fundidas irán por la carcasa de los intercambiadores debido a que por su naturaleza podrían producir taponamientos en los tubos del intercambiador.

Los parámetros de diseño serán el número de tubos o canales y la pérdida de carga admisible. La longitud del intercambiador está relacionada con el pinch point o acercamiento, es decir, a mayor acercamiento el intercambiador será inevitablemente más largo ya que existe menor gradiente térmico medio. Por otro lado, el ancho o sección está relacionada con el flujo másico que lo atraviesa. A mayor flujo másico requerirá de mayor sección para sufrir la misma pérdida de carga.

La manera elegida para obtener las dimensiones de los PCHE se basa en crear un modelo discretizado. Se dividirá el intercambiador en “N” elementos en los cuales se intercambie una misma cantidad de potencia térmica y se calculará la longitud necesaria de cada elemento y la pérdida de carga que se da en cada uno. Por tanto, la longitud total será la suma de todas las longitudes de los tramos y la pérdida de carga de todos los tramos no deberá superar un límite de diseño. Cada elemento discreto se encuentra entre dos temperaturas calientes y dos frías que se pueden calcular conocido el calor intercambiado como se muestra en la Figura 3-16. Por ello todas las propiedades del fluido (densidad, conductividad, número de Prandtl, ...) se evaluarán a la temperatura media del elemento.

$$T_{c_{med}} = \frac{T_{c_i} + T_{c_{i+1}}}{2} \quad Ec 3.97$$

$$\Delta\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_{TOT}}{N} \quad Ec 3.98$$

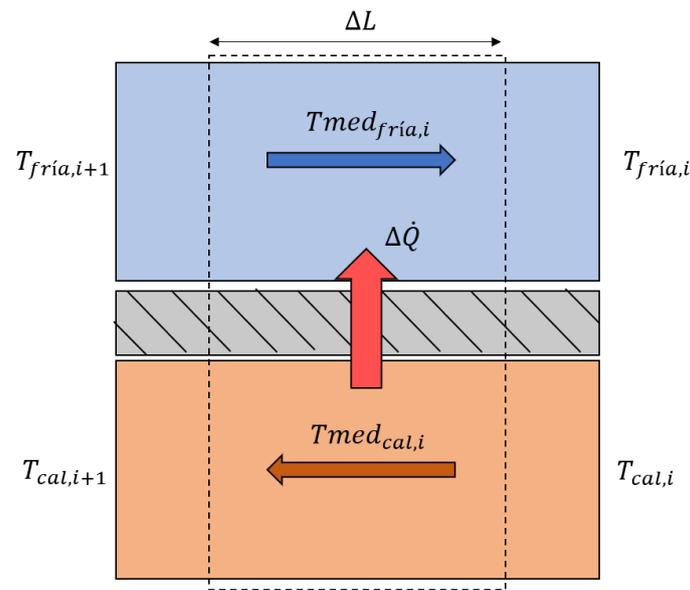


Figura 3-16. Elemento discretizado de un intercambiador de calor. Fuente: elaboración propia

Como se puede apreciar en la Figura 3-16 la transferencia de calor se dará entre dos corrientes que discurren en direcciones opuestas. Los mecanismos de intercambio de calor serán en primer lugar convección desde el flujo de fluido caliente hasta la pared. Posteriormente estará seguido de conducción a través del material de separación que en todos casos se aplicará la conductividad del acero inoxidable SS316L y por último una segunda convección desde la zona fría de la pared hasta la corriente fría. Al darse estos tres mecanismos de transferencia en serie resulta sencillo aplicar un modelo de resistencias térmicas equivalente, que permite pasar al coeficiente global de transferencia de calor. Dicho esquema se aprecia en la Figura 3-17.

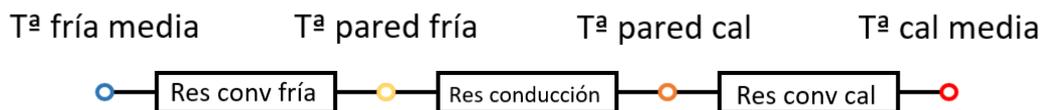


Figura 3-17. Modelado por resistencias térmicas. Fuente: elaboración propia

Aplicado al modelo de elemento discreto adquiere la siguiente expresión en la cual el índice “i” alude a las distintas discretizaciones:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{H_{cal,i}} + \frac{1}{H_{frio,i}} + \frac{t}{K}} \quad Ec 3.99$$

En dicha expresión los términos “H” hacen referencia a los coeficientes de convección calculados para el flujo frío y caliente y por tanto son los términos asociados a las

resistencias de convección. Por otro lado, el último término es el relacionado con la resistencia de conducción dependiendo del espesor “t” y de la conductividad del material “K”.

3.5.2 Diseño de los intercambiadores PCHE

Como se puede apreciar en la Figura 3-18 los canales del intercambiador PCHE como consecuencia de su proceso de fabricación tienen una forma que se acerca a un canal semicircular. Las dimensiones y parámetros geométricos utilizados se pueden observar también en la Figura 3-18.

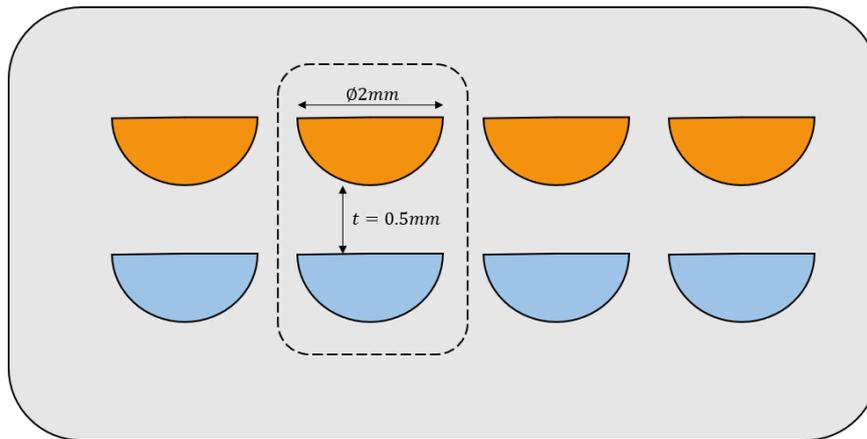


Figura 3-18. Modelo geométrico de un intercambiador PCHE.

El diámetro hidráulico es un parámetro empleado en mecánica de fluidos aplicada a conductos no circulares como es el caso de este tipo de intercambiador. El diámetro hidráulico se emplea de forma análoga a el diámetro de un conducto circular tiene la siguiente expresión.

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad \text{Ec 3.100}$$

Expresión en la cual aparecen el área de la sección transversal del conducto y el perímetro mojado, es decir, que está en contacto con el fluido.

Para calcular los coeficientes de convección de las corrientes se debe empezar calculando el coeficiente de fricción de Darcy. La manera escogida para calcular los coeficientes de fricción en el PCHE es según indica Dostal en su tesis doctoral del MIT [17] (Tesis que revivió los ciclos de CO₂ supercrítico), que ofrece distintos casos en función del valor de la rugosidad relativa y el número de Reynolds obtenido. Para el cálculo de los números de Nusselt se empleará la expresión de Gnielinsky que es comúnmente empleada para el cálculo de dicho número adimensional en ductos en función del Prandtl y el coeficiente de fricción obteniendo por tanto mayor precisión.

$$Nu_{Dh} = \frac{\frac{f}{8} (Re_{Dh} - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left((Pr)^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad \text{Ec 3.101}$$

Posteriormente se aplica la definición del número de Nusselt y por tanto se calcula el coeficiente de convección de dicha corriente.

$$H_{cal,i} = \frac{Nu_{cal,i} K_{cal,i}}{D_{hidcal}} \quad Ec 3.102$$

Una vez obtenido el valor del coeficiente de transferencia de dicho elemento se puede calcular su longitud con el gradiente de temperaturas entre las dos corrientes.

$$L_i = \frac{\Delta \dot{Q}}{U_i * (\pi r + d) * (T_{c_{med}} - T_{f_{med}})} \quad Ec 3.103$$

Para calcular la pérdida de carga se realizará un proceso análogo al prediseño de tuberías. Entendiendo que el flujo se divide en los "n" tubos del intercambiador. Sin embargo, el número de Reynolds se calculará en función del diámetro hidráulico y el coeficiente de fricción de Darcy será el empleado en la expresión de Gnielinsky.

En el caso de los intercambiadores PCHE de forma comercial se adquieren en módulos. Tal y como se puede apreciar en la Figura 3-19 cada módulo tiene una dimensión preestablecida de sección la cual es cuadrada de lado 600 mm y longitud variable a especificar, siempre menor de 1500 mm. Cada módulo puede contener un máximo de 96.000 canalizaciones o tubos estando la mitad asignadas a la corriente fría y la otra a la caliente. Para calcular entonces la dimensión del intercambiador se pueden emplear las siguientes expresiones:

$$n_{modules} = \frac{2N}{96000} \quad Ec 3.104$$

$$A_{frontal} = 0.6^2 n_{modules} \quad Ec 3.105$$

$$D = 0.6 n_{modules} \quad Ec 3.106$$

$$H = A_{frontal} L \quad Ec 3.107$$

Donde:

- D : ancho total del intercambiador.
- V : volumen total de los módulos del intercambiador.



Figura 3-19. Esquema de las dimensiones de un intercambiador PCHE.

3.5.3 Diseño de los intercambiadores de carcasa y tubos

A la hora de modelar el intercambiador de carcasa y tubos es importante definir en un principio la disposición que tendrá la matriz de tubos. Las disposiciones más comunes y simples son las mostradas en la Figura 3-20. Existiendo una disposición en cuadrados y en triángulos.

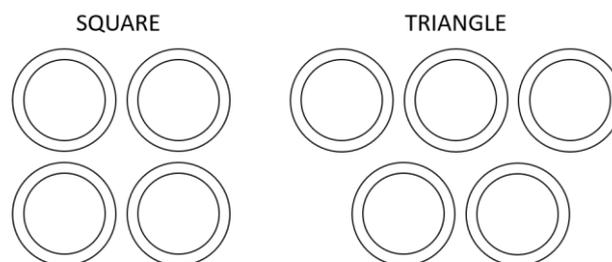


Figura 3-20. Disposiciones de los tubos en un intercambiador de carcasa y tubos. Fuente: elaboración propia.

Las dimensiones del intercambiador se pueden estimar a partir de suponer una matriz cuadrada de tubos. El número de tubos por cada lado será la raíz cuadrada del número total de tubos. Conociendo la separación de los tubos o pitch (10mm) se calculará la longitud del lado y su anchura que será la misma al ser un cuadrado. Para calcular el diámetro de la carcasa se puede multiplicar la diagonal de la matriz de tubos por un coeficiente.

$$H = W = \sqrt{N_t} * pitch \quad Ec 3.108$$

$$D_s = 1.1 * \sqrt{H^2 + W^2} \quad Ec 3.109$$

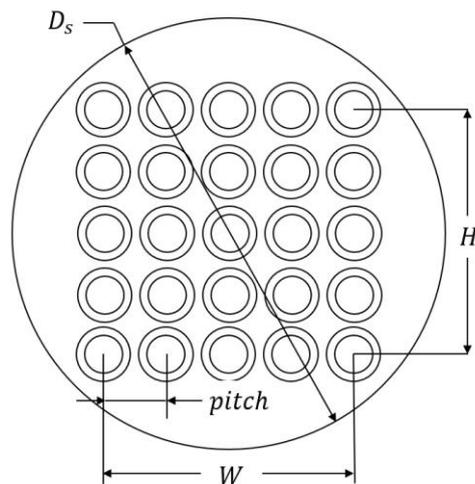


Figura 3-21. Dimensiones de un intercambiador de carcasa y tubos. Fuente: elaboración propia.

Para obtener el coeficiente de transferencia por convección en este tipo de intercambiador se debe hacer de forma distinta. Es necesario calcular la transferencia desde todo el conjunto de los tubos a la corriente de la carcasa por la cual se encuentran rodeados. Para ello resulta conveniente emplear una función integrada en el programa EES que esta preprogramada para dicha cuestión. Dicha función es conocida como “Tube_Bundle” (EES) que devuelve el coeficiente de convección además de la pérdida de carga del fluido que pasa por la carcasa. Como parámetros de entrada se especifican el tipo de disposición geométrica de los tubos además de su pitch, la temperatura y presión del fluido en dicho punto o el flujo másico entre otras cosas.

La función “PipeFlow” (EES) según su descripción devuelve el coeficiente de transferencia de calor suponiendo que el flujo de calor es constante en la pared del ducto lo cual se acerca a la realidad si las corrientes se mantienen razonablemente paralelas o si se discretizan los tramos en el cálculo. Por otro lado, también devuelve la pérdida de carga de dicho fluido.

El empleo de las funciones antes mencionadas se puede realizar directamente al intercambiador completo o a cada discretización. El resultado será similar entre ambas si las variaciones del calor específico no son significativas, lo que ocurre en las temperaturas de trabajo de las sales.

En el caso del intercambiador condensador del ORC al darse un cambio de fase en el refrigerante R290 se debe dividir el código en dos etapas. La primera etapa será de desrecalentamiento pasando de vapor sobrecalentado a vapor saturado y la segunda de condensación de dicho vapor a líquido subenfriado.

3.6 ESTUDIO ECONÓMICO

Como en todo proyecto industrial se requiere hacer un estudio económico sobre la inversión en la planta. De esta manera se puede evaluar la viabilidad de esta en comparación con otras alternativas. El funcionamiento económico de la planta diseñada consistirá en el almacenamiento de energía eléctrica adquiriéndola en los periodos más baratos del día y posteriormente descargando dicha energía en un periodo de mayor precio. De otro modo, se adquiere electricidad cuando existe una baja demanda y se vende cuando la demanda es mayor.

Para determinar la inversión se ha asumido un coste unitario de cada ciclo de 3500 €/kW, acorde con ciclos similares [18]. El Sandia National Laboratory (SNL) realizó un informe en el cual analizaba la inversión necesaria para un ciclo Brayton S-CO₂ de 10 MWe. En dicho informe se estimó el coste total de equipamiento (PEC) en 16 M\$. Dicho coste de equipamiento incluye el precio de los elementos principales de la instalación como pueden ser los distintos intercambiadores de calor y las turbomáquinas. Para contabilizar el resto de los costes relacionados con la instalación como pueden ser el sistema de tuberías, las distintas instrumentaciones y equipamiento eléctrico es preciso aplicar un factor de 2,18. Finalmente se obtiene un coste total o ONSC (On Site Costs) de 35 M\$. Si se divide el resultado anterior entre los 10 MWe de potencia neta de la instalación se obtienen los 3500 €/kW. La inversión inicial será por tanto el producto de dicho coste por la potencia de cada ciclo. En el caso de la bomba se empleará como potencia representativa la del compresor (1353 kW) mientras que en el ciclo Brayton S-CO₂ y el ORC se emplearán sus potencias netas, 597,7 kW y 80,16 kW respectivamente.

Una vez calculado el capital requerido para la inversión inicial en equipos e infraestructura se calcula la amortización o CAPEX (Capital Expenditure). El CAPEX se puede definir como el coste del capital obtenido para la financiación del proyecto. Para este estudio se partirá de un wacc (weighted average capital cost) o tasa de descuento $i = 7.5\%$ y una vida útil del proyecto de 25 años. Una vez definidos dichos parámetros es posible calcular el CAPEX. En aplicaciones de generación eléctrica, el CAPEX (componente del LCOE) se suele dividir por la producción energética de un año. Sin embargo, en aplicaciones de almacenamiento es común expresar el CAPEX en términos de €/kW-año, es decir, tal como resulta de la ecuación anterior empleando la inversión específica en lugar de la absoluta [19].

$$fa = \frac{i * (i + 1)^N}{(i + 1)^N - 1} \quad \text{Ec 3.110}$$

$$CAPEX = INV * fa \quad \text{Ec 3.111}$$

Calculado el coste de la inversión inicial se deben considerar los distintos gastos que tendrán lugar durante la operación de la planta en su vida útil. Los costes a estudio estarán asociados al mantenimiento de las instalaciones y el coste de compra de la electricidad. En lo relativo al coste de mantenimiento se considerará de un total de 5 €/MWh y una tasa nominal de incremento anual del 5%. Para el coste de la electricidad se partirá de un coste de subasta de renovables de 25 €/MWh y un incremento nominal también del 5% anual.

Para el estudio económico, dado que los costes varían con los años, resulta útil relacionarlos con un coste equivalente al año 0 del proyecto. Por otro lado, si además se aplica la tasa de descuento, se obtendría un valor que representaría la cantidad de dinero necesaria en el año 0 para introduciéndola en un fondo a interés “i” (la tasa de descuento) poder hacerse cargo de los distintos gastos de operación.

$$k_x = \frac{1 + r_x}{1 + i} \quad \text{Ec 3.112}$$

La “ k_x ” es un cociente que relaciona el encarecimiento anual de un gasto con la tasa de interés del estudio.

$$C_x = \sum_{j=1}^N k_x^j = C_{x,0} * \frac{k_x * (1 - k_x^N)}{1 - k_x} \quad \text{Ec 3.113}$$

$$f_{\Sigma,x} = \frac{k_x * (1 - k_x^N)}{1 - k_x} \quad \text{Ec 3.114}$$

El factor anterior posibilita obtener el coste actual total del gasto “X”.

$$C_x = C_{x,0} * f_{\Sigma,x} \quad \text{Ec 3.115}$$

Se puede calcular el coste normalizado del gasto “X”.

$$C_{Nx} = C_{x,0} * f_{\Sigma,x} * fa \quad \text{Ec 3.116}$$

Por último, el coste normalizado específico de almacenamiento o LCOS (Levelised cost of Storage) resulta de dividir el coste normalizado por las unidades producidas y sumarlo al coste de capital. En esta ocasión sí se expresa el CAPEX en términos relativos a la

energía producida. En el caso de una planta de generación la unidad de producción son los MWh de la planta.

$$LCOS = \frac{CAPEX + C_{Nx}}{P} = \frac{INV * fa + C_{x,0} * f_{\Sigma,x} * fa}{P} \quad Ec 3.117$$

4 RESULTADOS

4.1 RESULTADOS DE LA BOMBA DE CALOR

Tras el diseño de la bomba de calor los resultados obtenidos se muestran a continuación.

Tabla 1. Resultados flujos máxicos bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

| Flujos máxicos (kg/s) | | | |
|-----------------------|----------------|----------------|----------------|
| CO ₂ | Calor residual | Sales Fundidas | Aceite Térmico |
| 6,885 | 7,814 | 5,276 | 7,814 |

Tabla 2. Resultados potencias bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

| Potencias Intercambiadas (kW) | | | | |
|-------------------------------|-------------|--------------|-------|--------|
| Calor residual | Calor Sales | Calor Aceite | Calor | P Comp |
| 1000 | 1442 | 911,1 | 3453 | 1353 |

Tabla 3. Resultados pinch points bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

| Pinch Points Intercambiadores(°C) | | | |
|-----------------------------------|----------|----------|-----|
| GH | GCHT(MS) | GCLT(TO) | REC |
| 5 | 9,2 | 4,5 | 5 |

Finalmente, con los resultados obtenidos se puede calcular el COP de la siguiente manera:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GCLT} + \dot{Q}_{GCHT}}{W_c} \quad Ec 4.1$$

$$COP = \frac{1442 + 911,1}{1353} = 1,739 \quad Ec 4.2$$

4.1.1 Diagramas del ciclo

A continuación, se muestran los diagramas representativos del diseño del ciclo de la bomba de calor.

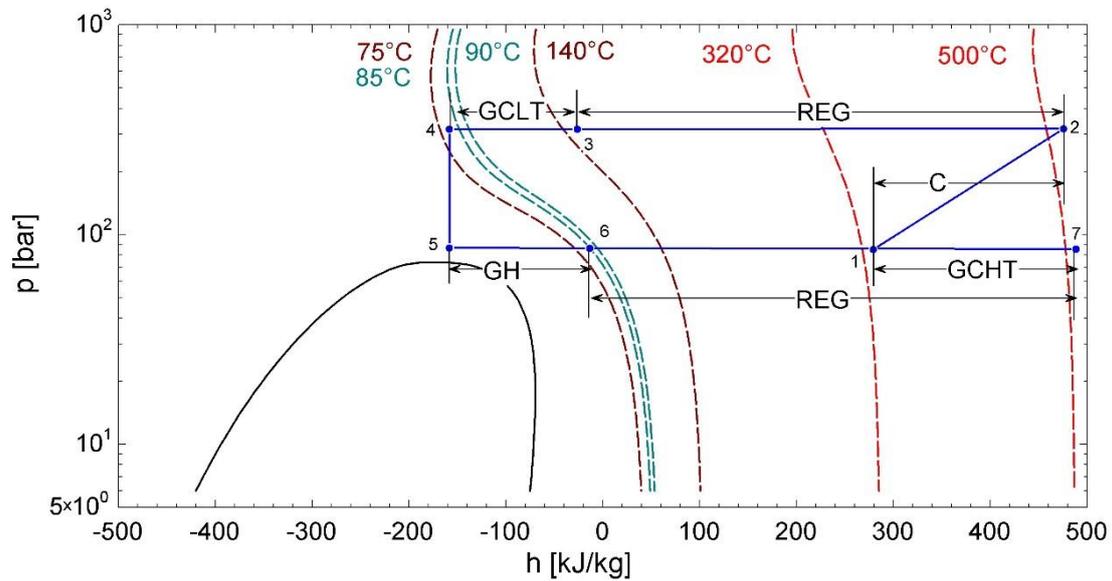


Figura 4-1. Diagrama P-H Bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 4-1 se puede observar claramente las dos regiones isobáricas del ciclo, la de alta y baja. Es característico de este ciclo el punto 7. Dicha característica es resultado de implementar el intercambiador de sales en la región de baja presión del ciclo.

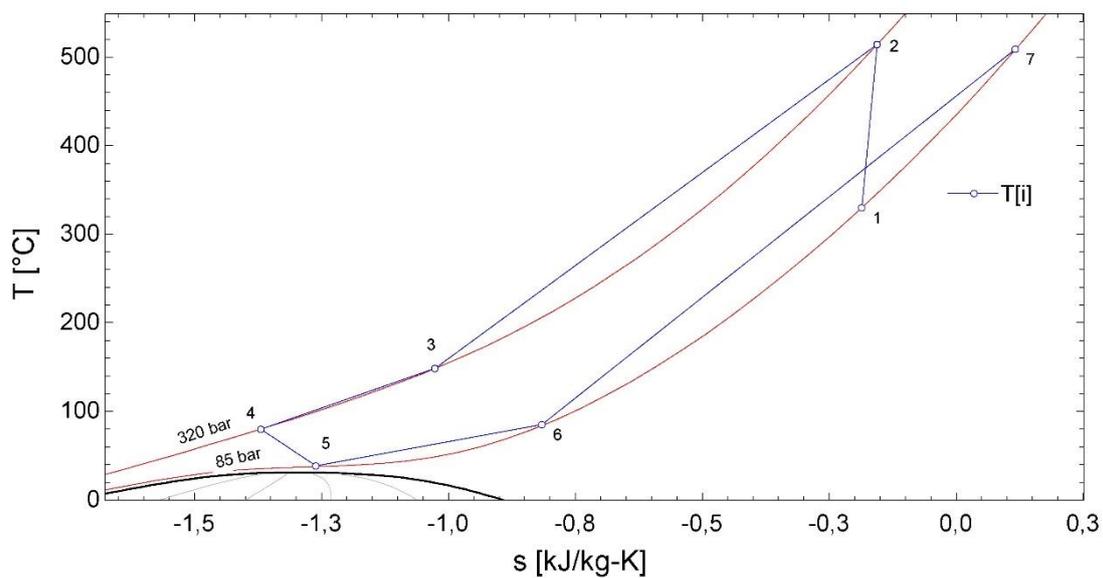


Figura 4-2. Diagrama T-s Bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

La Figura 4-2 corrobora que en todo momento el dióxido de carbono trabaja en la zona supercrítica, es decir, a presión y temperatura mayores que las del punto crítico. Del mismo modo que en la figura previa el punto 7 es característico al absorber calor a baja presión de 6 a 7 y después cederlo llegando a 1, es decir, reduciendo su entropía.

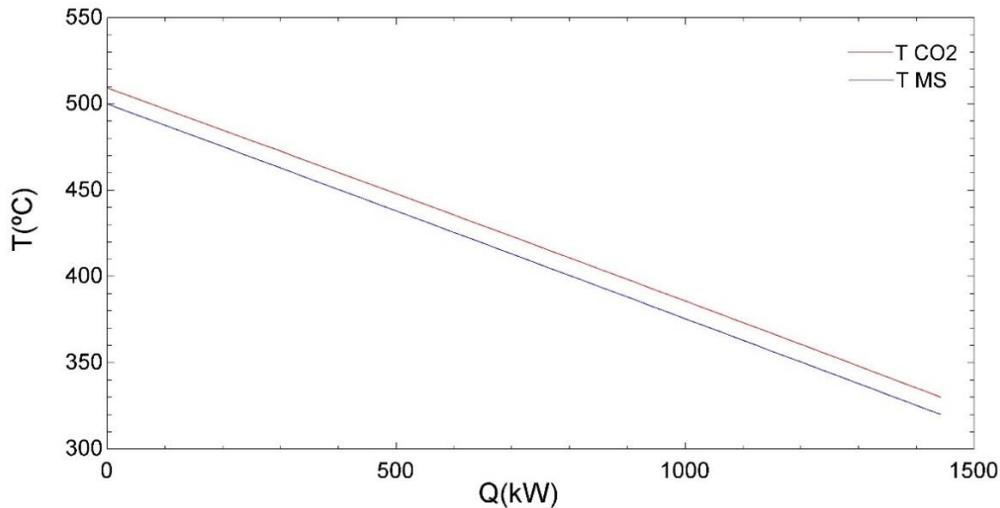


Figura 4-3. Diagrama T-Q GCHT (Bomba de calor). Fuente: elaboración propia.

La Figura 4-3 nos muestra el diagrama TQ del Gas Cooler de alta temperatura. Siendo el fluido caliente el CO₂ y el frío las sales térmicas. Como se puede observar las dos curvas se acercan a dos rectas lo que indica que el “Cp” es constante en ambos fluidos permitiendo un acercamiento muy pequeño y constante durante toda la transferencia y por tanto aumentando el rendimiento del ciclo.

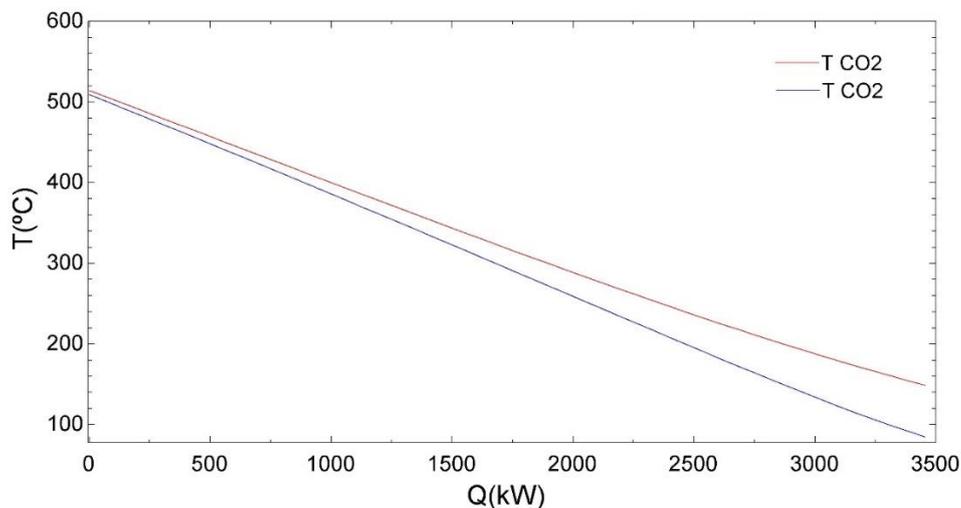


Figura 4-4. Diagrama T-Q REG (Bomba de calor). Fuente: elaboración propia.

Al contrario que en el diagrama previo en la Figura 4-4 se observa cómo se pierde linealidad al alcanzar temperaturas más bajas. Representa el diagrama TQ del regenerador por lo que ambas corrientes son de CO₂. Esto provoca que, para conseguir un buen rendimiento, es decir, que las líneas estén lo más próximas posibles se fuerce a tener un pitch point muy pequeño a alta temperatura.

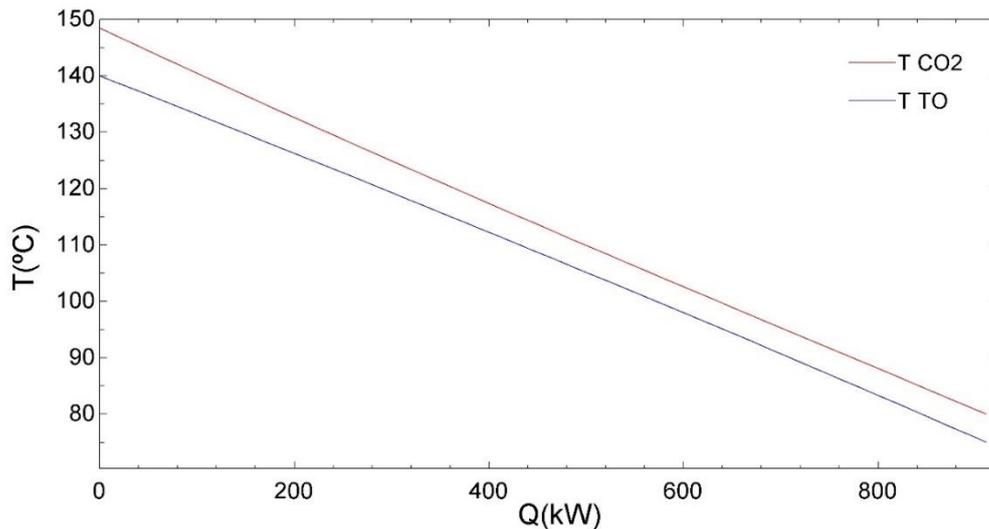


Figura 4-5. Diagrama TQ GCLT (Bomba de calor). Fuente: elaboración propia.

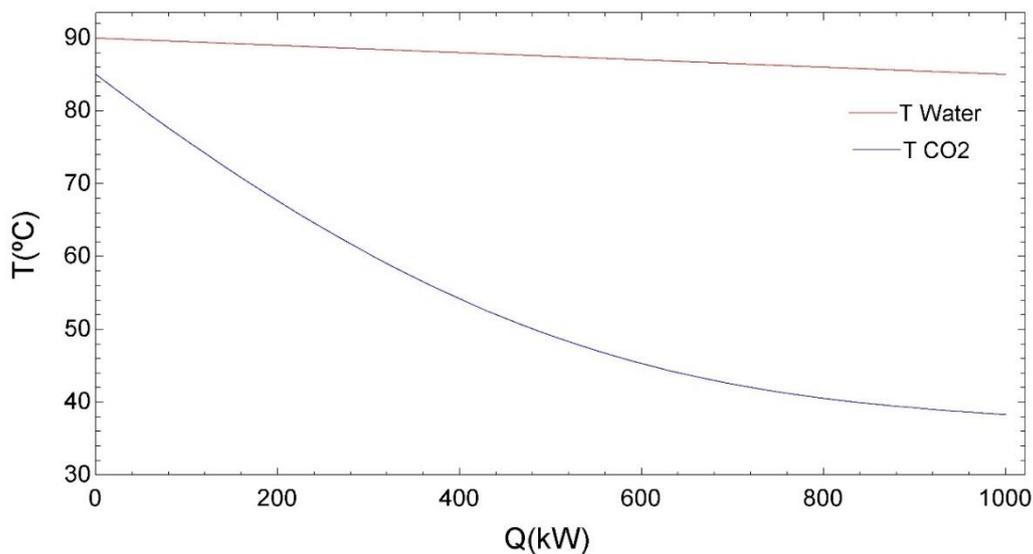


Figura 4-6. Diagrama T-Q GH (Bomba de calor). Fuente: elaboración propia.

La Figura 4-6 muestra el diagrama TQ del intercambiador de calor residual. Por tanto, el fluido caliente es la corriente de aporte de dicho calor que en este caso es agua de refrigeración mientras que el frío es el CO₂.

4.2 RESULTADOS DEL CICLO BRAYTON DE RECOMPRESIÓN

Tras haber convergido las ecuaciones de diseño del ciclo los resultados obtenidos fueron los siguientes.

Tabla 4. Resultados flujos máscicos ciclo Brayton. Fuente: elaboración propia.

| Flujos máscicos (kg/s) | | | |
|------------------------|----------------|----------------|----------------|
| CO ₂ | Calor residual | Sales Fundidas | Aceite Térmico |
| 6,772 | 54,67 | 5,227 | 5,517 |

Se obtuvieron los flujos máscicos que se observan en la Tabla 4. Además, en la bifurcación del flujo máscico resultó una proporción “alpha” del 63,94%.

Tabla 5. Resultados potencias ciclo Brayton. Fuente: elaboración propia.

| Potencias Térmicas Intercambiadas (kWt) | | | | | Potencia (kW) | |
|---|----------|----------|------|-------|---------------|---------|
| GC | GHHT(MS) | GHLT(TO) | HTR | LTR | Compresor | Turbina |
| 1140 | 1442 | 295.6 | 2738 | 636,5 | 183.7 | 781,2 |

En lo relativo a las potencias del ciclo se puede apreciar cómo la potencia en el intercambiador del aceite térmico(295,6kW) resulta ser inferior a la potencia entregada en primera instancia por el ciclo de carga (911,1kW). Por esta razón, tras la descarga de este ciclo existirá un excedente en la energía almacenada en el aceite. La potencia neta del ciclo resulta ser de 600 kW.

Tabla 6. Resultados pinch points ciclo Brayton. Fuente: elaboración propia.

| Pinch Points Intercambiadores de calor (°C) | | | | |
|---|----------|----------|-----|-----|
| GC | GHHT(MS) | GHLT(TO) | HTR | LTR |
| 10,1 | 7,2 | 5,5 | 10 | 3,9 |

El rendimiento del ciclo de Brayton se puede calcular a partir de la siguiente expresión, dividiendo la potencia neta producida entre la suma de los calores de ambos focos térmicos.

$$\eta_B = \frac{\dot{W}_{T\ CB} - \dot{W}_{C\ CB}}{\dot{Q}_{GHHT} + \dot{Q}_{GHLT}} \quad Ec\ 4.3$$

$$\eta_B = \frac{781,2 - 183,7}{1442 + 295,6} = 34,38\% \quad Ec\ 4.4$$

4.2.1 Diagramas del ciclo

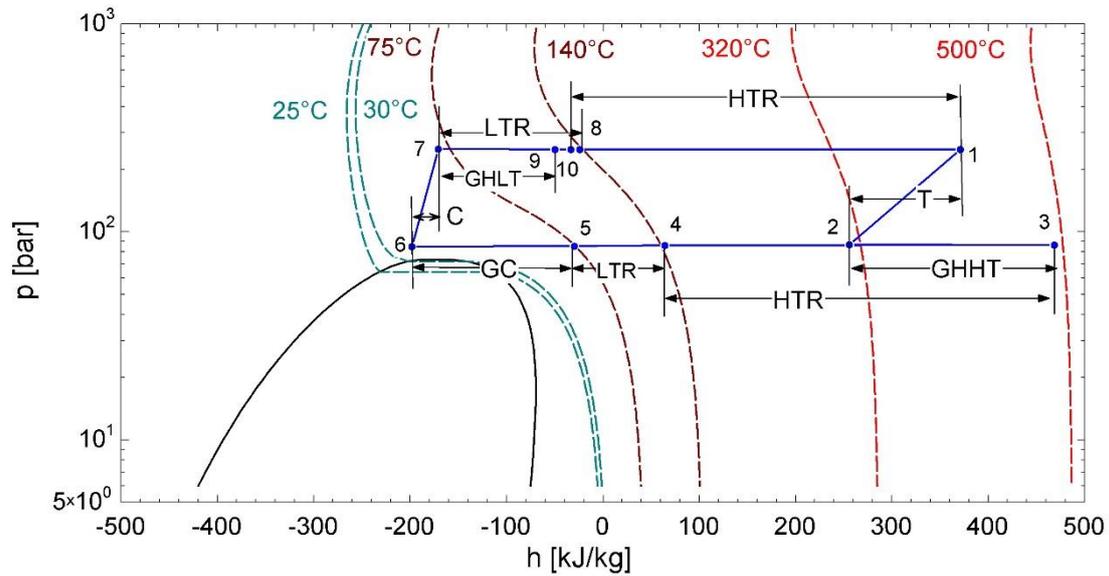


Figura 4-7. Diagrama P-H del ciclo Brayton. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 4-7 hay que recordar que los puntos 8 y 9 pertenecen a dos líneas distintas, es decir, con dos flujos másicos distintos que posteriormente se vuelven a mezclar dando lugar al punto 10.

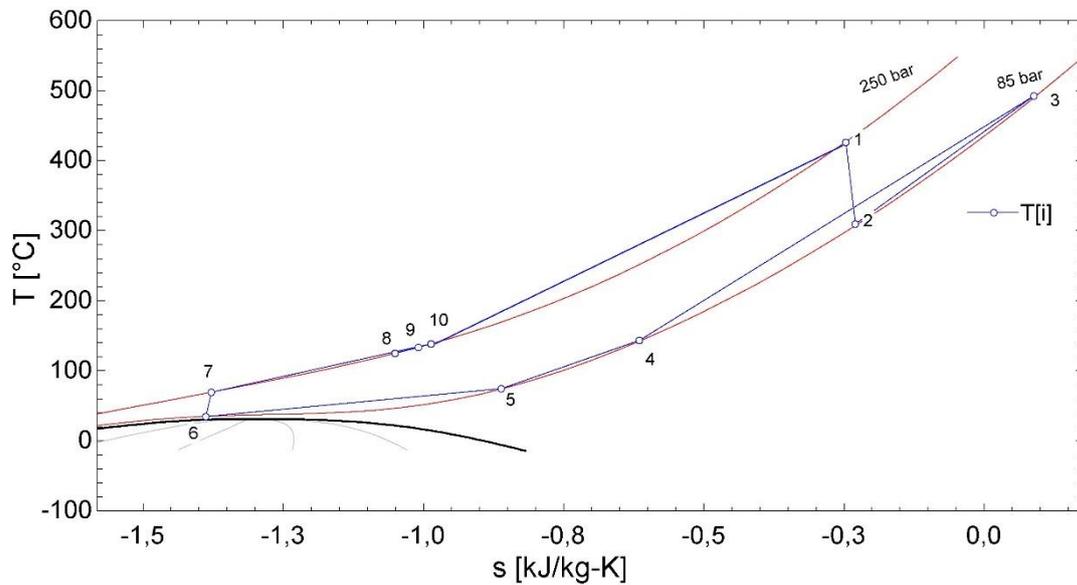


Figura 4-8. Diagrama T-s del ciclo Brayton. Fuente: elaboración propia.

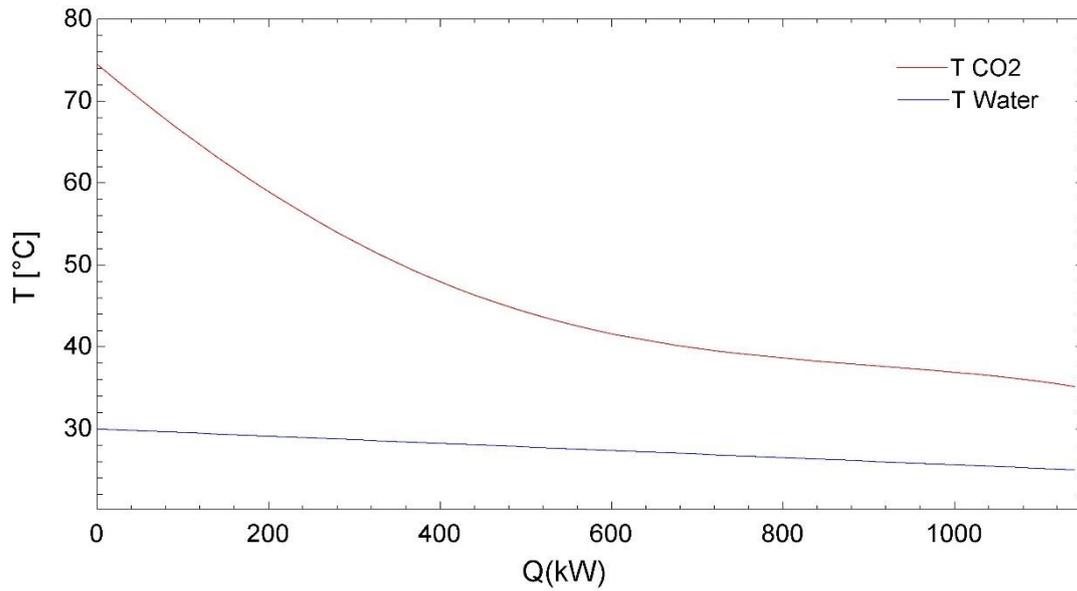


Figura 4-9. Diagrama T-Q GC (Ciclo Brayton). Fuente: elaboración propia.

La Figura 4-9 muestra el diagrama del intercambiador de enfriamiento del CO₂ con agua. Del mismo modo que sucedía con el GH de la bomba de calor el dióxido de carbono muestra una gran variación de su “Cp” a baja temperatura mientras que el agua se comporta razonablemente lineal.

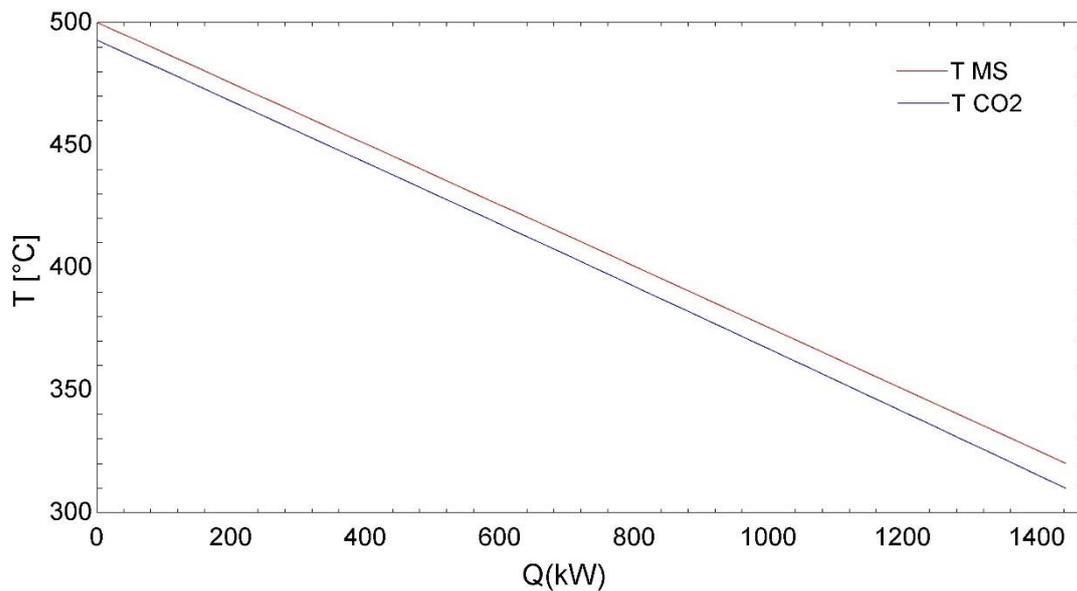


Figura 4-10. Diagrama T-Q GHHT (Ciclo Brayton). Fuente: elaboración propia.

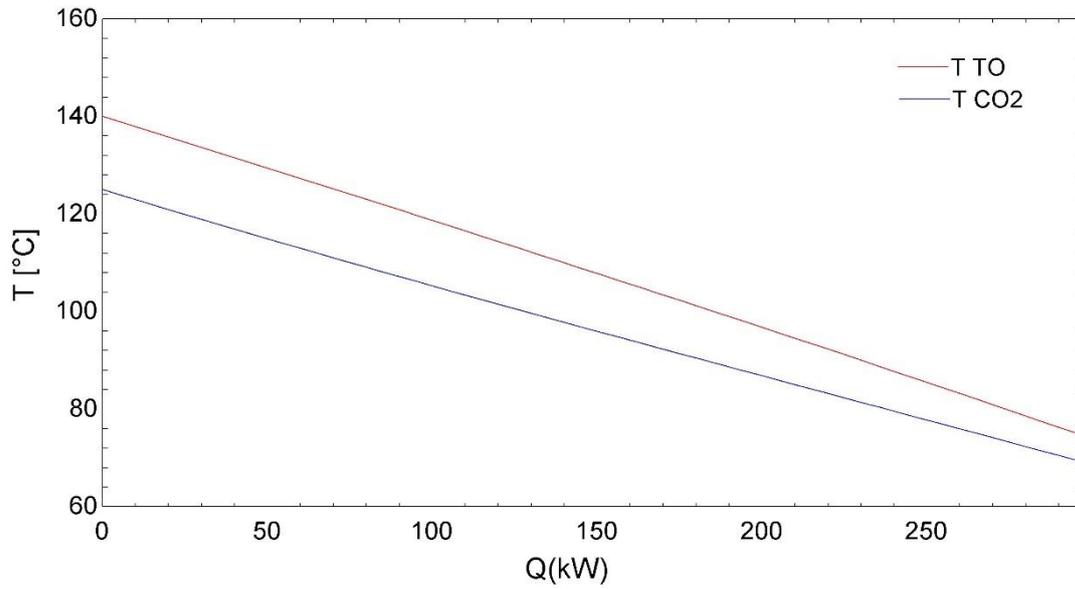


Figura 4-11. Diagrama T-Q GHLT (Ciclo Brayton). Fuente: elaboración propia.

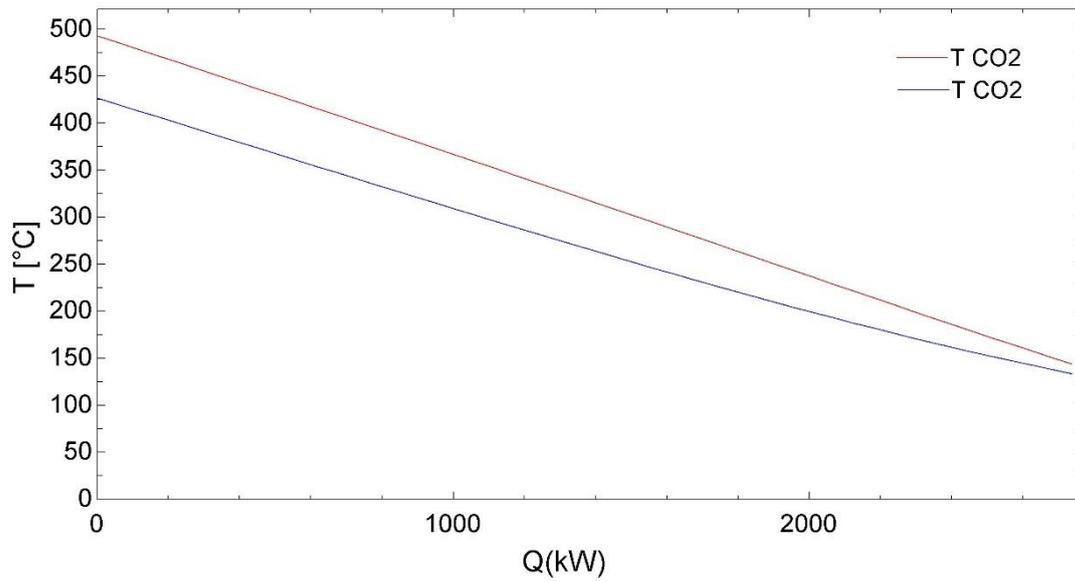


Figura 4-12. Diagrama T-Q HTR (Ciclo Brayton). Fuente: elaboración propia.

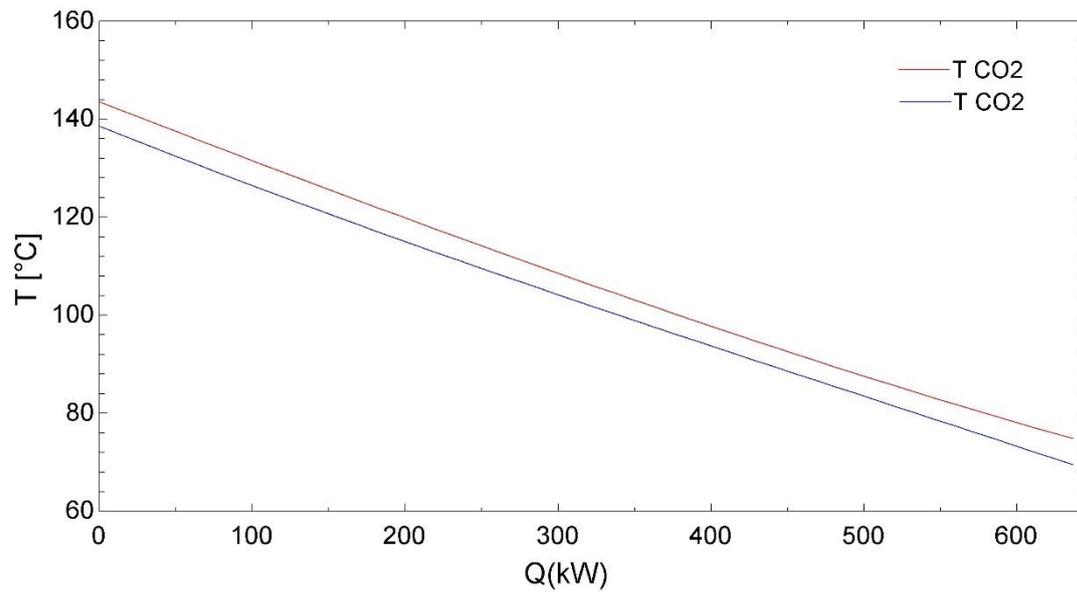


Figura 4-13. Diagrama T-Q LTR (Ciclo Brayton). Fuente: elaboración propia.

4.3 RESULTADOS DEL ORC

A continuación, se presentan los distintos resultados obtenidos del diseño del ciclo ORC.

Tabla 7. Resultados flujos máscicos del ORC. Fuente: elaboración propia.

| Flujos máscicos (kg/s) | | |
|------------------------|-------|--------|
| R290 | Agua | Aceite |
| 1,596 | 25,62 | 5.277 |

Tabla 8. Resultados potencias del ORC. Fuente: elaboración propia.

| Potencias Intercambiadas (kW) | | | | |
|-------------------------------|-------|-------|-------|---------|
| GH | REG | COND | Bomba | Turbina |
| 615,5 | 68,46 | 535,3 | 13,12 | 93,28 |

Tabla 9. Resultados pinch points del ORC. Fuente: elaboración propia.

| Pinch Points (°C) | | |
|-------------------|------|------|
| GH | REG | COND |
| 5,77 | 5,72 | 5 |

El rendimiento del ciclo ORC se puede calcular dividiendo la potencia neta del ciclo por el calor obtenido del aceite térmico.

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{T ORC} - \dot{W}_{C ORC}}{\dot{Q}_{GH}} \quad Ec 4.5$$

$$\eta_{ORC} = \frac{93.12 - 13.12}{615,5} = 13\% \quad Ec 4.6$$

El rendimiento es bajo debido a la poca temperatura disponible del foco caliente. Sin embargo, dado que esa energía no se habría podido descargar de otra manera mejora el rendimiento global de la instalación.

4.3.1 Diagramas del ciclo

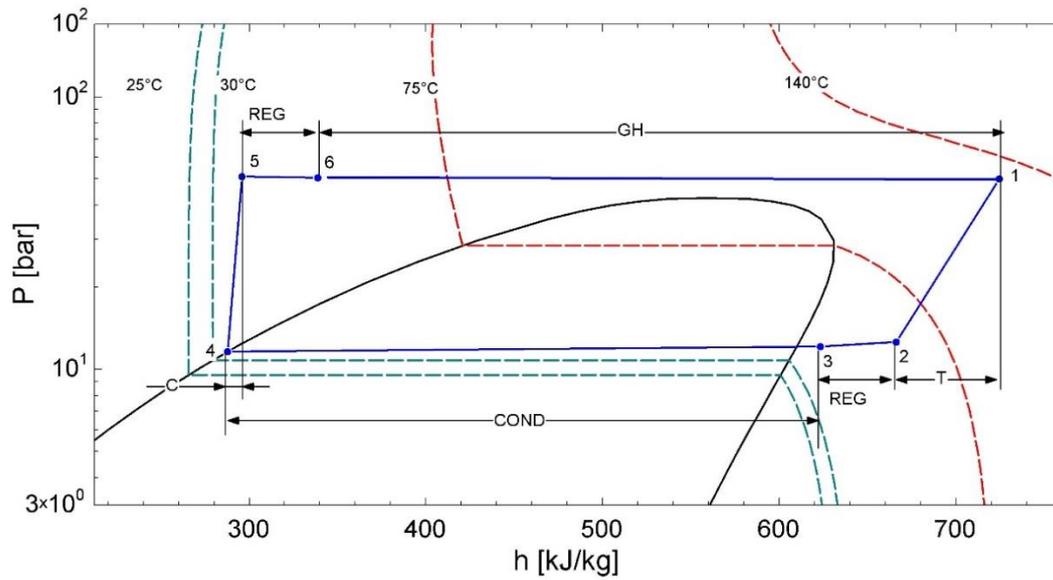


Figura 4-14. Diagrama P-H del ORC. Fuente: elaboración propia.

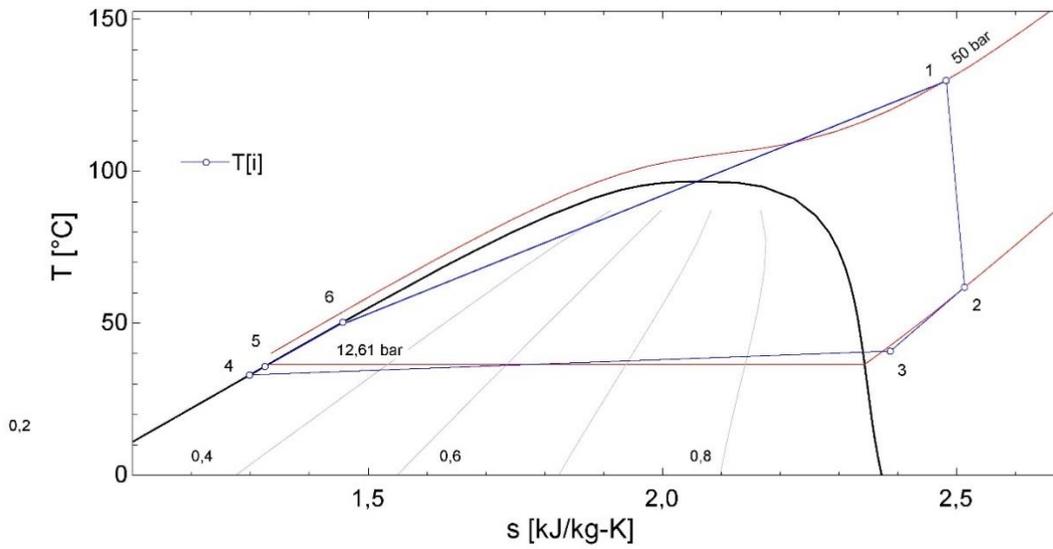


Figura 4-15. Diagrama T-s del ORC. Fuente: elaboración propia.

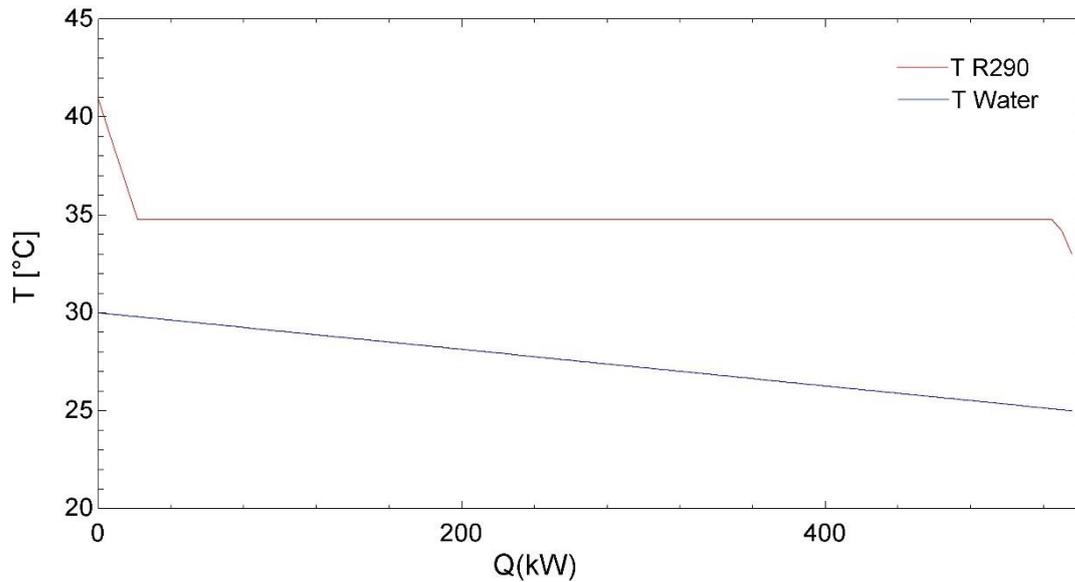


Figura 4-16. Diagrama T-Q Cond (ORC). Fuente: elaboración propia.

El diagrama TQ de la Figura 4-16 es el único que presenta un comportamiento de intercambio de calor isoterma. Se debe a que el propano R290 pasa de vapor sobrecalentado a estado líquido. La etapa de temperatura constante está relacionada con su cambio de fase. Como se puede apreciar en la Figura 4-15 el punto 3 está fuera de la campana por lo que primero se debe dar un desrecalentamiento (primera parte de la curva roja oblicua) seguido de la condensación (recta horizontal) posteriormente el R290 ya en estado líquido se enfría bajando todavía más su temperatura.

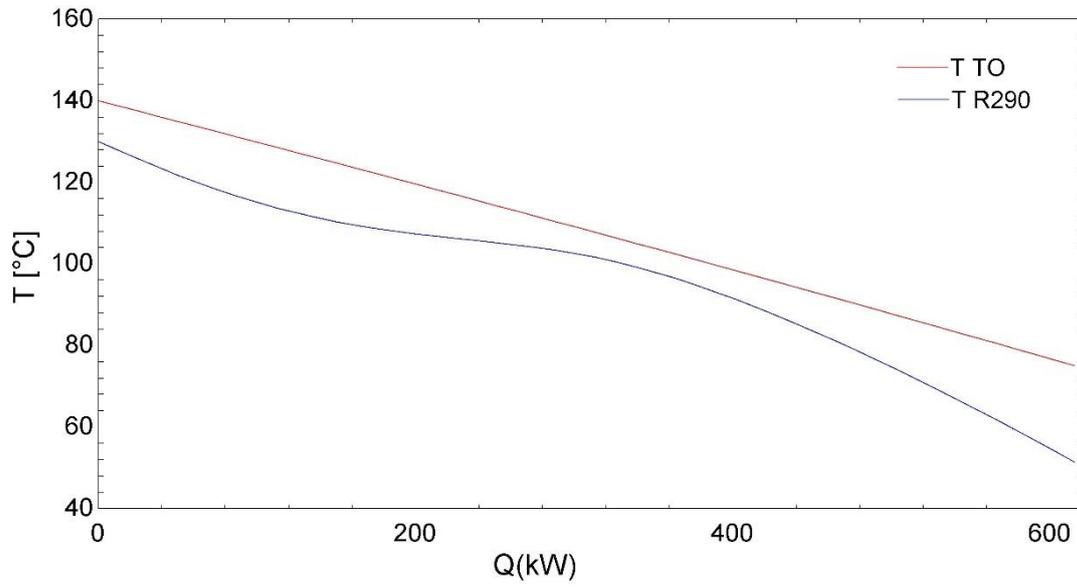


Figura 4-17. Diagrama T-Q GH (ORC). Fuente: elaboración propia.

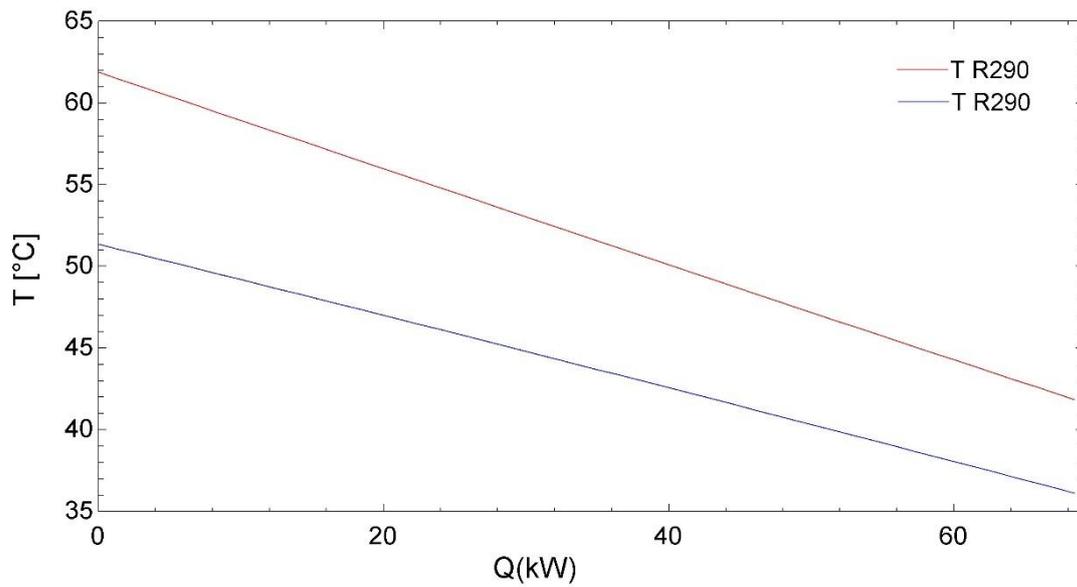


Figura 4-18. Diagrama T-Q REG (ORC). Fuente: elaboración propia.

4.4 RESULTADOS DE LA INSTALACIÓN

Finalmente, si se juntan las potencias de todos los ciclos resulta una potencia neta de descarga de la instalación de 676,5 kW. Esta potencia resulta de la suma de las potencias netas del ciclo de descarga y del ORC.

Con las potencias obtenidas en los distintos ciclos se puede obtener el rendimiento global (round-trip efficiency) de toda la instalación. El rendimiento, por tanto, viene dado por la relación entre el trabajo neto obtenido en los ciclos de descarga frente al consumido por el compresor de la bomba de calor.

$$\eta_{Total} = \frac{\dot{W}_{T CB} - \dot{W}_{C CB} + \dot{W}_{T ORC} - \dot{W}_{C CB}}{\dot{W}_{C BC}} \quad Ec 4.7$$

$$\eta_{Total} = \frac{781.2 + 93.12 - 183.7 - 13.12}{1353} = 50\% \quad Ec 4.8$$

Se puede realizar dicho cálculo debido a que los ciclos se han dimensionado para que la velocidad de carga y descarga sean iguales. Es por ello por lo que los tiempos de carga y descarga deben ser iguales según las potencias de diseño.

Otra aplicación a los ciclos diseñados podría ser no incorporar el ciclo ORC. El excedente de calor del aceite sería empleado como un foco de calor de media temperatura. Este calor sería de interés en diversas aplicaciones industriales. La instalación entonces emplearía un calor residual de baja temperatura, del entorno de 90 °C, generaría de nuevo electricidad con el calor aportado a las sales, de alta temperatura y parte del almacenado en el aceite. La potencia térmica restante del aceite se podría descargar a lo largo del día como un calor en el rango de los 120 °C. El rendimiento del ciclo disminuiría, aunque no demasiado. Si se elimina la contribución del ORC el rendimiento del ciclo con cogeneración resultaría:

$$\eta_{Total cog} = \frac{781.2 - 183.7}{1353} = 44,1\% \quad Ec 4.9$$

Por otro lado, se tendría una energía térmica almacenada de 615 kW x horas de carga a 140 °C para otra aplicación. Suponiendo una carga de 10h la energía disponible sería de 6,15MWh.

4.5 RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS

Una tubería queda definida por dos parámetros dimensionales. El primero de ellos es el diámetro nominal de dicha tubería. El DN hace alusión a un diámetro exterior normalizado. Por otro lado, se requiere definir el “schedule” parámetro relacionado con el espesor del ducto. Por último, sería necesario especificar el número de tuberías que se instalarán en cada tramo. Sin embargo, tras finalizar el dimensionado se ha conseguido simplificar la instalación resolviendo con una única tubería en todos los puntos. Es decir, todas las conexiones se dan con una única tubería de conexión. El objetivo de este dimensionamiento será por tanto obtener para cada punto de la instalación un diámetro nominal y schedule.

Como se podrá apreciar en las tablas a continuación, en todas las tuberías se respetan todos los límites establecidos tanto los de resistencia estructural como de velocidad máxima y pérdida de carga.

4.5.1 Dimensionado tuberías bomba de calor

Tabla 10. Dimensiones de las tuberías de la bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

| Bomba de calor | | | |
|-----------------|---------|-----|----------|
| | Tubería | DN | schedule |
| CO ₂ | 1 | 150 | 40 |
| | 2 | 90 | 40 |
| | 3 | 80 | 40 |
| | 4 | 80 | 40 |
| | 5 | 100 | 40 |
| | 6 | 125 | 40 |
| | 7 | 150 | 40 |
| MS | 1 | 65 | 40 |
| | 2 | 65 | 40 |
| Therm | 1 | 80 | 40 |
| | 2 | 80 | 40 |
| HW | 1 | 150 | 40 |
| | 2 | 150 | 40 |

Tabla 11. Verificación de resistencia estructural de las tuberías de la bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

| Bomba de calor | | | | | | | | |
|-----------------|---------|--------|--------|--------|--------|------|----------|-------|
| | Tubería | p[bar] | T[°C] | S[Mpa] | Do | γ | tmin[mm] | t[mm] |
| CO ₂ | 1 | 85,00 | 330,00 | 277,00 | 168,30 | 0,40 | 2,55 | 7,11 |
| | 2 | 320,00 | 514,20 | 276,00 | 101,60 | 0,40 | 5,63 | 5,74 |
| | 3 | 319,50 | 148,50 | 295,00 | 88,90 | 0,40 | 4,61 | 5,49 |
| | 4 | 319,00 | 80,00 | 295,00 | 88,90 | 0,40 | 4,61 | 5,49 |
| | 5 | 86,50 | 38,54 | 295,00 | 114,30 | 0,40 | 1,66 | 6,02 |
| | 6 | 86,00 | 85,00 | 295,00 | 141,30 | 0,40 | 2,04 | 6,55 |
| | 7 | 85,50 | 509,20 | 276,00 | 168,30 | 0,40 | 2,57 | 7,11 |
| MS | 1 | 3,00 | 320,00 | 103,00 | 73,00 | 0,40 | 0,11 | 5,16 |
| | 2 | 3,00 | 500,00 | 103,00 | 73,00 | 0,40 | 0,11 | 5,16 |
| Therm | 1 | 3,00 | 75,00 | 117,00 | 88,90 | 0,40 | 0,11 | 5,49 |
| | 2 | 3,00 | 140,00 | 117,00 | 88,90 | 0,40 | 0,11 | 5,49 |
| HW | 1 | 3,00 | 90,00 | 117,00 | 168,30 | 0,40 | 0,22 | 7,11 |
| | 2 | 3,00 | 85,00 | 117,00 | 168,30 | 0,40 | 0,22 | 7,11 |

Tabla 12. Verificación de velocidad máxima de las tuberías de la bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

| Bomba de calor | | | | | | |
|-----------------|---------|--------|------------|-------------------|------------|--------|
| | Tubería | T[°C] | rho[kg/m3] | m_dot/pipe (Kg/s) | max v[m/s] | v[m/s] |
| CO ₂ | 1 | 330,00 | 75,84 | 6,89 | 27,21 | 4,87 |
| | 2 | 514,20 | 203,10 | 6,89 | 17,81 | 5,31 |
| | 3 | 148,50 | 522,30 | 6,89 | 11,87 | 2,76 |
| | 4 | 80,00 | 763,50 | 6,89 | 10,08 | 1,89 |
| | 5 | 38,54 | 457,40 | 6,89 | 12,56 | 1,83 |
| | 6 | 85,00 | 170,80 | 6,89 | 19,19 | 3,12 |
| | 7 | 509,20 | 57,33 | 6,89 | 30,69 | 6,44 |
| MS | 1 | 320,00 | 1886,00 | 5,28 | 3,00 | 0,91 |
| | 2 | 500,00 | 1770,00 | 5,28 | 3,00 | 0,97 |
| Therm | 1 | 75,00 | 1020,00 | 7,81 | 6,00 | 1,61 |
| | 2 | 140,00 | 965,60 | 7,81 | 6,00 | 1,70 |
| HW | 1 | 90,00 | 965,40 | 47,50 | 6,00 | 2,64 |
| | 2 | 85,00 | 968,70 | 47,50 | 6,00 | 2,63 |

Tabla 13. Verificación de pérdida de carga de las tuberías de la bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

| Bomba de calor | | | | | | | |
|-----------------|---------|--------|---------|------------|--------|-----------------|--------------|
| | Tubería | v(m/s) | Re | roughn(mm) | f | MáxDp(bar)/100m | Dp(bar)/100m |
| CO ₂ | 1 | 4,87 | 2,0E+06 | 0,05 | 0,0158 | 0,19 | 0,09 |
| | 2 | 5,31 | 2,5E+06 | 0,05 | 0,0176 | 0,64 | 0,56 |
| | 3 | 2,76 | 2,6E+06 | 0,05 | 0,0182 | 0,64 | 0,47 |
| | 4 | 1,89 | 1,7E+06 | 0,05 | 0,0182 | 0,64 | 0,32 |
| | 5 | 1,83 | 2,6E+06 | 0,05 | 0,0171 | 0,19 | 0,13 |
| | 6 | 3,12 | 3,3E+06 | 0,05 | 0,0163 | 0,19 | 0,11 |
| | 7 | 6,44 | 1,6E+06 | 0,05 | 0,0159 | 0,19 | 0,12 |
| MS | 1 | 0,91 | 8,2E+04 | 0,05 | 0,0219 | 0,50 | 0,27 |
| | 2 | 0,97 | 3,8E+04 | 0,05 | 0,0244 | 0,50 | 0,32 |
| Therm | 1 | 1,61 | 9,2E+04 | 0,05 | 0,0210 | 0,50 | 0,36 |
| | 2 | 1,70 | 2,0E+05 | 0,05 | 0,0196 | 0,50 | 0,35 |
| HW | 1 | 2,64 | 1,2E+06 | 0,05 | 0,0160 | 0,50 | 0,35 |
| | 2 | 2,63 | 1,2E+06 | 0,05 | 0,0160 | 0,50 | 0,35 |

4.5.2 Dimensionado tuberías ciclo de descarga

Tabla 14. Dimensiones de las tuberías del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia.

| Ciclo de descarga | | | |
|-------------------|---------|-----|----------|
| | Tubería | DN | schedule |
| CO ₂ | 1 | 100 | 40 |
| | 2 | 150 | 40 |
| | 3 | 150 | 40 |
| | 4 | 125 | 40 |
| | 5 | 125 | 40 |
| | 6 | 100 | 40 |
| | 7 | 80 | 40 |
| | 8 | 90 | 40 |
| | 9 | 80 | 40 |
| | 10 | 90 | 40 |
| MS | 1 | 80 | 40 |
| | 2 | 150 | 40 |
| Therm | 1 | 100 | 40 |
| | 2 | 200 | 40 |
| Water | 1 | 100 | 40 |
| | 2 | 100 | 40 |

Tabla 15. Verificación de resistencia estructural de las tuberías del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia.

| Ciclo de descarga | | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|-------|--------|-------|-----|----------|-------|
| | Tubería | p[bar] | T[°C] | S[Mpa] | Do | y | tmin[mm] | t[mm] |
| CO ₂ | 1 | 249 | 426,7 | 276 | 114,3 | 0,4 | 4,98 | 6,02 |
| | 2 | 87 | 310 | 279 | 168,3 | 0,4 | 2,59 | 7,11 |
| | 3 | 86,5 | 492,8 | 276 | 168,3 | 0,4 | 2,60 | 7,11 |
| | 4 | 86 | 143,6 | 295 | 141,3 | 0,4 | 2,04 | 6,55 |
| | 5 | 85,5 | 74,48 | 295 | 141,3 | 0,4 | 2,02 | 6,55 |
| | 6 | 85 | 35 | 295 | 114,3 | 0,4 | 1,63 | 6,02 |
| | 7 | 250 | 69,48 | 295 | 88,9 | 0,4 | 3,64 | 5,49 |
| | 8 | 249,5 | 138,6 | 295 | 101,6 | 0,4 | 4,16 | 5,74 |
| | 9 | 249,5 | 125 | 295 | 88,9 | 0,4 | 3,64 | 5,49 |
| | 10 | 249,5 | 133,6 | 295 | 101,6 | 0,4 | 4,16 | 5,74 |
| MS | 1 | 3 | 140 | 103 | 73 | 0,4 | 0,11 | 5,16 |
| | 2 | 3 | 75 | 103 | 73 | 0,4 | 0,11 | 5,16 |
| Therm | 1 | 3 | 140 | 117 | 60,3 | 0,4 | 0,08 | 3,91 |
| | 2 | 3 | 75 | 117 | 60,3 | 0,4 | 0,08 | 3,91 |
| Water | 1 | 3 | 25 | 117 | 168,3 | 0,4 | 0,22 | 7,11 |
| | 2 | 3 | 30 | 117 | 168,3 | 0,4 | 0,22 | 7,11 |

Tabla 16. Verificación de velocidad máxima de las tuberías del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia.

| Ciclo de descarga | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|------------|------------|------------|--------|
| | Tubería | T[°C] | rho[kg/m3] | m_dot/pipe | max v[m/s] | v[m/s] |
| CO ₂ | 1 | 426,70 | 184,20 | 6,77 | 18,58 | 4,48 |
| | 2 | 310,00 | 80,76 | 6,77 | 26,48 | 4,50 |
| | 3 | 492,80 | 59,31 | 6,77 | 30,24 | 6,12 |
| | 4 | 143,60 | 125,70 | 6,77 | 21,89 | 4,17 |
| | 5 | 74,48 | 184,20 | 6,77 | 18,58 | 2,85 |
| | 6 | 35,00 | 612,10 | 6,77 | 11,08 | 1,35 |
| | 7 | 69,48 | 739,50 | 6,77 | 10,22 | 1,92 |
| | 8 | 138,60 | 444,60 | 6,77 | 12,72 | 2,39 |
| | 9 | 125,00 | 486,90 | 6,77 | 12,23 | 2,92 |
| | 10 | 133,60 | 459,20 | 6,77 | 12,54 | 2,31 |
| MS | 1 | 140,00 | 1770,00 | 5,28 | 3,00 | 0,97 |
| | 2 | 75,00 | 1886,00 | 5,28 | 3,00 | 0,91 |
| Therm | 1 | 140,00 | 965,60 | 2,53 | 6,00 | 1,21 |
| | 2 | 75,00 | 1020,00 | 2,53 | 6,00 | 1,15 |
| Water | 1 | 25,00 | 997,20 | 54,67 | 6,00 | 2,94 |
| | 2 | 30,00 | 995,80 | 54,67 | 6,00 | 2,94 |

Tabla 17. Verificación de pérdida de carga de las tuberías del ciclo de descarga. Fuente: elaboración propia.

| Ciclo de descarga | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|---------|-------------|--------|-----------------|--------------|
| | Tubería | v[m/s] | Re | roughn (mm) | f | MáxDp(bar)/100m | Dp(bar)/100m |
| CO ₂ | 1 | 4,48 | 2,4E+06 | 0,05 | 0,0171 | 0,50 | 0,31 |
| | 2 | 4,50 | 2,0E+06 | 0,05 | 0,0158 | 0,19 | 0,08 |
| | 3 | 6,12 | 1,6E+06 | 0,05 | 0,0159 | 0,19 | 0,11 |
| | 4 | 4,17 | 3,0E+06 | 0,05 | 0,0163 | 0,19 | 0,14 |
| | 5 | 2,85 | 3,3E+06 | 0,05 | 0,0163 | 0,19 | 0,09 |
| | 6 | 1,35 | 1,8E+06 | 0,05 | 0,0172 | 0,19 | 0,09 |
| | 7 | 1,92 | 1,8E+06 | 0,05 | 0,0182 | 0,50 | 0,32 |
| | 8 | 2,39 | 2,6E+06 | 0,05 | 0,0176 | 0,50 | 0,25 |
| | 9 | 2,92 | 2,9E+06 | 0,05 | 0,0182 | 0,50 | 0,48 |
| | 10 | 2,31 | 2,6E+06 | 0,05 | 0,0176 | 0,50 | 0,24 |
| MS | 1 | 0,97 | 1,2E+05 | 0,05 | 0,0211 | 0,50 | 0,28 |
| | 2 | 0,91 | 1,3E+05 | 0,05 | 0,0209 | 0,50 | 0,26 |
| Therm | 1 | 1,21 | 9,6E+04 | 0,05 | 0,0221 | 0,50 | 0,30 |
| | 2 | 1,15 | 4,4E+04 | 0,05 | 0,0242 | 0,50 | 0,31 |
| Water | 1 | 2,94 | 5,1E+05 | 0,05 | 0,0166 | 0,50 | 0,46 |
| | 2 | 2,94 | 5,7E+05 | 0,05 | 0,0165 | 0,50 | 0,46 |

4.5.3 Dimensionado tuberías ORC

Tabla 18. Dimensiones de las tuberías del ORC. Fuente: elaboración propia.

| ORC | | | |
|-------|---------|-----|----------|
| | Tubería | DN | schedule |
| R290 | 1 | 80 | 40 |
| | 2 | 125 | 40 |
| | 3 | 125 | 40 |
| | 4 | 80 | 40 |
| | 5 | 65 | 40 |
| | 6 | 65 | 40 |
| Therm | 1 | 65 | 40 |
| | 2 | 65 | 40 |
| Water | 1 | 125 | 40 |
| | 2 | 125 | 40 |

Tabla 19. Verificación de resistencia estructural de las tuberías del ORC. Fuente: elaboración propia.

| ORC | | | | | | | | |
|-------|---------|-------|--------|--------|--------|------|----------|-------|
| | Tubería | T[°C] | p[bar] | S[Mpa] | Do | y | tmin[mm] | t[mm] |
| R290 | 1 | 130 | 50,00 | 295,00 | 101,60 | 0,40 | 0,86 | 5,74 |
| | 2 | 61,89 | 12,61 | 295,00 | 168,30 | 0,40 | 0,36 | 7,11 |
| | 3 | 40,9 | 12,11 | 295,00 | 141,30 | 0,40 | 0,29 | 6,55 |
| | 4 | 33 | 11,61 | 295,00 | 88,90 | 0,40 | 0,17 | 5,49 |
| | 5 | 35,9 | 51,00 | 295,00 | 73,00 | 0,40 | 0,63 | 5,16 |
| | 6 | 50,43 | 50,50 | 295,00 | 73,00 | 0,40 | 0,62 | 5,16 |
| Therm | 1 | 140 | 3,00 | 117,00 | 73,00 | 0,40 | 0,09 | 5,16 |
| | 2 | 75 | 3,00 | 117,00 | 88,90 | 0,40 | 0,11 | 5,49 |
| Water | 1 | 25 | 5,00 | 117,00 | 141,30 | 0,40 | 0,30 | 6,55 |
| | 2 | 30 | 5,00 | 117,00 | 141,30 | 0,40 | 0,30 | 6,55 |

Tabla 20. Verificación de velocidad máxima de las tuberías del ORC. Fuente: elaboración propia.

| ORC | | | | | | |
|-------|---------|--------|------------|------------|------------|--------|
| | Tubería | T[°C] | rho[kg/m3] | m_dot/pipe | max v[m/s] | v[m/s] |
| R290 | 1 | 130,00 | 108,20 | 1,60 | 23,35 | 2,31 |
| | 2 | 61,89 | 23,69 | 1,60 | 44,87 | 3,61 |
| | 3 | 40,90 | 25,40 | 1,60 | 43,55 | 4,87 |
| | 4 | 33,00 | 479,10 | 1,60 | 12,32 | 0,70 |
| | 5 | 35,90 | 474,20 | 1,60 | 12,37 | 1,09 |
| | 6 | 50,43 | 447,70 | 1,60 | 12,68 | 1,16 |
| Therm | 1 | 140,00 | 965,60 | 5,28 | 6,00 | 1,77 |
| | 2 | 75,00 | 1020,00 | 5,28 | 6,00 | 1,08 |
| Water | 1 | 25,00 | 997,20 | 25,62 | 6,00 | 1,99 |
| | 2 | 30,00 | 995,80 | 25,62 | 6,00 | 1,99 |

Tabla 21. Verificación de pérdida de carga de las tuberías del ORC. Fuente: elaboración propia.

| ORC | | | | | | | |
|-------|---------|--------|---------|-------------|--------|-----------------|--------------|
| | Tubería | v[m/s] | Re | roughn (mm) | f | MáxDp(bar)/100m | Dp(bar)/100m |
| R290 | 1 | 2,31 | 1,5E+06 | 0,05 | 0,0177 | 0,13 | 0,06 |
| | 2 | 3,61 | 1,3E+06 | 0,05 | 0,0159 | 0,04 | 0,02 |
| | 3 | 4,87 | 1,7E+06 | 0,05 | 0,0164 | 0,04 | 0,04 |
| | 4 | 0,70 | 2,9E+05 | 0,05 | 0,0192 | 0,04 | 0,03 |
| | 5 | 1,09 | 3,7E+05 | 0,05 | 0,0197 | 0,13 | 0,09 |
| | 6 | 1,16 | 4,4E+05 | 0,05 | 0,0196 | 0,13 | 0,09 |
| Therm | 1 | 1,77 | 1,7E+05 | 0,05 | 0,0206 | 0,50 | 0,50 |
| | 2 | 1,08 | 6,2E+04 | 0,05 | 0,0221 | 0,50 | 0,17 |
| Water | 1 | 1,99 | 2,9E+05 | 0,05 | 0,0177 | 0,50 | 0,27 |
| | 2 | 1,99 | 3,2E+05 | 0,05 | 0,0175 | 0,50 | 0,27 |

4.6 RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

4.6.1 Intercambiadores PCHE

En lo relativo a los intercambiadores PCHE se mostrará el número de módulos obtenidos, es decir, el número de bloques de los que consta. Por otro lado debido a la limitación del fabricante de permitir una longitud máxima de 1.5m se mostrará la cantidad de PCHE que se deberán poner en serie en cada caso para cubrir la longitud de diseño.

En las tablas expuestas a continuación la columna de “n tubos” hace referencia a la cantidad de canales que tendría cada corriente, es decir, el total de canales sería el doble de dicho valor. Por otro lado, la columna “n módulos” hace referencia a la cantidad de módulos o la porción de estos que es atravesada por la corriente. Si el valor fuera 0,5 querría decir que el número de tubos necesarios ocupan la sección de medio módulo. Por otro lado, la columna “n Serie” muestra la cantidad de PCHE habría que instalar en serie para dicha longitud. Las tres últimas muestran el volumen total que ocupan y las pérdidas de carga en la corriente caliente y fría.

Tabla 22. Resultados intercambiadores PCHE bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

| Carga | n tubos | n módulos | Longitud[m] | n Serie | Vol[m3] | ΔP_{cal} [bar] | ΔP_{frio} [bar] |
|-------|---------|-----------|-------------|---------|---------|------------------------|-------------------------|
| GH | 10100 | 0,21 | 0,3504 | 1 | 0,026 | 0,49 | 0,045 |
| GCLT | 14400 | 0,3 | 6,989 | 5 | 0,75 | 0,1671 | 0,49 |
| REG | 9600 | 0,2 | 3,97 | 3 | 0,285 | 0,49 | 0,48 |

Tabla 23. Resultados intercambiadores PCHE ciclo de recompresión. Fuente: elaboración propia.

| Descarga | n tubos | n módulos | Longitud[m] | n Serie | Vol[m3] | ΔP_{cal} [bar] | ΔP_{frio} [bar] |
|----------|---------|-----------|-------------|---------|---------|------------------------|-------------------------|
| HTR | 10100 | 0,21 | 1,65 | 2 | 0,125 | 0,49 | 0,044 |
| LTR | 11800 | 0,24 | 3,88 | 3 | 0,34 | 0,495 | 0,2 |
| GC | 14200 | 0,3 | 0,43 | 1 | 0,046 | 0,02 | 0,49 |
| GHLT | 3300 | 0,068 | 4,66 | 4 | 0,11 | 0,49 | 0,26 |

Tabla 24. Resultados intercambiadores PCHE ORC. Fuente: elaboración propia.

| ORC | n tubos | n módulos | Longitud[m] | n Serie | Vol[m3] | ΔP_{cal} [bar] | ΔP_{frio} [bar] |
|-----|---------|-----------|-------------|---------|---------|------------------------|-------------------------|
| GH | 6500 | 0,135 | 4,8 | 4 | 0,125 | 0,49 | 0,044 |
| REG | 2800 | 0,058 | 0,6 | 1 | 0,01 | 0,45 | 0,48 |

Como conclusiones comunes a todos los intercambiadores indiferentemente del ciclo al que pertenezcan se puede apreciar los siguiente:

- Las longitudes son altas requiriendo del empleo de hasta 5 PCHE en serie y el número de módulos bajo. Las longitudes altas son consecuencia de los pinch

points del ciclo. Si se aumentara su valor se podría disminuir la longitud de los intercambiadores a costa de rendimiento de la instalación lo que podría ser estudiado en una etapa de diseño más fina.

- El número de módulos es demasiado bajo en todos los casos. Si el valor se aproximara más a un valor entero se aprovecharía más el material ya que el resto del módulo quedará sin utilizarse. Por tanto, valores tan bajos son ineficientes económicamente hablando. Si se aumentara el flujo másico y por tanto aumentando la potencia del ciclo este aspecto sería más eficiente.
- Las pérdidas de carga se han acercado convenientemente al límite de pérdida de carga de diseño de 0,5 bar.

4.6.2 Intercambiadores de carcasa y tubos

En el caso de los intercambiadores de calor de carcasa y tubos se requiere conocer el número de tubos y la longitud totales de los mismos. Para sencillez del dimensionado se ha considerado un único paso por carcasa y tubos. Además, se incluye el diámetro de la carcasa “D” y de la misma forma con los PCHE información sobre la pérdida de carga en las dos corrientes.

Tabla 25. Resultados intercambiadores carcasa y tubos. Fuente: elaboración propia.

| Carcasa y tubos | n tubos | Longitud[m] | D[m] | ΔP_{cal} [bar] | ΔP_{frio} [bar] |
|-----------------|---------|-------------|------|------------------------|-------------------------|
| GCHT | 4550 | 28,4 | 1 | 0,48 | 0,001 |
| GHHT | 4650 | 32 | 1,06 | 0,001 | 0,49 |
| COND | 200 | 21,58 | 0,44 | 0,195 | 0,002 |

4.7 RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DE TURBOMÁQUINAS

Para cada turbomáquina se ha obtenido un valor de velocidad específica y un diámetro óptimo. A partir de ellos se puede calcular la velocidad periférica máxima del rodete. Dentro de una máquina la velocidad periférica máxima se dará en el rodete de mayor diámetro. En el compresor el rodete de mayor dimensión será el de la primera etapa mientras que en una turbina será el de la última.

Tabla 26. Resultados turbomáquinas bomba de calor. Fuente: elaboración propia.

| BC | n etapas | N(rpm) | ws | umáx[m/s] | Dopt[cm] |
|-----------|----------|--------|-----------|-----------|----------|
| Compresor | 2 | 120000 | 0,75-0,56 | 407 | 6,5 |

Tabla 27. Resultados turbomáquinas ciclo de recompresión. Fuente: elaboración propia.

| CD | n etapas | N(rpm) | wn | umáx[m/s] | Dopt[cm] |
|-----------|----------|--------|-----------|-----------|----------|
| Compresor | 1 | 120000 | 0,688 | 214 | 3,4 |
| Turbina | 3 | 120000 | 0,93-1,23 | 285 | 4,53 |

Tabla 28. Resultados turbomáquinas ORC. Fuente: elaboración propia.

| ORC | n etapas | N(rpm) | wn | umáx[m/s] | Dopt[cm] |
|---------|----------|--------|-----------|-----------|----------|
| Bomba | 1 | 100000 | 0,705 | 125 | 2,38 |
| Turbina | 2 | 100000 | 0,75-1,06 | 257 | 4,9 |

Aunque se hayan obtenido velocidades periféricas altas se encuentran por debajo de la velocidad periférica máxima calculada previamente del orden de 300m/s a excepción del compresor de la bomba de calor. Esta supera el valor calculado previamente, aunque respetando la velocidad periférica máxima teórica del acero inoxidable de alrededor de 450m/s. En una segunda fase del diseño se deberá estudiar con más cuidado la resistencia estructural de dicho rodete al estar tan cerca del límite estructural. Las velocidades de rotación obtenidas son muy elevadas para acercarse a la zona de alta eficiencia. Sin embargo, eso no supone un problema debido a las pequeñas dimensiones de los rodetes. La razón por la cual se necesita elevar las revoluciones es por los pequeños flujos másicos que operan la instalación. Si se elevara la potencia de diseño de la instalación aumentarían los caudales y por tanto el tamaño, pudiéndose emplear velocidades más moderadas en las turbomáquinas. Otra forma de aumentar

las velocidades específicas sería aumentando el número de etapas. No conviene realizar un prediseño abusando del empleo de demasiadas etapas ya que añadir una etapa supone encarecer drásticamente la fabricación de la turbomáquina. En el caso de compresores se tomará como valor indicativo un número de etapas inferior a 2 mientras que en el caso de las turbinas alrededor de 5 o menos.

Los diámetros obtenidos son extraordinariamente pequeños, del orden de 4 cm. Esto también se debe a un flujo másico relativamente bajo. Como en el caso de las velocidades de rotación, incrementar la potencia nominal del ciclo aliviaría este problema. Rodetes tan pequeños suponen un proceso de fabricación complejo y costoso. Al tener pocos centímetros de diámetro deberán presentar unos intervalos de tolerancia muy limitados y por tanto un proceso con herramientas de alta precisión. Como es lógico tendrá un impacto notable en el coste de estas.

4.8 RESULTADOS DEL ESTUDIO ECONÓMICO

Como se ha mencionado anteriormente el objetivo será el cálculo del LCOS (Levelized cost of storage) de la instalación. Teniendo en cuenta los costes de la inversión inicial además de los costes de operación eléctricos y relacionados con el mantenimiento.

Cabe recordar que para el cálculo del capital requerido inicial se parte de una estimación de 3500 €/kW para cada uno de los tres ciclos.

Tabla 29. Desglose de la inversión inicial. Fuente: elaboración propia.

| Ciclo | Potencia(kW) | Inversión estimada(M€) |
|-------------------|--------------|------------------------|
| Bomba de calor | 1353 | 4,74 |
| Ciclo de descarga | 597,7 | 2,09 |
| ORC | 80,16 | 0,28 |

Por tanto, la inversión total resulta ser en total de 7.11 millones de euros. En la Figura 4-19 se puede apreciar el reparto de la inversión en cada uno de los ciclos. La mayor inversión será requerida para la puesta en marcha de la bomba de calor mientras que el ciclo ORC representa una porción muy pequeña en comparación.

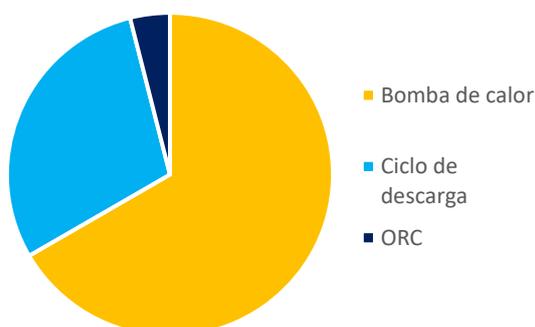


Figura 4-19. Reparto de la inversión inicial. Fuente: elaboración propia.

Los resultados relacionados con el cálculo del CAPEX normalizado se pueden apreciar en la Tabla 30. Se han incluido dos valores de CAPEX: el primero (257,8 €/MWh) se empleará para determinar el LCOS, mientras que el segundo (942,5 €/kW-año) se corresponde con el llamado “CAPEX de capacidad” y se obtiene a partir de la inversión total referida a la potencia de descarga y anualizada.

Tabla 30. CAPEX de la instalación. Fuente: elaboración propia.

| Inversión(M€) | wacc | N | fa | Horas carga | CAPEX |
|---------------|------|----|--------|-------------|------------------------------|
| 7,11 | 7,5% | 25 | 0,0897 | 10 | 257,8€/MWh 942,5 €/kW-año |

Se ha normalizado el CAPEX respecto de los MWh generados en un periodo anual. Para ello se ha considerado que el periodo de carga y por tanto también el de descarga asciende a las 10 horas de operación diarias. Los MWh anuales de producción son el resultado de hacer el producto de la potencia neta de la instalación por el número de horas anuales de operación.

En la Tabla 31 se muestra el proceso de cálculo de los dos costes operativos. Estos se presentan finalmente anualizados y normalizados. Para el cálculo final del OPEX se debe tener en cuenta que los costes están relacionados con la electricidad consumida y no generada por lo que se deberá aplicar el rendimiento total de la instalación. Es decir, los OPEX obtenidos se han dividido por 0.5 que es el rendimiento global.

Tabla 31. Resultados costes de operación. Fuente: elaboración propia.

| Concepto | Coste(€/MWh) | Encarecimiento | kx | f σ x | OPEX(€/MWh) |
|---------------|--------------|----------------|------|--------------|-------------|
| Electricidad | 25,00 | 0,05 | 0,98 | 18,68 | 83,78 |
| Mantenimiento | 5,00 | 0,03 | 0,95 | 14,27 | 12,80 |

El LCOS será la suma del CAPEX junto los OPEX normalizados. Resultando en un total de 354.35 €/MWh. A continuación, se muestra un gráfico (Figura 4-20) para ilustrar la distribución del LCOS en gastos de capital y operación. Como se puede apreciar en el caso de este proyecto la inversión inicial supone la mayor parte de los costes de almacenamiento normalizados.

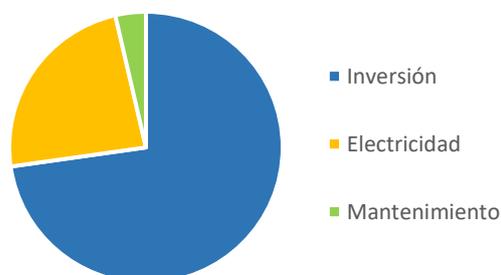


Figura 4-20. Distribución del LCOS. Fuente: elaboración propia.

Finalmente se realizó un estudio de sensibilidad del LCOS frente a cambios en el coste de inversión en la planta y cambios en el precio de adquisición de la energía eléctrica.

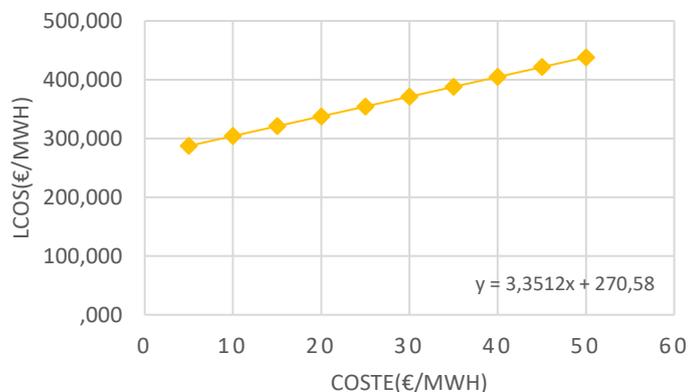


Figura 4-21. Sensibilidad del LCOS al coste eléctrico. Fuente: elaboración propia.

La Figura 4-21 muestra una clara linealidad entre el coste específico de la producción eléctrica y el coste al cual se adquiere en primer lugar. El coste se ha variado desde los 5€/MWh hasta los 50€/MWh.

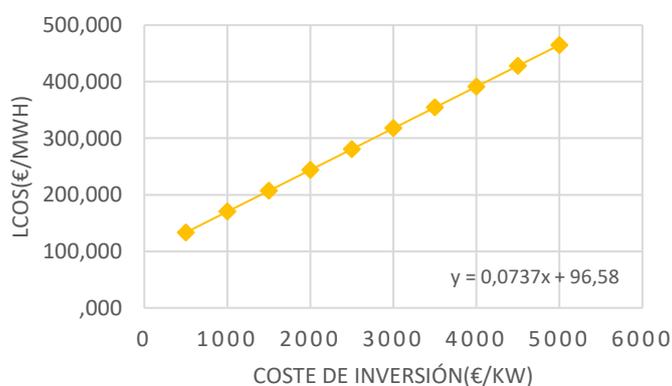


Figura 4-22. Sensibilidad del LCOS al coste de inversión. Fuente: elaboración propia.

Del mismo modo que la figura anterior el estudio de sensibilidad descubre un comportamiento lineal. Una mayor pendiente de la recta indica que el LCOE es más sensible al coste de inversión. Esto era de esperar ya que como se aprecia en la Figura 4-20 la proporción del LCOE correspondiente a la inversión es con diferencia la mayor.

Para saber si los resultados del estudio de inversión son coherentes se deben comparar con tecnologías similares. Para ello se empleará un estudio realizado por la consultoría

energética Lazard [19]. En dicho estudio se muestran ejemplos de costes de almacenamiento basados en FV con baterías, en diferentes escalas.

Unsubsidized Levelized Cost of Storage Comparison—Capacity (\$/kW-year)

Lazard's LCOS analysis evaluates storage systems on a levelized basis to derive cost metrics based on nameplate capacity

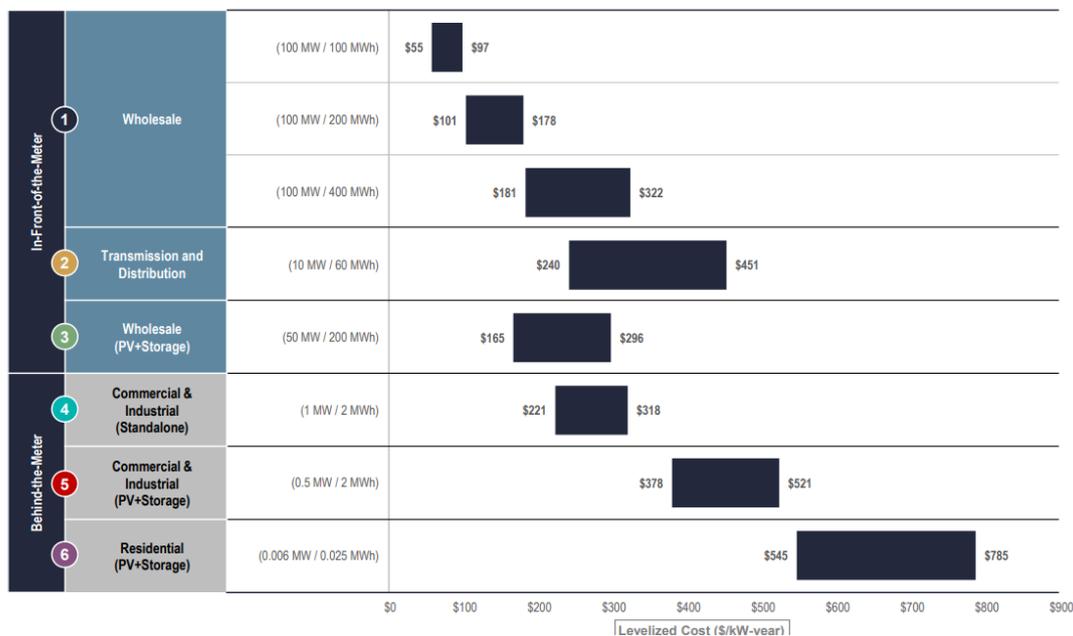


Figura 4-23. Coste de capacidad de diferentes tecnologías de almacenamiento. Fuente: Lazard. LAZARD'S LEVELIZED COST OF STORAGE ANALYSIS—VERSION 7.0

El coste de capacidad hallado en el presente proyecto de 942,5 €/kW-año es claramente superior al obtenido con baterías y FV en la Figura 4-23 para una escala de uso comercial e industrial (500 kW y 4 horas de almacenamiento). Es decir, para la potencia neta del ciclo la inversión inicial (anualizada) es mayor que para tecnologías similares. Sin embargo, ha de tenerse en cuenta que en el presente proyecto el almacenamiento es claramente superior (10 horas).

Unsubsidized Levelized Cost of Storage Comparison—Energy (\$/MWh)

Lazard's LCOS analysis evaluates storage systems on a levelized basis to derive cost metrics based on annual energy output

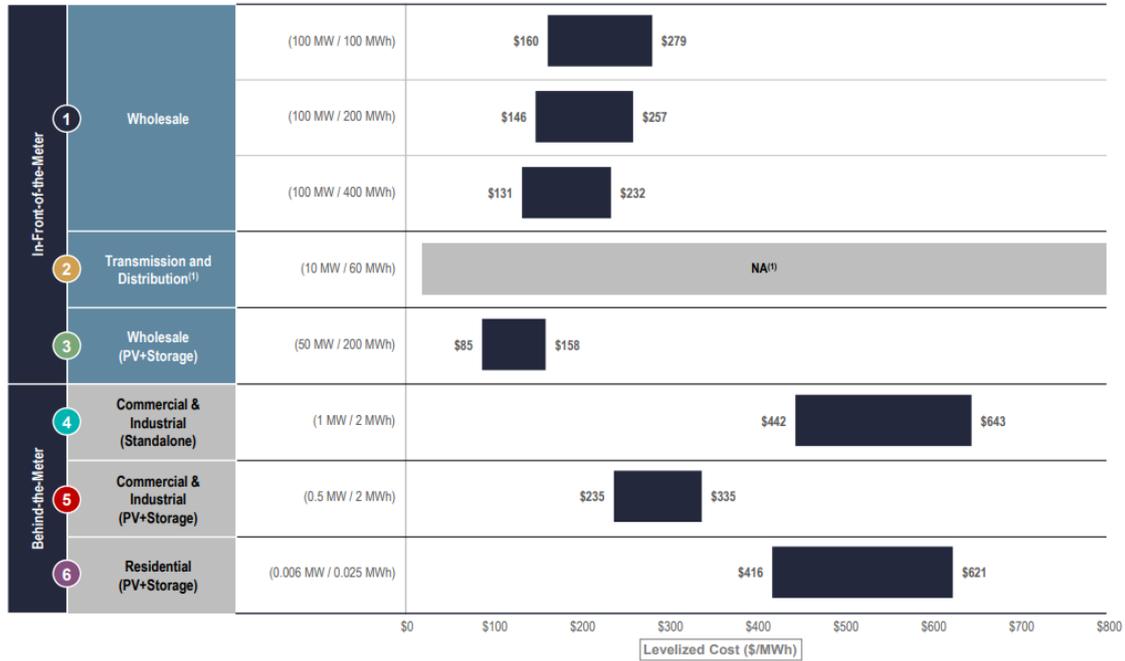


Figura 4-24. LCOS de diferentes tecnologías de almacenamiento. Fuente: Lazard. LAZARD'S LEVELIZED COST OF STORAGE ANALYSIS—VERSION 7.0

En la Figura 4-24 se pueden apreciar distintos valores de LCOS que presentan alternativas de almacenamiento de energía. Si el LCOS calculado en la instalación de 354 €/MWh se compara con las tecnologías enfocadas al uso industrial se concluye que el resultado obtenido es coherente. Siendo la planta diseñada de 0.68MW y con una capacidad de almacenamiento de 6.8MWh (10 horas de carga) presenta un coste normalizado inferior a la versión de 1MW y con una mayor capacidad de almacenamiento.

5 CONCLUSIONES

El objetivo de este proyecto era el diseño de una instalación de almacenamiento de energía. Para ello se requirió finalmente del diseño de tres ciclos termodinámicos. El primero como sistema de carga (bomba de calor) y los dos restantes (Ciclo Brayton y ORC) funcionando conjuntamente en la descarga. El tiempo de carga y descarga se estableció en 10 horas para ambas operaciones. El COP de la bomba de calor resultó ser de 1,74 siendo el calor obtenido de dos focos a temperaturas distintas uno a 500°C y otro a 140°C. En lo relativo a los ciclos de descarga, el rendimiento del ciclo Brayton resultó ser del 34,38% y el del ciclo ORC un 13%. Juntando las aportaciones conjuntas de todos los ciclos resultó un rendimiento total del 50%.

Finalmente se discutió que existiría otra aplicación a la planta de diseño. En vez de emplear el excedente de energía del aceite y descargarlo con el ciclo ORC se podría utilizar como una fuente de calor a temperatura media (140°C). De esta manera se evitaría la inversión y costes relacionados con la operación del ciclo ORC. Esto reduciría significativamente los costes de la instalación. El rendimiento del ciclo sin el ORC se reduciría hasta el 44% aunque habría que sumar la aportación de dicho calor industrial de media temperatura.

Los intercambiadores de calor resultaron ser no excesivamente eficientes. Debido a la necesidad de situar multitud de ellos en serie en algunos casos y el poco aprovechamiento de los módulos. Sin embargo, dicho problema tenía una solución clara, aumentar la potencia del ciclo ya que de ese modo se incrementaría el caudal. Por otro lado, sucedía algo similar con las turbomáquinas. El poco caudal resultaba en la necesidad de altas revoluciones y número de etapas. Aumentar la potencia del ciclo permitiría implementar turbomáquinas que fueran a menor velocidad angular además de incrementar también ligeramente el tamaño de los rodets lo que facilitaría su fabricación.

El LCOS obtenido tras el estudio de inversión, 354€/MWh, resultó estar en el orden de magnitud de tecnologías similares de almacenamiento de energía. El estudio de sensibilidad hizo variar dicho valor entre un valor mínimo de 133€/MWh y uno máximo de 464€/MWh. Por el contrario, el coste de capacidad resultó ser más alto que el obtenido con FV y baterías para la misma escala, aunque en el presente proyecto el tiempo de almacenamiento era claramente superior.

En conclusión, sería conveniente estudiar el dimensionamiento a una mayor potencia de calor residual mayor. Ello haría plantearse la instalación centralizada en un polígono

industrial, donde se aprovechasen los calores residuales de varias industrias a través de una red térmica.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] REE, «Proyecto Almacena,» 2013. [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/sostenibilidad/proyectos-destacados/proyectos-de-idi-de-contribucion-al-negocio/proyecto-almacena>.
- [2] El periódico de la energía, «Las 10 mayores centrales hidroeléctricas de bombeo del mundo,» 2017. [En línea]. Available: [https://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-hidroelectricas-de-bombeo-del-mundo/..](https://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-hidroelectricas-de-bombeo-del-mundo/)
- [3] p. magazine, «Azelio launches electro-thermal storage system for commercial applications,» 2021. [En línea]. Available: [https://www.pv-magazine.com/2021/10/08/azelio-launches-electro-thermal-storage-system-for-commercial-applications/.](https://www.pv-magazine.com/2021/10/08/azelio-launches-electro-thermal-storage-system-for-commercial-applications/)
- [4] Energy Dome, «Groundbreaking long duration energy storage,» [En línea]. Available: [https://energydome.com/.](https://energydome.com/)
- [5] BBC News, «La revolucionaria batería de arena desarrollada por Finlandia que "podría resolver el mayor problema de la energía verde",» [En línea]. Available: <https://es-noticias-yahoo-com.cdn.ampproject.org/c/s/es.noticias.yahoo.com/amphtml/revolucionaria-bater%C3%ADa-arena-desarrollada-finlandia-081955264.html>.
- [6] Wärtsilä Corporation, «Less Emissions Through Waste Heat Recovery,» 2004.
- [7] Endesa, «Energía geotérmica: descubre qué es y cómo funciona,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.endesa.com/es/la-cara-e/energias-renovables/energia-geotermica>.
- [8] NORSOK STANDARD, Process Design. Norsok P-001, 2006.
- [9] The American Society of Mechanical Engineers, Power Piping. ASME B31.1-2007.

- [10] NREL, «Carnot Batteries” for electricity storage,» 2019.
- [11] L. S.-J. Fiter, «Aplicación del ciclo orgánico de Rankine para el aprovechamiento de calor residual en una refinería,» Escuela Superior de Ingenieros de Minas, 2012.
- [12] ENGIE, «Mahou San Miguel usará la energía residual de verallia para elaborar su cerveza,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.engie.es/engie-mejora-la-eficiencia-energetica-de-los-procesos-productivos-de-mahou-y-verallia/>.
- [13] Therminol, «Therminol VP-1 Heat Transfer Fluid,» [En línea]. Available: <https://www.therminol.com/product/71093459>.
- [14] SANDIA, «Design considerations for concentrating solar power tower systems employing molten salt,» 2010.
- [15] California Energy Commission, Energy Research and Dev. Division, «System integration of containerized molten salt thermal energy storage in novel cascade layout,» 2015.
- [16] M. Gambini y M. Vellini, Turbomachinery Selection. In: Turbomachinery. Springer Tracts in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-51299-6_2, 2021.
- [17] M. D. P. H. V. Dostal, «A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors,» 2004.
- [18] M. Medrano, D. Puente, E. Arenaza, B. Herrazti, A. Paule, B. Brañas, A. Orden, M. Domínguez, R. Stainsby, D. Maisonnier y P. Sardain, «Power conversion cycles study for Hecooled reactor concepts for DEMO, Fusion Engineering and Design 82,» 2007.
- [19] LAZARD, «LAZARD’S LEVELIZED COST OF STORAGE ANALYSIS—VERSION 7.0,» 2021.
- [20] UN, «Objetivos de desarrollo sostenible,» [En línea]. Available: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/sustainable-development-goals/>.

[21] STARDUST, «SS347H,» [En línea]. Available:
<https://www.stardustimpex.com/products/stainless-steel/347-347h/>.

6 ANEXOS

6.1 ALINEACIÓN CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE

Dentro de los objetivos de desarrollo sostenible de las Naciones Unidas [20] el objetivo más alineado con el proyecto sería el número 7.

Objetivo número 7. “Energía asequible y no contaminante”. Este objetivo está relacionado con la necesidad de otorgar a todas las personas independientemente de su país de residencia o nivel económica de energía limpia y asequible. Ya que de esa manera se conseguirían dos propósitos muy importantes como son la lucha frente al cambio climático y la accesibilidad a la energía. Dentro del objetivo número 7 los objetivos secundarios relacionados son:

Meta 7.1 De aquí a 2030, garantizar el acceso universal a servicios energéticos asequibles, fiables y modernos.

El uso de tecnologías de almacenamiento será clave para cumplir con este objetivo. Esto se debe principalmente a que como se ha explicado previamente permitirá estabilizar la oferta energética del mercado. Si aumentamos la oferta proporcionando energía almacenada en una franja de alta demanda se disminuye en gran medida el precio de la electricidad. Esto es crucial para garantizar la accesibilidad a energía económica por parte de todos los ciudadanos.

Meta 7.2 De aquí a 2030, aumentar considerablemente la proporción de energía renovable en el conjunto de fuentes energéticas.

La posibilidad de incorporar más proporción de tecnologías renovables pasa por desarrollar infraestructura de apoyo a estas tecnologías. Es por ello por lo que la capacidad de almacenar energía de origen eólica y solar es necesaria para su mayor integración en la red. No es posible conseguir una gran proporción de renovables sin contar con el almacenamiento energético.