



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS EXERGÉTICO DE SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA
ELÉCTRICA A GRAN ESCALA MEDIANTE BOMBAS DE CALOR DE ALTA
TEMPERATURA, UTILIZANDO CO_2 COMO FLUIDO DE TRABAJO

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

SEBASTIÁN IGNACIO ÁLVAREZ ÁLVAREZ

PROFESOR GUÍA:
JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
RODRIGO BARRAZA VICENCIO
ANDRÉS DIAZ ALARCON

SANTIAGO DE CHILE
2018

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: SEBASTIÁN IGNACIO ÁLVAREZ ÁLVAREZ
FECHA: 2018
PROF. GUÍA: JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

ANÁLISIS EXERGÉTICO DE SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA ELÉCTRICA A GRAN ESCALA MEDIANTE BOMBAS DE CALOR DE ALTA TEMPERATURA, UTILIZANDO CO_2 COMO FLUIDO DE TRABAJO

De acuerdo a la necesidad de mitigar la variabilidad de producción de energía eléctrica mediante recursos renovables de naturaleza variable (energía solar y eólica), se analiza la factibilidad técnica de utilizar un sistema de almacenamiento de energía mediante bombeo de calor (Pumped Heat Energy Storage o PHES) utilizando CO_2 como fluido de trabajo, lo que permite alcanzar altas eficiencias con bajo riesgo asociado al ciclo y un menor potencial de contaminación ambiental en comparación a otros fluidos de trabajo. El funcionamiento de un sistema PHES, consiste en el uso de bombas de calor para almacenar energía, en forma de calor (normalmente con sales fundidas tipo sal solar), a partir de superávit eléctrico, o bien en condiciones de bajo costo marginal en la red (alta generación de renovables - eólicas o fotovoltaicas). El calor almacenado es transformado nuevamente en energía eléctrica a través de un ciclo de potencia apropiado. Se establecen 6 distintas posibles configuraciones con distintos grados de viabilidad de acuerdo a tres factores: Las ventajas de utilizar el mismo fluido de trabajo en carga y descarga (Ciclo de descarga tipo Rankine de vapor o Brayton de CO_2), la limitante tecnológica de la no existencia en el mercado de una turbina de CO_2 apropiada (tipo de expansor en la bomba de calor: Turbina o válvula de expansión) y la limitante tecnológica-económica de los compresores de CO_2 comerciales, los cuales no alcanzan temperaturas ideales para el uso de sales fundidas como medio de almacenamiento de calor (utilización o no de calentador eléctrico como complemento del compresor en la bomba de calor). Además se explora la posibilidad de utilizar 5 tipos distintos de sales fundidas, algunas de las cuales presentan potencial de ser producidas localmente. Se realizan modelos computacionales de cada configuración y se comparan eficiencias Round-Trip, eficiencia exergética de la bomba de calor y uso de sales fundidas principalmente. Se descartan combinaciones de sales fundidas con configuraciones que resultan inviables y se obtienen eficiencias Round-Trip entre 40 y 63 % para aquellas viables, siendo la configuración con mayor eficiencia la con bomba de calor sin modificaciones y ciclo Rankine estándar (no considera restricciones), seguida por la configuración equivalente pero con calentador eléctrico (eficiencias 3-5 % menores considerando restricción del compresor). Luego, las más prometedoras son aquellas con descarga Brayton, con eficiencias 4-7 % inferiores que las con ciclo Rankine y presentando la posibilidad de utilizar los mismos equipos tanto en carga como descarga (ciclo Brayton reversible), aunque con mayores presiones de trabajo (asociado a mayores costos). Se considera necesario un estudio económico con mayor profundidad para determinar la conveniencia o no de este tipo de ciclos, así como también cuantificar las ventajas y desventaja de cada uno de los casos estudiados. Por último, de las 5 sales evaluadas, se detecta gran potencial en sales de litio (eficiencias 2-5 % menores que sal solar con un requerimiento de flujo aproximadamente 40 % menor) que podrían ser producidas en Chile dada la disponibilidad de materia prima.

A mi familia y amigos, quienes me hicieron posible llegar hasta aquí

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Antecedentes	1
1.1.1. Contexto Energético	1
1.1.2. Métodos de almacenamiento de energía	4
1.1.3. Resumen y comparación de sistemas de almacenamiento	12
1.2. Motivación	13
1.3. Objetivos	13
1.3.1. Objetivo General	13
1.3.2. Objetivos específicos	14
1.4. Alcances	14
1.5. Organización del texto	14
2. Revisión Bibliográfica	16
2.1. Conclusiones	22
3. Metodología	23
3.1. Selección de configuraciones	23
3.1.1. Comparación de sales de almacenamiento	26
3.2. Análisis exergético	28
3.3. Modelación computacional	29
3.3.1. Modelo Base	29
3.4. Modelos alternativos	39
3.4.1. HP-WSC	40
4. Resultados y análisis	43
4.1. Resultados de configuraciones	43
4.1.1. Descarga	43
4.1.2. Descarga	46
4.2. Análisis de resultados	54
4.2.1. Flujo de sales fundidas	54
4.2.2. Comparación de configuraciones	55
4.2.3. Variación de sales fundidas	57
4.2.4. Comparación de COEP	57
4.2.5. Relación de presiones	59
4.2.6. Análisis exergético	61
4.2.7. Comparación con otros medios de almacenamiento	62

5. Conclusiones	63
6. Bibliografía	66
Índice de Tablas	69
Índice de Figuras	70

Índice de Tablas

1.1. Resumen de comparación de tecnologías de almacenamiento energético. Fuente: Adaptado de [13]	13
3.1. Temperaturas de operación de sales fundidas. Fuente: Elaborado a partir de [33, 34]	27
3.2. Propiedades de sales fundidas. Fuente: Elaborado a partir de [33, 34]	28
3.3. Valores característicos de descarga Rankine de vapor (WSC). (Adaptado de [26])	30
3.4. Valores característicos de modelo de bomba de calor con regeneración (HP). Fuente: adaptado de [26]	32
3.5. Comparación para validación de modelo base	37
4.1. Tabla de resultados de modelo WSC	45
4.2. Resultados de modelo de descarga Brayton- CO_2	46
4.3. Tabla de resultados HP-WSC	47
4.4. Resultados de análisis exergético HP-WSC	47
4.5. Tabla de resultados HP-EV-WSC	49
4.6. Resultados análisis exergético HP-EV-WSC	49
4.7. Tabla de resultados HP-EH-WSC	49
4.8. Resultados análisis exergético HP-EH-WSC	50
4.9. Tabla de resultados HP-EV-EH-WSC	51
4.10. Resultados de análisis exergético HP-EV-EH-WSC	51
4.11. Tabla de resultados HP-Brayton	53
4.12. Resultados análisis exergético HP-Brayton	53
4.13. Tabla de resultados HP-EH-Brayton	53
4.14. Resultados análisis exergético HP-EH-Brayton	54

Índice de Figuras

1.1. Porcentaje estimado de Energías Renovables en consumo final mundial, 2014. Fuente: Extraído de [2]	2
1.2. Proyección de ERV en matrices energéticas. Fuente: Extraído de [6]	3
1.3. Ejemplo de sistema PHS, proyecto en desarrollo en Australia Fuente: [16]	6
1.4. Diagrama de sistema CAES. Fuente: [18]	7
1.5. Diagrama de sistema GES. Fuente: [19]	8
1.6. Diagrama de sistema LAES. Fuente: [22]	9
1.7. Esquema de bomba de calor sencilla. Fuente: [23]	10
1.8. Diagrama de concepto, integración de un motor térmico y una bomba de calor en un sistema de almacenamiento PHES. Fuente: [24]	11
2.1. Esquema de ciclo PHES en base a ciclo Brayton de Argón propuesto por Desrues <i>et al.</i> Fuente: [25]	17
2.2. Esquema de ciclo PHES de alta temperatura con ciclo estándar de vapor para integración con plantas de energías renovables. Fuente: [10]	19
2.3. RTE con utilización de EH en distintas configuraciones. Fuente: [14]	20
2.4. Esquema simple de configuración de alta temperatura (izquierda) y versión optimizada (derecha). Fuente: [26]	20
2.5. Diagrama de flujo de energía/exergía y eficiencias exergéticas de cada sub proceso para el calculo de RTE. Fuente: [14]	21
3.1. Diagrama de bomba de calor (HP) y ciclo Rankine de Vapor (WSC) Fuente: Adaptado de [26]	23
3.2. Diagrama de ciclo Brayton con regeneración.	24
3.3. Diagrama de variaciones de la bomba de calor. (a) HP-EV, (b) HP-EH, (c) HP-EV-EH.	25
3.4. Esquema de selección de configuraciones (Carga + Descarga).	26
3.5. Rango de temperaturas de operación para sales de almacenamiento térmico seleccionadas. Elaborado a partir de [33, 34]	27
3.6. Diagrama de procedimiento computacional, modelo base HP-WSC.	29
3.7. Diagrama T-s de HP establecido por Vinnemeier <i>et al.</i> [26] (Arriba) y Dia- grama T-s de modelo HP según optimización y según validación mediante evaluación de presiones establecidas en [26] (Abajo).	38
3.8. Diagrama de proceso utilizado para optimizar modelos computacionales.	39
4.1. Diagrama T-s de modelo de descarga WSC.	44
4.2. Diagrama T-s de modelo de descarga Brayton-CO ₂	45

4.3. Diagrama T-s de modelo de carga HP-WSC con sal solar como medio de almacenamiento térmico.	47
4.4. Diagrama T-s de modelo de carga HP-EV-WSC con sal solar como medio de almacenamiento térmico.	48
4.5. Diagrama T-s de modelo de carga HP-EH-WSC con sal solar como medio de almacenamiento térmico.	50
4.6. Diagrama T-s de modelo de carga HP-EV-EH-WSC con sal solar como medio de almacenamiento térmico.	51
4.7. Diagrama T-s de modelo de carga HP-Brayton con sal solar como medio de almacenamiento térmico.	52
4.8. Diagrama T-s de modelo de carga HP-EH-Brayton con sal solar como medio de almacenamiento térmico.	54
4.9. Uso de sales fundidas en ciclos de descarga.	55
4.10. Comparación de RTE por configuración para cada sal.	56
4.11. Comparación de COEP por configuración para cada sal.	58
4.12. Relación RTE-COEP de todas las configuraciones y sales estudiadas.	59
4.13. Relación RTE-R (arriba) y relación COEP-R (abajo) de todas las configuraciones y sales estudiadas.	60
4.14. Gráfico de costos exergéticos de cada sistema estudiado.	61
4.15. Gráfico de rangos de eficiencias de tecnologías de almacenamiento energético a gran escala.	62

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes

1.1.1. Contexto Energético

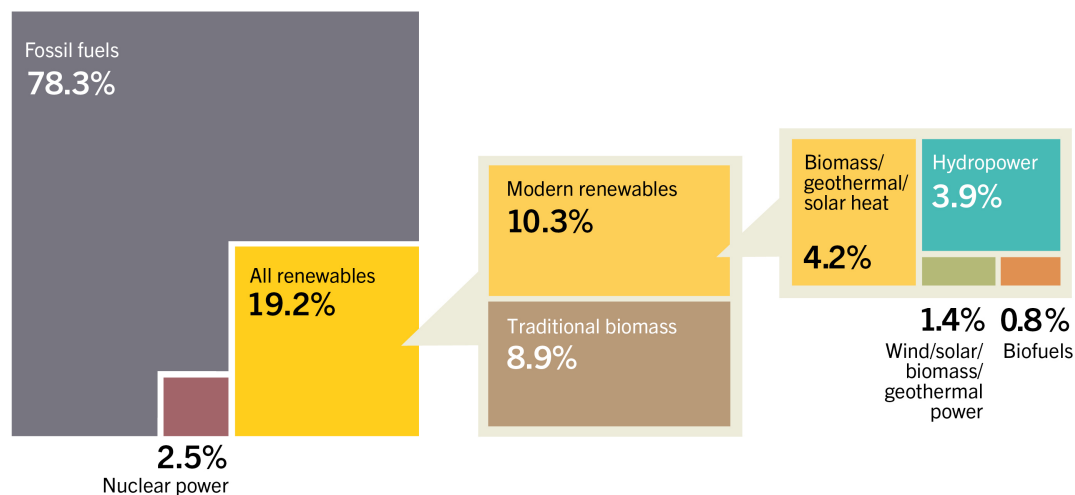
Tanto en Chile como en el mundo, el crecimiento de la población y el desarrollo tecnológico han causado un aumento considerable en el consumo de energía eléctrica, lo cual supone una demanda que continuará su crecimiento durante las próximas décadas [1]. Por esta razón, cada país debe plantearse la problemática de satisfacer la necesidad de energía eléctrica actual, así como también, planificar para la demanda futura de acuerdo a sus políticas energéticas.

Actualmente la composición de las matrices energéticas de cada país varía dependiendo de las características económicas, tecnológicas y de los recursos naturales disponibles en cada uno. Siendo la solución energética más común, la instalación de centrales termoeléctricas que utilizan combustibles fósiles tales como petróleo, gas natural o carbón para potenciar el funcionamiento de turbinas, las cuales conectadas a generadores permiten producir electricidad. Como se puede observar en la figura 1.1, la producción de energía eléctrica mediante combustibles fósiles representa más del 78% de la energía producida a nivel mundial (al año 2014), mientras que otras alternativas no conforman más allá del 10%, siendo las siguientes el uso de biomasa y centrales nucleares.

Los combustibles fósiles presentan dos problemas fundamentales, en primer lugar la dependencia de combustibles mismo, cuya disponibilidad y precio depende de recursos naturales presentes en cada país y la capacidad de extracción de estos. Además, estos recursos al ser explotados no se regeneran y por lo tanto eventualmente se agotarán. Por esta razón a estos tipos de energías se les denomina "No renovables". En segundo lugar, las plantas generadoras de este tipo son altamente contaminantes, ya que dependen del proceso de combustión para llevar a cabo su proceso, con lo que liberan gases nocivos para la salud y el medio ambiente [3, 4].

Por otro lado, como alternativa a las energías convencionales, se han desarrollado tecnolo-

Estimated Renewable Energy Share of Global Final Energy Consumption, 2014



REN21 *Renewables 2016 Global Status Report*



Figura 1.1: Porcentaje estimado de Energías Renovables en consumo final mundial, 2014. Fuente: Extraído de [2]

gías que buscan aprovechar el potencial de fuentes renovables. En Chile se define como fuentes de Energías Renovables No Convencionales (ERNC) a las energías eólica, pequeña hidroeléctrica (centrales hasta 20 MW), biomasa, biogás, geotermia, solar y la energía de los mares [5]. Este tipo de energías tienen el beneficio de provenir de fuentes naturales renovables, con un costo marginal nulo y con un potencial de contaminación ambiental muy bajo comparado con las centrales termoeléctricas. No obstante, presentan grandes desafíos tecnológicos, ya que debido a sus características presentan en muchos casos eficiencias menores que los de una planta termoeléctrica, mientras que su costo de instalación es elevado en comparación.

Además, dada la naturaleza de los recursos naturales (viento, marea, sol, etc.), algunas de estas energías presentan un comportamiento variable (energías renovables variables o ERV), prácticamente desapareciendo por momentos de forma errática (viento) o de acuerdo a un comportamiento cíclico (sol). Esto constituye uno de los principales problemas para la implementación de estas energías a grandes escalas, ya que dependen de factores naturales no controlables y por lo tanto, por sí solas no garantizan un suministro continuo y estable 24 horas al día. Este problema hace que las matrices energéticas de los países no puedan depender exclusivamente de ERV, lo que convierte a las energías convencionales en la primera opción actualmente. Por otro lado, debido a la naturaleza variable y al estado de las configuraciones

de las matrices energéticas actualmente observadas en el mundo, en muchos casos ocurre que en los peaks de mayor producción de ERV, se supera la demanda energética y por lo tanto se pierde un porcentaje de la producción, el cual podría ser potencialmente aprovechado en otros usos.

A pesar de esto, debido a la creciente preocupación por el impacto ambiental de las fuentes energéticas, en la última década se ha impulsado significativamente el desarrollo de las energías limpias, lo que ha su vez a impulsado mejoras tecnológicas que han hecho viables y cada vez más competitivas a las ERV en el mercado energético. De acuerdo a la International Renewable Energy Agency [6], se proyecta un crecimiento que alcanzaría en promedio un valor cercano al 20 % de presencia de ERV en las matrices energéticas en países de todo el mundo al año 2030 (Figura 1.2).

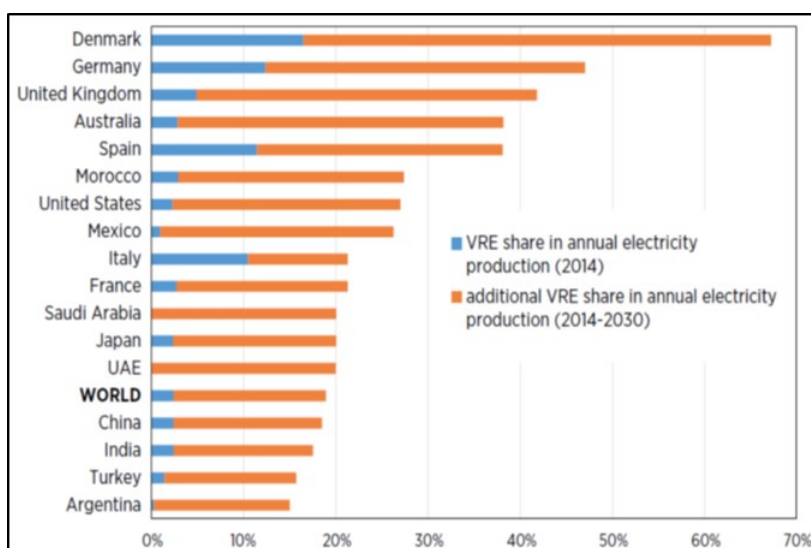


Figura 1.2: Proyección de ERV en matrices energéticas. Fuente: Extraído de [6]

En particular, Chile es un país que se caracteriza por su gran potencial eólico y solar, lo que ha llevado a un aumento considerable en el desarrollo de proyectos de este tipo, llegando a superar el 20 % de la producción de energía eléctrica mediante energías renovables al año 2018 [7], además de políticas energéticas que buscan alcanzar el 60 % en 2035 y al menos un 70 % para el año 2050 [8].

En este contexto, se hace necesario buscar soluciones que permitan suplir las desventajas de las energías limpias y así facilitar su implementación. En cuanto a la variabilidad de las principales energías renovables presentes en nuestro país (Eólica y Solar), una de las soluciones que actualmente se utiliza para incorporarlas en gran escala al parque generador sin comprometer la continuidad de suministro, además de aprovechar el superávit eléctrico en los peaks de producción, es la instalación simultánea de sistemas de almacenamiento de energía. Estos sistemas permiten compensar la producción eléctrica cuando la fuente natural disminuye de manera crítica, mediante energía almacenada previamente para este propósito. Así los sistemas de almacenamiento constituyen una oportunidad tanto de estabilizar la red, como de generar un modelo de negocios independiente que aproveche el comportamiento de la producción eléctrica y los bajos costos marginales de generación asociados a estas ERV,

los cuales disminuyen considerablemente (pudiendo llegar a ser nulo) durante los peaks de producción.

1.1.2. Métodos de almacenamiento de energía

Actualmente existen diversos sistemas para almacenar energía en desarrollo, algunos de ellos instalados y en funcionamiento y otros aún en fase de desarrollo. Estos sistemas, representan una posible solución a algunas de las dificultades de integrar las principales ERNC a la matriz energética Chilena, llegando a considerarse por algunos autores y agencias relacionadas al desarrollo de energías renovables como uno de los puntos cruciales para la consolidación de las ERNC como alternativa a los combustibles fósiles [9, 10, 11].

De acuerdo a la necesidad o el objetivo del sistema, existen varios métodos de almacenamiento energético, entre los cuales se encuentran el *Time Shifting* y *Arbitraje*. El objetivo del primero es almacenar cuando hay sobre producción y utilizar dicha energía para producir electricidad cuando hay escasez, así permitiendo cumplir con la demanda. Mientras que el arbitraje tiene como fin un modelo de negocios en el cual se compra energía barata cuando los costos marginales son mínimos, la cual se almacena y luego es vendida a precio de mercado.

El mercado de sistemas de almacenamiento de energía es muy reciente y se encuentra principalmente dominado por alternativas que dependen fuertemente de la presencia de condiciones geográficas específicas para funcionar adecuadamente (tales como cavernas o mesetas). Esto presenta una oportunidad para el desarrollo de tecnologías más eficientes, económicas o cuyas características le permitan funcionar bajo cualquier condición. Ya sea en conjunto con plantas de ERV o por sí solas realizando arbitraje.

Sistemas de almacenamiento energético disponibles

El tipo de almacenamiento energético varía de acuerdo al mecanismo utilizado y junto con esto el tipo de energía almacenada, la que por lo general luego se utiliza para la producción de electricidad. De acuerdo a la forma en la que este proceso se lleva a cabo existe una gran variedad de tecnologías en distinto estado de desarrollo o implementación. Con el fin de tener referencias específicas y comparar, se seleccionan diversos tipos de almacenamiento energético de acuerdo a una recopilación hecha en base a tres publicaciones científicas [11, 12, 13], de las cuales se evalúan las siguientes tecnologías:

1. Pumped Hydro Storage (PHS)
2. Underground Thermal Energy Storage (UTES)
3. Compressed Air Energy Storage (CAES)
4. Pit Storage
5. Flywheels
6. Supercapacitores
7. Superconducting Magnetic Energy Storage (SMES)

8. Solid Media Storage (SMS)
9. Baterías
10. Almacenaje Termoquímico
11. Almacenamiento de Hidrógeno
12. Liquefied Air Energy Storage (LAES)
13. Hot Water Energy Storage
14. Cold Water Energy Storage
15. Gravity Energy Storage (GES)
16. Molten Salts
17. Pumped Heat Energy Storage (PHES)

Dada la variedad de sistemas de almacenamiento energético, se seleccionan aquellas que sean de interés para la presente investigación, privilegiando aquellas tecnologías útiles para el almacenamiento de energía eléctrica a gran escala y que sean maduras y competitivas para el mercado energético actual. Para esto, se establecen tres criterios de selección:

1. Deben ser sistemas cuyo input y output sea de energía eléctrica o que en su defecto, permita potenciar un sistema de producción de energía eléctrica convencional.
2. La tecnología debe ser apta para almacenamiento energético a gran escala (capacidades de almacenamiento iguales o mayores que 100 MWh), ya que es fundamental que cumpla con el orden de magnitud de plantas ERNC asociadas a matrices eléctricas de alto consumo, por ejemplo, aplicado a Chile, el Sistema Interconectado Central (SIC).
3. Se prioriza aquellas tecnologías con mejor eficiencia y por lo tanto más competitiva. Para esto se define como principal parámetro de comparación la Eficiencia Round-Trip (RTE por sus siglas en inglés). Esta corresponde al cociente entre la energía que sale y la energía que entra al sistema durante un ciclo completo, es decir, un proceso de carga del sistema mediante energía eléctrica proveniente de la red o directamente de una planta ERNC, la que luego se almacena mediante el método de preferencia, para finalmente cuando sea necesario, producir energía eléctrica mediante un sistema de descarga apropiado.

Definición 1.1 *Round-Trip Efficiency (RTE)* [14]

$$\eta_{RT} = \frac{E_{out}}{E_{in}} = \frac{\int_{t_{out}} P_{el,out} dt}{\int_{t_{in}} P_{el,in} dt}$$

De acuerdo a lo recién mencionado, la definición [1.1] establece el calculo de la RTE en función de las potencias eléctricas de entrada y salida ($P_{el,in}, P_{el,out}$) y los tiempos de carga (t_{in}) y descarga (t_{out}). Cabe mencionar que en casos teóricos en los que no se ha dimensionado el sistema de almacenamiento o de descarga y por lo tanto, se desconocen los tiempos de carga y descarga, se asumen estos tiempos unitarios y la RTE se calcula en función de la relación de las potencias de entrada y salida.

Considerando los criterios antes mencionados, aquellos sistemas que resultan de interés son definidos a continuación:

Pumped Hydro Storage (PHS)

El almacenamiento por bombeo de agua es uno de los sistemas más maduros y competitivos del mercado, con alrededor de 340 instalaciones en operación y una potencia instalada de 178 GW a nivel mundial [15]. La tecnología PHS funciona utilizando un input de energía eléctrica para bombear agua desde un reservorio a baja altitud a un reservorio en altura, de esta forma almacenando energía potencial, la cual luego puede ser aprovechada por una turbina hidráulica apropiada. Por ejemplo, en la figura 1.3, el reservorio a menor altura es el mar, del cual se saca agua para llevar a una represa en altura. Vale la pena mencionar que en este caso, la bomba para el ciclo de carga y la turbina para la descarga es la misma turbomáquina reversible. Este es un caso puntual y no necesariamente aplica a todos los sistemas de este tipo.

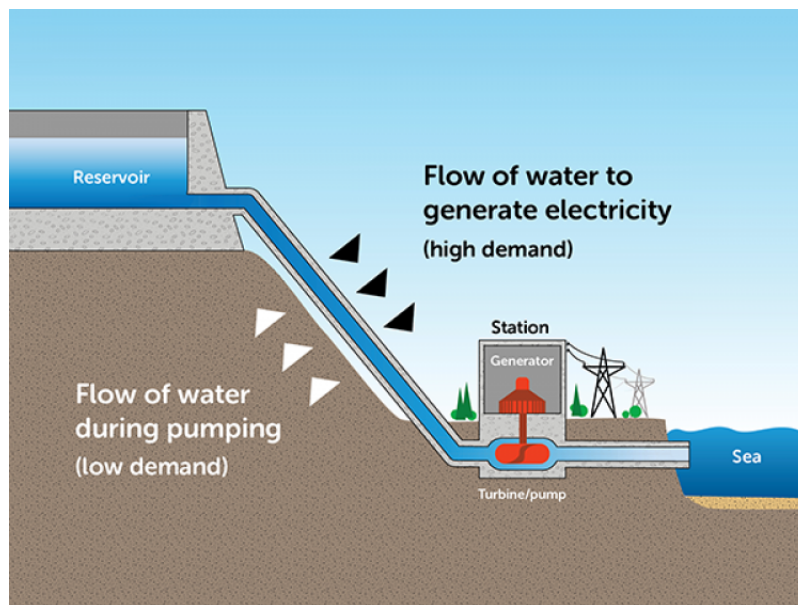


Figura 1.3: Ejemplo de sistema PHS, proyecto en desarrollo en Australia Fuente: [16]

La tecnología PHS se caracteriza por una alta eficiencia Round-Trip (65-87%), precio moderado por energía almacenada (5-100 \$/kWh) y gran flexibilidad en el rango de potencia. La principal desventaja de estos sistemas es la dependencia de características geográficas y disponibilidad de agua adecuada.

Vale la pena mencionar que actualmente se encuentra en desarrollo un proyecto PHS en nuestro país llamado Proyecto Valhalla [17], el cual se ubicaría en el norte de Chile con una potencia instalada de 300 MW con el fin de utilizar el superávit eléctrico producido por plantas solares fotovoltaicas para almacenar energía y luego reinyectarla a la matriz energética central.

Compressed Air Energy Storage (CAES)

La tecnología de almacenamiento de energía por aire comprimido es la segunda que mayor disponibilidad comercial presenta para almacenamiento de energía a gran escala. Su aparición data del año 1940, pero la primera planta operativa fue construida en la década de 1970. Actualmente existen dos plantas CAES de gran escala, la planta McIntosh en Alabama, EUA (110 MW) y la planta Huntorf en Alemania (290 MW).

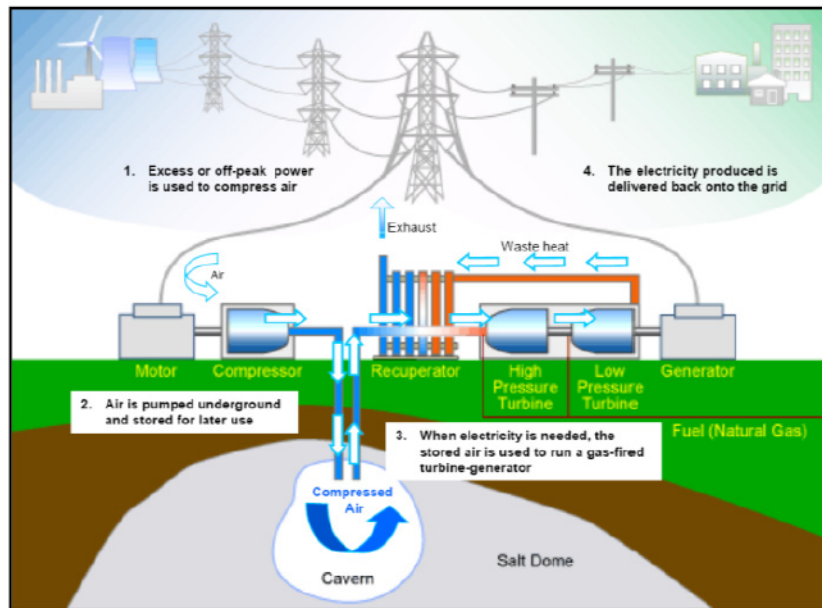


Figura 1.4: Diagrama de sistema CAES. Fuente: [18]

Su funcionamiento es sencillo, como se observa en la figura 1.4, primero se utiliza energía para cargar el sistema mediante la compresión de aire (1 en la figura) y su almacenamiento en cavernas subterráneas (2), normalmente cavernas de sal, acuíferos o formaciones naturales similares o en estanques fabricados (fibra de carbón por ejemplo), para luego al ser necesario, descargar el sistema calentando dicho aire presurizado usando gas natural (3) y usándolo para potenciar una turbina a gas, la cual conectada a un generador, produce energía eléctrica que se reinyecta a la red (4). Con este método se pueden alcanzar eficiencias entre 40-95% , pero al igual que en los sistemas PHS, para poder instalar una planta CAES se debe disponer de formaciones naturales que hagan posible el almacenamiento de aire comprimido en este caso, volviéndose mucho más costosa esta opción en el caso de suplir esta necesidad con estanques.

Gravity Energy Storage (GES)

El almacenamiento de energía por gravedad es una tecnología aún en desarrollo que busca resolver los principales problemas de las plantas PHS, mediante la utilización de un sistema de tuberías y agua como fluido de trabajo. De esta forma moviendo un pistón de grandes dimensiones con una bomba reversible, el cual queda suspendido para almacenar la energía potencial como se puede observar en la figura 1.5, derecha. Luego en horas de alta demanda,

se libera el pistón de forma que este empuja el agua de vuelta por la tubería potenciando una turbina hidráulica que a su vez va conectado a un generador (figura 1.5, izquierda).

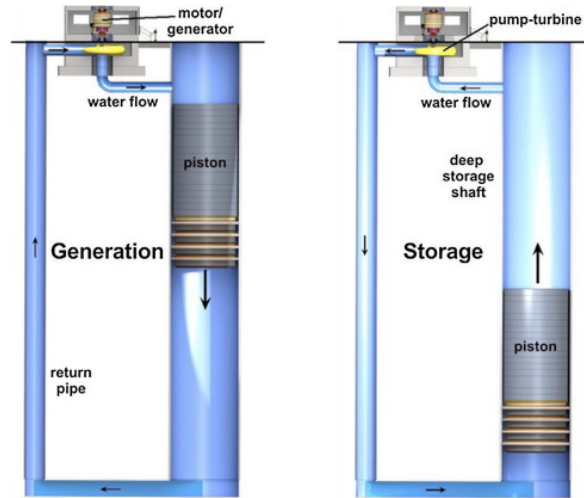


Figura 1.5: Diagrama de sistema GES. Fuente: [19]

Actualmente existen prototipos a pequeña escala [20] y planes para su implementación a gran escala, sin embargo con eficiencias entre 75-80 %, se considera que aún debe reducir sus costos para ser competitiva con otras alternativas del mercado como PHS y CAES.

Liquified Air Energy Storage (LAES)

El almacenamiento de energía por licuefacción de aire es una tecnología de aparición reciente, la cual ya cuenta con plantas en funcionamiento [21]. Este sistema funciona de manera similar a los sistemas CAES, pero almacenando aire licuificado en estanques en vez de aire comprimido.

Como se observa en la figura 1.6, la fase de carga corresponde a la compresión y licuefacción (Liquefaction en la figura) del aire para su almacenamiento en estado líquido (Storage), para luego durante la descarga, mediante un intercambiador de calor calentar el aire y presurizarlo para alimentar una turbina a gas con su respectivo generador (Power Recovery).

La principal ventaja de los sistemas LAES es su alta densidad de energía (50 [Wh/L]) gracias al bajo volumen que ocupa el aire licuificado. Por otro lado, su eficiencia se encuentra en el rango de 40-50 % con un precio elevado, siendo por estas razones aún inferior a las opciones más competitivas del mercado.

Baterías de flujo

Las baterías de flujo son una de las tecnologías más maduras y aceptadas en el mercado para almacenamiento de energía a gran escala. Estas funcionan de manera similar a baterías convencionales, almacenando energía mediante un proceso electro-químico el cual

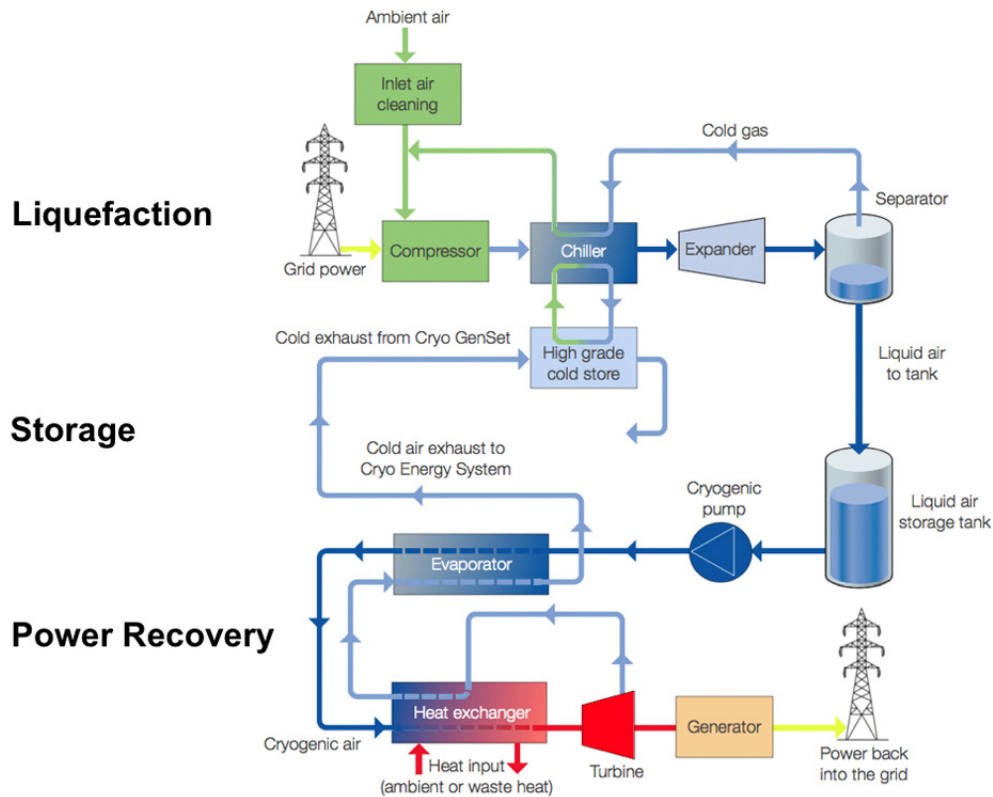


Figura 1.6: Diagrama de sistema LAES. Fuente: [22]

luego se revierte en la fase de descarga y permite producir electricidad. Aunque esta tecnología presenta altas eficiencias, cuenta con dos principales desventajas: los altos costos de inversión necesarios para producir las baterías y la corta vida útil de estas (5-15 años). Actualmente existen varios tipos de baterías de flujo dependiendo de la composición de estas, por ejemplo, Zinc-bromine (ZBB), Polysulphide-bromine (PSB) y Vanadium redox (VRB). Estas presentan ventajas y desventajas en cuanto a costos, eficiencias y densidad de energía, alcanzándose en general altas eficiencias dentro del rango 57-85 % con densidad de energía entre 16-60 [Wh/L].

Almacenamiento de Hidrógeno

La producción y almacenamiento de hidrógeno es la manera más conveniente de almacenar energía a largo plazo (meses o incluso años en las condiciones adecuadas). Usando este sistema, durante la fase de carga se usa agua como materia prima para producir hidrógeno mediante electrólisis, este puede ser almacenado en forma líquida o gaseosa. En la fase de descarga, el hidrógeno puede ser utilizado en celdas de combustible o directamente quemado como combustible en una turbina a gas para producir electricidad. Su principal desventaja es la baja eficiencia de los sistemas de producción de hidrógeno.

Almacenamiento de Energía Eléctrica Mediante Bombeo de Calor

La tecnología Pumped Heat Energy Storage (PHES), también llamada Pumped Thermal Energy Storage (PTES) consiste en convertir energía eléctrica en calor durante la fase de carga y almacenamiento mediante una bomba de calor, para luego transferir esta energía a un medio de almacenamiento adecuado tal como sales fundidas. Las sales luego se almacenan en estanques especialmente fabricados, así conservando el calor hasta que sea necesario revertir el proceso. Durante la descarga, se vuelve a convertir la energía almacenada en electricidad. Para esto se realiza intercambio de calor con un ciclo de potencia térmico (rankine o Brayton por ejemplo), el cual finalmente produce energía eléctrica mediante un generador.

Bomba de calor

Una bomba de calor es un dispositivo utilizado para transportar energía térmica desde una fuente fría a una fuente caliente, permitiendo realizar este transporte de energía en sentido contrario de como ocurriría espontáneamente y con un bajo consumo de energía asociado (Ley de Fourier). El desempeño de una bomba de calor se mide a través del coeficiente de performance (COP), el cual se calcula como el cociente entre la potencia térmica entregada por la bomba de calor y la potencia consumida por esta, parámetro que comúnmente es superior a uno. Hoy en día existe una gran variedad de uso para estos sistemas entre los cuales se encuentran refrigeración, calefacción, aire acondicionado, etc.

Como se puede observar en la figura [1.7](#), estos sistemas se componen básicamente de un compresor, un condensador (intercambiador de calor con fuente caliente), un expansor (normalmente una válvula de expansión, pero podría ser una turbina con el fin de recuperar trabajo en el proceso) y un evaporador (intercambiador de calor con fuente fría).

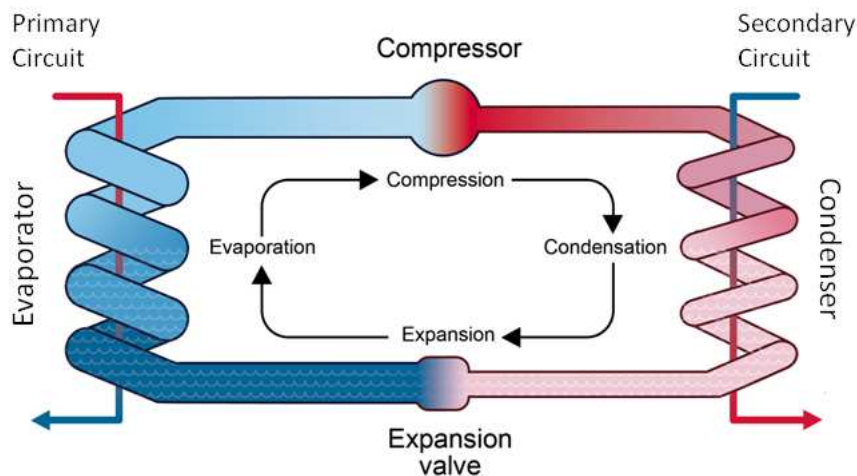


Figura 1.7: Esquema de bomba de calor sencilla. Fuente: [\[23\]](#)

Estado del arte de sistemas PHES

Conforme a lo descrito por Howes (2012) [\[24\]](#) en la Figura [1.8](#), el concepto del ciclo PHES nace de la idea de conectar el flujo de calor de una máquina térmica y una bomba de calor.

Con la adición de un medio de almacenamiento térmico se transforma en un sistema de almacenamiento energético con las capacidades individuales de los dos subsistemas y por lo tanto apto para almacenamiento a gran escala y compatible con la tecnología de plantas térmicas convencionales.

Este tipo de ciclos existe conceptualmente desde hace muchos años, además de diversas patentes de variadas configuraciones desde 1979 [13]. Sin embargo, existen pocas publicaciones al respecto en la literatura científica, las cuales son relativamente recientes (2010 en adelante). Según varios autores [11, 10, 9], con la tecnología existente en el mercado se podría diseñar e instalar ciclos PHES, aún así no existen actualmente instalaciones comerciales de este tipo debido a los altos costos de algunos de sus componentes.

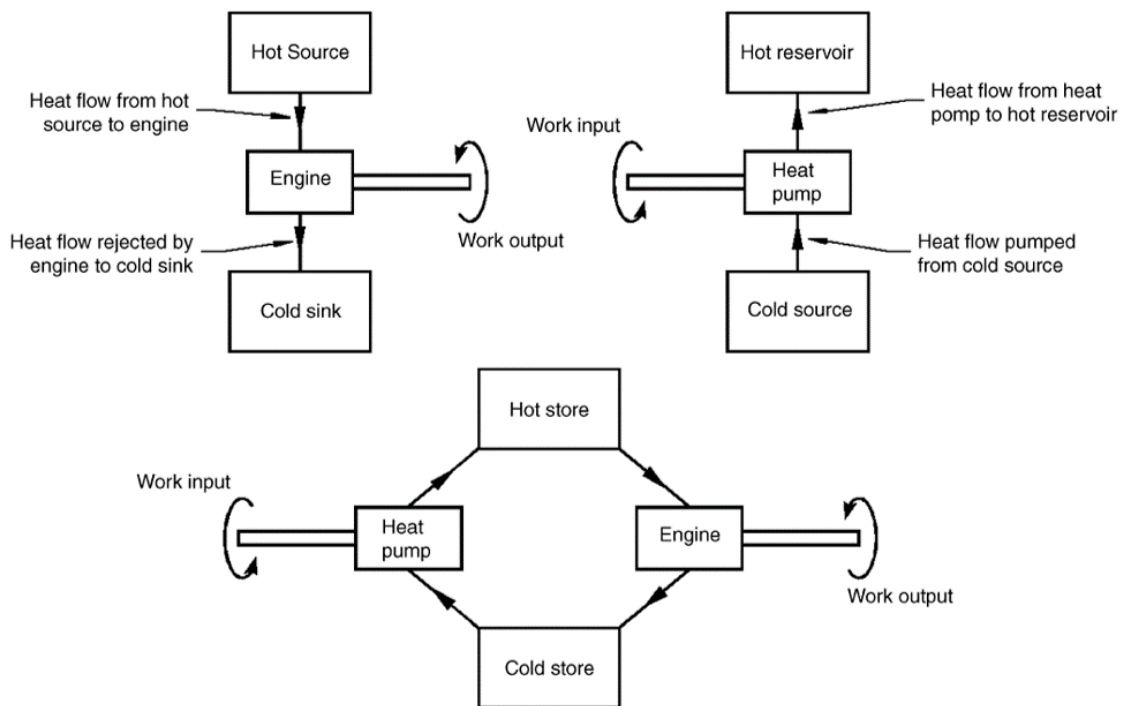


Figura 1.8: Diagrama de concepto, integración de un motor térmico y una bomba de calor en un sistema de almacenamiento PHES. Fuente: [24]

Ventajas de sistemas PHES

De entre las tecnologías de almacenamiento energético en desarrollo, la tecnología PHES es una de las más prometedoras, ya que dada su alta eficiencia teórica (50-70 % de acuerdo a varios autores [11, 14, 13]) y sus características, presenta ventajas por sobre otras alternativas antes mencionadas, estas ventajas se nombran y explican a continuación:

- **Ciclo de vida prolongado:** Al contrario que algunos sistemas como las baterías, los ciclos PHES poseen una vida útil de aproximadamente 30 años.
- **No está limitada por formaciones geográficas:** Su instalación no depende de la existencia previa de formaciones naturales como es el caso de PHS y CAES, además de que el espacio total utilizado por un sistema PHES es de los más reducidos entre las

tecnologías de almacenamiento (alta densidad de energía).

- **No depende de combustibles fósiles:** Los ciclos PHES son cerrados y no necesitan combustibles externos para funcionar, por lo tanto no producen contaminación ambiental.
- **Capacidad de integrarse a plantas termoeléctricas existentes:** Dada la configuración de un ciclo PHES, este puede integrarse a una planta térmica convencional fácilmente, de forma que la fase de carga sea mediante una bomba de calor y estanques de almacenamiento térmico (de sales fundidas por lo general), los cuales luego proporcionan el calor necesario para el funcionamiento del ciclo térmico a modo de fase de descarga.

En contraste, las eficiencias alcanzadas por los estudios teóricos no es tan alta como otros sistemas (70-80 % en los casos optimistas), además de que como se explica más adelante, presenta grandes desafíos tecnológicos para la implementación de algunos de sus componentes.

Tipos de sistemas PHES

Distintos autores han propuesto variadas configuraciones para instalaciones PHES, variando los sistemas de descarga [25] en muchos casos evaluando la posibilidad de integrarse directamente a plantas termoeléctricas existentes [14, 26, 10]. De acuerdo al tipo de ciclo termodinámico utilizado y fluido de trabajo, Benato y Stoppato (2018) [13] establecieron tres clasificaciones, las cuales se explican a continuación.

- **Ciclo Brayton reversible:** Esta configuración se caracteriza por estar equipada con tanques de almacenamiento de calor sensible tanto caliente como frío y utilizar un gas supercrítico de una sola fase como fluido de trabajo (típicamente aire o argón).
- **Ciclo orgánico Rankine transcrito reversible:** Este tipo de sistema PHES se caracteriza por el uso de CO_2 supercrítico como fluido de trabajo y contar con uno o mas recipientes de almacenamiento en hielo o agua presurizada.
- **Sistema de almacenamiento de energía por calor comprimido:** Compressed Heat Energy Storage o CHEST es un sistema PHES basado en un ciclo convencional Rankine, el sistema incluye un recipiente de de almacenamiento de calor de alta temperatura, mientras que el almacenamiento de baja temperatura corresponde al ambiente.

1.1.3. Resumen y comparación de sistemas de almacenamiento

Se consideran como alternativas competitivas del mercado las tecnologías seleccionadas de acuerdo a capacidad para almacenamiento a gran escala, capacidad de output eléctrico y madurez de la tecnología, las cuales se resumen junto a sus parámetros principales en la tabla [1.1].

La tecnología escogida para esta memoria es la PHES, en base a sus características y ventajas por sobre otros medios de almacenamiento energético, principalmente debido a su alta eficiencia, densidad energética y bajo potencial de contaminación, junto a la independencia de estos sistemas de su ubicación, lo que cumple con los requerimientos y necesidades del mercado energético actual y a futuro.

Tabla 1.1: Resumen de comparación de tecnologías de almacenamiento energético. Fuente: Adaptado de [13]

Tecnología	Densidad de Energía [Wh/L]	Precio por unidad de Energía almacenada [\$/kWh]	Eficiencia Round-Trip [%]	Ciclo de vida [años]
PHS	0.5-1.5	5-100	65-87	30-60
GES	0.5-1.5	N/A	70-86	30-40
CAES	3-12	2-200	40-95	20-60
LAES	50	260-530	40-85	20-40
Baterías de Flujo	16-60	120-1000	57-85	5-15
Hidrógeno	500-3000	1-10	20-50	5-30
PHES	110-170	60	50-80	25-30

1.2. Motivación

De acuerdo al contexto energético presentado y dada la necesidad de sistemas de almacenamiento energético que permitan una mayor capacidad de instalación de plantas ERNC sin comprometer la continuidad y estabilidad de la matriz energética, surge la motivación de proponer un sistema de almacenamiento de energía a gran escala flexible y competitivo con las alternativas del mercado actual. De esta forma, aportando a potenciar el desarrollo de las energías renovables no convencionales en nuestro país.

Tomando en cuenta principalmente a las dos tecnologías de mayor impacto en el mercado energético actual, PHS y CAES, las cuales presentan el principal problema de depender de características geográficas para su instalación y funcionamiento, además de la existencia previa de un proyecto PHS en nuestro país (Proyecto Valhalla [17], no llegó a implementarse), en la presente memoria se escoge y desarrolla la tecnología de almacenamiento de energía eléctrica por bombeo de calor, la cual representa una alternativa prometedora y acorde a las necesidades tanto del mercado local y global.

1.3. Objetivos

A partir de la revisión de la bibliografía mencionada y en base al análisis de las opciones tecnológicas existentes o en desarrollo, se propone el objetivo general de la memoria y los objetivos específicos necesarios para su cumplimiento.

1.3.1. Objetivo General

Analizar y comparar, en base a la eficiencia exergética, sistemas de almacenamiento de energía eléctrica a gran escala tipo PHES, utilizando CO_2 como fluido de trabajo.

1.3.2. Objetivos específicos

1. Analizar la viabilidad de configuraciones típicas de ciclos PHES que utilicen CO₂ como fluido de trabajo en base a la literatura disponible.
2. Comparar el uso de distintas sales fundidas como medio de almacenamiento térmico para cada configuración seleccionada.
3. Determinar la eficiencia Round-Trip y evaluar comportamiento exergético de los distintos ciclos seleccionados.

1.4. Alcances

La presente investigación consiste de la definición de configuraciones de sistemas PHES en base a restricciones tecnológicas y tipo de ciclo de descarga (Rankine de vapor o Brayton de CO₂), además de la variación de sales de almacenamiento. Posteriormente se construyen modelos computacionales de cada ciclo mediante el software Engineering Equation Solver (EES). Todos los modelos corresponden al funcionamiento de un ciclo completo de carga y descarga (régimen transiente), lo que excluye el cálculo de los tiempos de duración de cada ciclo y junto con eso, el dimensionamiento de los estanques de sales fundidas.

Mediante los modelos se realiza la caracterización termodinámica de cada ciclo, además del análisis de uso de sales, calculo de eficiencias de primera ley, segunda ley (eficiencia exergética) y Round Trip Efficiency (RTE) para el ciclo completo. Cabe destacar que cada modelo computacional presenta simplificaciones debidamente especificadas para disminuir la complejidad, así como también en la discusión se excluye todo tipo de especificación de equipos y análisis económicos.

1.5. Organización del texto

Para llevar a cabo esta investigación, se definen configuraciones de la tecnología seleccionada a comparar y se utilizan herramientas tanto matemáticas como computacionales para su caracterización y posterior comparación. Para esto, se definen pasos necesarios para cumplir con los objetivos planteados y concluir al respecto. A continuación se detallan los ítems a desarrollar para la conformación de esta memoria:

- **Revisión Bibliográfica**

El primer paso de esta memoria corresponde a la revisión de la literatura pertinente, seleccionando aquellas investigaciones cuyas configuraciones de ciclos PHES, métodos y resultados sirvan de referencia directa para la investigación a realizar.

- **Selección de configuraciones**

Luego de analizadas la bibliografía, se definen las configuraciones de sistemas PHES por comparar en base a la literatura revisada.

- **Construcción y validación de modelo base**

Como primera aproximación al modelamiento computacional de los ciclos seleccionados, se construye un modelo tomando como referencia la metodología y parámetros utilizados en el principal paper de referencia. Luego se comparan los resultados con el fin de obtener un error porcentual cercano o inferior al 5 % para considerar validado el modelo.

- **Construcción de modelos alternativos**

Una vez validado el modelo base, se construyen los modelos correspondientes a las variantes definidas previamente, utilizando el mismo procedimiento y ajustando los supuestos y ecuaciones según corresponda a cada configuración.

- **Recopilación de resultados**

Se utilizan los modelos construidos para estimar eficiencias de primera y segunda ley de ciclos de carga y descarga, además de la RTE del sistema, flujo de sales fundidas y todos los parámetros que se estimen pertinentes.

- **Análisis y conclusiones**

Finalmente se utilizan los datos obtenidos para analizar los resultados de cada sistema, confeccionar gráficos de ser necesario y concluir respecto a que configuraciones son viables, cuales presentan mejores eficiencias o ventajas frente al resto, etc.

Capítulo 2

Revisión Bibliográfica

En este capítulo se revisan publicaciones científicas directamente relacionadas con el diseño de ciclos PHES con tal de identificar configuraciones, metodologías y supuestos de interés para el desarrollo de esta memoria. Se pone especial énfasis en artículos que sirvan como base para la construcción de modelos computacionales con sus simplificaciones y supuestos respectivos con el fin de tener una referencia con la cual validar el procedimiento a la hora de realizar la caracterización y el cálculo de parámetros de las configuraciones seleccionadas a comparar.

Como se mencionó anteriormente, el concepto de sistemas PHES es relativamente reciente y no se ha llegado a un consenso sobre qué tipo de sistema es más eficiente, qué fluido de trabajo utilizar, que sistema de descarga o que tipo de almacenamiento térmico. En 2010, Desrues *et al.* [25], fue el primero en proponer un sistema de almacenamiento PHES basado en un ciclo Brayton, en la figura 2.1 se observa un esquema del sistema, el cual utiliza Argón como fluido de trabajo y funciona como una bomba de calor de alta temperatura en el ciclo de carga (sentido anti horario en la figura), almacenando la energía en el mismo fluido caliente en dos regeneradores de gran tamaño ($21000 m^3$), para luego, durante la descarga invertir el sentido del flujo (sentido horario en la figura) y funcionar como un ciclo Brayton convencional. En esta investigación, Desrues *et al.* desarrollaron un modelo matemático del sistema y calcula una eficiencia de 66,7% pero concluye que dicho cálculo debe ser validado con un prototipo con estanques lo suficientemente grandes. Al analizar esta configuración y sus resultados, en primer lugar vale la pena considerar sistemas de descarga tipo Brayton, además de que al ser reversible, presenta la ventaja de utilizar la misma maquinaria tanto para el ciclo de carga como de descarga con las ventajas económicas que esto implica. Por otro lado, no se exploran otras alternativas de fluidos de trabajo ni de almacenamiento térmico tales como los estanques de sales fundidas, tecnología competitiva y madura que es comúnmente utilizados en plantas solares fotovoltaicas.

Un año más tarde, en 2011 Howes [24] propuso un sistema similar, pero utilizando dispositivos reciprocantes en lugar de turbomaquinas. En este caso, el autor investigó los aspectos termodinámicos de una bomba de calor ideal aplicada a un sistema de almacenamiento energético. Luego fue construido un prototipo de dicha configuración obteniendo resultados deficientes, pero afirmando que teóricamente los sistemas PHES constituyen una alternativa

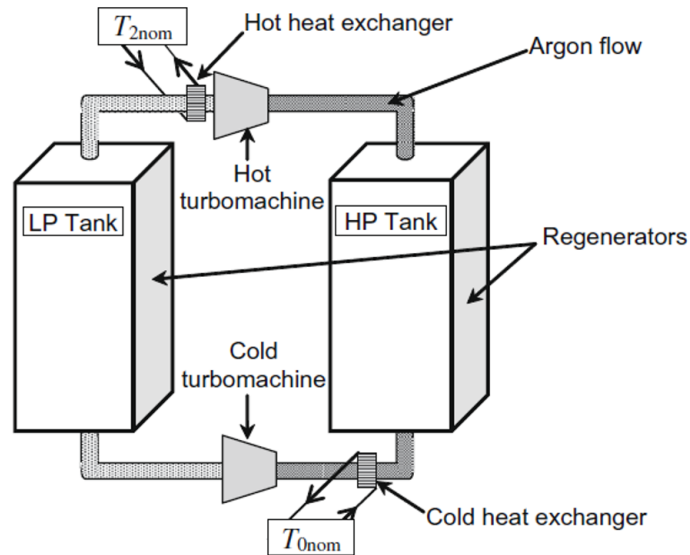


Figura 2.1: Esquema de ciclo PHES en base a ciclo Brayton de Argón propuesto por Desrues *et al.* Fuente: [25]

eficiente y con una gran ventaja en cuanto a densidad de energía con respecto a las tecnologías PHS y CAES. Sobre esta investigación, no vale la pena entrar en detalle, salvo que se descarta el uso de maquinaria reciprocante, ya que se observa mejores resultados en configuraciones que utilizan turbomaquinaria.

El mismo año que Howes, White [27] analizó la misma configuración propuesta por Desrues integrando estanques de almacenamiento térmico en sistemas PHES con el fin de desarrollar correlaciones para estimar las pérdidas de estos. Al respecto concluye que las pérdidas térmicas y de presión en estanques de almacenamiento térmico no son despreciables, pero aún así, no perjudican significativamente el rendimiento del ciclo. Esta afirmación se tiene en cuenta al considerar sistemas de almacenamiento térmicos integrados a ciclos PHES, tales como estanques de sales fundidas, los que como se puede observar más adelante son una tecnología ampliamente estudiada para su integración a sistemas PHES.

Adicionalmente, en el año 2013, White *et al.* [28], basándose en el estudio anterior, realizaron un análisis termodinámico del mismo ciclo PHES. Los resultados de esta investigación relacionaron el aumento de la eficiencia Round-Trip con la diferencia de temperaturas del compresor, es decir, a mayores temperaturas mejores rendimientos (principio de Carnot). A pesar de esto, el uso de altas temperaturas implica condiciones de alta presión y por lo tanto condiciones de trabajo más exigentes, lo que exige materiales adecuados con un costo considerablemente mayor. Estos resultados determinan un posible parámetro de comparación entre configuraciones a la hora de determinar la conveniencia de uno sobre otro, en este caso, relacionando parámetros de operación con características económicas. De la misma manera, sería adecuado determinar parámetros de comparación similares para otros componentes del ciclo, por ejemplo del sistema de almacenamiento térmico, ya sea por geometría, material de almacenamiento térmico o material de los contenedores.

Continuando con posibles configuraciones de ciclos PHES, en el año 2016, Aga *et al.* [10] propusieron una configuración de ciclo PHES como sistema de almacenamiento energético para plantas de energías renovables (usando una planta solar fotovoltaica de gran escala como referencia). Para esto consideraron una bomba de calor de CO_2 de alta temperatura con el fin de calentar y almacenar sales fundidas, mientras que para la descarga propuso utilizar un ciclo Rankine de vapor convencional por su simplicidad y disponibilidad de componentes en el mercado.

Vale la pena mencionar que en base a su propio estudio, Aga *et al.* decidió utilizar CO_2 como fluido de trabajo por el alto potencial de sus propiedades termodinámicas para aplicaciones de alta temperatura. Existen amplios estudios relacionados a su uso en almacenamiento térmico y bajo riesgo de contaminación o efectos dañinos para la salud [29, 30, 31].

La investigación de Aga *et al.* toma como principal restricción, utilizar sólo maquinaria y tecnología presente en el mercado a la fecha de publicación y no aquellas aún en desarrollo. De esta manera presenta una propuesta basada en un compresor y expansor provenientes de las industrias del gas y del petróleo. En la práctica esto implica que el compresor está limitado a una temperatura máxima de aproximadamente $480^\circ C$ y para alcanzar la temperatura de almacenamiento ideal de las sales fundidas ($565^\circ C$ para sal solar), es necesario complementar con un calentador eléctrico, lo que reduce la eficiencia del ciclo de carga pero beneficia el funcionamiento total del sistema. También es importante notar que se utiliza una configuración en base a la optimización de ambos ciclos para altas temperaturas, la cual se muestra en la figura 2.2. En ella se observa como un sistema PHES de alta temperatura (líneas verdes) se integra a una planta fotovoltaica (PV generation), un ciclo de descarga Rankine convencional (líneas grises) y un sistema de almacenamiento térmico (líneas naranjas). Esto es de sumo interés para esta memoria, ya que es una configuración desarrollada y optimizada para sistemas de almacenamiento a gran escala integrando apropiadamente los sistemas mencionados, además de que las condiciones de operación alcanzan altas presiones y temperaturas que permitirían alcanzar altos rendimientos.

Con el ciclo propuesto por Aga *et al.* se alcanzan eficiencias teóricas (RTE) cercanas al 50 % y costos de electricidad menores a otras tecnologías (baterías en base a litio por ejemplo). Por lo que se concluye la viabilidad del ciclo además de la posibilidad de continuar la disminución de costos si es que se estableciera una economía de escala asociada a la producción de la maquinaria necesaria para la confección del ciclo y/o se desarrollaran tecnologías específicas optimizadas para su uso en sistemas tipo PHES.

A modo de observación, se nota que no se analizan otras posibles configuraciones, en particular, sería de interés realizar un análisis de componentes existentes en el mercado similar, pero para otras configuraciones, por ejemplo, configuraciones capaces de aprovechar la misma maquinaria tanto en carga como en descarga (Brayton reversible como en [25] o ciclo orgánico reversible), de forma de medir los costos reales de una instalación posiblemente más económica aunque tal vez con mayores dificultades a la hora de encontrar componentes. Otra observación es que aún cuando se habla de posibles reducciones de costos y mejoras en la eficiencia general del sistema en ciertas situaciones (por ejemplo con el desarrollo de compresores de CO_2 de mayor capacidad), no se analiza la incidencia de la maquinaria en los costos o en la eficiencia. Esta información podría ser de gran utilidad en la determinación

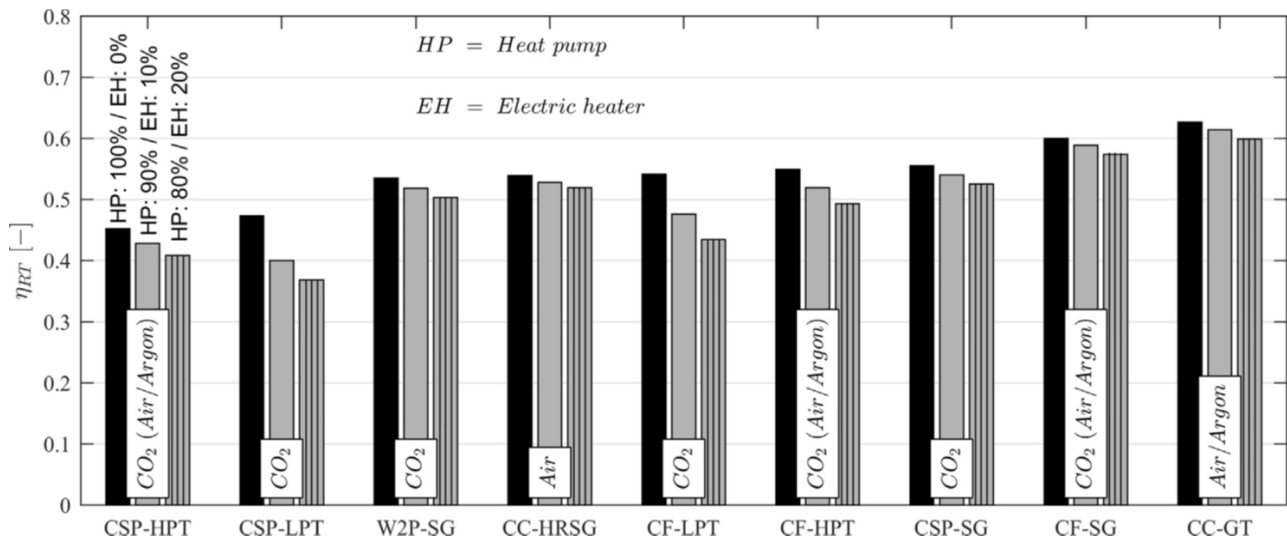


Figura 2.3: RTE con utilización de EH en distintas configuraciones. Fuente: [14]

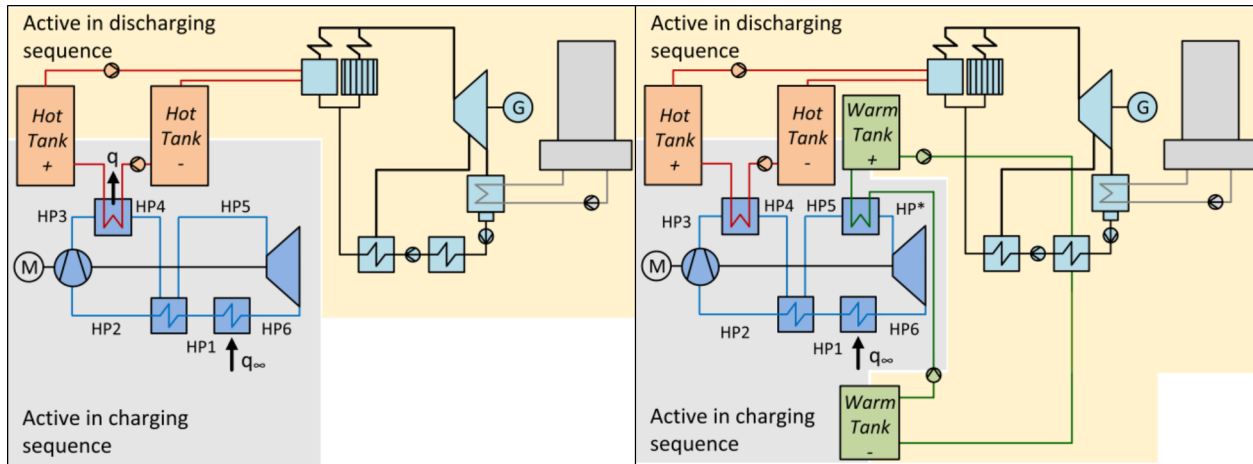


Figura 2.4: Esquema simple de configuración de alta temperatura (izquierda) y versión optimizada (derecha). Fuente: [26]

En el mismo artículo, se menciona otra limitante del ciclo, ya que debido a las temperaturas de trabajo, existe la posible necesidad de expandir CO_2 cuya fracción de vapor sea inferior a 70 %, en cuyo caso una turbina adecuada sería inviable con maquinaria disponible actualmente. En ese caso se reemplaza la turbina de la bomba de calor por una válvula de expansión, obteniéndose RTE aproximadamente 4 % inferiores y COEP entre un 6-12 % menores. Este es otro supuesto a tener en cuenta para la confección de los modelos matemáticos.

En ambas publicaciones de Vinnemeier *et al.* [14, 26], se considera una aproximación a los sistemas PHES mediante análisis exergético, ya que esta técnica presenta ventajas por sobre métodos más convencionales. Siendo la principal, el hecho de que cada una de las eficiencias (exergéticas) medidas de los sub procesos involucrados en el sistema PHES, permite ser optimizada de forma individual e independiente a los otros sub procesos. Esto fue aprovechado para identificar distintas configuraciones de bombas de calor con recuperación y optimizar los niveles de presión de acuerdo a distintos usos: Baja y alta temperatura.

$$\eta_{RT} = \frac{E_{out}}{E_{in}} = \prod_i \zeta_i = \underbrace{\frac{E_M}{E_{in}}}_{\zeta_M} \cdot \underbrace{\frac{E_{P2H}^+}{E_M}}_{\zeta_{P2H}} \cdot \underbrace{\frac{E_{S,in}^+}{E_{P2H}^+}}_{\zeta_{P2H \rightarrow S}^+} \cdot \underbrace{\frac{E_{S,out}^+}{E_{S,in}^+}}_{\zeta_S^+} \cdot \underbrace{\frac{E_{H2P}^+}{E_{S,out}^+}}_{\zeta_{S \rightarrow H2P}^+} \cdot \underbrace{\frac{E_G}{E_{H2P}^+}}_{\zeta_{H2P}} \cdot \underbrace{\frac{E_{out}}{E_G}}_{\zeta_G} \quad (2.1)$$

De esta forma, la eficiencia general del sistema, definida como la eficiencia Round-Trip se puede calcular como la multiplicación de las eficiencias exergéticas (ζ_i) individuales de cada sub proceso (Ecuación 2.1). Esto se puede observar con mayor facilidad en la figura 2.5 dónde la energía de salida es resultado de las irreversibilidades de cada sub proceso, ya sea en cantidades de energía o exergía.

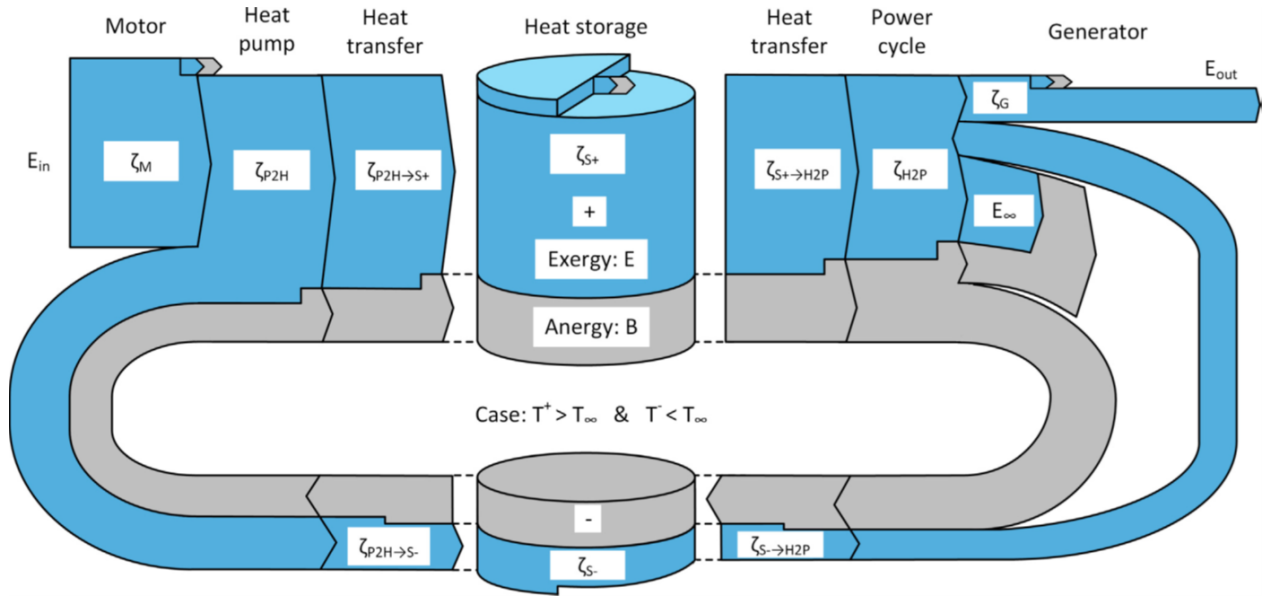


Figura 2.5: Diagrama de flujo de energía/exergía y eficiencias exergéticas de cada sub proceso para el calculo de RTE. Fuente: [14]

Además, en [14] se utiliza este principio para separar el calculo de la eficiencia Round-Trip en dos grandes bloques: Eficiencia de carga y de descarga. Lo que se traduce termodinámicamente en la optimización de la eficiencia de primera o segunda ley para el ciclo de potencia que conforma la descarga. Mientras que en el proceso de carga, se hace la distinción entre la eficiencia de primera ley de la bomba de calor (Coefficient of Performance o COP) y la eficiencia de segunda ley (Coefficient Exergetic of Performance o COEP). Ya que el COP por su definición, no representa un parámetro útil en la optimización de la RTE, ya que disminuye al aumentar la distancia entre las temperaturas de la bomba de calor, siendo que este es el propósito de la bomba de calor en un sistema PHES. Por el contrario el COEP si aumenta al aumentar la distancia entre temperaturas, siendo éste un parámetro más adecuado para caracterizar el ciclo de carga como sub proceso del sistema a la hora de optimizar. De esta forma, se presenta el modelamiento de la bomba de calor y del ciclo de descarga WSC como un problema de optimización de presiones con sus respectivas restricciones.

A modo de observación sobre los artículos de Vinnemeier *et al.*, en ningún caso se lleva a cabo un análisis económico en detalle, siendo que al utilizar análisis exergético en algunas de

ellas, se podría aprovechar esta técnica para un análisis exergético-económico. Aún así, dado el estado del arte de la tecnología PHES, no es imperativo este tipo de análisis para esta investigación, pero sería interesante a futuro, aplicarlo a las configuraciones (combinación carga-descarga) que resulten más prometedoras.

Otro factor a considerar es que al igual que Aga *et al.* [10], se mantiene fijo el sistema de descarga y no se consideran otras posibilidades además de la integración al ciclo WSC.

2.1. Conclusiones

De las posibles configuraciones de ciclos PHES, se decide utilizar como base la configuración sencilla para alta temperatura propuesta por Vinnemeier *et al.* [26], teniendo en cuenta las restricciones tecnológicas mencionadas para la definición de ciclos alternativos, así como también la variación de ciclos de descarga. Vale la pena mencionar que se descarta la configuración optimizada con el fin de simplificar los cálculos de esta memoria. Además, se selecciona el uso de CO_2 como fluido de trabajo para la bomba de calor debido a sus ventajas termodinámicas y medioambientales respecto a las alternativas.

Se decide utilizar la medida RTE como principal parámetro de comparación con el fin de comparar fácilmente con otros sistemas de almacenamiento. Se toma como base de los modelos computacionales la metodología y estructura de optimización utilizada por Vinnemeier *et al.* [14] con el fin de utilizar la aproximación mediante análisis exergético para el cálculo de RTE y otros parámetros pertinentes.

Se utiliza como parámetro secundario de comparación la diferencia de presiones del compresor a modo de relación con el costo de los equipos de acuerdo a la exigencia de estos como sugiere [28]. Finalmente, se observa que ninguna de las publicaciones analizadas explora la posibilidad de utilizar distintos medios de almacenamiento térmico (otro tipo de sales fundidas por ejemplo). Con respecto a esto, se plantea la posibilidad de analizar variantes de sales fundidas que puedan variar la temperatura de trabajo de los equipos y potencialmente beneficiar la eficiencia o la dimensión de estos y los costos del sistema en general.

Capítulo 3

Metodología

3.1. Selección de configuraciones

Como se mencionó anteriormente, con el fin de no complejizar excesivamente los cálculos, se considera la configuración propuesta en el trabajo de Vinnemeier *et al.* [26] como base para las configuraciones estudiadas. En particular, un sistema PHES cuyo ciclo de carga corresponde a una bomba de calor con regeneración mediante CO_2 (figura 3.1, (a)) y para la descarga, un ciclo convencional Rankine de vapor, también llamado Water Steam Cycle o WSC (figura 3.1, (b)).

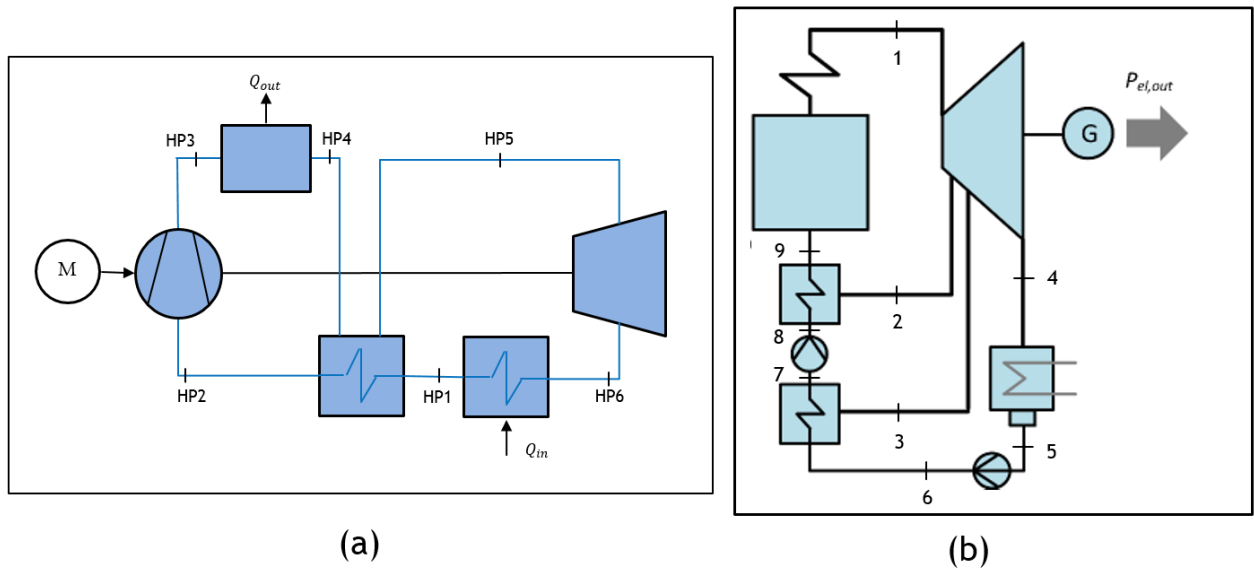


Figura 3.1: Diagrama de bomba de calor (HP) y ciclo Rankine de Vapor (WSC) Fuente: Adaptado de [26]

Luego, se consideran variantes tanto para la bomba de calor como para el ciclo de descarga en base a la revisión bibliográfica. En primer lugar se establece la posibilidad de utilizar un

ciclo de descarga alternativo con el fin de aprovechar las ventajas de utilizar el mismo fluido de trabajo del ciclo de carga. Para esto, se propone utilizar la misma maquinaria de la bomba de calor en un ciclo Brayton CO_2 (figura 3.2). De esta forma cambiando el sentido y el orden de la bomba de calor, pero manteniendo los equipos principales.

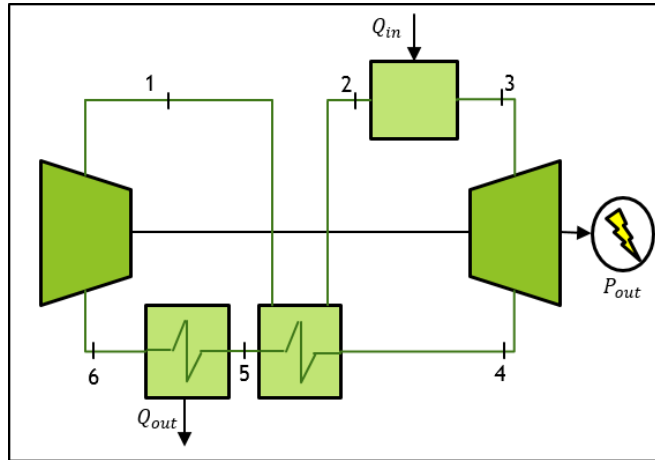


Figura 3.2: Diagrama de ciclo Brayton con regeneración.

Por otro lado, las variaciones de la bomba de calor corresponden a restricciones tecnológicas de acuerdo a las capacidades de los equipos existentes o a limitación de funcionamiento de los mismos.

Los compresores de CO_2 presentes en el mercado provienen de la industria del petróleo y del gas y por lo tanto no están diseñadas con el propósito de alcanzar altas presiones y temperaturas como es necesario en un sistema de almacenamiento energético tipo PHES. De acuerdo a [10], la temperatura máxima alcanzada por compresores de este tipo es de alrededor de $480^\circ C$, mientras que para utilizar a su máximo potencial las sales fundidas como medio de almacenamiento térmico, se requiere alcanzar temperaturas superiores dependiendo del tipo de sal ($565^\circ C$ para sal solar), así como también se debe mantener una temperatura mínima para evitar el congelamiento de estas ($270^\circ C$ - sal solar).

Si se considera esta restricción, se debe utilizar un equipo adicional, tal como un calentador eléctrico (electrical heater o EH) para alcanzar la temperatura deseada por sobre la temperatura máxima del compresor. Esto implicaría un consumo energético adicional por parte del sistema y a priori una disminución de la eficiencia. De esta restricción, la primera variación del sistema involucra la adición de un calentador eléctrico en el flujo de las sales fundidas después del compresor (figura 3.3 (a)).

La segunda restricción aplicada a la bomba de calor corresponde a que si la fracción de vapor del CO_2 es inferior a 70 %, la turbina no estaría capacitada para permitir la expansión adecuadamente, por lo que en ese caso, se puede solucionar reemplazando la turbina por una válvula de expansión (EV) como se puede ver en la figura 3.3 (b).

Por último, el caso *pesimista* es aquel que cumple con ambas restricciones, es decir, una bomba de calor con EV y EH haciendo de éste el caso más real de acuerdo a los equipos disponibles en el mercado (figura 3.3 (c)).

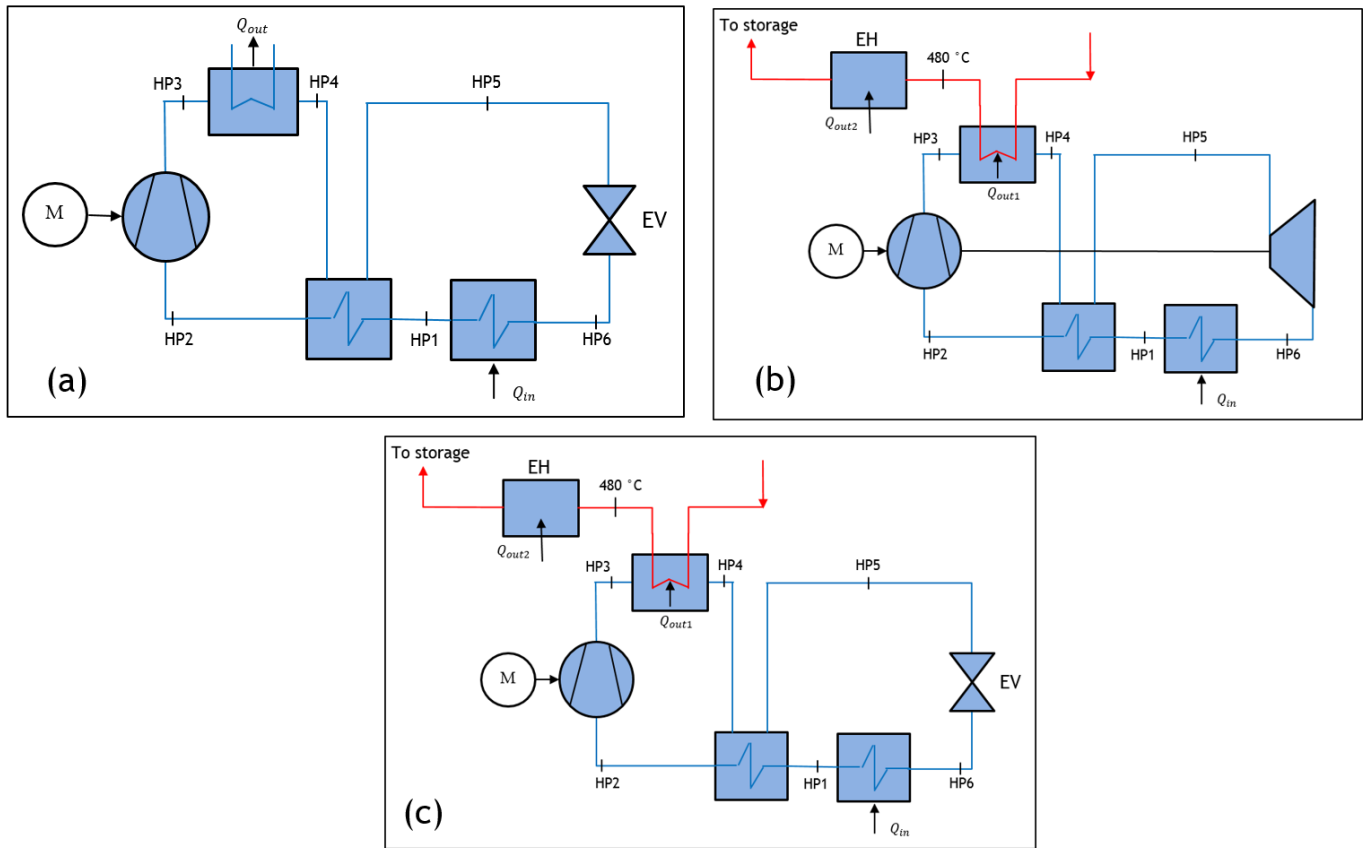


Figura 3.3: Diagrama de variaciones de la bomba de calor. (a) HP-EV, (b) HP-EH, (c) HP-EV-EH.

De acuerdo a las configuraciones de bombas de calor y ciclos de descarga mencionados, se definen 6 posibles configuraciones según la combinación de ambos ciclos como se observa en la figura 3.4. Los modelos definidos son:

- HP-WSC
- HP-EV-WSC
- HP-EH-WSC
- HP-EV-EH-WSC
- HP-Brayton
- HP-EH-Brayton

Es importante notar que las configuraciones HP-EV-Brayton y HP-EV-EH-Brayton se descartan, ya que si se utiliza el supuesto de la necesidad de una válvula de expansión en vez de una turbina de CO_2 , el sistema Brayton de CO_2 sería inmediatamente inviable, ya que depende del uso de una turbina de potencia de este tipo para funcionar.

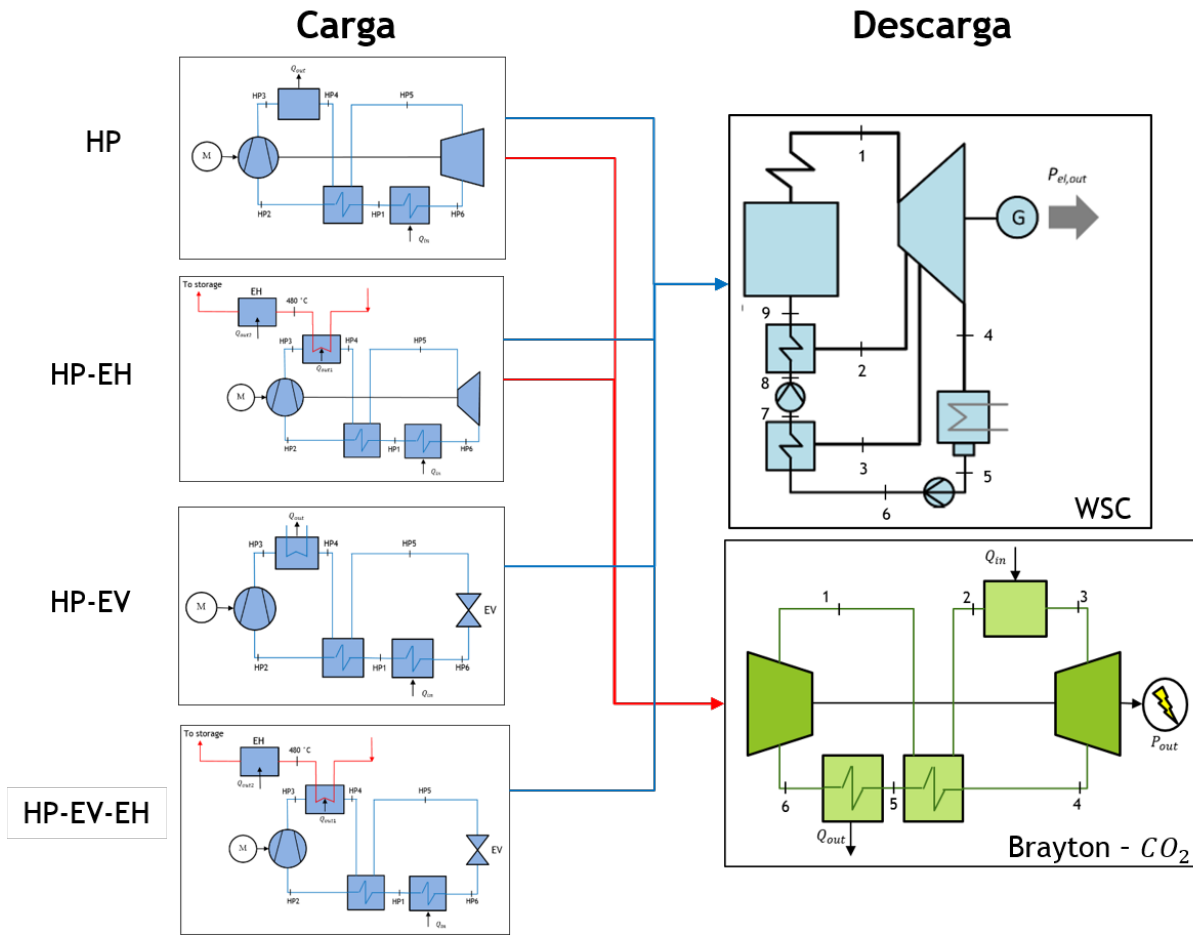


Figura 3.4: Esquema de selección de configuraciones (Carga + Descarga).

3.1.1. Comparación de sales de almacenamiento

Como se mencionó anteriormente, se propone estudiar el efecto de distintas sales fundidas como medio de almacenamiento térmico en las configuraciones propuestas, para eso se escoge una variedad de 5 sales incluyendo aquella utilizada comúnmente en sistemas de almacenamiento térmico, la que se conoce como "Sal solar".

Las composición de las sales a utilizar se muestra a continuación, seguido de sus propiedades (tabla 3.2) y temperaturas de operación (tabla 3.1).

1. 60 % $NaNO_3$ + 40 % KNO_3
2. 30 % $LiNO_3$ + 57 % KNO_3 + 13 % $NaNO_3$
3. 33,4 % Na_2CO_3 + 34,5 % K_2CO_3 + 32,1 % Li_2CO_3
4. 37,5 % $MgCl_2$ + 62,5 % KCl
5. 7,5 % $NaCl$ + 23,9 % KCl + 68,6 % $ZnCl_2$

Es importante notar que los rangos de temperaturas de operación de cada sal presentes en la figura 3.5 varían considerablemente en cuanto a las temperaturas mínimas y máximas de

operación con tal de evitar la solidificación de las sales. De esta manera se espera que exista una gran variación en la eficiencia y las presiones de la HP asociadas al uso de diferentes sales.

En términos de composición, la sal 1 corresponde a la sal de referencia (sal solar), las sales 2 y 3 son sales ternarias de litio, la sal 4 es derivada de un subproducto de minería de poco valor conocido como Bischofita y la sal 5 principalmente de cloruro de Zinc. El costo de cada una de estas varía sustancialmente, ya que muchas de ellas no son producidas de manera comercial. Este podría disminuir de identificarse un uso rentable y con eso el incentivo de su producción en masa.

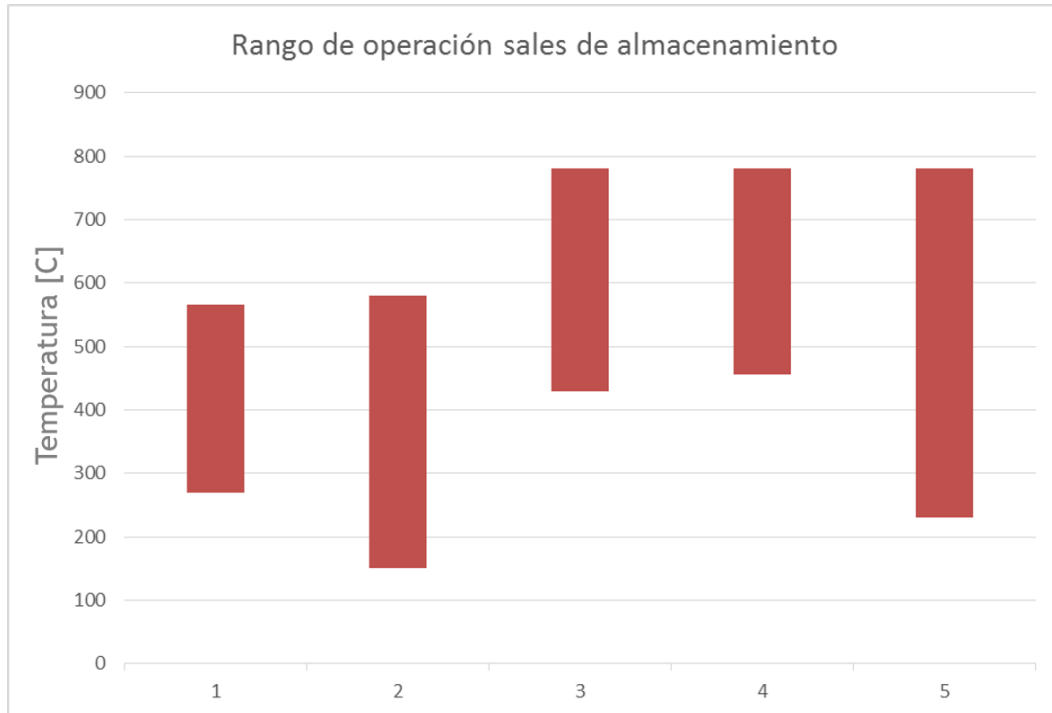


Figura 3.5: Rango de temperaturas de operación para sales de almacenamiento térmico seleccionadas. Elaborado a partir de [33, 34]

Tabla 3.1: Temperaturas de operación de sales fundidas. Fuente: Elaborado a partir de [33, 34]

Número de sal	Punto de fusión [°]	Temperatura mínima de operación [°C]	Temperatura máxima de sal [°C]	Temperatura máxima de operación [°C]	Costo [\$/Ton]
1.	238	270	585	565	800
2.	120	150	600	580	1300
3.	398	430	800	780	2500
4.	426	456	800	780	350
5.	200	230	800	780	800

Tabla 3.2: Propiedades de sales fundidas. Fuente: Elaborado a partir de [33, 34]

Número de sal	Calor Específico cp [KJ/kg-K]	Conductividad k [W/m-K]
1.	$-1e - 10 \cdot T^3 + 2e - 07 \cdot T^2 + 5e - 06 \cdot T + 1,4387$	$-1e - 11 \cdot T^3 + 3e - 08 \cdot T^2 + 2e - 4 \cdot T + 3,922e - 2$
2.	17,4	0,6
3.	1,612	$1,8e - 06 \cdot Td \cdot 2 - 1,638e10^{-3} \cdot T + 0,82$
4.	1,15	0,4
5.	0,9	$0,514 - 2,33 \cdot T$

3.2. Análisis exerético

La exergía es una propiedad termodinámica que permite determinar el potencial de trabajo útil de una determinada cantidad de energía que se puede alcanzar por la interacción espontánea entre un sistema y su entorno. Al ser una propiedad termodinámica, es una magnitud cuya variación solo depende de los estados inicial y final del proceso y no de los detalles del mismo. La exergía se puede definir como el trabajo máximo teórico que podría obtenerse de la interacción entre un determinado sistema termodinámico y el ambiente de referencia tomando en cuenta las irreversibilidades del proceso. De esta forma, un proceso completamente reversible (ciclo de Carnot por ejemplo) tendrá una eficiencia exerética del 100% mientras que un proceso real tendrá una eficiencia exerética menor debido a las fuentes de irreversibilidades del proceso (roce, pérdidas, etc). El ambiente de referencia se define como una porción del entorno cuyas propiedades intensivas no cambian significativamente con cualquier proceso que se considere [35].

Algunos aspectos adicionales de la exergía son:

- La exergía es una propiedad de los sistemas cerrados.
- El valor de la exergía no puede ser negativo. Las transferencias de exergía asociadas a flujos de energía en tránsito (en forma de calor o trabajo) pueden tener uno u otro signo dependiendo del sentido y naturaleza de dichos flujos.
- La exergía no se conserva, sino que se destruye a causa de las irreversibilidades.

Se decide utilizar este tipo de análisis en esta memoria debido a las ventajas que presenta frente a un análisis energético convencional, ya que como se explicó en la revisión bibliográfica, permite relacionar directamente la eficiencia Round Trip con la eficiencia (exerética) de la bomba de calor del sistema PHES mediante el cálculo de la eficiencia exerética de cada componente individual por separado. Por otro lado al calcular la destrucción de exergía en cada componente se puede determinar el porcentaje de incidencia de las irreversibilidades del componente en el total de irreversibilidades del proceso. En el caso de la bomba de calor, lo normal es que el componente con mayor influencia sobre el proceso total sea el compresor (con una mayor destrucción de exergía), ya que las turbomaquinas presentan mayores irreversibilidades que los intercambiadores de calor y en particular en la bomba de calor el compresor presenta mayores exigencias que la turbina. Aún así vale la pena estudiar esto en cada caso con el fin de comparar el funcionamiento de cada configuración seleccionada.

3.3. Modelación computacional

3.3.1. Modelo Base

Formulación de modelo

Como se mencionó anteriormente, el modelo base se construye como un problema de optimización de dos variables, las cuales corresponden a las presiones variables de cada ciclo. Este procedimiento se lleva a cabo mediante el software Engineering Equation Solver (EES), el cual posee la particularidad de funcionar como un sistema de ecuaciones, lo que en la práctica permite determinar aquellas variables incógnitas, mientras se cuente con la cantidad de ecuaciones adecuada. En este software, se utiliza un archivo macro, el cual es capaz de abrir y optimizar archivos .EES por separado para llevar a cabo el procedimiento explicado a continuación (diagrama en la figura 3.6).

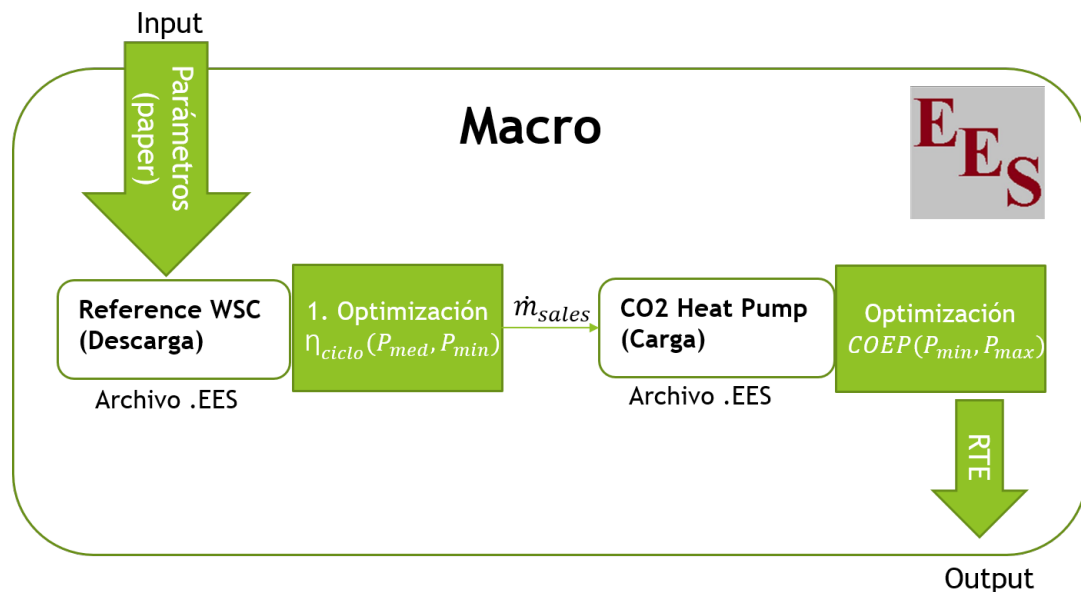


Figura 3.6: Diagrama de procedimiento computacional, modelo base HP-WSC. .

Se construye cada etapa del sistema en un archivo .EES por separado, comenzando con el ciclo de descarga (WSC), para el cual se optimiza su eficiencia (η_{ciclo}) en función de las presiones mínima e intermedia para luego obtener la cantidad de calor necesaria para alimentar su producción. Con este parámetro, se calcula el flujo de sales fundidas (\dot{m}_{sales}) necesario para satisfacer dicha producción, valor que luego el archivo macro guarda y entregada al modelo de carga (HP) (segundo archivo .EES) para optimizar el coeficiente exergético de desempeño de la bomba de calor (COEP) en función de la presión mínima y máxima de la bomba de calor. Con estos resultados se calcula el consumo (MW) de la bomba y finalmente la RTE utilizando la definición (1.1).

A continuación se detalla el procedimiento, supuestos y ecuaciones utilizadas en cada uno de los modelos recién mencionados.

Modelo de Descarga (WSC)

El principal parámetro del ciclo de descarga es la potencia nominal de este, la cual caracteriza la potencia de todo el sistema (carga y descarga), ya que el ciclo de carga debe ser capaz de suministrar dicha potencia. De acuerdo a la tabla 3.3, esta potencia corresponde a 900 MW, valor que representa un sistema cuya magnitud es bastante superior a plantas eléctricas promedio. Aún así se mantiene con el fin de comparar directamente con los resultados de Vinnemeier *et al.* y porque los modelos construidos no se encuentran completamente dimensionados (no se calculan tamaños de estanques ni horas de almacenamiento), siendo los resultados más relevantes las proporciones más que las cantidades.

Tabla 3.3: Valores característicos de descarga Rankine de vapor (WSC). (Adaptado de [26])

Parámetro	Variable	Valor
Poder nominal de salida	P_{el}	900 MW
Temperatura máxima de vapor	T_{max}	600/620°C
Presión máxima de vapor	p_{max}	285 bar
Temperatura de salida: Tren de Precalentamiento de Alta Presión	T_{HP}	300°C
Temperatura de salida: Tren de Precalentamiento de Baja Presión	T_{LP}	160°C

En este modelo, el valor a optimizar corresponde a la eficiencia del ciclo, dada por la ecuación:

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{in} \cdot \dot{m}_{vapor}} \quad (3.1)$$

Donde P_{el} es la potencia eléctrica de salida del sistema, \dot{Q}_{in} es el calor de entrada al sistema y \dot{m}_{vapor} es el flujo másico de vapor. La optimización de dicha eficiencia se realiza en función de las presiones variables mínima e intermedia (P_{min} y P_{med}), las cuales se ubican en las salidas de la turbina de alta y baja presión (puntos 3 y 4 en el diagrama WSC).

Se consideran los mismos supuestos establecidos por Vinnemeier *et al.* [26] para las eficiencias de los equipos ($\eta_{turbina} = 0,9$, $\eta_{generador} = 0,99$ y $\eta_{hx} = 0,99$ para intercambiadores de calor). El consumo y pérdidas asociadas a las bombas se desprecia (alrededor del 1% de incidencia).

Las condiciones de referencia (temperatura y presión ambiente) son $T_a = 15^\circ$ y $P_a = 101,3$ [kPa].

Se calculan las condiciones termodinámicas mediante las funciones propias de EES en función de dos parámetros (T,h,s o v) supuestos o ya calculados para cada caso. Adicionalmente, para calcular las variables restantes del ciclo se tiene:

Turbinas

Trabajo isoentrópico

$$W_{t,s} = h_{in} - h_{out,s} \quad (3.2)$$

Trabajo

$$W_t = h_{in} - h_{out} \quad (3.3)$$

Eficiencia

$$\eta_t = \frac{W_t}{W_{t,s}} \quad (3.4)$$

Donde h_{in} corresponde a la entalpía de entrada a la turbinam $h_{out,s}$ es la entalpía isentrópica de salida de la turbina y h_{out} es la entalpía real de salida de la turbina.

Condensador

Se asume que a la salida del condensador la fracción de vapor es nula ($x_5 = 0$).

Fracciones de extracción

Para determinar las fracciones de extracción de los trenes de precalentamiento, High Preheating Train (HPT) y Low Preheating train (LPT) (f_1 y f_2 respectivamente) se hace el balance de entalpías en esos puntos:

$$h_7 = h_3 \cdot f_2 \cdot (1 - f_1) + h_6 \cdot (1 - f_1) \cdot (1 - f_2) \quad (3.5)$$

$$h_9 = h_2 \cdot f_1 + h_8 \cdot (1 - f_1) \quad (3.6)$$

Cálculo de flujo de sales

Se calcula según el flujo de calor necesario para alimentar el sistema:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{salt} \cdot cp_{salt} \cdot (T_{salt,2} - T_{salt,1}) \cdot \eta_{hx} \quad (3.7)$$

Donde \dot{m}_{salt} es el flujo de sales fundidas necesario para suministrar el calor de entrada \dot{Q}_{in} al sistema, cp_{salt} es el calor específico de las sales fundidas utilizadas, $T_{salt,1}$ y $T_{salt,2}$ son las temperaturas de entrada y de salida de las sales fundidas en el generador de vapor y η_{hx} es la eficiencia del generador de vapor.

Cálculo de flujo de vapor

Análogamente, se calcula el flujo de vapor igualando la diferencia de entalpías por el flujo másico de vapor (\dot{m}_{vapor}) al calor de entrada \dot{Q}_{in} .

$$Q_{in} = (h_1 - h_9) \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_{vapor} \cdot Q_{in} = \dot{Q}_{in} \quad (3.9)$$

Cálculo de potencias

Por último, las potencia total (W_{out}) y las producidas por las turbinas de alta (W_{out1}) y baja presión (W_{out2}), se calcula según:

$$\dot{W}_{out1} = (h_2 - h_3) \cdot \dot{m}_{vapor} \cdot (1 - f_1) \quad (3.10)$$

$$\dot{W}_{out2} = (h_3 - h_4) \cdot \dot{m}_{vapor} \cdot (1 - f_1) \cdot (1 - f_2) \quad (3.11)$$

$$\dot{W}_{out} = \dot{W}_{out1} + \dot{W}_{out2} \quad (3.12)$$

$$\dot{W}_{out} \cdot \eta_{gen} = P_{el} \quad (3.13)$$

Donde η_{gen} es la eficiencia del generador.

Modelo de Carga (HP)

Al igual que para el modelo de descarga, la bomba de calor modelada, se basa en los parámetros indicados en la publicación de Vinnemeier *et al.* (tabla 3.4). En este caso, el parámetro que determina las capacidades necesarias de la bomba de calor es el flujo de sales fundidas, el cual fue calculado previamente en la descarga y entregado a este modelo.

El ciclo se compone de un compresor de CO_2 , un intercambiador de calor con las sales fundidas (condensador), un regenerador, una turbina y finalmente otro intercambiador con el ambiente (evaporador) como se puede observar en el diagrama HP de la figura 3.1 (a). Al igual que el paper de referencia, se desprecian pérdidas de presión en la bomba de calor.

Tabla 3.4: Valores característicos de modelo de bomba de calor con regeneración (HP). Fuente: adaptado de [26]

Parámetro	Variable	Valor
Diferencia de temperatura de Intercambiadores de calor.	ΔT_{HEx}	5 K
Diferencia de temperatura del Evaporador.	ΔT_{Eva}	15K
Nivel máximo de Presión	P_{max}	≤ 200 bar
Nivel mínimo de Presión	P_{min}	$34.85 \text{ bar} \leq P_{min} \leq 1$ bar
Eficiencia Isoentrópica de Compresor	$\eta_{s,C}$	0.8
Eficiencia Isoentrópica de Turbina	$\eta_{s,T}$	0.9

Para la construcción del modelo, se calculan las condiciones termodinámicas de cada punto mediante las funciones propias de EES. Luego, para completar el sistema de ecuaciones necesario para el modelo, se utilizan las mismas condiciones ambiente del modelo anterior y se tienen las siguientes ecuaciones y supuestos para cada equipo:

Evaporador

El evaporador del ciclo HP hace intercambio de calor con el ambiente (T_a) y por lo tanto la salida de este (T_{out}), se encuentra a la diferencia entre la temperatura ambiente y la diferencia mínima alcanzable por el equipo (*pinch point* del evaporador o ΔT_{Eva}), según:

$$T_{out} = T_a - \Delta T_{Eva} \quad (3.14)$$

Compresor

Trabajo isoentrópico

$$W_{s,c} = h_{s,out} - h_{in} \quad (3.15)$$

Trabajo

$$W_c = h_{out} - h_{in} \quad (3.16)$$

Eficiencia

$$\eta_c = \frac{W_{s,c}}{W_c} \quad (3.17)$$

Donde h_{in} corresponde a la entalpía de entrada al compresor, $h_{out,s}$ es la entalpía isentrópica de salida del compresor y h_{out} es la entalpía real de salida del compresor.

Condensador

La temperatura máxima del ciclo debe ser alcanzada previo a la entrada del condensador ($T_{in,cond}$) y debe garantizar que se alcance la temperatura adecuada de las sales fundidas ($T_{max,salt}$) cumpliendo con el diferencial de temperaturas característico del intercambiador de calor (ΔT_{HEX}), por eso, la temperatura de entrada al condensador es:

$$T_{in,cond} = T_{max} = T_{max,salt} + \Delta T_{HEX} \quad (3.18)$$

También es necesario calcular el calor útil que entrega la bomba de calor a las sales y el valor del flujo másico de CO_2 según:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{salt} \cdot cp_{salt} (T_{max,salt} - T_{min,salt}) \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{CO_2} \cdot cp_{CO_2} (T_{in,cond} - T_{out,cond}) \quad (3.20)$$

Donde \dot{m}_{CO_2} y cp_{CO_2} son el flujo másico y el calor específico del fluido de trabajo de la bomba de calor (dióxido de carbono). $T_{max,salt}$ y $T_{min,salt}$ son las temperaturas máxima y mínima de operación de las sales fundidas y $T_{in,cond}$, $T_{out,cond}$ son las temperaturas de entrada y de salida del compresor de la bomba de calor.

Regenerador

Se hace el balance de entalpías en el regenerador, el cual iguala el flujo posterior al condensador y el flujo posterior al evaporador:

$$h_4 - h_5 = h_2 - h_1 \quad (3.21)$$

Turbina

Se utilizan las mismas ecuaciones del modelo anterior (ecuaciones [3.2](#) [3.4](#)). También se considera que la salida de la turbina presenta la fracción de vapor límite para utilizar turbinas de CO_2 ($x_6 = 0,7$).

Cálculo de potencias

Se calculan las potencias asociadas a los componentes individuales del ciclo y la potencia neta consumida:

Potencia producida por la turbina

$$\dot{W}_t = W_t \cdot \dot{m}_{CO_2} \quad (3.22)$$

Potencia consumida por el compresor

$$\dot{W}_c = W_c \cdot \dot{m}_{CO_2} \quad (3.23)$$

Potencia neta de la bomba de calor

$$\dot{W}_n = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (3.24)$$

Donde W son los trabajos producidos por la turbina (t) o consumido por el compresor (c) y \dot{m}_{CO_2} es el flujo másico de trabajo.

Análisis exergético

Luego, el parámetro a optimizar corresponde al coeficiente de performance exergético de la bomba de calor (COEP), para lo cual es necesario realizar el cálculo de exergías asociadas a cada punto i mediante las ecuaciones:

$$Ex_i = (h_i - h_a) - T_a(s_i - s_a) \quad (3.25)$$

$$\dot{E}x_i = Ex_i \cdot \dot{m} \quad (3.26)$$

Donde \dot{m}_{fl} es el flujo del fluido de trabajo correspondiente, h_i , s_i son la entalpía y entropía de entrada al componente estudiado, h_a , s_a y T_a son la entalpía, entropía y temperatura del ambiente de referencia y \dot{m} es el flujo de trabajo que pasa por el componente estudiado.

El COEP se define mediante la ecuación:

$$COEP = \frac{Ex_{out}}{Ex_{in} + Ex_a} \quad (3.27)$$

En donde Ex_{out} corresponde a la exergía que entrega el ciclo a las sales fundidas, mediante el condensador, esta se calcula según la diferencia de exergías antes y después del condensador:

$$Ex_{out} = Ex_3 - Ex_4 \quad (3.28)$$

Ex_a es la exergía aportada por el ambiente en el evaporador y por lo tanto se calcula con las diferencias de exergía correspondiente:

$$Ex_{ambiente} = Ex_1 - Ex_6 \quad (3.29)$$

Finalmente, Ex_{in} es la exergía consumida por la bomba, por lo tanto se calcula de la misma manera que el trabajo neto de la bomba:

$$Ex_{in} = W_n = W_t - W_c \quad (3.30)$$

Utilizando este método para calcular el COEP, se garantiza que este parámetro sea resultado sólo de las irreversibilidades propias del ciclo HP.

Dentro del análisis exergético se realizan cálculos de eficiencia y destrucción de exergía de cada componente, en el caso particular del modelo base, no es necesario, pero dado que si se utilizan en los modelos alternativos, a continuación se detallan las ecuaciones utilizadas para calcular la eficiencia exergética y destrucción de exergía asociada a cada componente, además del inverso de la eficiencia exergética para calcular los costos exergéticos (medida de cuantas unidades de exergía se necesitan para producir 1 unidad exergética de salida del sistema) y la multiplicación de eficiencias o suma de exergías destruidas correspondientes a cada ciclo para calcular los totales.

Compresor

$$\eta_{ex,comp} = \frac{\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}}{\dot{W}_c} \quad (3.31)$$

$$Ex_{d,comp} = Ex_{in} - Ex_{out} - W_c \quad (3.32)$$

Condensador

$$\eta_{ex,cond} = \frac{\dot{m}_{salt} \cdot cp_{salt}(\Delta T_{salt})}{\dot{m}_{fl} \cdot (Ex_{in} - Ex_{out})} \quad (3.33)$$

$$Ex_{d,cond} = Ex_{in} - Ex_{out} - \left(\frac{\dot{m}_{salt}}{\dot{m}_{fl}} \cdot cp_{salt}(\Delta T_{salt}) \right) \quad (3.34)$$

Evaporador

Se asume la eficiencia exergética del evaporador a partir del modelo de referencia [26] como $\eta_{ex,evap} = 0,99$.

$$Ex_{d,evap} = (Ex_{in} - Ex_{out}) \cdot (1 - \eta_{ex,evap}) \quad (3.35)$$

Turbina

$$\eta_{ex,t} = \frac{\dot{W}_t}{(\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out})} \quad (3.36)$$

$$Ex_{d,t} = (Ex_{in} - Ex_{out}) - W_t \quad (3.37)$$

Válvula de expansión

Dado que el funcionamiento de una válvula de expansión es precisamente destruir exergía, su eficiencia se asume $\eta_{ex,EV} = 0$ y la exergía destruida en ella se calcula por definición del concepto según:

$$Ex_{d,EV} = T_a \cdot (s_{out} - s_{in}) \quad (3.38)$$

Calentador eléctrico

$$\dot{E}x_{EH} = \dot{Q}_{EH} \cdot \left(1 - \frac{T_a}{T_{max,EH}}\right) \quad (3.39)$$

$$\eta_{ex,EH} = \frac{\dot{E}x_{EH}}{\dot{W}_{EH}} \quad (3.40)$$

$$Ex_{d,EH} = W_{EH} - \frac{\dot{E}x_{EH}}{\dot{m}_f l} \quad (3.41)$$

Donde \dot{Q}_{EH} es el calor aportado por el calentador eléctrico, W_{EH} y \dot{W}_{EH} son el trabajo y la potencia consumidas por el EH y $T_{max,EH}$ es la temperatura máxima alcanzada por este.

Cálculos finales

Finalmente, teniendo las potencias de entrada y de salida de todo el sistema (P_{el} y \dot{W}_n de la HP), se calculan la RTE, además de otros parámetros de interés para comparar con el modelo de referencia.

RTE

$$\eta_{RT} = \frac{P_{el}}{\dot{W}_n} \quad (3.42)$$

Coficiente de performace de la HP (COP)

$$COP = \frac{Q_{out}}{W_n} \quad (3.43)$$

Relación de presiones de la HP (r)

$$r = \frac{P_{max}}{P_{min}} \quad (3.44)$$

Validación de modelo base

Para validar el modelo base construido, se comparan los principales resultados del modelo con los reportados en la literatura [26], calculando el error mediante:

$$\%error = \left| \frac{Valor_{referencia} - Valor_{medido}}{Valor_{referencia}} \right| \cdot 100 \% \quad (3.45)$$

Para esto, se realizan las optimizaciones de los ciclos de carga y descarga con el archivo macro, pero paralelamente, se reemplazan las variables de optimización (P_{max} y P_{min}) mostradas en la literatura [26] en el modelo de la HP utilizando el flujo de sales obtenido previamente al optimizar la descarga del ciclo WSC. Una vez obtenidos estos resultados se

procede a graficar y comparar. Cabe notar que en la investigación de Vinnemeier *et al.* [26] se muestran sólo los resultados de la HP y no los del ciclo WSC, por lo tanto la validación se lleva a cabo directamente con el modelo de carga.

Resultados y conclusiones de validación

En la figura 3.7 (arriba), se puede observar el gráfico T-s del ciclo obtenido por Vinnemeier *et al.*, mientras que en la parte de abajo, se muestran los correspondientes al modelo base construido. Con el fin de comparar directamente los parámetros principales, se elabora la tabla de comparación 3.5.

Tabla 3.5: Comparación para validación de modelo base

Datos/modelo	Referencia [26]	Optimización WSC	Error	Validación WSC	Error
P_{max} [bar]	200	159.03	20 %	200	0 %
P_{min} [bar]	29.22	34.85	19 %	29.22	0 %
r	6.85	4.56	33 %	6.20	10 %
COEP	>70 %	88 %	0 %	81.26 %	0 %
COP	1.2 - 1.5 %	2.50 %	66 %	1.95 %	30 %
RTE	63 %	62 %	2 %	58 %	6 %

Tomando como principal parámetro la RTE de los sistemas, la optimización del modelo alcanza un error porcentual menor (2%), siendo que las presiones son considerablemente distintas al paper de referencia, mientras que al evaluar las presiones en el modelo, se alcanzan parámetros mucho más cercanos a la referencia, pero con una error de la RTE mayor (6%). Aún así los resultados obtenidos no presentan errores significativamente mayores a 5% que fue el valor establecido para validar el modelo.

Al comparar los gráficos T-s obtenidos, se observa que como sería de esperarse, al evaluar las presiones en el modelo construido, se obtiene un comportamiento termodinámico idéntico al obtenido en la referencia, mientras que al realizar la optimización, este cambia ligeramente dentro de los límites establecidos.

Al analizar los resultados con detenimiento luego de revisar preventivamente el modelo, debido a la poca información disponible respecto al modelo utilizado en la referencia [26], se asocia el error de los resultados de la evaluación de presiones a diferencias propias de los modelos comparados, incluyendo el Software utilizado para llevar a cabo el modelo (EES en el modelo construido). Se desconoce el software utilizado en [26] y las referencias termodinámica utilizada en el cálculo de propiedades.

Para el modelo optimizado, el motivo del error porcentual comparte estas razones, pero se suma la posible diferencia de métodos de optimización utilizados. Para el modelo construido se utilizó el "Método de Métrica Variable", pero al igual que el software, se desconoce el método de optimización en el modelo de referencia. Finalmente se da por validado el modelo con estos resultados y se procede a realizar las modificaciones necesarias para estudiar las variantes propuestas en esta memoria.

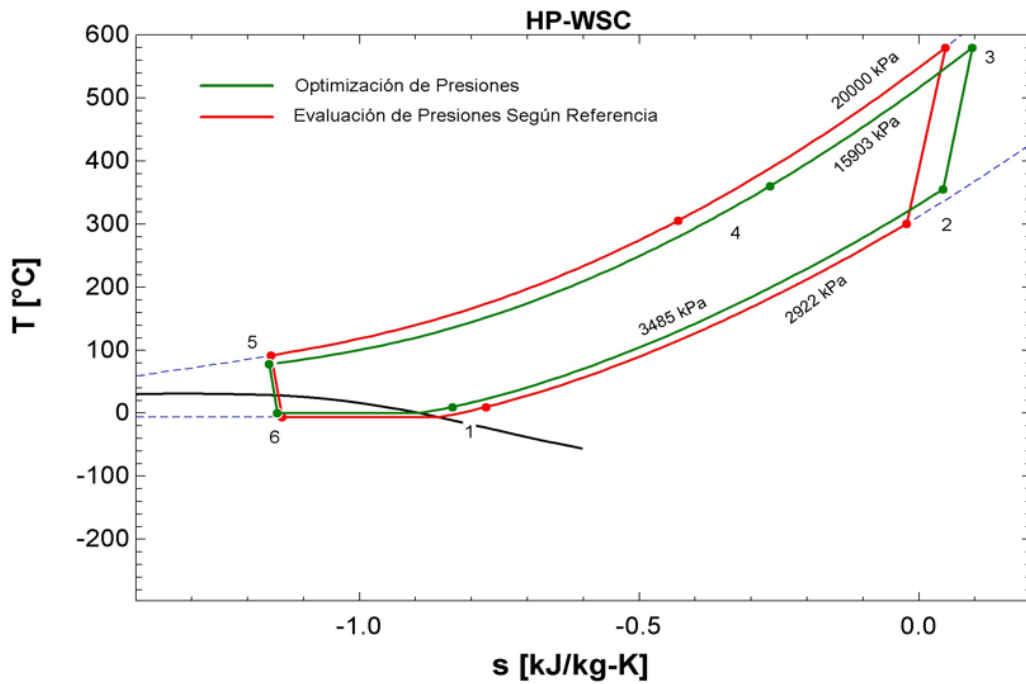
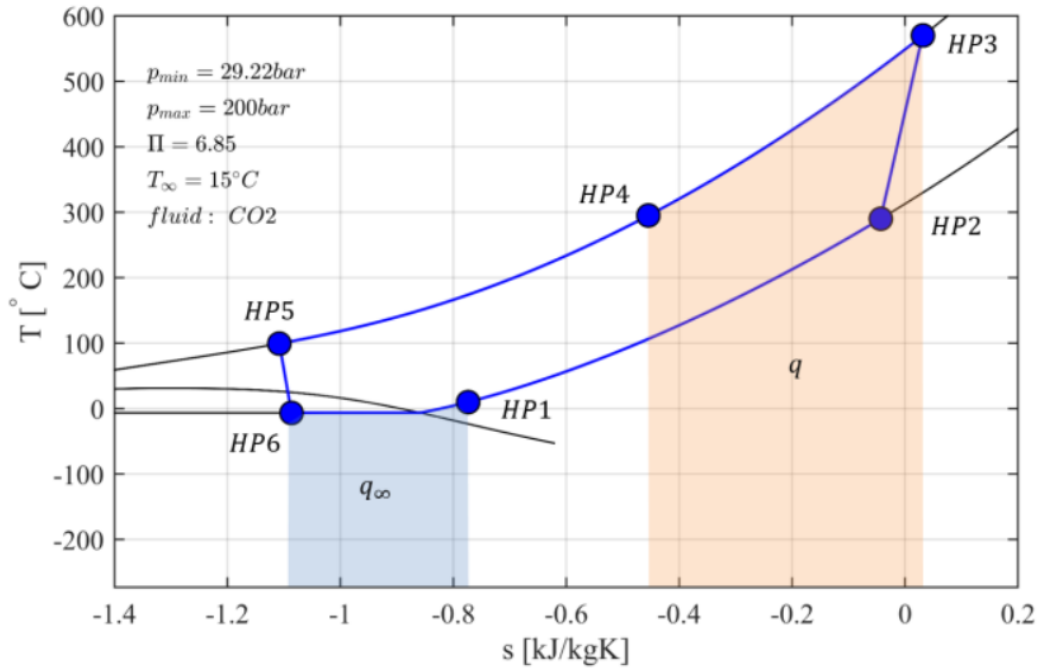


Figura 3.7: Diagrama T-s de HP establecido por Vinnemeier *et al.* [26] (Arriba) y Diagrama T-s de modelo HP según optimización y según validación mediante evaluación de presiones establecidas en [26] (Abajo).

3.4. Modelos alternativos

Definición de modelos

Para la construcción de los modelos computacionales de las configuraciones alternativas previamente definidas, se modifica directamente el modelo base según los componentes que sea necesario cambiar. Una vez estructurado cada modelo, se implementa una función que permita cambiar el medio de almacenamiento térmico fácilmente, lo que permite variar las sales fundidas que usa el ciclo con sólo cambiar un parámetro.

Teniendo un total de 30 modelos, al igual que con el modelo base, se desea evitar la optimización de cada modelo individualmente y para esto se construye otro archivo macro, el cual permite optimizar cada uno de los 6 modelos con los 5 tipos de sales fundidas siguiendo el siguiente proceso mostrado en el diagrama de la figura 3.8:

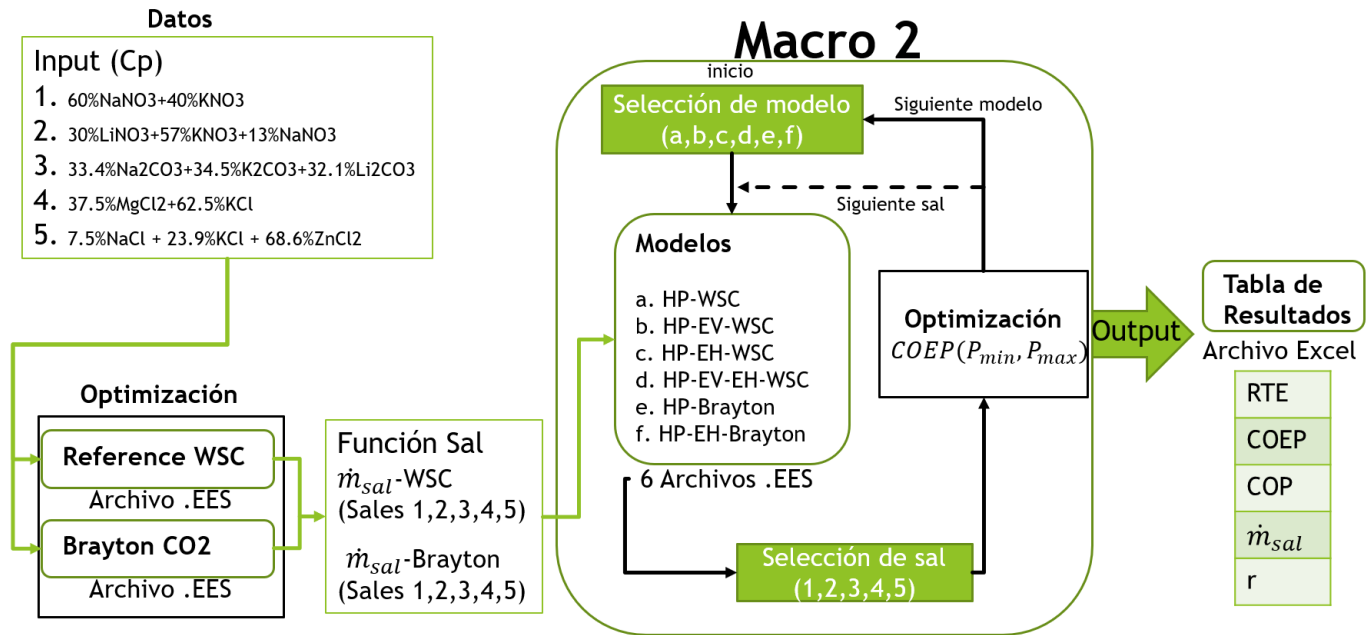


Figura 3.8: Diagrama de proceso utilizado para optimizar modelos computacionales.

En primer lugar se realiza la optimización individual de cada ciclo de descarga con los datos de las propiedades de las sales fundidas. Con los datos obtenidos, se construye la función SAL en cada uno de los modelos, la que permite variar la sal utilizada mediante un parámetro numérico. A continuación se construye un archivo macro, el cual permite abrir uno de los modelos, entregar el parámetro de la sal a utilizar, realizar la optimización del COEP en función de las presiones de la bomba de calor y exportar los resultados a un archivo Excel. Luego, el macro avanza a la siguiente sal y vuelve a realizar la optimización del modelo y almacenamiento de los resultados. Este proceso se repite para todas las sales antes de avanzar al siguiente modelo y comenzar desde la primera sal. Una vez terminadas todas las iteraciones, finaliza el macro.

Asumiendo que cada modelo está matemáticamente bien definido, para el correcto funcionamiento del macro es necesario revisar la simulación de cada modelo al menos una vez, esto debido a que el comportamiento del software EES y el método de optimización de métrica variable, depende fuertemente de los valores iniciales de los parámetros en la función objetivo, por eso en algunos rangos (incluso estando dentro de los valores límites) no se converge al optimizar. Para garantizar la convergencia en el macro, se comprueba individualmente que cada optimización logre la convergencia al menos una vez y de no ser así, se cambian los valores iniciales de dicha optimización (Presiones mínima y máxima) y se itera hasta encontrar un rango de presiones iniciales para el que se logre la convergencia del modelo.

A continuación se describen las ecuaciones y supuestos utilizados en cada uno de los modelos de simulación.

3.4.1. HP-WSC

El modelo inicial de la bomba de calor junto al ciclo de descarga WSC es exactamente el mismo que el modelo base pero con sus resultados a partir de la optimización.

Vale la pena mencionar que el archivo .EES sólo presenta el análisis exergéticos de los equipos presentes en el modelo en específico y la adición de la función SAL, la cual en resumen, dependiendo del parámetro numérico S (definido entre 1 y 5), entrega las temperaturas de operación de la sal seleccionada ($T_{1,sal}$ y $T_{2,sal}$), el valor de cp_{sal} y el flujo másico \dot{m}_{sal} necesario para cumplir con los requerimientos del ciclo de descarga correspondiente (WSC o Brayton- CO_2), este último se obtuvo de la optimización de los ciclos de descarga.

HP-EV-WSC

En este modelo se deben alterar las ecuaciones correspondientes a la turbina para acomodar el modelo al uso de una válvula de expansión en su lugar.

Válvula de expansión

Una válvula de expansión permite realizar una expansión, pero a diferencia de la turbina, no se obtiene trabajo útil a partir de ello. Normalmente las válvulas se modelan mediante un proceso isoentálpico y por lo tanto, las ecuaciones correspondientes a la turbina (ecuaciones 3.2-3.4) se reemplazarían por el cálculo de puntos termodinámicos posterior a la válvula además de:

$$P_{in} = P_{max} \quad (3.46)$$

$$P_{out} = P_{min} \quad (3.47)$$

$$h_{in} = h_{out} \quad (3.48)$$

Donde P_{in} y P_{out} son las presiones de entrada y salida de la válvula de expansión, las

cuales se igualan a las presiones mínima (P_{min}) y máxima (P_{max}) de la HP y la entalpía de entrada (h_{in}) se iguala a la de salida (h_{out}). Por último, se modifica el cálculo de la potencia neta (\dot{W}_n) consumida por la bomba de calor (ecuación 3.24) a sólo la potencia consumida por el compresor (\dot{W}_c) según:

$$\dot{W}_n = -\dot{W}_c \quad (3.49)$$

HP-EH-WSC

En este caso, se añade un calentador eléctrico al sistema y se limita la temperatura máxima a la que debe llegar el compresor según la restricción termo-económica. Esta indica que la nueva temperatura a la que debe llegar el compresor es la temperatura intermedia de las sales ($T_{med,salt} = 480^\circ\text{C}$) y el calentador proporciona el calor necesario para llevar las sales hasta la temperatura máxima, para esto, se reemplazan las ecuaciones 3.18 y 3.19 por:

$$T_{in,cond} = T_{max} = T_{med,salt} + \Delta T_{HEx} \quad (3.50)$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{salt} \cdot cp_{salt} (T_{med,salt} - T_{min,salt}) \quad (3.51)$$

Donde $T_{in,cond}$ es la temperatura de entrada al condensador y se iguala a la temperatura máxima de la HP (T_{max}) que depende de la temperatura media de las sales ($T_{med,salt}$) que es la salida de la bomba de calor previa al EH y la diferencia de temperaturas en el intercambiador de calor (ΔT_{HEx}). Luego el cálculo del calor de salida de la HP (\dot{Q}_{out}) ahora depende de $T_{med,salt}$ en vez de la temperatura máxima de las sales.

Calentador eléctrico

Se asume una eficiencia del calentador (η_{EH}) de 95% (eficiencias en un rango aproximadamente entre 90-98%) y se calcula el calor generado (\dot{Q}_{EH}) y su consumo (\dot{W}_{EH}) según:

$$\dot{Q}_{EH} = \dot{m}_{salt} \cdot cp_{salt} \cdot (T_{max,salt} - T_{med,salt}) \quad (3.52)$$

$$\dot{W}_{EH} = \frac{\dot{Q}_{EH}}{\eta_{EH}} \quad (3.53)$$

Donde $T_{max,salt} - T_{med,salt}$ es la diferencia de temperaturas ocurrida en el EH y cp_{salt} , \dot{m}_{salt} son el calor específico y el flujo de sales fundidas respectivamente.

Finalmente, al agregar el calentador eléctrico, este introduce un consumo adicional en el sistema (\dot{W}_{EH}) y por lo tanto afecta el resultado de la RTE, para esto, se cambia el valor de la potencia consumida por el sistema ($\dot{W}_n =$) de 3.24 a:

$$\dot{W}_n = \dot{W}_t - \dot{W}_c - \dot{W}_{EH} \quad (3.54)$$

HP-EV-EH-WSC

Para construir este modelo es necesario aplicar los mismos pasos utilizados en los modelos HP-EV-WSC y HP-EH-WSC, ya que en la práctica es una combinación de ambos, cambiando la turbina por una válvula de expansión y agregando un calentador eléctrico al modelo base.

Además de agregar los cambios de los modelos HP-EV-WSC y HP-EH-WSC, la única ecuación que cambia exclusivamente para este modelo es el cálculo de la potencia consumida (\dot{W}_n), ya que en este caso no incluye la potencia generada por la turbina (\dot{W}_t) pero si el consumo adicional del calentador eléctrico (\dot{W}_{EH}), quedando como:

$$\dot{W}_n = -\dot{W}_c - \dot{W}_{EH} \quad (3.55)$$

HP-Brayton

Para el caso de la bomba de calor sin modificaciones (HP), pero con descarga tipo Brayton en vez de Rankine, se utiliza el modelo base de la bomba de calor(HP), modificando la función SAL, la cual entrega el flujo de sales fundida \dot{m}_{salt} asociado a cada tipo de sal (sales 1-5) para el sistema de descarga seleccionado. En este caso, se modifica la función para que entregue el flujo de sales y calor específico (\dot{m}_{salt} y cp_{salt}) calculado de la optimización del modelo de descarga Brayton para cada una de los 5 tipos de sales.

HP-EH-Brayton

Para la variante con calentador eléctrico, al igual que con el modelo anterior, se utiliza el archivo EES de carga equivalente. En este caso el modelo con descarga Rankine de vapor y con la adición del calentador eléctrico ya elaborado (HP-EH-WSC), modificando la función SAL para entregar los parámetros \dot{m}_{salt} y cp_{salt} correspondientes a los valores resultantes de la optimización de la descarga Brayton para cada tipo de sal fundida, la que luego se selecciona mediante el parámetro S.

Capítulo 4

Resultados y análisis

4.1. Resultados de configuraciones

Con el fin de asegurar la obtención de resultados correctamente calculados, se comprueba el comportamiento termodinámico de cada sistema, verificando que los equipos involucrados lleven a cabo el proceso para el cual fueron diseñados e implementados en la configuración. Para esto, se consideraron ejemplos de cada sistema utilizando la sal de referencia (sal solar) y se revisa su comportamiento mediante la inspección de los valores calculados (P,T,h,s,v) y el diagrama T-s correspondiente.

Una vez verificado el correcto funcionamiento de cada modelo, se obtienen los valores característicos de cada ciclo y configuración, ya sean las eficiencias generales o de componentes, consumos, potencias producidas, etc.

4.1.1. Descarga

Como se mencionó anteriormente, en el caso de los ciclos de descarga el parámetro de mayor importancia es el flujo de sales fundidas, el que fue calculado con cada tipo de sal, seguido de su eficiencia y otros parámetros. A continuación se muestran los resultados de cada uno de los ciclos de descarga estudiados y se comentan los procesos involucrados en el ciclo con ayuda del diagrama T-s correspondiente.

WSC

Se observa en el gráfico de la figura [4.1](#) el comportamiento del ciclo WSC, donde el flujo de calor entregado por la carga debe satisfacer el aumento de temperatura del fluido de trabajo de descarga entre los puntos 9 y 1 (ubicación del boiler). Luego ocurre la expansión y recuperación de trabajo de la turbina de alta presión entre 1 y 3 y la turbina de baja presión entre 3 y 4, junto a la extracción de vapor en 2 y 3.

Entre los puntos 4 y 5 se observa la condensación del vapor mediante un intercambiador de calor y la torre de enfriamiento del ciclo. Finalmente, se tiene ambos regeneradores (6 y 7, 8 y 9) y las bombas que aumentan la presión (5 y 6, 7 y 8). En este caso la variación de sales de almacenamiento no cambia las condiciones del ciclo, si no que sólo alteran el flujo necesario (\dot{m}_{salt}) para satisfacer las necesidades del boiler.

Del análisis del diagrama T-s y los datos obtenidos, se observa que el rango de presiones optimizado ($P_{med} = 617,7[kPa]$ y $P_{min} = 10[kPa]$) permite confirmar la correcta formulación del modelo WSC.

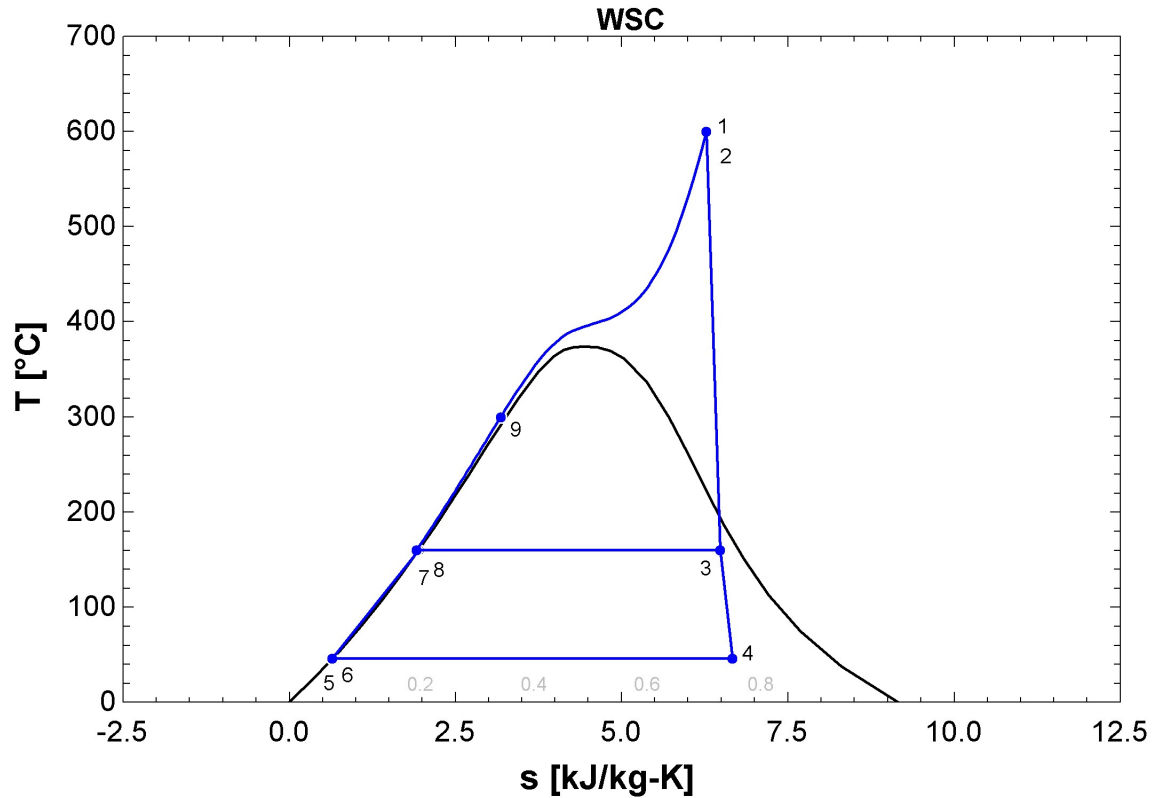


Figura 4.1: Diagrama T-s de modelo de descarga WSC.

Dado que los ciclos de descarga se construyen a partir de las consideraciones establecidas en [26], el output del ciclo WSC corresponde a la potencia impuesta (900 MW eléctricos desde el generador). Esto se alcanza con un output neto del ciclo de 909,09 MW y una eficiencia de primera ley de 42,93 %. Finalmente, el consumo de sales varía dependiendo del tipo de sal utilizada, mientras que el flujo de vapor se mantiene constante como se observa en la tabla 4.1.

Tabla 4.1: Tabla de resultados de modelo WSC

Número de Sal	Eficiencia del ciclo [%]	Flujo másico de vapor [kg/s]	Flujo másico de sales [kg/s]
1.	42,93	984,9	4725
2.	42,93	984,9	2831
3.	42,93	984,9	3754
4.	42,93	984,9	5684
5.	42,93	984,9	2389

Brayton- CO_2

En el ciclo de descarga Brayton se observa el aumento de presión en el compresor entre los puntos 6 y 1 con el aumento de temperatura asociado. Este salto implica el consumo de potencia del compresor. Luego se tiene la interacción del regenerador (entre puntos 2 y 4), aumentando la temperatura de 1 a 2 por la misma isóbara. A continuación se observa que el boiler proporciona el calor necesario al ciclo entre los puntos 2 y 3, lo que define el flujo másico de sales fundidas (\dot{m}_{salt}) necesario para el ciclo.

Entre los puntos 3 y 4 se realiza la expansión en la turbina de CO_2 , la cual recupera el trabajo y se lo entrega al generador para su conversión a energía eléctrica. A continuación, entre los puntos 4 y 5 es entregado el calor al regenerador, seguido de un intercambiador de calor con el ambiente para enfriar el flujo hasta el punto 6 nuevamente.

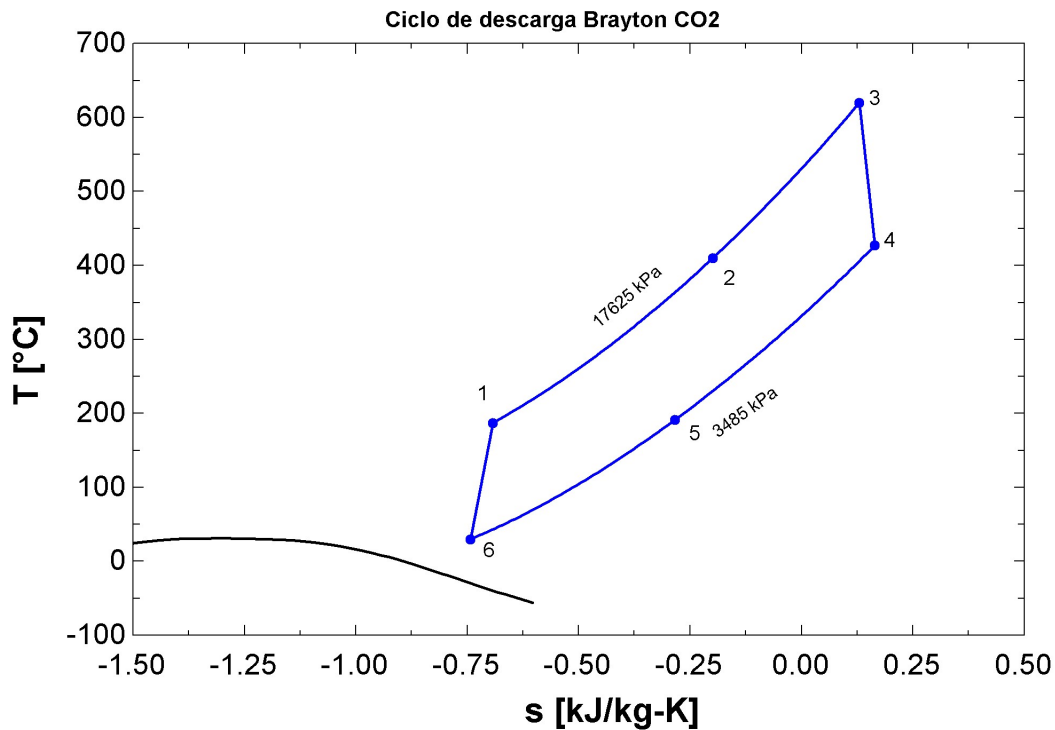


Figura 4.2: Diagrama T-s de modelo de descarga Brayton- CO_2 .

Del diagrama T-s del ciclo Brayton- CO_2 , se observa que el proceso se encuentra por sobre el domo, por lo que corresponde a un ciclo con CO_2 supercrítico, lo que de acuerdo a la literatura [13], beneficia ciclos de potencia usando este fluido de trabajo. Adicionalmente, se observa el beneficio del regenerador, el cual permite alcanzar mayores temperaturas sin la necesidad de un consumo de potencia adicional. Las presiones calculadas son $P_{min} = 3485[kPa]$ y $P_{max} = 17625[kPa]$.

Los resultados de eficiencia, flujo másico de CO_2 y flujo másico de sales se muestran en la tabla 4.2. Se observa que al igual que para el ciclo WSC, el output del sistema es el impuesto en las condiciones del modelo (900 MW), el flujo de sales es variable depende del tipo de sal utilizado y el flujo del fluido de trabajo (en este caso CO_2) es constante. Se estima que el consumo asociado al compresor del ciclo es de 995 MW, la producción de la turbina es de 1905 MW y la potencia neta del ciclo es 909,09 MW cont al de cumplir los requisitos del sistema con la eficiencia propia del generador. Finalmente, la eficiencia de primera ley es un 40 %.

Tabla 4.2: Resultados de modelo de descarga Brayton- CO_2

Número de Sal	Eficiencia del ciclo [%]	Flujo másico de CO_2 [kg/s]	Flujo másico de sales [kg/s]
1.	40	8742	5068
2.	40	8742	3037
3.	40	8742	4027
4.	40	8742	6097
5.	40	8742	2563

4.1.2. Descarga

HP-WSC

En el ciclo HP-WSC se observa el comportamiento esperado de la bomba de calor mediante la optimización del modelo base en la figura 4.3, variando las presiones mínimas y máximas de operación de acuerdo a los resultados obtenidos.

Mediante la optimización realizada del modelo, se obtienen los resultados para cada sal en la tabla 4.1 y los valores del análisis exergético en la tabla 4.4. De estos resultados se observa una variación del RTE entre el 57-62 %, mientras que el COEP varía entre 88-92 %. Las presiones asociadas a cada una de las sales varía levemente, manteniéndose la presión mínima en 3485 [kPa] y la máxima cercana a los 15900 [kPa].

Del análisis exergético se observan altas eficiencias para todos los componentes del sistema (cercanos o superiores a 90 %) y bajas destrucciones de exergía asociadas.

Tabla 4.3: Tabla de resultados HP-WSC

N Sal	RTE	$COEP_{HP}$	P_{max} de HP [kPa]	P_{min} de HP [kPa]	\dot{m}_{HP} [kg/s]	COP_{HP}
1.	0,62	0,88	15903	3485	8028	2,50
2.	0,61	0,88	15941	3485	7900	4,08
3.	0,57	0,92	15918	3485	6562	2,37
4.	0,57	0,92	15908	3485	6564	1,57
5.	0,57	0,92	15905	3485	6566	3,73

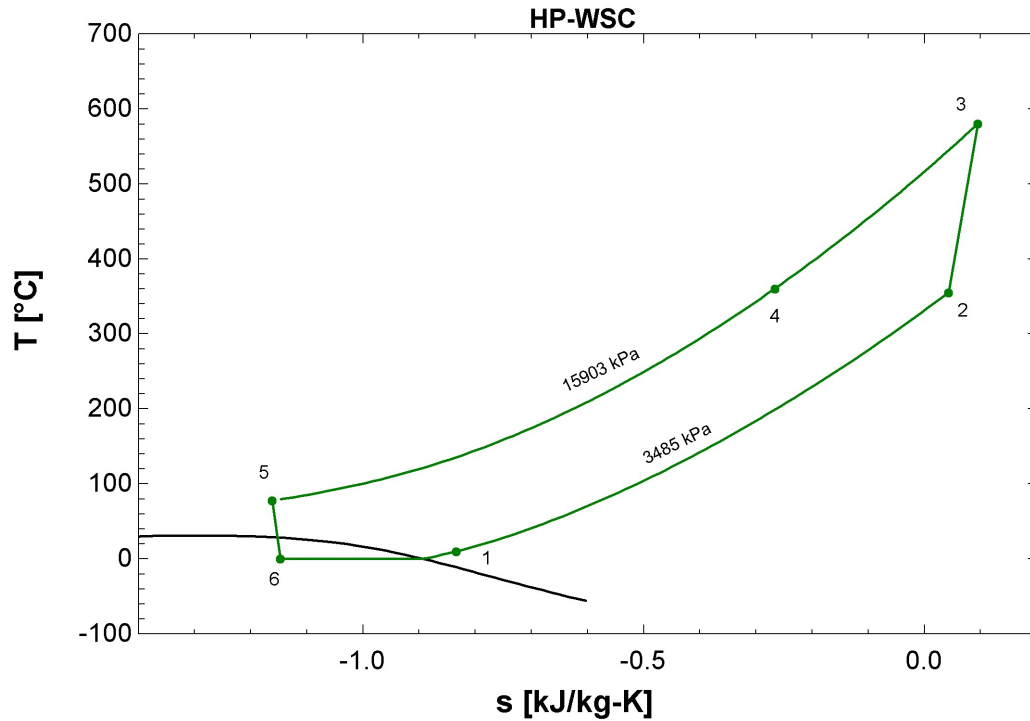


Figura 4.3: Diagrama T-s de modelo de carga HP-WSC con sal solar como medio de almacenamiento térmico.

Tabla 4.4: Resultados de análisis exergético HP-WSC

N ° Sal	Eficiencia exergética						Exergía destruida [kJ/Kg]						Resumen Sistema	
	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	η_{ex}	Costo Ex.
1.	0,93	0,93	0,99	0,90	0,88	0,65	14,92	10,68	0,04	4,14	29,78	503,20	0,57	1,76
2.	0,93	0,85	0,99	0,90	0,88	0,65	14,96	25,08	0,04	4,14	44,23	503,20	0,57	1,75
3.	0,94	0,96	0,99	0,90	0,92	0,65	15,17	9,85	0,04	4,14	29,20	503,20	0,60	1,68
4.	0,94	0,96	0,99	0,90	0,92	0,65	15,16	8,04	0,04	4,14	27,39	503,20	0,60	1,68
5.	0,94	0,88	0,99	0,90	0,92	0,65	15,16	27,40	0,04	4,14	46,74	503,20	0,60	1,68

HP-EV-WSC

Se observa del diagrama T-s de la figura 4.4 que en este modelo la caída de presión entre los puntos 5 y 6 se comporta de acuerdo a la simplificación realizada en los supuestos del

modelo, aproximando la expansión de la válvula a un proceso isoentálpico donde no hay recuperación de trabajo. También se observa una relación de presiones mayor que en el caso base y una mayor influencia del regenerador.

En la tabla 4.5 se encuentran los resultados del modelo y en la tabla 4.6 los resultados del análisis exergético. En este caso se determinan eficiencias RTE aproximadamente un 15 % menores, aunque con una variación menor entre distintas sales (44-47 %). De la misma manera el COEP calculado disminuye con respecto al modelo base (64-70 % en este modelo). Con respecto a las presiones, se observa que la presión mínima sigue tendiendo a mantenerse en el límite superior (3485 [kPa]) mientras que la superior aumenta aproximadamente en 1000 [kPa] respecto al modelo base.

El comportamiento exergético de los componentes mantiene su relación entre si, esta vez disminuyendo considerablemente la eficiencia del compresor y el condensador, además de la eficiencia nula del expansor (válvula de expansión) debido a su definición como ya fue mencionado.

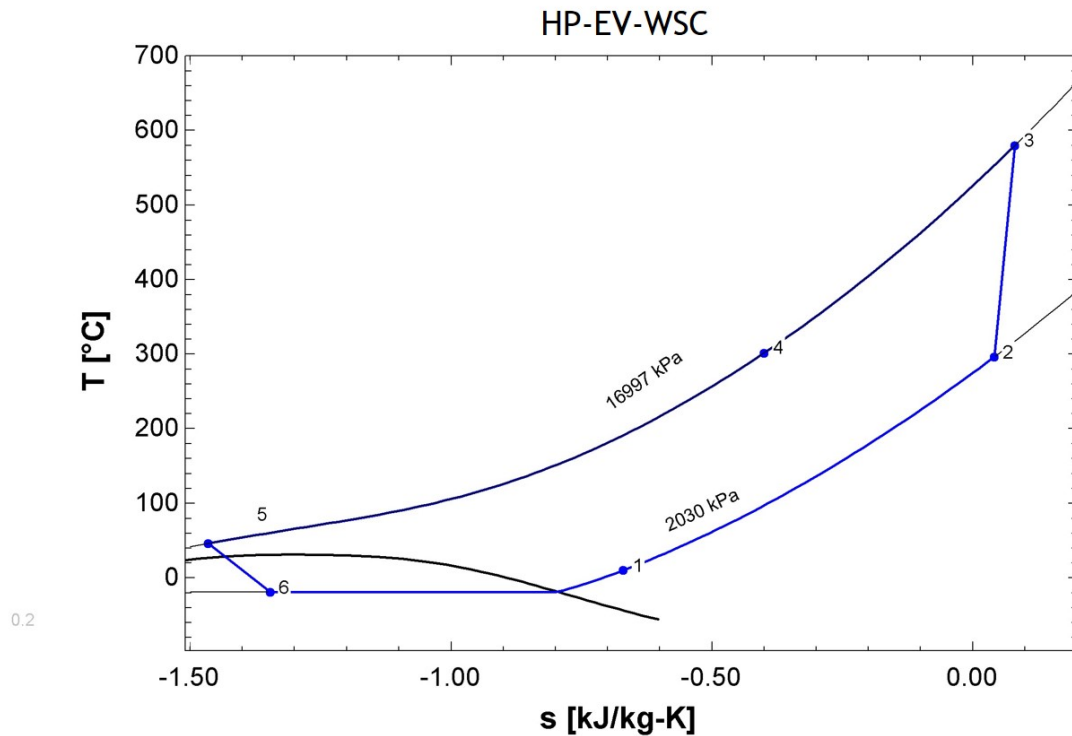


Figura 4.4: Diagrama T-s de modelo de carga HP-EV-WSC con sal solar como medio de almacenamiento térmico.

Tabla 4.5: Tabla de resultados HP-EV-WSC

N ° de Sal	RTE	COEP	P_{max} de HP [kPa]	P_{min} de HP [kPa]	\dot{m}_{HP} [kg/s]	COP_{HP}
1.	0,47	0,64	16062	2744	5869	1,35
2.	0,46	0,65	16181	3485	7470	2,80
3.	0,44	0,70	16045	3485	6236	1,69
4.	0,44	0,70	16052	3485	6234	1,12
5.	0,44	0,70	16049	3485	6235	2,66

Tabla 4.6: Resultados análisis exergético HP-EV-WSC

N ° Sal	Eficiencia exergética						Exergía destruida [kJ/Kg]						Resumen Sistema	
	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	η_{ex}	Costo Ex.
1.	0,47	0,64	16062	2744	5869	1,35	13,35	2,76	0,04	3,81	19,96	503,20	0,41	2,44
2.	0,46	0,65	16181	3485	7470	2,80	13,28	15,39	0,04	3,79	32,51	503,20	0,42	2,38
3.	0,44	0,70	16045	3485	6236	1,69	13,37	-9,38	0,04	3,81	7,85	503,20	0,45	2,20
4.	0,44	0,70	16052	3485	6234	1,12	2,29	-1,52	0,04	1,82	2,64	503,20	0,45	2,20
5.	0,44	0,70	16049	3485	6235	2,66	13,28	6,56	0,04	3,79	23,67	503,20	0,45	2,20

HP-EH-WSC

En el diagrama de la figura 4.5 se observa un comportamiento similar al modelo base, pero con un área entre las curvas de presión menor, probablemente debido a menores necesidades del ciclo de descarga ya que el calentador eléctrico realiza un porcentaje del trabajo para calentar las sales fundidas.

En la tabla 4.7 se ven los resultados para cada sal y en la tabla 4.8 los del análisis exergético del modelo HP-EH-WSC. Para este modelo se observa una disminución del RTE menor que para el modelo HP-EV-WSC para las sales 1,2 y 5, pero mucho mayor para las sales 3 y 4. Esto se repite para el COEP, exagerándose mucho más la disminución de las sales 3 y 4, las cuales presentan un COEP del 4 y el 8 % respectivamente.

En cuanto al comportamiento exergético, se asemeja más al modelo base que el modelo HP-EV-WSC, con altas eficiencias, pero una mayor destrucción de exergía.

Tabla 4.7: Tabla de resultados HP-EH-WSC

N ° de Sal	RTE	COEP	P_{max} de HP [kPa]	P_{min} de HP [kPa]	\dot{m}_{HP} [kg/s]	COP_{HP}
1.	0,57	0,53	14394	3485	6519	2,21
2.	0,59	0,59	14338	3485	7085	4,02
3.	0,43	0,08	14416	3485	1313	0,56
4.	0,43	0,04	6993	3485	1544	1,84
5.	0,50	0,30	14329	3485	4198	2,82

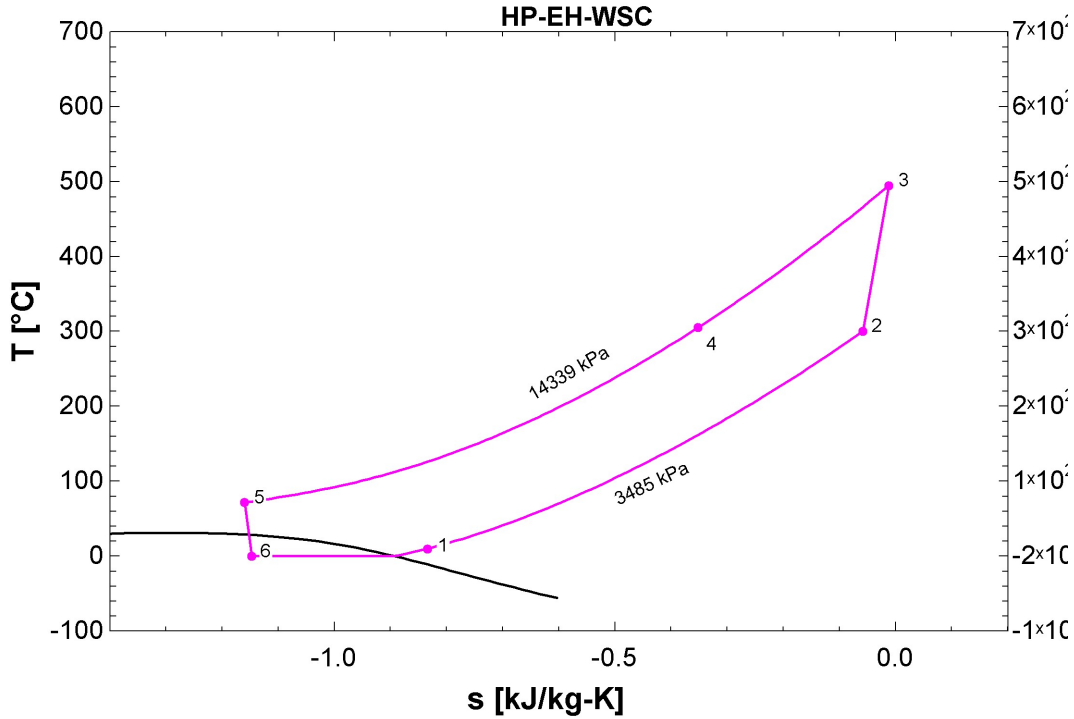


Figura 4.5: Diagrama T-s de modelo de carga HP-EH-WSC con sal solar como medio de almacenamiento térmico.

Tabla 4.8: Resultados análisis exergético HP-EH-WSC

N° Sal	Eficiencia exergética						Exergía destruida [kJ/Kg]						Resumen Sistema	
	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	η_{ex}	Costo Ex.
1.	0,92	0,98	0,99	0,90	0,25	0,65	13,35	2,76	0,04	3,81	19,96	503,20	0,16	6,07
2.	0,92	0,88	0,99	0,90	0,21	0,65	13,28	15,39	0,04	3,79	32,51	503,20	0,14	7,20
3.	0,92	1,07	0,99	0,90	0,63	0,65	13,37	-9,38	0,04	3,81	7,85	503,20	0,41	2,46
4.	0,92	1,03	0,99	0,90	0,68	0,65	2,29	-1,52	0,04	1,82	2,64	503,20	0,44	2,26
5.	0,92	0,95	0,99	0,90	0,46	0,65	13,28	6,56	0,04	3,79	23,67	503,20	0,30	3,33

HP-EV-EH-WSC

En el diagrama T-s (figura 4.6) de este modelo, se observa la combinación de las características tanto del ciclo HP-EV-WSC como del ciclo HP-EH-WSC debido a la presencia tanto de la válvula de expansión reemplazando a la turbina en la HP como del calentador eléctrico, quitando un porcentaje del requerimiento energético del ciclo. También se observa que el ciclo se encuentra prácticamente por sobre el domo de saturación del dióxido de carbono.

Los resultados del modelo se encuentran en la tabla 4.9 y los valores del análisis exergético en la tabla 4.10. De ellos se obtiene un rango de RTE ligeramente menor que el caso HP-EV-WSC (41-44%) pero con el comportamiento del COEP asociado a la EV, disminuyendo a 4 y 8% el COEP en las sales 3 y 4. La presión mínima se mantiene en 3485 [kPa] mientras que la superior es igual para todas las sales (13003 [kPa]). El comportamiento exergético es similar al caso base, con la salvedad del expansor que no presenta eficiencia exergética debido

a su definición (de la EV).

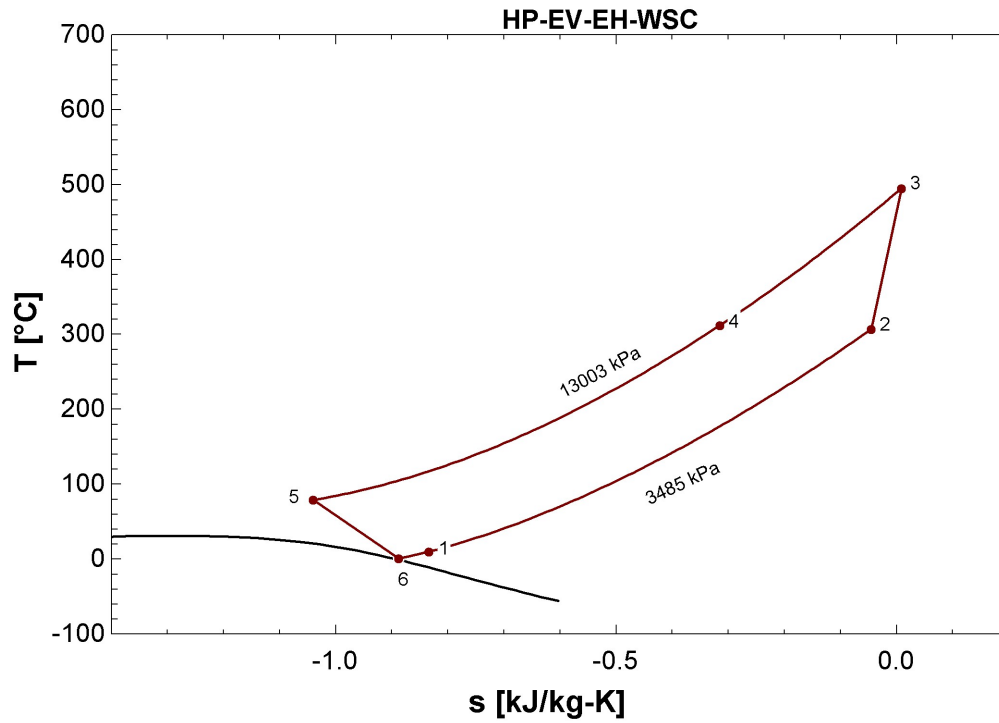


Figura 4.6: Diagrama T-s de modelo de carga HP-EV-EH-WSC con sal solar como medio de almacenamiento térmico.

Tabla 4.9: Tabla de resultados HP-EV-EH-WSC

N ° de Sal	RTE	COEP	P_{max} de HP [kPa]	P_{min} de HP [kPa]	\dot{m}_{HP} [kg/s]	COP_{HP}
1.	0,44	0,42	13003	3485	6818	1,55
2.	0,45	0,46	13003	3485	7387	2,80
3.	0,41	0,08	13003	3485	1374	0,39
4.	0,41	0,04	13003	3485	712	0,13
5.	0,43	0,26	13003	3485	4375	1,97

Tabla 4.10: Resultados de análisis exergético HP-EV-EH-WSC

N ° Sal	Eficiencia exergética						Exergía destruida [kJ/Kg]						Resumen Sistema	
	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	η_{ex}	Costo Ex.
1.	0,92	0,97	0,99	0,00	0,20	0,65	15,57	3,20	0,01	227,17	245,94	503,20	0,13	7,84
2.	0,92	0,88	0,99	0,00	0,16	0,65	15,57	15,28	0,01	227,17	258,02	503,20	0,10	9,55
3.	0,92	1,07	0,99	0,00	0,60	0,65	15,57	-8,38	0,01	227,17	234,35	503,20	0,39	2,57
4.	0,92	1,08	0,99	0,00	0,64	0,65	15,57	-9,94	0,01	227,17	232,80	503,20	0,42	2,40
5.	0,92	0,95	0,99	0,00	0,40	0,65	15,57	6,81	0,01	227,17	249,55	503,20	0,26	3,87

HP-Brayton

A diferencia del modelo base, el ciclo de la HP de la configuración HP-Brayton presenta en su diagrama T-s una subida más pronunciada entre los puntos 2-3 (figura 4.2), indicando un mayor consumo del compresor. También se observa una relación de presiones ligeramente mayor. Fuera de eso mantiene las características del modelo base.

Los resultados de este modelo se encuentran en la tabla 4.11 y los valores del análisis exergético en la tabla 4.12. De ellos se observa un rango de RTE para las distintas sales fundidas menor que para la descarga Rankine, situándose en un rango entre 52-55 %. De la misma manera el COEP disminuye aproximadamente en la misma proporción a un rango entre 82-88 %.

En cuanto al comportamiento exergético, no presenta cambios significativos al modelo original en el sistema de carga, pero varía considerablemente la exergía destruida en el ciclo de descarga, siendo mucho menor (147 [kJ/kg] para Brayton y 503 [kJ/kg] para Rankine).

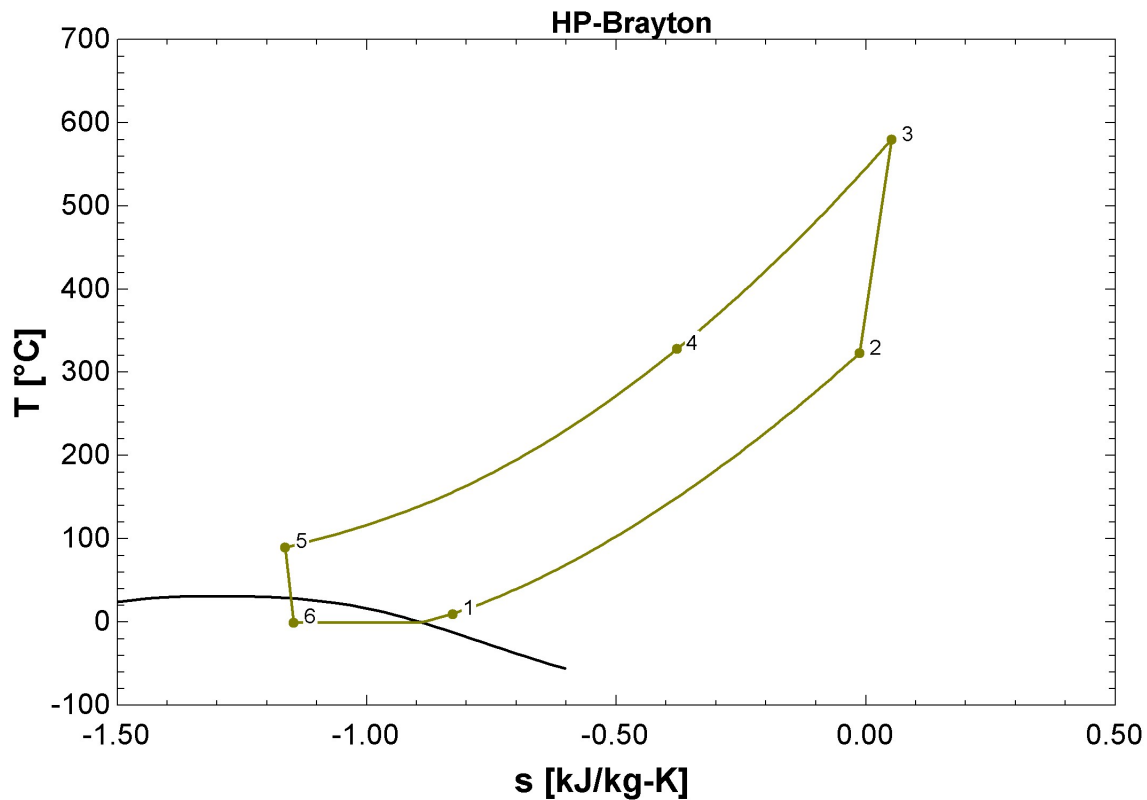


Figura 4.7: Diagrama T-s de modelo de carga HP-Brayton con sal solar como medio de almacenamiento térmico.

Tabla 4.11: Tabla de resultados HP-Brayton

N ° de Sal	RTE	COEP	P_{max} de HP [kPa]	P_{min} de HP [kPa]	\dot{m}_{HP} [kg/s]	COP_{HP}
1.	0,55	0,82	19550	3429	7291	2,00
2.	0,55	0,82	19547	3419	7187	3,27
3.	0,52	0,88	19523	3345	5967	1,94
4.	0,52	0,88	19523	3345	5966	1,28
5.	0,52	0,88	19523	3345	5967	3,05

Tabla 4.12: Resultados análisis exergético HP-Brayton

N ° Sal	Eficiencia exergética						Exergía destruida [kJ/Kg]						Resumen Sistema	
	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	η_{ex}	Costo Ex.
1.	0,93	0,97	0,99	0,89	0,82	0,60	18,32	6,08	0,05	4,94	29,39	147,10	0,49	2,05
2.	0,93	0,88	0,99	0,89	0,82	0,60	18,30	22,97	0,05	4,95	46,26	147,10	0,49	2,03
3.	0,94	0,99	0,99	0,89	0,88	0,60	18,29	3,61	0,05	5,02	26,98	147,10	0,53	1,90
4.	0,94	0,99	0,99	0,89	0,88	0,60	18,29	1,48	0,05	5,02	24,84	147,10	0,53	1,90
5.	0,94	0,91	0,99	0,89	0,88	0,60	18,29	24,33	0,05	5,02	47,69	147,10	0,53	1,90

HP-EH-Brayton

De forma análoga a los modelos con descarga Rankine, se observa una relación de presiones menor que para el modelo HP-Brayton sin el calentador eléctrico y una subida entre los puntos 2 y 3 menor (menor consumo del compresor), esto al igual que en el modelo HP-EH-WSC, probablemente debido a la menor exigencia de calor gracias a la presencia del calentador eléctrico.

Los resultados del modelo para cada sal se encuentran en la tabla [4.13](#) y los valores del análisis exergético en la tabla [4.14](#). Estos resultados tienen un comportamiento similar a los modelos ya mencionados con calentador eléctrico, con una disminución pequeña de la RTE para las sales 1,2 y 5 pero una disminución mayor para las sales 3 y 4, además de un COEP mucho menor para estas sales.

Tabla 4.13: Tabla de resultados HP-EH-Brayton

N ° de Sal	RTE	COEP	P_{max} de HP [kPa]	P_{min} de HP [kPa]	\dot{m}_{HP} [kg/s]	COP_{HP}
1.	0,53	0,53	14554	3485	6931	2,18
2.	0,55	0,59	14572	3485	7502	3,94
3.	0,40	0,08	14618	3485	1393	0,55
4.	0,40	0,04	6998	3485	1654	1,83
5.	0,46	0,30	14631	3485	4429	2,75

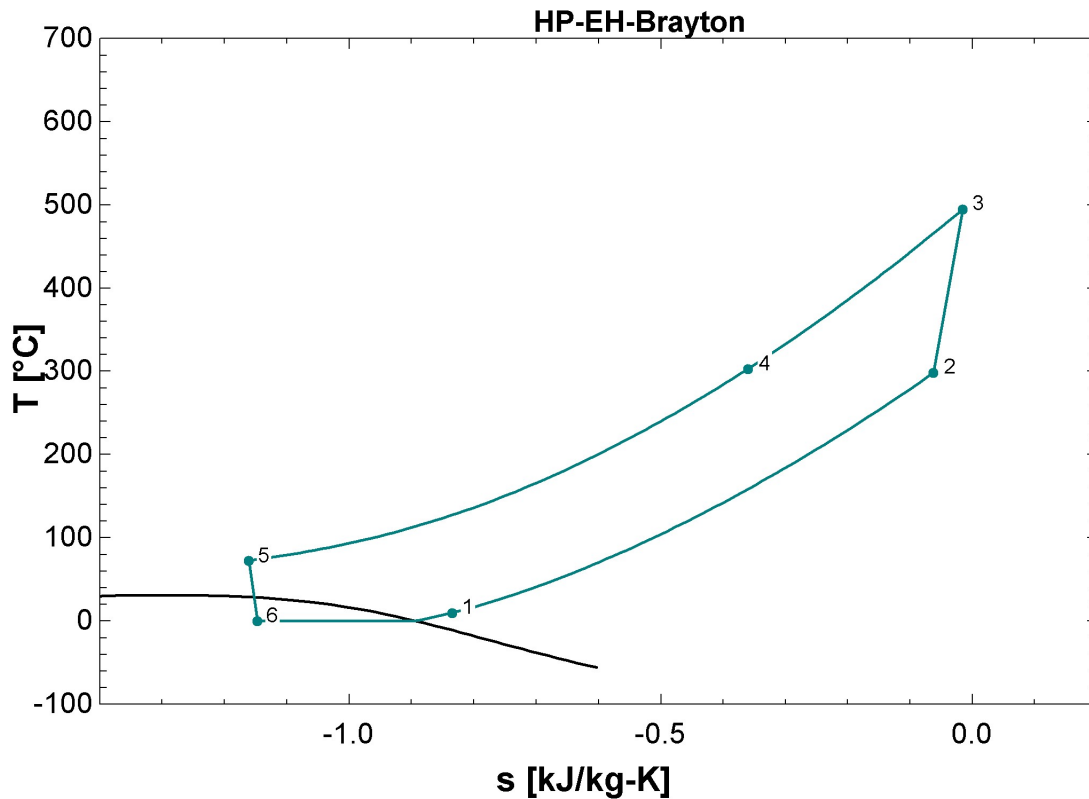


Figura 4.8: Diagrama T-s de modelo de carga HP-EH-Brayton con sal solar como medio de almacenamiento térmico.

Tabla 4.14: Resultados análisis exergético HP-EH-Brayton

N° Sal	Eficiencia exergética						Exergía destruida [kJ/Kg]						Resumen Sistema	
	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	Comp HP	Cond HP	Evap HP	Exp HP	Total Carga	Total Descarga	η_{ex}	Costo Ex.
1.	0,92	0,98	0,99	0,90	0,25	0,60	13,53	2,66	0,04	3,84	20,07	147,10	0,49	2,05
2.	0,92	0,88	0,99	0,90	0,21	0,60	13,55	15,40	0,04	3,85	32,85	147,10	0,49	2,03
3.	0,92	1,07	0,99	0,90	0,63	0,60	13,60	-9,65	0,04	3,86	7,85	147,10	0,53	1,90
4.	0,92	1,03	0,99	0,90	0,68	0,60	2,30	-1,52	0,04	1,83	2,65	147,10	0,53	1,90
5.	0,92	0,95	0,99	0,90	0,46	0,60	13,62	6,43	0,04	3,86	23,95	147,10	0,53	1,90

4.2. Análisis de resultados

4.2.1. Flujo de sales fundidas

Al comparar el uso de las sales fundidas estudiadas para cada ciclo de descarga (figura 4.9), se observan diferencias tanto entre los sistemas como entre las distintas sales. En primer lugar, existe una diferencia de uso de sales fundidas de aproximadamente 7% entre los ciclos de descarga WSC y Brayton- CO_2 , siendo mayor el uso en el ciclo Brayton. Esta diferencia se mantiene constante sin importar qué sal se utilice. Esto indicaría mayores necesidad de calor en este ciclo, probablemente debido a su menor eficiencia, implicando mayores costos al menos en cuanto a sales fundidas y los estanques de almacenamiento asociados. Aún así

el porcentaje no es tan significativo y probablemente en términos económicos tendría una incidencia porcentual similar o incluso menor.

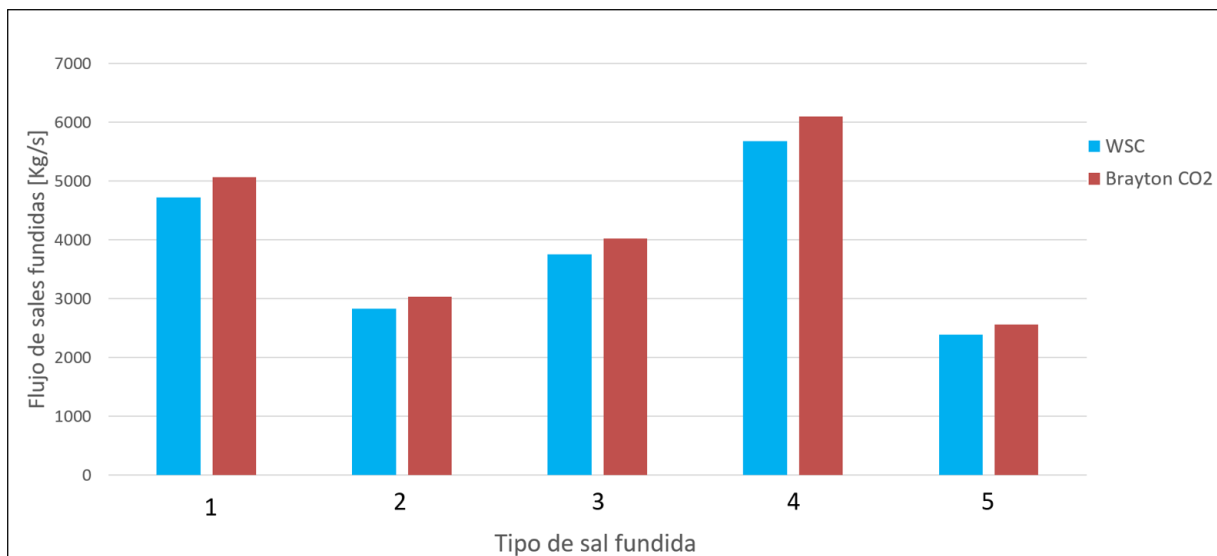


Figura 4.9: Uso de sales fundidas en ciclos de descarga.

Adicionalmente, se observa que las distintas sales presentan distintos consumos, mayores o menores que la sal de referencia (Sal 1 - sal solar), específicamente, la sal 2 presenta un uso aproximadamente 40 % menor, la sal 3 de aproximadamente 30 % menor, la sal 4 de aproximadamente 20 % mayor y la sal 5 de aproximadamente 50 % menor.

Ponderando estas diferencias con los costos de cada sal, se obtiene que la sal 2 presenta costos generales un 3 % menor que la sal de referencia, mientras que la sal 3 sería las más costosa de todas con un aumento de un 148 % respecto a la sal solar. por otro lado, las sales 4 y 5 presentan una disminución de 48 y 49 % de los costos respectivamente comparándolas a la sal solar. Analizando estos datos, la sal número 5 sería económicamente la más indicada dado su bajo costo (800 \$/Ton al igual que la sal solar) y su bajo requerimiento en cantidad de flujo. Aún así, tomando las mismas consideraciones, valdría la pena estudiar en más detalle la incidencia económica de cada sal. Ya que, según las fuentes mencionadas [33, 34], la fluctuación de precios de cada sal depende de su facilidad de producción y disponibilidad de materia prima. Esto no considera que habiendo mayores necesidades de estas sales en el mercado, podrían optimizarse los procesos de producción de las sales fundidas más prometedoras y así disminuir los costos, en especial para sales de litio y sales en base a bischofita, las que como se mencionó anteriormente, se elaboran en base a minerales abundantes en la minería de nuestro país.

4.2.2. Comparación de configuraciones

Luego de obtenidos los parámetros que caracterizan a cada una de las configuraciones establecidas, se procede a comparar su funcionamiento. Para esto el principal parámetro es la RTE, la cual se compara directamente mediante el gráfico de la figura 4.10. Luego

se procede a analizar en detalle el funcionamiento de cada uno de las configuraciones y el desempeño para las distintas sales fundidas.

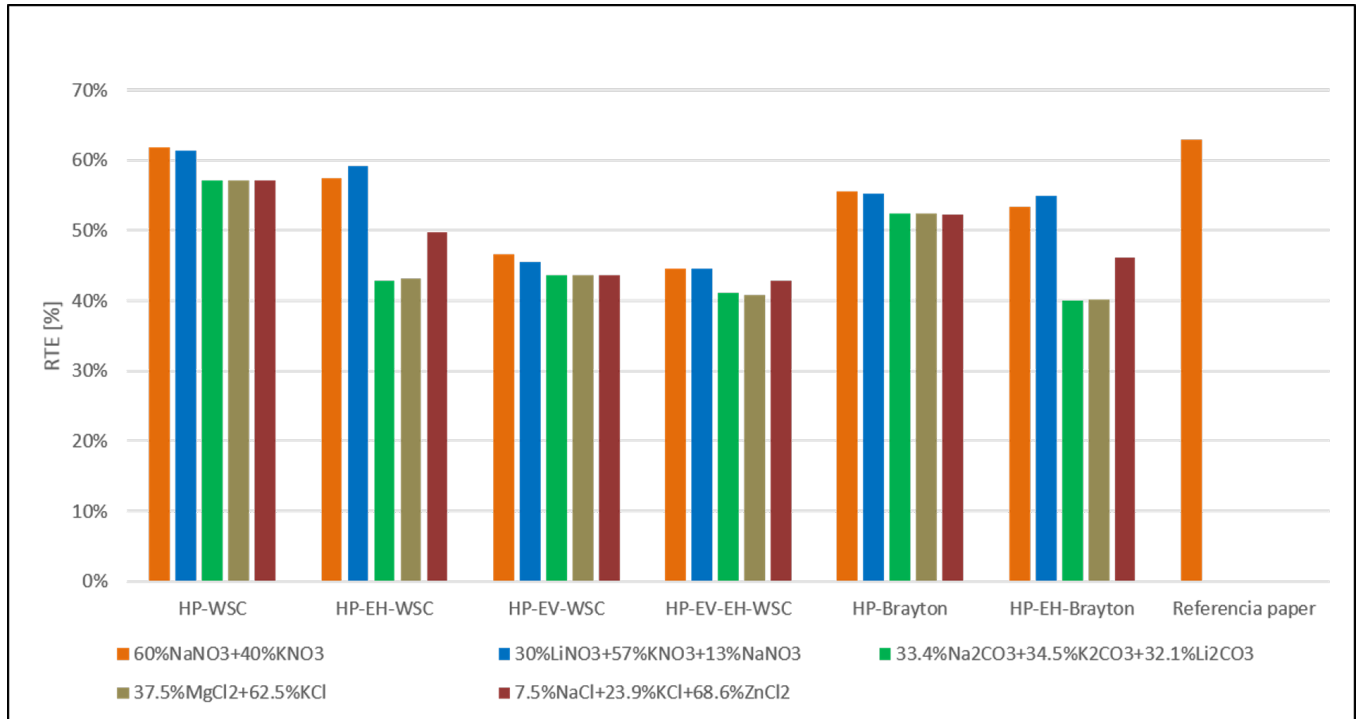


Figura 4.10: Comparación de RTE por configuración para cada sal.

Descarga WSC

Analizando el comportamiento de los sistemas con descarga tipo WSC, se observa lo esperado para cada configuración con respecto al modelo base, es decir que al observar la RTE de cada sistema para una sola sal (sal solar como referencia), el resultado del modelo base (HP-WSC) es el mayor, seguido por el sistema con calentador eléctrico presenta una eficiencia aproximadamente 8 % menor y aquel con válvula de expansión casi un 25 % menor. El caso pesimista (HP-EV-EH-WSC) presenta una RTE 28 % menor aproximadamente.

Esto indica que dadas las condiciones impuestas para la turbina dentro del ciclo de la HP, es de suma importancia su utilización para recuperar trabajo y alcanzar mayores eficiencias totales del sistema, mientras que el uso de calentador eléctrico no disminuye considerablemente (menor al 10 %) la RTE del sistema. Esto en primera instancia sugiere la posible viabilidad de utilizar compresores de CO_2 del mercado actual versus los costos asociados al desarrollo de compresores especializados. En cualquier caso, vale la pena estudiar como variarían los costos al instalar el calentador eléctrico y si en ese caso valdría o no la pena el sistema con respecto a la compra o manufactura de un compresor de CO_2 capaz de alcanzar las temperaturas máximas requeridas.

Descarga Brayton

Comparando el sistema HP-Brayton y HP-EH-Brayton (cada uno con la sal de referencia) con el modelo base, se observa una RTE del sistema HP-Brayton aproximadamente 10 % menor que el modelo base con descarga WSC. Vale la pena mencionar en este punto, que la diferencia de eficiencias de los ciclos de descarga es de mas o menos un 3 %. Mientras que la inclusión de un calentador eléctrico en el ciclo de carga significa una disminución de un 4 % en la RTE del sistema. Respecto a este punto, si la diferencia de eficiencias entre el modelo base y con descarga Brayton es considerablemente pequeña, se refuerza la posibilidad de que al utilizar mismo fluido de trabajo y por lo tanto existiendo la posibilidad de utilizar algunas de las mismas máquinas o ser directamente un ciclo reversible, podría ser un sistema superior a otros tipos de descarga en términos económicos. Se hace necesario profundizar en estudios económicos para confirmar o descartar dicha afirmación.

4.2.3. Variación de sales fundidas

Al extender el análisis de la RTE a los resultados de todas las sales, se notan inmediatamente algunos comportamientos que vale la pena analizar:

En primer lugar, la sal 2 (sal de litio) presenta resultados con RTE muy similares a la sal solar (máximo un 1 % de diferencia), mientras que las otras sales tienen resultados menores que estas dos. Luego, se nota que en las configuraciones que involucran un calentador eléctrico las sales 3 y 4 presentan una disminución importante (aproximadamente 26 % menores que con sal solar), esto debido a que las sales 3 y 4 poseen temperaturas de operación mayores, lo que provoca que la restricción tecno-económica del compresor limite mucho el trabajo realizado por este y cargue un porcentaje mayor al calentador eléctrico. En el caso pesimista, este porcentaje de disminución es menor (8 % aprox.) debido a las características del ciclo con válvula de expansión.

Las sales 3 y 4 presentan un comportamiento similar en todos los sistemas, mientras que la sal 5 varía su comportamiento, dependiendo de la configuración, pero siempre igual o mayor que esas dos (igual para la mayoría de los casos y un 1-15 % mayor que las sales 3 y 4, además de aprox. 15 % menor que la sal solar).

4.2.4. Comparación de COEP

Con el fin de profundizar en las comparaciones, se realiza el gráfico de la eficiencia exergética de la bomba de calor (COEP) de cada sistema (figura 4.11), en el que inmediatamente se confirma la afirmación de que en los sistemas con EH, el porcentaje realizado por la bomba de calor es menor y el consumo del eléctrico heater mayor que si se utilizara la HP, llegando a ocurrir (debido a sus rangos de temperatura de operación como se mencionó anteriormente) para las sales 3 y 4 una disminución drástica del COEP en la HP.

También se puede observar que la sal 2 presenta COEP ligeramente superiores que la sal

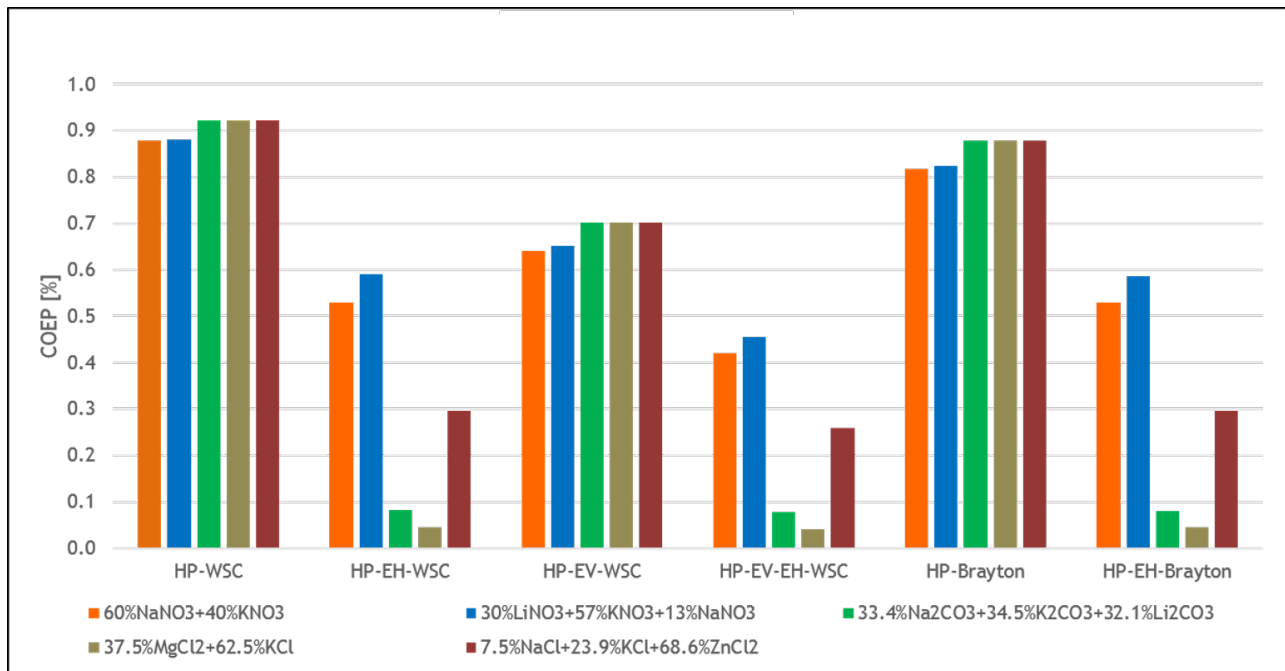


Figura 4.11: Comparación de COEP por configuración para cada sal.

solar, mientras que las sales 3, 4 y 5 tienen COEP mayores que estas dos por un margen cercano al 6-7% para los casos sin EH.

Con el fin de continuar la profundización del análisis, se desea establecer que tipo de relación existe entre los parámetros COEP y RTE. De esta forma, mediante el gráfico de la figura 4.12, se desea ver como los resultados de las figuras 4.10 y 4.11 influye sobre la elección de un ciclo sobre otro.

De la observación del gráfico, se observa de manera general que a mayor COEP, mayor es la RTE del ciclo. Esto era de esperarse, ya que aquellos sistemas con EH y por lo tanto con un mayor consumo y menor COEP que los otros sin EH que presentan un mayor uso de la HP y por lo tanto mayor COEP, muestran mayores valores de su RTE. Esto mismo se observa en que las configuraciones de una misma sal (mismo color) se agrupan de acuerdo al tipo de configuración, con o sin EH. Por ejemplo, se ve la tendencia de agruparse las estrellas, triángulos hacia arriba y cuadrados (configuraciones con EH) en un área de menor COEP y menor RTE que las configuraciones sin EH (círculos, triángulos hacia abajo y rombos).

Otra observación del gráfico 4.12 es que el sector deseado para la configuración ideal es hacia la esquina superior derecha del gráfico, es decir, que tanto el COEP como la RTE sean lo más cercano a 1 que se pueda. Tomando esta consideración, las configuraciones más cercanas al ideal serían las HP-WSC con las sales 1 y 2, seguido de la misma seguida por la sal 3. A continuación estaría la configuración HP-Brayton con las mismas tres sales.

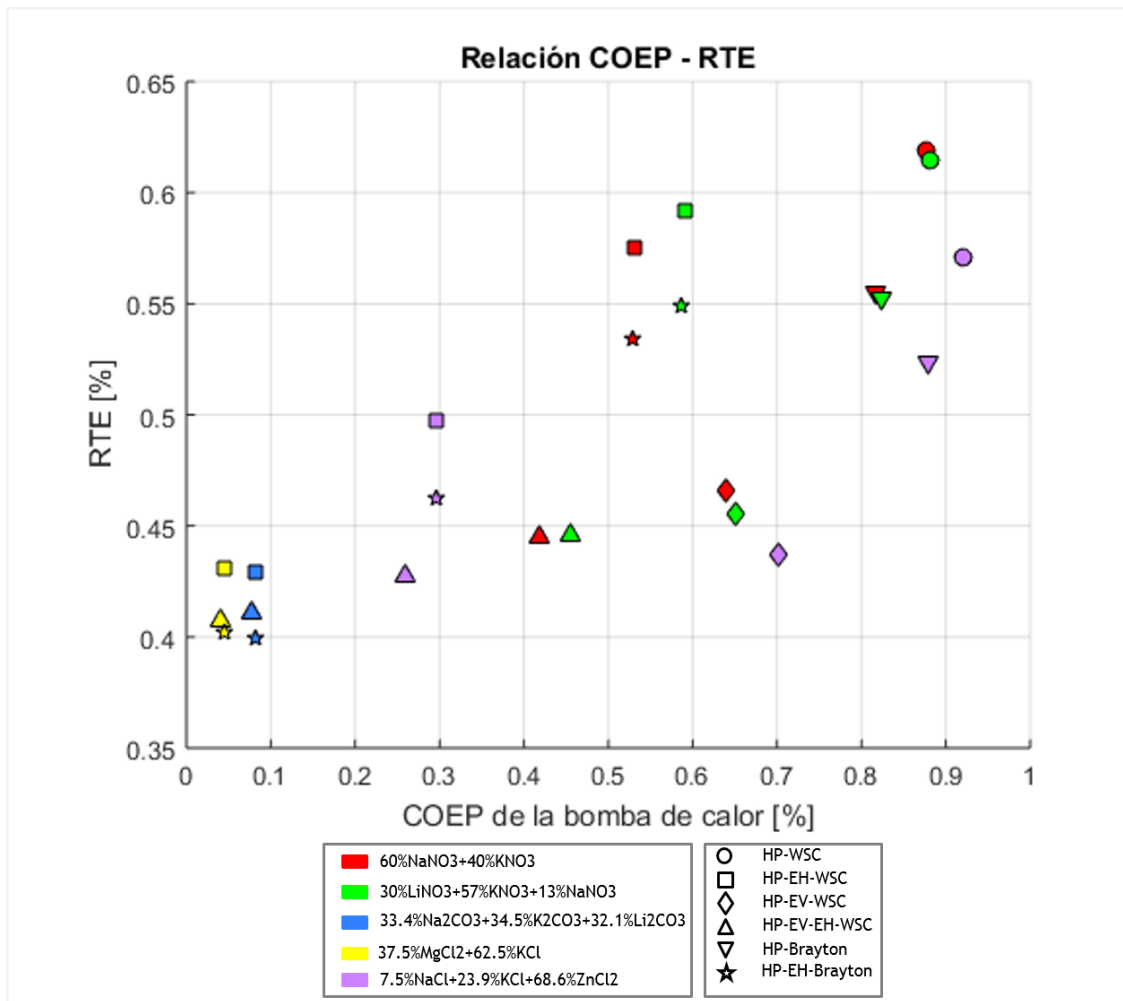


Figura 4.12: Relación RTE-COEP de todas las configuraciones y sales estudiadas.

4.2.5. Relación de presiones

Otro parámetro importante a considerar es la relación de presiones con respecto a las eficiencias ya mencionadas, ya que en este caso particular en el que no se han dimensionado los equipos, este parámetro sirve de indicador de las dimensiones y capacidades necesarias del compresor, lo que luego define las dimensiones del resto de los equipos. Para analizar este parámetro en conjunto al COEP y la RTE, se elaboran los gráficos RTE-R y COEP-R de la figura [4.13](#), los cuales se analizan a continuación.

De la figura [4.13](#), nuevamente se observa que algunas configuraciones presentan resultados extremos muy bajos con respecto al resto. En particular, algunos sistemas con EH y sal tipo 3 y 4 presentan relación de presiones y COEP extremadamente bajos.

Además, se identifica que en términos económicos lo más conveniente es un R no tan alto, aunque en términos termodinámicos si se desea. Por esto, el área ideal es lo más alto posible para RTE y COEP, pero en un rango intermedio para la relación de presiones. Tomando esta consideración, se puede identificar que las configuraciones Brayton-HP, son aquellas con mayor relación de presiones y por lo tanto en teoría costos de equipos mayores asociados.

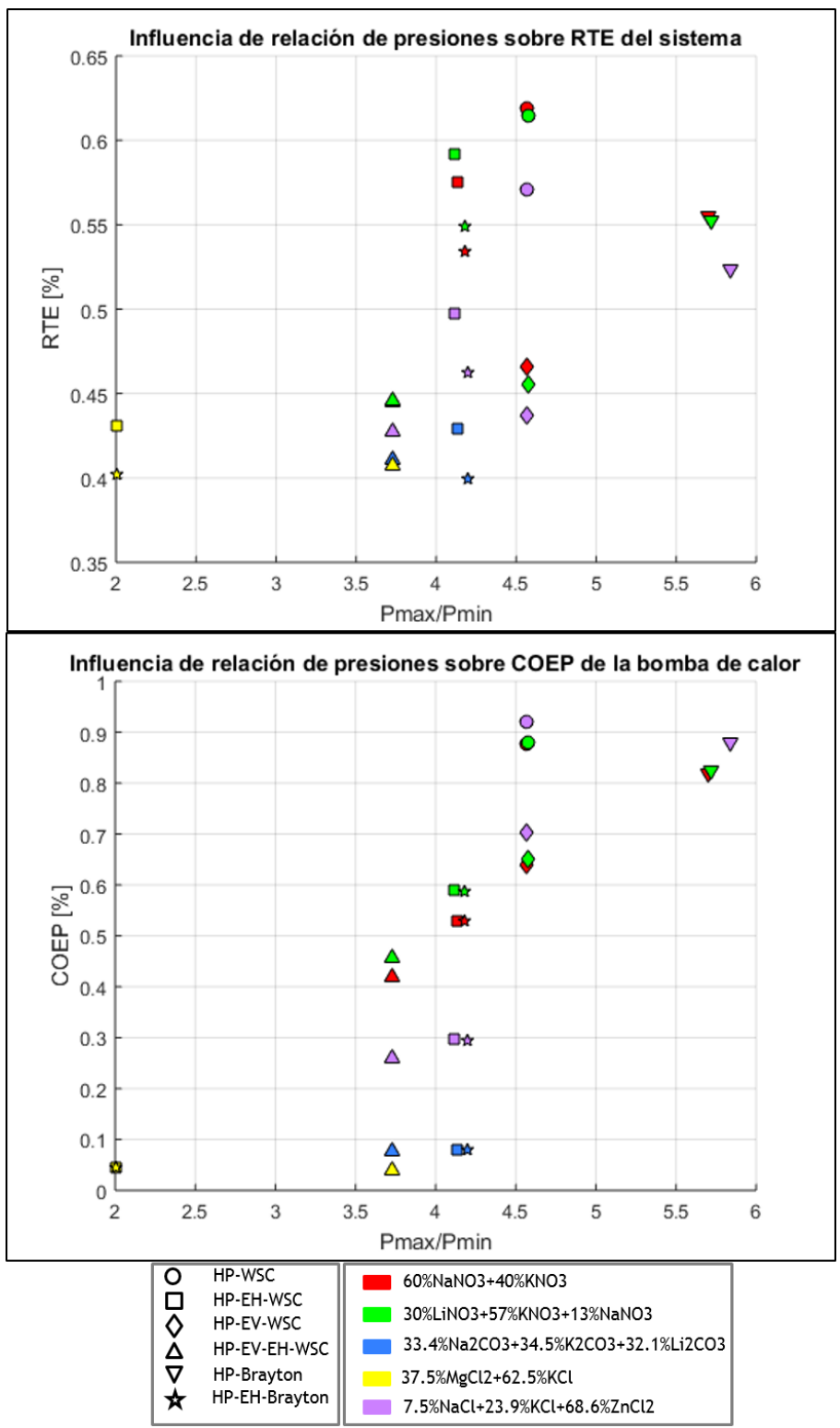


Figura 4.13: Relación RTE-R (arriba) y relación COEP-R (abajo) de todas las configuraciones y sales estudiadas.

Finalmente, tomando como prioridad el RTE y luego el COEP, aquellas configuraciones con mejor ubicación son en primer lugar (y nuevamente) las HP-WSC con sales 1,2 y 3,

seguido de HP-EH para las sales 2 y 1 (en ese orden) y luego HP-Brayton. La configuración HP-EH-Brayton (estrellas) le sigue de cerca incluso compitiendo en ese lugar, ya que tiene una relación de presiones menor y un COEP prácticamente igual a HP-EH-WSC.

4.2.6. Análisis exerético

En términos del desempeño exerético de la bomba de calor, no vale la pena profundizar en las eficiencias de cada equipo y la destrucción de exerjía asociada a cada uno, ya que como es de esperarse en bombas de calor, el mayor porcentaje de influencia es del compresor (aprox. 50 % de la destrucción de exerjía) y las eficiencias aunque muy altas, sólo indican que dentro de los supuestos de cada modelo no se consideran todas las fuentes de irreversibilidades (se desprecian pérdidas de presión entre otras cosas).

Por otro lado, al evaluar la eficiencia exerética de cada sistema se nota un comportamiento similar a la RTE, ya que en resumidas cuentas son indicadores de lo mismo, si es que se calcula el costo exerético asociado, (figura 4.14 se observa bastante parejo para los sistemas base y con descarga Brayton, mientras que la configuración HP-EV-WSC consume poco más. Los sistemas que involucran EH, con las sales 1 y 2 presentan consumo mucho mayores y con las sales 2 y 3, tan solo un poco mayores.

Esto aporta al análisis que los sistemas con EH, aún con las sales 1 y 2 requieren un input energético (fuente de exerjía) mucho mayor para alcanzar las temperaturas objetivo de las sales fundidas. Mientras que con las sales 3 y 4, el consumo no es mucho mayor, pero presentan otras desventajas ya mencionadas (COEP mínimo).

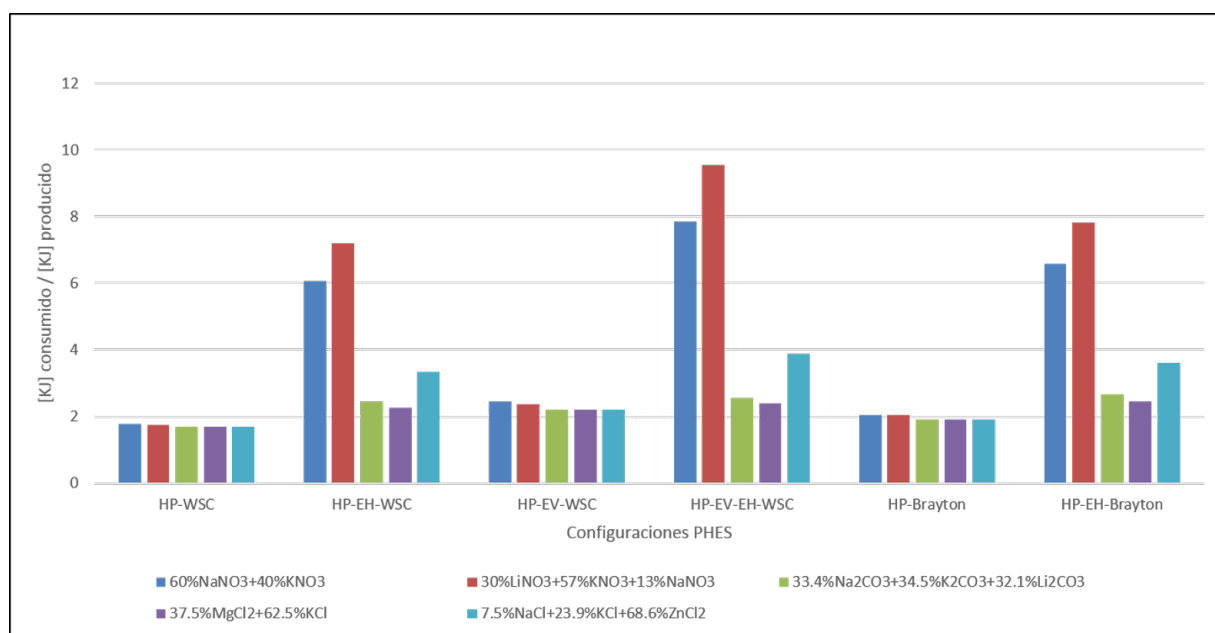


Figura 4.14: Gráfico de costos exeréticos de cada sistema estudiado.

4.2.7. Comparación con otros medios de almacenamiento

Al comparar los resultados obtenidos con el análisis inicial de sistemas de almacenamiento energético a gran escala en el mercado, como se puede observar en la figura 4.15, los sistemas PHES obtenidos, presentan un rango de RTE superior a la tecnología de almacenamiento de hidrógeno, inferior a otras (PHS,GES) y compartiendo parte de su rango con otras (CAES, LAES, baterías).

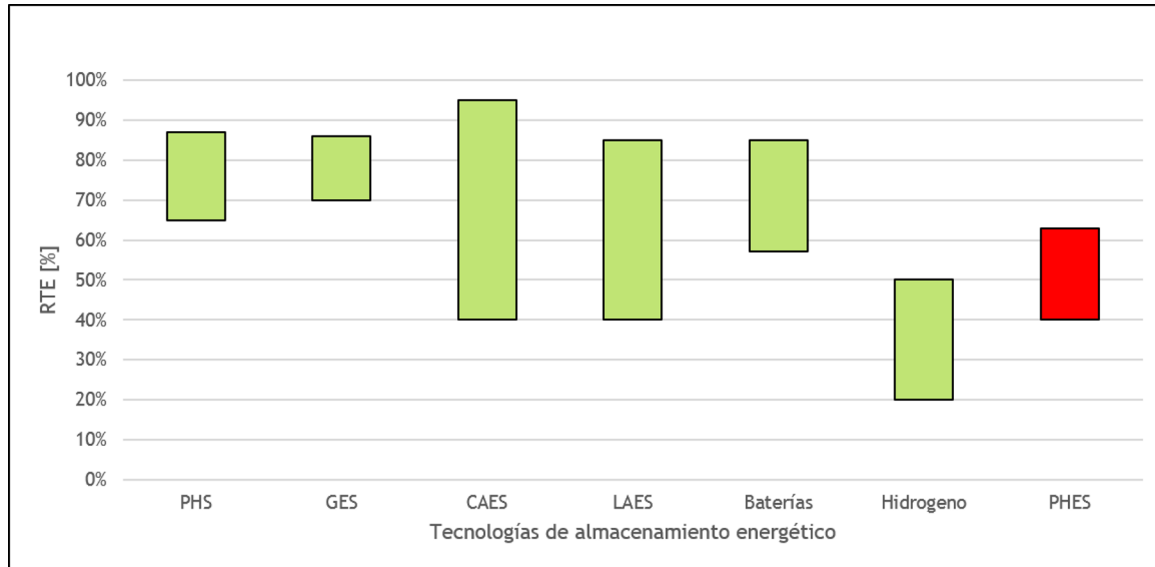


Figura 4.15: Gráfico de rangos de eficiencias de tecnologías de almacenamiento energético a gran escala.

Aún así, con un rango entre 40-60% se sitúa cercano aunque inferior a las tecnologías de mayor competitividad (PHS y CAES). Esto indica que en terminos de eficiencia, los sistemas PHES no serían directamente competitivos, a menos que sus ventajas (baja densidad de energía, alta flexibilidad de ubicación, etc.) y un posible análisis económico permita a esta tecnología competir con los principales líderes del mercado.

Capítulo 5

Conclusiones

En la presente investigación, se seleccionaron 6 configuraciones de sistemas PHES que utilizan CO_2 como fluido de trabajo y 5 sales fundidas como medio de almacenamiento térmico. Se estudiaron 30 posibles combinaciones para su comparación tomando como principal parámetro la eficiencia Round-Trip, calculada a partir de la optimización termodinámica de cada ciclo (carga y descarga por separado) y posterior análisis exerético.

Se construyó y validó un modelo base utilizando el software Engineering Equation Solver (EES) y la metodología de un paper de referencia [26] para luego seleccionar variaciones en el ciclo de carga de acuerdo al reemplazo de la turbina de la bomba de calor por una válvula de expansión o la aplicación de una restricción tecno-económica al compresor de la bomba de calor y adición de calentador eléctrico para suplir esta dificultad. Mientras que en la descarga se utilizó un ciclo de vapor Rankine convencional (WSC) o un ciclo de potencia Brayton utilizando CO_2 como fluido de trabajo.

El análisis de los resultados de cada sistema se hizo priorizando la RTE como principal parámetro, seguido de la eficiencia exerética de la bomba (COEP) y por último la relación de presiones (R) de la bomba de calor. Se verificó la viabilidad técnica de cada ciclo en comparación con las alternativas y aunque no se realizó un análisis económico, se tomaron en cuenta las ventajas o desventajas económicas de cada sistema con respecto a los demás, con el fin de descartar aquellos no viables y sugerir el desarrollo de aquellos que resulten más prometedores.

En base al análisis de los resultados obtenidos, se establecen las siguientes conclusiones:

Configuraciones PHES

En primer lugar, se descartan las configuraciones con calentador eléctrico (EH) que utilicen las sales $33,4\%Na_2CO_3+34,5\%K_2CO_3+32,1\%Li_2CO_3$ (sal 3) y $37,5\%MgCl_2+62,5\%KCl$ (sal 4) como alternativas viables, ya que no se justifica la instalación de la bomba de calor (HP) cuando el EH hace la mayor parte del trabajo para calentar las sales fundidas, lo que produce que el COEP de la HP se vuelve extremadamente bajo. Luego, se tiene que el resto

de las configuraciones son viables técnicamente en distintos grados.

La configuración HP-EV-EH-WSC es aquella con menores dificultades técnicas y tecnológicas pero presenta la menor eficiencia Round-Trip (43-45 %) y bajo COEP (26-46 %) con las sales 1, 2 y 5, con las cuales el sistema es viable. Entre estas sales, se prefiere la sal solar, que presenta RTE similares pero con un costo exergético menor que sal de litio (sal 2).

Las configuraciones con mejores eficiencias son las configuraciones HP-WSC (RTE entre 57-62 %) como es de esperarse, para las cuales se recomienda el uso tanto de sal solar como sal de litio (sales 1 y 2) por su eficiencia. Aún así, para la implementación de esta, sería necesario el desarrollo o manufactura de una turbina y un compresor de CO_2 adecuados que permitan alcanzar las temperaturas y presiones necesarias para las sales fundidas utilizadas. Es por esto que en este punto se concluye la viabilidad técnica del sistema, pero no se recomienda su implementación con las condiciones tecnológicas y económicas del mercado energético actual.

En términos de eficiencia, en segundo lugar se tiene la configuración HP-EH-WSC (RTE entre 57-59 %) con sales 1 y 2, la que podría significar una opción viable en el caso de que no aplique la limitante de la turbina de CO_2 . Se sugiere un estudio en detalle al respecto antes de seleccionar esta configuración. En particular en este caso la sal de litio (sal 2) presenta mejores resultados.

A continuación se tiene los sistemas HP-Brayton, para los cuales se tiene RTE entre 52-55 % con altos COEP, pero con requerimiento de presiones mucho mayor que otras configuraciones, lo que podría implicar la necesidad de equipos más robustos y con esto mayores costos. Aún así, debido al uso del mismo fluido de trabajo en carga y descarga, se podría economizar en el uso de maquinaria e instalación en común. En cuanto a la selección de sal fundida de almacenamiento térmico, para este caso, los resultados de cada sal se encuentran en un rango reducido, por lo que no se descarta ninguna y se sugiere mayores estudios para su selección. Se concluye que esta configuración es viable y presenta un gran potencial, pero se requieren mayores estudios (sobretudo en cuanto a la turbomaquinaria necesaria) para su implementación y competitividad económica con otros sistemas.

En cuanto a la variante HP-EH-Brayton, presentan resultados inferiores a su variante con descarga WSC (RTE entre 52-55 %) con un COEP similar y una relación de presiones ligeramente superior. Por esta razón, podría significar una opción al sistema HP-EH-WSC con la ventaja del mismo fluido de trabajo en carga y descarga pero la misma desventaja del compresor. En este caso se recomienda el uso de sal de litio (sal 2) con la que se obtiene un RTE y COEP superiores que con sal solar, aún así, se requiere un mayor estudio para determinar la reducción o aumento de costos asociada a las ventajas y desventajas del sistema.

Por último, los sistemas HP-EV-WSC presentan un rango de RTE entre 44-47 % presentándose como una alternativa viable con un COEP aceptable ($>60\%$) y costos exergéticos similares al modelo base. En este caso todas las sales presentan resultados relativamente similares, por lo que se recomendaría un estudio en profundidad de los beneficios y costos de cada una para seleccionar la más adecuada.

Sales fundidas

Del análisis y selección de las sales fundidas estudiadas, se concluye que salvo aquellas configuraciones descartadas debido al rango de operación de las sales 3 y 4, se requiere un estudio en mayor profundidad que permita cuantificar los costos asociados a cada sal. Específicamente el tamaño de los estanques de almacenamiento de las sales fundidas, ya que el uso de ellas varía dependiendo del tipo.

La sal más conveniente en términos de flujo requerido [Kg/s] para satisfacer los ciclos de descarga es la sal 7.5%NaCl + 23.9%KCl + 68.6%ZnCl₂ (sal 5) con un requerimiento de flujo 50% menor a la sal solar y con el mismo costo, seguido de la sal de litio 30%LiNO₃+57%KNO₃+13%NaNO₃ (sal 2) con un requerimiento 40% menor a la sal solar, pero con un costo mucho mayor. Aún así incluso la sal 4, cuyo requerimiento es mayor (Sal de litio 33.4%Na₂CO₃+34.5%K₂CO₃+32.1%Li₂CO₃), es la que presenta menor costo, lo que hace necesario mayores estudios. También es necesario contrastar el ahorro que pueda significar el uso de la sal más adecuada con las condiciones de operación que esta implique y cómo afectan el dimensionamiento de equipos y costos del sistemas.

Comentarios

Comparando los sistemas desarrollados con las alternativas de sistemas de almacenamiento energético en el mercado actual, se concluye tanto su viabilidad como potencial de competitividad, ya que incluso con menores eficiencias, los sistemas PHES permiten un grado de flexibilidad mucho mayor que las tecnologías líderes del mercado (PHS y CAES). Pero como se mencionó anteriormente, es necesario profundizar en el desarrollo de los equipos críticos necesarios para aumentar su eficiencia y disminuir sus costos, así como también estudios económicos de configuraciones tales como la HP-WSC, HP-Brayton y sus variantes con calentador eléctrico, que podrían permitir fomentar la inversión en el desarrollo e implementación de estos sistemas.

Finalmente con respecto al estudio del uso de distintas sales fundidas, se concluye que dada la competitividad en términos de eficiencia de las sales 2 (30%LiNO₃+57%KNO₃+13%NaNO₃) y 5 (7.5%NaCl + 23.9%KCl + 68.6%ZnCl₂), vale la pena desarrollar mayores estudios con el fin de disminuir sus costos y fomentar su producción en Chile, tomando en cuenta que como se mencionó al comienzo de esta memoria, el mercado de sistemas de almacenamiento energético y con ello de medios de almacenamiento térmico, seguirá creciendo, aumentando la demanda de opciones de sales más eficientes y económicas.

Capítulo 6

Bibliografía

- [1] Ministerio de Energía de Chile. Energía 2050 - política energética de Chile, 2017.
- [2] REN21 secretariat Paris. Renewables 2016 global status report, 2016.
- [3] Organización Mundial de la Salud (OMS). Datos sobre el cambio climático y la salud. [http : //www.who.int/features/factfiles/climate_change/facts/es/](http://www.who.int/features/factfiles/climate_change/facts/es/). [Accesed: 09-Sept-2018].
- [4] Organización Mundial de la Salud (OMS). Ambient air pollution: Pollutants. [http : //www.who.int/airpollution/ambient/pollutants/en/](http://www.who.int/airpollution/ambient/pollutants/en/). [Accesed: 09-Sept-2018].
- [5] Ministerio de Energía. Energías renovables. <http://www.energia.gob.cl/energias-renovables>. [Accessed: 28-Jul-2018].
- [6] International Renewable Energy Agency. Remap 2030, a renewable energy roadmap, June 2014.
- [7] El Mercurio. Generación eléctrica renovable ya supera el 20 % de la matriz. <http://www.elmercurio.com/Inversiones/Noticias/Acciones/2017/11/13/Generacion-electrica-renovable-ya-supera-el-20-de-la-matriz.aspx>. [Accessed: 28-Sep-2018].
- [8] Ministerio de Energía. Energía 2050, política energética. [http : //www.minenergia.cl/archivos_bajar/LIBRO - ENERGIA - 2050 - WEB.pdf](http://www.minenergia.cl/archivos_bajar/LIBRO - ENERGIA - 2050 - WEB.pdf). [Accessed: 28-Jul-2018].
- [9] Abar M., Geels B., Hertzberg J., and Montoya L. Pumped thermal energy storage and bottoming system part a: Concept and model. *Energy*, 120:320–331, 2016.
- [10] V. Aga, E. Conte, R. Carroni, B. Burcker, , and M. Ramond. Supercritical co2-based heat pump cycle for electrical energy storage for utility scale dispatchable renewable energy power plants. *5th international Supercrit. CO2 Power Cycles Symposium*, 49, 2016.

- [11] M. Beaudin, H. Zareipour, A. Schellenberg, and W. Rosehart. Energy storage for mitigating the variability of renewable electricity sources. *Energy for sustainable development*, 14:302–314, 2014.
- [12] M. C. Lott and S.I. Kim. Technology roadmap: Energy storage, 2014.
- [13] A. Benato and A. Stoppato. Pumped thermal electricity storage: a technology overview. *Thermal Science and Engineering Progress*, 127, 2018.
- [14] P. Vinnemeier, M. Wirsum, D. Malpiece, and R. Bove. Integration of heat pumps into thermal plants for creation of large-scale electricity storage capacities. *Appl. Energy*, 184:506–522, 2016.
- [15] A. Gallo, J. Simoes-Moreira, H. Santos, J. Costa, and M. dos Santos. Energy storage in the energy transition context: A thecnology review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 65:800–822, 2016.
- [16] Energy Storage News. Energyaustralia ponders world’s largest seawater pumped hydro energy storage plant. <https://www.energy-storage.news/news/energyaustralia-ponders-worlds-largest-seawater-pumped-hydro-energy-storage>. [Accessed: 12-Jun-2018].
- [17] Valhalla. Proyecto valhalla. <http://valhalla.cl/es/>. [Accessed: 29-Oct-2017].
- [18] PhysOrg. Compressed air energy storage: Renewable energy. <https://phys.org/news/2010-03-compressed-air-energy-storage-renewable.html>. [Accessed: 12-Jun-2018].
- [19] Mathew Aneke and Meihong Wang. Energy storage technologies and real life applications – a state of the art review. *Applied Energy*, 179:350–377, 2016.
- [20] Gravity Power. Grid scale energy storage, 2014. <http://www.gravitypower.net/megawatt-demo-plant-under-construction/>. [Accessed: 23-Ago-2018].
- [21] HighView Power. Laes facility. <https://www.highviewpower.com/>. [Accessed: 24-Ago-2018].
- [22] PhysOrg. Energy companies testing "liquid air" as a means of storing backup electricity. <https://phys.org/news/2013-05-energy-companies-liquid-air-backup.html>. [Accessed: 12-Jun-2018].
- [23] Guillermo Narsilio, Ian W Johnston, Asal Bidarmaghz, Stuart Colls, O Mikhaylova, A Kivi, and R Aditya. Geothermal energy: Introducing an emerging technology. 08 2014.
- [24] J. Howes. Concept and development of pumped heat electricity storage device. *Proceedings of the IEEE*, 100:493–503, 2012.
- [25] T. Desrues, J. Ruer, P. Marty, and J.F. Fourmigué. A thermal energy storage process

for large scale electric applications. *Applied Thermal Engineering*, 30:425 – 432, 2010.

- [26] P. Vinnemeier, M. Wirsum, D. Malpiece, and R. Bove. Integration of pumped-heat-electricity-storage into water / steam cycles of thermal power plants. *5th international Supercrit. CO2 Power Cycles Symposium*, 49, 2016.
- [27] Alexander J. White. Loss analysis of thermal reservoirs for electrical energy storage schemes. *Applied Energy*, 88:4150–4159, 2011.
- [28] White A., Parks G., and Markides C.N. Thermodynamic analysis of pumped thermal electricity storage. *Applied Thermal Energy*, 53:291–298, 2013.
- [29] Brun K. and SouthWest Research Inst. Supercritical carbon dioxide turbo-expander and heat exchangers. *Sunshot Initiative*, 2014.
- [30] Enge YO, Wirsum M, and Wettstein HM. The potential of recuperated semi-closed co2 cycles. *In Proc. Asme Turbo Expo 2006*, 2006.
- [31] Mercangöz M, Hemrle J, Kaufmann L, Z'Graggen A, and Ohler C. Electrothermal energy storage with transcritical co2 cycles. *Energy*, 45:407–415, 2012.
- [32] Industria de Turbo Propulsores ITP. Heat pump compressor concept study: Technical review, 2015.
- [33] Craig Turchi, Judith Vidal, and Bauer Matthew. Molten salt power towers operating at 600–650 °c: Salt selection and cost benefits. *Solar Energy*, 164:38–46, 2018.
- [34] Fernández A. G., Ushak S., Galleguillos H., and Pérez F.J. Development of new molten salts with lino3 and ca(no3)2 for energy storage in csp plants. *Applied Energy*, 119:131–140, 2018.
- [35] H.N. Moran, M.J.; Shapiro. *Análisis Exergético*. Reverté, 1999.