



Análisis técnico económico del uso de Baterías de Carnot como fuente de almacenamiento energético y uso en plantas térmicas.

Ángela Praxedes Contreras Alarcón

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesores guía:
Cristian Alberto Cuevas Barraza
Andrés René Escalona Insunza

Julio 2025
Concepción, Chile



Resumen

El presente trabajo aborda el desafío de reconvertir centrales termoeléctricas a carbón retiradas o en proceso de retiro en Chile, mediante la implementación de sistemas de almacenamiento térmico tipo batería de Carnot, con el objetivo de aprovechar el vertimiento de energías renovables variables como la solar y eólica, y avanzar hacia un sistema eléctrico más flexible y descarbonizado. El estudio se enfoca en dos casos representativos: la central Cochrane, ubicada en Mejillones, y la central Santa María, en Coronel, centrales con condiciones de operación distintas y regiones con condiciones climáticas contrastantes.

La metodología empleada consistió en modelar un sistema de almacenamiento térmico acoplado a una bomba de calor (P2H) para la carga, y el ciclo Rankine de cada central para la descarga, utilizando aire como fluido de trabajo en la bomba de calor y sales solares como medio de almacenamiento. Se aplicaron balances de masa, energía, junto con análisis de sensibilidad térmica, para evaluar el comportamiento del sistema bajo distintos escenarios climáticos anuales caracterizados con datos del software Meteonorm. Además, se realizó una estimación económica basada en precios de compra de energía como cliente libre y potenciales ingresos por venta al sistema eléctrico.

Los resultados indican que el ciclo de bomba de calor logra un COP de hasta 1,525 en Cochrane, favorecido por temperaturas ambientales más elevadas y menores temperaturas de retorno del sistema de almacenamiento. En contraste, Santa María alcanza un COP de 1,461, debido a sus menores temperaturas ambiente durante gran parte del año. En la fase de descarga, la central Santa María presentó una eficiencia térmica superior de un 50 % respecto a Cochrane con un 32 %, debido principalmente a una menor presión de condensación. El análisis económico muestra que ambos casos resultan viables en escenarios con precios competitivos de compra, especialmente en contextos de alto vertimiento renovable.

En conclusión, los resultados demuestran la viabilidad técnica y económica de las baterías de Carnot como alternativa para la reconversión de centrales a carbón, especialmente en zonas con alta disponibilidad de energía renovable no utilizada. Sin embargo, se reconoce que esta tecnología aún se encuentra en etapa de maduración, sin aplicaciones a gran escala, por lo que su implementación debe ser cuidadosamente evaluada y perfeccionada en futuras investigaciones y desarrollos tecnológicos.



Abstract

This paper addresses the challenge of converting retired or retiring coal-fired power plants in Chile through the implementation of Carnot battery-type thermal storage systems. The goal is to leverage the input of variable renewable energy sources such as solar and wind, and move toward a more flexible and decarbonized electricity system. The study focuses on two representative cases: the Cochrane plant, located in Mejillones, and the Santa María plant, in Coronel, plants with different operating conditions and regions with contrasting climatic conditions.

The methodology employed consisted of modeling a thermal storage system coupled to a heat pump (P2H) for charging, and the Rankine cycle of each plant for discharging, using air as the working fluid in the heat pump and solar panels as the storage medium. Mass and energy balances, along with thermal sensitivity analysis, are applied to evaluate system behavior under different annual climate scenarios characterized with data from Meteonorm software. In addition, an economic estimate was made based on energy purchase prices as a free customer and potential revenue from sales to the electricity system.

The results indicate that the heat pump cycle achieves a COP of up to 1.525 in Cochrane, favored by higher ambient temperatures and lower return temperatures from the storage system. In contrast, Santa María achieves a COP of 1.461, due to its lower ambient temperatures for much of the year. In the discharge phase, the Santa María plant had a 50% higher thermal efficiency than Cochrane (32%), mainly due to lower condensation pressure. The economic analysis shows that both cases are viable in scenarios with competitive purchase prices, especially in contexts of high renewable energy discharge.

In conclusion, the results demonstrate the technical and economic viability of Carnot batteries as an alternative for converting coal-fired power plants, especially in areas with high availability of unused renewable energy. However, it is recognized that this technology is still in its maturation stage, without large-scale applications, so its implementation must be carefully evaluated and refined in future technological research.



Contenidos

Lista de Figuras	6
Lista de Tablas.....	7
Nomenclatura	8
1 Introducción	11
1.1 Contexto	11
1.2 Planteamiento del problema.....	16
1.3 Estado del arte.....	19
1.3.1 Almacenamiento térmico de energía.....	19
1.3.2 Baterías de Carnot	20
1.3.3 Integración Baterías de Carnot en centrales térmicas.....	21
1.3.4 Desarrollo de la tecnología	25
1.4 Objetivos	28
1.4.1 Objetivo general.....	28
1.4.2 Objetivos específicos	28
1.5 Metodología.....	28
2 Marco Teórico	30
2.1 Definición del caso.....	30
2.1.1 Central Termoeléctrica Cochrane	30
2.1.2 Central Termoeléctrica Santa María	31
2.2 Definiciones	32
2.2.1 Filosofía de operación	32
2.3 Condiciones de entorno	33
2.4 Evaluación termodinámica	34
2.4.1 Ciclo de descarga	34
2.4.2 TES a H ₂ P	38
2.4.3 Sistema de almacenamiento	39
2.4.4 Ciclo de carga.....	41
3 Resultados.....	45
3.1.1 Ciclo de descarga	45
3.1.2 Sistema de almacenamiento	47
3.1.3 Ciclo de carga.....	47
3.1.4 Análisis de sensibilidad climática para el ciclo de bomba de calor	49
3.2 Análisis económico.....	52
3.2.1 Compra de energía eléctrica.....	52
3.2.2 Venta de energía eléctrica	53



4 Conclusiones.....	55
Referencias.....	57
Anexo A: Carta Gantt	60
Anexo B: Ciclo de descarga	61
Anexo C: Ciclo de carga	63



Lista de Figuras

Figura 1.1: Capacidad instalada año 2024 en el Sistema Eléctrico Nacional. (Fuente: [5])	11
Figura 1.2: Mapa de plan de acción de Centrales termoeléctrica a carbón. (Elaboración propia)	14
Figura 1.3: Recortes de ERNC 2024 por región. (Fuente: Elaboración propia)	15
Figura 1.4: Evolución anual recorte ERNC. (Fuente: [13])	15
Figura 1.5: Recortes de ERNC 2024. (Fuente: [12])	16
Figura 1.6: Central Cochrane y su proximidad a centrales renovables. (Elaboración propia)	17
Figura 1.7: Central Santa María y su proximidad a centrales eólicas. (Elaboración propia)	18
Figura 1.8: Diagrama de bloques del proceso de una batería de Carnot. (Fuente: [18])	20
Figura 1.9: Sistema de almacenamiento con sales fundidas en una central a carbón. (Fuente:[24])	22
Figura 1.10: Esquema simple de configuración de alta temperatura. (Fuente: 22)	23
Figura 1.11: Esquema de la bomba de calor e índice de recuperación. (Fuente: 22)	24
Figura 1.12: Diagrama esquemático del sistema de almacenamiento de energía de batería de Carnot de sales fundidas basado en la transformación de una central térmica. (Fuente: [26])	25
Figura 2.1: Balance térmico de la central termoeléctrica de Cochrane. (Fuente: [30])	30
Figura 2.2: Balance térmico de la central termoeléctrica Santa María. (Fuente: [30])	31
Figura 2.3: Esquema del sistema PTES y sistema de almacenamiento térmico con sales fundidas, integrado a planta termoeléctrica. (Fuente: [31])	32
Figura 2.4: Diagrama del ciclo de descarga. (Elaboración propia)	35
Figura 2.5: Integración TES – H2P Rankine supercrítico.	38
Figura 2.6: Modelo de integración TES – H2P.	38
Figura 2.7: Diagrama de estanques de almacenamiento. (Elaboración propia)	40
Figura 2.8: Ciclo de bomba de calor. (Adaptado de [25])	41
Figura 2.9: Diagramas T-s de los ciclos de carga. (Fuente: [31])	42
Figura 3.1: Diagramas T-s ciclo de carga de los casos estudiados.	48
Figura 3.2: Diagrama T-s ciclo de carga referencia. (Fuente: [31])	49
Figura 3.3: Cantidad de horas para cada temperatura. (Elaboración propia)	50
Figura 3.4: Variación del COP. (Elaboración propia)	51
Figura 3.5: Costo anual proyectado de suministro eléctrico. (Elaboración propia)	53
Figura 3.6: Comparación compra y venta energía eléctrica. (Elaboración propia)	53



Lista de Tablas

Tabla 1: Cronograma de retiro de centrales termoeléctricas a carbón.(Fuente: [8], [9])...	12
Tabla 2: Plan de acción de Centrales termoeléctrica a carbón en operación. (Fuente: [8])	12
Tabla 3: Centrales solares y eólicas con mayor vertimiento en 2024 en la región de Antofagasta. (Elaboración propia).....	17
Tabla 4: Centrales eólicas con vertimiento en 2024. (Elaboración propia).....	18
Tabla 5: Parámetros de la central Cochrane. (Fuente: [30])	31
Tabla 6: Parámetros de la central Santa María (Fuente: [30])	32
Tabla 7: Parámetros de referencia. (Fuente: [31])	33
Tabla 8: Propiedades de las sales fundidas. (Fuente: [32], [33])	39
Tabla 9: Resultados de referencia del ciclo de carga. (Fuente: [31])	42
Tabla 10: Valores de referencia del modelo de ciclo de bomba de calor con regeneración. (Fuente: [34])	43
Tabla 11: Condiciones operaciones de cada central.....	45
Tabla 12: Validación ciclo Rankine supercrítico	45
Tabla 13: Resultados del ciclo de descarga.	46
Tabla 14: Resultados modelamiento con distintos tiempo de residencia.	47
Tabla 15: Resultados del ciclo de carga.	48
Tabla 16: Precios clientes libres 2024. (Fuente: [35]).....	52
Tabla 17: Resultados ciclo Rankine central Cochrane.....	61
Tabla 18: Resultados ciclo Rankine central Santa María.....	62



Nomenclatura

Glosario

CAES	:	Compressed Air Energy Storage / Almacenamiento de aire comprimido
CB	:	Baterías de Carnot
COP	:	Coeficiente de rendimiento
CSP	:	Plantas de concentración solar
DLR	:	Centro Aeroespacial Alemán
ERNC	:	Energía Renovable No Convencionales
GEI	:	Gases de efecto invernadero
GIZ	:	Sociedad Alemana de Cooperación Internacional
H2P	:	Heat to Power / Calor a energía
HE	:	Heat Engine / Motor térmico
HFT	:	Fluido de transferencia de calor
HP	:	Heat Pump / Bomba de calor
HPT	:	Turbina de alta presión
HT	:	High Temperature / Alta temperatura
KIT	:	Instituto de Tecnología de Karlsruhe
LAES	:	Liquid Air Energy Storage / Almacenamiento de energía de aire líquido
LPT	:	Turbina de baja presión
LT	:	Low Temperature / Baja temperatura
ORC	:	Ciclo Rankine orgánico
P2H	:	Power to Heat / Energía para calentar
PHES	:	Pumped Hydro Energy Storage / Almacenamiento de energía hidroeléctrica bombeada
PHS	:	Pumped Hydraulic Storage / Almacenamiento por bombeo hidráulico
PTES	:	Pumped Thermal Electricity Storage / Almacenamiento de electricidad térmica por bombeo
RTE	:	Eficiencia de ida y vuelta [%]
TES	:	Almacenamiento de energía térmica



Símbolos

C_p	: Capacidad calorífica específica [J/kg-K]
E	: Energía
f	: Fracción de flujo másico
h	: Entalpía [kJ/kg]
M	: Masa [kg]
\dot{m}	: Flujo masico [kg/s]
P	: Presión [kPa]
\dot{Q}	: Flujo de calor [kW]
q	: Calor específico [kJ/kg]
r	: Relación de presiones
T	: Temperatura [°C]
t	: Tiempo
\dot{V}	: Flujo volumétrico [m ³ /s]
V	: Volumen [m ³]
\dot{W}	: Trabajo / Potencia [kW]
W.V.	: Volumen de trabajo [m ³]
w	: Trabajo específico [kJ/kg]

Subíndices

air	: Aire
amb	: Ambiente
app	: Approach
c	: Carga
cd	: Condensador
cp	: Compresor
cw	: Cooling water / Agua de refrigeración
d	: Descarga
G	: Generador
gc	: Gas cooler
gh	: Gas Heater



M	:	Motor
m	:	Mecánica
max	:	Máxima
min	:	Mínima
ms	:	Sales solares
net	:	Neto
p	:	Bomba
r	:	Refrigerante
rg	:	Regenerador
s	:	isentrópica
t	:	Turbina
Tr	:	Transformador

Símbolos griegos

η	:	Eficiencia
ρ	:	Densidad [kg/m ³]
γ	:	Tasa de recuperación



1 Introducción

1.1 Contexto

La transición energética enfrenta el desafío de reducir los impactos del cambio climático y la dependencia de los combustibles fósiles, cuya combustión es una de las principales fuentes de emisión de gases de efecto invernadero (GEI). En este contexto, el desarrollo e integración de fuentes renovables resulta esencial para cumplir los compromisos internacionales de descarbonización, como los Objetivos de Desarrollo Sostenible, la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático y el Acuerdo de París los cuales son los encargados de guiar el progreso hacia un desarrollo sostenible [1], [2].

Chile es parte de estos acuerdos globales que tienen como objetivo desarrollar e implementar estrategias para la reducción de emisiones de GEI y avanzar hacia sistemas energéticos con emisiones netas cero a nivel mundial para el año 2050 [3]. La generación de energía renovable, como lo es la energía eólica y solar, han sido soluciones para responder a la creciente demanda de energía y reducir las emisiones GEI causado por los combustibles fósiles convencionales, como el petróleo, carbón y gas natural [4].

A partir del 2010 el Sistema Eléctrico Nacional chileno ha experimentado una transformación significativa en su matriz de generación. A partir de los datos obtenidos de Coordinador Eléctrico Nacional del reporte energético diciembre 2024 [5], se tiene que la capacidad máxima instalada en Chile en 2024, lo que incluye centrales en operación y en pruebas es de 36.664 MW. Como se observa en la Figura 1.1 la matriz energética a detalle según tecnología, de la cual un 50,2% corresponden a centrales de Energía Renovable No Convencionales (ERNC).

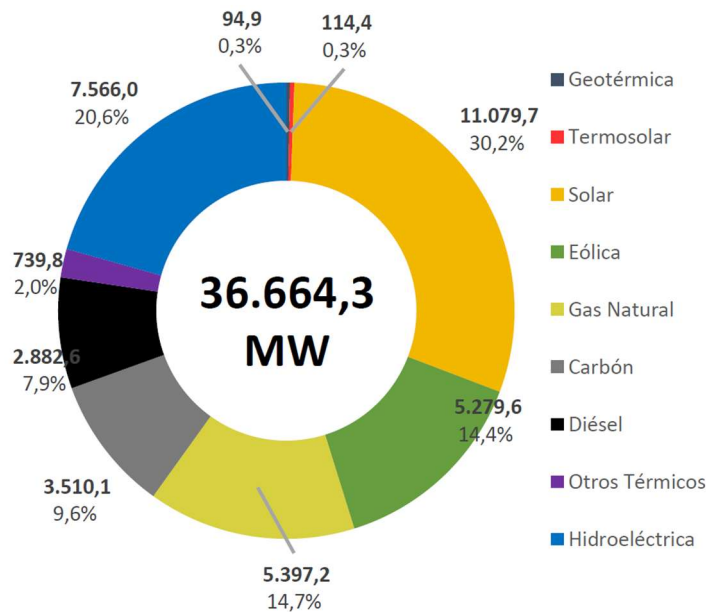


Figura 1.1: Capacidad instalada año 2024 en el Sistema Eléctrico Nacional. (Fuente: [5])



Dentro de la capacidad instalada, el 9,6% representa la generación de electricidad en base a carbón como combustible, este porcentaje ha disminuido estos últimos años debido que en el año 2019 se formalizó el Plan de Descarbonización, que establece cerrar o reconvertir todas las centrales de carbón al 2040 [6]. En Chile existían 28 unidades termoeléctricas de generación a carbón, que totalizaban alrededor de 5.500 MW de potencia instalada, lo que representaba el 40% de la generación eléctrica durante ese momento [7].

En la Tabla 1 se presenta un cronograma de retiro de las centrales termoeléctrica a carbón, actualmente se han cerrado 11 unidades con un total de 1.700 MW de potencia instalada.

Tabla 1: Cronograma de retiro de centrales termoeléctricas a carbón. (Fuente: [8], [9])

Central	Unidad	Potencia [MW]	Plan de reconversión	Año de retiro
Termoeléctrica Tarapacá	CTTAR	158	Sin plan de reconversión	2019
Tocopilla	U12	85	Almacenamiento BESS	2019
	U13	86		2019
	U14	136		2022
	U15	132		2022
Nueva Tocopilla	NT01	141	Sin plan de reconversión	2024
	NT02	141		2024
Ventanas	Ventanas 1	114	Sin plan de reconversión	2020
	Ventanas 2	208		2023
Bocamina	Bocamina 1	130	Desmantelamiento de la infraestructura	2020
	Bocamina 2	348		2022

En la Tabla 2 se presentan las centrales termoeléctricas en operación y su plan de cierre o reconversión a futuro, dentro de estas hay 3 unidades que aún no han informado su plan de acción.

Tabla 2: Plan de acción de Centrales termoeléctrica a carbón en operación. (Fuente: [8])

Central	Unidad	Potencia [MW]	Comuna	Plan de acción
Mejillones	CTM1	162	Mejillones	Retiro 2025
	CTM2	172	Mejillones	Retiro 2025
Andina	CTA	177	Mejillones	Reconversión a biomasa 2025



	CTH	178	Mejillones	Reconversión a biomasa 2025
Angamos	ANG1	277	Mejillones	Reconversión a Carnot 2025
	ANG2	281	Mejillones	Reconversión a Carnot 2025
Infraestructura Energética Mejillones	IEM	377	Mejillones	Reconversión a gas natural 2025
Ventanas	Nueva Ventanas	267	Puchuncaví	Retiro 2025
	Campiche	272	Puchuncaví	Retiro 2025
Guacolda	Guacolda 1	154	Huasco	Reconversión a co-combustion NH_3 2030
	Guacolda 2	145	Huasco	
	Guacolda 3	154	Huasco	
	Guacolda 4	154	Huasco	
	Guacolda 5	156	Huasco	
Cochrane	CCR1	275	Mejillones	Informa 2040
	CCR2	275	Mejillones	Informa 2040
Santa María	Colbún	370	Coronel	Informa 2040

En la Figura 1.2 se presenta gráficamente la ubicación de las centrales termoeléctricas en operación y su plan de acción. Se obtiene que la central Cochrane y Santa María no han informado un plan de reconversión o cierre como posibles casos de estudio.

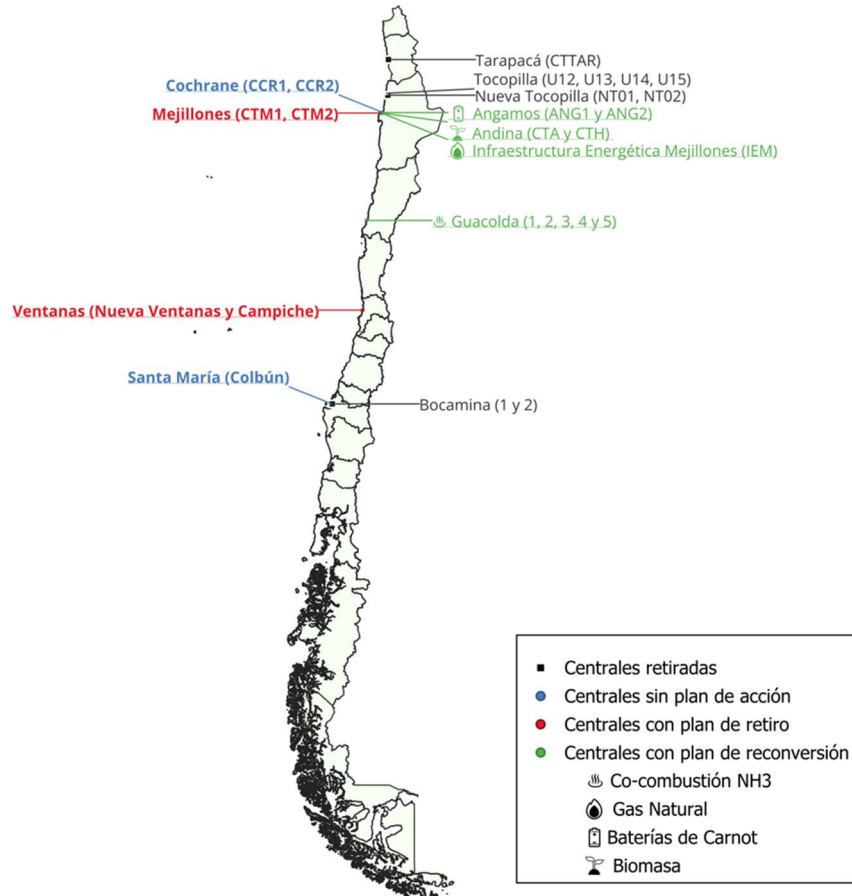


Figura 1.2: Mapa de plan de acción de Centrales termoeléctrica a carbón. (Elaboración propia)

Aunque las ERNC han aumentado, también lo ha hecho el vertimiento energético debido a limitaciones en la capacidad de transmisión y la falta de almacenamiento. Este fenómeno, conocido como "curtailment", corresponde a la energía renovable desaprovechada por restricciones técnicas del sistema eléctrico [10].

Es común en plantas solares y eólicas, que solo pueden generar electricidad cuando el recurso se encuentra en condiciones óptimas. Sin embargo, al no poder adaptarse rápidamente a los cambios en la demanda o a las limitaciones del sistema eléctrico, parte de esta energía no puede ser aprovechada [10].

Este vertimiento ocurre principalmente por dos razones:

1. Limitaciones en la capacidad de transporte de las líneas de transmisión (congestiones).
2. Exceso de generación respecto a la demanda local.

En estos casos, el Coordinador Eléctrico Nacional debe solicitar a las plantas reducir su generación para mantener el equilibrio del sistema [10]. Esta energía desaprovechada se traduce en una pérdida de energía potencialmente útil, una caída en los precios de inyección, y diferencias significativas en los costos marginales entre zonas del país [11].



Esto es frecuente en el norte de Chile, como se presenta en la Figura 1.3, ya que se concentran las plantas solares y eólicas, pero la demanda principal está en el centro y sur del país, la falta de infraestructura adecuada de transmisión y almacenamiento impide aprovechar al máximo la producción renovable, lo que genera pérdidas [12].

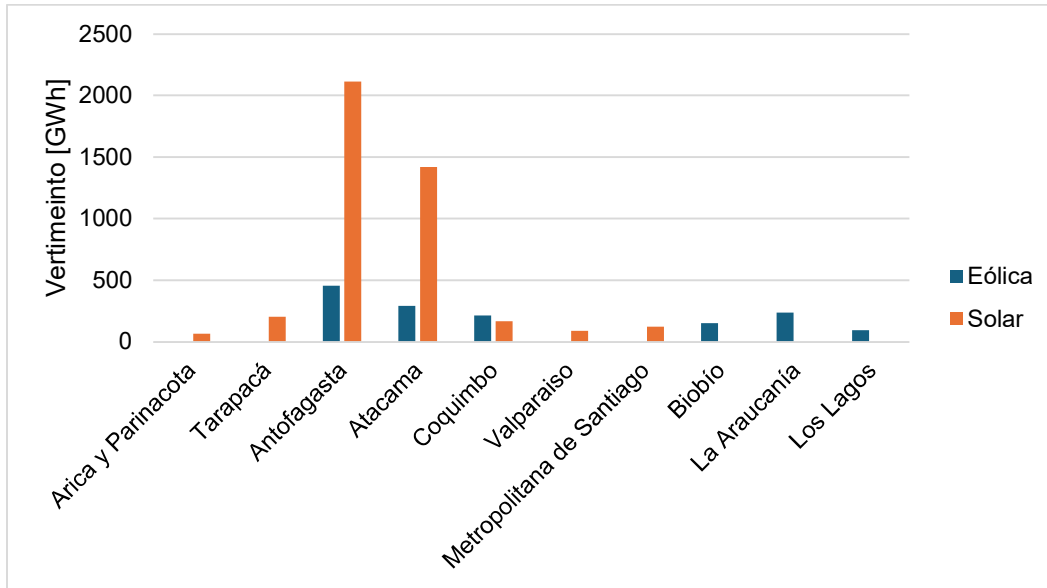


Figura 1.3: Recortes de ERNC 2024 por región. (Fuente: Elaboración propia)

La energía anual de fuentes ERNC recortada a fines de 2024 corresponde a 5.909 GWh lo que representa un aumento en un 121% con respecto al año anterior, como se presenta en la Figura 1.4.

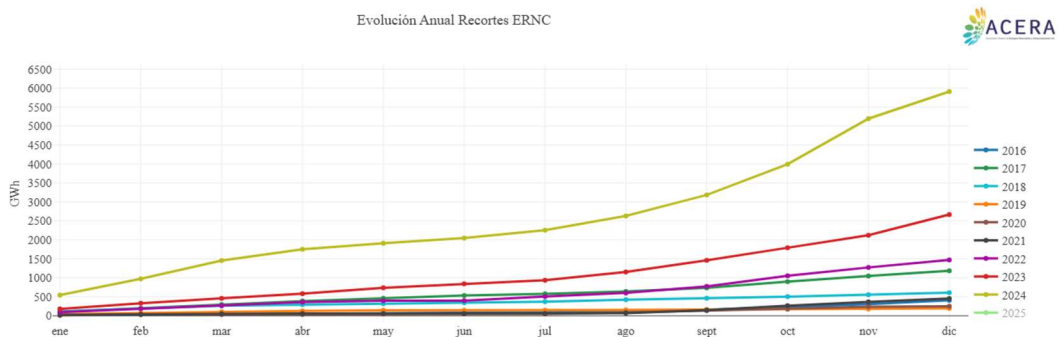


Figura 1.4: Evolución anual recorte ERNC. (Fuente: [13])

Durante el 2024 se tuvo un vertimiento de energía eléctrica de 5.632 GWh de parte de centrales de energía eólica y solar. En la Figura 1.5 se esquematiza los vertimientos mensuales del 2024 de ERNC, se observa que las centrales de energía solar son la que sufren mayores recortes.

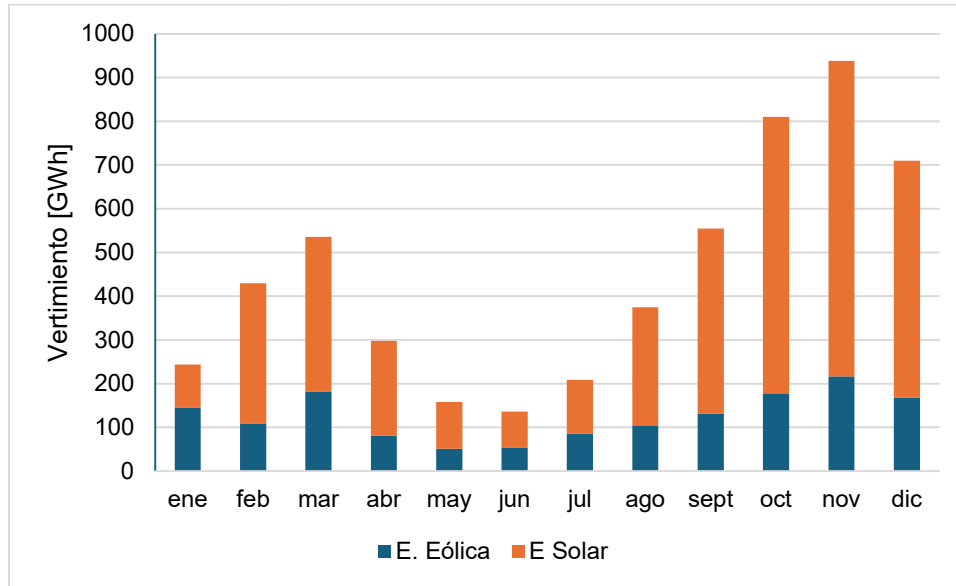


Figura 1.5: Recortes de ERNC 2024. (Fuente: [12])

1.2 Planteamiento del problema

La transición energética de Chile busca alcanzar la carbono neutralidad al 2050, lo que implica el retiro progresivo de las centrales termoeléctricas a carbón y gas natural. Paralelamente, se ha incrementado la capacidad instalada de energías renovables no convencionales (ERNC), como la solar y la eólica, que ya superan el 50 % de la matriz energética nacional.

Sin embargo, estas fuentes presentan intermitencia y dependen de condiciones naturales variables, lo que ha generado altos niveles de vertimiento por falta de capacidad de transmisión y almacenamiento.

Teniendo en cuenta que varias centrales termoeléctricas no cuentan con un plan de reconversión, desaprovechando infraestructura térmica y eléctrica aún operativa. Esta situación plantea una oportunidad para analizar soluciones que permitan aprovechar el excedente renovable y evitar el desmantelamiento de estas centrales.

Las baterías de Carnot surgen como una alternativa, ya que permiten convertir el excedente eléctrico en energía térmica almacenable, para generar electricidad en centrales reconvertidas.

En el contexto del estudio, se identifican las centrales termoeléctricas Cochrane y Santa María como potenciales casos de estudio debido a la ausencia de un plan de acción, siendo una oportunidad de evaluar la viabilidad técnica y económica de implementar baterías de Carnot como sistema de almacenamiento térmico para aprovechar la energía excedente proveniente de centrales con vertimiento de energía en la zona, almacenándola y posteriormente utilizándola como fuente de suministro.

En la Figura 1.6 se muestra la ubicación de la Central Cochrane en la región de Antofagasta, en su proximidad hay un total de 28 centrales solares y 7 centrales eólicas. Estas centrales



presentan vertimientos de energía, como posibles casos de estudio para el almacenamiento y posterior utilización como fuente de alimentación de la central termoeléctrica.

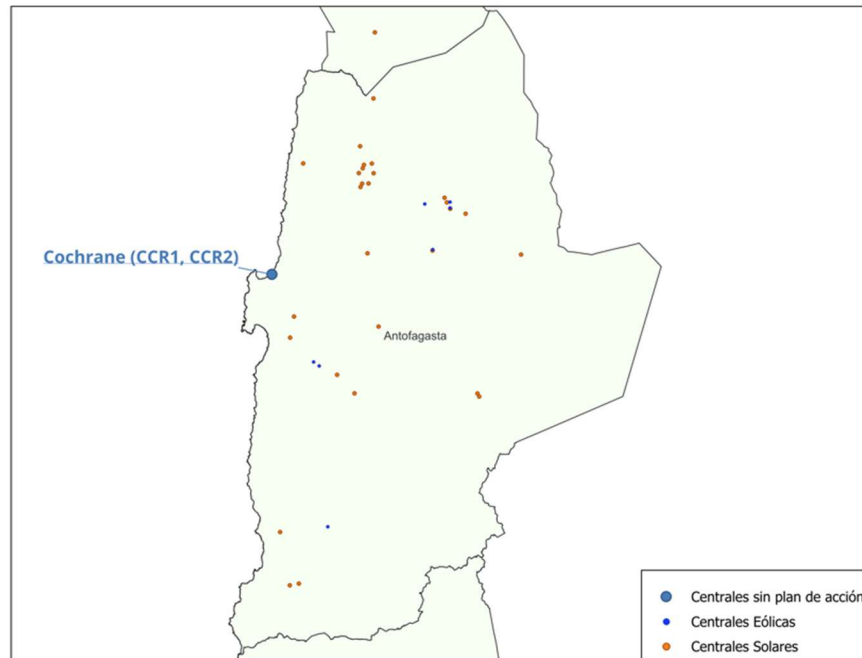


Figura 1.6: Central Cochrane y su proximidad a centrales renovables. (Elaboración propia)

En la Tabla 3 se presentan alguna de las centrales con mayor vertimiento de energía, se analiza el porcentaje de vertimiento de cada central, definido como la proporción de energía no aprovechada en relación con la generación real anual. Este valor permite cuantificar las pérdidas de energía en función de su capacidad de generación.

Tabla 3: Centrales solares y eólicas con mayor vertimiento en 2024 en la región de Antofagasta. (Elaboración propia)

Central	Potencia [MW]	Total vertido [GWh]	% de vertimiento
PFV Finis Terrae	248	209	28 %
PFV Sol del Desierto	230	192	29 %
PFV Santa Isabel	170	143	37 %
PFV Ceme 1	410	132	26 %
PFV Valle del Sol	153	126	30 %

En la Figura 1.7 se presenta el caso de la central Santa María ubicada en la región del Biobío, se tienen 16 centrales eólicas cercanas que también presentan un porcentaje de vertimiento de energía.

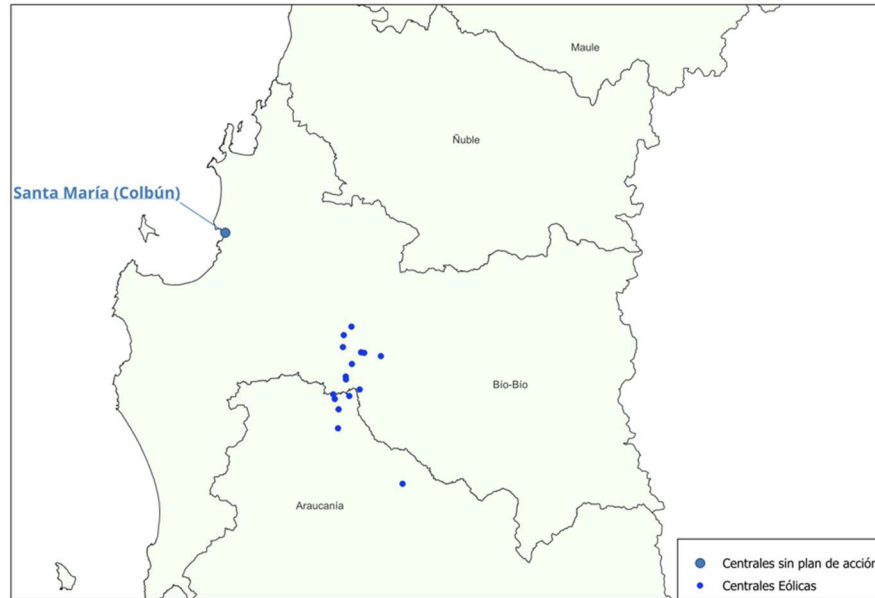


Figura 1.7: Central Santa María y su proximidad a centrales eólicas. (Elaboración propia)

En la Tabla 4 se presentan los vertimientos de energía de algunas de las centrales cercanas, siendo posibles fuentes de excedentes energéticos para su análisis y potencial aprovechamiento.

Tabla 4: Centrales eólicas con vertimiento en 2024. (Elaboración propia)

Central	Potencia [MW]	Total vertido [GWh]	% de vertimiento
PE San Gabriel	183	60	12 %
PE Campo Lindo	65	40	20 %
PE Renaico 2	145	37	9 %
PE Renaico 1	88	35	14 %



1.3 Estado del arte

El almacenamiento de energía corresponde al proceso mediante el cual la energía se conserva en un dispositivo o sistema para su uso posterior, consta de tres etapas, carga, almacenamiento y descarga [14].

Todos los tipos de energía se pueden almacenar, como la energía potencial cinética, eléctrica o térmica. Siendo el almacenamiento de energía térmica (TES) el sistema más adecuado para anexas a una central termoeléctrica, ya que requiere energía térmica para el proceso [15].

1.3.1 Almacenamiento térmico de energía

Existen tres formas de almacenar la energía térmica, el almacenamiento en forma de calor sensible corresponde a la energía absorbida por un material al aumentar su temperatura y liberada al disminuirla en un medio sólido o líquido. El almacenamiento en forma de calor latente, la energía se almacena mediante el cambio de fase de un medio y el almacenamiento termoquímico en base a reacciones químicas reversibles, el calor requerido para la reacción se recupera en la reacción de síntesis [17].

Los medios sólidos se utilizan comúnmente en lechos empacados, requieren un fluido para el intercambio de calor. Los materiales de cambio de fase almacenan grandes cantidades de energía en volúmenes pequeños, siendo los de más bajo costo dentro de los medios de almacenamiento [15].

Existen diferentes tecnologías de almacenamiento de energía, las baterías electroquímicas (Litio-ion) son las más utilizadas a nivel mundial, principalmente por su alta eficiencia ciclo a ciclo, la cual corresponde entre un 85% a 95%, son aplicables en sistemas de almacenamiento estacionario a escala de red. Son un tipo de batería recargable que almacena energía eléctrica mediante reacciones electroquímicas. Sin embargo, presentan limitación para su desarrollo, se degradan rápidamente, llegando a tener entre 8 y 15 años de vida útil, son sensibles a la temperatura y los riesgos de incendio son altos. Estas baterías son óptimas para aplicaciones de corta duración pero no cubren la necesidad de almacenamiento a largo plazo y usos estacionarios escala de centrales térmicas [18].

El almacenamiento por bombeo hidráulico (PHS) es una de las tecnologías más maduras a gran escala, se aplica para el tipo de almacenamiento estacional o de larga duración con una rápida respuesta a las variaciones de la demanda. Se bombea agua desde un embalse inferior a uno a mayor altura con el excedente eléctrico, a través de turbinas se desplaza al embalse inferior generando energía eléctrica. El sistema tiene una eficiencia global entre 75% al 85%. El potencia de esta tecnología está limitado por el requerimiento de una topografía específica con desniveles y espacio para embalses, por lo que no puede ser aplicable en todos los casos [18]. El almacenamiento de aire comprimido (CAES) presenta la misma limitación, ya que almacena energía mediante la compresión de aire en cavernas subterráneas, a pesar de tener una eficiencia entre un 40% y 70% es una tecnología en desarrollo con solo 2 plantas comerciales en Alemania y Estados Unidos [18].



1.3.2 Baterías de Carnot

La batería de Carnot (CB) convierte y almacena la energía eléctrica en forma de energía térmica, se basan en el uso de sistemas de almacenamiento y de ciclos termodinámicos, principalmente el ciclo Rankine y el ciclo Brayton [19]. Se considera una alternativa viable para el almacenamiento de electricidad a gran escala, ya que no tiene limitaciones geográficas, un impacto ambiental mínimo, vida útil hasta 30 años y alta eficiencia.

Su funcionamiento se basa en la creación de una diferencia de temperatura en dos depósitos, el de baja temperatura (LT) y el de alta temperatura (HT), el almacenamiento se carga y la energía eléctrica se almacena como exergía térmica. Se divide en tres etapas: la carga, se convierte la energía eléctrica en calor, almacenamiento de energía térmica (TES) y la descarga, se convierte la energía térmica nuevamente en electricidad [18]. En la Figura 1.8 se presenta el diagrama de bloques de una batería de Carnot convencional.

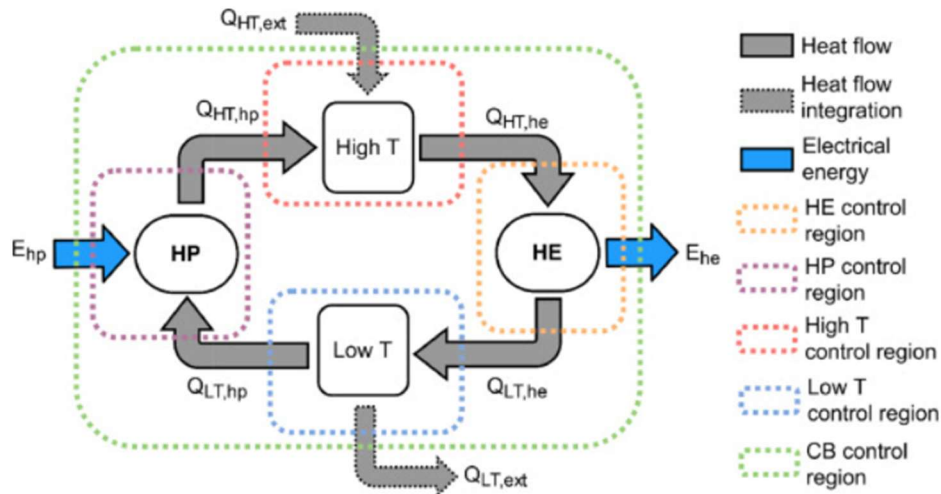


Figura 1.8: Diagrama de bloques del proceso de una batería de Carnot. (Fuente: [18])

Durante la carga se utiliza energía eléctrica para que el calor fluya contra el gradiente térmico del depósito LT al HT por medio de una bomba de calor (HP), y en la fase de descarga la exergía térmica se descarga permitiendo que el calor fluya desde el depósito HT al LT a través de un motor térmico, como Rankine o Brayton. El flujo de calor alimenta un motor térmico (HE) que lo convierte en trabajo y el calor residual se almacena en el depósito LT [18].

Se han propuesto distintas configuraciones como el almacenamiento de electricidad térmica por bombeo (PTES), los sistemas basados en el uso de calentadores eléctricos y motores térmicos Rankine o Brayton, y, por extensión, también los LAES [20].

- **Brayton PTES:** Se compone de una bomba de calor que se basa en un ciclo Brayton para la carga y un motor térmico Brayton para la descarga. El almacenamiento se compone de dos depósitos térmicos de calor sensible y utiliza un gas supercrítico de una fase como fluido de trabajo [20].
- **Rankine PTES:** Combina una bomba de calor de compresión para la carga y un motor térmico ciclo Rankine para la descarga. El depósito de baja temperatura



corresponde a un almacenamiento de calor latente y para el de alta temperatura de calor sensible o híbrido. Como fluido de trabajo utiliza ciclos de CO_2 , agua o amoníaco en estados transcíticos y supercríticos [20].

- **LAES:** La fase de carga corresponde a la compresión y licuefacción del aire para su almacenamiento en estado líquido, en la descarga, mediante un intercambiador de calor se calienta el aire y presuriza para alimentar una turbina [20].

Dentro de las alternativas de almacenamiento de energía eléctrica, las Baterías de Carnot se presentan como una opción de almacenar electricidad mediante su conversión intermedia en calor sensible o latente, y la posterior reconversión en electricidad mediante el ciclo Rankine de las centrales térmicas [21]. Las ventajas de esta tecnología es que no tiene restricciones geográficas en comparación con el PHS o CAES, poseen una larga vida útil, entre 20 a 30 años y es de bajo impacto ambiental. Se presenta como una opción escalable, sostenible y económicamente viable.

Esta alternativa abarca las dos problemáticas planteada, ya que aprovecha los excedentes de energía renovable y reutiliza la infraestructura de centrales térmicas.

1.3.3 Integración Baterías de Carnot en centrales térmicas

Entre las aplicaciones de las baterías de Carnot se encuentra la renovación de las plantas de energía termoeléctricas retiradas, como un sistema de almacenamiento de electricidad a gran escala [17]. La energía se convierte en calor de alta temperatura mediante calentamiento Joule, el calor se almacena en un sistema TES adecuado hasta que se usa en lugar del combustible en el momento de necesidad.

Hay dos opciones principales de TES e integración en las plantas actuales. Una de ellas utiliza sales fundidas, tecnología no muy diferente a las plantas solares concentradas. La otra utiliza un lecho empacado de material de bajo costo como grava con aire como fluido de transferencia de calor [17].

Hay dos tipos de sal fundida que se utilizan principalmente en aplicaciones industriales: una es la sal solar (40 % en peso de KNO_3 , 60 % en peso de NaNO_3) con un rango de temperatura de trabajo entre 220 °C y 600 °C, y la otra es la sal Hitec (53 % en peso de KNO_3 , 40 % en peso de NaNO_2 , 7 % en peso de NaNO_3) con un rango de temperatura de trabajo entre 140 °C y 440 °C [22].

Los autores [23] definen que no todas las centrales termoeléctricas son aptas para la transformación en Baterías de Carnot. Los principales parámetros de vapor de las turbinas de vapor en centrales termoeléctricas determinan su capacidad para transformarse en CB. Las centrales termoeléctricas con temperaturas de vapor entre 540 °C y 600 °C se adaptan mejor a la tecnología de conversión de sales fundidas de alta temperatura.

Cerro Dominador – Chile [24].

En Chile se encuentra el proyecto “Cerro Dominador” ubicado en la región de Antofagasta, se instaló un sistema de almacenamiento térmico con sales fundidas. Tiene una capacidad de 110 MW_e y 17 horas de almacenamiento térmico, permitiendo operar de manera continua



al recolectar y almacenar energía solar durante el día y liberar electricidad durante la noche, se calcula que el proyecto tiene una vida útil de hasta 35 años sin degradación ni recarga.

En la Figura 1.9 se presenta el sistema en el cual el calor se almacena en sales fundidas dentro de los depósitos de alta y baja temperatura, mediante un sistema de intercambiadores de calor, se descargan las sales para generar vapor utilizado en el ciclo Rankine de la central, convirtiendo la energía en electricidad.

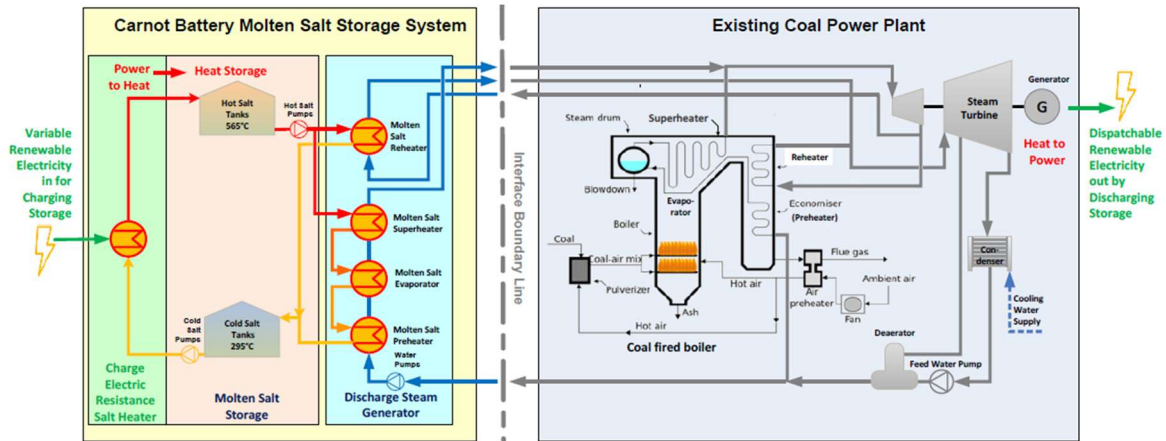


Figura 1.9: Sistema de almacenamiento con sales fundidas en una central a carbón. (Fuente:[24])

Un estudio realizado por GIZ y DLR [24], evalúa la viabilidad de reconvertir una central a carbón de 250 MW_e netos en Chile en una planta de almacenamiento térmico utilizando sales fundidas como medio de almacenamiento. En este sistema, se reemplaza la caldera por un generador de vapor alimentado por un estanque de sales calientes, que son previamente calentadas mediante calentadores eléctricos durante la fase de carga. Diseñado para operar con 5 y 19 horas de carga y 5 y 14 hora de descarga. Se analiza la capacidad de calentadores eléctricos entre 179 MW_e y 897 MW_e, capacidad térmica entre 3300 y 8800179 MW_{th} y el factor de carga en la descarga varía desde 20,8% para 5 horas, hasta 58,3% para 14 horas. Las mejores eficiencias anuales de carga/descarga se alcanzan con 10 horas de carga y 14 horas de descarga y la eficiencia de ida y vuelta corresponde entre 35,5% y 38%. El costo de capital de modernización varió de 800 a 1800 \$/MW_e, el costo de operación más alto consistió en cargar electricidad con precio constante considerado. En el coste nivelado total de la electricidad (LCOE), este ascendió entre el 50 y el 61 %, mientras que el LCOE alcanzó entre 86 y 110 \$/MWh_e.

Diversos estudios han demostrado la viabilidad técnica y económica de aplicar este tipo de soluciones para reconvertir centrales termoeléctricas a carbón fuera de operación, aprovechando su infraestructura existente.

Los autores A. Basta [17] realizan un análisis técnico económico comparativo de la conversión a baterías de Carnot con un TES basado en sales fundidas o lecho empacado de grava, de una planta de cogeneración ubicada en Chequia con una capacidad nominal de 50 MW_e. La planta cuenta con una turbina de vapor de contrapresión y una turbina de vapor de extracción de condensación y tres calderas, con condiciones de temperatura y



presión del vapor de 480 °C y 11 MPa. La duración de la descarga se considera en el rango de 4 a 24 horas.

El proceso de la planta con la conversión a batería de Carnot utilizando sales a base de nitrato (60 % en peso de NaNO_3 y 40 % en peso de KNO_3) como material de almacenamiento y se usa acero inoxidable para el estanque caliente y acero al carbono para el estanque frío. El segundo subsistema de conversión con almacenamiento con lecho empacado en roca con gravo como material de almacenamiento y aire como fluido de transferencia de calor.

Se obtienen eficiencia de ida y vuelta cercana a la eficiencia del ciclo Rankine, incluye ligeras pérdidas, como el ventilador en el sistema de lecho empacado. Se tiene una eficacia eléctrica cercana al 35 % en régimen de condensación total, solo electricidad y de un 21 % en cogeneración, alcanzando eficiencias globales cercanas al 90 % si se incluye el uso del calor útil.

El costo de instalación por unidad de energía almacenada disminuye cuando se incrementa la duración de la descarga mayores a 4 horas. Se estima un costo de 100 US/kWh – 20 US/kWh del lecho de roca para 5 y 24 horas de descarga respectivamente, y para el sistema de sales se estima un costo desde 35 a 300 US/MWh en condensación total y cogeneración, llegando a bajar a 15 US/MWh considerando el uso de calor útil.

En varias investigaciones se usa como base el estudio Vinnemeier et al. (2016) [25] analiza la integración de los sistemas PHES en la generación de vapor en distintas plantas termodinámicas, entre estas se encuentra el ciclo de vapor mediante carbón de potencia nominal 900 MW. Se estudia la integración de alta temperatura utilizando sales fundidas presentada en la Figura 1.10.

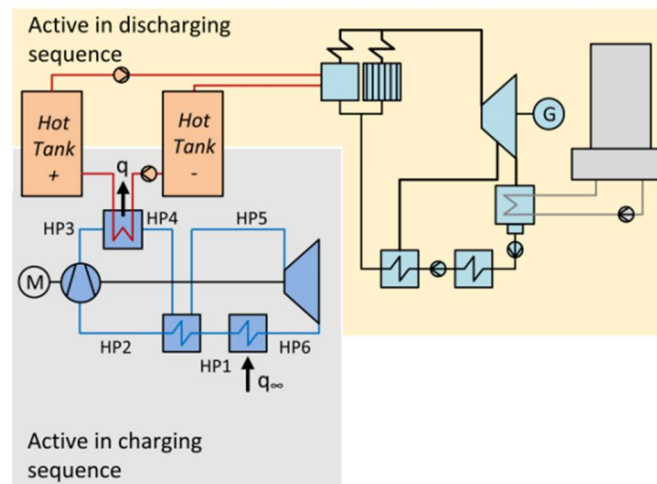


Figura 1.10: Esquema simple de configuración de alta temperatura. (Fuente: 22)

Para el caso de la integración a alta temperatura se utiliza sal fundida como medio de almacenamiento térmico, se integra un generador de vapor adecuado para trabajar con sal y la bomba de calor transcítica con CO_2 optimizada a temperatura máxima de 600 °C y el ciclo se limita a una presión máxima de 200 bar, como alternativa se estudia el uso de una



válvula de estrangulamiento si no se utiliza una turbina para expandir el CO_2 . Se obtiene la eficiencia de ida y vuelta de 63 % utilizando CO_2 con turbina y un 59 % con la válvula de estrangulamiento, similares resultados para el aire o el argón como fluido de trabajo. Además, se aconseja que agregar subsistemas más complejos no mejora la eficiencia, solo aumenta la complejidad y costos.

Además, parametriza el desempeño de la bomba de calor con regeneración mediante CO_2 , presentada en la Figura 1.11, de acuerdo con la temperatura máxima de operación y la temperatura de salida del intercambiador de alta temperatura definida por el índice de recuperación γ_{HP} . Analiza el potencial de integración a otros tipos de plantas térmicas con diferentes niveles de temperatura. La comparación entre este sistema PTES y otro basado en un calentador eléctrico se lleva a cabo, se obtiene una eficiencia energética de un 20 % menor para el calentador eléctrico.

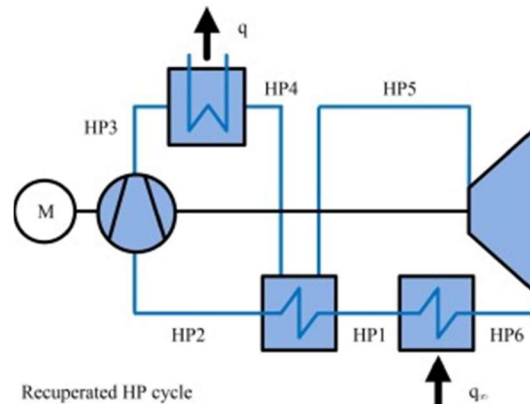


Figura 1.11: Esquema de la bomba de calor e índice de recuperación. (Fuente: 22)

Se concluye que la eficiencia exergética de la bomba está sobre 70 % cuando se está en el rango de 300 - 600 °C para la temperatura máxima e índice de recuperación γ_{HP} de 0,2 - 0,6. La temperatura máxima alcanzada por los compresores de CO_2 es cercana a los 400 °C. La RTE disminuye en un 3% si el calentador eléctrico suministra el 20% del rango superior de temperatura. En cuanto al fluido de trabajo de la bomba de calor, se concluye que para un determinado rango de temperatura hay un fluido óptimo que presenta mejor eficiencia exergética y en general, los sistemas con aire y argón resultan en dispositivos más grandes debido al mayor flujo volumétrico. El índice de recuperación no debe ser mayor a 0,6 de lo contrario se necesitaría más área de transferencia de calor en el recuperador y evaporador. Este límite también es recomendado para que el factor de utilización del sistema de almacenamiento sea alto.

Otra investigación de los autores Rui HAN [26] realizan una simulación de la conversión de una planta de energía térmica de ciclo Rankine subcrítico de 600 MW modernizado a un sistema de almacenamiento de energía de batería de Carnot con 13.000 MWh de energía térmica almacenada. Se selecciona argón con fluido de trabajo en el sistema de bomba de calor, y sal solar (60 % en peso de NaNO_3 y 40 % en peso de KNO_3) como medio de almacenamiento de calor y el metanol como refrigerante de hidrocarburo como material de almacenamiento en el estanque frío.



En la Figura 1.12, se presenta el sistema que se divide en tres partes. La carga donde una bomba de calor (P2H) convierte la electricidad en calor a través de un ciclo cerrado compuesto por el compresor, el intercambiador de calor, el regenerador y expansor para reducir la temperatura y presión para repetir el ciclo. Las sales fundidas se almacenan en el TES compuesto por dos estanques, uno de alta y otro de baja temperatura. En el proceso de descarga la energía térmica almacenada se convierte en electricidad mediante el ciclo Rankine subcrítico, se compone de una etapa de sobrecalentamiento del vapor, 4 etapas de expansión en turbinas de alta a baja presión que constan con puntos de extracción para recalentar parte del vapor, la expansión del vapor impulsa las palas del roto que convierten la energía térmica en energía mecánica mediante el generador.

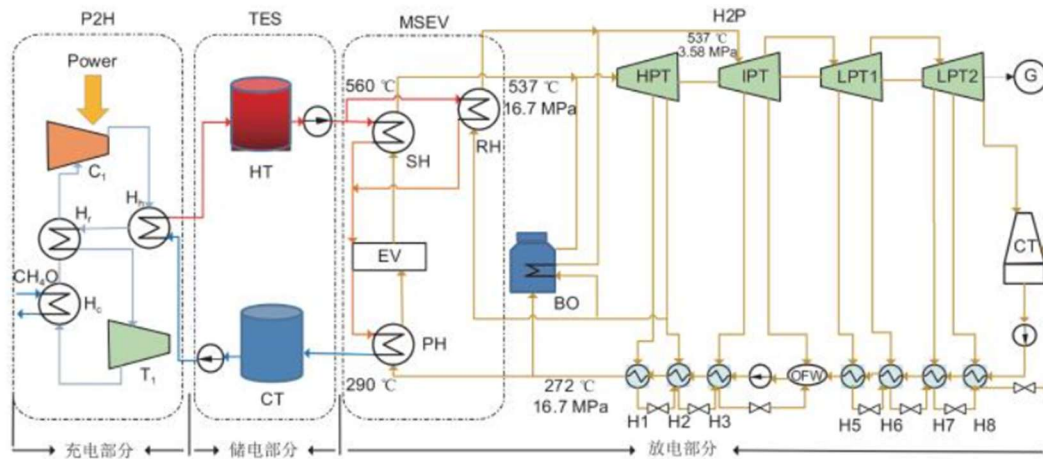


Figura 1.12: Diagrama esquemático del sistema de almacenamiento de energía de batería de Carnot de sales fundidas basado en la transformación de una central térmica. (Fuente: [26])

A través de la plataforma Aspen Plus se simulan los parámetros térmicos y el rendimiento del sistema, se simulan tres condiciones de operación (condición nominal del 100 %, condición nominal del 75 % y condición nominal del 30 %) obteniendo de la bomba de calor un COP de 1,41, una tasa de calor a 100% carga de 7991 kJ/kWh con una eficiencia térmica de la turbina de 40,95 % y una eficiencia global del sistema de 61,45 % en condiciones ideales.

Además, se estudia la influencia de las configuraciones de la bomba de calor con y sin regeneración de calor y el fluido de trabajo apropiado ya que afecta directamente el coeficiente de calentamiento de la bomba de calor y la eficiencia de todo el sistema de almacenamiento de energía, siendo el argón el fluido más adecuado.

1.3.4 Desarrollo de la tecnología

En relación con la madurez de las Baterías de Carnot, actualmente se posiciona en un desarrollo precomercial (TRL 4 – 6) ya que no existen plantas comerciales a gran escala, sin embargo, los componentes claves se han desarrollado a un alto grado de madurez, como las turbinas de vapor, intercambiadores de calor y los estanques de almacenamiento se utilizan en las plantas de concentración solar (CSP) las cuales son un referente de esta tecnología [27].



La integración completa de los subsistemas mencionados en una unidad operativa sigue siendo un desafío en estudio, ya que son necesarias mejoras en el control térmico del sistema y la optimización en los ciclos de compresión y expansión, por la necesidad de compresores y turbinas de alta temperatura debido a que no se alcanzan las eficiencias isentrópicas superiores al 90%, las cuales son necesarias para obtener rendimientos competitivos frente a otras tecnologías de almacenamiento [21].

La dificultad de alcanzar estos requerimientos se debe a las barreras de operación que enfrentan las Baterías de Carnot, ya que tienen restricciones operativas específicas. La complejidad de los ciclos térmicos al involucrar múltiples motores sincronizados y fases acopladas de compresión, expansión y transferencia de calor. En estas etapas se tienen pérdidas debido a las irreversibilidades y la necesidad de una operación continua o semi continua producto de la demanda, afecta en el rendimiento del sistema [21].

Al ser una tecnología en desarrollo presenta varios desafíos para la implementación de la CB a gran escala. Presenta una alta sensibilidad al diseño térmico, según referencias un cambio de 1 °K en el diferencial térmico puede llegar a afectar en un 1,5% a la eficiencia [21]. Se requieren volúmenes de almacenamiento térmicos elevados para lograr satisfacer el sistema, requiriendo estanques de almacenamiento de mayores dimensiones en las CSP en comparación. Los sistemas de almacenamiento requieren temperaturas del reservorio caliente superiores a 400 °C para alcanzar eficiencias competitivas, lo que implica desafíos materiales, diseño y mantención [17].

En la actualidad existen casos pilotos en desarrollo en proceso de validación técnica y operativa de las CB. En Alemania se desarrolla el proyecto NADINE coordinado por el DLR y el KIT [28], el cual desarrolla una infraestructura para validar componentes las turbinas, compresores e intercambiadores con sales fundidas y aire caliente. Realiza pruebas a escala piloto bajo condiciones realistas con una potencia experimental entre los 10 – 100 MW, para alcanzar eficiencias del 70%.

En Suiza se encuentra una planta piloto de Baterías de Carnot con un ciclo Rankine de CO_2 como fluido de trabajo y opera a temperaturas inferiores a 400 °C. El objetivo es evaluar la eficiencia isentrópica de turbinas y compresores en condiciones reales, con un enfoque en la validación de modelos numéricos y optimización del sistema [27].

La Universidad de Chile realiza el primer caso experimental de una planta piloto en Chile, consiste en un sistema de Baterías de Carnot con bomba de calor reversible con R1233zd(E) como fluido de trabajo y un ciclo Rankine orgánico (ORC), por lo cual trabaja con fuentes de calor a temperaturas más bajas, entre 70 °C y 300 °C. La bomba de calor tiene una capacidad nominal de 1,5 kW y 1,2 kW el ciclo ORC. Se han obtenido como resultado un COP mayor a 3,0 en la bomba de calor y una eficiencia de 6,2% en el ciclo ORC [29].

Estos avances representan un paso significativo hacia la futura implementación de las Baterías de Carnot como una solución viable para el almacenamiento energético a gran escala. La validación técnica de sus componentes, junto con las experiencias piloto desarrolladas en Alemania, Suiza y Chile, demuestran la factibilidad operativa del concepto



en distintos contextos térmicos. No obstante, para alcanzar una integración comercial y funcional en sistemas energéticos reales, se debe continuar con el desarrollo de nuevos casos piloto que permitan optimizar su diseño, resolver las barreras operativas identificadas y reducir la incertidumbre tecnológica.



1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Analizar técnica y económicamente el uso de baterías de Carnot como sistema de almacenamiento eléctrico para la reconversión de centrales termoeléctricas.

1.4.2 Objetivos específicos

- OE1. Seleccionar la configuración de batería de Carnot más adecuada para las centrales termoeléctricas a estudiar.
- OE2. Dimensionar el sistema de almacenamiento seleccionado para integrar a una central termoeléctrica.
- OE3. Evaluar el desempeño del sistema propuesto, analizar la viabilidad técnica y la rentabilidad de compra y venta de energía.

1.5 Metodología

Actividad 1: Revisión bibliográfica (OE1 y OE2)

Se recopila información sobre las fuentes energéticas de Chile, analizando el vertimiento de energía de las centrales eólicas y solares durante el 2024. Se investigan las centrales termoeléctricas del país y el plan de descarbonización para identificar las centrales que han sido retiradas, las que tienen un plan de reconversión y las que no han informado un plan de acción, en base a esto seleccionar las posibles centrales termoeléctricas a estudiar para la implementación de la batería de Carnot.

Se investiga estudios y casos existentes sobre la reconversión de centrales termoeléctricas, las tecnologías y sistemas de almacenamiento utilizados mediante batería de Carnot y se identifican los distintos tipos de batería de Carnot propuesta en investigaciones.

En base a esta investigación, se recopilan modelos matemáticos y ecuaciones utilizadas en estudios anteriores para el dimensionamiento y análisis termodinámico del sistema, lo que servirá como base para el desarrollo posterior del modelo propio.

Actividad 2: Definir configuración de batería de Carnot (OE1)

En base a la información recopilada, se seleccionan las centrales termoeléctricas a estudiar, priorizando aquellas cuya infraestructura pueda ser reutilizada. Se identifican y comparan distintas configuraciones de batería de Carnot presentadas en la literatura, incluyendo los sistemas basados en ciclo Rankine, ciclo Brayton, PTES con bomba de calor, y configuraciones híbridas.

Con base en criterios técnicos de eficiencia, complejidad, compatibilidad con infraestructura existente y el contexto nacional, se selecciona la configuración más adecuada, definiendo sus componentes como el tipo de almacenamiento térmico, materiales de almacenamiento, fluido de trabajo, tecnología de carga térmica y ciclo de conversión térmica para la etapa de descarga.

Actividad 3: Construcción del modelo base (OE1 y OE2)



Se formula un modelo termodinámico conceptual del sistema de batería de Carnot seleccionado, adaptado a las condiciones técnicas de la central termoeléctrica de estudio.

Se definen las condiciones de operación de referencia como temperatura de entrada y salida de los estanques térmicos, presión y temperatura del vapor, potencia térmica del generador de vapor, potencia eléctrica de carga, caudal del fluido de trabajo y parámetros de eficiencia para cada componente del sistema.

El modelo se expresa en forma de balances de energía y ecuaciones termodinámicas, permitiendo calcular las principales variables de desempeño del sistema. Esta base será posteriormente utilizada para el dimensionamiento y simulación en distintas condiciones operativas.

Actividad 4: Dimensionamiento del sistema (OE2)

Con la configuración de batería de Carnot seleccionada y el modelo base definido, se dimensiona el sistema de almacenamiento térmico. Para ello, se estiman parámetros clave como la capacidad térmica necesaria, volumen de los estanques de almacenamiento, potencia requerida de los calentadores eléctricos o bomba de calor y la capacidad del generador de vapor.

Se utilizan ecuaciones de balance de energía y relaciones termodinámicas obtenidas en la revisión bibliográfica para calcular los flujos de energía en las etapas de carga y descarga, considerando distintos escenarios de operación.

Actividad 5: Simulación termodinámica del sistema (OE2 y OE3)

Con el sistema dimensionado, se implementa el modelo de simulación en una herramienta computacional. Se simula el comportamiento termo energético del sistema en las etapas de carga y descarga, incorporando condiciones operativas representativas de una central termoeléctrica real.

Se analizan variables como eficiencia de ida y vuelta, tasa de calor, potencia eléctrica generada y capacidad de almacenamiento. Se validan los resultados comparándolos con estudios previos y se ajusta el modelo si es necesario. También se analiza el comportamiento del sistema en diferentes regímenes de carga parcial.

Actividad 6: Análisis técnico económico de implementación (EO3)

En base a los resultados de la simulación, se evalúa la viabilidad técnica y económica del sistema propuesto, esto incluye el cálculo del costo nivelado del almacenamiento (LCOS), el costo de capital estimado por unidad de energía almacenada y descargada, así como los posibles ahorros o beneficios frente a tecnologías convencionales o el no aprovechamiento del excedente renovable.

Se consideran además factores como la reutilización de infraestructura existente, el costo de los componentes, el precio de la electricidad de carga y la duración de vida útil del sistema. Finalmente, se analiza la aplicabilidad del sistema en el contexto chileno actual y futuro, considerando el plan de descarbonización y las oportunidades de reconversión de centrales desconectadas.



2 Marco Teórico

2.1 Definición del caso

Para este estudio se analiza la implementación de esta tecnología en dos centrales termoeléctricas estratégicamente ubicadas en el norte y centro sur de Chile.

2.1.1 Central Termoeléctrica Cochran

La central Cochran ubicada en la Región de Antofagasta, se caracteriza por ser una zona con alta generación de energía eléctrica solar y eólica y los altos índices de vertimiento de estas energías.

La planta de energía se compone por dos unidades CRR1 y CRR2, unidades térmicas convencionales de carbón con una capacidad bruta total instalada de 550 MWe, una potencia de 275 MW cada una.

En la Figura 2.1 se presenta el diagrama de balance térmico de la central de Cochran, donde las condiciones de operación se presentan en la Tabla 5.

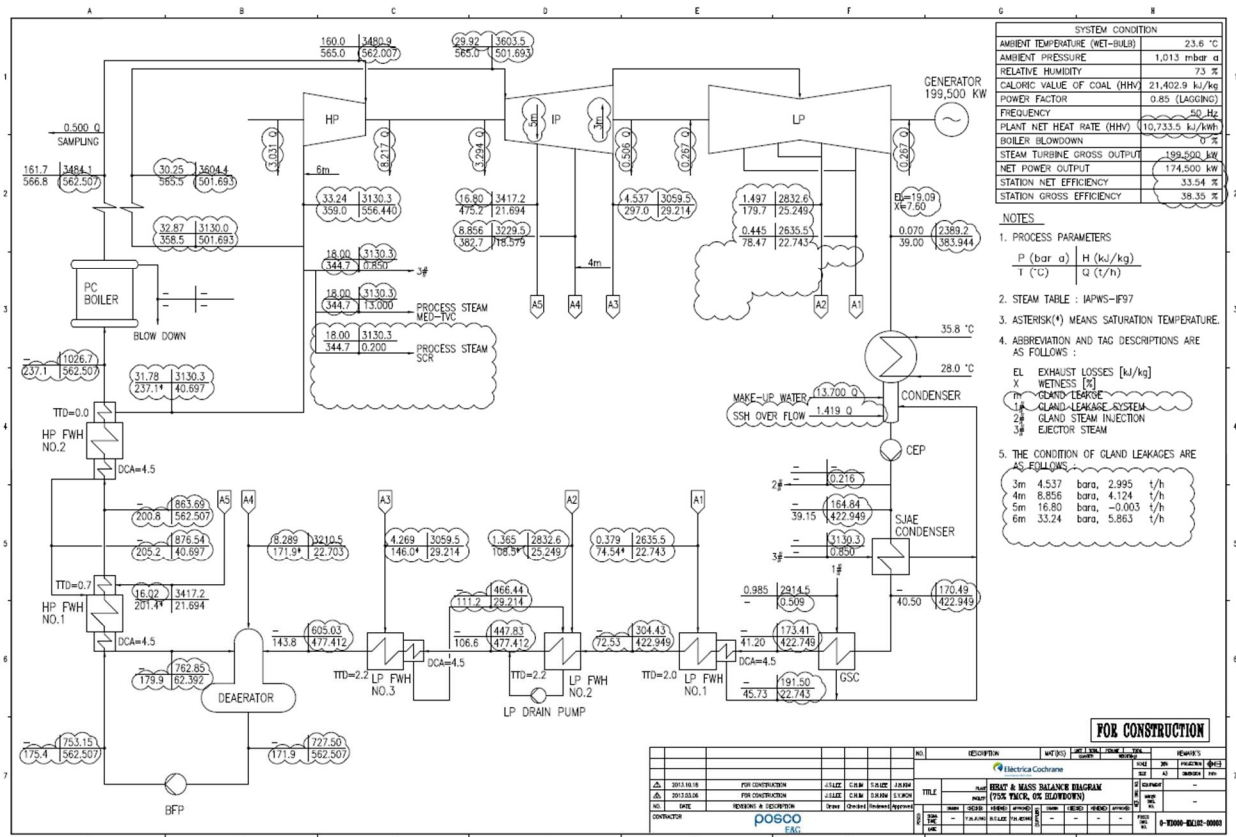


Figura 2.1: Balance térmico de la central termoeléctrica de Cochran. (Fuente: [30])



Tabla 5: Parámetros de la central Cochrane. (Fuente: [30])

Parámetro	Valor
Temperatura Ambiente	23,8 °C
Temperatura máxima	565 °C
Presión máxima	16,1 MPa
Presión mínima	107 kPa
Potencia Bruta de la Turbina	199,5 MW
Potencia Neta	174,5 MW
Eficiencia de la Planta (Bruta)	35,35%
Eficiencia de la Planta (Neta)	30,24%

2.1.2 Central Termoeléctrica Santa María

La Central térmica Santa María consiste en una caldera alimentada por carbón y una turbina de vapor operando con vapor de agua con extracciones de vapor para precalentamiento, este proceso corresponde a un ciclo Rankine regenerativo en estado estacionario. En la Figura 2.2 se presenta el proceso de la central.

La eficiencia del ciclo es de 7,787 kJ/kWh un 46% de eficiencia térmica, el vapor de salida de la caldera corresponde a la temperatura máxima del ciclo a 539,9°C a 16,7 kPa para ingresar a la turbina de alta presión. La central tiene una potencia de salida de 378,8 MW con un factor de potencia de 0,85.

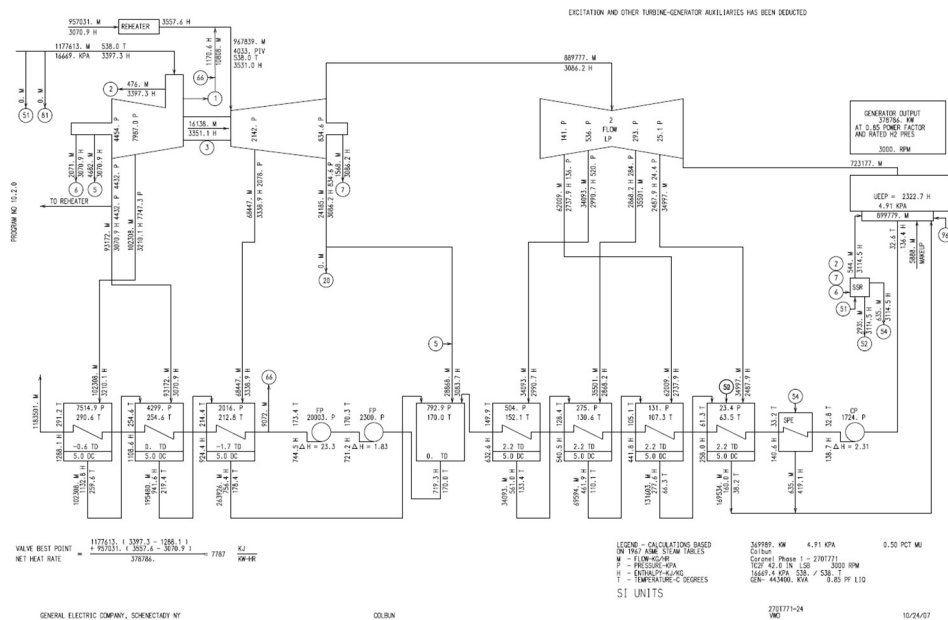


Figura 2.2: Balance térmico de la central termoeléctrica Santa María. (Fuente: [30])



En la Tabla 6 se presentan las condiciones de operación de la central Santa María.

Tabla 6: Parámetros de la central Santa María (Fuente: [30])

Parámetro	Valor
Temperatura máxima	538 °C
Presión máxima	16,7 MPa
Presión mínima	4,9 kPa

2.2 Definiciones

El sistema PTES implementado a una central termoeléctrica consta principalmente de tres partes: el ciclo de carga (P2H), el sistema de almacenamiento y el ciclo de descarga (H2P). En la Figura 2.3 se presenta la configuración del sistema PTES a estudiar para los casos mencionados.

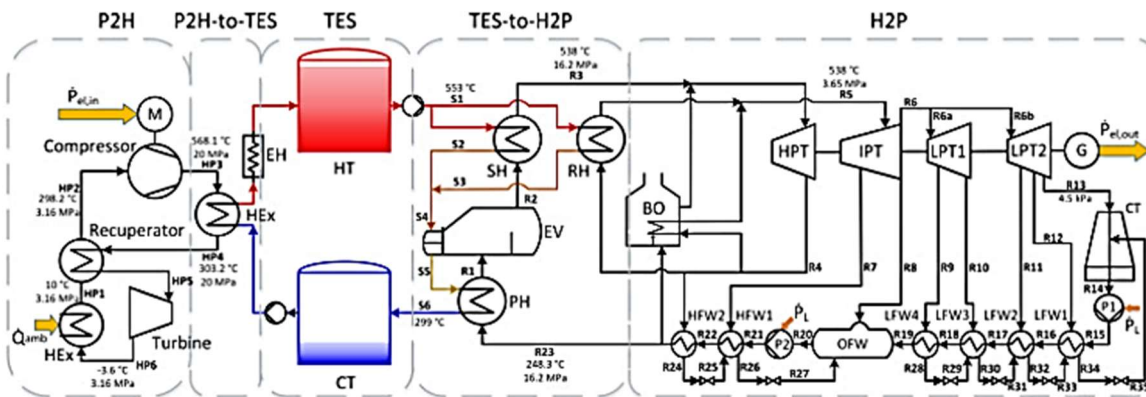


Figura 2.3: Esquema del sistema PTES y sistema de almacenamiento térmico con sales fundidas, integrado a planta termoeléctrica. (Fuente: [31])

La energía eléctrica de fuentes renovables es suministrada al motor transformando el trabajo eléctrico en trabajo mecánico y a través del compresor inicial el ciclo de carga del sistema PTES, convirtiendo el trabajo en calor. El calor del ciclo se transfiere a fluido de transferencia de calor (HTF) sales fundidas que se almacena para su posterior descarga. Cuando hay demanda de energía eléctrica inicia el ciclo de descarga. El calor almacenado en las sales fundidas se utiliza para generar vapor, dando comienzo al ciclo termodinámico de la central. Este vapor acciona la turbina, y a través del generador, la energía se transforma nuevamente en trabajo mecánico y posteriormente en energía eléctrica.

2.2.1 Filosofía de operación

Operación basada en el control de nivel.

El proceso de carga térmica del sistema PTES comienza con el aprovechamiento de energía eléctrica proveniente de fuentes renovables, la cual accionan un motor eléctrico.



Este motor entrega trabajo mecánico al compresor, el cual comprime el aire utilizado como fluido de trabajo, genera un aumento en la temperatura por el proceso de compresión adiabática. El aire caliente transfiere su energía térmica al fluido de transferencia de calor (HTF), compuesto por sales fundidas, mediante un intercambiador tipo gas cooler. Las sales provienen del estanque de baja temperatura, son calentada y posteriormente almacenadas en el estanque de alta temperatura.

El estanque de almacenamiento de alta temperatura se diseña con un tiempo de residencia de 12 horas de operación continua. Durante la fase de descarga, las sales son impulsadas por una bomba hacia el intercambiador de calor (TES-H2P), donde se transfiere la energía térmica al ciclo de vapor de agua de la central termoeléctrica. Este proceso permite generar vapor de alta presión que alimenta las turbinas de expansión (HPT y LPT), generando energía eléctrica mediante el generador acoplado.

Posterior al intercambiador (TES-H2P) las sales retornan al estanque de baja temperatura, cuando el nivel del estanque de alta temperatura desciende al nivel mínimo, se activa nuevamente la bomba del estanque de baja temperatura, reiniciando el ciclo de carga térmica mediante el gas cooler, completando el ciclo cerrado de almacenamiento.

2.3 Condiciones de entorno

A continuación, se presentan los supuestos implementados:

- La fuente de calor de la bomba de calor es el aire ambiente
- Los subprocesos son adiabáticos al entorno, con excepción de las pérdidas de calor del motor eléctrico, generador, estanques de almacenamiento y rechazo de calor al entorno.
- Las caídas de presión totales de todos los componentes son insignificantes
- El sistema está en estado estacionario a excepción del sistema de almacenamiento
- Temperatura homogénea y uniforme dentro de los estanques
- No se consideran las pérdidas de calor en los periodos de carga y descarga
- Temperaturas se mantiene constantes
- Los ciclos de carga y descarga operan a eficiencia nominal
- Modelo de estado estacionario para los ciclos de carga y descarga

Tabla 7: Parámetros de referencia. (Fuente: [31])

Parámetro	Variable	Valor
Ciclo de carga (P2H)		
Presión máxima	$P_{P2H,max}$	20 MPa
Presión mínima	$P_{P2H,min}$	0,1 MPa
Eficiencia motor	η_M	0,99
Temperatura ambiente	T_{amb}	15 °C



Tiempo de carga y descarga	$t_c - t_d$	7 h
TES a H2P		
Diferencia de temperatura		15°C
Pinch point		5°C
Ciclo de descarga (H2P)		
Potencia nominal		500 MW
Eficiencia transformador	η_{Tr}	0,99
Eficiencia generador	η_G	0,99
Eficiencia isentrópica de las turbinas	$\eta_{t,s}$	0,866
Eficiencia mecánica de las turbinas	$\eta_{t,m}$	0,94

2.4 Evaluación termodinámica

Rendimiento general del sistema PTES:

La eficiencia de ida y vuelta (RTE) corresponde a la razón entre la energía de salida en el ciclo de descarga y la energía de entrada en ciclo de carga. En condiciones de estado estacionario el RTE se puede dividir considerando las eficiencias individuales del motor, la bomba de calor (P2H), el almacenamiento de energía térmica (TES), H2P, el generador y transformador, tal como se define en la ecuación (1).

$$\eta_{RTE} = \frac{E_{out}}{E_{in}} = \frac{\int_{t_{out}} \dot{E}_{out} dt}{\int_{t_{in}} \dot{E}_{in} dt} = \eta_M \eta_{P2H} \eta_{TES} \eta_{H2P} \eta_G \eta_{Tr} \quad (1)$$

La metodología de cálculo se realiza a partir del ciclo de descarga del sistema, ya que este determina los valores de las variables del sistema de almacenamiento y ciclo de carga.

2.4.1 Ciclo de descarga

El ciclo H2P corresponde a un modelo convencional de las plantas térmicas de generación de energía, es un ciclo Rankine supercrítico de vapor, en la Figura 2.4: Diagrama del ciclo de descarga. Se presenta un esquema simplificado de una central termoeléctrica correspondiente a un ciclo Rankine con recalentamiento.

El ciclo de descarga define la potencia de salida, las temperaturas y flujos masicos según cada central para dimensionar el sistema de almacenamiento y el ciclo de carga. La potencia nominal del ciclo de la central en estudio caracteriza la potencia de todo el sistema PTES, ya que el ciclo de carga debe ser capaz de suministrarlo.

En la Figura 2.4 se presenta el esquema de planta con la cual se realiza la validación en [31]. La temperatura máxima de operación del sistema se fija por encima del punto crítico del agua, a 538°C.



Se toman las condiciones de operación de las centrales en estudio para realizar un dimensionamiento adecuado para cada caso.

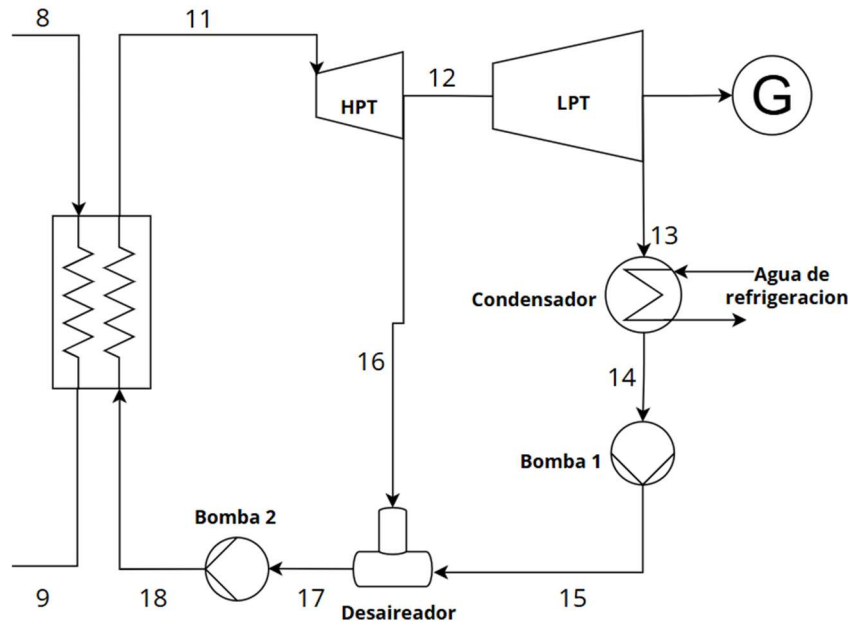


Figura 2.4: Diagrama del ciclo de descarga. (Elaboración propia)

Para determinar los estados termodinámicos del ciclo se realiza los balance de masa y energía de cada uno de los componentes. El análisis de las turbinas y bombas se realiza como procesos isentrópicos, basándose en la eficiencia isentrópica de 0,9 para las turbinas y 0,8 para las bombas. En las ecuaciones (2) y (3) se definen las eficiencias isentrópicas de las turbinas y bombas respectivamente.

$$\eta_{s,t} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}} \quad (2)$$

$$\eta_{s,p} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_{out} - h_{in}} \quad (3)$$

La etapa de expansión de vapor sobrecalentado se divide en dos etapas, una turbina de alta presión con una extracción del flujo de salida para un posterior recalentamiento. En las ecuaciones (4), (5) y (6) se presentan los balances.

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{16} \quad (4)$$

$$w_{t,HPT} = f_{11}h_{11} - f_{12}h_{12} - f_{16}h_{16} \quad (5)$$

$$\dot{W}_{t,HPT} = \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (6)$$



La última expansión en la turbina de baja presión para llevar el flujo a la presión de condensación, en las ecuaciones (7), (8) y (9) se presentan los balances.

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (7)$$

$$w_{t,LPT} = h_{12} - h_{13} \quad (8)$$

$$\dot{W}_{t,LPT} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13}) \quad (9)$$

El vapor en estado de saturación ingresa al condensador donde se extrae calor a través del agua de refrigeración a presión constante, en las ecuaciones (10), (11) y (12) se presentan los balances correspondientes.

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{cw}(h_{cw,out} - h_{cw,in}) \quad (12)$$

Se establece la diferencia de temperatura ΔT_{cd} entre la temperatura de condensación y la temperatura intermedia del agua de refrigeración de valor constante de 5 °C según la referencia.

$$\Delta T_{cd} = T_{s,cd} - T_{cw,int}$$

El agua en estado líquido pasa por la bomba 1 aumentando su presión, para alcanzar la de la salida de la turbina HPT, se realiza el balance como se presenta en las ecuaciones (13), (14) y (15).

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (13)$$

$$w_{p,1} = h_{15} - h_{14} \quad (14)$$

$$\dot{W}_{p,1} = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14}) \quad (15)$$

*En el desaireador abierto se mezcla el vapor sobrecalentado de recalentamiento y el agua a la salida de la ambas, de esta mezcla es a presión constante y adiabática se obtiene agua en estado líquido a mayor temperatura, los balances se presentan en la ecuación (16).

$$\dot{m}_{17}h_{17} = \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{16}h_{16} \quad (16)$$

La bomba 2 eleva la presión del agua a la máxima presión del ciclo, en las ecuaciones (17), (18) y (19) se presenta el balance.

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (17)$$

$$w_{p,2} = h_{18} - h_{17} \quad (18)$$

$$\dot{W}_{p,2} = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{17}) \quad (19)$$

El trabajo neto producido por el ciclo se obtiene a partir de las ecuaciones (20), (21) y (22), con la eficiencia mecánica de las turbinas de un 94% y el trabajo consumido por las bombas.



$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t,HPT} + \dot{W}_{t,LPT} \quad (20)$$

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{p,1} + \dot{W}_{p,2} \quad (21)$$

$$\dot{W}_{net,H2P} = \dot{W}_t \eta_{m,t} - \dot{W}_p \quad (22)$$

El trabajo neto producido se calcula como se muestra en la ecuación (23), a partir del trabajo neto producido por las turbinas y el consumido por las bombas, la eficiencia mecánica de las turbinas se establece en 94%.

$$w_{net,out} = w_t \cdot \eta_{m,t} - w_p \quad (23)$$

$$w_t = w_{t,HPT} + w_{t,LPT} \quad (24)$$

$$w_p = w_{p,1} + w_{p,2} \quad (25)$$

La potencia nominal de salida $\dot{W}_{net,out}$ definida en la ecuación (26) con el flujo masico total de vapor \dot{m}_{steam} , la eficiencia del generador y del transformador que se establecen en 0,99. La eficiencia térmica del ciclo de descarga η_{H2P} relaciona el calor añadido por parte del intercambiador en TES – H2P y el trabajo neto producido, presentado en la ecuación (27).

$$\dot{W}_{net,out} = \dot{m}_{steam} \cdot w_{net,out} \cdot \eta_G \cdot \eta_{Tr} \quad (26)$$

$$\eta_{H2P} = \frac{w_{net,out}}{q_{in}} \quad (27)$$



2.4.2 TES a H2P

El remplazo de la caldera de la central térmica convencional se realiza con la integración del sistema de almacenamiento de calor al ciclo de una central térmica, corresponde a una red de intercambiadores de calor, como se presenta en la Figura 2.5. Consiste en un sobrecalentador (SH), recalentador (RH) y evaporador (EV). El agua pasa por múltiples etapas de calentamiento, evaporación y sobrecalentamiento para alcanzar las condiciones de entrada a la turbina de vapor, mientras que las sales fluyen en contracorriente a través de distintos niveles de temperatura.

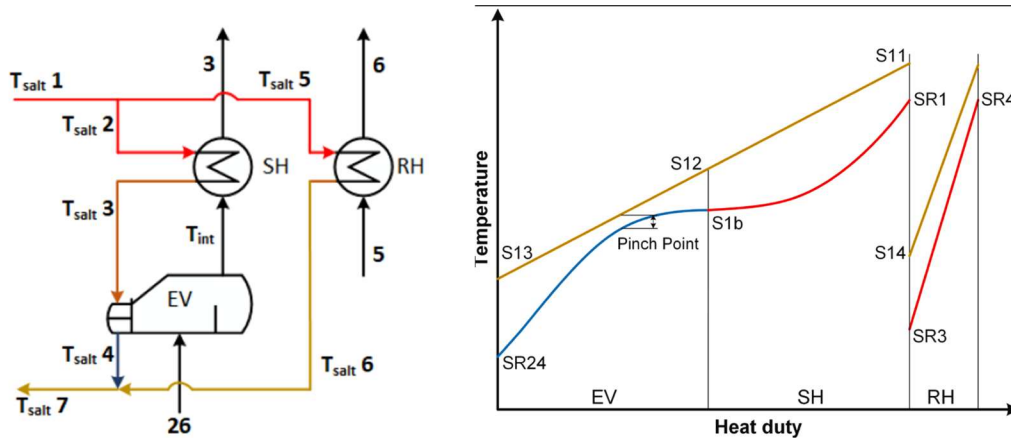


Figura 2.5: Integración TES – H2P Rankine supercrítico.

Para efectos del análisis térmico global del ciclo, esta red de intercambiadores se modela como un único intercambiador de calor equivalente, que entrega los mismos resultados termodinámicos de los fluidos en circulación. En la Figura 2.6 se presenta diagrama del modelo utilizado.



Figura 2.6: Modelo de integración TES – H2P.

Para modelar los intercambiadores de calor del sistema se utiliza el método Pinch point, el cual asigna una diferencia mínima de temperatura constante entre el fluido caliente y el fluido frío. Este modelo considera que no existen pérdidas de carga en el intercambiador de calor, por lo que la presión de ambos fluidos se mantiene constante. Se considera una Pinch Point 15 °C entre la temperatura de salida de las sales y la temperatura de entrada del agua del ciclo H2P.

$$\Delta T_{HE} = T_{ms,9} - T_{s,18}$$



Se establece la temperatura máxima de las sales en 560 °C según lo indicado en referencias y la temperatura a la que se necesita que salga el vapor a la turbina de alta presión. En las ecuaciones (28), (29) y (30) se presenta el balance.

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{11} \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{HE} = \dot{m}_{18}(h_{11} - h_{18}) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{HE} = \dot{m}_{ms,8} \cdot Cp_{ms} \cdot (T_{ms,8} - T_{ms,9}) \quad (30)$$

2.4.3 Sistema de almacenamiento

El sistema de almacenamiento de calor sensible con sales fundidas consiste en dos estanques de almacenamiento. La sal fundida más usada es la conocida como sal solar que es una mezcla binaria de nitratos de potasio y sodio (60%NaNO₃ + 40%KNO₃), en la Tabla 8 se presentan sus propiedades.

Tabla 8: Propiedades de las sales fundidas. (Fuente: [32], [33])

	T_f [°C]	T_{max} [°C]	$T_{min,op}$ [°C]	$T_{max,op}$ [°C]
60%NaNO ₃ + 40%KNO ₃	238	585	270	565

Las propiedades físicas de la sal solar varían según a la temperatura en la cual se está operando, en las ecuaciones (31) y (32) se presenta la densidad y la capacidad calorífica específica para aplicar en los posteriores cálculos.

$$\rho_{ms} = 2090 - 0,636 \cdot T \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (31)$$

$$Cp_{ms} = 1443 + 0,172 \cdot T \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (32)$$

La modelación del sistema de almacenamiento tiene como objetivo evaluar la energía real que se puede recuperar entre los periodos de carga y descarga, se realiza el balance de los estanques completamente llenos.

Se tienen las siguientes condiciones de entorno:

- Temperatura uniforme y homogénea dentro de los estanques
- Temperatura se mantienen constante dentro de los estanques
- Modelo en estado estacionario para los ciclos de carga y descarga
- No se consideran perdidas de calor en carga y descarga
- Los ciclos de carga y descarga operan a eficiencia nominal

La masa total de las sales fundidas M_s con el subíndice d que indica la descarga, Cp_s es el calor específico de la mezcla de sales fundidas, \dot{Q}_d corresponde a la potencia térmica suministrada por el sistema TES y t_d es la duración de la fase de descarga.



$$M_{ms} \cdot Cp_{ms} \cdot (T_{HT,d} - T_{CT,d}) = \dot{Q}_d t_d$$

La eficiencia térmica del sistema TES corresponde a la relación entre la energía suministrada durante el periodo de carga y la energía recuperada durante la descarga y se evalúa como se presenta en la ecuación (33).

$$\eta_{TES} = \frac{\int_0^{t_d} \dot{m}_{ms,d} \cdot Cp_{ms} \cdot (T_{HT,d} - T_{CT,d}) dt}{\int_0^{t_c} \dot{m}_{ms,c} \cdot Cp_{ms} \cdot (T_{HT,c} - T_{CT,c}) dt} \quad (33)$$

El funcionamiento de carga y descarga de los estanques se controla a partir del control de nivel. En la Figura 2.7 se presentan el diagrama de los estanques.

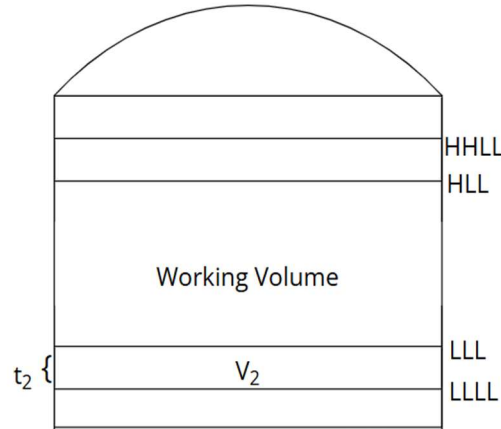


Figura 2.7: Diagrama de estanques de almacenamiento. (Elaboración propia)

A partir del flujo de descarga de las sales, se obtiene la masa de las sales en el estanque según el tiempo de residencia, como se presenta en la ecuación (34).

$$M_{ms} = \dot{m}_{ms,d} \cdot t_r \quad (34)$$

El volumen de trabajo definido en la ecuación (35), corresponde al volumen calculado para el tiempo de residencia del estanque, se obtiene a partir de la densidad de las sales según a la temperatura que ingresan las sales al estanque de almacenamiento.

$$W.V. = \frac{M_{ms}}{\rho_{ms}} \quad (35)$$

Se define V_2 como el volumen de reserva para no generar vacío en el estanque, el cual corresponde a un porcentaje del volumen de trabajo total. Cuando el volumen de trabajo llega al nivel LLL (*low liquid level*) del estanque de alta temperatura, se activa la bomba del estanque de baja temperatura para activar el ciclo de carga y calentar las sales solares.

Se establece t_2 como el tiempo en que se vacía el estanque, este tiempo establece el tiempo de carga máximo para que no se vacíe completamente el estanque. Se obtiene a partir del flujo volumétrico de descarga, como se muestra en la ecuación (36).

$$\dot{V}_{ms,d} = \frac{\dot{m}_{ms,d}}{\rho_{ms}}$$



$$t_2 = \frac{V_2}{\dot{V}_{ms,d}} \quad (36)$$

El tiempo de carga t_c debe ser menor o igual a t_2 , este tiempo define el flujo de salida de las sales en la carga, como se presenta en las ecuaciones (37) y (38).

$$\dot{V}_{ms,c} = \frac{W \cdot V.}{t_c} \quad (37)$$

$$\dot{m}_{ms,c} = \dot{V}_{ms,c} \cdot \rho_{ms} \quad (38)$$

2.4.4 Ciclo de carga

El ciclo bomba de calor corresponde a un ciclo Brayton invertido con recuperador, está compuesto de un compresor, un gas cooler en el cual circula el fluido de trabajo y las sales fundidas, un regenerador, una turbina, y un gas heater por el cual ingresa el aire ambiente, tal como se presenta en la Figura 2.8.

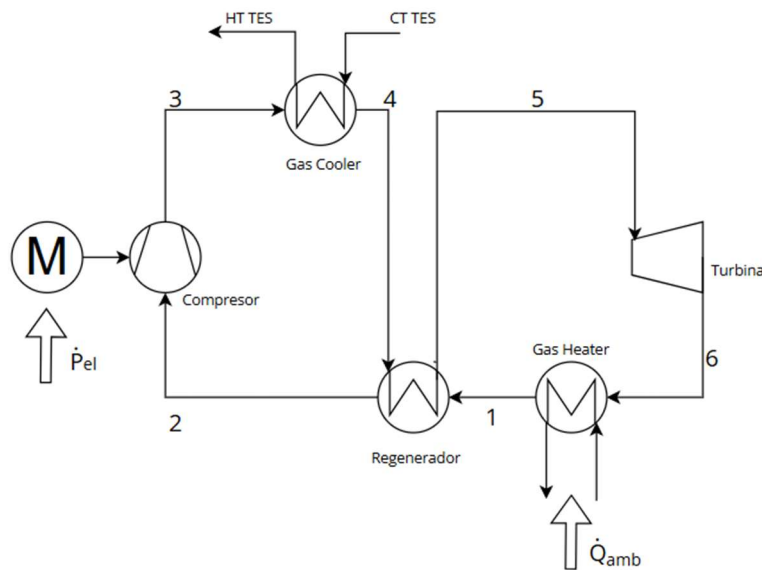


Figura 2.8: Ciclo de bomba de calor. (Adaptado de [25])

El fluido de trabajo que se estudia es el CO_2 , aire y argón. En la Figura 2.9 se presenta el diagrama T-s del ciclo con los fluidos de trabajo, para el caso del CO_2 se obtiene un ciclo transcrito y para el aire y el argón, al trabajarlos como gases ideales lejos del punto crítico, se obtienen ciclos supercríticos con desempeño similar.

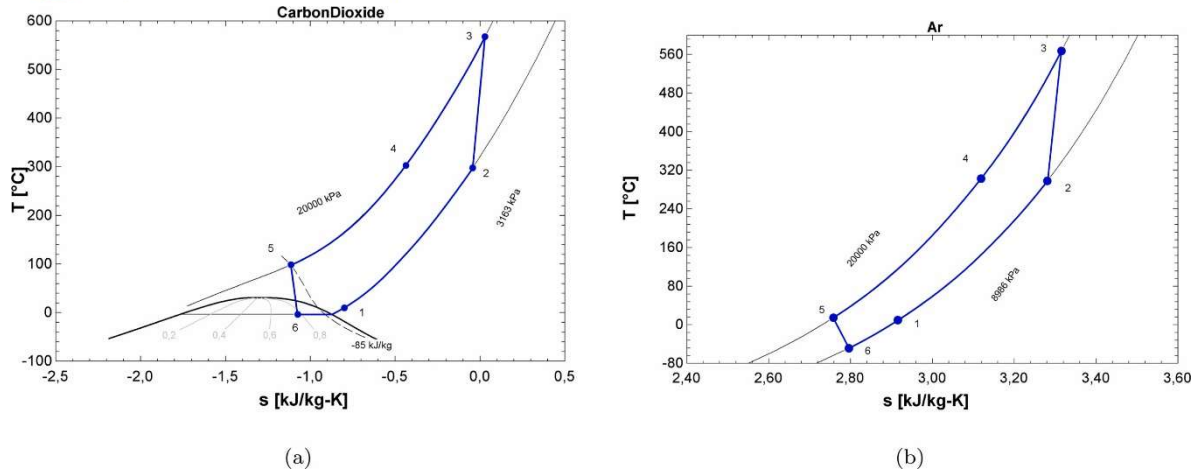


Figura 2.9: Diagramas T-s de los ciclos de carga. (Fuente: [31])

La temperatura máxima del ciclo es a la salida del compresor, según el fluido de trabajo esta temperatura se restringe a 600°C para el aire o argón y a un rango de $450 - 500^{\circ}\text{C}$ para el CO_2 , este rango está por debajo de la temperatura de operación de las centrales convencionales, por esto se evalúa el caso de implementar un calentador eléctrico a la entrada del estanque de alta temperatura.

En la Tabla 9 se presentan los resultados de referencia obtenidos para el ciclo de carga con los distintos fluidos de trabajo y el caso de implementar un calentador eléctrico.

Tabla 9: Resultados de referencia del ciclo de carga. (Fuente: [31])

Ciclo P2H	P_{max}	r_{P2H}	COP	η_{TES}	RTE
CO_2	20	6,32	1,294	99,89	51,7
Aire	20	3,319	1,278	99,89	51,04
Argón	20	2,229	1,282	99,89	51,19

Se tiene las siguientes condiciones de contorno y restricciones de operación para los cálculos posteriores:

- Se asume una etapa de compresión adiabática
- Presión constante al TES
- Se desprecian las caídas de presión en el ciclo de bomba de calor.

La presión mínima de operación se establece un límite de $0,1 \text{ MPa}$ para evitar problemas de vacío en la entrada de aire en los sellos del compresor.

Se siguen las consideraciones de Vinnemeier et al. (2016) [25] que se establecen en la Tabla 10, se establece TTD de 5°C en el regenerador entre 2 y 4, y entre a temperatura ambiente y 1, se espera que el estado de 6 se encuentre dentro de la región de saturación para el CO_2 .



Tabla 10: Valores de referencia del modelo de ciclo de bomba de calor con regeneración. (Fuente: [34])

Parámetro	Variable	Valor
Diferencia de temperatura en intercambiadores de calor	ΔT	5 K
Diferencia de temperatura del evaporador	ΔT_{Ev}	15 K
Presión máxima	P_{max}	$\leq 20 \text{ MPa}$
Presión mínima	P_{min}	$3,485 \text{ MPa} \leq P_{min} \leq 0,1 \text{ MPa}$
Eficiencia isentrópica compresor	$\eta_{cp,s}$	0,8
Eficiencia isentrópica turbina	$\eta_{t,s}$	0,9

A continuación, se definen las ecuaciones de balance de masa y energía de los componentes del ciclo de bomba de calor la cual se dimensiona utilizando el aire como fluido de trabajo.

El compresor y la turbina se modelan como procesos isentrópicos, basándose en la eficiencia isentrópica, tal como se presenta en las ecuaciones (39) y (40).

$$\eta_{s,t} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6,s}} \quad (39)$$

$$\eta_{s,cp} = \frac{h_{3,s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (40)$$

El ciclo bomba de calor se modela a partir de las temperaturas obtenidas de las sales solares, se obtiene el calor que necesita suministrar la bomba de calor a las sales solares. Se establece la temperatura máxima a la salida del compresor, la cual corresponde a la temperatura máxima del ciclo.

El balance en el intercambiador de calor que trabaja como gas cooler se presenta en las ecuaciones (41), (42) y (43). A partir de este se obtiene el flujo del fluido de trabajo para el ciclo.

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r,3} = \dot{m}_{r,4} \quad (41)$$

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{ms,10} \cdot C p_{ms} \cdot (T_{ms,7} - T_{ms,10}) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (43)$$

La diferencia de la temperatura a la salida del gas cooler por el lado del fluido de trabajo del ciclo y la temperatura de entrada de las sales al gas cooler, se denominada approach y se establece un valor de 5 °C según las referencias.

$$\Delta T_{app,gc} = T_4 - T_{ms,10}$$



El balance del compresor comprime el fluido de trabajo a la máxima presión de la bomba de calor este análisis se realiza a partir de la eficiencia isentrópica como se presenta en las ecuaciones (44) y (45).

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r,2} = \dot{m}_{r,3} \quad (44)$$

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_r(h_3 - h_2) \quad (45)$$

El balance del regenerador se realiza de la misma manera que el gas cooler, se establece un approach de 5 °C con la temperatura de entrada por el lado frío y la temperatura de salida por el lado caliente. El balance se presenta en las ecuaciones (46) y (47).

$$\Delta T_{app,rg} = T_5 - T_1$$

$$\dot{Q}_{rg} = \dot{m}_r(h_4 - h_5) \quad (46)$$

$$\dot{Q}_{rg} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (47)$$

La turbina expande el fluido de trabajo a la mínima presión de la bomba de calor, el balance se realiza como un proceso isentrópico y se presenta en las ecuaciones (48) y (49).

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r,5} = \dot{m}_{r,6} \quad (48)$$

$$\dot{W}_{t,P2H} = \dot{m}_r(h_5 - h_6) \quad (49)$$

El gas heater utiliza el calor ambiente para calentar el fluido de trabajo del ciclo de bomba de calor, se establece un approach de 15 °C entre la temperatura de salida del aire ambiente y la temperatura de entrada del fluido de trabajo, el balance se presenta en las ecuaciones (50), (51) y (52).

$$\Delta T_{app,gh} = T_{air,out} - T_6$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r,6} = \dot{m}_{r,1} \quad (50)$$

$$\dot{Q}_{gh} = \dot{m}_r(h_1 - h_6) \quad (51)$$

$$\dot{Q}_{rg} = \dot{m}_{air,amb}(h_{air,in} - h_{air,out}) \quad (52)$$

El COP del ciclo de la bomba de calor se obtiene como se presenta en la ecuación (53), con $\omega_{net,in}$ como el trabajo eléctrico suministrado al compresor menos el trabajo producido en la turbina, y q_{out} el calor proporcionado al TES.

$$\eta_{P2H} = COP = \frac{q_{out}}{\omega_{net,in}} = \frac{h_3 - h_4}{\omega_{net,in}} \quad (53)$$

$$\omega_{net,in} = \omega_{cp} - \omega_t = (h_2 - h_1) - (h_5 - h_6)$$

El suministro de potencia neta al motor eléctrico se define con la eficiencia del motor de 0,99 y \dot{m}_{HP} correspondiente al flujo másico del fluido de trabajo presentado en la ecuación (54).

$$\dot{W}_{net,in} = \dot{m}_r \omega_{net,in} \eta_M \quad (54)$$



3 Resultados

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos del modelo desarrollado para esta investigación para cada caso de las centrales termoeléctricas en condiciones operativas similares a la de cada central. Se presentan los resultados de las eficiencias de cada ciclo y en sistema completo, y se realiza una comparación con los valores de referencia publicados por otros autores.

3.1.1 Ciclo de descarga

Se establece la potencia nominal y la presión máxima, para el caso 1: Central Cochrane se tiene 550 MW y 16,1 MPa. Para el caso 2: Central Santa María se tiene 380 MW y 16,7 MPa. En la Tabla 11 se presentan las condiciones de operación de cada central.

Tabla 11: Condiciones operaciones de cada central.

Central	Presión de vapor principal [kPa]	Presión de condensación [kPa]	Temperatura del vapor principal [°C]	Temperatura de reingreso al ciclo del agua [°C]	Flujo másico de vapor [kg/s]
Cochrane	16.100	107	565	237	580
Santa María	16.669	4.91	538	249	327

Se realiza el modelamiento del ciclo de descarga Rankine supercrítico para cada caso bajo las condiciones operaciones propias de cada central termoeléctrica. En el Anexo B, se presentan los resultados de cada línea de flujo de las centrales y los valores de entrada establecidos.

En la Tabla 12 se presenta los resultados obtenidos de la potencia nominal de salida y la eficiencia térmica del ciclo de descarga, para cada caso y la referencia. En el Anexo B se presenta el desarrollo de estos valores obtenidos.

Tabla 12: Validación ciclo Rankine supercrítico

Ciclo Rankine	η_{H2P}	\dot{W}_{net} [MW]	\dot{m}_{H2P} [kg/s]
Cochrane	32%	504,6	580
Santa María	39%	376	327
Referencia	41%	523,7	454

En el caso de la central Santa María, se obtiene una eficiencia térmica del ciclo Rankine de 39%, superior a la de Cochrane de 32%. Esto se debe a las diferencia de presión y temperatura con la que se opera en cada central. La central Santa María trabaja a una



presión de condensación de 4,91 kPa, menor con la que trabaja la central Cochrane de 107kPa. Al tener una menor presión de condensación, la turbina trabaja en un rango más amplio de presiones, ya que ambas centrales trabajan con presiones máxima del vapor similares de 16,7MPa y 16,1MPa. Al tener un rango más amplio de presiones, aumenta la diferencia de temperatura a la entrada y salida de las turbinas, generando mayor trabajo y una mayor eficiencia.

Las temperaturas de reingreso al ciclo influyen directamente en el rendimiento del ciclo, En el caso de la central Santa María, esta temperatura es de 249 °C, superior a los 237 °C obtenida para la central Cochrane. Al ingresar el agua a una mayor temperatura al generador de vapor, se requiere menos energía térmica externa para llevarla hasta las condiciones del vapor principal, como la temperatura del vapor principal es menor para la central Santa María de 538 °C en comparación a la central Cochrane de 565°C. Así el delta de temperatura de la central de Cochrane de 328°C mayor al de la central Santa María de 289°C.

A una menor diferencia de temperatura entre el fluido caliente, las sales fundidas y el fluido de trabajo de la central, agua en el intercambiador, implica una menor generación de entropía, aumentando así la eficiencia exergética del sistema. Esto es especialmente relevante en un ciclo Rankine supercrítico, donde las condiciones de operación están diseñadas para maximizar la eficiencia térmica mediante el aprovechamiento de los gradientes térmicos.

La diferencia entre los casos estudiados y el resultado obtenido por los autores se debe a la simplificación en el modelamiento realizada del ciclo Rankine de las centrales, omitiendo componentes auxiliares presentes en ciclos Rankine más complejos, como regeneradores, etapas de recalentamiento y drenajes intermedios, que suelen mejorar la eficiencia térmica global. A pesar de operar a una mayor presión y menor temperatura de condensación, que son condiciones favorables para la eficiencia, el menor rendimiento refleja estas simplificaciones del ciclo.

En base a esto se realiza el modelamiento del ciclo de descarga del sistema PTES para cada caso. En la Tabla 13 se presentan los resultados de los ciclos de descarga de cada caso y el caso de referencia.

Tabla 13: Resultados del ciclo de descarga.

Ciclo H2P	η_{H2P}	\dot{m}_{H2P} [kg/s]	$\dot{m}_{ms,d}$ [kg/s]	$T_{HT,d}$ [°C]	$T_{CT,d}$ [°C]
Cochrane	32%	580	3400	560	252
Santa María	39%	327	1651	560	264
Referencia	41%	135,5	960,88	553	299

La central Cochrane requiere un mayor flujo de sales solares debido a que opera con un mayor flujo masico de vapor lo que implica una mayor demanda de calor por unidad de



potencia que se genera. Los resultados destacan que la eficiencia global del ciclo Rankine integrado a un sistema PTES condiciona la calidad del calor entregado por las sales solares.

3.1.2 Sistema de almacenamiento

A partir de los flujos de sales requeridos por el ciclo de descarga, se realiza el modelamiento desde 7 a 24 horas de residencia, donde se obtiene el volumen de trabajo y a partir de este se determina V_2 ya que se establece que es el 20% del volumen de trabajo, porcentaje más óptimo según las referencias. En la Tabla 14 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla 14: Resultados modelamiento con distintos tiempo de residencia.

	Tiempo de residencia [h]	Ciclo de carga al día	Volumen de trabajo [m ³]	Tiempo de carga [h]	Flujo másico de sales en la carga [kg/s]
Cochrane	7	3,4	49.416	1,4	18.845
	12	2	84.714	2,4	18.845
	24	1	169.427	4,8	18.845
Santa María	7	3,4	23.991	1,4	9149
	12	2	41.128	2,4	9149
	24	1	82.256	4,8	9149

A pesar de que se establezcan distintos tiempos de residencia de los estanques, en todos los casos se obtiene el mismo flujo de sales en la carga, por esto que la eficiencia térmica del sistema de almacenamiento se mantiene constante independiente de los tiempos que se establezcan. Como se sigue la metodología planteada por los autores, sin considerar pérdidas de calor en los estanques de almacenamiento se obtiene una eficiencia del sistema de almacenamiento de 99%, igual valor según la referencia.

Este análisis sirve para dimensionar el tamaño del estanque, y darse un valor aproximado. Como se observa en los resultados a mayor tiempo de residencia es necesaria una mayor cantidad de sales solares.

3.1.3 Ciclo de carga

El rendimiento del ciclo de carga correspondiente a la bomba de calor se evalúa para los dos casos en estudio, en dos ubicaciones geográficas distintas para comparar el comportamiento de la bomba de calor a distintas condiciones ambientales.

Para el modelar el ciclo de carga se realiza en base a los resultados requeridos del sistema de almacenamiento y el ciclo de descarga.

Ya definidos los flujos de sales fundidas en funcionamiento y las temperaturas requeridas, se realiza el modelamiento del ciclo de bomba de calor con una temperatura ambiente de referencia de 15 °C. En la Tabla 15 se presentan los resultados obtenidos para los casos



estudiados y la referencia en comparación. El desarrollo de estos resultados se presenta en el Anexo C.

Tabla 15: Resultados del ciclo de carga.

Ciclo P2H	P_{max} [kPa]	Relación de presiones	COP	RTE
Referencia	20.000	3,31	1,294	63 %
Cochrane	20.000	3,31	1,525	46 %
Santa María	20.000	3,31	1,461	55 %

Los resultados obtenidos evidencian un mejor desempeño del ciclo de bomba de calor en la central Cochrane, el COP es de 1,525, superior al 1,461 obtenido para la central Santa María.

En Cochrane, el fluido térmico retorna al TES con una temperatura de 252 °C, mientras que en Santa María esta es de 264 °C. Esta diferencia de 12 °C a la salida del estanque de baja temperatura permite que el ciclo en Cochrane cuente con un mayor salto térmico útil, con un mayor calor entregado por la bomba de calor a las sales solares.

La central Cochrane requiere un flujo de sales fundidas de 3400 kg/s, en contraste con los 1651 kg/s requeridos en la central Santa María. A mayor flujo el intercambiador transfiere mayor cantidad de energía térmica por unidad de tiempo, maximizando el potencial de carga térmica del ciclo de bomba de calor, obteniendo un mayor rendimiento.

Se obtiene el diagrama de temperatura y entropía de los ciclo de bomba de calor para los casos de Cochrane y Santa María los cuales visualizar gráficamente las transformaciones termodinámicas del aire como fluido de trabajo a lo largo del ciclo de carga, los cuales se presentan en la Figura 3.1.

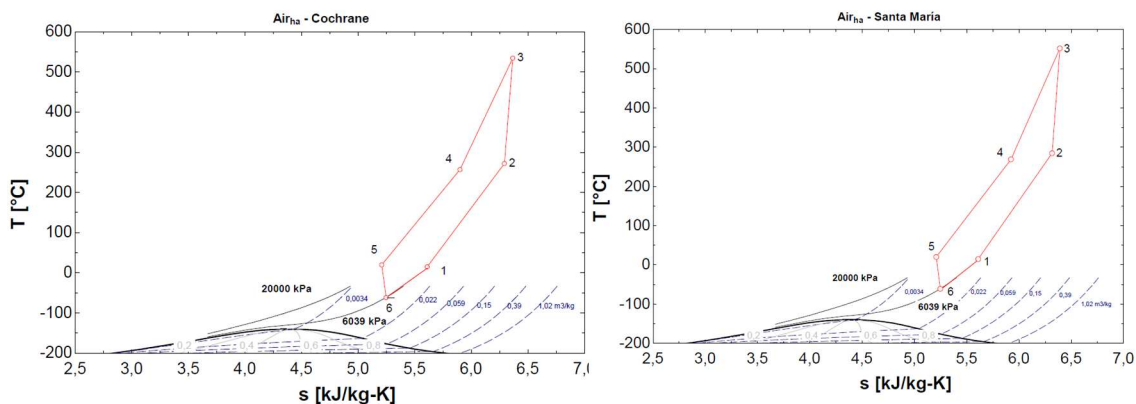


Figura 3.1: Diagramas T-s ciclo de carga de los casos estudiados.

Se observa en ambos casos que el aire como fluido de trabajo se encuentra en estado supercrítico a lo largo del ciclo, lo cual es fundamental ya que en este estado se tiene una alta densidad de potencial del ciclo. La etapa de compresión del punto 2 al 3 alcanza la



presión máxima del ciclo a 20 MPa y en la etapa de expansión de 5 a 6 se llega a la menor presión de 6 MPa.

Para el caso de Cochrane se presenta una menor área encerrada en comparación al caso Santa María debido al menor salto térmico que presenta el fluido de trabajo y por ende un menor trabajo requerido por el compresor, esto se refleja en el mayor valor que se obtiene del rendimiento del ciclo para este caso.

En el gráfico de la central Santa María se observa un mayor desplazamiento hacia la derecha en el eje de la entropía durante el calentamiento, lo que indica un incremento en la irreversibilidad del proceso por el requerimiento de mayor cantidad de calor para alcanzar la temperatura de entrada al sistema de almacenamiento térmico.

En la Figura 3.2 se presenta el diagrama de temperatura y entropía del ciclo de bomba de calor de la referencia. El perfil de presiones se mantiene con respecto al de la referencia, pero si se observa una diferencia en el área encerrada por el ciclo, se ve influenciada por la temperatura de entrada más alta de las sales solares al ciclo de carga, lo que permite alcanzar mayores temperaturas del refrigerante antes de ingresar al intercambiador. Este efecto se debe a las condiciones operacionales del sistema de almacenamiento térmico que depende directamente del ciclo de descarga.

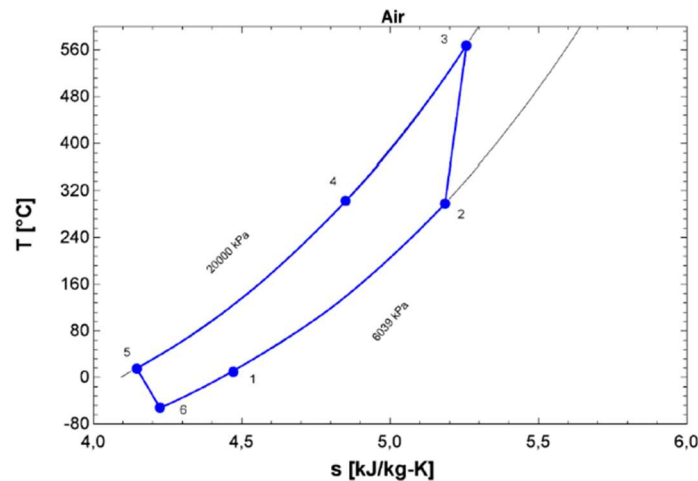


Figura 3.2: Diagrama T-s ciclo de carga referencia. (Fuente: [31])

El ciclo de referencia corresponde a una bomba de calor con gas ideal, por esto se plantea en los estudios de referencia que no se requiere una optimización de las presiones de operación, por esto la eficiencia del ciclo y la relación de presiones depende solo de las temperaturas en los estados 3 y 4, y las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina.

3.1.4 Análisis de sensibilidad climática para el ciclo de bomba de calor

Dado que la bomba de calor extrae energía térmica directamente del aire ambiente, el rendimiento de este ciclo está condicionado a los cambios de la temperatura de entorno, por esto es necesario evaluar el comportamiento del ciclo a través de un análisis de



sensibilidad térmica considerando los perfiles climáticos anuales de las ciudades donde se ubican los casos de estudio.

A partir de los datos meteorológicos obtenidos del software “Meteonorm” el cual caracteriza un año típico en base a un periodo de 12 años de estudio, se construye el gráfico presentado en la Figura 3.3 con la distribución de la cantidad de horas que presenta cada temperatura ambiente durante un año meteorológico tipo en las dos ciudades de estudio.

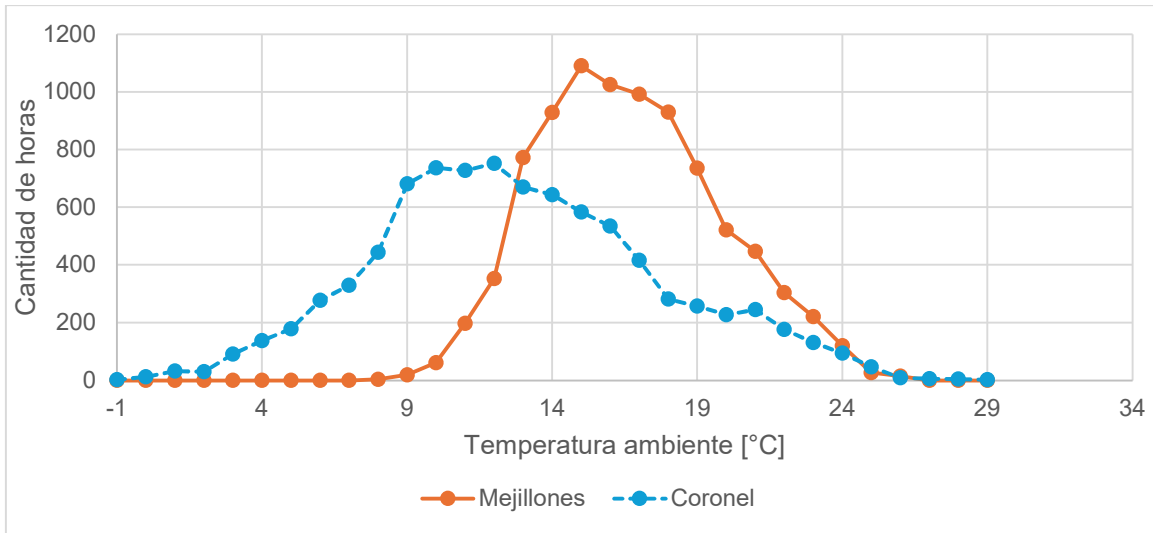


Figura 3.3: Cantidad de horas para cada temperatura. (Elaboración propia)

En el caso de Mejillones, se observa que las temperaturas más frecuentes se concentran entre los 14 °C y los 20 °C, con una distribución en estos rangos. Las temperaturas de 15 °C a 17 °C representan el 37,4 % del total anual de 3282 horas. Además, las temperaturas sobre los 20 °C (de 21 °C a 26 °C) acumulan 15,7 % del año, un total de 1379 horas, lo que permite que la bomba de calor trabaje en condiciones óptimas durante una porción relevante del año. Por otra parte, las temperaturas inferiores a los 14 °C solo representan el 28,8 % correspondiente a 2524 horas, condiciones en la que la bomba de calor tendría a disminuir su rendimiento.

En Coronel, se presenta una clara tendencia a temperaturas más bajas a lo largo del año. Las temperaturas inferiores a 14 °C concentran 57,6 % del total anual, en total 5048 horas, lo cual indica que durante gran parte del año el sistema de bomba de calor trabaja en condiciones de menor rendimiento térmico, debido al mayor diferencial de temperatura requerido entre el aire ambiente y el fluido de trabajo. El tramo entre 15 °C y 17 °C, clave para un rendimiento medio-alto del sistema, abarca 17,4 % con 1525 horas, mientras que las temperaturas superiores a 20 °C representan solo 10,3 % de 905 horas, con apenas 295 horas lo que representa el 3,4 % sobre 25 °C. El perfil de temperatura justifica la menor eficiencia térmica esperada en esta localidad.

En la Figura 3.4 se presenta la variación del COP del ciclo de carga para distintas temperaturas ambientes que presentan las zonas. Los resultados muestran que, el COP mejora a medida que aumenta la temperatura ambiente. Esto se debe a que el compresor



requiere menos trabajo para elevar la temperatura del refrigerante a niveles útiles cuando la fuente térmica se encuentra a una mayor temperatura.

En particular, para la central Santa María, se observa un COP de aproximadamente 1.161 a temperaturas cercanas a 0 °C, el cual aumenta progresivamente hasta 1,741 a temperaturas cercanas a los 29 °C. Para Cochrane, el comportamiento es similar, pero con valores levemente superiores en cada tramo de temperatura, alcanzando un COP de 1,805 en condiciones cálidas. Este mejor rendimiento en Cochrane se justifica por condiciones de operación más favorables del ciclo de compresión, como una menor exigencia térmica de carga de las sales, lo cual permite un desempeño más eficiente del sistema.

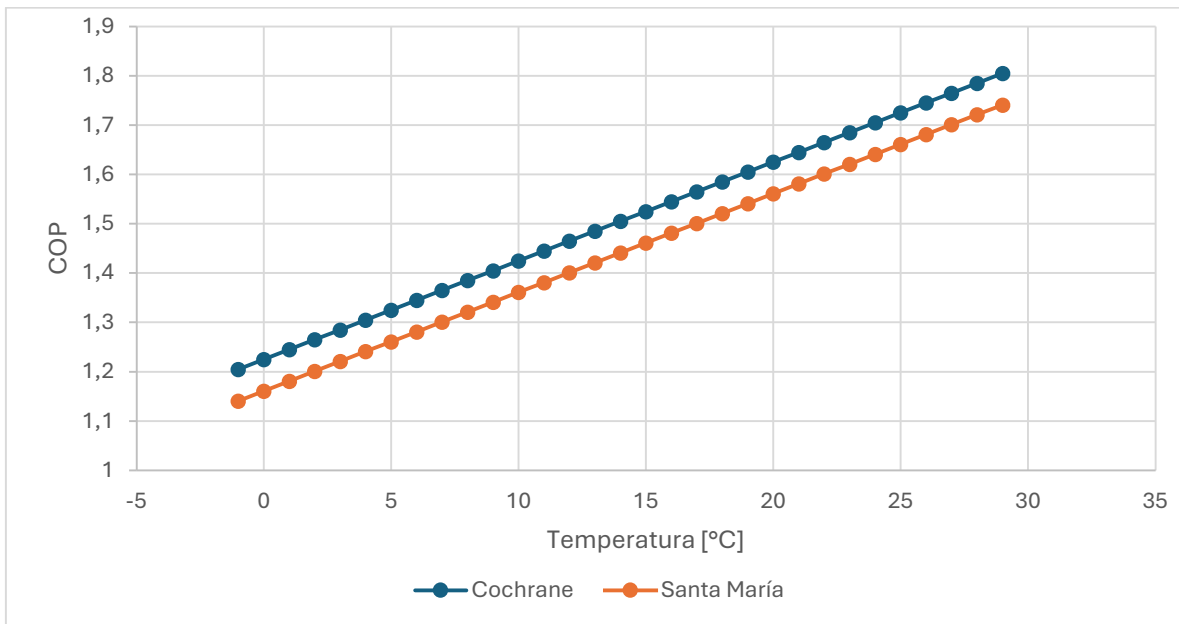


Figura 3.4: Variación del COP. (Elaboración propia)

Estos resultados son relevantes para evaluar la viabilidad económica y operativa del sistema a lo largo del año. Por ejemplo, en los meses de invierno o durante las noches frías donde predominan temperaturas bajo los 10 °C, se espera un COP más bajo y, por tanto, un mayor consumo eléctrico para la misma cantidad de energía térmica entregada. Esto implica que el costo de operación del sistema de carga será mayor en los periodos fríos, a menos que exista una estrategia de gestión que limite la operación a momentos de mayor temperatura ambiente o que se optimice el diseño para funcionar eficientemente incluso en bajas temperaturas.



3.2 Análisis económico

Se realiza un análisis respecto a la interacción del precio de compra y venta de la energía eléctrica en el mercado eléctrico chileno bajo las dos condiciones que presenta este proyecto. Una es la compra de energía eléctrica para el ciclo de carga del sistema y la venta de energía eléctrica producida por el ciclo de descarga.

La evaluación se realiza en base a los precios reales del Sistema Eléctrico Nacional para el año 2024 en las zonas donde se encuentran ubicadas las centrales en estudio.

3.2.1 Compra de energía eléctrica

La electricidad requerida para operar el ciclo de carga según el objetivo de este estudio es suministrada a partir de la energía renovable vertida de las centrales solares y eólicas, como esta energía no logra ser inyectada al sistema eléctrico y las centrales no producen a su máxima capacidad es una oportunidad de darle un uso eficiente a este vertimiento.

Esta compra de energía se negocia como clientes libres directamente con las centrales mediante contratos a precios más bajos que como a los clientes regulados. De acuerdo con los informes publicados por la Comisión Nacional de Energía (CNE) los precios aproximados para clientes libres durante el 2024 se presentan en la Tabla 16.

Tabla 16: Precios clientes libres 2024. (Fuente: [35])

Zona	Precio mínimo [USD/MWh]	Precio promedio [USD/MWh]
Zona norte (Mejillones)	30	40 - 45
Zona centro sur (Coronel)	40	50 - 55

La diferencia de precios entre las zonas se debe precisamente al mayor vertimiento de energía renovable presente en el norte del país como se aprecia en la Figura 1.3.

Como no se tiene un precio exacto de compra, ya que este varía según cada caso se evalúa la opción más y menos favorable para cada zona durante la generación de un año.

En la Figura 3.5 se presenta el costo anual para cada central en los dos escenarios de precios presentados. La central Santa María tiene un menor costo anual en comparación a la central de Cochrane debido a que esta requiere menos potencia eléctrica en su ciclo, esto se debe a las diferencias operacionales y en que esta central genera 100 MW menos que la central de Cochrane.

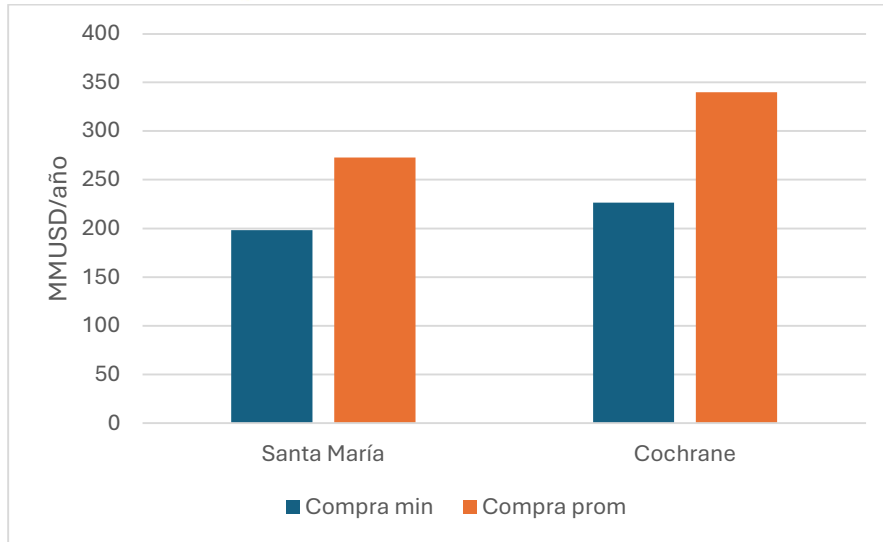


Figura 3.5: Costo anual proyectado de suministro eléctrico. (Elaboración propia)

3.2.2 Venta de energía eléctrica

La energía eléctrica generada por el ciclo de descarga se vende al Sistema Eléctrico Nacional a través del mercado spot el cual corresponde al precio instantáneo de inyección. El precio promedio durante el 2024 varía entre 90 – 100 USD/MWh.

En la Figura 3.6 se presenta la comparación del gasto anual en la compra de energía eléctrica y los ingresos estimados por venta al Sistema Eléctrico Nacional para las centrales Santa María y Cochrane, considerando distintos escenarios de precios para contratos de clientes libres. Las unidades están expresadas en millones de dólares estadounidenses por año (MMUSD/año).

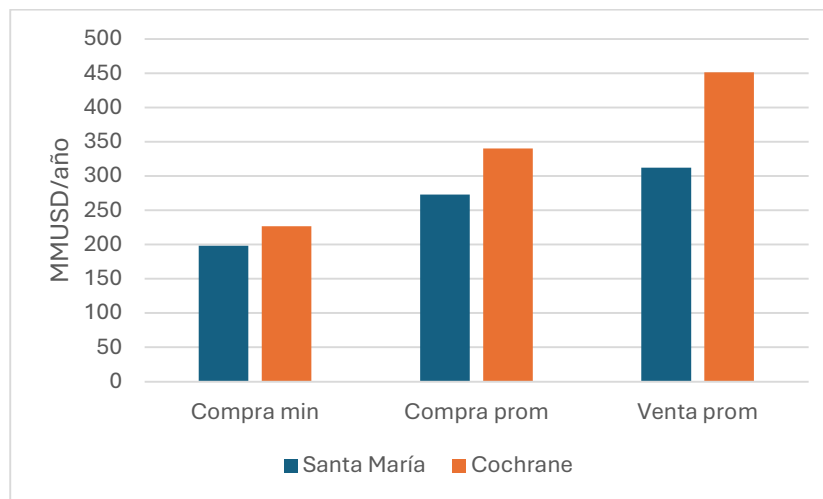


Figura 3.6: Comparación compra y venta energía eléctrica. (Elaboración propia)



En el caso de Santa María, los costos anuales de energía para alimentar el ciclo de carga varían entre 198 MMUSD bajo un precio mínimo y 273 MMUSD en un escenario promedio. Por otro lado, el potencial ingreso por venta de energía alcanza los 312 MMUSD, lo que refleja un margen económico positivo moderado, especialmente bajo condiciones de compra favorables.

Para Cochrane, ubicada en una zona con mayor disponibilidad de energía renovable vertida, los costos energéticos son más elevados debido al mayor requerimiento de carga, alcanzando 227 MMUSD (precio mínimo) y 340 MMUSD (precio promedio). Sin embargo, el ingreso proyectado por venta de energía alcanza los 451 MMUSD, lo que permite un margen económico neto significativamente mayor comparado con Santa María.

Este comportamiento se explica por el mayor volumen de energía almacenada y posteriormente despachada al sistema en Cochrane, impulsado por una mayor cantidad de energía renovable vertida disponible para ser almacenada a bajo costo. Además, las condiciones climáticas y operativas del norte favorecen la estabilidad del ciclo térmico de almacenamiento y descarga.

En conclusión, ambas centrales logran un balance económico favorable, pero Cochrane presenta una mayor rentabilidad neta en todos los escenarios analizados, lo que refuerza la viabilidad técnica y económica de implementar sistemas de almacenamiento térmico tipo Carnot en zonas con alta penetración de ERNC y vertimiento.



4 Conclusiones

El desarrollo de este trabajo tuvo como objetivo general analizar técnica y económicamente el uso de baterías de Carnot como sistema de almacenamiento eléctrico para la reconversión de centrales termoeléctricas. A través de la evaluación de las centrales Cochrane y Santa María, se logró cumplir satisfactoriamente este objetivo, obteniendo resultados que permiten sustentar la viabilidad de esta alternativa tecnológica en el contexto del sistema eléctrico chileno.

Respecto al Objetivo Especifico 1(OE1), se seleccionó la configuración de batería de Carnot basada en una bomba de calor y ciclo Rankine supercrítico, con almacenamiento térmico en sales fundidas. Esta elección se basó en que, al ser una tecnología en principios de desarrollo, se presenta como una alternativa innovadora para la reconversión de las centrales térmicas aprovechando la infraestructura existente. Esta tecnología se destaca en la alta densidad energética y la capacidad para operar a las condiciones de temperatura y presión presentes en las centrales termoeléctricas convencionales. El sistema PTES seleccionado permite capturar energía eléctrica excedente proveniente de fuentes renovables como la energía solar y eólica, almacenarla térmicamente, lo que facilita el desacople de la dependencia entre generación y la demanda.

En cuanto al Objetivo Especifico 2 (OE2), se dimensiono el sistema considerando la potencia de salida neta de cada central. En el ciclo de descarga (H2P), se determinó una eficiencia térmica de 32% para Cochrane y 39% para Santa María. Estos valores se encuentran dentro del rango de referencia de este tipo de tecnologías, y reflejan las condiciones particulares de cada planta. La central de Cochrane, al operar con mayor flujo másico de vapor 580 [kg/s], logra una mayor potencia neta generada 504,6 [MW], pese a su eficiencia levemente inferior, lo que evidencia una adecuada adaptación del sistema a su infraestructura. En el ciclo de carga (P2H), el COP fue de 1,525 en Cochrane y 1,461 en Santa María, destacando una mejor eficiencia del sistema de carga en el norte del país, debido a las menores diferencias térmicas requeridas para alcanzar la temperatura objetivo de las sales.

Para cumplir con el Objetivo Especifico 3 (OE3), se evaluó el rendimiento termo energético completo del sistema y su viabilidad económica. Se realizaron simulaciones con perfiles climáticos reales y se integró un análisis de sensibilidad del COP según la temperatura ambiente de un año típico meteorológico. Se demostró que la ubicación geográfica influye considerablemente en el rendimiento del sistema, siendo más favorable en zonas como Mejillones, donde las temperaturas operan mayoritariamente en un rango que permite un COP elevado. En el análisis económico, se consideró precios de compra bajo contratos de clientes libres y valores de venta promedio al sistema eléctrico, se estimaron ingresos netos anuales que alcanzan 111 MMUSD para Cochrane y 39 MMUSD para Santa María, en escenarios promedio. Esto demuestra que, incluso bajo condiciones conservadoras, la integración de una batería de Carnot permite generar un margen económico positivo, especialmente si se aprovechan excedentes renovables a bajo costo.



Los resultados obtenidos permiten concluir que el uso de baterías de Carnot representa una alternativa de estudio viable para reconvertir centrales termoeléctricas a carbón, particularmente en zonas con alta penetración de ERNC y vertimiento. Esta tecnología no solo entrega flexibilidad operativa al sistema eléctrico, sino que también permite la utilización de la infraestructura existente, reduciendo costos de capital e impactos ambientales asociados al desmantelamiento o nueva construcción. De esta manera, se da cumplimiento integral al objetivo general y a los objetivos específicos planteados en esta investigación.

No obstante, es importante considerar que, a pesar de los resultados positivos en el análisis técnico, las baterías de Carnot constituyen una tecnología emergente que aún se encuentra en etapa de maduración. Actualmente no existen instalaciones implementadas a gran escala y los costos asociados a su implementación siguen siendo elevados, lo que representa una barrera para su adopción inmediata. En este sentido, se destaca que, si bien esta alternativa presenta un alto potencial para contribuir a la transición energética y descarbonización del sistema, su desarrollo requiere continuar con la evaluación y perfeccionamiento de la tecnología a las condiciones particulares de cada territorio para garantizar su viabilidad a largo plazo.

A partir del análisis realizado, se reconocen aspectos que pueden ser analizados, así como líneas de investigación complementarias que podrían enriquecer esta propuesta en el futuro.

- ✓ Optimización del ciclo de carga: Se recomienda evaluar otras configuraciones de bomba de calor, incluyendo regeneración térmica avanzada y el uso de fluidos de trabajo alternativos como R744 o mezclas, que podrían mejorar aún más el COP en condiciones subcríticas.
- ✓ Integración de múltiples fuentes renovables: Se podría considerar la implementación de algoritmos de control y predicción para operar el sistema de carga de manera más eficiente frente a la disponibilidad intermitente de energía solar y eólica.
- ✓ Análisis económico más detallado: Incluir una evaluación del LCOE y LCOS del sistema considerando precios dinámicos del mercado eléctrico, así como los costos de inversión y operación a largo plazo.
- ✓ Ampliación del análisis a otras centrales: Extender esta metodología a otras unidades sin plan de retiro como Guacolda o Campiche permitiría evaluar el potencial replicable de esta solución a nivel nacional.
- ✓ Evaluación del impacto ambiental: Incluir un análisis de ciclo de vida (ACV) del sistema reconvertido, comparando las emisiones evitadas frente al funcionamiento convencional a carbón.



Referencias

- [1] «El Acuerdo de París | CMNUCC». Accedido: 9 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://unfccc.int/es/acerca-de-las-ndc/el-acuerdo-de-paris>
- [2] «Perspectivas de la transición energética mundial». Accedido: 9 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2021/Jun/IRENA_WETO_Summary_2021_ES.pdf
- [3] «¿Qué es el Acuerdo de París? | CMNUCC». Accedido: 24 de enero de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://unfccc.int/es/most-requested/que-es-el-acuerdo-de-paris>
- [4] J. Oyekale, M. Petrollese, V. Tola, y G. Cau, «Impacts of Renewable Energy Resources on Effectiveness of Grid-Integrated Systems: Succinct Review of Current Challenges and Potential Solution Strategies», *Energies*, vol. 13, n.º 18, p. 4856, sep. 2020, doi: 10.3390/en13184856.
- [5] «Coordinador Eléctrico Nacional (CEN)», Coordinador Eléctrico Nacional | Servimos a Chile con Energía. Accedido: 4 de noviembre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.coordinador.cl/>
- [6] Ministerio de Energía, 2020, «Plan de retiro y/o reconversión de unidades a carbón.», Santiago de Chile.
- [7] INODÚ Chile energy&sustainability, «Análisis de la captura de carbono para la producción de combustibles sintéticos en Chile», abr. 2021. [En línea]. Disponible en: <https://4echile.cl/wp-content/uploads/2021/08/Carbon-Capture.pdf>
- [8] Ministerio de Energía, «Plan de Descarbonización - 2º Tiempo de la Transición Energética», nov. 2024. [En línea]. Disponible en: https://energia.gob.cl/sites/default/files/documentos/20241108_plan_descarbonizacion.pdf
- [9] COORDINADOR ELÉCTRICO NACIONAL, «Análisis de la Operación y Abastecimiento del Sistema Eléctrico Nacional de Chile en un escenario de retiro total de centrales a carbón al año 2025», 2020. [En línea]. Disponible en: https://www.coordinador.cl/wp-content/uploads/2020/09/Informe_An%C3%A1lisis_de_Escenarios_Descarbonizaci%C3%B3n_ver_20200917.pdf
- [10] J. López Prol y D. Zilberman, «No alarms and no surprises: Dynamics of renewable energy curtailment in California», *Energy Econ.*, vol. 126, p. 106974, oct. 2023, doi: 10.1016/j.eneco.2023.106974.
- [11] Julius von Papp, Francisco Moraga, y Alvaro Henríquez1, «Vertimiento de energía de centrales eólicas y solares fotovoltaicas del Sistema Eléctrico Nacional (SEN) en Chile durante 2022.» Fraunhofer Chile Research – Centro Tecnologías para Energía Solar. [En línea]. Disponible en: <https://www.fraunhofer.cl/content/dam/chile/es/media-2021/cset/Vertimiento%20de%20Energia%20-%20Whitepaper.pdf>
- [12] «Los vertimientos de energía renovable han aumentado en un 225% desde 2021 - ACERA A.G. - Asociación Chilena de Energías Renovables y Almacenamiento». Accedido: 4 de noviembre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.acera.cl/los-vertimientos-de-energia-renovable-han-aumentado-en-un-225-desde-2021/>
- [13] «Centro de información - ACERA A.G. - Asociación Chilena de Energías Renovables y Almacenamiento». Accedido: 21 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.acera.cl/centro-de-informacion/>



- [14] A. Benato y A. Stoppato, «Pumped Thermal Electricity Storage: A technology overview», *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 6, pp. 301-315, jun. 2018, doi: 10.1016/j.tsep.2018.01.017.
- [15] A. Gil *et al.*, «State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, n.º 1, pp. 31-55, ene. 2010, doi: 10.1016/j.rser.2009.07.035.
- [16] E. González-Roubaud, D. Pérez-Osorio, y C. Prieto, «Review of commercial thermal energy storage in concentrated solar power plants: Steam vs. molten salts», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 80, pp. 133-148, dic. 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.05.084.
- [17] A. Basta, V. Basta, J. Spale, T. Dlouhy, y V. Novotny, «Conversion of combined heat and power coal-fired plants to Carnot batteries - Prospective sites for early grid-scale applications», *J. Energy Storage*, vol. 55, p. 105548, nov. 2022, doi: 10.1016/j.est.2022.105548.
- [18] O. Dumont, G. Frate, A. Pillai, S. Lecompte, M. De paepe, y V. Lemort, «Carnot battery technology: A state-of-the-art review», *J. Energy Storage*, vol. 32, p. 101756, dic. 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101756.
- [19] A. V. Olympios *et al.*, «Progress and prospects of thermo-mechanical energy storage—a critical review», *Prog. Energy*, vol. 3, n.º 2, p. 022001, abr. 2021, doi: 10.1088/2516-1083/abdbba.
- [20] M. Weitzer, S. Reiß, D. Steger, S. Kolb, y J. Karl, «Experimental characterization of a reversible heat pump – Organic Rankine cycle pilot plant as a thermally integrated Carnot battery», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 260, p. 124872, feb. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.124872.
- [21] W.-D. Steinmann, H. Jockenhöfer, y D. Bauer, «Thermodynamic Analysis of High-Temperature Carnot Battery Concepts», *Energy Technol.*, vol. 8, n.º 3, p. 1900895, 2020, doi: 10.1002/ente.201900895.
- [22] K. Jiang, Q. Wang, H. Liu, Q. Zhang, Z. Mu, y Y. Niu, «Dynamic simulation and control strategy development of molten salt steam generation system for coal-fired power plant flexible retrofit», *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 63, p. 105212, nov. 2024, doi: 10.1016/j.csite.2024.105212.
- [23] Z. Zhang *et al.*, «Decarbonizing the power system by co-planning coal-fired power plant transformation and energy storage», *J. Energy Storage*, vol. 66, p. 107442, ago. 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.107442.
- [24] Centro Aeroespacial Alemán y giz, «Reconversión de centrales a carbón en plantas de almacenamiento térmico con energía renovable en Chile», Santiago de Chile, ago. 2020.
- [25] P. Vinnemeier, M. Wirsum, D. Malpiece, y R. Bove, «Integration of heat pumps into thermal plants for creation of large-scale electricity storage capacities», *Appl. Energy*, vol. 184, pp. 506-522, dic. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.10.045.
- [26] 韩瑞廖志荣 y Z. L. Rui HAN, «面向火电厂改造的熔盐卡诺电池储能系统仿真研究», *储能科学与技术*, vol. 12, n.º 12, pp. 3605-3615, doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0547.
- [27] «Rankine Carnot Batteries with the Integration of Thermal Energy Sources: A Review». Accedido: 18 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.mdpi.com/1996-1073/13/18/4766>
- [28] I. (STS) Oberdorf, «KIT - KIT - Media - Press Releases - Archive Press Releases - PI 2018 - NADINE: Power-Plant-Scale Energy Storage». Accedido: 18 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.kit.edu/kit/english/pi_2018_126_nadine-power-plant-scale-energy-storage.php?utm_source=chatgpt.com
- [29] M. Weitzer, S. Reiß, D. Steger, S. Kolb, y J. Karl, «Experimental characterization of a reversible heat pump – Organic Rankine cycle pilot plant as a thermally integrated

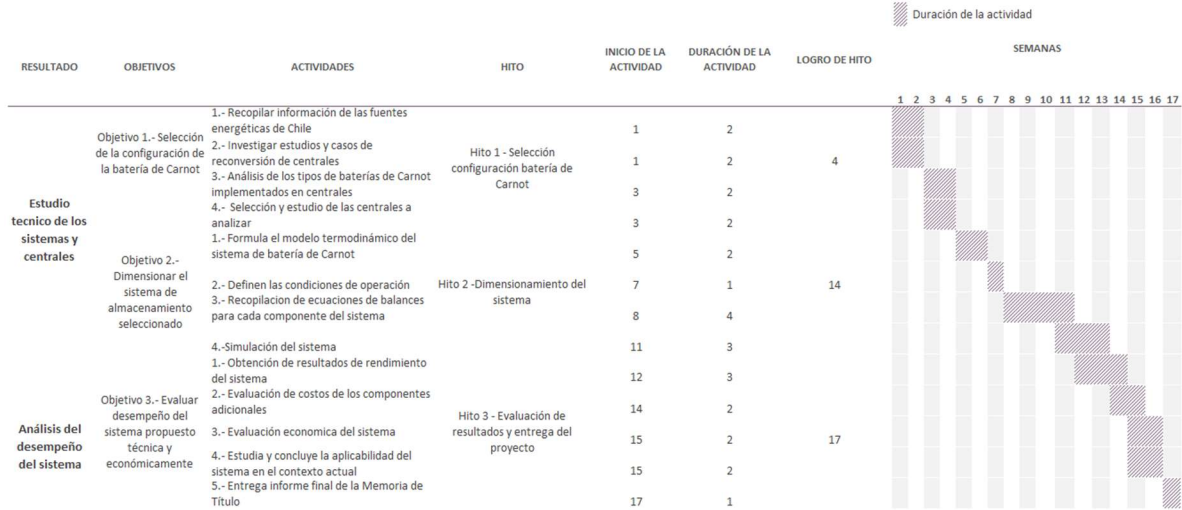


- Carnot battery», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 260, p. 124872, feb. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.124872.
- [30] «Home - Infotecnica». Accedido: 4 de noviembre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://infotecnica.coordinador.cl/>
- [31] J. Blanquiceth, J. M. Cardemil, M. Henríquez, y R. Escobar, «Thermodynamic evaluation of a pumped thermal electricity storage system integrated with large-scale thermal power plants», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 175, p. 113134, abr. 2023, doi: 10.1016/j.rser.2022.113134.
- [32] C. S. Turchi, J. Vidal, y M. Bauer, «Molten salt power towers operating at 600–650 °C: Salt selection and cost benefits», *Sol. Energy*, vol. 164, pp. 38-46, abr. 2018, doi: 10.1016/j.solener.2018.01.063.
- [33] X. Li, E. Xu, S. Song, X. Wang, y G. Yuan, «Dynamic simulation of two-tank indirect thermal energy storage system with molten salt», *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 1311-1319, dic. 2017, doi: 10.1016/j.renene.2017.06.024.
- [34] P. Vinnemeier, M. Wirsum, D. Malpiece, y R. Bove, «Integration of heat pumps into thermal plants for creation of large-scale electricity storage capacities», *Appl. Energy*, vol. 184, pp. 506-522, dic. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.10.045.
- [35] S. I.-C. N. Energía, «Comisión Nacional de Energía -». Accedido: 9 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.cne.cl/>



Anexo A: Carta Gantt

CARTA GANTT - ANÁLISIS TÉCNICO ECONÓMICO DEL USO DE BATERÍAS DE CARNOT COMO FUENTE DE ALMACENAMIENTO ENERGÉTICO Y USO EN PLANTAS TÉRMICAS.





Anexo B: Ciclo de descarga

A continuación, se presentan los valores obtenidos de la simulación del ciclo Rankine de las centrales Cochrane y Santa María. Se presentan las condiciones de temperatura y presión de cada línea de flujo del modelo simplificado del ciclo Rankine, presentado en la Figura 2.4 con las condiciones operaciones respectivas de cada central. En las tablas se encuentran los valores obtenidos de la simulación realizada en Software EES y en amarillo se indican los valores de entrada.

En la Tabla 17 se presentan los resultados del ciclo Rankine de la central de Cochrane con sus respectivos parámetros de operación.

Tabla 17: Resultados ciclo Rankine central Cochrane.

Descripción	Línea de flujo	Presión [kPa]	Temperatura [°C]	Flujo másico [kg/s]	Estado del fluido
In HPT Out TES-H2P	11	16.100	565	579,8	Vapor sobrecalentado
Out HPT In LPT	12	560	156,7	556,6	Vapor sobrecalentado
Out LPT In condensador	13	107	101,5	556,6	Vapor saturado
Out condensador In bomba 1	14	107	23	556,6	Líquido
Out bomba 1 In desaireador	15	560	23,03	556,6	Líquido
Out HPT In desaireador	16	560	156,7	23,19	Vapor sobrecalentado
Out desaireador In bomba 2	17	560	156	579,8	Líquido
Out bomba 2 In TES-H2P	18	16.100	237,1	579,8	Líquido



En la Tabla 18 se presentan los resultados del ciclo Rankine de la central de Santa María con sus respectivos parámetros de operación.

Tabla 18: Resultados ciclo Rankine central Santa María.

Descripción	Línea de flujo	Presión [kPa]	Temperatura [°C]	Flujo másico [kg/s]	Estado del fluido
In HPT Out TES-H2P	11	16.669	538	327	Vapor sobrecalentado
Out HPT In LPT	12	3.650	320,6	312,9	Vapor sobrecalentado
Out LPT In condensador	13	4,91	32,56	312,9	Vapor saturado
Out condensador In bomba 1	14	4,91	30	312,9	Líquido
Out bomba 1 In desaireador	15	3.650	30,3	312,9	Líquido
Out HPT In desaireador	16	3.650	320,6	14,05	Vapor sobrecalentado
Out desaireador In bomba 2	17	3.650	245	327	Líquido
Out bomba 2 In TES-H2P	18	16.669	249	327	Líquido

Definidas las condiciones operacionales de cada línea de flujo de las centrales se calcula la potencia nominal de salida $\dot{W}_{net,out}$ del ciclo de descarga como se define en la ecuación (26). Se remplazan los valores y se obtiene la potencia nominal de salida para la central Cochrane como se presenta en la ecuación (55) y en la ecuación (56) para la central Santa María.

$$\dot{W}_{net,out,Cc} = 579,8 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 888 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 504,6 [MW] \quad (55)$$

$$\dot{W}_{net,out,S.M.} = 327 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot 1173 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 376 [MW] \quad (56)$$



Anexo C: Ciclo de carga

Se presentan el desarrollo del rendimiento del ciclo de carga, correspondiente al COP de la bomba de calor presentado en la ecuación (53). En la ecuación (57) se tiene el COP de la comba de calor del caso de la central de Cochrane con sus respectivos valores, y en la ecuación (58) para el caso de la central Santa María.

$$\eta_{P2H,Cc} = COP = \frac{839,6 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 531,4 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{202,1 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} = 1,525 \quad (57)$$

$$\eta_{P2H,S.M.} = COP = \frac{859,1 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 544,6 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{215,2 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} = 1,461 \quad (58)$$

Finalmente se calcula la eficiencia de ida y vuelta (RTE) de sistema completo que se presenta en la ecuación (1). Se obtiene la RTE del caso de la central de Cochrane en la ecuación (59) y en la ecuación (60) para el caso de la central Santa María.

$$\eta_{RTE,Cc} = 1,525 \cdot 0,99 \cdot 0,32 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,46 = 46\% \quad (59)$$

$$\eta_{RTE,S.M.} = 1,461 \cdot 0,99 \cdot 0,39 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,55 = 55\% \quad (60)$$