



UNIVERSIDAD
DE LA REPUBLICA
URUGUAY



Modelado termodinámico en tiempos finitos para sistemas de almacenamiento de energía asociados a bombas de calor.

Msc. Ing. Daniel Salomone González

Programa de Posgrado en Doctorado en Ingeniería de la Energía
Facultad de Ingeniería
Universidad de la República

Montevideo – Uruguay
Febrero de 2024



UNIVERSIDAD
DE LA REPUBLICA
URUGUAY



Modelado termodinámico en tiempos finitos para sistemas de almacenamiento de energía asociados a bombas de calor.

Msc. Ing. Daniel Salomone González

Tesis de Doctorado presentada al Programa de Posgrado en Doctorado en Ingeniería de la Energía, Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República, como parte de los requisitos necesarios para la obtención del título de Doctor en Doctorado en Ingeniería de la Energía.

Director:

Dr. Prof. Pedro Curto

Montevideo – Uruguay

Febrero de 2024

Salomone González, Msc. Ing. Daniel

Modelado termodinámico en tiempos finitos para sistemas de almacenamiento de energía asociados a bombas de calor. / Msc. Ing. Daniel Salomone González. - Montevideo: Universidad de la República, Facultad de Ingeniería, 2024.

XII, 208 p. 29, 7cm.

Director:

Pedro Curto

Tesis de Doctorado – Universidad de la República, Programa en Doctorado en Ingeniería de la Energía, 2024.

Referencias bibliográficas: p. 197 – 208.

I. Curto, Pedro, . II. Universidad de la República, Programa de Posgrado en Doctorado en Ingeniería de la Energía. III. Título.

INTEGRANTES DEL TRIBUNAL DE DEFENSA DE TESIS

Dra. Prof. María Jesús Santos

Dr.Ing.Prof. Pedro Gaglione

Dr. Ing. Prof. Gabriel Pena

Dr. Prof. Italo Bove

Dr. Ing. Prof. Alejandro Gutiérrez

Montevideo – Uruguay

Febrero de 2024

Resumen

En los últimos años, ha habido un notable aumento en la proporción de fuentes de energía renovable en la producción de electricidad. Sin embargo, su naturaleza intermitente genera un desequilibrio entre la oferta y la demanda, lo que ha desatado la necesidad de desarrollar sistemas de almacenamiento de energía. En este trabajo, se presenta un enfoque innovador a esta problemática utilizando bombas de calor con medios de almacenamiento líquidos y sólidos, junto con un modelo termodinámico en estado estacionario. Este modelo abarca los ciclos de bomba de calor y motor térmico, los cuales están acoplados de manera similar a los ciclos de Brayton y Rankine transcrito. El modelo incluye explícitamente parámetros que tienen en cuenta las principales pérdidas internas y externas. Estas estrategias asociadas a la termodinámica de los tiempos finitos se basaron en un conjunto reducido de variables y sin los altos costos computacionales de los modelos dinámicos. Se han derivado expresiones para las principales magnitudes en los modos de carga (como la potencia de entrada y el coeficiente de rendimiento) y descarga (como la potencia de salida y la eficiencia), así como la eficiencia global de ida y vuelta. Se obtuvieron eficiencias que van desde un 30 a un 70 %, siendo las pérdidas internas aquellas con mayor influencia negativa en los valores calculados. El modelo ha proporcionado además una evaluación termodinámica y resultados de rendimientos para varios ejemplos de disposiciones particulares. Adicionalmente, se realiza un análisis de la pérdida temporal de energía en medios de almacenamiento líquido. Para dicho modelo complementario, se calcularon las pérdidas en los tanques asociadas a las fluctuaciones climáticas de una ciudad de referencia. Se desarrolló un modelo cero-dimensional donde se consideraron los efectos de radiación, convección y conducción. Los resultados obtenidos mostraron que durante períodos largos, el tiempo y el espesor del aislamiento tienen una influencia significativa en el rendimiento a lo largo del tiempo. Para la tecnología tipo Brayton, la eficiencia del ciclo completo puede reducirse diariamente en un 0.4 % y para Rankine, un 0,03 %. En resumen, los modelos numéricos desarrollados en este trabajo permiten el análisis y evaluación de los sistemas de almacenamiento de energía con bombas de calor, basados en tecnología disponible y un escenario de operación realista.

Abstract

In the past few years, there has been a notable increase in the proportion of renewable energy sources in electricity production. However, their intermittent nature creates an imbalance between supply and demand, leading to the need for developing energy storage systems. This study presents an innovative approach to this issue employing heat pumps with liquid and solid storage media, along with a steady-state thermodynamic model. This model integrates heat pump and thermal engine cycles, which are coupled similarly to Brayton and transcritical Rankine cycles. The model explicitly includes parameters accounting for major internal and external losses. These strategies, associated with finite-time thermodynamics, were based on a reduced set of variables without the high computational costs of dynamic models. Expressions for key quantities in charging modes (such as input power and coefficient of performance) and discharging modes (such as output power and efficiency), as well as round-trip efficiency, were derived. Efficiencies ranging from 30% to 70% were obtained, with internal losses having the greatest negative influence on calculated values. Additionally, the model provided a thermodynamic evaluation and performance results for various specific arrangements. Furthermore, an analysis of temporal energy loss in liquid storage media was undertaken. For this complementary model, losses in tanks associated with climatic fluctuations of a reference city were calculated. A zero-dimensional model was developed considering radiation, convection, and conduction effects. Results showed that over long periods, insulation time and thickness significantly influence performance over time. For Brayton-type technology, the efficiency of the complete cycle can decrease daily by 0.4%, and for Rankine, by 0.03%. In summary, the numerical models developed in this study enable the analysis and evaluation of heat pump energy storage systems based on available technology and a realistic operating scenario.

Tabla de contenidos

1	Introducción.	1
2	Sistemas de almacenamiento de energía con bombas de calor.	6
2.1	Ciclos termodinámicos y antecedentes.	37
3	Modelos teóricos TTF para almacenamiento de energía PHES	
	- Ciclo Brayton.	45
3.1	Ciclo Brayton para PHES de Almacenamiento líquido	50
3.1.1	Ciclo bomba de calor (carga) tipo Brayton para almace- namiento líquido.	50
3.1.2	Ciclo de potencia (descarga) Brayton - Almacenamiento líquido.	59
3.1.3	Ciclos en serie bomba de calor y motor térmico del tipo Brayton de almacenamiento líquido.	63
3.2	Ciclo Brayton para PHES de almacenamiento sólido.	74
3.2.1	Ciclos en serie bomba de calor y motor térmico del tipo Brayton de almacenamiento sólido.	80
4	Modelos teóricos TTF para almacenamiento de energía PHES	
	- Ciclo Rankine transcrito.	85
4.1	Ciclo Rankine para PHES de Almacenamiento líquido.	92
4.1.1	Ciclo bomba de calor tipo Rankine transcrito con me- dio líquido.	92
4.1.2	Ciclo de motor térmico tipo Rankine transcrito con medio líquido.	96
4.1.3	Ciclos en serie bomba y motor del tipo Rankine de al- macenamiento con agua.	98

5	Modelado de la pérdida de energía temporal a largo plazo de los tanques fríos y calientes de almacenamiento líquido para PHES.	101
6	Análisis de resultados de los modelos TTF para los ciclos Brayton y Rankine en sistemas PHES.	116
6.1	Ciclo Brayton.	116
6.1.1	Ciclo Brayton con almacenamiento líquido.	121
6.1.2	Ejemplos de sistemas Brayton con almacenamiento líquido a partir del modelo TTF.	133
6.1.3	Almacenamiento sólido.	142
6.1.4	Ejemplos de sistemas Brayton con almacenamiento sólido a partir del modelo TTF.	147
6.2	Ciclo Rankine.	156
6.2.1	Ejemplos de sistemas Rankine con almacenamiento líquido a partir del modelo TTF.	164
7	Análisis de resultados de los modelos para el estudio cero-dimensional del almacenamiento líquido a largo plazo.	168
7.1	Sistema Brayton líquido.	169
7.2	Sistema Rankine líquido.	187
8	Conclusiones y consideraciones finales.	192
	Referencias bibliográficas	197

Nomenclatura

a	variable adimensional definida en las ecuaciones 3.9 y 3.10
A	área de la sección transversal (m^2)
Bi	número de Biot
c_p	calor específico a presión constante (J/kgK)
c_v	calor específico a volumen constante (J/kgK)
C	capacidad calorífica (W/K)
C_f	coeficiente de fricción
D	diámetro (m)
d_p	diámetro de una partícula esférica equivalente en metros (m)
E	energía (Wh)
E_b	potencial (W/m^2)
e	espesor (m)
f_d	fracción difusa
F_{ij}	factor de forma
g	constante gravitacional (m/s^2)
G	caudal másico por unidad de área ($\text{kg/m}^2\text{s}$)
G_i	radiación incidente (W/m^2)
G_{bi}	radiación directa (W/m^2)
G_{di}	radiación difusa (W/m^2)
G_{ri}	radiación reflejada (W/m^2)
Gr	número de Grashof
h	entalpía específica (W/kg)
h	coeficiente de película de transferencia de calor ($\text{W/m}^2\text{K}$)
h_v	coeficiente volumétrico de transferencia de calor ($\text{W/m}^3\text{K}$)
J	radiosidad (W/m^2)
k	factor adimensional $\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)$
k	conductividad (W/mK)
k_{eff}	conductividad efectiva (W/mK)
k_T	índice de claridad
L	largo del reservorio (m)
M	masa (kg)
\dot{m}	flujo másico (kg/s)
Nu	número de Nusselt
P	presión (MPa)

Pr	número Prandtl
\dot{Q}	calor (W)
r	relación de presiones
r	radio (m)
r_b	razón directa
R	resistencias (W/m ²)
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds
Re_m	número de Reynolds modificado
s	fracción relativa de coeficiente de transferencia natural y forzado
S_t	número Stanton
S_v	relación entre el área de superficie de la partícula y el volumen (m ⁻¹)
t	tiempo (s)
T	temperatura (K)
T_b	transmitancia atmosférica
u_s	velocidad superficial (m/s)
U_w	coeficiente global de transferencia de calor (W/m ² K)
V_f	velocidad del frente térmico (m/s)
W	trabajo (Wh)
\dot{W}	potencia (W)
w	velocidad del viento (m/s)
Y	factor adimensional definido en las ecuaciones 3.26 y 3.27
z	altura (m)
Z	factor adimensional definido en las ecuaciones 3.52 y 3.53

Letras griegas

α	difusividad térmica (m ² /s)
α_x	factor de irreversibilidad interna
α_s	absortividad de los distintos materiales
β	inclinación del tanque (rad)
β_x	factor de irreversibilidad externa
β_i	coeficiente isobárico de expansión (1/K)
γ	coeficiente adiabático de expansión
Γ	factor adimensional definido en las ecuaciones 3.22 y 3.42

ε_i	eficiencias
ϵ	emisividad térmica
η	eficiencia del motor térmico
μ	viscosidad (kg/ms)
ν	viscosidad cinemática
ξ	factor de heat leak
ρ	densidad (kg/m ³)
ρ_g	reflectancia del suelo
ρ_i	variable adimensional definida en las ecuaciones 3.5, 3.6, 3.30 y 3.31
σ_B	constante de radiación de Stefan–Boltzmann
θ_z	ángulo zenital (rad)
θ	ángulo de incidencia sobre superficie arbitraria (rad)
ζ	fracción hueca

Subíndices

a	aire
c	compresor
b	bomba de alimentación
B	ciclo de bomba de calor
C	convección
f	techo
f	piso
g	tierra
g	gas
H	alta presión
i	interior
K	conducción
L	baja presión
ℓ	liquid
n	neto
P	ciclo de potencia (motor térmico)
R	radiación
r	techo
sky	cielo
t	turbina

w	fluido de trabajo
w	pared
0	ambiente
1-4	puntos de los ciclos

Acrónimos

<i>BESS</i>	battery energy storage system
<i>CAES</i>	compressed air energy storage
<i>CES</i>	Cryogenic energy storage
<i>COP</i>	coefficient of performance
<i>EDLC</i>	electrochemical double layer capacitors
<i>FES</i>	flywheel energy storage
<i>FC</i>	fuel cell
<i>LAES</i>	liquid air energy storage
<i>LES</i>	latent energy storage
<i>MSES</i>	molten salt energy storage
<i>PHS</i>	pumped hidro storage
<i>PHES</i>	pumped heat energy storage
<i>PP</i>	pinch point
<i>PTG</i>	power to gas
<i>RTE</i>	round trip efficiency
<i>SMES</i>	superconducting magnetic energy storage
<i>TCS</i>	thermo chemical storage
<i>TES</i>	thermal energy storage
<i>TTF</i>	termodinámica de tiempos finitos

Capítulo 1

Introducción.

En esta memoria de Tesis se presenta el estudio y la simulación con termodinámica de tiempos finitos de un sistema para almacenamiento de energía que utiliza la tecnología inherente a las bombas de calor. A nivel internacional, dichos sistemas reciben el nombre de PHES (*Pumped Heat Energy Storage*, por sus siglas en inglés).

Con el aumento de los precios de los combustibles y las regulaciones medioambientales más restrictivas, el control del gasto de la energía se vuelve cada vez más importante. Asimismo hay una necesidad imperiosa por la reducción de las emisiones de CO₂; una de las principales razones del cambio climático [1, 2].

Cuando se apuesta a la restricción del uso de combustibles fósiles, muchos países han implementado con éxito sistemas de generación eléctrica a partir de fuentes renovables (eólica, hidráulica, biomasa, fotovoltaica, etc). Sin embargo, más allá de las ventajas económicas y medioambientales, la producción de energía eléctrica a partir de fuentes renovables, salvo por la biomasa, puede ser intermitente y no gestionable por el operador del sistema eléctrico. Sumado a lo anterior, es importante destacar que el consumo energético de las comunidades suele ser bastante irregular, con picos elevados durante ciertos horarios del día [3, 4].

La dependencia temporal de los usos de la energía a menudo no se corresponde con la variación temporal de la producción de las fuentes. Si estos coincidieran perfectamente, no habría necesidad de un mecanismo de almacenamiento. Sin embargo, es muy poco probable una coincidencia perfecta. En cambio, al menos parte de la energía se puede suministrar a algún tipo de

mecanismo de reserva, del cual se extrae posteriormente cuando se necesita. El almacenamiento de energía se reconoce hoy en día como un elemento clave en la cadena de suministro de energía moderna. Esto se debe principalmente a que puede mejorar la estabilidad de la red, aumentar la penetración de los recursos de energía renovable, mejorar la eficiencia de los sistemas, conservar los recursos de energía fósil y reducir el impacto ambiental de la generación de energía. En esta Tesis, de acuerdo a la necesidad de mitigar dicha variabilidad sin la obligación de recurrir a la generación con centrales eléctricas alimentadas con combustible fósiles, se propone analizar la viabilidad técnica de utilizar un sistema de almacenamiento de energía del tipo térmico que funcione con bombas de calor.

Actualmente, la utilización de métodos para la simulación y optimización asistidos por programas computacionales permite atacar problemas de ingeniería, ahorrando gastos y tiempo en la resolución con una aproximación bastante cercana a la realidad y evitando recurrir a costosos ensayos experimentales [5]. Para poder modelar ciclos temporales largos sin un cuantioso costo computacional al que se incurriría al optar por métodos dinámicos complejos, se propone emplear un modelo termodinámico que se ajuste a la realidad de la tecnología y que a la vez permita reducir el tiempo de cómputo al bajar la cantidad de parámetros a obtener del modelado dinámico.

La termodinámica clásica del equilibrio (TCE) permite recabar expresiones analíticas sencillas para comprender el rendimiento y el estado termodinámico de varios ciclos asociados a máquinas térmicas, con el fin de modelar su comportamiento, pero dicho análisis, en muchos casos, arroja resultados numéricos que se distancian de la realidad. Esto ocurre debido a que los rendimientos calculados dentro de la TCE se asocian a procesos reversibles (con duración temporal infinita), por lo que sus resultados pueden asumirse como límites máximos de rendimiento. Debido a que el proceso reversible es infinitamente lento, el sistema siempre está esencialmente en equilibrio. Así, todas sus variables de estado están bien definidas y son uniformes. Sin embargo, cuando se opera con máquinas reales, con ciclos que trabajan en un tiempo finito, producen entropía y no se alcanza ese equilibrio. Por ello resulta imprescindible la determinación y estudio de las irreversibilidades relativas a los procesos asociados a tales ciclos [6].

La termodinámica de tiempos finitos (TTF) es una rama especial de la termodinámica aplicada que se ocupa principalmente de las irreversibilidades

externas e internas asociadas con los sistemas de conversión de energía térmica. Esta teoría toma en cuenta dichas irreversibilidades en el ensamblaje entre las fuentes térmicas y el fluido de trabajo, asumiendo que las transferencias de calor se dan a tiempos finitos, por lo tanto, los resultados obtenidos de las eficiencias globales son más próximos a la realidad. En definitiva, con la TTF se busca establecer procedimientos para elaborar modelos de procesos termodinámicos que conduzcan a cotas de operación más objetivas que las que proporciona la TCE. Entre los múltiples problemas tratados con técnicas de la TTF se pueden modelar máquinas térmicas típicas como las utilizadas en PHES.

Los métodos de la TTF están fundamentalmente sustentados en la llamada hipótesis de endorreversibilidad, que consiste en suponer que existen procesos internos que pueden considerarse razonablemente como reversibles; en contraste con otros procesos, que suceden en las fronteras del sistema con sus alrededores, que pueden tomarse como irreversibles y por lo tanto, productores de entropía. De esta manera, se pueden elaborar modelos con producción neta de entropía positiva para el universo termodinámico que incluye el sistema y sus alrededores [6].

Una ventaja de la TTF, más allá del gran ahorro computacional, es que las fuentes de irreversibilidad se describen en función de una cantidad reducida de parámetros con el objetivo de obtener resultados más realistas con expresiones analíticas más sencillas. Si bien puede asumirse que los resultados no son más que aproximaciones, el hecho de obtener datos con alta practicidad de análisis permite sacar conclusiones rápidas. Además, como uno de los pilares de las bondades de la TTF, se pueden establecer estrategias para la optimización del sistema desde el punto de vista termodinámico, encontrando el conjunto de parámetros y variables del sistema que maximizan o minimizan alguna función objetivo (potencia, rendimientos, producción de entropía, funciones termoeconómicas o termoecológicas, etc.) [5].

Otra particularidad de la termodinámica de tiempos finitos es que se toma al sistema como un todo y no se realizan modelos particulares para cada componente. Cabe mencionar que también se pueden tratar todos los dispositivos individualmente y buscar un diseño óptimo para cada uno con el fin de mejorar el comportamiento global, pero la suma de todas las optimizaciones no garantiza la situación de diseño óptimo para todo el conversor, dado que

los procesos que tienen lugar en uno u otro equipo están interconectados y las modificaciones en uno conllevan a efectos en el otro.

La TTF también permite ahondar en la idea de que lo que se quiere optimizar no necesariamente es sólo la minimización de la entropía, si no que se puede pensar en obtener la mayor potencia, aprovechar mejor el recurso renovable, reducir los costos o bajar las emisiones. Se puede incluso operar sobre una función objetivo que realice un balance sobre las otras y permita optimizar el conjunto.

Con el creciente interés en la generación de energía, sobre todo con fuentes renovables, la TTF se ha convertido en una herramienta muy útil para el modelado, diseño y evaluación de estos sistemas y ha ganado un mayor alcance en las comunidades académicas y científicas [6].

En definitiva, el objetivo de la termodinámica de tiempos finitos es proporcionar un instrumento para evaluar los límites ideales de los flujos de calor y trabajo de los procesos que operan a tasas finitas, a un costo computacional menos exigente que con un modelado dinámico.

Esta memoria se organiza de la siguiente manera:

1. **Antecedentes y tecnologías sobre sistemas de almacenamiento eléctrico del tipo PHES.** Primeramente se presenta en el [Capítulo 2](#) la literatura pertinente y se muestran brevemente las tecnologías de almacenamiento y su utilidad para el mercado eléctrico. Luego se introduce el estado de los proyectos piloto y aquellas investigaciones cuyas configuraciones, métodos y resultados fueron útiles como referencia directa para la extensa investigación realizada en esta Tesis. Se analizan el impacto y las barreras tecnológicas a las que se enfrenta el sistema en base a los antecedentes estudiados. Se evalúan los distintos componentes, sustancias y configuraciones de sistemas PHES de ciclos Brayton y Rankine para su posterior modelado. Se comparan teóricamente distintas opciones de fluidos de trabajo y medios de almacenamiento de baja y alta presión tanto sólidos como líquidos.-
2. **Modelado de los ciclos de carga y descarga.** En el [Capítulo 3](#) y en el [Capítulo 4](#) se construye el modelo de termodinámica de tiempos finitos (TTF) para cada una de las variantes posibles de ciclos termodinámicos (ciclos Rankine y Brayton) y modos de almacenamiento (líquido y

sólido). Se definen temperaturas límite y las irreversibilidades internas y externas asociadas a los coeficientes de desempeño de la bomba de calor, las eficiencias del motor térmico, las potencias y la eficiencia de ida y vuelta (o en inglés *round trip*).

3. **Evaluación de la pérdida temporal.** En el [Capítulo 5](#) se realiza un estudio cero-dimensional de la pérdida térmica temporal de los tanques de almacenamiento líquido para estimar su efecto sobre la eficiencia y la potencia rescatada por el sistema.-
4. **Recopilación de resultados.** En el [Capítulo 6](#) se utilizan los modelos construidos para COP y rendimientos de los ciclos de carga y descarga que permitan obtener valoraciones sobre la viabilidad de cada tecnología. Se evalúan las ineficiencias y se proponen distintos casos prácticos de estudio para llevar la teoría a la realidad. En el [Capítulo 7](#) se evalúa el comportamiento de los tanques de almacenamiento utilizando el modelo cero-dimensional y tomando en cuenta diversos factores ambientales de influencia.-
5. **Análisis y conclusiones.** Por último, se recopilan en el [Capítulo 8](#) los datos obtenidos para analizar los resultados asociados a cada tecnología y sacar conclusiones respecto a qué configuraciones son apropiadas y cuáles presentan mayores rendimientos y/o ventajas a la hora de ser implementadas con almacenamientos a corto y largo plazo. Se propondrán además los trabajos a futuro o nuevas líneas de análisis a explorar que se abren a partir de esta Tesis.-

Capítulo 2

Sistemas de almacenamiento de energía con bombas de calor.

Dentro de las tecnologías de almacenamiento de energía eléctrica, más allá del desarrollo de las baterías (BESS¹) y las celdas de hidrógeno (o celdas de combustible, FC²), en la actualidad se utilizan esencialmente dos técnicas de almacenamiento no químicas, denominadas de almacenamiento mecánico: el bombeo hidráulico (PHS³) y el almacenamiento de energía con aire comprimido (CAES⁴).

Un PHS utiliza la gravedad para almacenar energía potencial gravitatoria bombeando agua cuesta arriba usando electricidad fuera del pico de consumo. El agua se almacena en embalses elevados y sólo se libera cuesta abajo hacia los depósitos inferiores para impulsar las turbinas acopladas a un generador con el fin de producir electricidad cuando sea necesario.

El sistema CAES utiliza el excedente energético para comprimir aire, inyectarlo y almacenarlo en un depósito a alta presión, como una caverna subterránea que se mantiene hasta en unos 8 MPa. Para mejorar la eficiencia y el estrés térmico se colocan enfriadores previo al ingreso a los depósitos. Este aire se libera cuando se necesita energía, se calienta con una fuente externa (como con una caldera, con el calor recuperado de algún proceso externo o de la misma compresión del período de carga), se expande y se usa en un generador de turbina para producir electricidad.

¹Battery energy storage system.

²Fuel cell.

³Pumped Hydro Storage.

⁴Compressed air energy storage.

Estas dos tecnologías permiten eficiencias significativamente superiores al 50 % y disfrutan de un alto nivel de madurez. No obstante, el sistema PHS requiere importantes volúmenes de almacenamiento de agua y el CAES de cavernas subterráneas de gran tamaño; por tanto, existe una limitante en el uso de estas estrategias relacionada con los largos tiempos de implementación (en el orden de los 10 años), la disponibilidad de espacio, el gran impacto ambiental (talado de árboles) y las características geológicas del terreno [7, 8].

Como alternativa a las complejidades presentadas han surgido recientemente otras opciones de almacenamiento. Por ejemplo, el tipo mecánico con volantes de inercia (FES¹) permite acumular energía de forma cinética, mediante la aceleración de una masa cilíndrica a muy alta velocidad (hasta 100000 rpm). Durante la carga, la rotación del eje transfiere un momento angular al volante de inercia que actúa como componente de almacenamiento de energía. Para mantener la velocidad de giro es necesario reducir el rozamiento con el aire por lo que se utiliza usualmente una bomba de vacío y rodamientos magnéticos para evitar la fricción. La energía se libera al invertir el proceso cuando la masa giratoria transfiere la energía cinética a medida que se desacelera y la transforma en electricidad utilizando el generador conectado al mismo eje, empleando esta vez el mismo motor como generador [9, 10]. En definitiva, la unidad de motor-generador del dispositivo es la misma. Durante la fase de carga, el dispositivo actúa como un motor, mientras que durante la descarga actúa como un generador. Es muy común su uso durante el frenado regenerativo de los vehículos eléctricos.

Dentro de las estrategias de almacenamiento electromagnético se cuenta con los superconductores magnéticos (SMES²) que reservan energía electromagnética mediante el flujo constante de corriente continua a través de bobinas superconductoras cortocircuitadas e enfriadas criogénicamente de 5 a 70 K con Helio o Nitrógeno líquido incrementando sustancialmente los costos. Como se tienen muchas pérdidas del tipo Joule se deben utilizar materiales superconductores para incrementar el rendimiento. La energía acopiada se puede inyectar de nuevo en la red descargando la bobina. Otra opción son los supercapacitores y ultracondensadores (EDLC³) cuyo método de almacenamiento es en forma de cargas electrostáticas confinadas en pequeños dispositivos for-

¹Flywheel energy storage.

²Superconducting magnetic energy storage.

³Electrochemical double layer capacitors.

mados por pares de placas conductivas separadas por medio de un dieléctrico o en un electrolito líquido [4, 11].

Recientemente se ha desarrollado el concepto de *power to gas* (PTG) donde electrolíticamente (generalmente con un electrolizador alcalino) se produce hidrógeno que se acumula y se puede inyectar a la red de gas con el fin de reducir el uso de fósiles. El hidrógeno también se puede usar directamente en aplicaciones industriales, como combustible de transporte, para calefacción o para cocinas en el sector residencial. O bien, se puede utilizar metano, pero éste requiere de un proceso llamado de metanación con suministro de CO₂ y si bien es tres a cuatro veces más denso en energía que el hidrógeno, estas modificaciones hacen que sea más compleja su operativa, más costoso y menos eficiente [12, 13].

Dentro de este abanico de opciones alternativas a los PHS o los CAES, surge también la aplicación de bombas de calor (Pumped heat energy storage o PHES).

Las PHES se encuentran dentro de las tecnologías de almacenamiento térmico, así como las sales fundidas (MSES¹), muy utilizadas en centrales de energía solar con concentradores o los sistemas de aire licuado (LAES²) [14, 15].

La tecnología LAES implica el almacenamiento de energía en forma de aire líquido. También se conoce como almacenamiento de energía criogénica (CES³). La primera etapa del proceso es similar a la etapa de compresión del CAES. Se utiliza el excedente de energía y el aire comprimido se limpia, se seca, licua, se comprime y almacena en tanques aislados a muy baja temperatura (en el orden de los 70 K) en un tanque a una presión cercana a la atmosférica. Durante la fase de generación de energía eléctrica, el aire líquido se puede bombear a alta presión y usar para proporcionar el enfriamiento durante la carga (en la licuefacción), refrigeración y aire acondicionado antes de vaporizarse y expandirse en la turbina que genera la electricidad.

Los sistemas MSES utilizan el excedente de energía solar para calentar sales líquidas que se reservan en tanques de alta temperatura. Durante la descarga, intercambian calor con un gas que luego se expande en una turbina para generar la electricidad que se vuelca a la red. Las sales líquidas tienen diversas aplicaciones en electrometalurgia y almacenamiento térmico. Los sistemas

¹Molten salt energy storage.

²Liquid air energy storage.

³Cryogenic energy storage.

PHES también pueden utilizar estos fluidos para almacenar energía como se verá más adelante [16].

En la Fig. 2.1 se muestra un resumen de todas las tecnologías disponibles mencionadas anteriormente, enmarcadas en diferentes categorías según su criterio de operación.

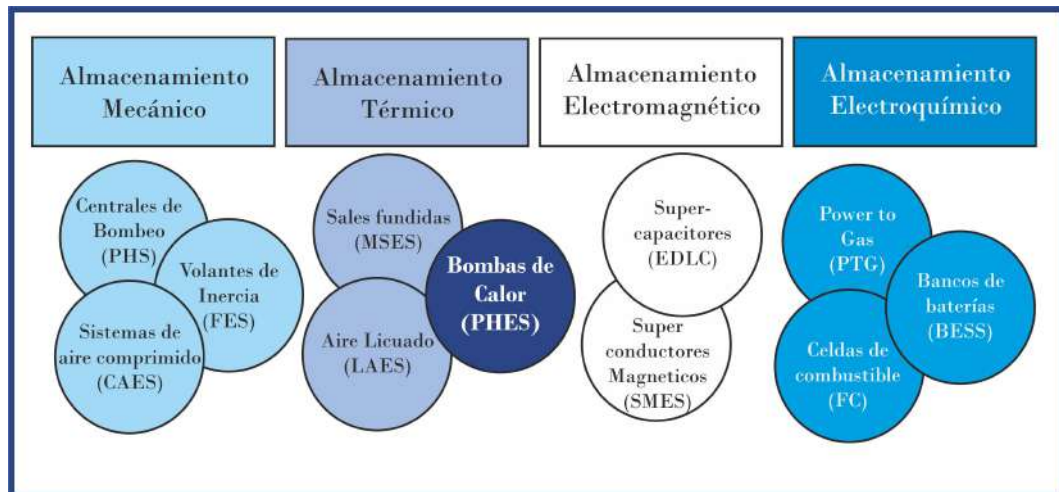


Figura 2.1: Clasificación de tecnologías según la forma de almacenamiento de la energía.

Entre las tecnologías de almacenamiento energético en desarrollo, la tecnología PHES es una de las más prometedoras, ya que dada su alta eficiencia teórica y sus características operativas, presenta varias ventajas por sobre otras alternativas señaladas a continuación [8, 14]:

- Ciclo de vida prolongado: Al contrario de algunos sistemas de acumulación químico-eléctrica como las baterías, los PHES poseen una vida útil de aproximadamente 30 años y requieren muy poco mantenimiento.-
- No está limitada por formaciones geográficas: Su instalación no depende de la existencia previa de formaciones naturales como es el caso de PHS y CAES, además de que el espacio total utilizado por un sistema PHES es de los más reducidos entre las tecnologías de almacenamiento (los sistemas PHES tienen una alta densidad de energía).-
- No depende de combustibles fósiles, por lo tanto, es una tecnología de bajo impacto ambiental.-
- Puede funcionar como un dispositivo de generación de energía eléctrica y un dispositivo de almacenamiento prácticamente con el mismo conjunto

de equipos. Esta doble funcionalidad da lugar a menores costos de capital efectivos y a mayores eficiencias energéticas integradas.-

- Utiliza materiales totalmente disponibles y económicos, que además no resultan tóxicos para el medio ambiente como muchos de los componentes de las baterías.-
- La tecnología puede actuar mucho más rápidamente que los generadores rotativos típicos cuando se necesita una respuesta acelerada para el seguimiento de la carga. Del mismo modo, generalmente pueden operar a niveles de entrega parcial de energía con penalizaciones de rendimiento relativamente modestas.-
- Cuentan con un alto rendimiento, mayor que otros medios mecánicos, pero la eficiencia es inferior a la de las baterías químicas. No obstante, una ventaja adicional es que, al tratarse de una combinación de ciclos termodinámicos, es posible aprovechar el calor o el frío residual de otros procesos para mejorar la eficiencia.-

Como desventaja, la tecnología está en reciente desarrollo, por lo tanto, la adquisición de varios de sus componentes específicos se ve limitada por los altos costes de inversión [14]. Otra contrariedad es que los sistemas de almacenamiento no pueden suministrar energía indefinidamente y la duración del suministro está limitada por la capacidad de almacenamiento de energía [3].

El uso de la tecnología PHES se fundamenta en el aprovechamiento de la electricidad en tiempos de precios baratos o excedentes de producción para generar energía térmica a través de un ciclo de bomba de calor (carga del sistema), ya que la energía térmica se puede almacenar en tanques a un costo relativamente bajo. Si la demanda de electricidad vuelve a aumentar, la energía térmica almacenada se utiliza para generar electricidad a través de un ciclo de generación de potencia eléctrica como Joule-Brayton o Rankine (descarga del sistema). De este modo, en el balance neto, se reduce la cantidad de combustibles fósiles utilizados en caso de requerir encender alguna central térmica o bien disminuye el trabajo de las plantas que operan con energías renovables [14, 17].

Entonces, la principal función de los sistemas de almacenamiento es la de abastecer energía que se guardó en tiempos de excedentes. En base a ello se puede, por ejemplo, recortar los picos de demanda y nivelar la carga. La energía se almacena en el pico mínimo de la Fig. 2.2 y se libera a la red durante los

períodos de alta demanda (picos que ocurren en el horario más costoso de la energía, tarifa de punta, correspondiente al pico máximo de la Fig. 2.2).

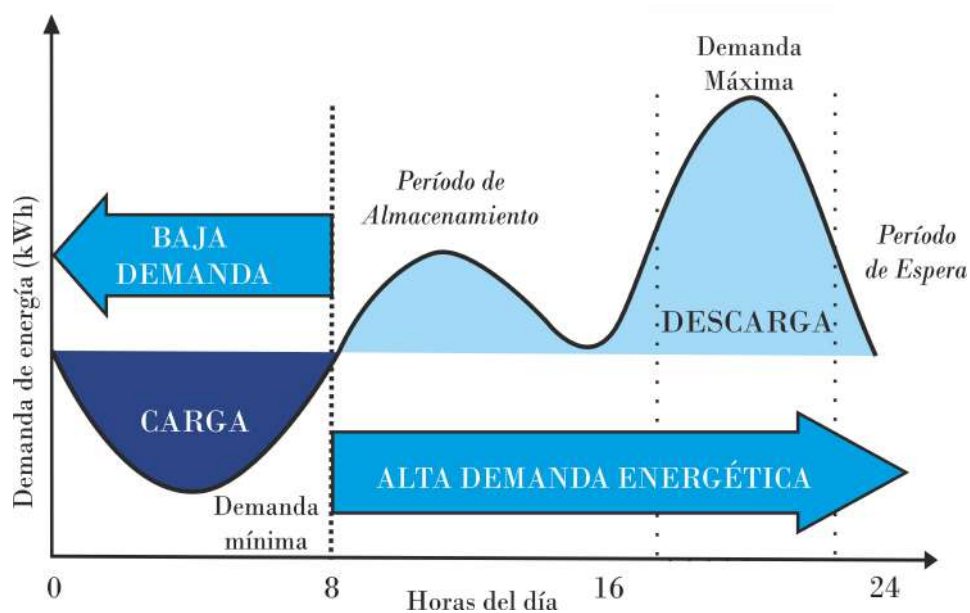


Figura 2.2: Perfil de carga y descarga del almacenamiento de energía en función de la demanda media diaria tipo.

Los sistemas de generación de electricidad convencional y los de energía distribuida usualmente no cuentan con una instalación de almacenamiento. La transmisión y distribución de electricidad se operan para el transporte simple en un solo sentido desde las centrales grandes y remotas hasta los consumidores. Esto significa que la electricidad siempre debe usarse precisamente cuando se produce, lo que configura una gran ineficiencia, sobredimensionamiento y costos. Al tener capacidad de almacenamiento de energía a gran escala disponible en cualquier momento, como se muestra en la Fig. 2.2, los responsables de la administración del mercado eléctrico necesitarían invertir sólo para la capacidad de generación suficiente para satisfacer la demanda eléctrica promedio en lugar de la máxima [11].

Los componentes principales de la demanda son la industria, los comercios, los servicios y el sector residencial cada uno con sus distintas necesidades. Lo preferible es una situación en la que la combinación de la producción de energía eléctrica y el almacenamiento coincida con los requisitos de demanda en todo momento. Esto suele llamarse "gestión de carga", pero la realidad es que la magnitud de la demanda de electricidad también varía constantemente. Por ejemplo se utiliza más energía en la tarde que en la madrugada. Las necesidades

de consumo no son las mismas los fines de semana que los días laborables. Durante el año, en invierno la energía se usa para calefacción y en verano para aire acondicionado. En definitiva, la magnitud de la demanda puede variar considerablemente con la ubicación, el clima y la época del año, lo que plantea un grave problema para las empresas de servicios eléctricos que suministran y gestionan la transmisión y distribución de la red eléctrica [18].

Los sistemas de almacenamiento son también de importancia crítica para los suministros de energía renovable intermitente. La producción eólica, por ejemplo, se da con mayor intensidad en horarios de la madrugada, cuando la demanda es baja, por lo tanto, dicha energía podría almacenarse para volcarla a la red a partir de las 18 hs cuando el consumo se incrementa sustancialmente. Otra oportunidad puede ser el almacenamiento estacional, por ejemplo acumulando energía con una fuente solar en el verano. En este caso se requiere una alta capacidad de energía, una elevada adiabaticidad de los reservorios y bajas tasas de autodescarga.

La integración de la energía almacenada dentro del sistema de generación se presenta esquemáticamente en la Fig. 2.3. Se puede ver que las aplicaciones potenciales de los sistemas de almacenamiento PHES son numerosas y variadas y podrían cubrir el espectro completo que va desde las grandes plantas relacionadas con la generación y la transmisión a mayor escala, hasta los sistemas relacionados principalmente con la red de distribución e incluso hasta con el mismo usuario final. Esta virtud de la tecnología que utiliza bombas de calor, se debe fundamentalmente a la capacidad de replicar el sistema independientemente de dónde se ubique.

De este modo, el almacenamiento de energía a granel permite arbitrar el precio de producción y un factor de carga más uniforme para los sistemas de generación, transmisión y distribución. Adicionalmente, se puede contar además con un sistema de contingencia, capaz de proporcionar energía para atender casi instantáneamente la demanda de los clientes en caso de que alguna instalación quede fuera de línea. Sumado a lo anterior, se tiene la posibilidad de aplicar el *Black-Start*, donde las unidades tienen la capacidad de arrancar por sí mismas para energizar el sistema de transmisión y ayudar a otras instalaciones a arrancar y sincronizarse con la red [11].

El almacenamiento también da estabilidad a la red. Dota de un estado de equilibrio de frecuencia durante condiciones regulares e irregulares de la red evitando daños en el generador y el equipamiento eléctrico de los usuarios.

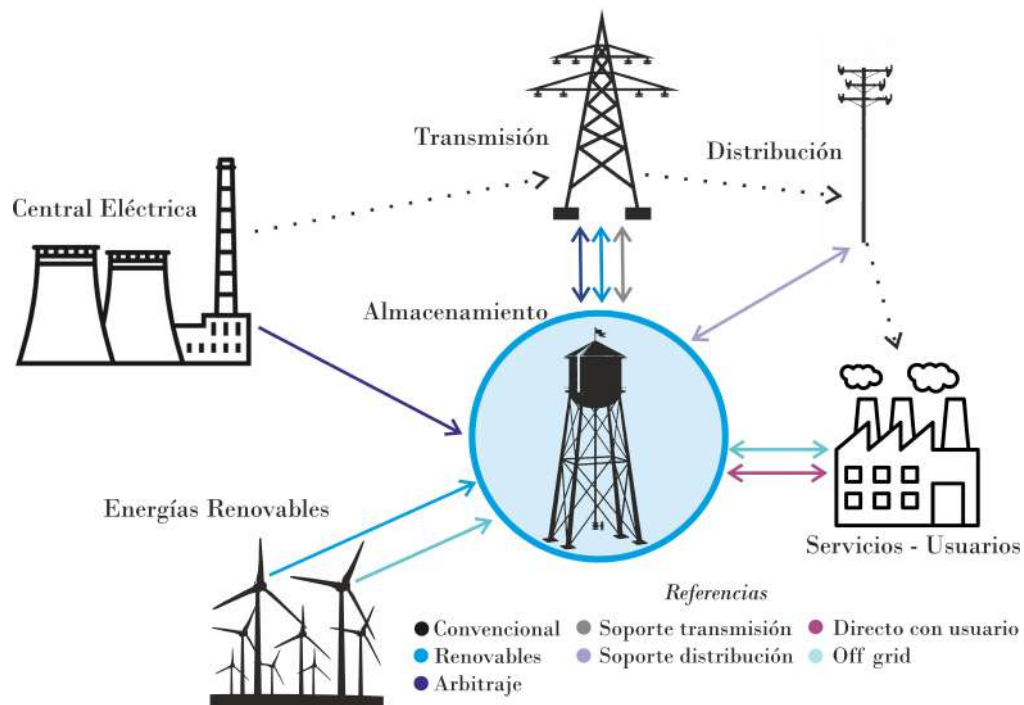


Figura 2.3: Aplicaciones de suministro de la energía eléctrica desde el almacenamiento PHES a la comunidad.

Se tiene la capacidad de mantener todos los componentes del sistema en una línea de transmisión en funcionamiento síncrono entre sí para evitar el colapso del sistema, se regula con más facilidad el voltaje entre cada extremo de todas las líneas eléctricas y se puede evitar la necesidad de instalaciones de transmisión adicionales complementando las existentes para ahorrar un capital que de otro modo se sub-utilizaría durante años. Por sobre todas las cosas, la calidad de la energía obtenida brinda un servicio eléctrico a los usuarios sin oscilaciones secundarias, deformaciones de la forma de onda ni interrupciones de la electricidad, como subidas o bajadas, picos o armónicos [11].

El esquema genérico de la operativa del sistema PHES se muestra en la Fig. 2.4a, donde se pueden ver los distintos procesos implicados (compresión, expansión y almacenamiento de baja y alta temperatura) y las direcciones del flujo de fluido de trabajo dependiendo de la etapa (carga o descarga). En líneas generales y a modo de ejemplo, durante las jornadas de operación, se puede tener un esquema de trabajo como el de la Fig. 2.4b.

Cuando hay excedentes, se carga el sistema en el modo bomba de calor, se almacena la energía hasta que la demanda lo requiera y se descarga con el modo motor térmico, luego se espera hasta que ocurra un nuevo excedente

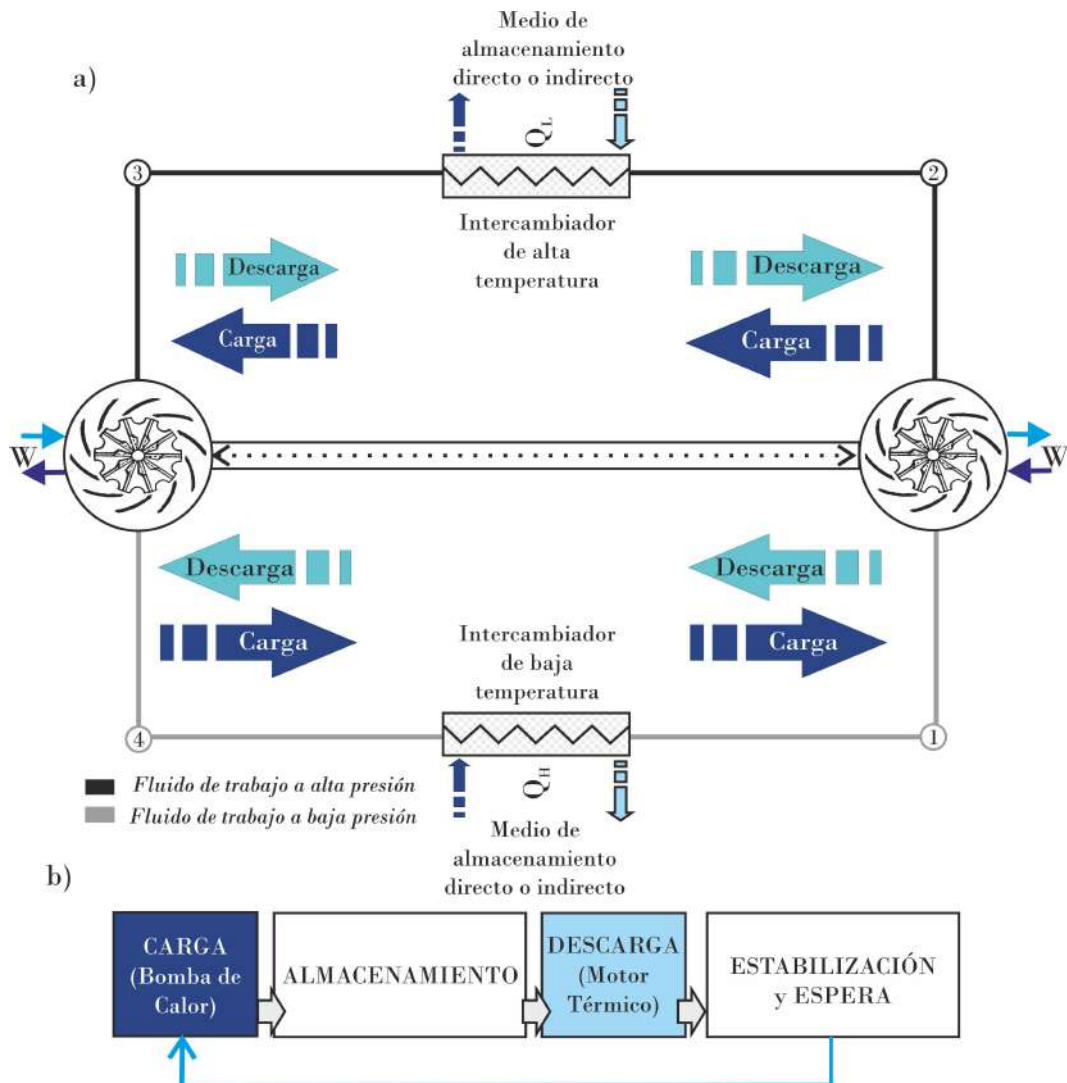


Figura 2.4: (a) Esquema genérico del funcionamiento y componentes del sistema PHES de almacenamiento de energía. y (b) etapas de trabajo del sistema PHES.

y se estabilizan las condiciones (removiendo el calor producido por las irreversibilidades¹) para reiniciar el ciclo en el modo bomba de calor. Para evitar un número excesivo de arranques y paradas y por lo tanto, para favorecer su funcionamiento más prolongado a plena potencia, será necesaria una estrategia de gestión de energía que debería imponer que el sistema se utiliza sólo si la energía térmica almacenada en el tanque caliente es suficiente para operar la turbina durante un período mínimo de tiempo.

¹La estabilización puede darse también durante el período de carga.

Se tienen entonces cinco períodos, de distinta duración, bien definidos:

1. Carga (t_c).
2. Almacenamiento (t_a).
3. Descarga (t_d).
4. Espera (t_e).
5. Estabilización (t_{st}).

En resumen, el almacenamiento puede actuar como una fuente de energía o como un receptor en respuesta tanto a la carga como a los cambios en la necesidad de generación.

Básicamente el sistema PHES, visto sólo desde el punto de vista de los componentes de los ciclos termodinámicos, se conforma de:

1. Un fluido de trabajo (Argón, aire, Helio, Nitrógeno, amoníaco o dióxido de carbono).
2. Uno o más compresores.
3. Uno o más sistemas de expansión.
4. Uno o más medios de almacenamiento de alta temperatura.
 - Indirecto (líquidos - sales, aceites, agua o metales).
 - Directo (sólidos - rocas, gravas, arenas o metales).
5. Uno o más medios de almacenamiento de baja temperatura.
 - Indirecto (líquidos - alcoholes, hidrocarburos o lechadas de hielo).
 - Directo (sólidos - rocas, gravas, arenas o metales).
 - Con el ambiente circundante (aire, tierra, agua).
6. Uno o más tanques de contención de los medios de almacenamiento de alta temperatura y uno o más tanques de contención de los medios de almacenamiento de baja temperatura.

Los sistemas PHES utilizan como **fluido de trabajo** gases o fluidos que en un ciclo Rankine pasan de estado subcrítico a supercrítico (fluidos transcíticos. Ver [Capítulo 4](#)). El aire, el Nitrógeno, el Argón y el Helio, entre otros, se han considerado en múltiples estudios como los gases adecuados para ciclos de potencia y bomba de calor PHES. Estos gases son extremadamente estables a altas temperaturas y operan lejos de las transiciones de cambio de fase (sus condiciones termodinámicas están por encima del punto crítico en la zona de

los reservorios de alta temperatura del PHES, ver Tabla 2.1), no son tóxicos, inflamables ni corrosivos y son amigables con el ambiente. Además permiten trabajar sin inconvenientes a varios rangos de temperatura y presión dependiendo del tipo de sistema [19, 20, 21]. El dióxido de carbono y el amoníaco trabajan como fluidos transcíticos. Operan a menores temperaturas, cambian de fase durante los ciclos PHES y si bien son muy utilizados en la industria, no son tan seguros ambientalmente.

El hidrógeno, que tiene excelentes propiedades de transferencia de calor, también podría tomarse en cuenta, pero se tiene el desafío de vencer la complejidad en el manejo seguro de las fugas y su alta inflamabilidad. Los sistemas propuestos pueden emplear cualquiera de los gases mencionados, pero se preferiría el aire o el Argón sobre el Helio debido a consideraciones de costo. La ventaja del aire es su mayor disponibilidad en el mercado y menor costo, no obstante, el uso de Argón permite trabajar con mayores niveles de temperatura, menos saltos de presión (y la consecuente menor inversión en compresores) y el calor específico (c_p) es bastante constante con la temperatura [22].

Las ventajas de una relación de compresión reducida y potencialmente, una mayor eficiencia adiabática al usar un gas sin grados internos de libertad (con mayor coeficiente adiabático) apuntan al Argón como la opción más aceptable. Sin embargo, el aire o el Nitrógeno puro tiene la ventaja de requerir sólo modificaciones menores de las formas del perfil del rotor y del estator ya optimizadas para su uso en compresores de aire comprimido [23].

En la Tabla 2.1 se pueden ver algunas propiedades características de estos gases como el peso molecular PM , la temperatura y presión crítica (T_c y P_c), el rango de calor específico para los saltos usuales de temperatura de los PHES (c_p) y el coeficiente adiabático de expansión definido como el cociente entre el calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante y estimado según los grados de libertad L como $\gamma = (L + 2)/L$.

Para el sistema propuesto, en la compresión y expansión, si bien hay estudios con turbomáquinas, usualmente se opera en una parte del sistema con dispositivos alternativos, ya que hay evidencia de que estos son capaces de alcanzar mayores eficiencias politrópicas que las turbomáquinas [25]. Esta máquina emplea una serie de conceptos avanzados para realizar una bomba de calor/motor casi reversible. La máquina consta de un cilindro de pistón de doble efecto (que funciona como compresor/expansor durante la carga/descarga) y un cilindro de pistón de simple efecto (que funciona como expansor/compresor

Tabla 2.1: Características de algunos fluidos de trabajo utilizados en ciclos PHES [19, 24].

Gas	PM (kg/kmol)	P_c (MPa)	T_c (K)	c_p (kJ/kgK)	γ
Argón	39,95	4,86	150,69	0,52 (cte)	1,67
Helio	4,00	0,23	5,02	5,2(cte)	1,67
Nitrógeno	28,01	3,40	126,19	1,01-1,20	1,40
Aire	28,97	3,78	132,4	1,04-1,24	1,40
Dióxido de carbono	44,01	7,38	304,13	0,70-1,33	1,30
Amoníaco	17,03	11,2	405,9	1,7-2,7	1,30

durante la carga/descarga), ambos formando una sola unidad. En comparación con las turbomáquinas rotativas, este tipo de máquina proporciona una solución rentable para aplicaciones PHES [26]. Una segunda ventaja de los dispositivos alternativos es que, al ajustar los tiempos de las válvulas, en principio pueden invertirse de manera que los compresores se conviertan en expansores y viceversa. Esto significa que se pueden usar los mismos dispositivos tanto para la carga como para la descarga, lo que reduce las inversiones y permite un cambio rápido para satisfacer variaciones repentinas en la demanda de electricidad [25].

Los **medios de almacenamiento y sus respectivos reservorios** resultan ser un componente esencial en esta tecnología, no obstante hoy en día el peso de su costo es bastante menor en relación a la inversión y gastos operativos de los compresores y las turbinas.

Además de la capacidad de integración adecuada del sistema, las tecnologías de almacenamiento para PHES deben cumplir algunos requisitos técnicos para favorecer la efectividad de los sistemas PHES como [27]:

- Alta densidad de energía específica de volumen.-
- Altas tasas de transferencia de calor entre el fluido de trabajo y el material de almacenamiento.-
- Estabilidad térmica, mecánica y química durante toda la vida útil.
- Bajas pérdidas.-

En la Fig. 2.5 se pueden ver diversas estrategias para guardar energía térmica en los reservorios, ya sea por calor sensible, latente o termoquímicamente.

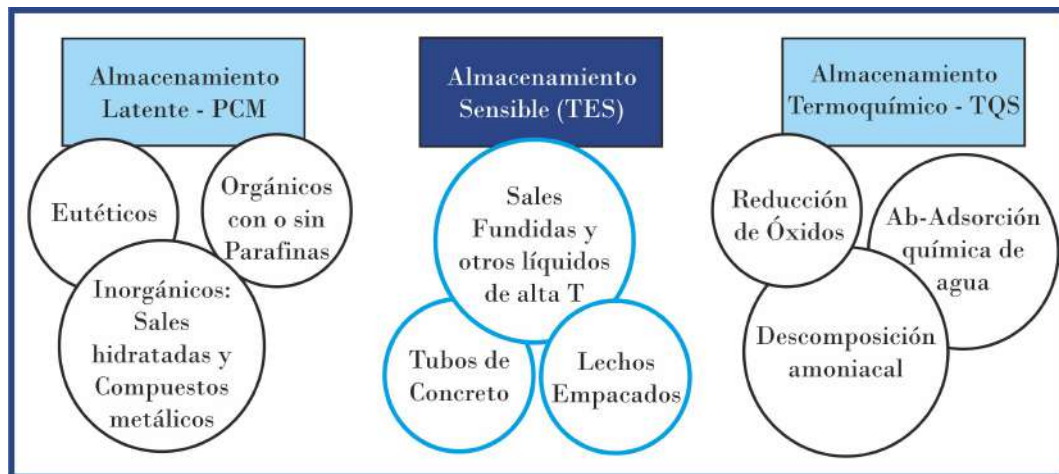


Figura 2.5: Clasificación de tecnologías de almacenamiento térmico según el modo de transferencia térmica.

Los acumuladores del tipo latente (LES¹) utilizan sustancias con transición sólido-líquido para el almacenamiento de energía. Dentro de esta variedad se encuentran sustancias orgánicas, inorgánicas y eutécticas. Los materiales orgánicos pueden congelarse y fundirse repetidamente sin segregaciones de fase y generalmente no son corrosivos. Tanto los compuestos parafínicos como los no parafínicos están limitados en su uso a temperaturas bajas y moderadas por lo tanto no suelen ser muy útiles para reservorios de alta temperatura pero sí para los de baja. Algunas de las características de este grupo son su alto calor de fusión, la baja conductividad térmica y la inestabilidad a altas temperaturas. Los inorgánicos se dividen en dos grupos principales llamados sales hidratadas y compuestos metálicos. Las sales hidratadas son mezclas de sales inorgánicas y agua que forman un sólido cristalino. Los metálicos incluyen metales de bajo punto de fusión y aleaciones eutécticas. Se usan cuando existen restricciones de espacio debido a su alto calor de fusión por metro cúbico. Tienen alta conductividad térmica, bajo calor específico y presión de vapor relativamente baja. Los eutécticos son mezclas de dos o más componentes, que se funden y congelan congruentemente formando una mezcla de cristales [28].

¹Latent energy storage.

Los sistemas termoquímicos (TCS¹) funcionan con reacciones químicas reversibles. A diferencia del almacenamiento de energía térmica sensible o latente, en su mayoría limitado en el tiempo debido a pérdidas de calor, el almacenamiento de energía química permite unir períodos de larga duración entre la oferta y la demanda de energía eléctrica dado que la energía se acumula por una reacción endotérmica, por lo que es particularmente adecuado para una reserva de energía por largos períodos. Lo más común es la reducción de óxidos de Magnesio, Calcio o Manganeso, pero también se han desarrollado tecnologías de descomposición amoniacal (con producción de Hidrógeno y Nitrógeno que se almacenan en un mismo tanque para su posterior uso) y adsorción y adsorción química de agua (adsorción en zeolitas o sílica y absorción en sales hidratadas) [29].

Estas dos últimas se consideran tecnologías prometedoras, pero el almacenamiento de calor sensible es el método más simple y económico, el más impuesto en el mercado y algunos aspectos tecnológicos lo hacen superior [28, 30] por lo que los formatos de almacenamiento de alta temperatura para PHES usualmente se piensan para calor sensible.

Los acumuladores sensibles se discriminan según sean líquidos (intercambio indirecto con sales fundidas o aceites térmicos y fluidos refrigerantes) o sólidos (intercambio directo en tubos de concreto o lechos empacados) [31, 32].

A continuación se describen las principales características de estos dos formatos los que se analizarán más adelante en detalle a la hora de desarrollar los modelos TTF:

En el **almacenamiento con líquidos** el fluido de trabajo intercambia indirectamente el calor en contracorriente con un líquido externo que absorbe la energía. Como se detalla en varios textos de transferencia de calor, la disposición de contraflujo es la más ventajosa termodinámicamente porque permite lograr la mayor efectividad para un índice de flujo másico y un área de transferencia de calor [33].

Cuando se trabaja con almacenamiento líquido, durante la carga del sistema, una bomba de calor absorbe energía de una fuente de baja temperatura y utiliza electricidad para aumentar la temperatura a un nivel superior y transferir el calor al fluido térmico (sal fundida, aceite, metales o agua presurizada). Durante el ciclo de carga, el compresor funciona con electricidad y calienta el gas hasta una temperatura T_1 que transfiere energía al líquido a través de un

¹Thermo chemical storage.

intercambiador de calor, bombeando desde un reservorio a una temperatura baja T_{H2} (tanque de espera) hasta otro depósito a una temperatura mayor T_{H1} (tanque de almacenamiento). El gas sale de intercambiador a una temperatura inferior T_2 (ver Fig. 2.6).

Cuando se descarga el sistema para generar electricidad, el intercambiador de la Fig. 2.6 funciona de modo inverso.

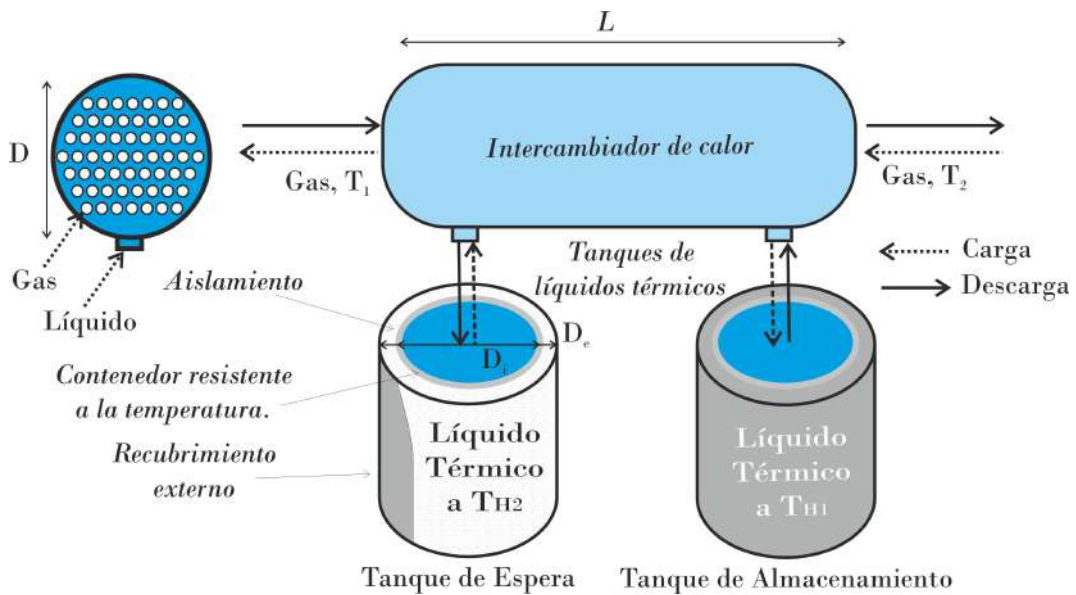


Figura 2.6: Esquema genérico de almacenamiento térmico de alta temperatura a través de un intercambiador de carcasa y tubos con transferencia en contracorriente gas con líquido.

El universo de los intercambiadores de calor es vasto; hay experiencia en su desarrollo para la industria, los servicios, además de una amplia gama de aplicaciones. No vale la pena ahondar demasiado en ese tema para este trabajo, pero sólo cabe destacar que en los ciclos termodinámicos para PHES hay tres tipos diferentes de intercambiadores de calor: intercambiadores de gas-gas que actúan como regeneradores, intercambiadores de gas-líquido que transfieren calor entre el fluido de trabajo y el medio de almacenamiento, e intercambiadores de calor externos que rechazan el calor del fluido de trabajo al medio ambiente. Para los dos primeros tipos de intercambiador, minimizar la irreversibilidad es extremadamente importante y debe emplearse un diseño de contraflujo equilibrado y de alta eficiencia. Por otro lado, los intercambiadores para el rechazo de calor sólo tienen el propósito de llevar el fluido de trabajo al equilibrio térmico con el medio ambiente con el fin de estabilizar el sistema.

Usualmente para la zona de alta temperatura de los PHES se utilizan intercambiadores de carcasa y tubos o de doble tubo en aplicaciones de pequeña escala dado su baja compacidad y su facilidad de mantenimiento. El líquido de almacenamiento va por la camisa del intercambiador y el gas a presión va por los tubos¹ como se esquematiza en la Fig. 2.6. Estos intercambiadores deben estar aislados y ser resistentes a las altas presiones.

Para el depósito de energía térmica (a alta temperatura) en medios líquidos hay mucha experiencia en el uso de sales fundidas para la industria de tratamiento térmico y en parques de energía solar concentrada (torres solares). Las ventajas de las sales fundidas son la estabilidad térmica, los costos de material relativamente bajos, la capacidad calorífica, la alta densidad, la no inflamabilidad y la baja presión de vapor. Debido a esta baja presión de vapor, no se requieren recipientes presurizados, reduciendo sustancialmente los costos [34].

Otras opciones de fluidos de almacenamiento de alta temperatura pueden ser el etilenglicol, aceites minerales, sintéticos u orgánicos, algunas sales eutécticas y metales líquidos como el sodio. Estos productos tienen la particularidad de tener una alta capacidad de almacenamiento de energía en comparación, por ejemplo, con la densidad de energía de cualquier instalación hidroeléctrica lo que proporciona un argumento muy fuerte a favor del PHES líquido. Los mayores riesgos e incertidumbres se asocian a aquellos líquidos que aún no se han utilizado en tecnologías de este tenor puesto que éstos últimos presentan una serie de inconvenientes relacionados con su estabilidad, inflamabilidad, toxicidad y costo [22, 35]. Hay experiencia, por ejemplo, en el uso de agua, etilenglicol, aceite mineral y sales fundidas como fluidos de transferencia de calor y para aplicaciones de almacenamiento de energía térmica. Por otro lado, hay poca información sobre el uso de aceites vegetales para el almacenamiento de calor sensible, aunque tienen bajo costo y buenas propiedades térmicas (como el aceite de girasol, soja y otros aceites vegetales) por lo que resultan ser muy prometedores. No obstante, se debería evaluar su resistencia térmica a la degradación. La experiencia en el uso de metales líquidos también parece ser más limitada y se puede dar con seguridad la corrosión en los intercambiadores de calor, tuberías y tanques.

¹Para la zona de fluidos fríos se podrían llegar a utilizar en algunas situaciones particulares intercambiadores de placas de juntas que facilitan el mantenimiento y la limpieza, pero estos equipos operan a temperaturas y presiones máximas mucho más bajas; generalmente no exceden los 300°C y 3,5 MPa.

La sal solar comercial se compone básicamente de nitratos (60 % NaNO_3 y 40 % KNO_3), pero existe una amplia variedad que puede ser utilizada para PHES. Los rangos de temperatura para el uso de sales implica un máximo asociado a la limitación por descomposición térmica que ocurre en el rango de los 600°C y un mínimo correspondiente al punto de fusión que para la sal solar ronda los 250°C . Por lo que a la hora de diseñar este tipo de sistemas; se requiere tomar un cierto margen de seguridad en la definición de los parámetros de operación [36].

El uso de sales fundidas dota a los sistemas de almacenamiento de una gran flexibilidad operativa, una alta eficiencia y existe una arraigada familiaridad de uso en la industria y en las plantas de concentración solar. En base a esta ventaja reconocida se viene evolucionando en la búsqueda de sales que operan a mayores temperaturas sin efectos corrosivos que rentabilicen aún más la tecnología [37].

Algunas propiedades de estas sales para los reservorios de alta temperatura se muestran en la Tabla 2.2 [37] donde se visualiza, para distintos tipos, la temperatura mínima (T_{Hmin}), correspondiente al punto de fusión, la máxima temperatura de operación (T_{Hmax}), relativa a la descomposición de la sal, el calor específico (c_p) y la densidad (ρ), además de la capacidad calorífica volumétrica (ρc_p), en relación de proporcionalidad con el resultado más alto (carbonatos). Esta capacidad de calor volumétrica es un factor de interés para determinar el volumen de los tanques de almacenamiento, dado que el tamaño del tanque es inversamente proporcional a ρc_p . Se observa que las únicas sales con mayor capacidad calorífica volumétrica que la sal solar son el nitrato de sodio y el carbonato ternario.

Al igual que con la sal solar, en la Tabla 2.2 puede visualizarse claramente que las demás variantes planteadas tienden a tener rangos de temperatura de operación limitadas.

En términos de composición, la primera sal de la tabla corresponde a la mezcla de la sal solar comercial, la segunda y la tercera son sales individuales que componen la sal solar. Usar nitrato de sodio puro (NaNO_3) o nitrato de potasio (KNO_3) no se considera porque se tiene un punto de fusión más alto que el de la sal solar¹.

¹Nótese que la densidad de la sal solar es inferior a la de sus principales componentes, NaNO_3 y KNO_3 . Esto puede deberse a las condiciones de temperatura del ensayo (450° para sales simples mientras que no se hace referencia a la temperatura de ensayo con la sal solar) o a que la sal comercial contenga algún aditivo portador de menor densidad.

Tabla 2.2: Características de distintos tipos de sales de almacenamiento térmico [37].

Sal	T_{Hmin} (K)	T_{Hmax} (K)	c_p (kJ/kgK)	ρ (kg/l)	ρc_p
Solar	511	858	1,55	1,71	0,74
NaNO ₃	579	793	1,62 ^a	1,82 ^a	0,82
KNO ₃	607	873	1,40 ^a	1,78 ^a	0,69
KCl/MgCl ₂	699	> 1073	1,03	1,94	0,55
MgCl ₂ /NaCl/KCl	658	> 1073	1,14	1,93b	0,61
ZnCl ₂ /NaCl/KCl	473	> 1073	0,92	2,08	0,53
K ₂ CO ₃ /Na ₂ CO ₃ /Li ₂ CO ₃	671	1073	1,79	2,01	1,00

^a Aproximadamente a 450°C.

Más allá de las sales de nitrato, se presentan las de cloruro y carbonato como las opciones que exhiben una mayor estabilidad térmica y permiten operar a mayores temperaturas. Se muestran tres combinaciones diferentes de sales de cloruro: una mezcla binaria de cloruros de potasio y magnesio¹, una mezcla ternaria de cloruros de magnesio, sodio y potasio y una mezcla ternaria de cloruros de zinc, potasio y sodio. La última sal presentada es un carbonato ternario que puede alcanzar mayores niveles de temperatura y resulta menos corrosivo que las sales de cloruros. No obstante el mayor problema con la mezcla de sal de carbonato es el costo del carbonato de litio. Si el Li₂CO₃ se mantiene en su precio de mercado actual o cerca de éste, es poco probable que el carbonato ternario sea una opción económica a pesar de sus interesantes características [37, 38].

Los altos puntos de fusión de las sales, por encima de los 480 K, dificultan su uso directo puesto que podrían solidificarse en largos tiempos de almacenamiento, lo cual implica disponer de un intercambiador de calor adicional (resistencias eléctricas, en general) que, además de encarecer la planta, disminuye la eficiencia del sistema. También, al limitar la menor temperatura posible, se reduce la capacidad de almacenamiento de energía. La solución más práctica a este inconveniente sería usar dos o más materiales en serie. Por ejemplo, una sal fundida puede usarse en combinación con aceites térmicos o

¹La mezcla de KCl con MgCl₂ es un subproducto conocido de la industria minera llamado Bischofita

sodio líquido. Las propiedades de algunos de estos fluidos térmicos se pueden ver en la Tabla 2.3.

Por ejemplo, en el caso de usar la sal solar comercial, se preferiría cualquiera de los aceites térmicos porque el punto de ebullición del etilenglicol (alrededor de 470 K) está por debajo del punto de congelación de la sal solar (alrededor de 511 K). En definitiva, para poner los fluidos en serie es necesario que el punto de ebullición del fluido sea mayor que el de fusión de la sal.

Tabla 2.3: Características de distintos tipos de fluidos térmicos de almacenamiento para alta y media temperatura [39].

Fluido de almacenamiento	T_{Hmin} (K)	T_{Hmax} (K)	c_p (kJ/kgK)	ρ (kg/l)
Aceite mineral	473	573	1,3	0,77
Aceite sintético	523	623	2,3	0,90
Aceite de silicona	573	673	2,1	0,90
Etilenglicol	260	470	2,8	1,16
Sodio líquido	543	803	1,3	0,85
Agua	273	373	4,2	1,00

Otra limitante respecto a la temperatura es que no se han desarrollado compresores para operar en estos regímenes de temperatura tan altos. Sin embargo, se estima que, empleando aleaciones a base de níquel, los compresores podrían desarrollarse para operar con estados de salida superiores a 1070 K y sin la necesidad de enfriarlos [22]. Otra solución a este problema es utilizar calentadores eléctricos post-compresión.

Los fluidos térmicos se guardan en **tanques de contención** especialmente fabricados, así conservan el calor para ser utilizados cuando corresponda. Estos reservorios térmicos usualmente cuentan con un gran espesor de aislamiento y funcionan a alta temperatura lo que se convierte en una limitante a la hora de escoger el material a utilizar. Elevar la temperatura de un acero puede provocar eventualmente una lenta deformación plástica. Los recipientes construidos con acero (con aleaciones Cr-Ni) se vuelven problemáticos para temperaturas superiores a 900 K [23], acotando por esta causa el límite a temperaturas altas sobre todo para el caso de las sales solares. Para los tanques de espera o los que almacenan aceites o agua presurizada, podría llegar a utilizarse materiales más económicos como el acero al carbono (hasta 670 K).

Los tanques pueden ser cilíndricos o esféricos, aunque estos últimos se usan para almacenar fluidos con altas presiones de vapor. La presión de vapor de las sales fundidas a las temperaturas de trabajo establecidas para los reservorios de alta temperatura es muy pequeña (<1 Pa, manométrico), con lo cual, la mejor opción será emplear tanques cilíndricos. A su vez, pueden emplearse tanques cilíndricos horizontales o verticales. Por motivos de esfuerzos de corte y de flexión, los tanques horizontales suelen emplearse sólo para almacenar bajos volúmenes de líquidos. Por otro lado, los tanques cilíndricos verticales de techos abovedados sí son adecuados para almacenar grandes volúmenes y además, a bajo coste tomando en cuenta que los volúmenes de los reservorios suelen ser grandes. Además deben estar fabricados de un material que sea compatible con las propiedades de los materiales almacenados y con las temperaturas de operación del sistema. Como se mencionó anteriormente el mayor problema que presentan algunos fluidos, como las sales inorgánicas, es el de la corrosión por lo cual generalmente se recurre al acero inoxidable [40, 41].

Para el **almacenamiento con sólidos** los depósitos térmicos en la zona de alta presión de los PHES típicamente contienen un material de almacenamiento compuesto de rocas empacadas (Fig. 2.7a) o en una estructura sólida interna ahuecada, como una matriz de concreto o cerámica con tubos internos a través de los cuales pasa el fluido de trabajo (Fig. 2.7b).

Estos sistemas sólidos son potencialmente más compactos, suelen ser más rentables económicamente pues utilizan materiales abundantes y de origen local, de menor costo, amigables con el medio ambiente y no reactivos. Por otro lado, no son útiles para almacenamiento a largo plazo dada su operación a alta presión, la fragilidad de las rocas por los consecuentes cambios de temperatura por las cuales se producen grietas después de ciclos repetidos de expansión y contracción térmica, las elevadas fugas de calor hacia el ambiente y sus grandes problemas asociados a la destratificación [42, 43]¹.

El recipiente de contención de acero estará presurizado, recubierto por una o más capas de aislamiento para evitar las altas pérdidas térmicas y por una capa protectora como chapa de zinc o galvanizado dado que usualmente se trata de depósitos externos [44]. En la Fig. 2.7 se muestra un diagrama esquemático donde el tanque de acero tiene una longitud L , un diámetro interno D y una

¹Los almacenamientos sólidos funcionan óptimamente cuando están estratificados, con zonas calientes y frías bien diferenciadas. La desestratificación en sólidos calientes uniformiza la temperatura, perdiendo esos gradientes térmicos que mejoran el rendimiento del sistema.

sección de metal, aislamiento y chapa protectora de espesor "e". El fluido de trabajo ingresa por arriba a la temperatura T_1 y tras haber transferido su energía al material de empaque, sale a la temperatura T_2 . El flujo del fluido de trabajo invierte su dirección durante la descarga [45].

La Fig. 2.7a muestra un lecho fijo de **rocas empaquetadas** al azar con fluido de transferencia de calor gaseoso que fluye uniformemente a través de dicho lecho empacado.

En estos sistemas de lecho empacado (o en inglés *packed bed*) las rocas se alojan en contenedores cilíndricos para evitar efectos de borde. Sin embargo, en investigaciones recientes, se ha explorado el uso de configuraciones cónicas. Esta disposición presenta ventajas, ya que reduce problemas mecánicos, disminuye el área de superficie lateral para una sección transversal específica y, además, puede mejorar la uniformidad del flujo al evitar efectos de esquina. Estas innovadoras formas cónicas ofrecen soluciones eficientes y prometedoras en sistemas de lecho empacado, ampliando las posibilidades de diseño y rendimiento en esta tecnología [46].

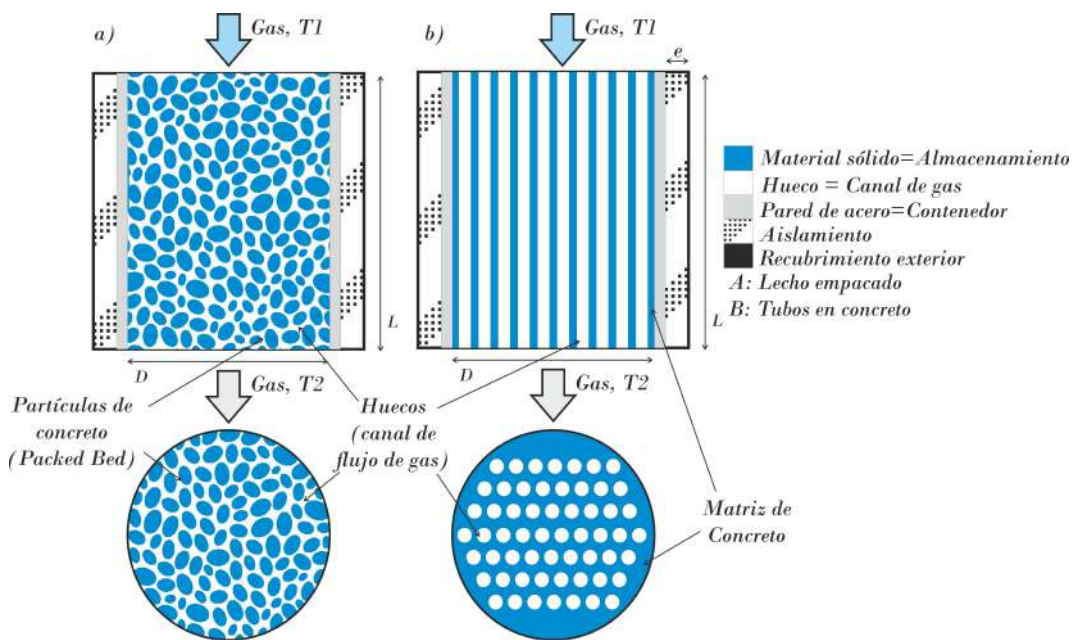


Figura 2.7: Esquema genérico almacenamiento de intercambio sólido (directo). (a) Lecho empacado (b) Matriz de concreto.

Como se muestra en la Fig. 2.7b, la otra variedad es el formato con **matriz de concreto**. En este caso los bloques de hormigón son atravesados por canales huecos de intercambio de calor tubulares que transportan el fluido de trabajo.

El formato de lecho empacado se destaca por su mayor eficiencia en comparación con los bloques de hormigón atravesados por tubos huecos. Esta ventaja se fundamenta en la naturaleza de las partículas más pequeñas que conforman el lecho empacado, ya que cuanto más diminutas son estas rocas, mayor es la proporción de área superficial con respecto al volumen, lo que favorece el intercambio térmico y potencia la probabilidad de que se desarrollen condiciones de flujo turbulento. En consecuencia, este fenómeno eleva significativamente la eficiencia del proceso de intercambio. No obstante, es importante destacar que, si bien el formato de lecho empacado presenta estas ventajas en términos de eficiencia, las matrices de concreto ofrecen beneficios igualmente importantes en cuanto a robustez y confiabilidad [44, 47].

La Tabla 2.4 muestra algunos de los variados materiales que pueden contenerse dentro de los depósitos de sólidos para almacenamiento PHES. El tipo de rocas y la arquitectura del empaque se define en base a muchos factores como las características geométricas del almacenamiento, las máximas temperaturas, el factor económico y la disponibilidad local de estos materiales, entre otros. Seguramente un criterio de selección acertado deba incluir aquellos tipos de rocas que contengan minerales con altas capacidades caloríficas con el fin de permitir un alto nivel de almacenamiento de energía para el sistema [48].

Tabla 2.4: Densidad (ρ), conductividad (k), calor específico (c_p) y temperaturas máximas de trabajo (T_{max}) de distintos tipos de materiales sólidos de almacenamiento térmico (frío-calor) asociadas a las condiciones de operación de un sistema PHES [49, 50, 51].

Material sólido	ρ (kg/m ³)	k (W/mK)	c_p (kJ/kgK)	T_{max} (K)
Ladrillo refractario de sílica	1820	1,5	1,0	950
Ladrillo refractario de magnesia	3000	5,0	1,15	1450
Acero colado	7800	40,0	0,60	1050
Concreto (Alta alúmina)	2400	1,5	0,98	950
Grava comercial	1900	0,71	1,35	1050
Granito	2750	0,75	2,06	1050
Sal (NaCl)	2160	7,0	0,85	750

Estos sólidos presentan características distintivas, ya que sus temperaturas máximas de trabajo abarcan un amplio rango, específicamente fluctuando entre los 750 hasta los 1450 K (como se puede observar en el caso de los ladrillos

refractarios de magnesita). Además de esta variabilidad térmica, se destacan por poseer excelentes conductividades térmicas, lo que los convierte en materiales muy prometedores con múltiples aplicaciones potenciales para sistemas PHES. Un enfoque particularmente valioso para aprovechar estas propiedades singulares es la utilización de rellenos no estructurados. Esta estrategia permite incorporar sólidos asequibles y de manipulación sencilla, como las piedras, de manera efectiva en diversos contextos, lo que resulta en una opción económica y eficiente. Esta versatilidad en su aplicación, junto con sus propiedades termoconductoras excepcionales, abre la puerta a una amplia gama de oportunidades dentro del almacenamiento de energía.

Cuando se emplea un solo tamaño de sólidos esferoidales en este tipo de sistemas, la fracción vacía dentro del lecho suele situarse típicamente en un rango alrededor del 30 % al 40 %. Sin embargo, más allá de los recursos naturales, también se pueden aprovechar materiales manufacturados, como la cerámica, el vidrio o la alúmina. Estos materiales suelen ser diseñados meticulosamente desde su concepción para presentar una forma perfectamente esférica, lo que les permite operar con flujos uniformizados y a temperaturas más elevadas. Por lo general, se prefiere emplear sólidos de menor tamaño para mejorar la estratificación en el lecho, ya que esto aumenta el área total disponible para el intercambio de calor entre el fluido y el sólido. Sin embargo, es importante tener en cuenta que el tamaño y la forma del sistema influyen directamente en la fracción vacía del lecho empaquetado, y por ende, en el área de contacto entre el fluido de trabajo y el material de empaque, así como en la pérdida de presión.

En definitiva, el uso de elementos de empaque de pequeño tamaño conlleva una mayor área de contacto, lo que mejora la transferencia de calor y la estratificación, favorece la uniformidad del flujo y se previene la formación de canales preferenciales, pero a expensas de una mayor potencia de bombeo requerida para hacer circular el fluido al incrementarse las pérdidas de carga. Para mantener un equilibrio entre todos estos fenómenos, Meier et.al [52] determinaron que la relación entre el diámetro del tanque y el diámetro de las partículas debe ser de 30 a 40 veces [50, 53].

Comparando los medios líquidos contra los sólidos, cuando se emplea el almacenamiento indirecto de alta temperatura, una limitación clave se relaciona con el uso de los materiales líquidos, que generalmente tienen un rango de temperatura de operación más estrecho. Esto suele resultar en una eficiencia

round trip inferior. Además, los materiales líquidos tienden a ser más costosos que los sólidos, lo que aumenta las inversiones iniciales de estos sistemas. También se requiere la incorporación de un intercambiador de calor para llevar a cabo la transferencia térmica necesaria, lo que agrega una capa adicional de complejidad y costo al sistema. No obstante, el formato líquido también ofrece ventajas significativas que deben ser consideradas en la evaluación global de la viabilidad y eficacia de los sistemas de almacenamiento térmico. Primero, si bien cabe señalar que se agrega material y costo adicional ya que se requieren dos tanques, estos reservorios son el estándar común porque operan con baja presión mientras que los *packed bed* requieren materiales más resistentes y valiosos por las altas presiones [22, 54]. En segundo lugar, los reservorios permanecen a una temperatura única en cada tanque (a diferencia del frente térmico que se crea en los almacenes sólidos), lo que disminuye las pérdidas por autodescarga y simplifica significativamente la operación. Por último, ante la necesidad de almacenamiento a largo plazo, los sistemas de rocas son menos rentables y robustos que los de dos tanques porque el material tiene que soportar presiones elevadas y se pierde mucha energía por la desestratificación.

En lo que respecta al **almacenamiento de baja temperatura** se busca operar con temperaturas y presiones reducidas. Se puede tomar, por ejemplo, energía del mismo ambiente, de líquidos refrigerantes o también de lechos de rocas.

Los materiales de almacenamiento sólido suelen ser los mismos que para los reservorios calientes descritos en la Tabla 2.4. Esto facilita en gran parte el manejo de materiales y el costo de adquisición.

La densidad de almacenamiento para un reservorio frío resulta ser notablemente más baja que para los reservorios calientes, típicamente por un factor de 4, pero cabe aclarar que para un sistema PHES generalmente se necesita almacenar menos energía disponible en este reservorio [47, 55].

En lo que refiere a los líquidos, se han utilizado, por ejemplo, mezclas de salmuera eutéctica y hielo [56]. Otros autores sugieren hidrocarburos o alcoholes (metanol o etanol) dado que todos los fluidos que permanecen líquidos entre 180 K y 300 K con una presión de vapor inferior a 1 atmósfera son hidrocarburos o derivados de ellos (N-propano, N-hexano¹). También se proponen algunos aceites térmicos [23].

¹N = Cadena lineal sin ramificación.

Algunas propiedades de estos fluidos se muestran en la Tabla 2.5 [57] donde se muestra, para distintos tipos, la temperatura mínima correspondiente al punto de fusión (T_{Lmin}), la temperatura máxima, correspondiente al punto de ebullición (T_{Lmax}), la capacidad calorífica específica (c_p) y la densidad (ρ).

Tabla 2.5: Características de los distintos tipos de fluidos para reservorios fríos [57].

Fluido refrigerante	T_{min} (K)	T_{max} (K)	c_p (kJ/kgK)	ρ (kg/l)
Etanol anhidro	158,8	351,2	2,46	0,783
N-Hexano	177,9	342,0	1,65	0,655
Metanol anhidro	175,3	337,5	2,55	0,787
N-Propano	85,3	230,9	2,25	0,581
Salmuera (20 % de cloruro sódico)	255,6	376,9	3,11	1,15

El hexano es un hidrocarburo componente de la gasolina, es penetrante, biodegradable, barato y se usa ampliamente en la industria alimentaria para la extracción los aceites de las semillas, pero también es altamente inflamable y neurotóxico. El metanol anhidro (físicamente similar al hexano) resulta ser un sustituto aceptable, pero es mucho más tóxico. Además todos los alcoholes inferiores como el metanol, el etanol, el propanol y el propilenglicol son higroscópicos y se vuelven viscosos a temperaturas criogénicas cuando se mezclan con agua, por tanto, es imprescindible un estricto control de humedad [23]. De estos alcoholes el metanol es relativamente barato y ampliamente utilizado por la industria química. La salmuera no tiene los inconvenientes de toxicidad, pero la temperatura inferior es acotada, reduciendo la eficiencia del sistema PHES. Para el almacenamiento en frío no se presentan riesgos mayores, siempre que se mantengan por debajo de la temperatura de ebullición y se tomen precauciones con respecto a su inflamabilidad y la toxicidad. También se podría utilizar oxígeno líquido que trabaja a temperaturas significativamente más bajas. Sin embargo, el O_2 líquido tiene un rango de temperatura relativamente estrecho, entre 55 K (punto de fusión) y 90 K (punto de ebullición). En el almacenamiento de líquidos, como los fluidos presentan altas presiones de vapor usualmente se suelen utilizar tanques esféricos [58].

Para el caso de los ciclos transcíticos se utilizan preferentemente materiales con temperatura constante por lo que la transferencia se lleva a cabo con el

ambiente, el suelo o, lo más usual, es el uso de hielo líquido. Estos fluidos de almacenaje se desarrollan en detalle en el [Capítulo 4](#).

Cuando se evalúan individualmente los rendimientos de los ciclos se puede utilizar el valor de η como la eficiencia del motor térmico o ciclo de descarga (Ec. 2.1) y el coeficiente de desempeño COP (*Coefficient of performance*, por sus siglas en inglés) para la bomba de calor o ciclo de carga (Ec. 2.2), pero dado que el sistema PHES es de ida y vuelta y debe tratarse como un todo, con el fin de tener referencias para la evaluación de los sistemas de almacenamiento, se define como principal parámetro comparativo la eficiencia *round trip* (RTE , por sus siglas en inglés). La RTE equivale a la relación entre trabajo neto durante la descarga y el trabajo neto durante la carga [59]¹ (Ver Ec. 2.3). El parámetro es muy utilizado en la jerga del almacenamiento de energía por su simplicidad ya que la RTE resulta la forma más representativa del rendimiento de los sistemas PHES dado que, si bien los motores térmicos son fundamentalmente ineficientes porque el calor debe ser rechazado y no es utilizado para producir trabajo, en los PHES este calor es entregado al almacenamiento de baja temperatura durante el ciclo térmico de potencia (fase de descarga) pudiendo ser utilizado, al menos parcialmente, durante la fase de carga. Por lo tanto, aunque los ciclos de carga y descarga están sujetos individualmente a los límites de eficiencia de Carnot, cuando se combinan secuencialmente como un todo, existe un límite teórico de 100 % para la eficiencia *roundtrip* [60].

Se definen el rendimiento de la máquina térmica, el coeficiente de desempeño de la bomba de calor y la eficiencia *roundtrip* de la siguiente forma.

$$\eta_P = \frac{W_{nP}}{Q_{HP}} \quad \text{con} \quad W_{nP} = Q_{HP} - Q_{LP} \quad (2.1)$$

$$COP_B = \frac{Q_{HB}}{W_{nB}} \quad \text{con} \quad W_{nB} = Q_{HB} - Q_{LB} \quad (2.2)$$

$$RTE = \frac{W_{nP}}{W_{nB}} \quad (2.3)$$

¹Considerando un rendimiento de conversión de energía mecánica a eléctrica de 1 pues la RTE refleja sólo el componente termodinámico del rendimiento. Se desprecian las pérdidas eléctricas y mecánicas en los compresores y turbinas.

Donde W_{nx} corresponde al trabajo neto, Q_{Hx} al calor intercambiado con la fuente de alta temperatura y Q_{Lx} al calor intercambiado con la fuente de baja temperatura, por ciclo, del motor térmico ($x=P$) y de la bomba de calor ($x=B$).

Mediante un balance de energía a los intercambios de calor con la fuente de alta, la RTE se calcula en función de los demás parámetros como:

$$RTE = \eta_P \cdot COP_B \cdot \frac{\dot{m}_w c_p t_P \Delta T_{HP}}{\dot{m}_w c_p t_B \Delta T_{HB}} \quad (2.4)$$

Donde \dot{m}_w es el flujo másico del fluido de trabajo, c_p su calor específico, t es el tiempo del proceso (de carga o descarga) en cada ciclo y ΔT_H el salto de temperatura del fluido de trabajo en la zona de alta temperatura.

Con el fin de estudiar únicamente la termodinámica de los ciclos y analizar los rendimientos en estado estacionario, se puede independizar el modelo del tiempo asumiendo que $\dot{m}_w t_B = \dot{m}_w t_P$. En esta Tesis se considerará además que el tiempo durante la descarga es igual al tiempo durante la carga. Tomando en cuenta esta hipótesis, el cociente de los calores Q_{HP}/Q_{HB} es igual al cociente de $\dot{Q}_{HP}/\dot{Q}_{HB}$ y a su vez es igual al cociente de $c_p \Delta T_{HP}/c_p \Delta T_{HB}$, por lo tanto la RTE se puede reescribir como en la ecuación 2.5.

$$RTE = \frac{W_{nP}}{W_{nB}} = \frac{\dot{W}_{nP}}{\dot{W}_{nB}} = \eta_P \cdot COP_B \frac{\dot{Q}_{HP}}{\dot{Q}_{HB}} \quad (2.5)$$

En este caso \dot{W}_n es la potencia neta de cada ciclo.

Cabe aclarar que los resultados podrían mejorar si no se toma en cuenta esta hipótesis. En definitiva, queda implícito que $Q_{HB} > Q_{HP}$, aunque al aproximar esta restricción a la unidad es claro que los rendimientos serían mayores.

En el caso de trabajar con las potencias, es necesario evacuar calor. Por otro lado, al emplear los trabajos, se asume que todo el calor recibido por el tanque de alta en la etapa de la bomba se evacua en la etapa del motor. Este fenómeno puede resultar en mejoras en los rendimientos dentro de ciertos límites. Sin embargo, como se discutirá en el [Capítulo 6](#), estas mejoras están asociadas a relaciones de presión que exceden las mínimas para comportamientos físicamente posibles, por lo que se debería decidir entre optimizar la RTE o trabajar a menores relaciones de presión.

Una comparación de algunas de las tecnologías antes mencionadas que toma en cuenta el nivel de madurez (TRL¹), la *RTE* (%), la vida útil (VU), la densidad de energía estimada (DE), la inversión tanto en energía almacenada (Inv.E) como en potencia (Inv.P) y el nivel de autodescarga (AD), se presenta en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6: Comparación de distintas tecnologías de almacenamiento [3, 11, 13, 14, 61].

Tecnología	TRL	RTE (%)	VU (años)	DE (Wh/l)	Inv.E (USD/kWh)	Inv.P (USD/kW)	AD
PHS	9	65–85	30–60	0,5–1,5	5-450	500-4500	Baja
CAES	9	40–70	20–40	3–60	40-220	1000-1500	Baja
LAES	7	40–60	5–15	50-80	250-650	900-6000	Baja
BESS	9	57-90	5–15	16–200	1200-4000	600-2500	Alta
FC	7	20–50	5–30	300-1200	2-15	500-10000	Media
FES	9	90–95	15–20	10–30	1000-5000	110-330	Alta
SMESS	4	90–95	20–30	0,5–5	900-10000	200-300	Alta
PHES-Bray.	4	20–65	25–30	10–50	60-400	600-3500	Med.-Baj.
PHES-Rank.	3	45–70	25–30	40–100	60-600	500-2500	Baja

Según la *International Renewable Energy Agency* (IRENA) [62], las diversas tecnologías de almacenamiento se encuentran en diferentes etapas de madurez (TRL) y son aplicables en diferentes escalas de capacidad. Hacia el año 2017, el almacenamiento hidroeléctrico PHS representaba el 96 % de la capacidad instalada total en el mundo, con 169 GW en funcionamiento. A continuación, el almacenamiento de energía térmica tiene una potencia instalada de 3,2 GW, de los cuales la mayoría está asociada al almacenamiento térmico en tanques de sales fundidas anexos a plantas de torres solares. Las baterías electroquímicas (BESS) al 2017 contaban con una capacidad de potencia global de 1,63 GW aunque en los últimos años, sobre todo por el impulso de los equipos que trabajan con litio, se ha visto un incremento sustancial. El almacenamiento alcanzaba una capacidad de potencia instalada global de 1,57 GW. El almacenamiento CAES también puede considerarse un buen competidor real (930 MW). Finalmente, una tecnología prometedora es la del hidrógeno

¹TRL- Technology readiness level - descrito en una escala del 1 al 9, siendo el 9 la tecnología más madura [61].

(FC), sobre todo cuando se necesita almacenamiento a largo plazo. Al 2017 representaba una pequeña parte en comparación con los grupos de almacenamiento anteriores, con casi 15 MW de capacidad instalada, pero hoy en día hay una tendencia clara a la promoción de esta tecnología.

La Tabla 2.6 se obtiene a partir de una compilación de varios artículos que tratan todas las tecnologías de almacenamiento en conjunto [3, 11, 13, 14, 61] y muestra que, salvo en el caso de las baterías (sobre todo las de litio) y el almacenamiento hidráulico ya plenamente desarrollado, los sistemas cuentan con *RTE* que pueden alcanzar no más de un 70 %. El sistema CAES ha experimentado grandes avances en las últimas décadas, con un aumento de la *RTE* de más del 20 % y aunque ahora se considera una tecnología comercializada, existen perspectivas de mejoras significativas en su eficiencia. Los sistemas LAES a menudo han mostrado eficiencias de ida y vuelta relativamente más bajas, del orden del 40-50 %, sin embargo, investigaciones recientes muestran que se alcanza un mayor rendimiento. A la fecha se han explorado varios diseños de sistemas PHES basados en el ciclo Joule-Brayton y Rankine transcrito. Los diseños óptimos de sistemas de ciclo cerrado pueden lograr *RTE* de nivel medio (como máximo del orden del 65-70 %). Si bien la eficiencia de los sistemas PHES resulta generalmente inferior a la de los sistemas PHS y la de las baterías, se encuentran en una fase más temprana de desarrollo y las proyecciones demuestran claramente que la diferencia en rendimientos puede reducirse en un futuro muy próximo. Los sistemas CAES, PHS y las baterías son tecnologías desplegadas que han alcanzado un estado maduro (TRL = 9) y los sistemas basados en PHES están todavía en fase de desarrollo o investigación (TRL = 2-4) y a medida que evolucionan, los componentes pueden modificarse para reducir aún más las irreversibilidades y los costos; por tanto, se espera que estos sistemas experimenten notables mejoras tanto en el rendimiento como en la rentabilidad. [14, 61].

Los sistemas PHES tienen una esperanza de vida de 25-30 años y este tiempo supone una ventaja significativa si se compara con cualquier tipo de sistema de baterías a gran escala cuya vida útil habitual es de 5 a 15 años. Como también es posible un almacenamiento a largo plazo con el PHES y ya que la vida útil depende de los ciclos de carga y descarga, este tiempo puede ser incluso bastante mayor.

Se puede ver que la densidad energética de los PHES (y las demás nuevas tecnologías en desarrollo reciente) experimentan densidades de energía que

ya han superado ampliamente a los antiguos CAES y PHS. La alta densidad energética se considera una de las mayores ventajas de estos sistemas. Los menores requisitos de espacio suponen una facilidad de almacenamiento y un bajo daño medioambiental. Las baterías convencionales cuentan con densidades similares, pero ya las unidades de litio pueden alcanzar valores mayores, del orden de los 200 Wh/l.

En cuanto a los costos de las tecnologías, inicialmente algunos autores como Argyrou et al. [3], Gallo et al. [13] y Benato et al. [14] han aproximado y discriminado los posibles costos iniciales y características relevantes de los diferentes modos de almacenamiento. Como se mencionó anteriormente, el sistema hidráulico PHS cubre más del 95 % de las instalaciones de almacenamiento de energía a gran escala en el mundo, fundamentalmente por su costo aceptable en aquellas zonas con facilidad de implementación y su gran nivel de maduración. Al día de hoy, esta inversión puede alcanzar hasta los 450 USD/kWh en energía y 4500 USD/kW en potencia dependiendo de la facilidad de implementación en la zona seleccionada. Una reciente actualización de precios por parte de Olympios et al. [61] presenta al sistema CAES como a uno de los más económicos, pero resulta importante recordar que, al igual que con el PHS, se requieren condiciones específicas del terreno. Los sistemas de aire líquido LAES resultan muy caros; 900–6000 USD/kW y 250–650 USD/kWh. Las baterías químicas de litio, a pesar de su fuerte inserción en el mercado, cuentan con grandes inconvenientes como la escasa vida útil (5 a 15 años) y los muy elevados costes por potencia instalada que van desde los 1200 a los 4000 USD/kW.

Los sistemas PHES son sencillos y como utilizan un gas inerte como fluido de trabajo y materiales de almacenamiento económicos resultan una solución de costo atractivo incluso en una etapa de madurez temprana de la tecnología. Como se verá unos párrafos más adelante, en la descripción de los antecedentes sobre los estudios y prototipos realizados al respecto de esta tecnología, dentro de los sistemas de almacenamiento con bomba de calor se pueden encontrar los del tipo Brayton y los del tipo Rankine. Los sistemas Brayton alcanzan valores de inversión por potencia de hasta 3500 USD/kW y por energía de hasta 400 USD/kWh. El formato Rankine resulta más económico alcanzando unos 2500 USD/kW en la instalación, pero teóricamente en energía podrían resultar más costosos alcanzando valores de hasta 600 USD/kWh, no obstante, el desarrollo de esta tecnología está en sus primeras etapas, por lo que estos

costos pueden no ser del todo certeros. Cabe aclarar que la estimación de inversión presentada para estas dos variantes de tecnologías PHES se asocian al artículo de Olympios [61], que resulta ser el más reciente. Otros autores hablan de inversiones bastante inferiores, más cercanas al rango de los 600 a 1000 USD/kW.

Las inversiones en los sistemas PHES se subdividen en los costes de la maquinaria (turbinas, bombas y compresores) y los componentes de almacenamiento (que a mayor presión y nivel de aislamiento se vuelven más caros). Los sistemas que usan Argón u otros gases nobles son más costosos que aquellos que trabajan con dióxido de carbono y amoníaco y éstos últimos son más caros que los que utilizan aire. Los materiales de almacenamiento más caros son las sales fundidas, seguidos de los aceites térmicos, luego las rocas y por último el agua. Los diseños de los sistemas PHES Joule-Brayton basados en soluciones de almacenamiento térmico de tanque líquido o de lecho empacado tienen diferencias notables. En términos de costo por potencia, ambas configuraciones son más caras que los sistemas CAES, pero más baratas que los sistemas LAES. Los sistemas PHES que utilizan almacenamiento térmico en tanques de líquido con sales o aceites suelen ser más costosos que los de lecho compacto, alcanzando valores del orden de los 3500 USD/kW. Esto se debe principalmente a que el sistema líquido utiliza dos tanques con un fluido muy costoso, mientras que el *packed bed* usa un material barato y una termoclina de un solo tanque a presión, aumentando de este modo la densidad energética. Sin embargo, en aquellas plantas de almacenamiento con grandes capacidades energéticas es probable que en la práctica se utilice el sistema de líquidos en dos tanques debido a las limitaciones físicas de usar recipientes a presión. Un sistema de lechos empacados podría alcanzar altas capacidades de energía colocando muchos lechos empacados en paralelo, pero este sistema sería más complicado de diseñar que una planta con grandes tanques de líquido. Incluso recientemente se están investigando varios conceptos en los que los sistemas de dos tanques puede ser sustituido por un único tanque de líquido estratificado que contenga una región caliente y otra fría, reduciendo así el espacio ocupado por los tanques vacíos y el coste, aunque todavía no se han comercializado oficialmente [61].

La incertidumbre en el coste de los sistemas de almacenamiento con una madurez baja es significativa, ya que estas tecnologías aún se están desarrollando, pero los sistemas PHES, en relación a sus características y ventajas

en comparación con otros métodos de almacenamiento energético, fundamentalmente debido a su alta eficiencia, densidad energética, reducido nivel de contaminación y a la independencia locativa, se muestran como una tecnología con un alto interés de investigación. Se espera que sus costos sean reducidos cuando se instale efectivamente a nivel comercial [14].

La autodescarga está relacionada con la disipación de energía, en forma de pérdidas por transferencia de calor en el almacenamiento térmico, pérdidas por fugas de aire en el almacenamiento de aire comprimido y pérdidas electroquímicas en las baterías. El nivel de autodescarga de un sistema de almacenamiento es uno de los principales factores a la hora de decidir la duración del almacenamiento. PHS, CAES y las pilas de combustible tienen índices de autodescarga diarios muy pequeños, por lo que es técnicamente posible que la energía se almacene a largo plazo (hasta meses); la mayoría de las baterías convencionales (excepto las de sulfuro de sodio) se pueden utilizar para períodos de almacenamiento a mediano plazo (de hasta días). Los SMES, los volantes de inercia, los condensadores y supercondensadores tienen ratios de autocarga diarios muy elevados, es decir, que sólo se pueden utilizar para períodos de almacenamiento a corto plazo (de minutos o hasta horas). Los sistemas PHES abarcan una variedad de tecnologías y por lo tanto, puede ser adecuado para duraciones de almacenamiento a mediano y/o largo plazo. Es importante aclarar que los sistemas con termoclina son bastante más propensos a la autodescarga que los de dos tanques debido a la pérdida por desestratificación. Para este caso, el almacenamiento se recomienda para una frecuencia de operación prácticamente diaria [9].

2.1. Ciclos termodinámicos y antecedentes.

A partir de un primer análisis se puede decir que estos sistemas tienen esencialmente dos etapas (carga y descarga) y que, a su vez, cada una cumple con un ciclo termodinámico para su funcionamiento (esencialmente Brayton o Rankine) [14]:

- **Período de Descarga.-**
 - Ciclo Brayton: Idealmente compuesto por dos procesos isóbaros con intercambio de calor, además de una compresión y una expansión

isentrópica. En el ciclo se utiliza un gas de una sola fase como fluido de trabajo (usualmente aire o N_2 , CO_2 , Helio o Argón).-

- Ciclo Rankine: El ciclo ideal cuenta con los mismos dos procesos isóbaros con intercambio de calor y las compresiones y expansiones, ambas isentrópicas, pero en este caso se tiene un cambio de fase. Este tipo de sistemas usan el CO_2 o el NH_3 como fluidos de trabajo).-

■ Período de carga.-

- Ciclo bomba de calor.-
 - Tipo Brayton inverso.-
 - Tipo Rankine inverso.-

Los distintos ciclos ideales para PHES se muestran en la Fig. 2.8 y se describen de forma detallada en el [Capítulo 3](#).

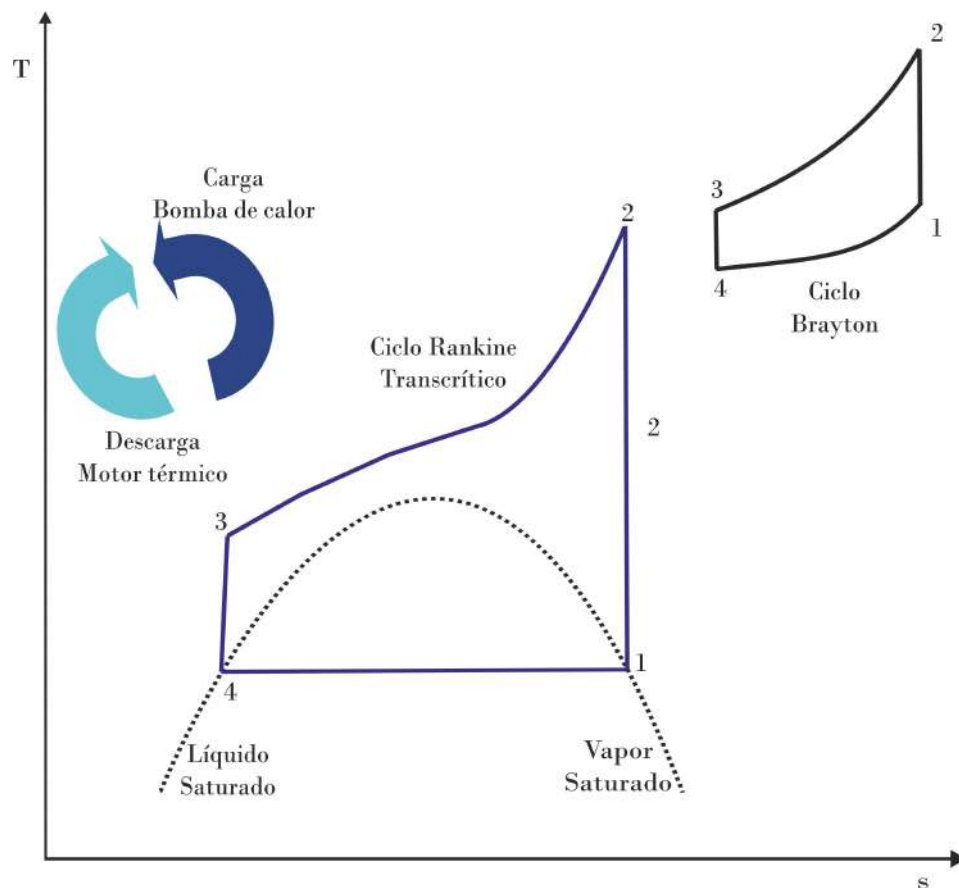


Figura 2.8: Diagrama T-s genérico para ciclos ideales Brayton y Rankine transcrito.

Algunos de los diversos estudios, patentes y revisiones sobre PHES y los resultados obtenidos sobre la *RTE* se describen a continuación, repartidos según los distintos ciclos mencionados previamente:

CICLO JOULE-BRAYTON.

Las primeras patentes que involucraron la operación a través de un ciclo Joule-Brayton fueron propuestos por Desrues y Ruer [63]. La tecnología utilizaba Argón como fluido de trabajo. El sistema constaba de un tanque de alta presión, un tanque de baja presión, cuatro turbomáquinas (un par compresor/turbina utilizado durante el período de carga y otro para la descarga) y dos intercambiadores de calor fabricados de material refractario que alternativamente almacenaban o entregaban calor. Posteriormente, White y Mc.Tigue [64], analizaron la configuración propuesta por Desrues para varios materiales con el fin de desarrollar correlaciones para estimar las pérdidas y realizaron los primeros estudios sobre el comportamiento de las variaciones de temperatura a través de los lechos empacados. Los reservorios pueden reducir entre un 10 y un 15 % la eficiencia y demostraron que estas pérdidas bajan al trabajar en un régimen cíclico que sirve además para acompañar la intermitencia de las energías renovables. En sus ensayos también se realizaron pruebas con aire en lugar de Argón, dando lugar a una reducción del rendimiento y a saltos de presión elevados. Ni y Caram [65] dieron un paso más y realizaron una simulación con matrices exponenciales. En sus ensayos también se realizaron pruebas con aire en lugar de Argón, dando lugar a una reducción del rendimiento. Guo et.al crearon un práctico modelo numérico en tiempo finito para estimar los rendimientos del sistema obteniendo valores del orden del 20-30 % de eficiencia global [60]. En todos los estudios realizados para los sistemas PHES se demuestra que el factor más influyente en la *RTE* es la eficiencia isentrópica de los compresores. Para aplacar su uso y optimizar el sistema, Benato y Stopatto plantean soluciones con calentadores eléctricos en línea que demuestran una mejora la eficiencia global [55]. Otro investigador que se interesó por las PHES del tipo Brayton fue Howes [66]. Él se enfocó en el modelo reversible del tipo Ericsson de motor térmico (posteriormente Joule-Brayton) en combinación con el almacenamiento de energía térmica utilizando grava, Argón como fluido de operación y dispositivos reciprocantes en lugar

de turbomáquinas. El gran logro fue la conclusión de un primer prototipo de PHES de almacenamiento sólido.

Los principales estudios de PHES se hicieron sobre el almacenamiento con sólidos, pero ante la posibilidad de bajar el costo de los tanques de almacenamiento por operar con presiones bajas y reducir la autodescarga, aparecieron los fluidos de alta temperatura como medio de almacenamiento para la industria de tratamiento térmico y en los parques de energía solar concentrada (torres solares). La tecnología es similar a la anterior sólo que se usan tanques con líquido e intercambiadores de calor para guardar energía. En la línea de White, Farres et.al [67] realizaron estudios de almacenamiento con sales solares y aceites térmicos para tanques de alta temperatura y fluidos refrigerantes para reservorios de baja temperatura en concomitancia con plantas de torres solares proponiendo ideas para la optimización del sistema. También Laughlin [23] calculó la *RTE* en función de la eficiencia politrópica y presentó ecuaciones de diseño de los intercambiadores de calor además de un completo balance económico en base a los precios actuales de los equipos y los distintos fluidos implicados en el sistema. Además comparó Argón y Nitrógeno como fluidos de trabajo con un minucioso análisis de las características de los fluidos implicados. Las sales fundidas y sus propiedades han sido estudiadas por varios autores como Turchi et.al [37], Ferri et.al [68], entre otros para su uso en plantas de torres solares. Dada la alta rentabilidad que han presentado estos sistemas, se han buscado formas de optimizar la tecnología y sobre todo, mejorar la aislación de los tanques para almacenamiento a largo plazo. Si bien hay numerosos sistemas de demostración en desarrollo, actualmente el único sistema PHES que se ha realizado a escala se encuentra en Hampshire, Reino Unido. El sistema fue diseñado para ofrecer una potencia nominal de 150 kW_e y una capacidad de acumulación de energía de 600 kWh para un ciclo de almacenamiento de 8 horas [26].

CICLO RANKINE.

Ciclo Transcrítico.

Los primeros estudios sobre la tecnología PHES con ciclo Rankine fueron realizados por Hemrle y Mercangöz [69]. Presentaron un sistema que utilizaba CO₂ transcrítico y trabajaron con agua como material de almacenamiento térmico en los depósitos calientes y baño de hielo para la zona fría. El sis-

tema de almacenamiento incluía un intercambiador de calor con un circuito para el fluido de trabajo donde se produce un proceso transcrito durante la transferencia de calor. El circuito contaba con un depósito caliente, un depósito de temperatura intermedia y un depósito frío conectados entre sí a través del intercambiador de calor. Algunos resultados interesantes llevaron a la conclusión de que la alta temperatura del tanque caliente no afectaba tanto a la *RTE* como la reducción de la temperatura de la fuente fría mediante el uso de hielo. Posteriormente, Morandin y Marechal [70], en la búsqueda de la optimización de la tecnología transcrito, desarrollaron un procedimiento basado en la interpretación de las curvas obtenidas por Hemrle [69] y optimizaron la integración térmica entre ciclos [56, 71]. Finalmente, basándose en los precios de proveedores de marcas reconocidas, desarrollaron un modelo económico donde se visualizó el impacto del alto coste de las presiones del ciclo y el número de depósitos intermedios [72]. Posteriormente, Kim et al. [73] basándose en las investigaciones de Hemrle y Mercangöz, estudiaron la aplicación de un modelo isotérmico e hicieron modificaciones en la fase de compresión y expansión para optimizar la *RTE*. Estos estudios llevaron a L.Fauci et.al. [74] a la construcción de una planta piloto de PHES en Zurich. La planta estaba prevista para 5 MW. El fluido de trabajo propuesto era CO₂ operado entre 3 y 14 MPa. La temperatura de almacenamiento del depósito caliente propuesto era de 393 K, mientras que la del depósito frío era de 273 K. Para mejorar la eficiencia global del sistema, propusieron una posible integración del PHES con el sistema de calefacción urbana. La implementación nunca llegó a ejecutarse. El uso de otros refrigerantes como el amoníaco está empezando a manifestarse en la comunidad académica con autores como Koen et al. [75] y Abbar et.al [44]. Utilizaron medios de almacenamiento distintos al agua para desarrollar la tecnología Rankine transcrito. Koen utilizó aceites térmicos (como Therminol DS12 y 66) para alcanzar las temperaturas necesarias para el amoníaco y en el caso de Abarr, trabajó con un novedoso intercambiador de tubos de hormigón.

Ciclo Latente.

Una variante a lo descrito en el apartado anterior fue la propuesta de Aga et.al [34]; que consideraron el uso de una bomba de calor de CO₂ transcrito con el objetivo de calentar y almacenar sales fundidas, pero para la descarga propuso producir vapor y operar con un ciclo Rankine convencional por su simplicidad y disponibilidad de componentes en el mercado. Vale la pena mencionar que en base a su propio estudio, decidió utilizar CO₂ como fluido

de trabajo por el alto potencial de sus propiedades termodinámicas para aplicaciones de alta temperatura. La investigación tuvo como principal restricción trabajar sólo con maquinaria y tecnología presente en el mercado y no aquellas aún en desarrollo. De esta manera presentó una propuesta basada en un compresor y expansor provenientes de las industrias del gas y del petróleo. En la práctica esto implicaba que el compresor estuviese acotado a una temperatura máxima de aproximadamente 750 K y para alcanzar la temperatura de almacenamiento ideal de las sales fundidas (en el orden de los 850 K), fue necesario complementar el calentamiento con un sistema eléctrico, lo que redujo la eficiencia del ciclo de carga, pero benefició el funcionamiento global del sistema.

Ya con el fin de evitar el uso de los fluidos transcíticos, Steinmann [76] propuso una tecnología que operaba con agua y amoníaco como fluido de trabajo. El autor presentó el modelo denominado CHEST¹ que utilizaba el ciclo Rankine en combinación con sistemas de almacenamiento de temperatura media de calor sensible (sal fundida) y calor latente (NaNO_3). En definitiva, se mantuvo la temperatura máxima de funcionamiento por debajo de 670 K para que se pudieran usar materiales comunes y no fuese necesario contar con un compresor de CO_2 , cuyo acceso resultaba más limitado. En el modo de carga, el agua a baja presión se evaporaba utilizando calor de una fuente de baja temperatura. Después de la compresión, el vapor a alta presión liberaba su energía en una unidad de almacenamiento térmico. Aquí, el vapor se condensaba y se enfriaba a la temperatura de saturación del proceso de evaporación. Durante la descarga, el calor liberado por el sistema de almacenamiento se utilizaba para generar vapor que hacía funcionar una turbina de vapor. Utilizando el medio ambiente como reservorio, la bomba de calor constaba de un ciclo de compresión de amoníaco de tres etapas en combinación con un ciclo de compresión de agua de seis etapas, ambas con enfriamiento intermedio.

Para englobar todas tecnologías citadas, Vinnemeier et.al [59] calcularon la *RTE* de ciclos PHES con distintos fluidos de trabajo: aire, Argón o CO_2 . Primero analizó las posibilidades de integración de sistemas PHES a distintas plantas termodinámicas: ciclo de vapor mediante carbón, calor residual, torre solar o un ciclo combinado. También analizó distintos tipos de integración: con generador de vapor, tren de calentamiento de alta o baja presión, precalentamiento post compresor o generador de vapor con recuperador de calor.

¹Compressed Heat Energy Storage

El método con resultados más prometedores fue el de integrar la planta de almacenamiento con el generador de vapor de la central térmica. También se consideraron distintas combinaciones de bomba de calor y calentador eléctrico. Se observó un mayor rendimiento en integración de precalentamiento post compresor, además de que el uso de calentador eléctrico no perjudicaba notablemente el rendimiento del ciclo.

En la Tabla 2.7 se muestra un resumen de los estudios con los materiales utilizados y los resultados obtenidos.

Con esta revisión bibliográfica se pueden tomar las primeras decisiones sobre las configuraciones posibles para el análisis de los modelos de simulación analizando el impacto de los distintos parámetros sobre la *RTE*.

Tabla 2.7: Cronología de los distintos estudios realizados sobre PHES (R = Rankine y B = Brayton).

Año	Autor	Ciclo	Fluido	Material alta T	Material baja T	RTE
2009	Cayer	R	CO ₂	Aire caliente	Agua	50-65 %
2010	Desrues	B	Ar	Refractario	Refractario	66,7 %
2012	Howes	B	Aire y Ar	Granito	Granito	≈72 %
2012	Morandin	R	CO ₂	Agua	Hielo	40-60 %
2012	Mercangöz	R	CO ₂	Agua	Hielo	51-65 %
2013	White	B	Aire y Ar	Grava	Grava	50-85 %
2013	Kim	R	CO ₂	Agua	Hielo	Máx.75 %
2014	Steinmann	R	NH ₃	Sales solares	-	Máx.70 %
2015	Ni Caram	B	Ar	Refractario	Refractario	60 a 100 %
2015	McTigue	B	Aire y Ar	Granito	Granito	50-70 %
2016	Laughlin	B	N ₂ y Ar	Sal solar	Hexano	Máx.75 %
2016	Guo	B	Ar	-	Ambiente	20-40 %
2016	Ayachi	R	CO ₂	Grava	Hielo	40-50 %
2017	Abarr	R	NH ₃	Concreto	Concreto	50-60 %
2017	Wang	B	CO ₂	Sal solar	-	50 %
2018	Benato	B	Aire y Ar	Rocas y metales	Rocas y metales	20-30 %
2019	Farres	B	N ₂	Sal solar	Hidrocarb.	45-80 %
2019	Wang	B	Ar y He	Grava	Grava	25-60 %
2020	Devanue	B	Ar y N ₂	Concreto	Concreto	20-60 %
2020	Hao	R	CO ₂	Aceite térmico	Refrig. R245fa.	45-70 %

Capítulo 3

Modelos teóricos TTF para almacenamiento de energía PHES - Ciclo Brayton.

Como se mencionó en el [Capítulo 1](#), la Termodinámica de Tiempos Finitos (TTF) permite modelar las máquinas térmicas a partir de ciclos reversibles cuantificando las irreversibilidades que afectan a su desempeño. Con este método sencillo y versátil, en este capítulo se pretende obtener información para las diferentes configuraciones de la planta de almacenamiento del tipo Brayton, determinando y analizando el impacto de las fuentes de irreversibilidad sobre los parámetros de salida como la potencia neta obtenida y la *RTE*.

La minimización de la generación de entropía es un método de optimización de sistemas reales (macroscópicos, mesoscópicos o microscópicos) en los que hay procesos irreversibles asociados a flujos de fluidos y transferencias de calor y de masa. De este modo, a través del segundo principio de la termodinámica, al minimizar la irreversibilidad, aumenta la eficiencia. Cuando un sistema se encuentra en equilibrio, no hay dinámica, no hay tiempo, pero los procesos reversibles son hipotéticos. Aunque es cierto que todos los sistemas tienen irreversibilidades, éstas pueden ser reducidas y algunos procesos reales son capaces de aproximarse a la reversibilidad ajustando la finitud de los dispositivos a través de la reducción del impacto de las ineficiencias. El análisis de cómo se separa el conversor de una situación ideal de equilibrio y cuáles son los parámetros que se asocian a las fuentes de irreversibilidad es lo que se plantea en este capítulo [77].

Particularmente se definen las ineficiencias de los PHES asociadas a un ciclo macroscópico del tipo Brayton (tanto en carga como en descarga), aunque en líneas generales, se puede utilizar el mismo método para todos los ciclos que se propongan. Primeramente se realiza el modelado de las ligaduras espacio-temporales asociadas a las diferentes fuentes de irreversibilidad mediante parámetros macroscópicos y, en el [Capítulo 6](#), se evalúan los resultados de rendimientos con respecto a las variables del problema.

Por lo tanto, el enfoque adoptado es realizar cálculos de referencia utilizando las mejores estimaciones de las ligaduras y luego examinar el impacto de su variación en el rendimiento global.

Comúnmente, los motores térmicos con sus irreversibilidades se comportan según el esquema de la [Fig. 3.1](#):

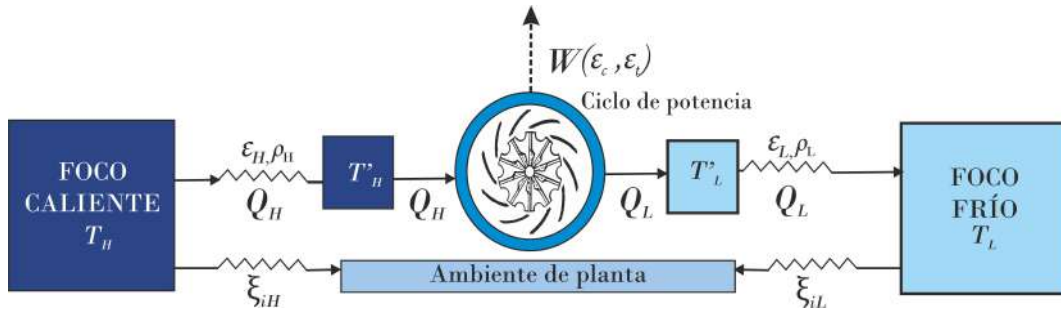


Figura 3.1: Esquema de operación de un motor térmico irreversible según la TTF.

El calor es transferido desde una fuente de alta temperatura a la máquina térmica y allí una fracción de dicho calor se convierte en trabajo y el resto se rechaza en la fuente fría.

Estos reservorios pueden tener capacidad infinita o finita, es decir, pueden trabajar con temperatura constante o no, dependiendo del sistema.

En la [Fig. 3.1](#) entonces, Q_H^1 es el calor entregado por el reservorio caliente hacia el ciclo y Q_L el absorbido por el tanque frío desde el ciclo. W_n es el trabajo neto entregado por el generador. La relación entre las temperaturas de las fuentes externas se define como τ y siempre se cumple que $\tau = T_L/T_H < 1$. De donde se sabe que T_H es la temperatura del reservorio caliente y T_L la del reservorio frío.

Para un modelo endoreversible, entre T'_H y T'_L (las temperaturas del fluido de trabajo en los distintos niveles), el ciclo puede considerarse reversible. Sin

¹En adelante, el subíndice H se corresponde con el reservorio de alta temperatura y el L se asocia al de baja temperatura.

embargo, se definen distintas irreversibilidades internas y externas mediante parámetros macroscópicos para evaluar el rendimiento del sistema. ε representa las distintas irreversibilidades de la máquina (eficiencias de los intercambiadores ($\varepsilon_{H,L}$), eficiencias en turbinas u otros expansores (ε_t) y eficiencias de los compresores y bombas (ε_c) entre otros.) y ρ las pérdidas de carga, definidas de este modo por Sanchez et al. [78] y Roco et al [77]. La TTF toma en cuenta además la transferencia de calor desde la fuente caliente y fría, entre ellos y hacia el entorno de la planta (ξ - fuga de calor o en inglés *heat leak*).

La potencia neta obtenida de un motor térmico resulta¹:

$$\dot{W}_n = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (3.1)$$

El rendimiento de la máquina térmica se define según:

$$\eta = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \quad (3.2)$$

Los ciclos de bomba de calor se comportan del mismo modo, pero el fluido de trabajo opera en sentido contrario (Fig. 3.2).

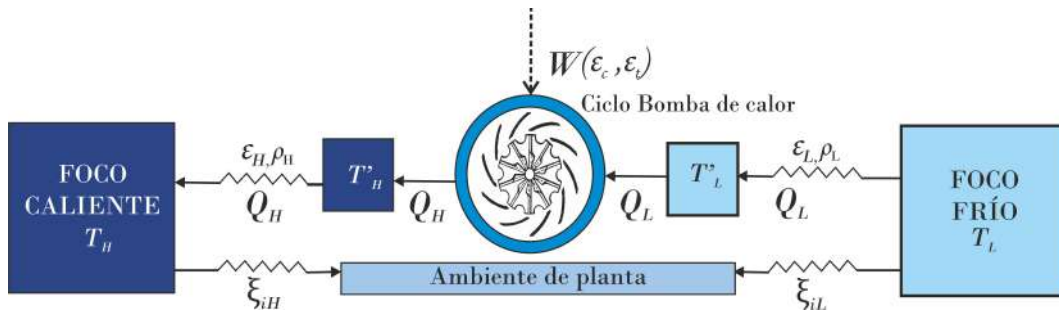


Figura 3.2: Esquema de operación de una bomba de calor irreversible según la TTF.

La potencia neta consumida por la bomba de calor se calcula del mismo modo que en la ecuación 3.1 y el coeficiente de desempeño (*COP*) para el ciclo Brayton de bomba de calor viene dado por la relación entre el flujo de calor entregado (\dot{Q}_H) y la potencia consumida en el ciclo (\dot{W}_n) (ver ecuación 3.3).

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_n} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} \quad (3.3)$$

¹Se asume que las horas de carga y descarga son iguales. De esta forma, hablar de relaciones de trabajo del ciclo o potencia del ciclo, es lo mismo.

Según lo presentado en el [Capítulo 2](#) se esperaría una alta eficiencia del sistema PHES si las transferencias de calor durante el ciclo de la bomba de calor son equivalentes a las del ciclo del motor (la carga toma todo el rechazo térmico de la descarga), en teoría puede haber una eficiencia de almacenamiento de energía del 100 % para todo el proceso, pero en realidad, existen irreversibilidades en la transferencia de calor y los componentes mecánicos, así como aspectos prácticos económicos y técnicos que deben tenerse en cuenta para predecir una eficiencia realista que de hecho se aparta bastante de la idealidad. Por ejemplo las ineficiencias en compresores, turbinas e intercambiadores de calor generan entropía y en consecuencia, se da un sobrecalentamiento del sistema. Por lo que para nivelar los parámetros de entrada y mantener estables los ciclos de ida y vuelta, parte del calor excedente debe depositarse en el medio ambiente como un calor residual [23, 56], reduciendo la *RTE*. Cuando esta energía se recupera dentro del mismo ciclo, es posible incrementar el rendimiento, pero siempre a cuenta de inversiones adicionales. En definitiva, las irreversibilidades del sistema tienden a reducir las salidas de trabajo de expansión y aumentar las entradas de trabajo del compresor durante la carga y la descarga.

En la Fig. 3.3 se muestra el ciclo de Brayton reversible en modo bomba de calor y en la Fig. 3.4 el modo motor térmico, correspondiente a gases como el Argón, Helio, Nitrógeno o CO₂ de un sistema PHES. Está formado por dos procesos de transferencia de calor isobárica (los intercambios con los reservorios) y dos isentrópicos adiabáticos (la expansión y la compresión). En un sentido, el ciclo se comporta como motor térmico y en el otro como bomba de calor

En el modo de carga (bomba de calor, Fig. 3.3), el fluido de trabajo absorbe calor del reservorio frío antes de su ingreso a un compresor donde aumenta la temperatura y la presión. Después, el fluido de trabajo cede el calor al reservorio caliente de almacenamiento para luego ser expandido por una turbina y repetir el ciclo. Éste es el período donde la electricidad se almacena en forma de potencial térmico al calentar el depósito caliente y enfriar el depósito frío.

En el modo de descarga (motor térmico, Fig. 3.4), sucede lo contrario; el fluido a alta presión absorbe calor del reservorio caliente de almacenamiento antes de ser expandido por una turbina y cede el calor al reservorio frío. El fluido se comprime nuevamente a alta presión antes de repetir el ciclo. Éste es el período donde el potencial termodinámico almacenado durante la fase de bomba de calor se utiliza para producir una salida eléctrica neta.

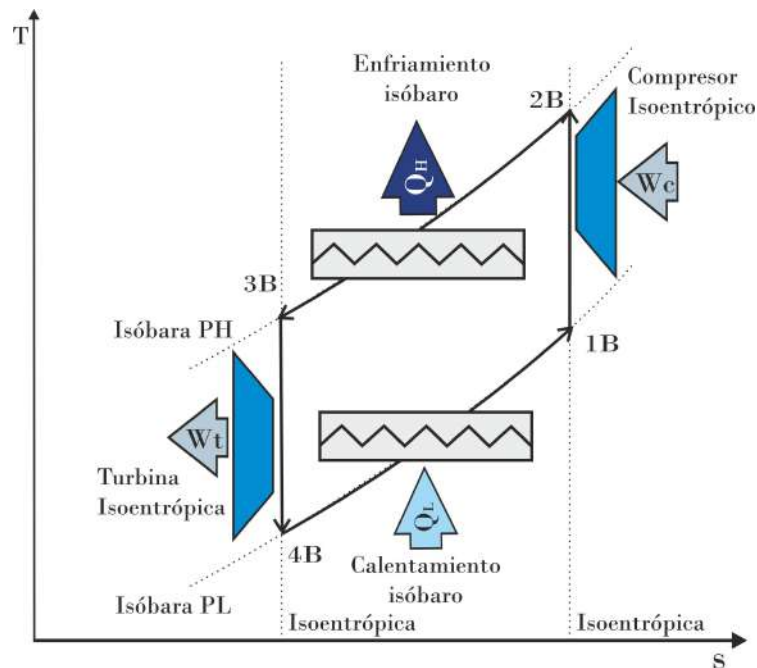


Figura 3.3: Ciclo Brayton reversible con componentes para modo bomba de calor.

En el sistema tipo Brayton el modelado termodinámico no implica cambios de fases, por tanto, las transferencias de calor son puramente sensibles. Los ciclos reales, ya sean de potencia o de bomba de calor, no son tan eficientes como los ideales, porque en el sistema real, los procesos seguidos por el ciclo no son reversibles. En este caso se presentan dos tipos de irreversibilidades: Las internas debidas a la generación entropía en compresores, turbinas y a las caídas de presión del circuito y las externas, que ocurren en los intercambiadores y por la diferencia de temperatura finita entre los propios depósitos externos y el ambiente [6, 79].

En el caso de los PHES debe agregarse un intercambiador de calor adicional, que usualmente transfiere al ambiente, con el fin de estabilizar el sistema y mantener las condiciones de entrada a la bomba de calor.

A continuación se describen las distintas irreversibilidades para cuando los ciclos evolucionan en forma estacionaria para la evaluación con TTF del:

- Ciclo Brayton con almacenamiento líquido (indirecto).-
- Ciclo Brayton con almacenamiento sólido (directo).-

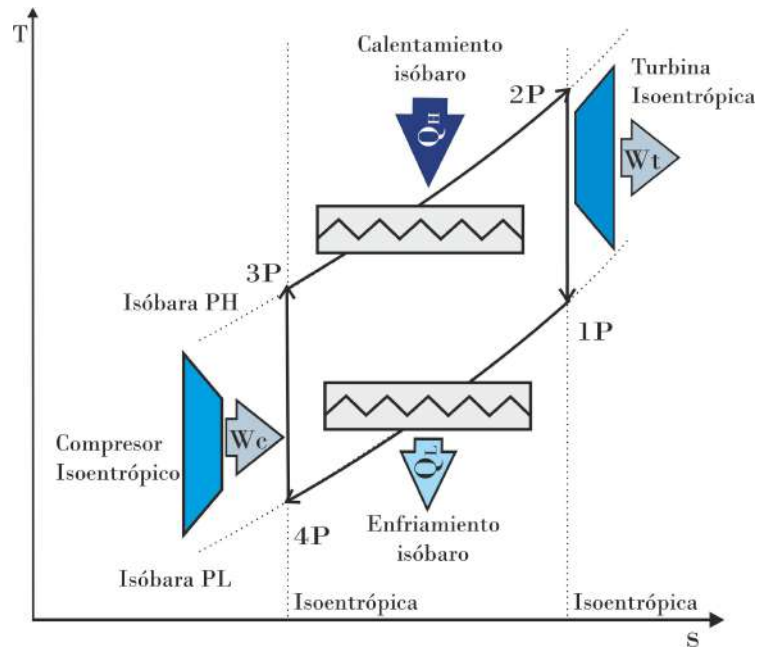


Figura 3.4: Ciclo Brayton reversible con componentes para modo motor térmico.

3.1. Ciclo Brayton para PHES de Almacenamiento líquido

3.1.1. Ciclo bomba de calor (carga) tipo Brayton para almacenamiento líquido.

Si bien la mayor parte de la investigación en sistemas de almacenamiento térmico en formato Joule-Brayton se ha orientado en esquemas que usan lechos empacados como depósitos térmicos, en esta sección se estudia la utilización de medios de almacenamiento líquidos.

El diagrama T-s típico del ciclo Brayton real para PHES con almacenamiento líquido y un esquema del ciclo cerrado de funcionamiento se muestra en la Fig. 3.5 donde se señalan las diferentes irreversibilidades características de los sistemas PHES asociadas a las transferencias térmicas hacia los tanques ($\varepsilon_{H,L}$), el *heat leak* (ξ), las pérdidas de carga (ΔP) y las eficiencias isentrópicas ($\varepsilon_{c,t}$) [80].

El fluido de trabajo ingresa al compresor en el estado 1 y después de una compresión no isentrópica (ε_c) (proceso $1 \rightarrow 2$) obtiene su presión y temperatura máximas. Luego, el rechazo de calor por el fluido de trabajo se usa en el intercambiador de calor de contraflujo irreversible (ε_H) para aumentar

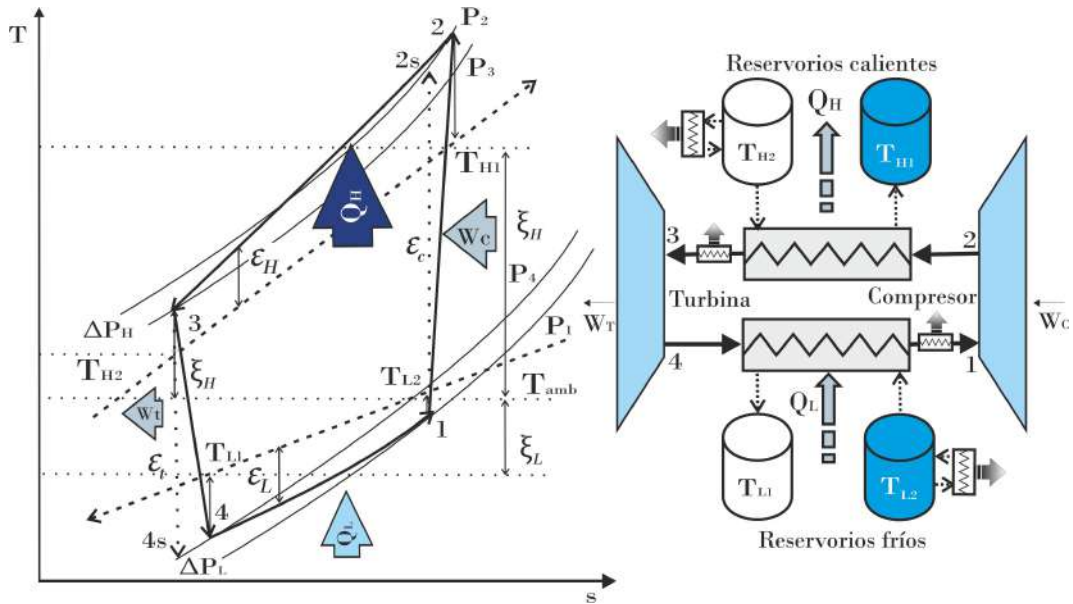


Figura 3.5: Ciclo Brayton con almacenamiento líquido en modo bomba de calor para PHES con componentes e irreversibilidades.

la temperatura de los tanques de sal fundida de T_{H2} a T_{H1} a medida que el fluido de trabajo se enfría con una caída de presión ΔP_H a lo largo del proceso $2 \rightarrow 3$. Luego, el fluido de trabajo se expande en el proceso $3 \rightarrow 4$ no isentrópico (ϵ_t) obteniendo su temperatura y presión más bajas. En el siguiente paso, el fluido de trabajo se calienta de modo irreversible (ϵ_L) hasta T_1 a lo largo del proceso $4 \rightarrow 1$ con una caída de presión ΔP_L . En dicho proceso, el material refrigerante inicialmente a T_{L2} disminuye su temperatura a T_{L1} , recuperando el ciclo el estado inicial a la temperatura T_1 y la presión P_1 .

A continuación se describen las distintas irreversibilidades en estado estacionario y sus ecuaciones de cálculo respectivas obtenidas a partir del primer y segundo principio de la termodinámica y donde se asume el estado estacionario.

Pérdidas de carga.

En los procesos de calentamiento y enfriamiento que son considerados isóbaros, existen caídas de presión en el fluido de trabajo que fluye a través de los intercambiadores de calor y las tuberías que conectan los componentes. Las pérdidas de presión en válvulas, tuberías e intercambiadores de calor contribuyen a temperaturas inferiores a las que se esperarían al final del recorrido del gas de trabajo por los componentes del sistema y dan lugar a que en la turbina tenga una relación de presión más baja que el compresor.

Una vez definido el sistema, estas pérdidas se calculan con bastante precisión y de modo sencillo en base a fundamentos de fluidodinámica asociada a cada uno de los componentes.

Se definen entonces las pérdidas de carga del gas ideal para el intercambiador de alta (ΔP_{HB}) y baja temperatura (ΔP_{LB} ¹) como:

$$\Delta P_{HB} = P_{2B} - P_{3B} \quad y \quad \Delta P_{LB} = P_{4B} - P_{1B} \quad (3.4)$$

P_i son las presiones en los distintos puntos del ciclo.

Los efectos de la pérdida de presión que sufre el fluido de trabajo entre la entrada y la salida de un intercambiador de calor se expresa normalmente en los modelos TTF como una fracción de temperaturas, que aproximando a un proceso adiabático, se puede escribir como un el cociente de presiones elevado a un exponente, según las ecuaciones 3.5 y 3.6 [77]:

$$\rho_{HB} = \left(\frac{P_{3B}}{P_{2B}} \right)^k = \left(\frac{P_{2B} - \Delta P_{HB}}{P_{2B}} \right)^k \quad (3.5)$$

$$\rho_{LB} = \left(\frac{P_{1B}}{P_{4B}} \right)^k = \left(\frac{P_{4B} - \Delta P_{LB}}{P_{4B}} \right)^k \quad (3.6)$$

Donde se define $k = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$ y $\gamma = c_p/c_v$ es el coeficiente isentrópico de expansión del gas. ρ es la relación de temperaturas asociada a la caída de presión y resulta entonces un parámetro simplificador relacionado a las pérdidas de carga.

Irreversibilidades en la expansión y en la compresión.

Los procesos de compresión (c²) y expansión (t) no son considerados isentrópicos, es decir, la potencia real es distinta de la ideal. El enfoque más simple para modelar compresores y expansores es mediante una eficiencia isentrópica o politrópica (ε).

¹De aquí en adelante, los subíndices P y B se refieren a los ciclos de potencia y bomba de calor respectivamente.

²De aquí en adelante los subíndices c y t se corresponden con el compresor y la turbina respectivamente.

Considerando que los calores específicos son prácticamente iguales en el proceso real e ideal, se puede definir la eficiencia isentrópica en función de las temperaturas como:

Compresor:

$$\varepsilon_{cB} = \frac{T_{2sB} - T_{1B}}{T_{2B} - T_{1B}} \quad (3.7)$$

Turbina:

$$\varepsilon_{tB} = \frac{T_{3B} - T_{4B}}{T_{3B} - T_{4sB}} \quad (3.8)$$

T_i es la temperatura del fluido de trabajo asociada a cada punto del ciclo. Las relaciones de presión en la expansión y en la compresión se expresan como:

$$r_B^t = \frac{P_{3B}}{P_{4B}} \quad \text{y} \quad r_B^c = \frac{P_{2B}}{P_{1B}}$$

A partir de las pérdidas de carga (ρ_i) definidas anteriormente, se calculan los cocientes de temperaturas en el proceso isentrópico, mediante la definición de los factores a , siguiendo el modelo adoptado por Roco et al. [77].

Para un gas ideal se tienen las siguientes relaciones de presión:

Para el compresor:

$$a_{cB} = \frac{T_{2sB}}{T_{1B}} = r_B^k = \left(\frac{P_{2B}}{P_{1B}} \right)^k = \left(\frac{P_{2B}}{P_{4B} - \Delta P_{LB}} \right)^k \quad (3.9)$$

Para la turbina:

$$a_{tB} = \frac{T_{3B}}{T_{4sB}} = r_B^k = \left(\frac{P_{3B}}{P_{4B}} \right)^k = \left(\frac{P_{2B} - \Delta P_{HB}}{P_{4B}} \right)^k \quad (3.10)$$

En las condiciones reversibles, las relaciones de presión del compresor y la turbina elevadas al factor k para un gas ideal se presentan como a_{cB} y a_{tB} y están asociadas por la ecuación:

$$a_{tB} = \rho_{HB} \rho_{LB} a_{cB} \quad (3.11)$$

Despejando, la potencia en cada caso se define como:

Para el compresor:

$$\dot{W}_{cB} = C_{wB}(T_{2B} - T_{1B}) = C_{wB}T_{1B} \left(\frac{a_{cB} - 1}{\varepsilon_{cB}} \right) \quad (3.12)$$

Para la turbina:

$$\dot{W}_{tB} = C_{wB}(T_{3B} - T_{4B}) = C_{wB}T_{3B}\varepsilon_{tB} \left(\frac{a_{tB} - 1}{a_{tB}} \right) \quad (3.13)$$

C_{wB} (correspondiente a $\dot{m}_{wB}c_p$) es la capacidad calorífica por unidad de tiempo del fluido de trabajo.

La potencia neta \dot{W}_{nB} consumida por el ciclo bomba de calor se define como:

$$\dot{W}_{nB} = \dot{W}_{cB} - \dot{W}_{tB} \quad (3.14)$$

Hoy en día, el mercado de los compresores existe la limitante tecno-económica de no alcanzar temperaturas requeridas para el uso de sales fundidas como medio de almacenamiento de calor. Algunos autores como Aga [34] incluyen el uso de resistencias eléctricas que levantan la temperatura a la salida del compresor. Este calentador eléctrico aguas abajo puede ayudar a aumentar la temperatura del gas para calentar las sales hasta el valor objetivo de almacenamiento. La limitación de temperatura no se debe principalmente a restricciones tecnológicas en materiales, sellados u otros, ya que las condiciones de proceso de alta temperatura son comunes en la tecnología de turbinas de gas sino porque a la fecha no se ha requerido el desarrollo de compresores de tan alta temperatura, lo que implica una mayor relación de presión, que a su vez se asocia a mayores costos del compresor [81]. En última instancia, se requiere una optimización de costos para seleccionar las mejores compensaciones tecno-económicas que aporta el desarrollo de compresores específicos o facilitar la energía por un sistema adicional anexo para alcanzar estas temperaturas.

Transferencia de calor entre los reservorios y el fluido de trabajo.

La transferencia de calor entre el fluido de trabajo y los de almacenamiento no ocurre reversiblemente, por tanto, debe existir un salto térmico en los procesos de intercambio.

Para la carga, como se esquematiza en la Fig. 3.5, la temperatura del fluido de trabajo en la zona del intercambiador de alta presión debe ser mayor que la del foco caliente (fluido de almacenamiento) por lo que $T_{2B} > T_{H1B}$ y $T_{3B} > T_{H2B}$ y la temperatura del fluido en la zona de baja presión debe ser menor que la del foco frío (fluido refrigerante) por lo que $T_{L1B} > T_{4B}$ y $T_{L2B} > T_{1B}$.

Cuando los depósitos externos son lo suficientemente grandes como para suponer una capacidad calorífica infinita, se asume que la temperatura (T_H) de la fuente y la del tanque frío (T_L) no cambian con el tiempo. No obstante, esto no ocurre en el caso de las PHES de almacenamiento líquido, por tanto, se tiene una variación de temperatura del fluido de almacenamiento desde que ingresa en contracorriente con el fluido de trabajo hasta que sale del intercambiador.

Empleando la definición de la eficiencia del intercambiador de calor, el cambio de entalpía del fluido de trabajo en un proceso de calentamiento u enfriamiento se calcula como:

$$\dot{m}\Delta h = \dot{Q} = \varepsilon\dot{Q}_{max} \quad (3.15)$$

Donde \dot{Q}_{max} representa el máximo calor que sería posible transferir en ese sistema, es decir, la de un intercambiador de calor infinitamente grande y ε es la eficiencia de intercambio.

Los efectos del *pinch point* también se considerarán como un enfoque adicional para los sistemas reales PHES. El *pinch point* es el punto físico de la superficie de intercambio de calor donde las temperaturas del fluido caliente y frío son más cercanas [82].

La diferencia de temperatura en el *pinch point* (*PP*) es un parámetro importante para analizar el proceso de transferencia de calor en los intercambiadores de calor dado que influye en el rendimiento del sistema. En condiciones de c_p variable el *pinch point* puede ocurrir en cualquier punto (tanto en la entrada fría, en la caliente o en cualquier zona del intercambiador), pero como para el análisis se asume que ambas corrientes son sustancias puras (sin picos máximos ni mínimos de c_p), el problema se vuelve más fácil y la posición del *pinch point* de un flujo en contracorriente se puede encontrar buscando en la entrada o la salida del intercambiador de calor [83] dependiendo si se toma como referencia el fluido de trabajo o el de almacenamiento.

Si bien en este trabajo no se profundizará en los procesos de transferencia de calor, si se quisiera considerarlos, se podrían mediante la diferencia de temperatura media logarítmica entre las alimentaciones de calor y frío en cada extremo del intercambiador o utilizando el método del número de unidades de transferencia (NTU) [82, 84].

En cualquier caso, las ecuaciones de balance, considerando los efectos de transferencia de calor a través de las eficiencias, pueden expresarse entonces según:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{HB} = \dot{m}_{wB}(h_{2B} - h_{3B}) &= C_{wB}(T_{2B} - T_{3B}) = C_{HB}(T_{H1B} - T_{H2B}) \\ \dots &= C_{HminB}\varepsilon_{HB}(T_{2B} - T_{H2B})\end{aligned}\quad (3.16)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{LB} = \dot{m}_{wB}(h_{1B} - h_{4B}) &= C_{wB}(T_{1B} - T_{4B}) = C_{LB}(T_{L2B} - T_{L1B}) \\ \dots &= C_{LminB}\varepsilon_{LB}(T_{L2B} - T_{4B})\end{aligned}\quad (3.17)$$

Donde \dot{m}_w es el flujo másico del fluido de trabajo, h la entalpía y C_w , C_H y C_L son las capacidades caloríficas del fluido de trabajo y de los fluidos de almacenamiento en cada foco respectivamente ($C = \dot{m}c_p$, asumiendo que los valores de c_p son constantes). C_{Hmin} y C_{Lmin} son las capacidades caloríficas mínimas de intercambiador de alta (entre C_w y C_H) y de baja (entre C_w y C_L).

Las eficiencias de intercambio (ε_H y ε_L) se presentan en la TTF como las irreversibilidades provenientes de los acoplamientos del fluido de trabajo con las fuentes externas a temperaturas T_{H1} , T_{H2} , T_{L1} y T_{L2} , para cada reservorio.

Cuando las relaciones de capacidad de calor son equilibradas $C_w = C_H = C_{min}$, lo que significa que, a menos que la variación de c_p sea significativa, la diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y de almacenamiento, es la misma en todas partes del dispositivo.

Después de un cálculo laborioso, las temperaturas de los distintos puntos del ciclo también quedan definidas entonces a partir de los parámetros macroscópicos de irreversibilidad definidos con las ecuaciones descritas anterior-

mente desde la 3.4 hasta la 3.17 y las temperaturas estandarizadas de origen de los reservorios según:

$$T_{1B} = \frac{[a_{cB} - (1 - \varepsilon_{cB})]^2}{\varepsilon_{cB}} \times \frac{[T_{L2}\varepsilon_{LB}a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB} + T_{H2B} [a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB}(1 - \varepsilon_{tB}) + \varepsilon_{tB}] \varepsilon_{HB}(1 - \varepsilon_{LB})]}{\varepsilon_{cB}a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB} - [a_{cB} - (1 - \varepsilon_{cB})] [a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB}(1 - \varepsilon_{tB}) + \varepsilon_{tB}] (1 - \varepsilon_{HB})(1 - \varepsilon_{LB})} \quad (3.18)$$

$$T_{2B} = [a_{cB} - (1 - \varepsilon_{cB})] \times \frac{[T_{L2}\varepsilon_{LB}a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB} + T_{H2B} [a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB}(1 - \varepsilon_{tB}) + \varepsilon_{tB}] \varepsilon_{HB}(1 - \varepsilon_{LB})]}{\varepsilon_{cB}a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB} - [a_{cB} - (1 - \varepsilon_{cB})] [a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB}(1 - \varepsilon_{tB}) + \varepsilon_{tB}] (1 - \varepsilon_{HB})(1 - \varepsilon_{LB})} \quad (3.19)$$

$$T_{3B} = \frac{[a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB}(1 - \varepsilon_{tB}) + \varepsilon_{tB}]^2 [a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB} - \varepsilon_{tB}(a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB} - 1)]}{a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB}} \times \frac{[T_{H2B}\varepsilon_{HB}\varepsilon_{cB} + T_{L2B}\varepsilon_{LB}(1 - \varepsilon_{HB}) [a_{cB} - (1 - \varepsilon_{cB})]]}{\varepsilon_{cB}a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB} - [a_{cB} - (1 - \varepsilon_{cB})] [a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB}(1 - \varepsilon_{tB}) + \varepsilon_{tB}] (1 - \varepsilon_{HB})(1 - \varepsilon_{LB})} \quad (3.20)$$

$$T_{4B} = [a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB}(1 - \varepsilon_{tB}) + \varepsilon_{tB}] \times \frac{[T_{H2B}\varepsilon_{HB}\varepsilon_{cB} + T_{L2B}\varepsilon_{LB}(1 - \varepsilon_{HB}) [a_{cB} - (1 - \varepsilon_{cB})]]}{\varepsilon_{cB}a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB} - [a_{cB} - (1 - \varepsilon_{cB})] [a_{cB}\rho_{HB}\rho_{LB}(1 - \varepsilon_{tB}) + \varepsilon_{tB}] (1 - \varepsilon_{HB})(1 - \varepsilon_{LB})} \quad (3.21)$$

En todos los casos se cumplirá que $C_{min} = C_w$ ¹.

Se definen los valores de Γ_B como:

$$\Gamma_{HB} = \frac{C_{wB}}{C_{HB}} \leq 1 \quad y \quad \Gamma_{LB} = \frac{C_{wB}}{C_{LB}} \leq 1 \quad (3.22)$$

¹Esta hipótesis se utiliza con fines de cálculo, pero no tiene por qué necesariamente ser el caso de las instalaciones reales.

Además, con la ecuación 3.22 y aplicando el primer principio al intercambiador, se definen las siguientes temperaturas:

$$T_{L1B} = T_{L2B} - \Gamma_{LB}(T_{1B} - T_{4B}) \quad (3.23)$$

$$T_{H1B} = T_{H2B} + \Gamma_{HB}(T_{2B} - T_{3B}) \quad (3.24)$$

Dichas temperaturas se pueden ajustar además con las pérdidas de los reservorios hacia el ambiente (*heat leak*) que ocurren desde las paredes laterales y desde la tapa superior e inferior del reservorio de líquidos.

De este modo se tienen determinadas todas las temperaturas para el ciclo bomba de calor.

COP del ciclo bomba de calor.

El coeficiente de desempeño (*COP*) para el ciclo Brayton de bomba de calor se define según:

$$COP_B = \frac{\dot{Q}_{HB}}{\dot{W}_{nB}} \quad (3.25)$$

De las ecuaciones anteriores 3.9 y 3.10 se deduce entonces que:

$$T_{2B} = T_{1B}Y_1 \quad \text{donde} \quad Y_1 = \frac{a_{cB} - (1 - \varepsilon_{cB})}{\varepsilon_{cB}} \quad (3.26)$$

$$T_{4B} = T_{3B}Y_2 \quad \text{donde} \quad Y_2 = \frac{a_{tB} - \varepsilon_{tB}(a_{tB} - 1)}{a_{tB}} \quad (3.27)$$

Por tanto, la ecuación del coeficiente de desempeño queda definida entonces según:

$$COP = \frac{T_{H2B}\varepsilon_{HB} [Y_1Y_2(1 - \varepsilon_{LB}) - 1] + T_{L2B}Y_1\varepsilon_{HB}\varepsilon_{LB}}{T_{H2B}\varepsilon_{HB} [Y_1Y_2(1 - \varepsilon_{LB}) - 1 + Y_2\varepsilon_{LB}] + T_{L2B}\varepsilon_{LB} [Y_1Y_2(1 - \varepsilon_{HB}) - 1 + Y_1\varepsilon_{HB}]} \quad (3.28)$$

Para deducir la ecuación general del coeficiente de desempeño a partir de los parámetros macroscópicos y las temperaturas de origen se utiliza una combinación de todas las ecuaciones de cálculo de temperatura de cada punto del ciclo (de 3.18 a 3.21), además de los parámetros simplificadores Y_1 e Y_2 de las ecuaciones 3.26 y 3.27.

3.1.2. Ciclo de potencia (descarga) Brayton - Almacenamiento líquido.

El ciclo Brayton y su esquema para motor térmico con reservorios finitos se esquematiza en la Fig. 3.6.

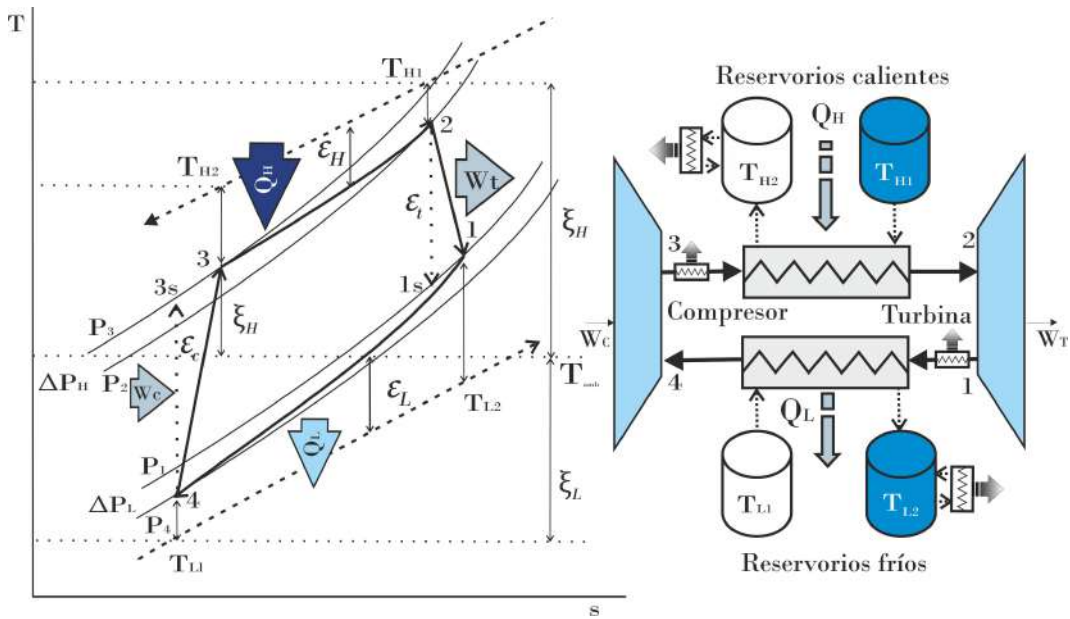


Figura 3.6: Ciclo Brayton con almacenamiento líquido en modo motor térmico para PHES con componentes e irreversibilidades.

Al principio, el fluido de trabajo eleva su presión y temperatura mediante una compresión no isentrópica (ε_c) (proceso $4 \rightarrow 3$); luego se calienta irreversiblemente (ε_H), con una caída de presión ΔP_H , a través del intervalo de temperatura $T_3 \rightarrow T_2$ por el suministro de calor en contracorriente de la sal fundida de almacenamiento caliente, que a su vez disminuye su temperatura de T_{H1} a T_{H2} . Luego, el fluido de trabajo caliente a T_2 se expande en la turbina no isentrópica (ε_t) (proceso $2 \rightarrow 1$) hasta las condiciones de presión y temperatura P_1 y T_1 y finalmente, se enfría nuevamente a su temperatura inicial T_4 con una caída de presión ΔP_L . El calor suministrado irreversiblemente (ε_L) en este paso por el fluido de trabajo permite el aumento de la temperatura del medio líquido frío de T_{L1} a T_{L2} por medio del intercambiador de calor a contraflujo.

En el ciclo se observa el mismo tipo de irreversibilidades que en el caso anterior. Entonces, en un marco similar, se definen las ecuaciones siguientes:

Pérdidas de carga.

En este caso, las caídas de presión resultan:

$$\Delta P_{HP} = P_{3P} - P_{2P} \quad y \quad \Delta P_{LP} = P_{1P} - P_{4P} \quad (3.29)$$

$$\rho_{HP} = \left(\frac{P_{2P}}{P_{3P}} \right)^k = \left(\frac{P_{3P} - \Delta P_{HP}}{P_{3P}} \right)^k \quad (3.30)$$

$$\rho_{LP} = \left(\frac{P_{4P}}{P_{1P}} \right)^k = \left(\frac{P_{1P} - \Delta P_{LP}}{P_{1P}} \right)^k \quad (3.31)$$

Irreversibilidades en la expansión y en la compresión.

Para el compresor:

$$\varepsilon_{cP} = \frac{T_{3sP} - T_{4P}}{T_{3P} - T_{4P}} \quad (3.32)$$

Para la turbina:

$$\varepsilon_{tP} = \frac{T_{2P} - T_{1P}}{T_{2P} - T_{1sP}} \quad (3.33)$$

Las relaciones de presión en la expansión y en la compresión se expresan como:

$$r_P^c = \frac{P_{3P}}{P_{4P}} \quad y \quad r_P^t = \frac{P_{2P}}{P_{1P}}$$

Para la compresión adiabática de un gas ideal se tiene:

$$a_{cP} = \frac{T_{3sP}}{T_{4P}} = r_P^c{}^k = \left(\frac{P_{3P}}{P_{4P}} \right)^k = \left(\frac{P_{3P}}{P_{1P} - \Delta P_{LP}} \right)^k \quad (3.34)$$

y para su expansión en la turbina se tiene:

$$a_{tP} = \frac{T_{2P}}{T_{1sP}} = r_P^t{}^k = \left(\frac{P_{2P}}{P_{1P}} \right)^k = \left(\frac{P_{3P} - \Delta P_{HP}}{P_{1P}} \right)^k \quad (3.35)$$

De donde se deduce que:

$$a_{tP} = \rho_{HP} \rho_{LP} a_{cP} \quad (3.36)$$

La potencia en cada caso se define como:

Para el compresor:

$$\dot{W}_{cP} = \dot{m}_{wP}(h_{3P} - h_{4P}) = C_{wP}(T_{3P} - T_{4P}) = C_{wP}T_{4P} \left(\frac{a_{cP} - 1}{\varepsilon_{cP}} \right) \quad (3.37)$$

Para la turbina:

$$\dot{W}_{tP} = \dot{m}_{wP}(h_{2P} - h_{1P}) = C_{wP}(T_{2P} - T_{1P}) = C_{wP}T_{2P} \left[\varepsilon_{tP} \left(1 - \frac{1}{a_{tP}} \right) \right] \quad (3.38)$$

C_{wP} (correspondiente a $\dot{m}_{wP}c_p$) es la capacidad calorífica por unidad de tiempo del fluido de trabajo.

La potencia neta obtenida del ciclo se corresponde con:

$$\dot{W}_{nP} = \dot{W}_{tP} - \dot{W}_{cP} \quad (3.39)$$

Transferencia de calor entre los reservorios y el fluido de trabajo.

Al igual que en el ciclo de bomba de calor, en el sistema real de motor térmico, hay una diferencia de temperatura finita entre el sistema y el entorno. Teniendo en cuenta esta variación, los parámetros y límites de rendimiento termodinámico se establecen con procesos termodinámicos de tamaño finito que se caracterizan por una tasa finita de intercambio de calor entre el sistema y el entorno. Para el proceso de descarga (el sistema funcionando como motor térmico), la temperatura del fluido de trabajo en el intercambiador de alta presión debe ser menor que la del foco caliente ($T_{2P} < T_{H1P}$ y $T_{3P} < T_{H2P}$) y la temperatura del fluido en el reservorio frío debe ser mayor que la del foco frío ($T_{4P} < T_{L1P}$ y $T_{1P} < T_{L2P}$).

Las ecuaciones en este caso son:

Para el reservorio de alta temperatura:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{HP} &= \dot{m}_{wP}(h_{2P} - h_{3P}) = C_{wP}(T_{2P} - T_{3P}) = C_{HP}(T_{H1P} - T_{H2P}) \\ &\dots = C_{HminP}\varepsilon_{HP}(T_{H1P} - T_{3P}) \end{aligned} \quad (3.40)$$

Para el reservorio de baja temperatura:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{LP} &= \dot{m}_{wP}(h_{1P} - h_{4P}) = C_{wP}(T_{1P} - T_{4P}) = C_{LP}(T_{L2P} - T_{L1P}) \\ &\dots = C_{LminP}\varepsilon_{LP}(T_{1P} - T_{L1P}) \end{aligned} \quad (3.41)$$

Se definen entonces las relaciones de capacidades caloríficas para el ciclo motor térmico (Γ_P) como:

$$\Gamma_{HP} = \frac{C_{wP}}{C_{HP}} \leq 1 \quad y \quad \Gamma_{LP} = \frac{C_{wP}}{C_{LP}} \leq 1 \quad (3.42)$$

Las temperaturas de los distintos puntos del ciclo también quedan determinadas entonces a partir de las ecuaciones anteriores (Desde 3.29 a 3.41) según:

$$T_{1P} = [a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP}(1 - \varepsilon_{tP}) + \varepsilon_{tP}] \times \frac{[T_{H1P}\varepsilon_{HP}\varepsilon_{cP} + T_{L1P}\varepsilon_{LP}(1 - \varepsilon_{HP}) [a_{cP} - (1 - \varepsilon_{cP})]]}{\varepsilon_{cP}a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP} - [a_{cP} - (1 - \varepsilon_{cP})] [a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP}(1 - \varepsilon_{tP}) + \varepsilon_{tP}] (1 - \varepsilon_{HP})(1 - \varepsilon_{LP})} \quad (3.43)$$

$$T_{2P} = \frac{[a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP}(1 - \varepsilon_{tP}) + \varepsilon_{tP}] a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP}}{a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP} - \varepsilon_{tP}(a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP} - 1)} \times \frac{[T_{H1P}\varepsilon_{HP}\varepsilon_{cP} + T_{L1P}\varepsilon_{LP}(1 - \varepsilon_{HP}) [a_{cP} - (1 - \varepsilon_{cP})]]}{\varepsilon_{cP}a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP} - [a_{cP} - (1 - \varepsilon_{cP})] [a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP}(1 - \varepsilon_{tP}) + \varepsilon_{tP}] (1 - \varepsilon_{HP})(1 - \varepsilon_{LP})} \quad (3.44)$$

$$T_{3P} = [a_{cP} - (1 - \varepsilon_{cP})] \times \frac{[T_{L1P}\varepsilon_{LP}a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP} + T_{H1P} [a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP}(1 - \varepsilon_{tP}) + \varepsilon_{tP}] \varepsilon_{HP}(1 - \varepsilon_{LP})]}{\varepsilon_{cP}a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP} - [a_{cP} - (1 - \varepsilon_{cP})] [a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP}(1 - \varepsilon_{tP}) + \varepsilon_{tP}] (1 - \varepsilon_{HP})(1 - \varepsilon_{LP})} \quad (3.45)$$

$$T_{4P} = \frac{[a_{cP} - (1 - \varepsilon_{cP})] \varepsilon_{cP}}{a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP} - (1 - \varepsilon_{cP})} \times \frac{[T_{L1P}\varepsilon_{LP}a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP} + T_{H1P} [a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP}(1 - \varepsilon_{tP}) + \varepsilon_{tP}] \varepsilon_{HP}(1 - \varepsilon_{LP})]}{\varepsilon_{cP}a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP} - [a_{cP} - (1 - \varepsilon_{cP})] [a_{cP}\rho_{HP}\rho_{LP}(1 - \varepsilon_{tP}) + \varepsilon_{tP}] (1 - \varepsilon_{HP})(1 - \varepsilon_{LP})} \quad (3.46)$$

Además, a través de la ecuación 3.42 y del primer principio para el intercambiador, se definen las siguientes temperaturas:

$$T_{L2P} = T_{L1P} + \Gamma_{LP}(T_{1P} - T_{4P}) \quad (3.47)$$

$$T_{H2P} = T_{H1P} - \Gamma_{HP}(T_{2P} - T_{3P}) \quad (3.48)$$

$$T_{H1P} = T_{H2P} + \Gamma_{HB}(T_{2B} - T_{3B}) \quad (3.49)$$

$$T_{L1P} = T_{L2P} - \Gamma_{LB}(T_{1B} - T_{4B}) \quad (3.50)$$

Como en el ciclo de motor térmico también se pueden ajustar las temperaturas tomando en cuenta las pérdidas al ambiente.

Eficiencia del ciclo de potencia.

La eficiencia del ciclo de potencia Brayton viene dada por la relación entre el flujo neto de calor desde el reservorio caliente y la potencia neta extraída del ciclo.

$$\eta_P = \frac{\dot{W}_{nP}}{\dot{Q}_{HP}} \quad (3.51)$$

Tomando en cuenta que, al despejar las siguientes relaciones entre las temperaturas, se tiene que:

$$T_{1P} = T_{2P}Z_1 \quad \text{donde} \quad Z_1 = \frac{a_{tP} - \varepsilon_{tP}(a_{tP} - 1)}{a_{tP}} \quad (3.52)$$

$$T_{3P} = T_{4P}Z_2 \quad \text{donde} \quad Z_2 = \frac{a_{cP} - (1 - \varepsilon_{cP})}{\varepsilon_{cP}} \quad (3.53)$$

La eficiencia del ciclo de potencia quedaría definida según:

$$\eta_P = 1 - \frac{T_{L1P}\varepsilon_{LP} [1 - Z_1Z_2(1 - \varepsilon_{HP})] - T_{H1P}Z_1\varepsilon_{HP}\varepsilon_{LP}}{T_{H1P}\varepsilon_{HP} [Z_1Z_2(1 - \varepsilon_{LP}) - 1] + T_{L1P}Z_2\varepsilon_{HP}\varepsilon_{LP}} \quad (3.54)$$

Para deducir la ecuación general de la eficiencia del motor térmico a partir de los parámetros macroscópicos y las temperaturas de origen se utiliza una combinación de todas las ecuaciones de cálculo de temperatura de cada punto del ciclo (de 3.43 a 3.46), además de los parámetros simplificadores Z_1 e Z_2 de las ecuaciones 3.52 y 3.53.

3.1.3. Ciclos en serie bomba de calor y motor térmico del tipo Brayton de almacenamiento líquido.

Como la entropía aumenta durante los procesos de compresión y expansión, y sumado a las pérdidas de presión, el *heat leak* y los intercambios térmicos; los ciclos de carga y descarga no coinciden, la temperatura global del sistema aumenta y será necesario extraer el excedente de calor o, en el mejor de los casos, aprovecharlo.

Para compensar las irreversibilidades y estabilizar el sistema, se suelen instalar intercambiadores de calor (enfriadores) [25].

Los intercambiadores de calor externos se utilizan para rechazar al entorno el calor generado por las irreversibilidades durante el ciclo de potencia. Es decir, antes de comenzar a operar la carga, se deben estabilizar las condiciones de inicio eliminando calor al ambiente.

Las características de todos estos intercambiadores adicionales dependerán de cada sistema en particular, de las características de los fluidos, de la posibilidad de reducir irreversibilidades y de las inversiones posibles. Algunos ejemplos de posibilidades de estabilización se muestran en la Fig. 3.7.

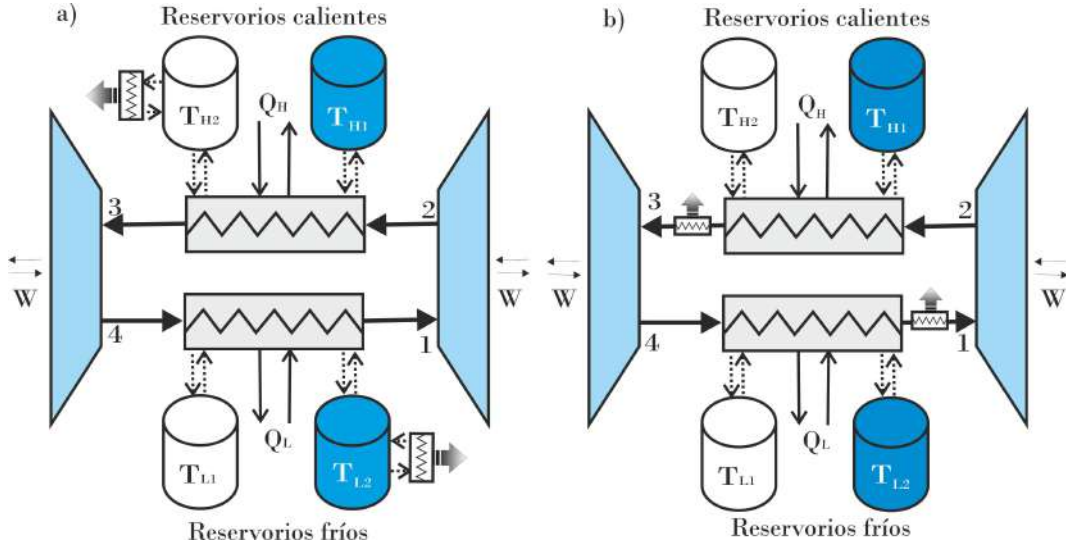


Figura 3.7: Opciones de estabilización del sistema PHES de almacenamiento líquido. a) Intercambiador en los tanques de reserva b) Intercambiador en la línea del fluido de trabajo (Modo carga).

La energía puede extraerse, por ejemplo, rechazando calor hacia al ambiente directamente de los reservorios durante los períodos de espera (Fig. 3.7a) o en la propia línea del fluido de trabajo (Fig. 3.7b). También se puede utilizar una combinación de ellos dependiendo de las características operativas del sistema.

La posibilidad más sencilla y económica será retirar calor del reservorio frío como en la Fig. 3.7a dado que en la situación del almacenamiento líquido, la restricción de la temperatura de salida del reservorio caliente vendrá definida, por ejemplo, por la temperatura de cristalización de las sales. Por ello resulta conveniente operar sobre los reservorios de baja temperatura para la extracción de calor y no en un punto donde pueda ser contraproducente ante una posible solidificación de los líquidos.

En este formato, la representación gráfica de ambos ciclos en un mismo diagrama para el rechazo de calor en el reservorio frío se representa en la Fig. 3.8. En la imagen se puede ver claramente cómo después de que finaliza el ciclo de motor térmico, para recuperar las condiciones iniciales del ciclo bomba de calor, podría ser necesario un intercambiador de calor que permite reducir la temperatura del tanque de T_{L2P} a T_{L2B} .

Recordando que en el diagrama T-s un área encerrada por un ciclo es proporcional al trabajo consumido por la bomba de calor o producido por el ciclo de motor

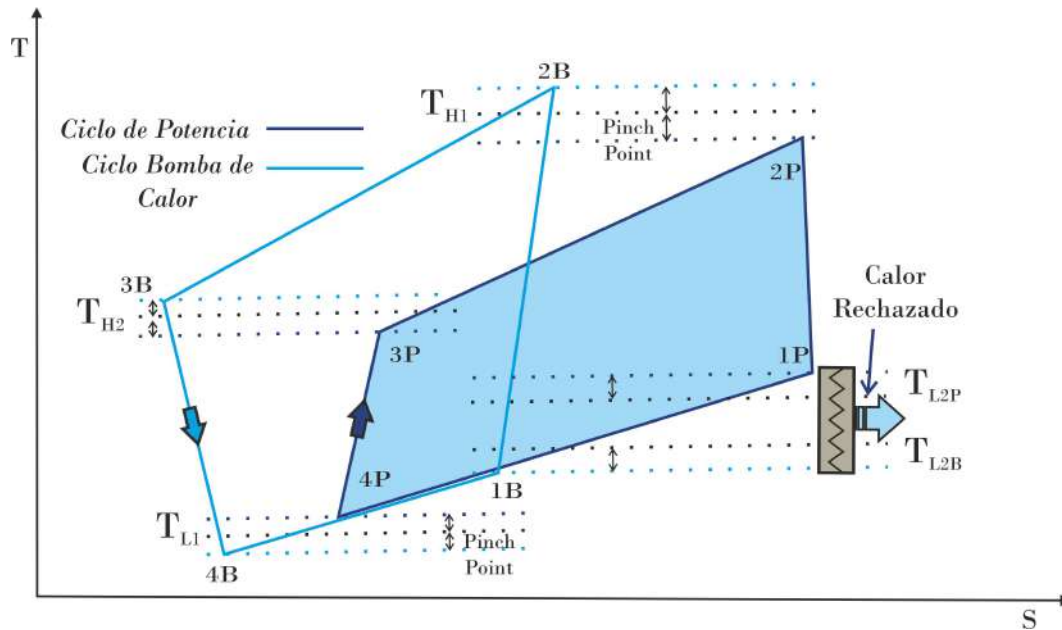


Figura 3.8: Ciclo Brayton carga y descarga combinados con un intercambiador de calor para el rechazo de calor en el reservorio frío.

térmico, es evidente que el trabajo recuperado del almacenamiento (descarga) es menor que la entrada de trabajo durante la carga. Tal desajuste entre las fuentes de calor y los disipadores de calor conduce a las pérdidas de trabajo y la disminución de la *RTE*.

Además, en la Fig. 3.8 se pueden ver claramente ciertas condicionantes que se deben imponer a los sistemas de almacenamiento líquido al respecto de las temperaturas y que se describen a continuación:

- Durante la carga del sistema, la temperatura T_{2B} siempre debe estar por encima del valor objetivo del tanque T_{H1} (limitada por la descomposición de las sales). El intercambiador, aunque sea infinito, sólo podrá permitir levantar la temperatura hasta un valor máximo equivalente a T_{2B} . Caso contrario, nunca se podrá alcanzar la temperatura deseada en el reservorio por simple condición de diseño. Lo mismo ocurre cuando el reservorio entra en descarga; el intercambiador sólo podrá entregar al fluido de trabajo previo a su ingreso a la turbina una energía limitada por su máxima temperatura T_{H1} por lo que siempre se debe cumplir que $T_{H1} \geq T_{2P}$. Como el intercambiador de calor no será infinito la diferencia de temperatura siempre estará acotada por el *pinch point* ($PP_{HB} = T_H - T_i$ y $PP_{LB} = T_i - T_L$). Si el compresor no logra alcanzar esas temperaturas en el gas descargado, se puede agregar un sistema de calentamiento eléctrico adicional para ayudar a la máquina a alcanzar mayores valores y las respectivas eficiencias. También se pueden

instalar resistencias inmersas en el reservorio de almacenamiento para levantar la temperatura de las sales fundidas y compensar las posibles pérdidas térmicas al ambiente de los tanques a cuenta de incrementar las inversiones y bajar los rendimientos.-

- Al igual que en el ítem anterior, para que el reservorio frío absorba el remanente de la descarga, debe tener una temperatura inferior a la del gas de trabajo, por lo que T_{L1} (limitada por la congelación del fluido refrigerante) siempre debe ser inferior a T_{4P} ($T_{4P} \geq T_{L1}$). Por lo mismo, el gas expandido debe bajar hasta una temperatura (T_{4B}) inferior a T_{L1} para que pueda enfriar el refrigerante hasta esa temperatura al pasar por el intercambiador. Si al expandir no se puede alcanzar esa temperatura, se puede recurrir a un sistema de enfriamiento adicional (como puede ser un ciclo de amoníaco) que puede bajar la temperatura T_{4B} en un circuito en serie o reducir la temperatura del tanque a un valor de T_{L1} acoplable al ciclo de potencia que seguirá al período de carga.-
- Durante la descarga, la temperatura del reservorio caliente T_{H2} estará limitada por la solidificación de las sales. Este mínimo se verá acotado por el tamaño del intercambiador. Incluso en el caso de un área infinita, para que exista una transferencia de calor, siempre debe ocurrir que $T_{H2} \geq T_{3P}$. Para cumplir esta condición, si la espera es muy larga hasta el período de carga y el aislamiento del tanque no es adecuado, se puede incluir calentadores eléctricos que mantengan las sales en estado líquido en todo momento. Cabe aclarar que evidentemente estos equipos adicionales incrementan los costos y disminuyen el rendimiento del sistema. Por el mismo motivo, siempre debe ocurrir $T_{H2} \leq T_{3B}$. Por este motivo, debe haber una diferencia de temperaturas como en el sentido antes descrito en el caso de la bomba de calor ($PP_{HP} = T_i - T_H$ y $PP_{LP} = T_L - T_i$).
- Para estabilizar el sistema y devolverlo a sus condiciones iniciales se utiliza un intercambiador con el ambiente (radiador) que disminuya la temperatura de T_{L2P} a T_{L2B} en los reservorios fríos. También, por las razones antes mencionadas, se debe dar que $T_{L2B} \geq T_{1B}$ y $T_{L2P} \leq T_{1P}$.-

Cabe aclarar que en esta Tesis no están incorporados los procesos de transferencia de calor en intercambiadores que, en caso de incluirse, podrían aparecer nuevas restricciones a las soluciones físicamente posibles.

Además de lo mencionado anteriormente, para aumentar la capacidad de almacenamiento de energía en sistemas líquidos y superar la restricción asociada con la solidificación de las sales, se propone emplear dos fluidos de almacenamiento en serie en el depósito de alta temperatura. Este enfoque permite trabajar con un rango más

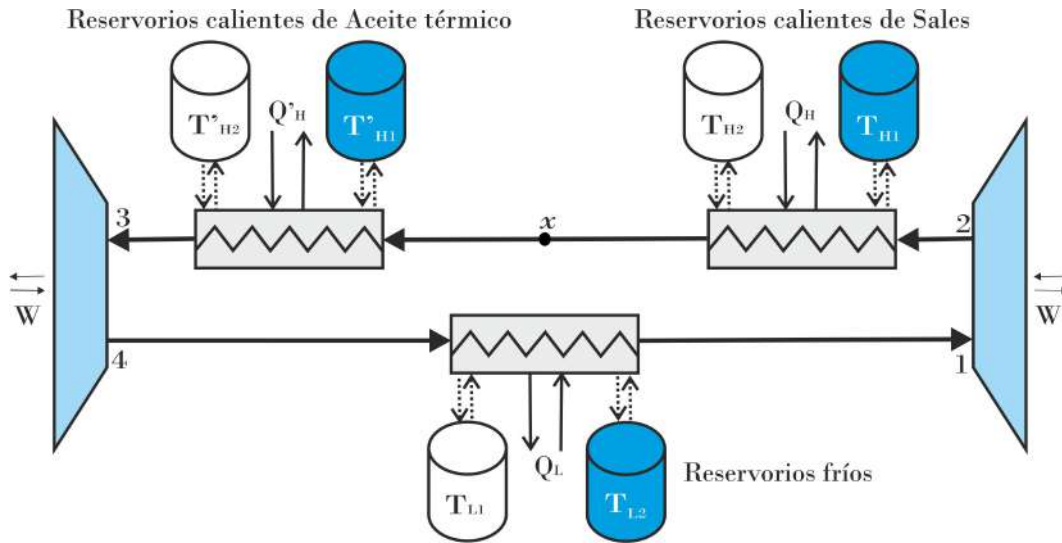


Figura 3.9: Esquema de sistemas Brayton de almacenamiento líquido con fluidos de alta temperatura en serie (Modo carga).

amplio de temperaturas en la zona caliente, ofreciendo así una solución más versátil y eficiente (en la Fig. 3.9 por ejemplo se puede ver el caso de una combinación en serie de sales fundidas con aceite térmico) [85].-

Otro diseño que usualmente mejora los rendimientos individuales, sin la necesidad de invertir en fluidos adicionales, es la utilización de un regenerador. En definitiva, existe la posibilidad de aprovechar algún calor residual dentro de un ciclo agregando un intercambiador adicional para la recuperación de energía.

Sistema Brayton con regenerador.

Un esquema del sistema regenerativo se muestra en la Fig. 3.10. El regenerador representado es un intercambiador de calor a contracorriente, a través del cual el gas de trabajo, que tiene un remanente caliente en la zona de alta presión, intercambia calor con el de la zona de baja presión circulando en sentidos opuestos.

Los límites de temperatura de los ciclos, asociados a los máximos y mínimos niveles de los medios de almacenamiento, son los que determinan la posibilidad de regenerar o no. Por ejemplo, para medios líquidos durante el ciclo bomba de calor (sentido antihorario), el sistema regenerativo permite utilizar el potencial remanente a la salida del intercambiador (a T_x) para precalentar el fluido de trabajo previo a su ingreso al compresor (de T_y hasta T_1) y operar con ciclos mejor acoplados. El regenerador crea una brecha de temperatura entre los tanques calientes y fríos, lo que permite una selección más flexible de los rangos de temperatura y reduce el ratio

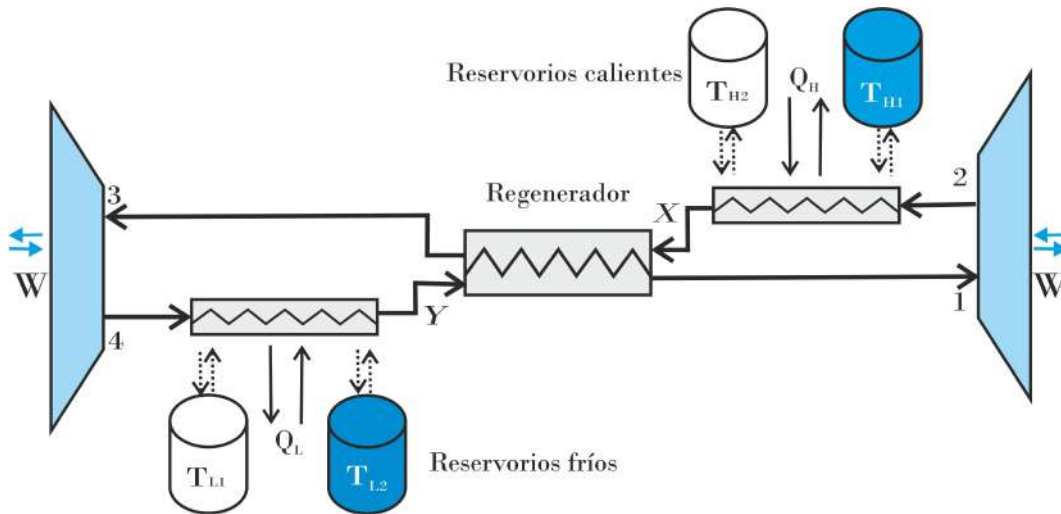


Figura 3.10: Esquema sistema de almacenamiento Brayton con regeneración (Modo carga).

de las relaciones de presiones ($x = r_B/r_P$) [22, 86]¹. Por otra parte, la operación en sentido contrario del regenerador durante el ciclo motor térmico (sentido horario) no resulta factible, dado que las temperaturas de descarga de la turbina se sitúan por debajo de las de los reservorios de la zona caliente, salvo que pueda trabajarse a bajas relaciones de presión para lo cual debería asegurarse de cumplir con todas las restricciones operativas asociadas a las temperaturas límite de trabajo. Esta disparidad impide la recuperación de calor, ya que no se lograría alcanzar la temperatura de equilibrio necesaria para facilitar el intercambio térmico en el marco del ciclo motor térmico.

Si bien se pueden hacer los ciclos más acoplables, cabe aclarar que la *RTE* depende de las potencias entregadas a la red eléctrica en el ciclo de descarga y las consumidas desde la red durante el ciclo bomba de calor, por lo que el efecto sobre el rendimiento no es claro sobre este punto particular e incluso puede ser contraproducente para la *RTE*, según el método empleado para su evaluación.

Más allá de los beneficios de utilizar un regenerador, cabe aclarar que se requiere un equipo adicional y la transferencia de calor dentro de este intercambiador de calor gas-gas no es tan eficiente como la transferencia entre gases y líquidos. Los tamaños se incrementan y en consecuencia, también los costos [46].

¹Esta estrategia no es posible para medios de almacenamiento sólidos dado que, al no darse el fenómeno de la cristalización que ocurre con las sales, se puede operar con temperaturas cercanas a la ambiente sin dejar un remanente térmico que pueda aprovecharse. Además las temperaturas de salida de los tanques de almacenamiento sólido son muy cercanos a la temperatura de equilibrio, lo que no permitiría intercambio de calor.

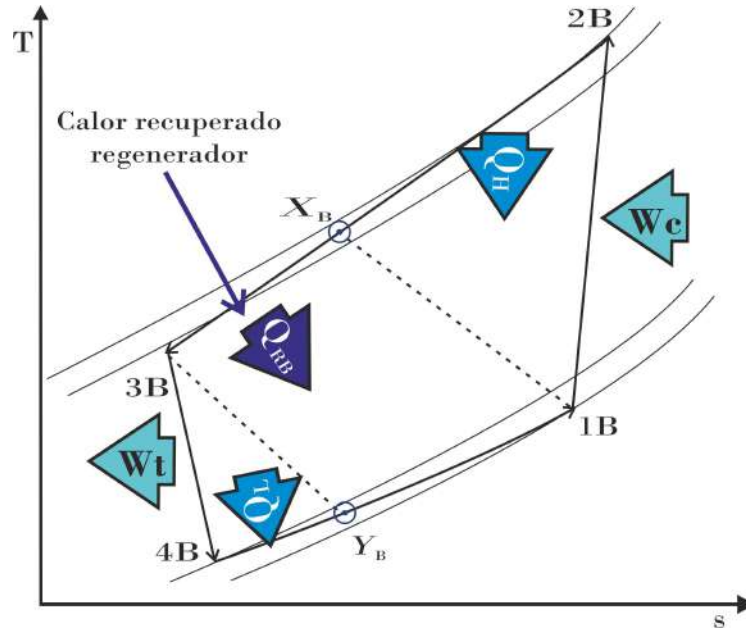


Figura 3.11: Ciclo Brayton en modo bomba de calor para un sistema de almacenamiento PHES con regeneración.

En la Fig. 3.11 se muestran el ciclo Brayton para bomba de calor incluyendo un regenerador. Durante el modo carga, el gas de escape del compresor se enfría desde el estado $2B$ hasta el estado X_B mediante el intercambiador de la zona caliente y termina en el estado $3B$, entregando un calor \dot{Q}_{RB} operando con el regenerador, mientras que el gas de trabajo que sale de la turbina, recibe el calor \dot{Q}_{RB} , se calienta desde el estado $4B$ hasta el Y_B con el reservorio frío y aumenta su temperatura hasta la del punto $1B$ con el uso del regenerador. De aquí que la transferencia de calor de una fuente externa al ciclo sólo se necesita para incrementar la temperatura desde el estado Y_B hasta el estado $1B$, mientras que si no existe regeneración será desde el estado $4B$ hasta el estado $1B$ como en los ejemplos del caso sin regenerador.

Las ecuaciones asociadas al uso del regenerador para el ciclo bomba de calor vienen dadas por las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{RB} = \dot{m}_w(h_X - h_{3B}) = C_w(T_X - T_{3B}) = C_w(T_{1B} - T_Y) \quad (3.55)$$

El valor máximo de la temperatura T_{1B} al final del ciclo bomba es la temperatura T_X y el valor mínimo de T_{3B} es T_Y , por lo que la eficiencia del regenerador (ε_R) se define como:

$$\varepsilon_{RB} = \frac{T_{1B} - T_{YB}}{T_{XB} - T_{YB}} = \frac{T_{XB} - T_{3B}}{T_{XB} - T_{YB}} \quad (3.56)$$

Durante el ciclo de bomba de calor se cumple que:

$$T_{2B} - T_{XB} = \varepsilon_{HB}(T_{2B} - T_{H2B}) \quad y \quad T_{YB} - T_{4B} = \varepsilon_{LB}(T_{L2B} - T_{4B}) \quad (3.57)$$

Con las ecuaciones anteriores y luego de una laboriosa deducción matemática se llega a que las temperaturas del ciclo se calculan según:

$$T_{1B} = \frac{T_{H2B}\varepsilon_{HB} \left(\frac{\varepsilon_{RB}-1}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - T_{L2B}\varepsilon_{LB} \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{HB}Y_1) \right]}{\left(\frac{\varepsilon_{RB}-1}{2\varepsilon_{RB}-1} \right)^2 - \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{HB}Y_1) \right] \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{LB}Y_2) \right]} \quad (3.58)$$

$$T_{2B} = \frac{T_{L2B}\varepsilon_{LB}Y_1 \left(\frac{\varepsilon_{RB}-1}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - T_{H2B}\varepsilon_{HB}Y_1 \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{LB}Y_2) \right]}{\left(\frac{\varepsilon_{RB}-1}{2\varepsilon_{RB}-1} \right)^2 - \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{HB}Y_1) \right] \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{LB}Y_2) \right]} \quad (3.59)$$

$$T_{3B} = \frac{T_{L2B}\varepsilon_{LB} \left(\frac{\varepsilon_{RB}-1}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - T_{H2B}\varepsilon_{HB} \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{LB}Y_2) \right]}{\left(\frac{\varepsilon_{RB}-1}{2\varepsilon_{RB}-1} \right)^2 - \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{HB}Y_1) \right] \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{LB}Y_2) \right]} \quad (3.60)$$

$$T_{4B} = \frac{T_{H2B}\varepsilon_{HB}Y_2 \left(\frac{\varepsilon_{RB}-1}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - T_{L2B}\varepsilon_{LB}Y_2 \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{HB}Y_1) \right]}{\left(\frac{\varepsilon_{RB}-1}{2\varepsilon_{RB}-1} \right)^2 - \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{HB}Y_1) \right] \left[\left(\frac{\varepsilon_{RB}}{2\varepsilon_{RB}-1} \right) - (1 - \varepsilon_{LB}Y_2) \right]} \quad (3.61)$$

Pérdidas temporales - Pérdidas entre las fuentes (*heat leak*).

Como se mencionó anteriormente, para los tanques de almacenamiento térmico, las pérdidas al ambiente se calculan considerando la resistencia al calor conductivo del aislamiento y de la pared y el coeficiente de transferencia de calor convectivo y de radiación externo e interno.

En la generalidad de los casos, existe una transferencia directa de calor con las fuentes externas e incluso de la fuente caliente a la fría a través de la propia planta (*heat leak*). Esta transferencia de calor se relaciona globalmente con las inevitables pérdidas de calor que siempre tienen lugar entre las partes más calientes y frías de cualquier zona de la instalación a través de los componentes de la planta y sus paredes [79].

En general pueden considerarse despreciables dado que, en principio, se puede lograr cualquier grado de aislamiento [42]. No obstante, las altas temperaturas de los tanques y las largas horas de espera que pueden darse entre ciclo y ciclo deben ser consideradas con el fin de ser conservadores en los cálculos.

Las tasas de fuga de calor al entorno (tomadas como el *heat leak* dado que representan las pérdidas de las fuentes y despreciando algunos efectos de algunas fugas menores) serán proporcionales a la diferencia de temperatura entre el reservorio y las temperaturas ambientales (T_0), por lo tanto, se tiene que:

$$\dot{Q}_{HLH} = C_{HL}(T_{Hi} - T_0) \quad y \quad \dot{Q}_{HLL} = C_{HL}(T_0 - T_{Li}) \quad (3.62)$$

El término \dot{Q}_{HL} representa el (*heat leak*) para los reservorios de alta y baja temperatura y en TTF, según varios autores [60, 77, 78], se considera lineal respecto a la temperatura, al menos dentro de ciertos rangos. C_{HL} es la conductancia interna de la planta asociada a un factor de pérdida de cada uno de los reservorios con el ambiente.

Las pérdidas al ambiente circundante afectan la temperatura de las sales almacenadas. El efecto es reducir T_{H1} y T_{H2} y aumentar T_{L1} y T_{L2} . El impacto de la irreversibilidad en el reservorio de fluido frío, dado que las temperaturas son más cercanas al ambiente, no disminuirá significativamente la eficiencia como en el reservorio caliente. Por esta causa, las pérdidas pueden considerarse despreciables en esta zona del sistema.

Las ecuaciones que rigen las pérdidas térmicas para recipientes cilíndricos vienen dadas entonces por la ley de enfriamiento de Newton:

$$\frac{dQ}{dt} = -AU(T_H - T_0) \quad (3.63)$$

$$\text{En paredes} \quad A_1 = \pi Dz \quad \text{y en techos planos} \quad A_2 = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\text{y si se usa el coeficiente global } A = A_1 + A_2$$

Donde A es el área de transferencia, U es el coeficiente global; D es el diámetro del tanque y z la altura de fluido de almacenamiento.

Al igual que con otros coeficientes de pérdida estos términos se integran con el tiempo, recordando que las pérdidas de *heat leak* ocurren durante las fases de carga, descarga, espera y almacenamiento (las 24 horas del día). Calculando la pérdida de energía fraccional en el tiempo; con un coeficiente de transferencia igual en paredes

y techos (U) y un área neta de transferencia fija (A); se tiene de integrar la ecuación 3.63 que la temperatura en el tanque al final de cada período resulta:

$$T_{Hif} = T_0 + (T_{Hi0} - T_0)e^{-\frac{UAt_i}{M_s c_{ps}}} = T_{Hi0} - \xi(T_{Hi0} - T_0) \quad (3.64)$$

$$\text{donde } \xi = 1 - e^{-\frac{UAt_i}{M_s c_{ps}}}$$

T_{Hi0} es la temperatura inicial del tanque y T_{Hif} es la temperatura luego de intercambiar calor con el entorno. ξ es el factor de *heat leak* (que depende de los tiempos de cada estado del sistema (carga, descarga, espera y almacenamiento) y del aislamiento y nivel del tanque¹). M_s es la masa de sal en el reservorio y c_{ps} su calor específico. t_i es el tiempo que insume cada parte del proceso.

En definitiva, el efecto en las temperaturas será que la temperatura del seno del líquido será diferente al final de los tiempos de espera o almacenamiento de modo tal que:

En los reservorios de alta temperatura:

$$\begin{aligned} T_{H1P} &= T_{H1B} - \xi_{H1}(T_{H1B} - T_0) \\ T_{H2B} &= T_{H2P} - \xi_{H2}(T_{H2P} - T_0) \end{aligned} \quad (3.65)$$

En los reservorios de baja temperatura:

$$\begin{aligned} T_{L1P} &= T_{L1B} + \xi_{L1}(T_0 - T_{L1B}) \\ T_{L2B} &= T_{L2P} + \xi_{L2}(T_0 - T_{L2P}) \end{aligned} \quad (3.66)$$

Dado que el *heat leak* afecta únicamente a las transferencias de calor y que la eficiencia *round trip* viene definida por la relación de potencias entre el ciclo de carga y descarga, no habría un efecto claro de esta irreversibilidad. Por ello, la afectación a las temperaturas de los reservorios calientes es la que reflejará el impacto de las fugas térmicas.

Como se mencionó anteriormente, en el caso de los sistemas PHES, las pérdidas al ambiente resultarán variables dado que los tiempos de cada etapa influirán notoriamente en la irreversibilidad. De hecho, el *heat leak* existe aunque el sistema esté detenido.

Una descripción más detallada de esta pérdida se presenta en el [Capítulo 5](#).

¹Si $\xi = 0$ no hay pérdidas y si $\xi = 1$ las temperaturas se igualan a la ambiente.

Parámetros de diseño de los sistemas con ciclos Brayton para almacenamiento líquido.

Para el análisis, los intercambiadores de calor, los compresores y los expansores se tratan como dispositivos de flujo constante, pero las ecuaciones que rigen la transferencia de calor dentro de los depósitos (asociadas a la energía disponible almacenada y a las pérdidas en los depósitos) se integran en el tiempo para determinar los comportamientos dada la necesidad de este tipo sistema de responder a las variaciones en su operación. Como se mencionó en el [Capítulo 2](#) las necesidades de almacenamiento pueden ser diarias, pero también es posible diseñar reservorios para almacenar energía en períodos largos y al igual que como ocurre con todas las demás tecnologías de almacenamiento, el costo de la acumulación suele ser fuertemente dependiente de la cantidad de ciclos de almacenamiento por año.

Es necesario definir algunos parámetros para establecer los criterios en base a los períodos presentados en la [Fig. 2.4](#). El tamaño de cada tanque de almacenamiento, asociado a la masa que se debe contener, se pueden definir a partir de una capacidad de almacenamiento de energía (Cap).

La capacidad de almacenamiento de energía es uno de los principales factores que se tienen en cuenta para dimensionar los tanques, ya que es la base para el cálculo de la cantidad y el volumen de material de almacenamiento. La masa de sales y refrigerantes se calculan a partir de esta capacidad y de las propiedades termodinámicas y físicas de los distintos fluidos.

La capacidad también se puede expresar en términos de horas equivalentes de suministro de energía térmica, por lo tanto, será el producto de la entrada de energía térmica por las horas de carga [\[45\]](#).

$$Cap = \dot{Q}_{HB}t_c = \dot{m}_g c_{pg}(T_{2B} - T_{3B})t_c \quad (3.67)$$

Con la capacidad definida, se pueden calcular los caudales de sal fundida y refrigerante asociados al tiempo de carga t_c , así como sus respectivas masas y volúmenes contenidos en cada uno de los 4 reservorios correspondientes:

$$\begin{aligned} \dot{m}_H &= \frac{c_{pg}\dot{m}_g}{\Gamma_H c_{pH}} \quad \text{y} \quad \dot{m}_L = \frac{c_{pg}\dot{m}_g}{\Gamma_L c_{pL}} \\ M_H &= \dot{m}_H t_c \quad \text{y} \quad M_L = \dot{m}_L t_c \\ V_H &= \frac{M_H}{\rho_H} \quad \text{y} \quad V_L = \frac{M_L}{\rho_L} \end{aligned} \quad (3.68)$$

c_{pi} y ρ_i son el calor específico y la densidad de cada material respectivamente. En este caso se tendrán dos tanques iguales. Se puede asumir un margen de espacio libre en el tanque con fines de seguridad. Este valor puede rondar el 10 % [36]. \dot{m}_H el caudal de sales y \dot{m}_L el de fluido frío. Estos caudales pueden ser diferentes en modo bomba de calor y en modo motor térmico.

La potencia térmica de carga de diseño del reservorio debe ser lo suficientemente alta como para que el sistema sea capaz de almacenar la energía excedente para la cual esté diseñado. Se puede pensar en almacenar todos los excedentes producidos por ejemplo por un parque eólico o fotovoltaico tomando los distintos históricos de producción. Sin embargo, no es conveniente subdimensionar demasiado la capacidad de diseño, pues cuanto más elevada sea la misma por encima de la mínima necesaria, mayor será la energía excedente diaria que el sistema dejaría de almacenar por estar el tanque caliente a su máximo de capacidad, sobre todo en aquellos días de mucha energía en exceso. Asimismo, cuanto mayor es la potencia de carga de diseño mayor será el coste asociado a los equipos principales (tuberías, bombas e intercambiadores). La estrategia de operación del sistema seguramente estará ligada entonces a los tiempos mencionados en el [Capítulo 2](#) dado que no es lo mismo cargar y descargar el sistema con una frecuencia conocida, que almacenar energía por períodos largos y descargar únicamente lo que se necesita.

3.2. Ciclo Brayton para PHES de almacenamiento sólido.

Como se mencionó en el [Capítulo 2](#), con el uso de lechos empaquetados en un sistema PHES tipo Brayton (donde la acumulación térmica se lleva a cabo en una matriz de concreto o en rocas) se amplían los rangos de operación y se reemplazarían tanto a los intercambiadores de contacto indirecto como a los dos depósitos de energía térmica separados, ya que se eliminaría la necesidad de un fluido térmico líquido con márgenes de temperatura acotados y se trabajaría con un único tanque estratificado. De esta manera se gana en eficiencia a cuenta de perder capacidad de contención térmica a largo plazo y requerir tanques que soporten un fluido a presión.

El sistema global se comporta del mismo modo que en el caso de almacenamiento indirecto. Funciona como una bomba de calor durante la fase de carga, extrayendo calor del depósito frío y enviando calor al depósito caliente. Durante la fase de descarga, los procesos se invierten de tal manera que el dispositivo funciona como un motor térmico extrayendo calor del depósito caliente y enviándolo al frío.

En lo que respecta al modelado con termodinámica de tiempos finitos, la diferencia con el caso anterior estará claramente en la forma de almacenar la energía. El resto de los componentes del ciclo no tendrán mayores diferencias en el análisis termodinámico, por lo que se pueden utilizar las mismas ecuaciones que en el caso anterior para el cálculo de las irreversibilidades.

El diagrama T-s y el esquema del ciclo Brayton real de bomba de calor para reservorios de almacenamiento sólido se esquematiza en la Fig. 3.12, donde además se señalan las diferentes irreversibilidades.

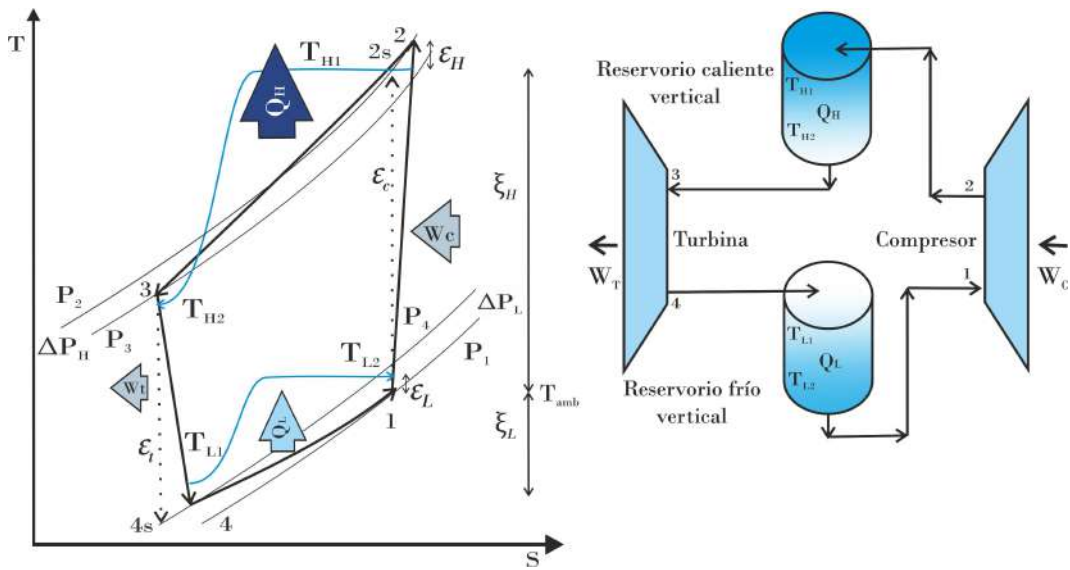


Figura 3.12: Ciclo Brayton de almacenamiento sólido en modo bomba de calor para PHES sólido con componentes e irreversibilidades.

El compresor eleva irreversiblemente (con una eficiencia isentrópica ε_c) la temperatura y la presión del fluido caloportador de T_1 (P_1) a T_2 (P_2) y lo fuerza a seguir el ciclo, entregando energía a las rocas del reservorio caliente que pasan, punto a punto, desde la temperatura más baja T_{H2} a la más alta T_{H1} limitada por una transferencia de calor irreversible (ε_H) asociada esencialmente a las características del frente térmico que se genera dentro del tanque. Se introduce el fluido caliente en un flujo que se supone unidimensional desde el extremo superior y después de depositar calor en el sólido, sale del lecho a una temperatura más baja a través del extremo inferior. A su paso por el almacenamiento sólido el gas baja su temperatura de T_2 a T_3 y habrá una pérdida de carga ΔP_H de P_2 a P_3 . Las caídas de presión se darán en el circuito, pero sobre todo en el lecho de rocas dependiendo particularmente de la geometría y temperatura de los reservorios. Después, el gas se expande irreversiblemente (ε_t) en la turbina de expansión y desciende su temperatura y presión de T_3 (P_3) a T_4 (P_4). Al igual que en el caso anterior, el expansor produce trabajo que se

suministra al compresor para colaborar con la energía extraída de la red eléctrica. El gas resultante absorbe calor del reservorio frío para elevar la temperatura de T_4 a T_1 también con una pérdida de carga ΔP_L en los circuitos y en el lecho que reduce la presión de P_4 a P_1 . En esta transferencia, el sólido de almacenamiento frío entrega punto a punto irreversiblemente (ε_L) la energía, pasando de su temperatura más alta T_{L2} a la más baja T_{L1} .

Por otra parte, el ciclo Brayton para el motor térmico con almacenamiento sólido se esquematiza en la Fig. 3.13.

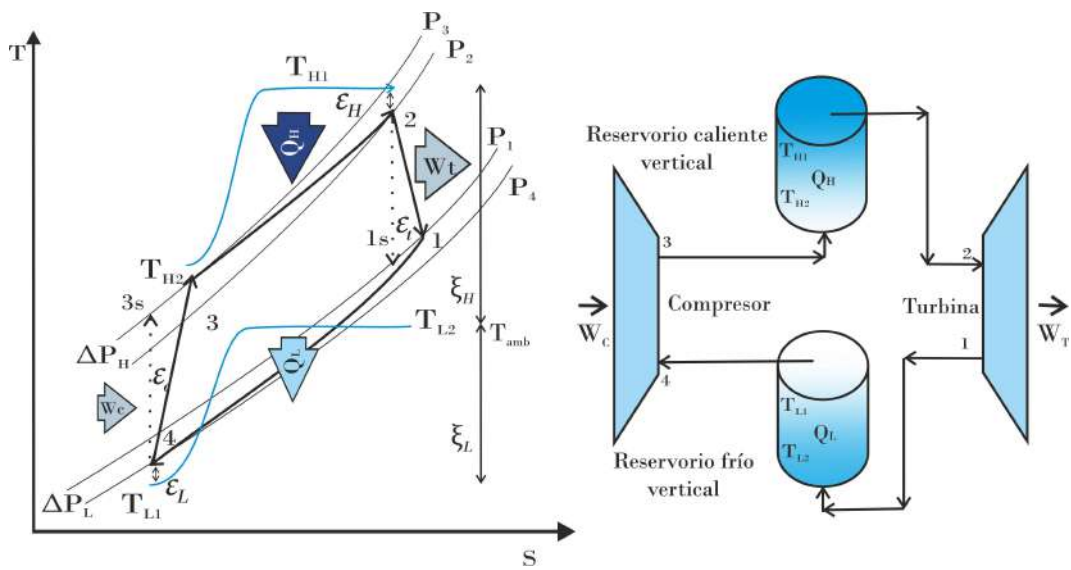


Figura 3.13: Ciclo Brayton de almacenamiento sólido en modo motor térmico para PHES sólido con componentes e irreversibilidades.

Durante la fase de descarga, el compresor eleva irreversiblemente (con una eficiencia isentrópica ε_c) la temperatura y la presión del fluido caloportador de T_4 (P_4) a T_3 (P_3) y lo impulsa hacia el reservorio caliente de donde toma la energía suficiente para elevar su temperatura de T_3 a T_2 con un eficiencia (ε_{HP}) absorbiendo calor de las rocas que, punto a punto, bajan su temperatura desde T_{H1} a T_{H2} . A su paso por el almacenamiento sólido también habrá una pérdida de carga del gas ΔP_H de P_3 a P_2 . Luego, el gas se expande irreversiblemente (ε_t) en la turbina de expansión, entregando potencia a la red eléctrica y descendiendo su temperatura y presión de T_2 (P_2) a T_1 (P_1). Después, el gas entrega el remanente de energía en el reservorio frío donde disminuye su temperatura de T_1 a T_4 también con una caída de presión ΔP_L de P_1 a P_4 . En esta transferencia las rocas del almacenamiento frío toman punto a punto la energía pasando de la temperatura más baja T_{L1} a la más alta T_{L2} a través de un proceso de transferencia de calor irreversible (ε_L).

Analizando los dos ciclos, las pérdidas que cambian respecto al modelo anterior son solamente las asociadas al medio almacenamiento, dado que es la única diferencia tecnológica entre ambos sistemas. En definitiva, sólo se verán afectadas las pérdidas de carga en el interior del intercambiador y las transferencias de calor, pero las ecuaciones relacionados con las irreversibilidades asociadas a la compresión y expansión serán exactamente las mismas.

Dentro de los depósitos se tienen dos componentes de irreversibilidad principales: las pérdidas térmicas (asociadas principalmente con la transferencia de calor irreversible) y las caídas de presión al pasar el gas a través de un lecho de piedras (pérdidas por fricción). En los períodos de almacenamiento y espera aparecerán también las pérdidas por fugas al ambiente, las de salida y las de autodescarga al ir destratiificándose los tanques. Estas pérdidas son sustanciales y limitan a estos sistemas para la acumulación a largo plazo. Por esta razón es que la mayor parte de los estudios citados en el [Capítulo 2](#) sólo analizan ciclos diarios de operación para este tipo de tecnología.

Puntualizando como en el caso anterior, se presentan las pérdidas del ciclo Brayton asociadas a la transferencia de calor entre los reservorios y las caídas de presión.

Pérdidas de carga.

En este tipo de sistema de almacenamiento sólido, sobre todo en los lechos empacados, las pérdidas por presión pueden ser importantes al cruzar el gas a través de un sólido, pero dependerá especialmente de la geometría del lecho, la temperatura y del tipo y tamaño de partículas contenidas en él. La circulación del fluido de trabajo entre las piedras es afectada de un modo diferente a la simple fricción de un gas atravesando una cañería. Como es de esperar, la pérdida por presión aumentará con la longitud del depósito y con la relación superficie-volumen del medio de almacenamiento.

Se pueden entonces diferenciar dos tipos de caídas de presión:

- Pérdidas en tuberías y accesorios (como en el caso de los líquidos).-
- Pérdidas en el lecho de rocas.-

Del mismo modo que en el almacenamiento líquido, la pérdida de carga se define en términos de una presión fraccional y para su cálculo se utilizan las ecuaciones [3.4](#), [3.5](#) y [3.6](#) .

Transferencia de calor entre los reservorios y el fluido de trabajo.

El sólido en forma de rocas o arenas ocupa una fracción volumétrica dentro de un recipiente de contención. Durante la etapa de carga, es fundamental tener en cuenta

que existe una clara separación entre la región de alta temperatura y la región de baja temperatura dentro del tanque. Este fenómeno se produce debido a la presencia de un gradiente térmico que, durante el ciclo de funcionamiento de la bomba de calor, se desplaza gradualmente a lo largo de la porción vacía del tanque, descendiendo de manera constante. Este gradiente, conocido como frente térmico, desempeña un papel esencial en el proceso, aunque también es una fuente de irreversibilidades que debe ser considerada para mejorar la eficiencia del sistema. El mismo gradiente, pero en el sentido contrario de los flujos de calor, ocurre durante la descarga.

La transferencia de calor entre el fluido y el sólido da como resultado un cambio de temperatura a lo largo del lecho de piedras que se conoce como "frente térmico" (este tipo de modelo se denomina *plug-flow* y es la forma ideal de hacer circular el fluido de trabajo para evitar la mezcla y mantener un almacenamiento bien estratificado [87]). En un depósito ideal, sin resistencia térmica entre el fluido y el sólido, el frente térmico tendría una forma de función escalonada. Sin embargo, los procesos disipativos (intercambio de calor irreversible gas-sólido y la conducción axial) da lugar a que el frente térmico se extienda durante el proceso afectando el rendimiento del almacenamiento.

Entonces, para propósitos de eficiencia del PHES, el almacenamiento debe mantenerse claramente estratificado, es decir, con regiones calientes y frías bien separadas por una delgada termoclina (ver Fig. 3.14) y un gradiente térmico bien pronunciado. Cuanto mejor sea la estratificación, mayor la pendiente de descenso y por lo tanto, habrá más capacidad de almacenamiento de energía y mejor nivel de intercambio [53]. Para ello, es importante que el flujo del gas dentro de un tanque de almacenamiento esté libre de cualquier tipo de mezcla. Debido a esto, la distribución uniforme del gas que fluye es esencial. Para mantener estas condiciones conviene que la velocidad del gas de trabajo sea reducida dado que se evita la propagación de la termoclina, porque el tiempo prolongado de interacción térmica reduce la mezcla de fluido y mantiene la uniformidad de la temperatura de la roca.

Dentro del frente térmico, la diferencia de temperatura entre el gas y el sólido da como resultado una transferencia de calor irreversible, que es la fuente principal de la pérdida térmica dentro los reservorios. En un perfil idealizado la temperatura de ambas fases deberían igualarse en todo momento. Es decir, apenas pasa el gas por un punto del reservorio, transfiere toda su energía al sólido hasta que alcanza la misma temperatura que el gas [90, 91]. Esto no ocurre en la realidad y siempre se da un pequeño salto de temperatura entre el sólido y el gas de trabajo debido fundamentalmente a las pérdidas internas de los reservorios. En general, se observa que las temperaturas del gas siguen muy de cerca la temperatura del sólido porque localmente la diferencia de temperatura entre la superficie del elemento del

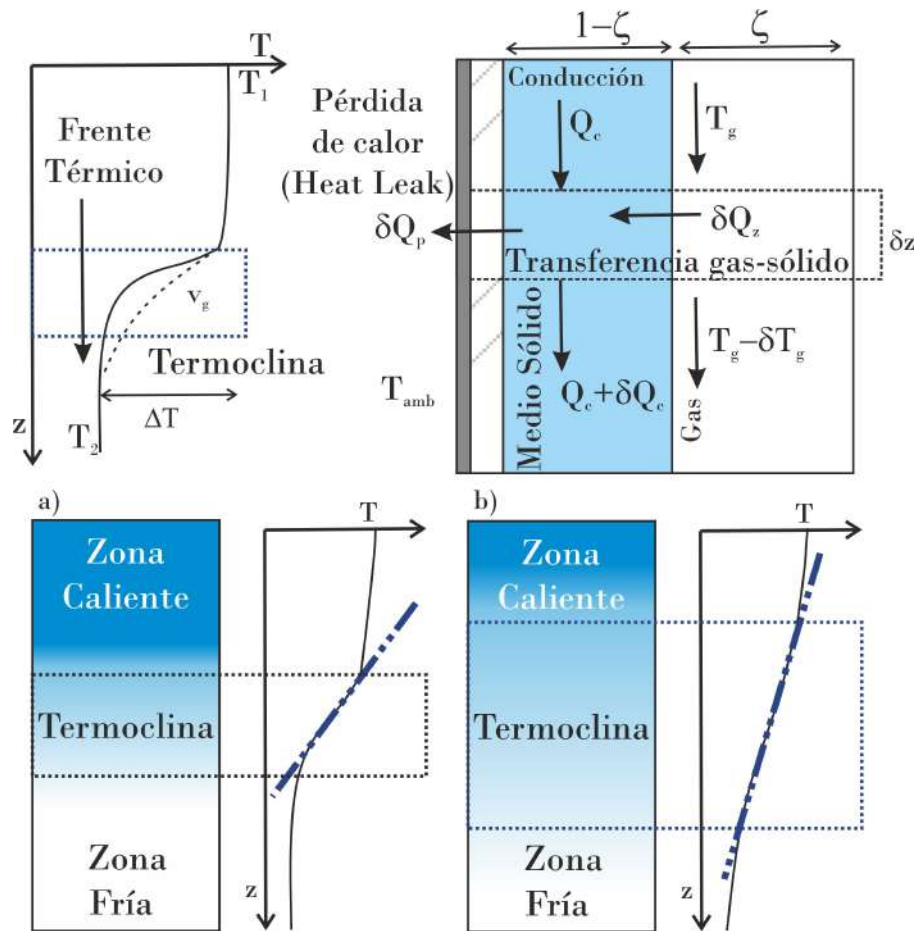


Figura 3.14: Transferencia de calor dentro del depósito de sólidos y perfil de temperatura asociado para diferentes grados de estratificación dentro de un tanque de almacenamiento con la misma cantidad de calor almacenado (a) izquierda, altamente estratificada, (b) derecha, moderadamente estratificada. Esquema adaptado de [53, 88, 89].

lecho y el fluido de trabajo suele ser pequeña debido a la gran área superficial del sólido [92]. Por esta causa, esta irreversibilidad puede considerarse prácticamente nula ($\varepsilon_{H,L} \approx 100\%$).

En resumen, la gran ventaja de estos sistemas sólido-gas está en ese intercambio directo de energía entre el fluido de almacenamiento y el de trabajo y el bajo costo del material de almacenamiento. La diferencia de temperatura al final del recorrido es muy baja y se hace cada vez menor al aumentar el largo del tanque y reducir el diámetro de partícula (esto se debe al aumento de la superficie específica y del coeficiente de transferencia de calor). Cuanto menor sea la relación entre el diámetro de partícula d_p y el diámetro del depósito D , más certera será esta suposición. Este efecto va en sentido contrario a las pérdidas de carga que se ven incrementadas al reducir el tamaño de las rocas.

Escapa al objetivo de la Tesis romper con el criterio simplificador de la termodinámica de tiempos finitos por lo que se realizará una aproximación a partir de las temperaturas tal como se hizo para el estudio del medio líquido, sólo con fines de comparar las tendencias de ambos sistemas. Por lo que, al igual que para los medios líquidos, a los efectos del PHES Brayton sólido, se puede asumir que:

$$T_{2B} - T_{3B} = T_{H1B} - T_{H2B} = \epsilon_{HB} (T_{2B} - T_{H2B}) \quad (3.69)$$

$$T_{1B} - T_{4B} = T_{L2B} - T_{L1B} = \epsilon_{LB} (T_{L2B} - T_{4B}) \quad (3.70)$$

$$T_{2P} - T_{3P} = T_{H1P} - T_{H2P} = \epsilon_{HP} (T_{H1P} - T_{3P}) \quad (3.71)$$

$$T_{1P} - T_{4P} = T_{L2P} - T_{L1P} = \epsilon_{LP} (T_{1P} - T_{L1P}) \quad (3.72)$$

Las ecuaciones de cálculo de las temperaturas en cada punto del ciclo, para el sistema con almacenamiento sólido, son exactamente las mismas que para el medio líquido. Para el ciclo bomba de calor se usan las ecuaciones 3.18, 3.19, 3.20 y 3.21 y para el motor térmico se calculan las temperaturas con las ecuaciones 3.43, 3.44, 3.45 y 3.46.

3.2.1. Ciclos en serie bomba de calor y motor térmico del tipo Brayton de almacenamiento sólido.

Como ocurre con los líquidos, la inclusión de las diversas pérdidas y sus consecuentes aumentos de entropía durante la compresión y expansión y las pérdidas de presión significan una vez más que los modos de carga y descarga no son coincidentes y el ciclo de motor térmico queda incrustado dentro del ciclo de bomba de calor. El esquema de los ciclos en un mismo gráfico es el mismo que en la Fig. 3.8. También, debido a los aumentos de entropía ocurridos durante los distintos procesos implicados es necesario que parte del calor sea rechazado utilizando intercambiadores de calor con el ambiente, pero a diferencia del caso de las sales solares donde había una restricción de temperatura de cristalización, en este caso el calor se puede extraer tanto en la carga como en la descarga (ver Fig. 3.15). En este caso, como los tanques están presurizados, los intercambiadores suelen colocarse en la propia línea.

Pérdidas temporales - Pérdidas entre las fuentes (*heat leak*), de salida (*exit losses*) y autodescarga.

Al igual que para el sistema Brayton con medio líquido, las pérdidas térmicas hacia el exterior (*heat leak*) pueden ser un fenómeno significativo y deben tenerse en cuenta principalmente en sistemas con poco aislamiento y largos períodos de almacenamiento del material. Al estar estratificado el tanque, las pérdidas de calor

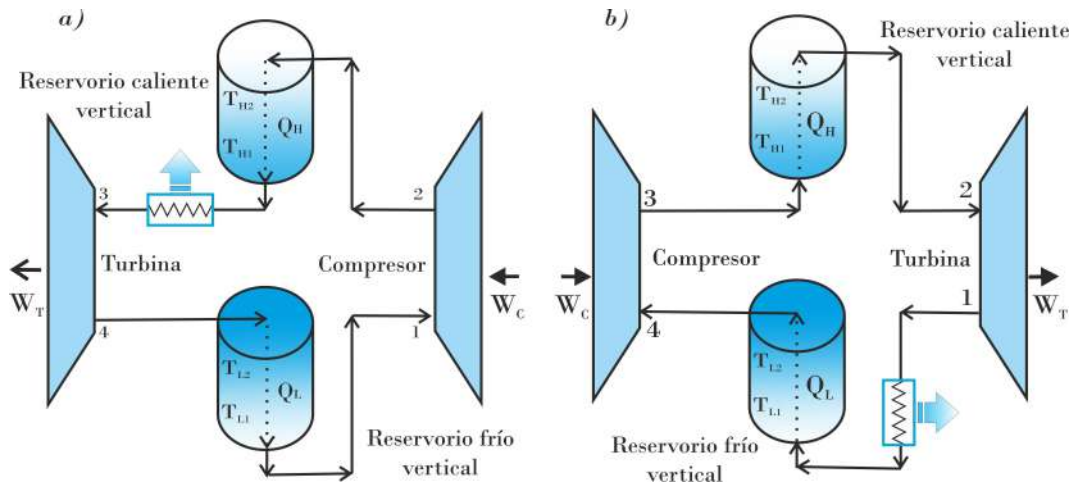


Figura 3.15: Opciones de estabilización del sistema PHES sólido. a) Intercambiador durante la carga b) Intercambiador durante la descarga.

se producen principalmente en la parte superior del reservorio debido a la mayor diferencia de temperatura con el ambiente. Dado que esta parte del almacenamiento contiene la fracción más útil del calor almacenado, debe aislarse con especial atención. Cuando el tanque está en espera, la temperatura es similar a la ambiente por lo que no habrá pérdidas sustanciales en esta etapa.

Sumado a las fugas térmicas al ambiente se agregan las pérdidas de salida (*exit losses*) y las de autodescarga.

Las pérdidas de salida se producen cuando el frente de temperatura pierde su configuración escalonada y se vuelve más inclinado, llegando incluso al punto en el que la termoclina sale parcialmente del tanque. Esto conlleva una pérdida de la energía disponible, dejando un remanente de gas con potencial para intercambio térmico al finalizar el proceso a la salida del tanque. Este fenómeno implica una carga incompleta o la necesidad de utilizar un tanque de mayor capacidad para evitar dichas pérdidas. En la mayoría de los casos, estas fugas son mínimas y sólo se manifiestan al final del proceso de transferencia de calor entre el gas y las rocas. Sin embargo, existe la posibilidad de recuperar parte de esta energía desperdiciada mediante un proceso externo, como la aplicación de sistemas de climatización industrial o la utilización del calor generado para calentar agua u otros fines.

Las pérdidas de autodescarga se refieren a la disminución de la disponibilidad de energía que ocurre durante el período de almacenamiento y se asemejan al proceso de autodescarga en las baterías químicas. Esta disminución se debe en parte a la conducción axial, que provoca una disipación gradual de los gradientes térmicos y se pierde por completo la estratificación, manteniendo una temperatura uniforme en todo el lecho.

Si bien factores como el espesor del aislamiento y la conductividad efectiva son parámetros clave, es evidente que las pérdidas durante el almacenamiento están estrechamente relacionadas con la duración del período de almacenamiento. El diseño innovador de los sistemas PHES sólido, como la segmentación de los depósitos, puede reducir de manera significativa estos efectos, aunque no es posible eliminarlos por completo. En consecuencia, los sistemas de almacenamiento térmico sólido resultan más adecuados para periodos de almacenamiento que oscilen entre horas y semanas, en lugar de meses. [93]. Por consiguiente, en este trabajo no se examinará el comportamiento en tiempos prolongados para el ciclo Brayton sólido, ya que los periodos de almacenamiento involucrados no están diseñados para fines de reserva energética a largo plazo y sólo se utilizará únicamente un fraccional de heat leak como en el caso de los medios líquidos.

Parámetros de diseño de los sistemas con ciclos Brayton para almacenamiento sólido.

Hay una gran variedad de diseños que puede tomar un sistema de lecho empacado con el fin de atender a los distintos tipos de irreversibilidad. Por ejemplo, una reservorio largo y delgado puede ser más aconsejable porque la irreversibilidad debido a la autodescarga (calor conducido por el frente térmico) se reduce debido a un área de sección transversal más pequeña y una mayor separación entre los extremos fríos y calientes del reservorio; sin embargo, el contenedor tendrá pérdidas de carga superiores y una mayor superficie expuesta al aire por lo que, en consecuencia, se requerirá más aislamiento para evitar el heat leak. Este tipo de configuración es particularmente atractivo para ubicaciones donde el espacio es limitado. Por otro lado, un diseño corto y ancho tiene la ventaja del menor costo para el contenedor, el aislamiento térmico y menores caídas de presión [88].

El diseño óptimo de la geometría del depósito, y en particular la relación longitud-diámetro (L/D), depende de una serie de factores como el costo del material de contención y del aislamiento, las presiones y temperaturas de funcionamiento, de los esfuerzos máximos permitidos y del espacio disponible, entre otros. Entonces, desde una perspectiva puramente termodinámica, el mejor valor de L/D está determinado por una compensación entre las pérdidas de presión (que aumentan rápidamente con L/D) y las pérdidas de intercambio de calor sólido-gas (que tienden a caer con L/D).¹

¹Usualmente los lechos empacados desarrolladas tienen una altura y un diámetro del mismo orden de magnitud ($L/D = 1$), lo que aumenta la compacidad (es decir, la relación volumen-superficie) del almacenamiento.

Algunos parámetros geométricos para el diseño son la fracción hueca y el diámetro de partícula.

La fracción hueca (ζ) es por donde circula el gas. El sólido ocupa entonces una fracción del tanque igual a $(1 - \zeta)V$ [94].

$$\zeta = \frac{V_{reservorio} - V_{part.totales}}{V_{reservorio}} \quad (3.73)$$

La fracción hueca es un parámetro muy importante que influye en el desempeño del lecho empacado; sin embargo, en aplicaciones prácticas es difícil de controlar ya que depende de la disposición de las partículas. Cuando se utilizan esferas del mismo tamaño, se pueden lograr fracciones vacías entre 26 y 66 % [88].

Un criterio que permite asociar la geometría a la transferencia de calor se establece con base a que en todo el reservorio el número de Biot (Bi) sea siempre menor o igual a 0,1 para asumir una temperatura constante dentro de las partículas de roca. El número de Biot, el cual es proporcional al tamaño de partícula, es equivalente a la relación de las resistencias de transferencia de calor dentro y en la superficie de las rocas. Si $Bi > 0,1$ la distribución de temperaturas no será uniforme en el sólido, con diferencias apreciables entre el centro y superficie de la partícula dado que la conducción interna no puede asumirse infinitamente rápida y si $Bi < 0,1$ la resistencia por conducción excederá la de convección en la superficie [95]. Un número de Biot pequeño asegura una pérdida térmica leve, se evita la transferencia de calor radial, se obtienen termoclinas con mayor pendiente y en consecuencia, se da un favorecimiento de 1 *RTE* [89]. Si se utilizaran rocas más grandes, sería necesario introducir una forma adicional de irreversibilidad para tener en cuenta la transferencia de calor desde la superficie de las rocas a su núcleo y viceversa. Para números de Biot $< 0,1$, esta irreversibilidad es insignificante [88].

El número de Biot se define en la ecuación 3.74.

$$Bi = \frac{h}{k_{eff} S_v} \quad \text{con} \quad h = St \rho_g c_{pg} u_s \quad (3.74)$$

Donde h el coeficiente de película en la superficie, $S_v = 6/d_p$ es la relación entre el área de superficie de la partícula y el volumen (d_p es el diámetro de una partícula esférica equivalente) y k_{eff} es la conductividad efectiva. En el cálculo del coeficiente de película, ρ_g y c_{pg} son la densidad y el calor específico del gas y u_s es la velocidad superficial del gas equivalente a:

$$u_s = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g A} \quad (3.75)$$

A es el área de la sección transversal del lecho.

S_t es el número Stanton que se determina según la correlación de Wakao [96]:

$$S_t = \frac{h}{c_{pg}G} \approx \frac{2}{RePr} + \frac{1,1}{Re^{\frac{2}{5}}Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (3.76)$$

Donde G es el caudal másico por unidad de área del fluido de trabajo. Pr es el número Prandtl y Re es el número de Reynolds que, para lechos empacados, son equivalentes a:

$$Re = \frac{\rho_g u_s d_p}{\mu_g} \quad (3.77)$$

$$Pr = \frac{\mu_g c_{pg}}{k_g} \quad (3.78)$$

k_g y μ_g son la conductividad térmica y la viscosidad del gas respectivamente.

Usualmente el número de Biot para lechos empacados ronda el valor de 0,07 a 0,1 [42, 88]. Con esta suposición, la transferencia de calor hacia y desde el sólido está limitada por la resistencia térmica en su superficie.

Las ecuaciones del balance de energía en este caso resultan:

$$\dot{Q}_{HB} = C_w(T_{2B} - T_{3B}) \quad \text{y} \quad \dot{Q}_{LB} = C_w(T_{1B} - T_{4B}) \quad (3.79)$$

La masa contenida en los reservorios se estima con fines de diseño a través de la potencia nominal de la planta y el tiempo de carga estimado.

$$M_H = \frac{Pot_n t_c}{c_{psH}(T_{H1B} - T_{H2B})} \quad \text{y} \quad M_L = \frac{Pot_n t_c}{c_{psL}(T_{L2B} - T_{L1B})} \quad (3.80)$$

M es la masa de material de almacenamiento¹, Pot_n es la potencia nominal, c_{ps} es el calor específico promedio del sólido sobre el rango de temperatura relevante y t_c es el tiempo de carga del reservorio [25].

El volumen mínimo de cada uno de los tanques vendrá dado entonces por:

$$V_H = \frac{M_{sH}}{\rho_s(1 - \zeta_H)} \quad \text{y} \quad V_L = \frac{M_{sL}}{\rho_s(1 - \zeta_L)} \quad (3.81)$$

ρ_s es la densidad del sólido y ζ es la fracción hueca.

¹El acero utilizado para el contenedor proporciona una capacidad de almacenamiento adicional de energía; sin embargo, es muy pequeño en comparación con la masa térmica de las rocas y usualmente no se tiene en cuenta [88].

Capítulo 4

Modelos teóricos TTF para almacenamiento de energía PHES - Ciclo Rankine transcrito.

El ciclo transcrito tipo Rankine se ha propuesto recientemente para PHES debido a su versatilidad para trabajar tanto en condiciones de fluidos subcríticos como supercríticos. La tecnología es prometedora ya que la energía térmica se puede almacenar en tanques a un costo relativamente bajo y generalmente presenta una alta densidad energética [61].

Aunque es menos común que los sistemas que trabajan con el ciclo Brayton, el sistema Rankine transcrito se ha propuesto recientemente para sistemas PHES por varios autores con muy buena aceptación y posibilidades de éxito. La tecnología es prometedora y generalmente presenta una mayor densidad de energía, debido al uso de almacenamiento a través de calor latente. Como contrapartida, los altos niveles de presión requeridos para alcanzar las elevadas temperaturas implican el uso de máquinas y tuberías más robustas y en consecuencia, un mayor costo de inversión inicial [97].

En cuanto a la compresión y dispositivos de expansión, los ciclos transcritos tienen varias ventajas en comparación con los que utilizan ciclos Brayton con fluidos de trabajo en estado gaseoso. Esto ocurre debido a la compresión del fluido de trabajo durante la descarga en la región líquida, donde la densidad es lo suficientemente alta como para usar bombas simples en lugar de compresores, reduciendo así el trabajo consumido y aumentando la potencia generada. Además, en esta región, el fluido supercrítico se comporta como un líquido en términos de características de

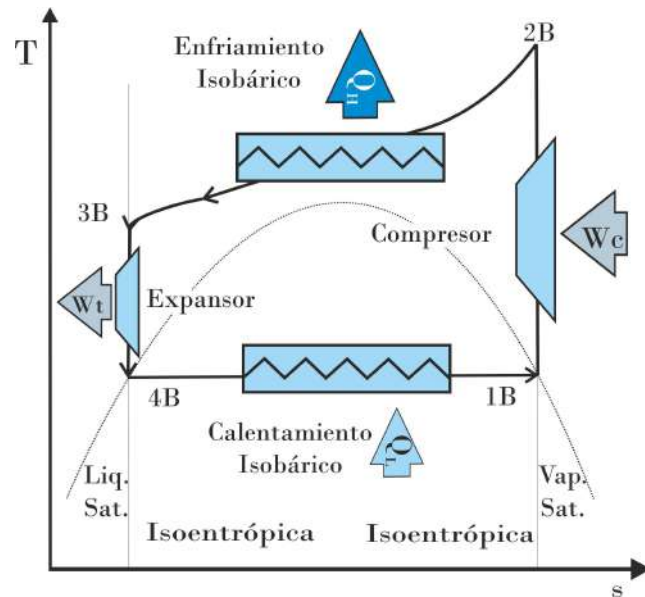


Figura 4.1: Ciclo Rankine transcrito reversible de almacenamiento líquido en modo bomba de calor.

compresibilidad y transferencia de calor, lo que permite un intercambio de calor más eficiente. En resumen, las máquinas y los intercambiadores de calor serán más pequeños [73].

Los diagramas T-s para bombas de calor y motor térmico del ciclo de Rankine transcrito reversible más simple de un sistema PHES que usa un fluido de trabajo transcrito se presentan en la Fig. 4.1 para el modo bomba de calor y en la Fig. 4.2 para el modo motor térmico. La forma del diagrama, muy distinta al ciclo Brayton usualmente utilizado para PHES, se debe al carácter diferente del intercambio de calor en los extremos de baja y alta presión del ciclo. El sistema de carga incluye un expansor de recuperación de trabajo, un evaporador, un compresor e intercambiadores de calor y el sistema de descarga incorpora una bomba de líquido, un condensador, una turbina e intercambiadores de calor.

La característica principal de este tipo de ciclo es que en el lado del tanque frío el intercambio de calor se realiza mayormente a temperatura constante con el fluido de trabajo bajo la curva de saturación, mientras que en el lado de alta presión el fluido de trabajo permanece en condiciones supercríticas y, por lo tanto, con un perfil de temperatura variable [61, 98].

Un fluido supercrítico utilizado como caloportador en los sistemas Rankine es una sustancia que se encuentra por encima de su temperatura crítica (T_{crit}) y presión crítica (P_{crit}). Se muestran en la Tabla 4.1 los distintos valores críticos de presión

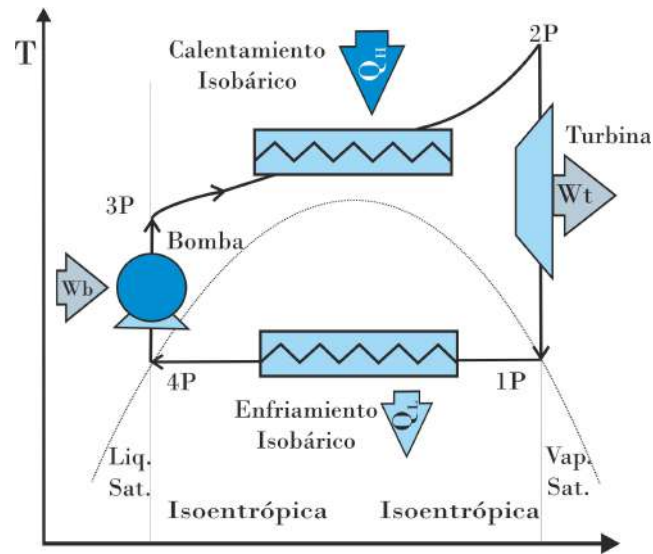


Figura 4.2: Ciclo Rankine transcrito reversible de almacenamiento líquido en modo motor térmico.

y temperatura, fórmulas químicas y niveles de seguridad¹ para varios tipos de refrigerantes. Preferiblemente, el fluido de trabajo de un sistema PHES debe ser seguro de manipular. Sin embargo, pocos fluidos son completamente inocuos, por lo que se espera alcanzar al menos un riesgo aceptable, como ocurre con el amoníaco, con nivel de seguridad B2, cuyo uso es muy común en la industria.

Tabla 4.1: Valores críticos (T_{crit} y P_{crit}), fórmulas y niveles de seguridad (Seg) para distintos refrigerantes comunes [99].

Sustancia	ASHRAE N°	Fórmula	T_{crit} (K)	P_{crit} (MPa)	Seg. ASHRAE
Dióxido de carbono	R744	CO ₂	304,1	7,38	A1
Amoníaco	R717	NH ₃	405,9	11,2	B2
Hidroflorocarbono	R134a	CH ₂ FCF ₃	374,1	4,1	A1
Butano	R600	C ₄ H ₁₀	425,0	3,8	A3
Dióxido de azufre	R764	SO ₂	430,5	7,9	B1
Agua	R718	H ₂ O	646,9	2,21	A1

Los fluidos supercríticos son interesantes en sus utilidades dado que adoptan propiedades intermedias entre los líquidos y los gases (densidades, coeficientes de difusión y viscosidades). Sus propiedades de transporte son cercanas a las de los

¹En la norma ANSI / ASHRAE 15-1992, los refrigerantes se clasifican según el peligro que implica su uso. Los refrigerantes del grupo A1 son los menos peligrosos y los del grupo B3 son los más peligrosos.

gases: baja viscosidad, elevada difusividad y muy baja tensión superficial, y su poder de solvatación es muy similar al de los líquidos. Su elevada compresibilidad permite manipular y modificar su densidad asemejándolos bien a los líquidos o bien a los gases dependiendo de la aplicación en la que se vayan a utilizar. No obstante a ello, en la medida que el fluido supercrítico se mueve en el diagrama de fases, hay zonas que se parecen más al líquido (símil líquido hacia la izquierda de la campana del diagrama T-s) y zonas donde se parecen más al gas (símil gas hacia la derecha de la campana) [100].

En los sistemas de almacenamiento PHES que operan a través del ciclo Rankine aparecen algunos estudios con el uso de CO₂ (refrigerante R744) como fluido de trabajo dada su condición transcítica a niveles de presión y temperatura moderados. En los ciclos únicamente supercríticos, como los Brayton que usan CO₂ gaseoso, el fluido permanece siempre en estado supercrítico, pero en un ciclo transcítico como el Rankine, aunque la presión y la temperatura máximas del ciclo son más altas que las críticas, la presión y temperatura mínimas son más bajas, por lo tanto el fluido de trabajo pasa de un estado subcrítico a uno supercrítico y viceversa [19].

Una gran ventaja es que hay varias formas de producir el CO₂ comercialmente para operar en los sistemas PHES Rankine en un futuro. A diferencia de las nuevas alternativas a los fluorocarbonos, el CO₂ está disponible en abundantes cantidades en todas partes del mundo y no es necesario desarrollar la capacidad de producción o la logística de distribución. La técnica más eficiente y económicamente favorable es mediante la recuperación en las plantas de amoníaco e hidrógeno, las cuales producen mucho más CO₂ del que puede ser recuperado. Otras formas de obtención es a partir de los gases de combustión de los combustibles fósiles, de la industria de la fermentación o desde fuentes naturales que existen en algunos lugares del mundo. Todas estas fuentes de recuperación (menos por fermentación) producen un CO₂ muy puro que contiene sólo algunas trazas de material extraño (usualmente compuestos de azufre). Estos pequeños fragmentos pueden ser eliminados usualmente con el uso de carbón activado [101, 102].

Por lo tanto, el CO₂ resulta una opción atractiva para su uso como fluido de trabajo en PHES tipo Rankine debido a su disponibilidad y a sus buenas propiedades termofísicas como su bajo punto crítico ($T_{crit} = 304$ K y $P_{crit} = 7,38$ MPa) y su alta densidad de potencia. No es tóxico ni inflamable, es seguro (A1) y natural, es compatible con materiales y lubricantes estándar y al ser un desecho productivo, su precio es hasta diez veces menor que un refrigerante común y contaminante como lo es el Freón (R22) o la mitad del costo del amoníaco (NH₃-R717) [72, 103].

La desventaja es que es un gas asfixiante y requiere altas presiones para alcanzar temperaturas moderadas [98] dado el menor coeficiente de expansión adiabático

($\gamma = 1,3$) con respecto al Argón ($\gamma = 1,667$) o el aire ($\gamma = 1,4$). Los valores reportados en la literatura sobre sistemas transcíticos Rankine CO₂-PHES muestran presiones de trabajo de 15 a 20 MPa en la zona de alta temperatura [98]. Esto debe tenerse en cuenta en el diseño de tuberías e intercambiadores de calor. Otro inconveniente importante es que la presión máxima que pueden alcanzar los compresores es de unos 20 MPa (un límite técnico-económico alto pero razonable), por lo que se requiere un tamaño importante para operar a temperaturas máximas cercanas a las obtenidas con compresores de aire o Argón [59]. El trabajo de Aga et al. [34] proporciona algunos consejos sobre las características necesarias de la turbomaquinaria. Tiene como principal restricción las altas presiones requeridas por los compresores y utilizan únicamente maquinaria y tecnología presente en el mercado a la fecha de publicación de su artículo. Utilizan un modelo de CO₂ tipo Brayton centrado en las restricciones para alcanzar altas temperaturas y presiones. De esta forma, presenta una propuesta basada en un compresor y expansor de la industria del petróleo y gas. En la práctica, esto implica que el compresor está limitado al máximo y para alcanzar la temperatura de almacenamiento ideal es necesario complementar con un calentador eléctrico, lo que reduce la eficiencia del ciclo de carga, pero beneficia el rendimiento general del sistema.

Por último, otro problema a controlar es que, si bien el punto crítico del CO₂ se produce a una baja temperatura, también se debe cuidar que las condiciones del fluido no se acerquen al punto triple¹. En los sistemas PHES Rankine pueden coexistir los estados sólido, líquido y gaseoso lo cual resulta en otra limitante al respecto de las temperaturas de operación de este tipo de tecnología. A bajas presiones y temperaturas puede verse que el CO₂ no puede transformarse en líquido a presión atmosférica, ya que ocurre una sublimación inversa (cambia de fase de gas a sólido directamente) sin pasar por líquido. Esta situación se puede presentar al bajar súbitamente la presión del sistema, por esta causa varios autores plantean una operación en la zona de baja presión con valores superiores a los 3 MPa.

Recientemente, Koen et al. [75] y Abbar et al. [44] han estudiado el uso de amoníaco. El NH₃ como fluido de trabajo tiene buenas propiedades termodinámicas para PHES Rankine transcítico. Tiene un punto crítico elevado (ver Tabla 4.1), lo que implica un compresor aún más exigente (valores de puntos críticos más altos implican relaciones de presión más altas), pero por otro lado tiene un punto triple más bajo a 95 K y $6,06 \times 10^{-3}$ MPa, por lo tanto, se puede trabajar a niveles de presión en la zona fría más bajos que el CO₂. Aunque el amoníaco tiene riesgos inherentes debido a su toxicidad e inflamabilidad (B2), se usa muy comúnmente a escala industrial.

¹El punto triple del CO₂ se presenta a los -57°C (216 K) y 0,52 MPa [104].

En cuanto al almacenamiento de energía la principal tendencia es hacia el uso de agua presurizada o aceite térmico como medio de almacenamiento, operando con una suspensión de hielo en salmuera para el depósito frío. Teniendo en cuenta el beneficio práctico de tener al fluido de trabajo y al de almacenamiento en condiciones de dos fases, el ciclo transcrito es adecuado para operar en frío con un depósito de temperatura constante y con un reservorio de temperatura variable en el lado de alta presión. Por lo tanto, el uso de aceites o agua a presión en la zona caliente y agua helada en la zona fría parece ser una opción de interés que ha sido estudiada por varios autores [56, 71, 72].

El almacenamiento térmico de agua caliente es muy utilizado, ya que tiene altas capacidades térmicas y en consecuencia alta densidad energética, tanto en volumen como en masa, en comparación con las sales fundidas o los sólidos. Es inocuo, no es inflamable, no es tóxico y no es corrosivo. Está naturalmente disponible, es amigable con el medio ambiente y además, tiene un precio bajo. También tiene excelentes propiedades de transferencia y transporte de calor. Una ventaja adicional es que, al trabajar a temperaturas más bajas que los ciclos Brayton, las pérdidas de *heat leak* serán menores. Esta característica mejora las posibilidades de almacenamiento a largo plazo.

La temperatura máxima del tanque de agua caliente está limitada por el punto de ebullición, pero estos niveles de temperatura pueden elevarse utilizando tanques presurizados o agregando algunas sales como el cloruro de sodio para aumentar su punto de ebullición [105].

Otros fluidos alternativos en el depósito caliente, como los aceites térmicos, proporcionan temperaturas bajas y medias de almacenamiento (en el rango entre 158 K y 673 K) para los ciclos de Rankine, especialmente cuando se utilice amoníaco, cuyo punto crítico es superior a 403 K. El aceite, a diferencia de las sales fundidas, se puede bombear en frío y ofrece estabilidad térmica a medias y altas temperaturas [75].

En el tanque frío, el valor constante de temperatura debido al cambio de fase en el intercambio de calor hace pensar que sería una buena opción, dada la posibilidad de independizarse del sitio donde se instale la planta, utilizar el calor latente obtenido por el uso de una suspensión de hielo en una dilución de anticongelante (hielo líquido). La opción más económica, pero menos eficiente, puede ser el uso de una fuente de temperatura relativamente constante, como el suelo o el aire ambiente. La solución es claramente más económica, pero como se ha mencionado anteriormente, el rendimiento mejora con el descenso de la temperatura del foco frío. Cabe aclarar que trabajar con un almacenamiento de agua-hielo no descarta la posibilidad de utilizar en serie un disipador de calor externo (aire, agua, suelo) para descargar una parte de la energía que no se puede convertir. También se podrían utilizar

otros medios de almacenamiento, como alcoholes o hidrocarburos usados en los ciclos Brayton, pero la característica del uso de la temperatura constante del agua-hielo en la zona de baja presión parece ser la opción óptima para este caso.

El hielo líquido es una tecnología que se viene desarrollando fuertemente por su elevado potencial dentro de la industria frigorífica, debido a la necesidad de desarrollar sistemas cada vez más eficientes y respetuosos con el medio ambiente. Consiste en una suspensión de microcristales en el seno de una disolución acuosa de anticongelante, lo que permite bajar la temperatura de congelación de la disolución por debajo de la del agua pura [106].

Si bien el agua pura cristaliza sólo a 0°C (273 K) y puede ser utilizada para generar el hielo líquido, se puede considerar una mezcla en varias concentraciones de agua salada con cloruro de calcio o sodio u otro anticongelante (glicoles como el etilenglicol o el propilenglicol, alcoholes como el etanol o el propanol y soluciones de potasio como el formato, el acetato o el carbonato) para explorar la opción de almacenamiento en frío a temperaturas más bajas. Lo más sencillo y económico resulta en el uso de la sal común. El cambio de fase de las mezclas de salmuera (NaCl) y agua se puede obtener entre 0°C (273 K) y $-21,2^{\circ}\text{C}$ (252 K). Entonces el almacenamiento en frío se obtiene congelando la salmuera y en los tanques permanecerá un remanente de hielo sólido en suspensión [72].

La fracción de hielo define el punto de fusión, las propiedades del líquido y a los efectos del transporte de fluidos, este valor no puede exceder el 30 %. Como hay más hielo (sólido), habrá más anticongelante en el líquido y la temperatura del punto de congelación se reduce al mínimo donde se alcanza la concentración donde la sal y el agua forman una solución eutéctica (alrededor de 251 K) y luego comienza a subir [107]. El calor intercambiado entre el fluido de trabajo y el refrigerante en relación con el proceso de congelación para el depósito bajo de PHES se puede calcular mediante diagramas de entalpía. En esta Tesis se utiliza Coolprop [108] para las propiedades de los fluidos de trabajo y los de alta temperatura y para el caso de la salmuera se usan las propiedades físicas presentadas por Melinder [107].

Si bien el hielo líquido presenta grandes y diversas ventajas, la densidad y los saltos de entalpía hacen que los volúmenes de los tanques sean más grandes frente al uso de otros fluidos refrigerantes como el metanol o el hexano.

En resumen, al almacenar energía en agua el sistema PHES basándose en el ciclo Rankine tiene la ventaja de obtener potencias similares con menor temperatura, no obstante, el inconveniente está en que con el agua se puede trabajar en un rango relativamente estrecho, ya que se congela a 0°C (273 K) y hierve a 100°C (373 K) a presión normal. Estos límites sólo pueden ampliarse muy parcialmente con aditivos que aumentan el punto de ebullición (aumento ebulloscópico) y/o con

la presurización en el reservorio de agua caliente. En el lado frío también se cuenta con sustancias que reducen el punto de congelación (descenso crioscópico). Ambas soluciones, evidentemente, incrementan el costo de almacenamiento [74, 109].

Por otro lado, las condiciones críticas del NH_3 no permiten el uso de agua en los tanques de almacenamiento, por lo que el sistema se propone con aceites térmicos que resultan más costosos, pero resisten temperaturas más altas y se mantienen líquidos en el rango de operación.

4.1. Ciclo Rankine para PHES de Almacenamiento líquido.

La disposición general propuesta en este apartado consiste en una combinación de un ciclo bomba de calor transcrito seguido de un ciclo transcrito en modo motor térmico.

4.1.1. Ciclo bomba de calor tipo Rankine transcrito con medio líquido.

El ciclo Rankine para la carga (bomba de calor) se muestra en la Fig. 4.3. Se pueden ver, además de los distintos equipos y puntos relevantes del ciclo; el tipo principal de irreversibilidades involucradas. Estas pérdidas son similares a las que ocurren en sistemas tipo Brayton. Las irreversibilidades externas se deben a la fuga de calor al ambiente y a la diferencia finita de temperatura entre el fluido de trabajo y los depósitos externos, mientras que las irreversibilidades internas se deben a las caídas de presión por fricción en tuberías e intercambiadores de calor y a la generación de entropía en compresores, bombas y turbinas.

El proceso comienza con una compresión mecánica irreversible (ε_c) que eleva la temperatura de T_1 a T_2 . El gas caliente alcanza un estado supercrítico y se utiliza para calentar irreversiblemente el fluido de almacenamiento (con una eficiencia ε_H) de T_{H2} a T_{H1} y guardarlo en los tanques a alta temperatura y presión a través del proceso $2 \rightarrow 3$. En dicho paso de intercambio, la temperatura del fluido de trabajo baja de T_2 a T_3 y la presión se reduce levemente debido a las pérdidas por fricción con una caída ΔP_H . Luego se da una expansión hidráulica irreversible (ε_t) en el proceso $3 \rightarrow 4$. Con el fin de incrementar la RTE , se puede utilizar un expansor hidráulico para recuperar el trabajo de expansión en lugar de una válvula de estrangulamiento, aunque claramente esto implica un mayor costo. Las válvulas de estrangulamiento se usan generalmente en diseños de bombas de calor y ciclos de refrigeración para

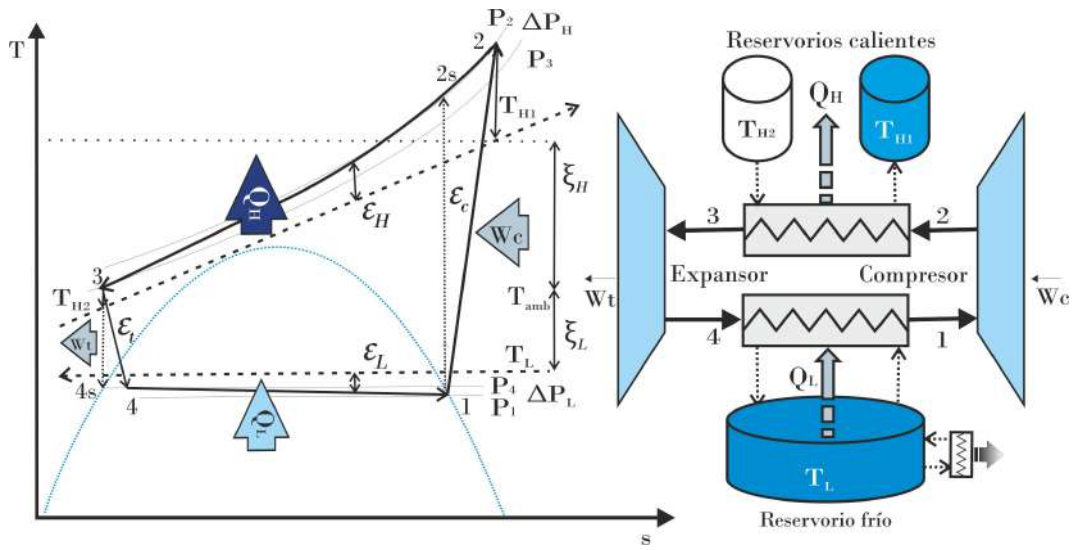


Figura 4.3: Ciclo Rankine transcrito de almacenamiento líquido para PHES en modo bomba de calor con componentes e irreversibilidades.

la expansión del líquido en la salida del condensador. Es un componente sencillo y de muy bajo costo, pero en el caso del PHES, el trabajo se puede recuperar por medio de este expansor líquido mejorando significativamente el rendimiento [72]. Si se utiliza una válvula de estrangulamiento en este punto en lugar de un expansor de recuperación, la expansión se convierte en un proceso isentrópico en el que se pierde todo el trabajo que podría recuperarse. Entonces, durante la expansión bajan la temperatura y la presión de $T_3(P_3)$ a $T_4(P_4)$ y el fluido de trabajo se presenta en un estado líquido en condiciones subcríticas. Luego, en el proceso $4 \rightarrow 1$ ocurre un cambio de fase donde se evapora con el agregado de calor desde el reservorio de baja temperatura y se reduce el valor de T_{L2} a T_{L1} o, si se utiliza agua-hielo como en la Fig. 4.3, ocurre un cambio de fase a temperatura constante. En esta etapa, durante la adición de calor desde el reservorio frío, el fluido de trabajo permanece a una temperatura prácticamente constante. En esa situación de cambio de estado el fluido de trabajo se encuentra en diferentes fases. Por ejemplo, puede ser líquido subenfriado, líquido saturado, una mezcla líquido-vapor, vapor saturado o incluso vapor sobrecalentado sobre el final de proceso de evaporación [6, 86].

Para el desarrollo del modelo TTF nuevamente se definen las eficiencias isentrópicas y las de intercambio térmico, las caídas de presión y el *heat leak* para describir las irreversibilidades. Al existir cambios de fase, no se pueden considerar las ecuaciones de los gases ideales, por tanto, se utilizan directamente las entalpías.

A continuación se describen las distintas irreversibilidades para el desarrollo del modelo TTF Rankine transcrito en modo bomba de calor.

Pérdidas de carga.

Debido a los efectos de rozamiento, que provocan las caídas de presión en el fluido de trabajo que fluye a través de los intercambiadores y las tuberías que conectan los componentes, aparecen desviaciones adicionales respecto al ciclo ideal. Las pérdidas de carga en la mayoría de los estudios encontrados para sistemas PHES Rankine son despreciadas, no obstante, se utilizará una pérdida ΔP_H del fluido supercrítico atravesando el intercambiador de calor de alta presión y otra ΔP_L para el lado frío a partir de las siguientes expresiones.

$$\Delta P_{HB} = P_{2B} - P_{3B} \quad y \quad \Delta P_{LB} = P_{4B} - P_{1B} \quad (4.1)$$

Irreversibilidades en la expansión y en la compresión.

Para determinar los trabajos del compresor y la turbina, para el ciclo Rankine se utilizan las ecuaciones del rendimiento isentrópico asociadas a las entalpías.

Para el compresor:

$$\varepsilon_c = \frac{h_{2Bs} - h_{1B}}{h_{2B} - h_{1B}} \quad \text{por lo que} \quad h_{2B} = \frac{h_{2Bs} - h_{1B}}{\varepsilon_c} + h_{1B} \quad (4.2)$$

Para el expansor:

$$\varepsilon_t = \frac{h_{3B} - h_{4B}}{h_{3B} - h_{4Bs}} \quad \text{por lo que} \quad h_{4B} = h_{3B} - (h_{3B} - h_{4Bs})\varepsilon_t \quad (4.3)$$

La potencia del compresor resulta:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_w(h_{2B} - h_{1B}) = \frac{\dot{m}_w}{\varepsilon_c}(h_{2Bs} - h_{1B}) \quad (4.4)$$

Para la salida de la turbina hidráulica (si se opta en lugar de una válvula de expansión) la potencia recuperada sería:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_w(h_{3B} - h_{4B}) = \dot{m}_w\varepsilon_t(h_{3B} - h_{4Bs}) \quad (4.5)$$

Con h equivalente a la entalpía específica y \dot{m}_w el caudal másico del fluido de trabajo. ε_c es la eficiencia isentrópica del compresor, ε_t la eficiencia isentrópica del expansor y \dot{W} la potencia.

Si se opera con una válvula en lugar de una turbina hidráulica, el proceso se modela como una estrangulación isentálpica donde $h_{3B} = h_{4B}$. La presión del fluido de trabajo disminuye en la expansión y va acompañada de un aumento de la entropía. El fluido sale de la válvula en el estado 4 como una mezcla bifásica líquido-vapor.

Transferencia de calor entre los reservorios y el fluido de trabajo.

Durante la carga en los ciclos Rankine, parte del calor que lleva el fluido de trabajo se toma del reservorio frío. Después, al ser comprimido el fluido de trabajo, se eleva aún más la temperatura y finalmente transfiere dicha energía al reservorio caliente donde permanecerá retenido hasta el momento de la descarga al igual que para el sistema Brayton. El intercambiador considerado para alta temperatura es de calor a contraflujo, donde el fluido fluye dentro de los tubos y el agua o el aceite a través del lado de la carcasa [110]. Ambos flujos pasan por el intercambiador de calor sin cambiar de fase. En ambos lados hay una variación de temperatura por lo que se utilizan las ecuaciones para un intercambiador en contracorriente.

El balance de energía del calor intercambiado con los tanques calientes (Q_H) muestra:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{HB} = \dot{m}_w(h_{2B} - h_{3B}) &= C_{wB}(T_{2B} - T_{3B}) = C_{HB}(T_{H1B} - T_{H2B}) \\ \dots &= C_{HminB}\varepsilon_{HB}(T_{2B} - T_{H2B})\end{aligned}\quad (4.6)$$

Donde C_H y C_w son las capacidades medias caloríficas del fluido de almacenamiento de alta temperatura y el de trabajo respectivamente y Q_H es el calor intercambiado con el tanque de alta temperatura. Se definen además el valor de $\Gamma_{BH} = C_{wB}/C_{HB} \leq 1$

Para el reservorio frío los dos fluidos sufren un cambio de fase por lo que no existe una variación de temperatura como ocurre en el reservorio caliente. En ese caso se puede entender que la capacidad térmica de ambos será muy elevada y no se puede evaluar del mismo modo que para el caso de alta temperatura. En ese sentido se cumple que:

$$\dot{Q}_{LB} = \dot{m}_{wB}(h_{1B} - h_{4B}) = \dot{m}_{LB}(h_{L2} - h_{L1})\quad (4.7)$$

En este punto carece de sentido la aplicación del concepto de eficiencia del intercambiador, dado que no hay un tope de temperatura. Se puede incrementar el área de intercambio todo lo que quiera, pero no se encontrará un límite en el potencial de intercambio debido a que el sistema se diseña para que los fluidos estén siempre en cambio de estado y por ende a temperatura impuesta por el nivel de presión, a diferencia de los casos anteriores donde la temperatura era variable. En estos últimos, los intercambios de calor tienen un límite que se da cuando las temperaturas del fluido caliente y frío son iguales y ya no hay más intercambio de calor. Entonces,

para ser conservadores en los cálculos se supone un salto de temperatura mínimo entre el fluido de trabajo y el fluido frío (PP_{LB}) de modo tal que:

$$T_{AB} = T_{LB} - PP_{LB} \quad (4.8)$$

Para fines de cálculo, del lado de la suspensión de hielo se considera que el refrigerante consiste en microcristales de agua pura embebidos en una solución con una concentración del anticongelante respecto a la situación inicial. La fracción de hielo, que para fines de transporte del fluido no puede superar el 30%, afecta el punto de fusión y las propiedades del hielo líquido. En la medida que hay más hielo sólido suspendido, habrá más anticongelante en el líquido y se reduce la temperatura del punto de congelación hasta que se alcanza la concentración donde la sal y el agua forman una solución eutéctica (en el orden de los 295 K) donde comienza a subir [107].

4.1.2. Ciclo de motor térmico tipo Rankine transcrito con medio líquido.

El ciclo Rankine para la descarga (motor térmico) se muestra en la Fig. 4.4.

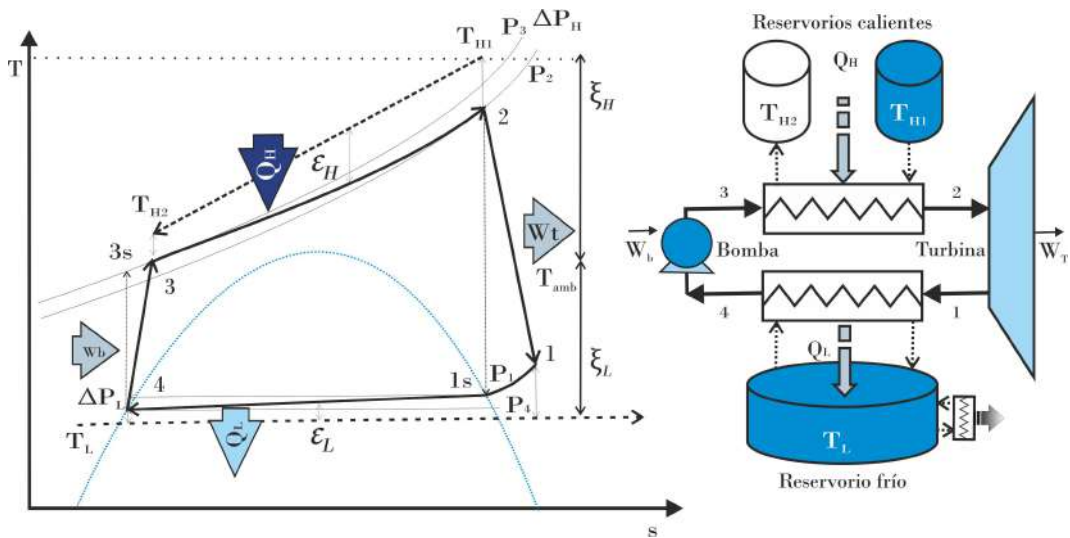


Figura 4.4: Ciclo Rankine transcrito de almacenamiento líquido para PHES ciclo motor térmico componentes e irreversibilidades.

Al igual que en el ciclo bomba de calor, el motor térmico opera en un modo transcrito, es decir, con absorción de calor por encima de la temperatura y presión crítica del lado de los reservorios calientes y en condiciones subcríticas del lado de baja temperatura y presión.

En las horas pico de consumo, el sistema se descarga de modo tal que el fluido de trabajo se comprime desde una situación de líquido saturado utilizando una bomba con una eficiencia isentrópica ε_b . La temperatura y la presión suben de T_4 (P_4) a T_3 (P_3). A la salida de la bomba el fluido en condición supercrítica alcanza la máxima presión y atraviesa el intercambiador de alta temperatura con una caída de presión ΔP_H calentándose de T_3 a T_2 mientras que la temperatura en los reservorios se reduce desde T_{H1} a T_{H2} . Luego del intercambiador, el fluido de trabajo es expandido en la turbina con una eficiencia isentrópica ε_t reduciendo su temperatura y presión a T_1 (P_1) para obtener la energía que se trasmite a la red. Posteriormente el fluido de trabajo descarga su remanente térmico en el tanque de baja temperatura condensándose en el proceso 1→4. La lechada de hielo se descongela a temperatura aproximadamente constante al recibir el calor aportado por el gas remanente de la turbina que baja su temperatura desde T_1 hasta T_4 y luego se mantiene en una situación de cambio de fase con una caída de presión neta ΔP_L .

A continuación se presentan las pérdidas para el caso del motor térmico:

Pérdidas de carga.

En este caso, las caídas de presión resultan:

$$\Delta P_{HP} = P_{3P} - P_{2P} \quad y \quad \Delta P_{LP} = P_{1P} - P_{4P} \quad (4.9)$$

Irreversibilidades en la expansión y en la compresión.

Para la bomba:

$$\varepsilon_b = \frac{h_{3sP} - h_{4P}}{h_{3P} - h_{4P}} \quad \text{por lo que} \quad h_{3P} = \frac{h_{3sP} - h_{4P}}{\varepsilon_b} + h_{4P} \quad (4.10)$$

Para el expansor:

$$\varepsilon_t = \frac{h_{2P} - h_{1P}}{h_{2P} - h_{1sP}} \quad \text{por lo que} \quad h_{1P} = h_{2P} - (h_{2P} - h_{1sP})\varepsilon_t \quad (4.11)$$

Por lo que la potencia equivale para la bomba:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_w(h_{3P} - h_{4P}) = \frac{\dot{m}_w}{\varepsilon_b}(h_{3Ps} - h_{4P}) \quad (4.12)$$

Y para la turbina:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_w(h_{2P} - h_{1P}) = \dot{m}_w\varepsilon_t(h_{2P} - h_{1Ps}) \quad (4.13)$$

Transferencia de calor entre los reservorios y el fluido de trabajo.

Para el reservorio de alta temperatura:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{HP} &= \dot{m}_{wP}(h_{2P} - h_{3P}) = C_{wP}(T_{2P} - T_{3P}) = C_{HP}(T_{H1P} - T_{H2P}) \\ &\dots = C_{HminP}\varepsilon_{HP}(T_{H1P} - T_{3P})\end{aligned}\quad (4.14)$$

En el reservorio de baja temperatura se cumple que:

$$\dot{Q}_{LP} = \dot{m}_{wB}(h_{1P} - h_{4P}) = \dot{m}_{LP}(h_{L2} - h_{L1})\quad (4.15)$$

Y habrá un salto de temperatura mínimo PP_{LP} de modo tal que:

$$T_{4P} = T_{LP} + PP_{LP}\quad (4.16)$$

4.1.3. Ciclos en serie bomba y motor del tipo Rankine de almacenamiento con agua.

Durante el proceso de carga, la electricidad se almacena como energía térmica aumentando la temperatura del medio de almacenamiento caliente y bajando la del medio frío.

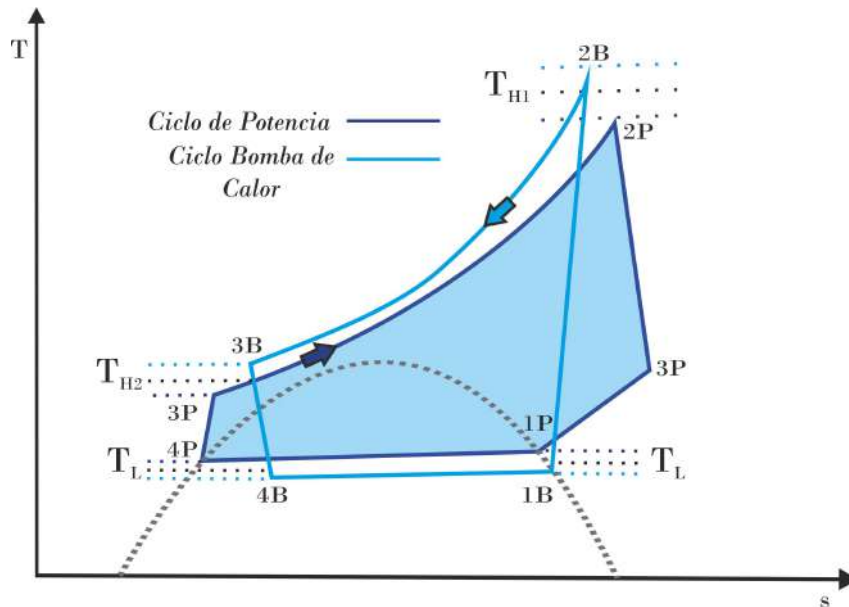


Figura 4.5: Ciclos de un sistema Rankine transcrito de almacenamiento líquido para PHES en modo motor térmico y bomba de calor combinados.

En el proceso de descarga, la energía potencial térmica almacenada se convierte de nuevo en electricidad mediante el motor térmico tipo Rankine. Ambos ciclos

combinados se presentan en la Fig. 4.5. El ciclo motor térmico deberá estar contenido en el de bomba de calor.

Como se mencionó anteriormente, se debe además tener la estabilización de la temperatura del reservorio frío al inicio de cada proceso. Esto implica la consecución de un cierto control durante la secuencia de parada de cada proceso con el fin de establecer y estabilizar la temperatura del reservorio de lechada de hielo en el valor conveniente para el inicio de cada proceso siguiente. A la salida de la turbina durante la descarga, el fluido de trabajo aún tiene una temperatura alta y esta energía debe ser removida para cumplir con las condiciones de ingreso al proceso de carga. Por lo que se puede requerir enfriar adicionalmente con un sistema de refrigeración para mantener la temperatura T_L constante [111] o agregar un intercambiador de calor externo para remover el excedente térmico.

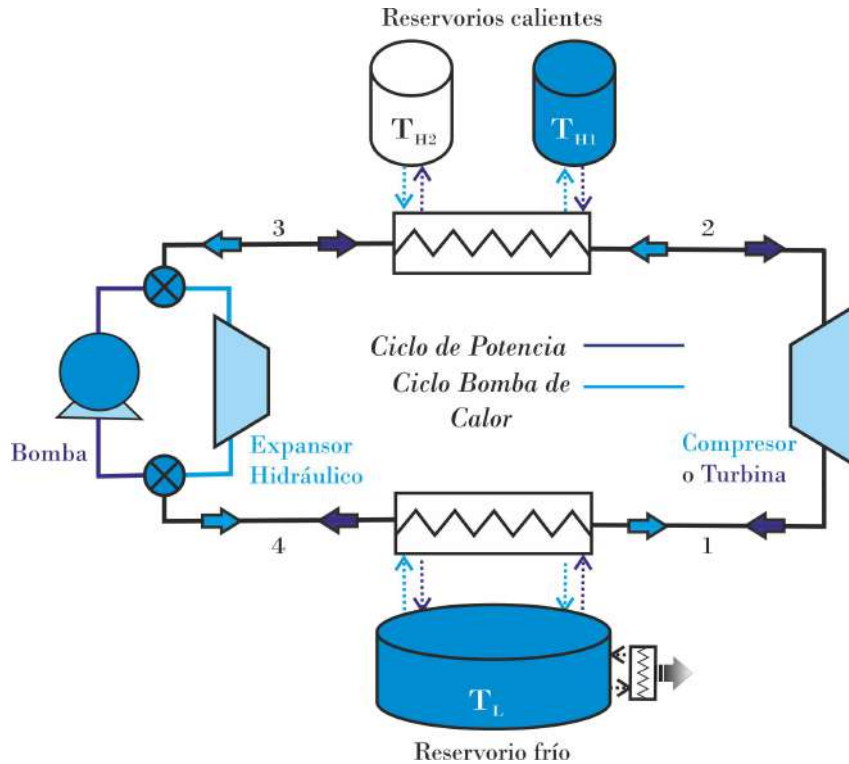


Figura 4.6: Esquema del sistema Rankine transcrito con almacenamiento líquido en modo motor térmico y bomba de calor combinados.

La masa contenida de fluido caliente M_H y la de fluido frío M_L vendrá dada por:

$$M_H = \frac{\dot{m}_w c_{pw} t_i}{c_{pH} \Gamma_H} \quad \text{y} \quad M_L = \frac{\dot{m}_w (h_1 - h_4) t_i}{(h_{2L} - h_{1L})} \quad (4.17)$$

t_i es el tiempo de carga o descarga preestablecido en función de la capacidad requerida.

Utilizando las ecuaciones de las secciones [4.1.1](#) y [4.1.2](#) y las temperaturas de los reservorios ajustadas a partir del *heat leak* se podrá calcular el coeficiente de desempeño del ciclo bomba de calor (*COP*), la eficiencia del ciclo motor térmico (η) y la *RTE* del sistema global para el ciclo bomba de calor cuantificándolos con las ecuaciones [2.1](#), [2.2](#) y [2.5](#).

Pérdidas de las fuentes - *heat leak*.

Asumiendo un modelo lineal de pérdida asociada a la temperatura media ambiente, las ecuaciones referentes al *heat leak* afectan la temperatura del tanque de almacenamiento de modo tal que:

$$T_{H1P} = T_{H1B} - \xi(T_{H1B} - T_0) \quad (4.18)$$

Con ξ equivalente al coeficiente de *heat leak* y T_0 la temperatura ambiente.

El valor del coeficiente ξ dependerá de las condiciones ambientales y del tiempo de almacenamiento y se puede evaluar mediante un modelo de transferencia de calor del líquido en el seno del tanque y el ambiente. Para el caso Rankine, donde los fluidos operan a una menor temperatura, se espera un menor impacto de este factor y un espesor reducido de aislamiento con el consecuente menor gasto inicial de materiales.

El procedimiento de cálculo del coeficiente de fuga de calor para medios líquidos se presenta en detalle en el [Capítulo 5](#).

Capítulo 5

Modelado de la pérdida de energía temporal a largo plazo de los tanques fríos y calientes de almacenamiento líquido para PHES.

Viendo la simplicidad de la tecnología, dedicarle un apartado particular al comportamiento de los almacenes de energía en estado líquido (tanto así para las sales fundidas, los aceites y el agua como para los fluidos refrigerantes de los tanques fríos), refiere a que se trata del componente esencial de los sistemas PHES y por este motivo se vuelve particularmente interesante evaluar su comportamiento; sobre todo ante la eventual necesidad de una reserva estacional (un tiempo de almacenamiento energético que puede llegar a requerir de varios días, incluso, semanas o meses).

En lo que refiere a PHES, no se encontró demasiada bibliografía referida específicamente al proceso de enfriamiento a lo largo del tiempo de los tanques de sal fundida, aceites, agua, metales líquidos y tampoco para el calentamiento de los fluidos de los tanques fríos como el metanol o el hexano y sobre todo, no hay un análisis en lo que refiere a algunos aspectos clave como la afectación del tiempo sobre la *RTE* y el riesgo de cristalización. Si bien en la literatura se pueden encontrar muchos trabajos relacionados con el proceso de intercambio de calor con el ambiente de los tanques calientes o fríos y también aparecen algunos análisis numéricos para aplicaciones en parques solares, no se han encontrado estudios que hayan investiga-

do el proceso de enfriamiento de los tanques de fluidos térmicos y refrigerantes en conjunto y su efecto sobre la *RTE* de la tecnología PHES. Algunos investigadores interesados en la temática fueron Schulte y Fishedick [112] que llevaron adelante un análisis del enfriamiento de los sistemas de almacenamiento térmico para profundizar en los conocimientos sobre la energía desperdiciada al ambiente y la distribución de velocidad y temperatura. Zaversky et al. [36] desarrollaron un modelo transitorio de un tanque de almacenamiento de sal solar y lo simuló en el tiempo para una planta de energía solar térmica existente. Wan et al. [113] propusieron un modelo de evaluación del rendimiento térmico acoplado para evaluar las pérdidas de calor y las distribuciones de temperatura del tanque y luego adoptó el método de los elementos finitos para investigar las prestaciones mecánicas del tanque en diferentes condiciones de trabajo y Araujo et al. [114] presentaron un modelo matemático para evaluar las pérdidas de calor de un tanque de almacenamiento de calor sensible para una planta de energía solar concentrada.

En el caso de los lechos de rocas, la pérdida de estratificación hace que el almacenamiento a largo plazo no sea una opción posible y usualmente la reserva de energía del tipo *packed bed* se limita a ciclos diarios. Algunos señalan que se pierden a razón de más de un 0,5 % diario del rendimiento de cada intercambiador *packed bed*. Incluso recientemente se han presentado trabajos sobre tanques segmentados con el fin de responder a esta pérdida de estratificación [42]. En ese sentido, escapa al enfoque de esta Tesis el estudio particular de la pérdida temporal del modelo para lechos empacados.

Lo novedoso de este capítulo es entonces la combinación del estudio de la pérdida de los reservorios de alta y baja temperatura asociada a la *RTE*. De este modo es posible evaluar el efecto de la fuga temporal de energía sobre el rendimiento de todo el sistema PHES.

En la generalidad de los casos, existe una transferencia directa de calor con el entorno e incluso de la fuente caliente a la fría a través de la propia planta (*heat leak*). Esta transferencia de calor se relaciona con las pérdidas que siempre tienen lugar entre las partes más calientes y más frías de cualquier zona de la instalación a través de los componentes de la planta y sus paredes [79].

En general y a corto plazo pueden considerarse despreciables dado que, en principio, se puede lograr cualquier grado de aislamiento [42]. No obstante, las altas temperaturas de los tanques y las largas horas de espera que pueden darse entre ciclos deben ser consideradas dados sus efectos en la disminución de la energía almacenada.

Las pérdidas al ambiente circundante afectan la temperatura de los fluidos calientes almacenados y del líquido refrigerante. Este efecto reduce T_{H1} y T_{H2} y aumenta

T_{L1} y T_{L2} . Es lógico suponer que el impacto de la irreversibilidad será menor en el reservorio frío, dado que las temperaturas son más cercanas a la ambiente y la conductividad de los aislantes es menor.

Considerando un modelo lineal, el efecto en las temperaturas de los reservorios calientes y fríos será:

$$T_{H1P} = T_{H1B} - \xi_H(T_{H1B} - T_0) \quad \text{Durante el almacenamiento y la descarga. (5.1)}$$

$$T_{L1P} = T_{L1B} + \xi_L(T_0 - T_{L1B}) \quad \text{Durante el almacenamiento y la descarga. (5.2)}$$

$$T_{H2B} = T_{H2P} - \xi_H(T_{H2P} - T_0) \quad \text{Durante la espera y la carga. (5.3)}$$

Con ξ_H equivalente al coeficiente *heat leak* para los tanques de fluido caliente y frío para el período de almacenamiento y ξ_L para el período de espera¹.

Al igual que con otros coeficientes de pérdida estos términos se integran con el tiempo, recordando que las pérdidas de *heat leak* ocurren durante las fases de carga, descarga, espera y almacenamiento (las 24 horas del día).

Durante los periodos de espera (antes de la carga) y de almacenamiento (después de la carga), uno de los dos depósitos (tanto en la zona caliente como en la fría) estará lleno, entonces, la pérdida se considerará a partir de un nivel de líquido constante, en consecuencia, a partir de una superficie lateral constante. Durante la carga o la descarga, los depósitos también pierden energía, pero en una superficie de transferencia de calor y de fuga variable.

El modelo propuesto se desarrolla suponiendo que los depósitos se vacían completamente después de cada periodo. Sin embargo, hay que aclarar que el probable remanente que queda en la tubería puede requerir un calentamiento adicional para evitar la cristalización de los fluidos de alta temperatura.

El procedimiento de cálculo de las pérdidas de calor se presenta a continuación tomando como punto de partida el esquema de los depósitos de almacenamiento, factores influyentes y las pérdidas térmicas globales que se presenta en la Fig. 5.1.

Los depósitos de calor sensible tienen generalmente una geometría cilíndrica y son verticales. A baja presión, el líquido ocupa una gran parte del depósito y una fracción permanece con aire por encima de la superficie del líquido. El volumen de aire sube al descargar el líquido y baja al cargarlo. Usualmente se añade una válvula de ventilación para evitar problemas de sobrepresión y también se pueden incluir calentadores eléctricos en el fondo de los depósitos para evitar la cristalización de los líquidos.

¹Los valores ξ_H son distintos para los reservorios de espera y almacenamiento dado que las temperaturas de los tanques son diferentes.

En el depósito caliente la pérdida de calor (\dot{Q}_i) procede del techo (\dot{Q}_r), del suelo (\dot{Q}_f) y de las paredes laterales en contacto con el líquido y el aire interior (\dot{Q}_ℓ y \dot{Q}_a respectivamente), bajo la influencia de factores ambientales como la temperatura suelo (T_g), del aire (T_0), la temperatura del cielo (T_{sky}), la velocidad del viento (w) y la radiación solar incidente (G_i). En cuanto a la pérdida a través de los suelos (\dot{Q}_f), cabe mencionar que los cimientos del depósito deben estar pensados tanto para soportar el peso del material y del líquido contenido como para minimizar las pérdidas térmicas, sin embargo, existe experiencia en el diseño de depósitos para centrales solares de concentración con fines específicos de reducción de esta fuga. Muchos utilizan capas de espuma de vidrio y ladrillos refractarios (o incluso ladrillos con conductos de aire) [113].

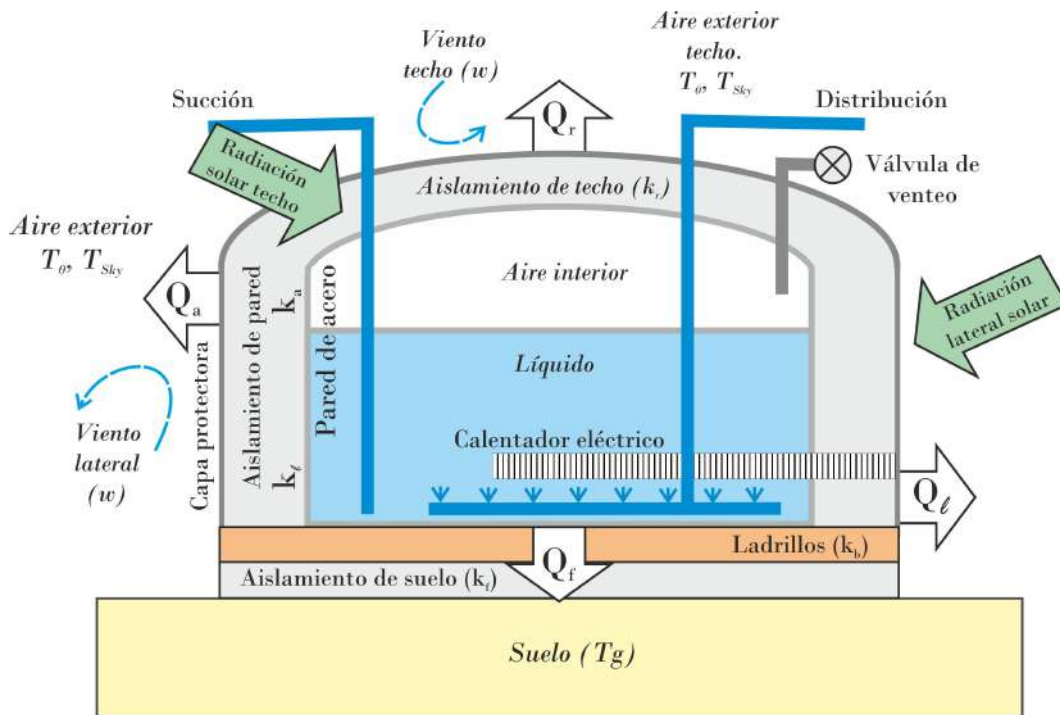


Figura 5.1: Esquema de un tanque térmico para aplicaciones de PHES, componentes, factores ambientales y pérdidas por fugas de calor.

Uno de los pasos más importantes en el proceso de diseño de sistemas de almacenamiento líquido para PHES es definir correctamente los materiales a partir de sus propiedades. En particular, la conductividad térmica del aislamiento es el factor primordial en la eliminación de la pérdida de calor. Los aislantes más usuales pueden ser la lana mineral, la lana de vidrio, las espumas, los materiales microporosos y las fibras cerámicas. Para los reservorios fríos se puede utilizar la espuma de poliuretano, el poliestireno expandido, la perlita expandida, entre otros. Además del incremento de los gastos asociados a la reducción del rendimiento debida al *heat leak*,

la inexistencia o mal estado de los aislantes, especialmente en tanques que contienen productos de alta temperatura; podría provocar pérdidas de material, incendios de inflamables, un nocivo impacto ambiental e incluso daños a las personas.

Las pérdidas netas de calor \dot{Q}_n , que provocan el enfriamiento del fluido de almacenamiento caliente y el calentamiento del fluido de almacenamiento frío, pueden subdividirse entonces en las cuatro componentes principales antes mencionadas: pérdidas a través del suelo \dot{Q}_f , a través del techo \dot{Q}_r , a través de la pared en contacto con el aire sobre el líquido \dot{Q}_a y a través de la pared en contacto con el líquido \dot{Q}_ℓ [115].

$$\dot{Q}_n = \dot{Q}_f + \dot{Q}_r + \dot{Q}_a + \dot{Q}_\ell \quad (5.4)$$

Más allá del propio diseño del depósito, las pérdidas dependerán de las condiciones climáticas locales donde se instale el sistema. Los cálculos deben asociarse necesariamente a factores como la temperatura ambiente, del suelo y del cielo, la velocidad del viento circundante y la irradiación solar incidente (determinada a partir de parámetros disponibles como la radiación horizontal, el índice de luminosidad, la relación directa y los diferentes ángulos solares para cada hora del día).

El análisis del comportamiento térmico de un depósito expuesto al medio ambiente requiere un análisis complejo de la transferencia de calor transitoria, ya que la temperatura del líquido no depende únicamente de las pérdidas de calor hacia el exterior por las paredes en contacto con el fluido, sino también de la fuga de calor hacia el aire circundante a presión atmosférica por encima del líquido (el aire contenido en el depósito que ocupa el volumen vacío) y la radiación de la superficie de líquido hacia el techo y las paredes laterales secas [114, 116, 117].

Los distintos flujos de calor que componen las pérdidas de los tanques para PHES de espera y almacenamiento se pueden ver en la Fig.5.2 y se asocian a:

- Convección entre el líquido y el aire en contacto dentro del tanque (\dot{Q}_{Cal}).
- Convección interior entre el líquido y las paredes - Laterales (\dot{Q}_{Cli}) y suelos (\dot{Q}_{Cfi}).
- Convección entre el aire sobre el líquido y las paredes - Laterales (\dot{Q}_{Cai}) y techos (\dot{Q}_{Cri}).
- Convección forzada o natural entre el aire exterior y la pared exterior - Techos (\dot{Q}_{Cr0}) y paredes (\dot{Q}_{Ca0} y \dot{Q}_{Cl0}).
- Conducción a través de las paredes metálicas, aislamiento térmico y las protecciones externas - Techo (\dot{Q}_{Kr}), fondo (\dot{Q}_{Kf}), pared (\dot{Q}_{Ka} y \dot{Q}_{Kl}).
- Conducción a través del terreno (\dot{Q}_{Kg}).

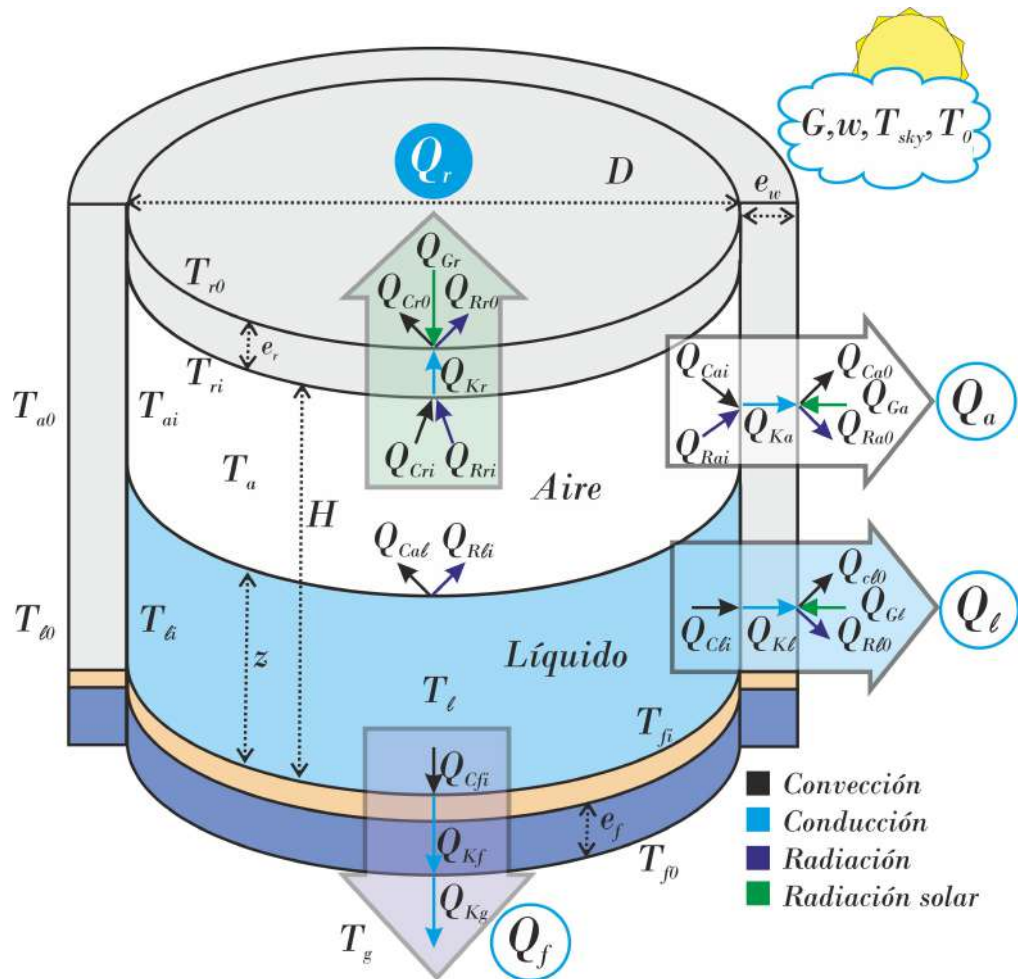


Figura 5.2: Esquema del modelo del tanque de fluido caliente y flujos de calor. Para el tanque de fluido frío, excepto la transferencia de calor radiativa en la superficie exterior del tanque (\dot{Q}_{Gx}), todos los flujos de calor tienen la dirección opuesta.

- Radiación de las paredes laterales y techos al exterior - Techos (\dot{Q}_{Rr0}) y paredes (\dot{Q}_{Ra0} y \dot{Q}_{Rl0}).
- Radiación saliente de la superficie del líquido (\dot{Q}_{Rll}) hacia la pared lateral (\dot{Q}_{Rai}) y techos (\dot{Q}_{Rri}).
- Radiación solar incidente - Techos (\dot{Q}_{Gr}) y paredes laterales (\dot{Q}_{Gl}) y (\dot{Q}_{Ga}).

En el esquema se puede observar que, a diferencia del techo y el suelo, el modelo de transferencia de calor a través de las paredes laterales se divide en dos caminos. Así, el modelo tiene en cuenta el nivel en el tanque de PHES, por lo que hay que asignar unas pérdidas térmicas diferentes a ambas zonas, asociadas al volumen de líquido y al volumen de aire dentro del tanque. Es importante señalar que en este modelo, la temperatura de la superficie del líquido, en contacto con el aire, es igual a la de todo el líquido.

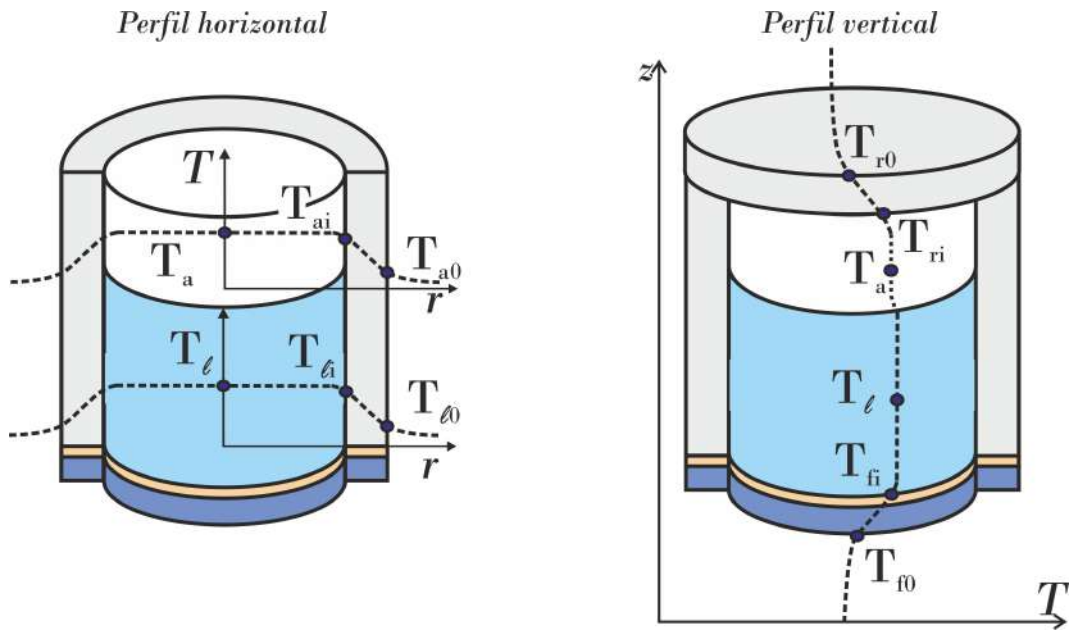


Figura 5.3: Distribuciones de temperatura en eje horizontal y vertical para un tanque caliente de líquido para almacenamiento térmico.

Un perfil aproximado de la temperatura a lo largo de la longitud y la altura del tanque se puede ver en la Fig. 5.3, donde la temperatura del líquido (T_ℓ), del aire interior (T_a), de la pared lateral interior y exterior en contacto con el aire (T_{ai} y T_{a0}), la pared lateral interior y exterior en contacto con el líquido ($T_{\ell i}$ y $T_{\ell 0}$), el interior y el exterior del suelo (T_{fi} y T_{f0}) y el interior y el exterior del techo (T_{ri} y T_{r0}). Se indica que T_0 , T_{sky} y T_g son la temperatura ambiente, del cielo y del suelo. Además, H es la altura interior del depósito, z es el nivel del fluido y D es el diámetro. e_i es el grosor de la pared, incluyendo el acero, el aislamiento y la capa protectora (el diámetro exterior es $D_0 = D + 2e$). Para el caso del tanque frío, como la energía fluye en sentido contrario, en lugar de una disminución se produce un aumento de la temperatura.

Es evidente que cada uno de los factores de influencia tiene diferentes niveles de impacto y en muchos casos son despreciables. Para estimar esta influencia, a partir de la nomenclatura mostrada en la Fig. 5.2a, se observa que las pérdidas de calor están compuestas por diferentes procesos de transferencia, cuyos balances se describen a continuación:

BALANCE PARED LATERAL ZONA FLUIDO CALIENTE

$$\dot{Q}_\ell = \dot{Q}_{C\ell i} = \dot{Q}_{K\ell} = \dot{Q}_{C\ell 0} + \dot{Q}_{R\ell 0} - \dot{Q}_{G\ell} \quad (5.5)$$

BALANCE TECHO

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_{Rri} + \dot{Q}_{Cri} = \dot{Q}_{Kr} = \dot{Q}_{Cr0} + \dot{Q}_{Rr0} - \dot{Q}_{Gr} \quad (5.6)$$

BALANCE PISO

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_{Cfi} = \dot{Q}_{Kf} = \dot{Q}_{Kg} \quad (5.7)$$

BALANCE PARED LATERAL ZONA AIRE

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_{Cai} + \dot{Q}_{Rai} = \dot{Q}_{Ka} = \dot{Q}_{Ca0} + \dot{Q}_{Ra0} - \dot{Q}_{Ga} \quad (5.8)$$

Además, se cumple que¹:

$$\dot{Q}_{Cal} = \dot{Q}_{Cri} + \dot{Q}_{Cai} \quad \text{y} \quad \dot{Q}_{Rli} = \dot{Q}_{Rri} + \dot{Q}_{Rai} \quad (5.9)$$

Para el tanque frío los balances son los mismos pero en dirección opuesta, a excepción de la radiación solar (\dot{Q}_{Gx}) que se mantiene incidente sobre las paredes.

A continuación se describen cada una de estos flujos de calor y su respectivo método de cálculo estimado.

Flujos de calor asociados a la convección.

La transferencia de calor por convección en los distintos medios (fluido caliente, fluido frío, aire sobre el líquido y aire exterior) (\dot{Q}_{Cx}) se determina según la ecuación 5.10:

$$\dot{Q}_{Cx} = h_{Cx}(T_{Hx} - T_{Lx})A_x \quad \text{con} \quad h_{Cx} = \frac{k_x Nu_x}{L_x} \quad (5.10)$$

T_{Hx} es la temperatura más alta, T_{Lx} la más baja, A_x es el área de transferencia y h_{Cx} es el coeficiente de transferencia de calor por convección que se obtiene a partir de las correlaciones adimensionales del número de Nusselt (Nu) que, para una convección natural, es una función del número de Prandtl (Pr) y el de Grashof (Gr) y para una convección forzada depende del número Prandtl y del número de Reynolds (Re). Por lo tanto, $Nu = f(Pr, Gr, Re)$. En todos los casos, las propiedades de los fluidos que participan de los mecanismos convectivos se analizan a la temperatura de film, $T_{film} = 1/2(T_H + T_L)$ [120]. En la Tabla 5.1 se describen las

¹Se asume que la acumulación de energía del aire es despreciable frente a los calores intercambiados.

Tabla 5.1: Correlaciones empíricas del promedio del número de Nusselt para convección natural y forzada sobre las superficies de los tanques. Correlaciones para los números de Grashof, Prandtl y Reynolds. μ_i es la viscosidad, $c_{p,i}$ el calor específico, k_i es la conductividad, g es la aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$), L es la longitud característica y β_i es el coeficiente expansión isobárica. ν es la viscosidad cinemática $\nu = \mu/\rho$ [118, 119].

Convección natural						
Zona	Nu	Rango	\dot{Q}_{Cx}	L_x	T_{Hx}	T_{Lx}
Pared lateral	$1,36(GrPr)^{1/5}$ $0,55(GrPr)^{1/4}$ $0,13(GrPr)^{1/3}$	$GrPr < 10^4$ $10^4 < GrPr < 10^9$ $GrPr > 10^9$	$\dot{Q}_{C\ell i}$	z	T_ℓ	$T_{\ell i}$
			$\dot{Q}_{C\ell 0}$	z	$T_{\ell 0}$	T_0
			$\dot{Q}_{Ca i}$	$H - z$	T_a	$T_{a i}$
			$\dot{Q}_{Ca 0}$	$H - z$	$T_{a 0}$	T_0
Pared horizontal Caliente abajo	$0,27(GrPr)^{1/4}$	$10^5 < GrPr < 10^{11}$	$\dot{Q}_{C\ell a}$	$D/4$	T_ℓ	T_a
			$\dot{Q}_{C r i}$	$D/4$	T_a	$T_{r i}$
			$\dot{Q}_{C r 0}$	$D/4$	$T_{r 0}$	T_0
Pared horizontal Caliente arriba	$0,54(GrPr)^{1/4}$ $0,14(GrPr)^{1/3}$	$10^4 < GrPr < 10^7$ $10^7 < GrPr < 10^{10}$	$\dot{Q}_{C f i}$	$D/4$	T_ℓ	$T_{f i}$
Convección forzada						
Pared lateral	$0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left(1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right)^{1/4}} \times \dots$ $\dots \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$	-	$\dot{Q}_{C\ell 0}$	D	$T_{\ell 0}$	T_0
			$\dot{Q}_{Ca 0}$	D	$T_{a 0}$	T_0
Pared horizontal Caliente abajo	$0,664Re^{1/2}Pr^{1/3}$ $0,037Re^{0,8}Pr^{1/3}$	$Re < 5 \times 10^5$ $Pr > 0,6$ $5 \times 10^5 < Re < 10^7$ $Pr > 0,6$	$\dot{Q}_{C f i}$	$D/4$	$T_{f i}$	T_ℓ
Números						
Grashof (Gr)	$\frac{g\rho_i^2\beta_s(T_H - T_L)L^3}{\mu_i^2}$	Prandtl (Pr)	$\frac{\mu_i c_{p i}}{k_i}$	Reynolds (Re)	$\frac{wL}{\nu}$	

diferentes correlaciones para el cálculo del número de Nusselt, Grashof, Prandtl y Reynolds.

A_x se calcula según $A_\ell = \pi Dz$ para el cilindro de la zona inferior del tanque en contacto con el líquido, $A_a = \pi D(H - z)$ para el área del cilindro superior y para las tapas (suelo y techo) se calcula como $A_{r,f} = \pi D^2/4$. Para las paredes laterales

externas se utiliza el diámetro exterior (D_0) para realizar los cálculos del coeficiente convectivo.

En las paredes exteriores (laterales y techos), donde se debe tomar en cuenta la incidencia de la velocidad del viento (w), la relación entre el número de Grashof y el número de Reynolds al cuadrado (Gr/Re^2) indica si la convección natural o la forzada domina la transferencia de calor. Por lo tanto, dependiendo de esta relación se tiene que el coeficiente de convección ponderado se define como [36, 119]:

$$h = sh_n + (1 - s)h_f \quad (5.11)$$

$$\begin{aligned} s = 0 & \quad \text{para régimen turbulento con } \frac{Gr}{Re^2} < 0,7 \\ s = f\left(\frac{Gr}{Re^2}\right) & \quad \text{para un régimen mixto donde } 0,7 \leq \frac{Gr}{Re^2} \leq 10 \\ s = 1 & \quad \text{para régimen laminar donde } \frac{Gr}{Re^2} > 10 \end{aligned}$$

h_n es el coeficiente de convección natural, h_f el coeficiente de convección forzada y s es la fracción relativa de cada uno. En caso de que la relación esté en el rango $0,7 \leq Gr/Re^2 \leq 10$ se asumirá una variación lineal para realizar los cálculos.

Flujos de calor asociados a la conducción.

En las paredes laterales la conducción se debe utilizar el modelo de conducción cilíndrica y en las paredes horizontales (Techo y piso) el formato de conducción multicapa plana unidimensional. Habrá además una transferencia de calor entre la pared externa del suelo del tanque y la tierra. Para este mecanismo se asume que se produce una conducción entre un disco isotérmico a una temperatura diferente respecto al medio semi-infinito en una ubicación alejada del disco¹ [120]. Las ecuaciones relativas a cada mecanismo implicado se describen en la Tabla 5.2.

¹La conducción de calor en dirección vertical no se considera ya que sólo se aplican ecuaciones unidimensionales.

Tabla 5.2: Correlaciones para determinación del calor transferido por conducción. k_i es la conductividad multicapa, e es el espesor de la pared y $S = 2D$ es el factor de forma. $L = z$ para $\dot{Q}_{K\ell}$ y $L = H - z$ para \dot{Q}_{Ka} .

Zona	\dot{Q}_K	\dot{Q}_{Kx}	T_{Hx}	T_{Lx}
Pared lateral [118]	$2\pi Lk_i [(T_H - T_L)/\ln(D_0/D)]$	$\dot{Q}_{K\ell}$ \dot{Q}_{Ka}	$T_{\ell i}$ $T_{a i}$	$T_{\ell 0}$ $T_{a 0}$
Pared horizontal [118]	$k_i/e(T_H - T_L)A_{fr}$	\dot{Q}_{Kr} \dot{Q}_{Kf}	$T_{r i}$ $T_{f i}$	$T_{r 0}$ $T_{f 0}$
Disco en un medio semi-infinito [33]	$Sk_g(T_{fe} - T_g)$	\dot{Q}_{Kg}	$T_{f 0}$	T_g

Flujos de calor asociados a la radiación.

Para la transferencia de calor por radiación externa el intercambio de calor con el entorno se tiene en cuenta considerando al ambiente como un cuerpo negro. La temperatura límite del cuerpo negro se establece a la temperatura de cielo T_{sky} y se toma para el cálculo la formulación de Stefan–Boltzmann que se describe en la Tabla 5.3 para cada uno de los mecanismos implicados. En lo que respecta a la radiación interna se asume un intercambio de calor en la cavidad formada entre la superficie del líquido y las partes no humedecidas de la pared interna del acero (Techo y pared seca). Se consideran entonces las tres superficies correspondientes, es decir, la superficie de líquido (frío o caliente) y la superficie del techo del tanque, ambas de forma plana circular y la superficie de la pared del tanque en contacto con el aire interior con forma cilíndrica. La transferencia de calor por radiación entre superficies depende de la orientación de las áreas entre sí, así como de sus propiedades y temperaturas.

Para tener en cuenta los efectos de la orientación sobre la transferencia de calor por radiación entre dos superficies se toma el parámetro llamado factor de forma (F_{ij}), que es una cantidad puramente geométrica, independiente de las propiedades de los materiales y la temperatura. Este factor equivale a la fracción de la

radiación que sale de la superficie i que alcanza la superficie j directamente [118]. Algunas reglas que permiten determinar estos valores son:

$$F_{\ell r} = \frac{1}{2} \left(S - [S^2 - 4]^{1/2} \right) \quad \text{con} \quad S = 1 + \frac{1 + \left(\frac{r_i}{H-z} \right)^2}{\left(\frac{r_i}{H-z} \right)^2} \quad (5.12)$$

De donde se deducen todos los demás factores de forma como $F_{r\ell} = F_{\ell r}$, $F_{ra} = 1 - F_{r\ell}$, $F_{\ell a} = F_{ra}$, $F_{ar} = F_{ra}(A_{rf}/A_a)$ y $F_{al} = F_{ar}$.

Para el cálculo de la radiación se toma en cuenta el cilindro conformado por tres superficies grises opacas y difusas en la zona ocupada por el aire entre el techo interior (r), la pared lateral (a) y el líquido (ℓ). Dicho cilindro tiene áreas de superficie $A_r = A_\ell = A_{rf}$ y A_a ; emisividades ϵ_r , ϵ_a y ϵ_ℓ y temperaturas T_{ri} , T_{ai} y T_ℓ , respectivamente. Un esquema eléctrico equivalente de radiación de esta geometría se muestra en la Fig.5.4. E_{br} , E_{ba} y E_{bl} son los potenciales de emisión especificados a la temperatura de la superficie (con $E_{bi} = \sigma T_i^4$). Las radiosidades J_r , J_a y J_ℓ son las incógnitas. Las tres ecuaciones para la determinación de estas tres incógnitas se obtienen a partir del requisito de que la suma algebraica de las corrientes (transferencia de calor por radiación neta) en cada nodo debe ser igual a cero [118].

A partir del esquema de la Fig. 5.4, las tres ecuaciones para la determinación de las tres incógnitas se obtienen de la igualdad a cero de la suma de las corrientes (transferencia neta de calor por radiación) en cada nodo.

$$\frac{E_{br} - J_r}{R_r} + \frac{J_a - J_r}{R_{ra}} + \frac{J_\ell - J_r}{R_{r\ell}} = 0 \quad (5.13)$$

$$\frac{E_{ba} - J_a}{R_a} + \frac{J_r - J_a}{R_{ra}} + \frac{J_\ell - J_a}{R_{al}} = 0 \quad (5.14)$$

$$\frac{E_{bl} - J_\ell}{R_\ell} + \frac{J_r - J_\ell}{R_{r\ell}} + \frac{J_a - J_\ell}{R_{al}} = 0 \quad (5.15)$$

En la Tabla 5.3 se puede ver la simplificación de las ecuaciones que se utilizaron para los cálculos.

Flujos de calor asociados a la radiación solar incidente.

En lo que respecta a la irradiación solar incidente (\dot{Q}_{Gi}), como los reservorios usualmente se ubican en el exterior, la capa protectora externa está expuesta a la irradiación solar durante la mañana y tarde y por lo tanto, el tanque está expuesto a grandes fluctuaciones diarias de temperatura. La irradiación solar absorbida influye

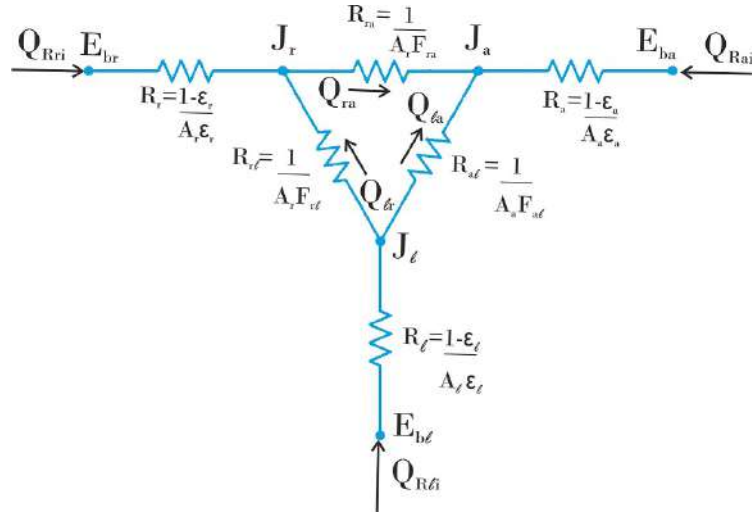


Figura 5.4: Red de radiación asociada a las tres superficies contenidas en un tanque cilíndrico de almacenamiento líquido para PHES.

Tabla 5.3: Ecuaciones de cálculo asociadas a la radiación externa e interna para tanques de líquido para PHES. σ_B es la constante de Stefan–Boltzmann equivalente a $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$. ϵ_x es la emisividad de la superficie para cada material. J_x es la radiosidad de cada cara. T_{sky} depende de las condiciones atmosféricas y cubre un rango que va desde el orden de los 230 K para un día frío y claro hasta 285 K para un día templado y nublado. T_i es la temperatura de cada material [118].

Radiación externa					
Zona	\dot{Q}_R	\dot{Q}_{Rx}	T_H	T_L	A_x
Pared lateral exterior	$A_x \sigma_B \epsilon_0 (T_H^4 - T_{sky}^4)$	\dot{Q}_{Rl0}	T_{l0}	T_{sky}	A_s
Pared exterior del techo		\dot{Q}_{Ra0}	T_{a0}	T_{sky}	A_a
		\dot{Q}_{Rr0}	T_{r0}	T_{sky}	A_{rf}
Radiación interna					
Zona	\dot{Q}_R	\dot{Q}_{Rx}	A_x		
Pared interior del techo	$A_x \epsilon_r (J_r - \sigma_B T_{ri}^4) / (1 - \epsilon_r)$	\dot{Q}_{Rri}	A_{fr}		
Superficie del líquido en contacto con el aire	$A_x \epsilon_l (J_l - \sigma_B T_l^4) / (1 - \epsilon_l)$	\dot{Q}_{Rli}	A_{fr}		
Pared lateral interna	$A_x \epsilon_a (J_a - \sigma_B T_{ai}^4) / (1 - \epsilon_a)$	\dot{Q}_{Rai}	A_a		

a favor del rendimiento RTE en el flujo de calor a través de la pared y el techo en los tanques de alta temperatura y en contra en los tanques de baja [114].

En general, las medidas de irradiación que se obtienen de las estaciones meteorológicas son valores globales sobre el plano horizontal (G_h), pero la que incide en la superficie lateral del tanque no cumple con este criterio, por lo que es necesario utilizar algún método de ajuste analizando el ángulo de incidencia sobre el área expuesta.

La irradiación incidente sobre una superficie inclinada se puede calcular como la suma de cuatro componentes [121]:

$$G_n = G_{bi} + G_{dic} + G_{dii} + G_{ri} \quad (5.16)$$

Con G_n la radiación neta incidente sobre el plano inclinado, G_{bi} la directa, G_{dic} la difusa circumsolar, G_{dii} la difusa isotrópica y G_{ri} la reflejada.

La fracción difusa se define como $f_d = G_{dh}/G_h$ y depende de un índice de claridad k_T . Si no se cuenta con los datos históricos, se puede determinar según la correlación de Ruiz Arias:

$$f_d = a_0 + a_1 e^{(a_2 + a_3 k_T)} \quad (5.17)$$

Los valores de a_i dependerán de la ubicación de la planta. Se define además el factor geométrico r_b (razón directa) que relaciona la irradiación directa horaria sobre la pared lateral y la horizontal. $r_b = G_{bi}/G_{bh} = \cos\theta/\cos\theta_z$. Donde θ_z es el ángulo zenital (formado por la línea Tierra-Sol con la vertical en el punto del observador) y θ es el ángulo de incidencia que forma la radiación solar directa (línea tierra-Sol) con la normal a la pared. Ambos ángulos dependen de la posición del sol para la hora y ubicación seleccionada del sistema. Por esta causa, la incidencia de este factor varía en el correr del día.

El incidente de irradiación solar para la pared lateral se considera mediante las ecuaciones del modelo de Hay Davis Klucher Reindl:

$$\begin{aligned} G_{bi} &= G_{bh} r_b \\ G_{dic} &= G_{dh} r_b T_b \\ G_{dii} &= G_{dh} (1 - T_b) \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \\ G_{ri} &= G_h \rho_g \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \end{aligned} \quad (5.18)$$

ρ_g es la reflectividad del suelo, β es la inclinación que siempre se cumple es 90° por tratarse de la pared lateral de los tanques y T_b es la transmisividad atmosférica que se calcula según $T_b = (1 - f_d)k_T$.

El calor absorbido por las paredes laterales, tomando en cuenta el área proyectada dado que no se trata de una superficie plana, resulta entonces:

$$\dot{Q}_{Gl} = G_{nl}zD_0\alpha_s \quad y \quad \dot{Q}_{Ga} = G_{na}(H - z)D_0\alpha_s \quad (5.19)$$

Donde α_s es la absorptividad del material.

La irradiación solar sobre los techos horizontales se calcula según [121]:

$$\dot{Q}_{Gr} = (G_{bh}\cos\theta_z + G_{dh})A_{fr}\alpha_s \quad (5.20)$$

Concluyendo, en este capítulo se presentó un método práctico de estimación de la pérdida y es el que se utiliza para realizar los cálculos precedentes de las pérdidas temporales en el [Capítulo 7](#).

Capítulo 6

Análisis de resultados de los modelos TTF para los ciclos Brayton y Rankine en sistemas PHES.

A partir de las ecuaciones discriminadas en el [Capítulo 3](#) para el ciclo Brayton y en el [Capítulo 4](#) para el ciclo Rankine, en este apartado se busca generar los distintos gráficos y tablas de resultados que permitan evaluar los comportamientos, eficiencias y beneficios de las tecnologías propuestas analizando todo el conversor PHES con los modelos TTF.

La mayor fuente de incertidumbre proviene seguramente de las correlaciones empleadas para las eficiencias en la transferencia de calor, las máquinas y los coeficientes de fricción ya que no existen actualmente información específica publicada de sistemas o prototipos instalados de este tipo para comparar los resultados de los modelos con datos experimentales reales. No obstante, es factible contrastarlos con investigaciones de naturaleza semejante, analizar ciertos comportamientos vinculados a la variabilidad de determinados parámetros de interés y extraer conclusiones que permitan evaluar los beneficios y problemáticas de la tecnología.

6.1. Ciclo Brayton.

A continuación se presentarán distintas instancias de análisis para entender el desempeño de los sistemas PHES del tipo Joule-Brayton ajustando distintos modelos

de irreversibilidad, además de algunas características de los fluidos de operación y materiales de almacenamiento.

Primero se describe el comportamiento de un sistema Brayton con Argón como gas de trabajo, respecto a ciertos parámetros asociados a los ciclos termodinámicos de la bomba de calor y el motor térmico por separado, independientemente del medio de almacenamiento utilizado.

Luego se evalúan las irreversibilidades externas e internas (efectos de la temperatura de los reservorios, la eficiencia de las turbinas, compresores e intercambiadores, las pérdidas de carga y el *heat leak*) del conjunto tanto de ida (carga) como de vuelta (descarga) derivados del análisis TTF que se presentó en los [Capítulo 3](#) y [Capítulo 4](#).

Posteriormente, se muestran ejemplos de sistemas para distintos fluidos de trabajo y medios de almacenamiento frío y caliente, los cuales comprenden algunos cálculos del tamaño y características de los posibles equipos tanto para medios líquidos como para sólidos.

Para evaluar las tendencias de los sistemas PHES, se tomará en cuenta que, en la medida de lo posible, la tecnología propuesta debe ser objetiva y cercana a lo que sería una operativa real con tanques, compresores y turbinas disponibles en el mercado. Es evidente que para entender esta realidad se necesita la especificación de un conjunto de variables y parámetros asociados a los ciclos termodinámicos. En líneas generales las relaciones de presión del modo bomba y el modo motor, r_B y r_P respectivamente, son las variables independientes fundamentales y en cualquier caso, el modelo incorpora un conjunto de parámetros que se definen a continuación:

1. Irreversibilidades internas que incluyen:

- Dos parámetros asociados a los rendimientos de las máquinas, denominados como eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina (ε_c y ε_t).
- Dos parámetros relacionados con las pérdidas de carga en las zonas de alta y baja temperatura y presión (ΔP_H y ΔP_L o ρ_H y ρ_L).

2. Irreversibilidades externas que incluyen:

- Dos parámetros para el acoplamiento del gas de trabajo con el fluido de almacenamiento externo (ε_H , ε_L).
- Un parámetro que describe la naturaleza del fluido de trabajo (γ).
- Dos parámetros adicionales para el intercambio de calor entre los tanques fríos y calientes a través del medio exterior denominados como coeficientes de *heat leak* (ξ_H , ξ_L).

Entonces, para realizar los gráficos y tablas siguientes se asumen parámetros de cálculo de modo tal que la presión de inicio en la zona fría (P_1) está en el entorno

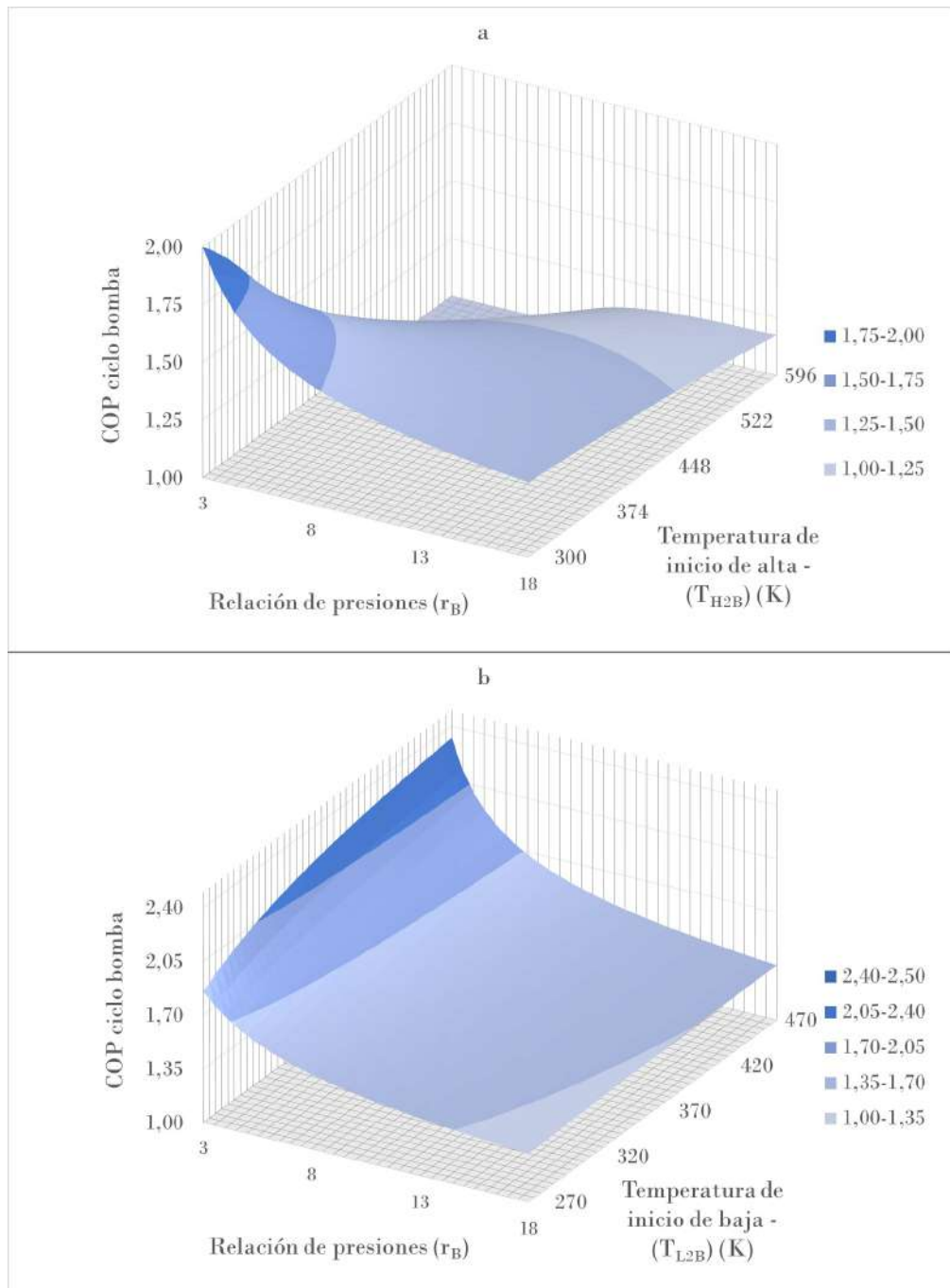


Figura 6.1: Variación del COP del ciclo Brayton con Argón como fluido de trabajo para la etapa de carga (bomba de calor) a distintas relaciones de presión r_B y en función de la temperatura a) de inicio del tanque caliente (T_{H2B}) con T_{L2B} fija en 300 K y b) de inicio del tanque frío (T_{L2B}) con (T_{H2B}) fija en 300 K.

de la atmosférica (0,1 MPa); que la pérdida de carga ($\Delta P_{H,L}$) es igual en todos los intercambiadores y del orden del 1% ($\rho_{H,L} = 0,996$ para el Argón), que los valores de las eficiencias ε_c y ε_t en compresores y expansores son de 0,90 (una eficiencia del

90 % es bastante realista) y las eficiencias de los intercambiadores ε_H y ε_L son de 0,95. La eficiencia de un 95 % para los intercambiadores en contracorriente puede parecer optimista, pero se han logrado valores tan altos como 97-98 % para flujo en contracorriente y se pueden lograr incluso mayores eficiencias si se emplea un diseño cuidadoso que minimice la conductividad axial y la mala distribución del flujo [122] y sobre todo, que permita incrementar el área de transferencia. Los valores también mejoran a baja temperatura [123]. En el caso de los lechos empacados las eficiencias se aproximan al 100 %. Se utiliza un coeficiente de *heat leak* (ξ_H, ξ_L) igual al 1 %. El coeficiente adiabático de expansión (γ) utilizado fue de 1,667 (relativo a un gas monoatómico). La temperatura media ambiente (T_0) se asume en 300 K.

Las temperaturas T_{L2B} y T_{H2B} comandan el comienzo del ciclo de carga, por lo que resulta interesante estudiar el comportamiento en base a estas temperaturas.

Se presenta en la Fig. 6.1 el coeficiente de desempeño (COP) para un sistema PHES con Argón (Ar) como fluido de trabajo variando la temperatura de inicio de los reservorios calientes T_{H2B} (Fig. 6.1a) y de los reservorios fríos T_{L2B} (Fig. 6.1b) a diferentes relaciones de presión (r_B) durante el ciclo bomba de calor (carga del sistema). Se toma al Argón como un gas perfecto, es decir, un gas ideal con una capacidad de calor específica constante. Se puede ver en la figura que existen los valores óptimos de T_{H2B} , T_{L2B} y r_B para los que se obtiene el valor máximo de COP para el ciclo bomba de calor. Dicho valor se favorece especialmente a mayor temperatura de inicio de los tanques fríos (T_{L2B}), a bajas relaciones de presión y también por la baja temperatura de inicio de los tanques calientes (T_{H2B}). Luego de ciertos valores de r_B , el COP del sistema no se ve mayormente afectado por el incremento de la razón de presiones y permanece prácticamente constante.

En la Fig. 6.2 se muestra la eficiencia del ciclo Brayton de potencia (motor térmico) para distintas relaciones de presión (r_P) y temperaturas de inicio del tanque caliente (T_{H1P}) y frío (T_{L1P}).

Se puede entender que, al contrario del ciclo bomba de calor, esta etapa se ve favorecida por el incremento de la temperatura del reservorio T_{H1B} (sobre todo por encima de los 850 K) y por el descenso de la temperatura del reservorio frío T_{L1B} . Además hay un pico máximo asociado a las relaciones de presiones y luego de cierto nivel de r_P la eficiencia comienza a disminuir drásticamente. Existen entonces los valores óptimos de T_{H1P} , T_{L1P} y r_P en los que la eficiencia de la etapa alcanza su máximo.

En la Fig. 6.3 se observa la evolución de la potencia que podrá ser volcada a la red eléctrica en función de r_P y a distintas temperaturas de inicio del reservorio caliente T_{H1P} . Se puede ver que existe un valor máximo de potencia obtenida del sistema que aumenta con el incremento de las temperaturas de los reservorios calien-

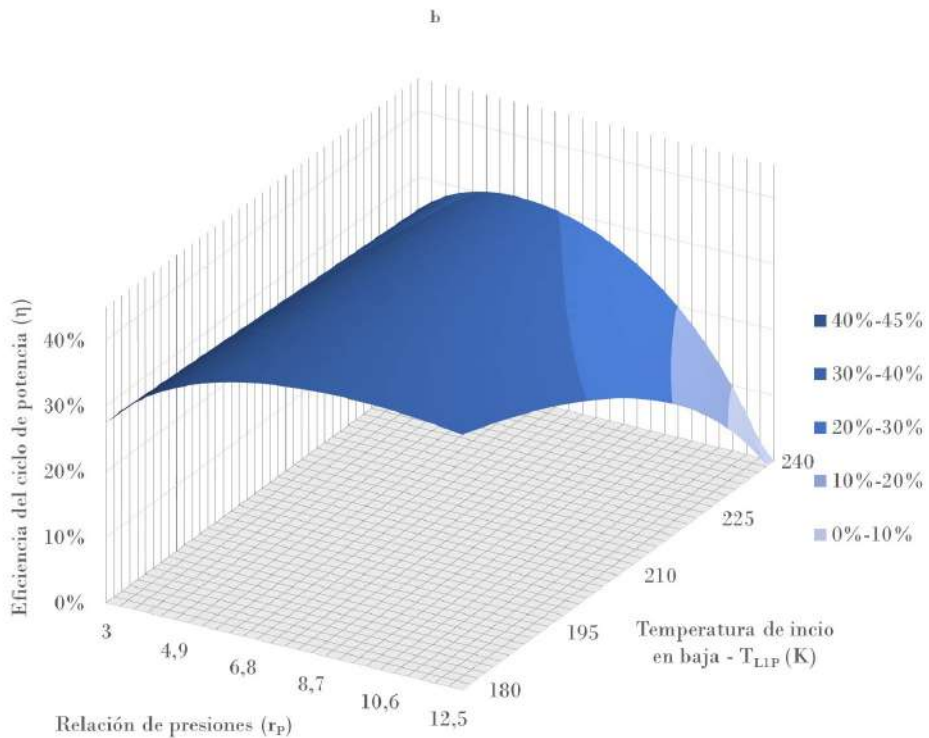
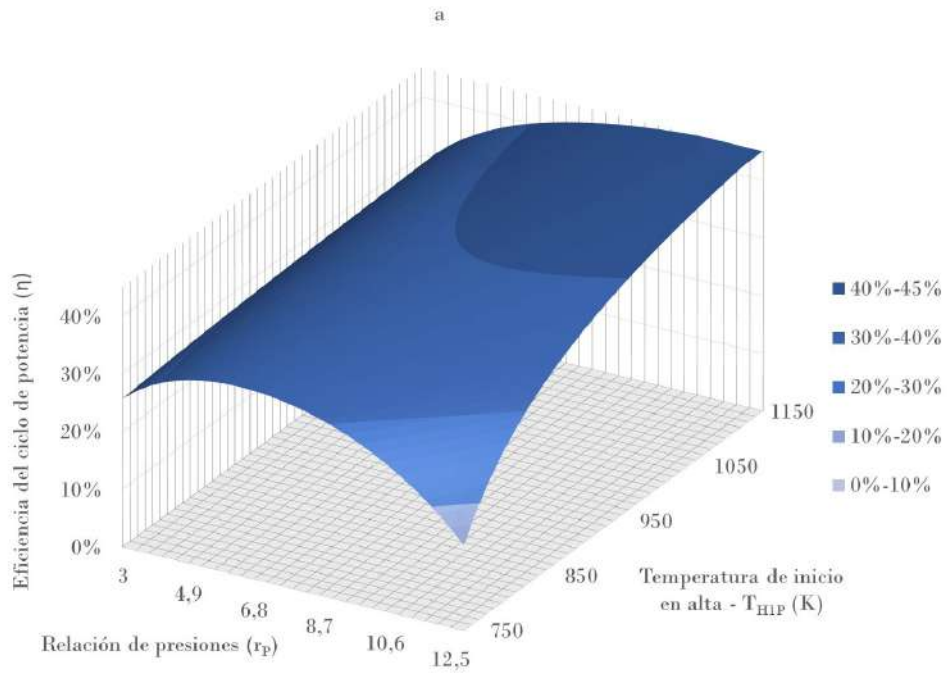


Figura 6.2: Variación de la eficiencia del ciclo Brayton con Argón como fluido de trabajo para la etapa de descarga (motor térmico) a distintas relaciones de presión r_P y en función de la temperatura a) de inicio del tanque caliente (T_{H1P}) con T_{L1P} fijo en 200 K y b) de inicio del tanque frío (T_{L1P}) con T_{H1P} fijo en 850 K.

tes y que este máximo no resulta coincidente en r_P con el mayor valor de eficiencia del motor térmico de la Fig. 6.2a.

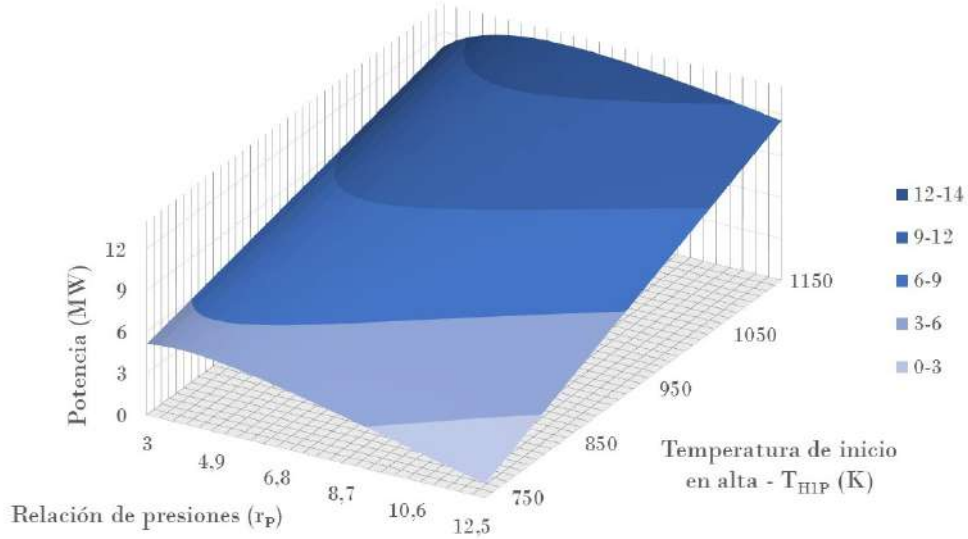


Figura 6.3: Variación de la potencia neta recuperada del ciclo Brayton para la etapa de descarga (motor térmico) a distintas relaciones de relación de presiones r_P y en función de la temperatura de inicio del tanque caliente (T_{H1P}) para un caudal de Argón $m_g = 100$ kg/s y T_{L1P} fijo en 200 K.

6.1.1. Ciclo Brayton con almacenamiento líquido.

El rendimiento de los sistemas de almacenamiento PHES, denominado como *RTE* y definido en los capítulos anteriores como la relación entre la potencia producida en la descarga contra la consumida durante la carga, surge de la ecuación 2.5 al combinar las curvas del ciclo motor térmico (η vs r_B en la Fig. 6.4a), la del ciclo bomba de calor (COP vs r_B en la Fig. 6.4b) y la del ratio de calores en la zona de alta temperatura ($\dot{Q}_{HP}/\dot{Q}_{HB}$ vs r_B en la Fig. 6.4c).

El acoplamiento de estos gráficos da como resultado la tendencia de la *RTE* vs r_B visualizable en la Fig. 6.5.

Para acoplar los ciclos de bomba de calor y motor térmico se define un factor x a partir del ratio entre la relación de presiones para el ciclo bomba de calor respecto a las relaciones de presiones en el ciclo de motor térmico donde:

$$x = \frac{r_B}{r_P} \quad \text{donde siempre se cumple que} \quad x \geq 1 \quad (6.1)$$

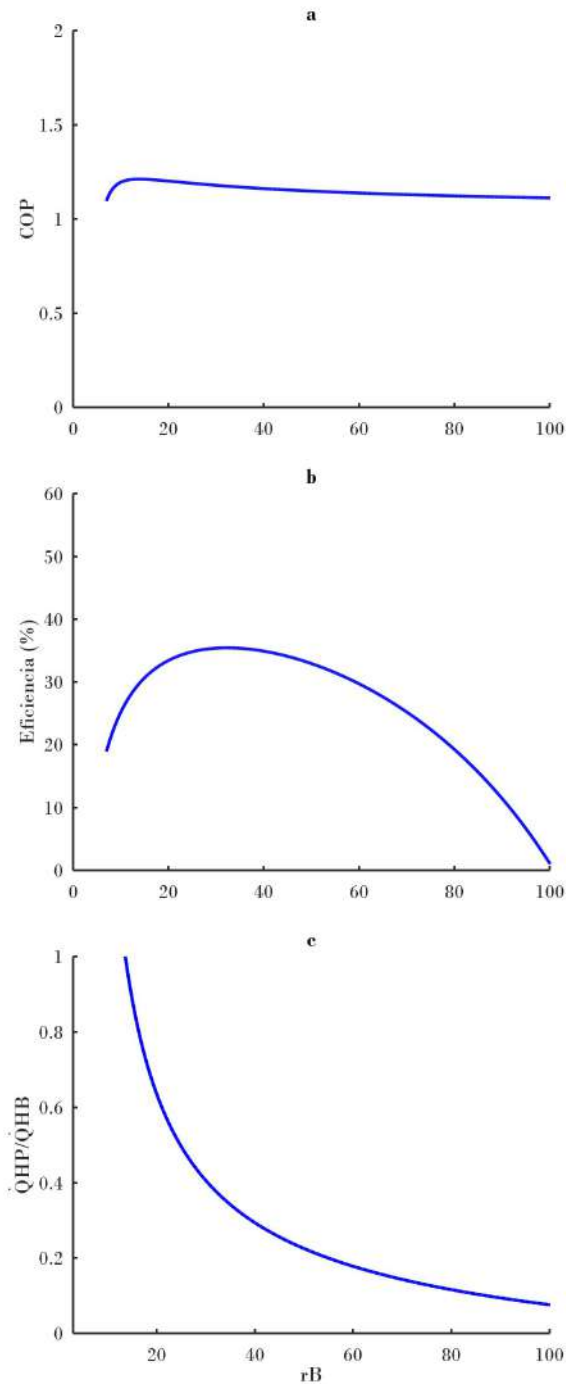


Figura 6.4: Variación del COP del ciclo bomba (a), la eficiencia del ciclo de potencia (b) y el ratio $\dot{Q}_{HP}/\dot{Q}_{HB}$ (c) en función de la relación de presiones (r_B) para un sistema Brayton con Argón como fluido de trabajo. Para estos gráficos simplificados se asume que $P_1 = 0,1$ MPa, $x = 3$, $\rho = 0,996$, $\varepsilon_c = \varepsilon_t = 0,90$, $\varepsilon_H = \varepsilon_L = 0,95$, $\Gamma_{HB} = \Gamma_{HP} = \Gamma_{LB} = 1$, $\Gamma_{LP} = 0,3$, $\xi = 1\%$, $\gamma = 1,667$, $T_{H2B} = 550$ K, $T_{L2B} = 300$ K y $T_{H1B} = 850$ K.

Este valor resulta importante a la hora de combinar los ciclos de carga y descarga dado que cuanto más se logra acoplar un ciclo con el otro, a medida que el valor de x se acerca a uno, más eficiente se vuelve el sistema.

La tendencia a la baja de la RTE observada en la Fig. 6.5 resulta coherente dado que tanto los valores de η como el ratio $\dot{Q}_{HP}/\dot{Q}_{HB}$ tienden drásticamente a la baja a partir de ciertos valores de r_B , mientras que el COP se mantiene prácticamente constante. En resumen, se puede deducir que la posibilidad de operar a las r_B inferiores favorece el rendimiento global del sistema.

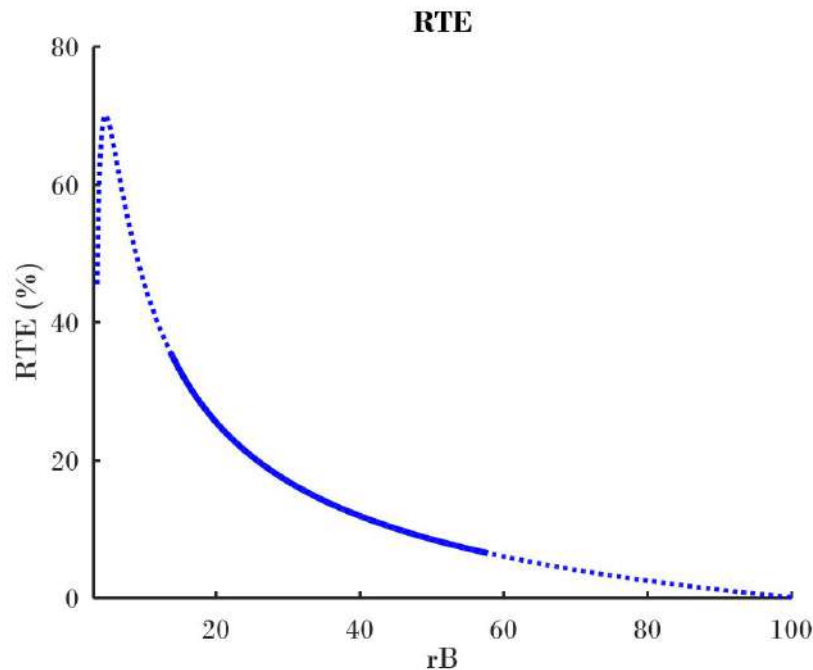


Figura 6.5: RTE vs r_B . Se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.4. Las líneas punteadas en los gráficos se corresponden entonces a valores inadecuados según las restricciones de las temperaturas asociadas a mantener los fluidos como líquidos y a los efectos del *pinch point* para el cual se toma un $PP = 10$ K.

Las líneas punteadas de los gráficos se corresponden con las restricciones en las temperaturas de operación que se deben tener en cuenta para mantener la naturaleza líquida de la sal y del medio frío, para acoplar el ciclo de potencia dentro del ciclo de bomba de calor y además para cumplir con los niveles mínimos requeridos de *pinch point*. Estas características imponen algunos límites correspondientes en los valores de T_{H1} , T_{H2} , T_{L1} y T_{L2} . Entonces, a la hora de definir los puntos del ciclo es importante asumir los valores del *pinch point* descrito en el Capítulo 3 que limitan la diferencia de temperatura en los intercambiadores de calor. Estos valores mínimos dependen esencialmente de la tecnología del intercambiador de calor y de los fluidos de intercambio. Entonces, de acuerdo con los valores de las temperaturas

de cristalización, evaporación y descomposición se tienen las siguientes restricciones para el caso de un medio líquido de almacenamiento:

$$\begin{aligned}
T_{2P} + PP &< T_{H1} < T_{2B} - PP \\
T_{3P} + PP &< T_{H2} < T_{3B} - PP \\
T_{4B} + PP &< T_{L1} < T_{4P} - PP \\
T_{1B} + PP &< T_{L2} < T_{1P} - PP
\end{aligned} \tag{6.2}$$

Además:

- Las temperaturas máximas de ambos medios (T_{H1} y T_{L2}) cumplen que serán menores que las temperaturas de ebullición de los líquidos contenidos.-
- Las temperaturas mínimas de ambos medios (T_{H2} y T_{L1}) cumplen que serán mayores que las temperaturas de cristalización de los líquidos contenidos.-

En la termodinámica de tiempos finitos, un método recurrente en optimización termodinámica para estudiar y optimizar el funcionamiento de un convertidor energético es la representación de los diagramas potencia-rendimiento como el que se muestra en la Fig. 6.6c.

Es común en sistemas termodinámicos reales que, respecto a la variable considerada, al combinar los gráficos de la potencia (Fig. 6.6a) y rendimiento (Fig. 6.6b) se obtengan máximos en puntos próximos, pero no coincidentes, por lo que la forma de las curvas potencia-rendimiento se comportan como un bucle [79, 124] (Fig. 6.6c). Los resultados y tendencias anteriores se pueden ver mediante la eliminación paramétrica de la variable r_B . Se observa un máximo de potencia obtenida no coincidente con el pico de eficiencia. No obstante, el incremento de la temperatura de las sales favorece ambos parámetros.

Otra influencia clave la juegan las capacidades de calor que equilibran las transferencias de calor entre el fluido de trabajo y el medio líquido. En consecuencia, se asumen coeficientes adimensionales $\Gamma_{HB} = C_{wB}/C_{HB} \leq 1$, $\Gamma_{LB} = C_{wB}/C_{LB} \leq 1$ para el ciclo de carga y $\Gamma_{HP} = C_{wP}/C_{HP} \leq 1$, $\Gamma_{LP} = C_{wP}/C_{LP} \leq 1$ para el modo de descarga. Esta suposición puede requerir el ajuste del caudal másico de los líquidos de acuerdo con $\Gamma = C_w/C_{H,L} = (\dot{m}c_p)_w/(\dot{m}c_p)_{H,L} \leq 1$.

Para generar los gráficos de los sistemas de almacenamiento líquido, la relación de capacidades caloríficas entre fluido de trabajo y de almacenamiento se fija en 1 a

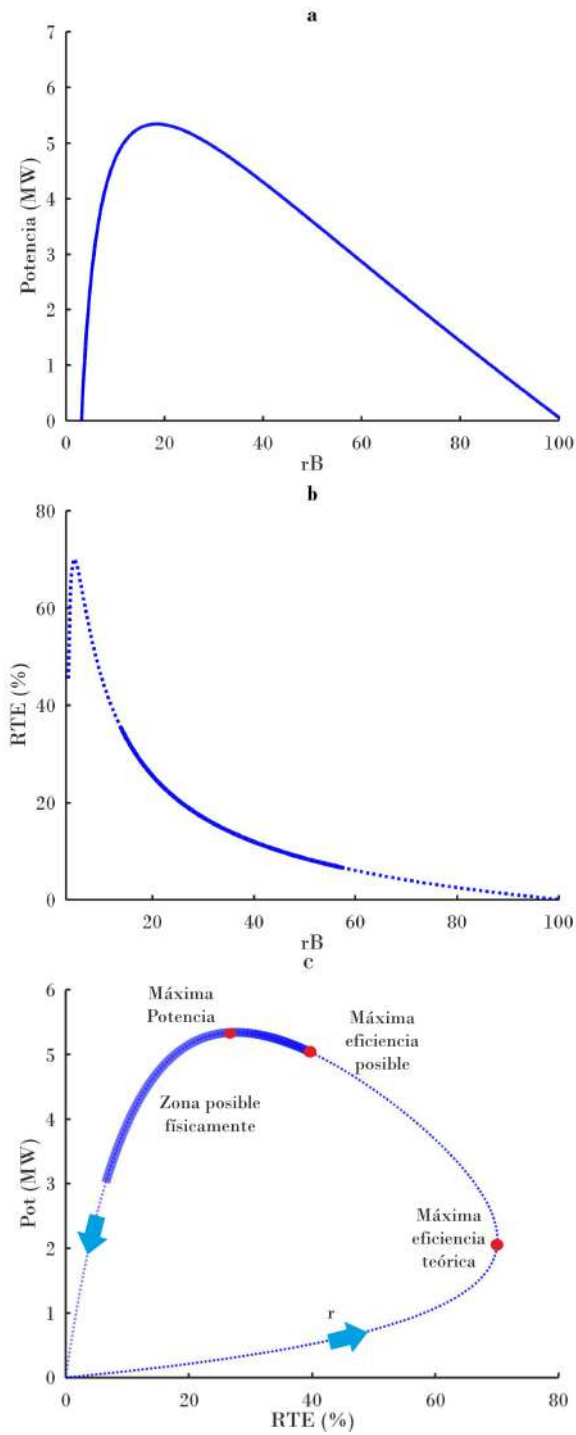


Figura 6.6: Variación de la potencia (a) y la RTE (b) con la relación de presiones (r_B). Bucle potencia - rendimiento (c) para un sistema Brayton con Argón como fluido de trabajo. Las líneas gruesas correspondientes al rango físicamente posible del bucle. Se asumen los mismos parámetros de referencia que para la Fig. 6.4.

excepción del Γ_{LP} que se toma en 0,3¹. El caudal másico del Argón se establece en es de 100 kg/s y tiene un $c_p = 520$ J/kgK.

Por todas las condicionantes citas anteriormente, si bien hay un claro bucle teórico sólo una parte de él es el posible físicamente (la correspondiente a línea azul gruesa en la Fig. 6.6c).

Una restricción adicional surge del ensamble temporal de los ciclos. Resulta lógico pensar que en cada etapa las temperaturas iniciales de los reservorios se corresponden con las finales de la etapa anterior afectadas por una pérdida al ambiente denominada *heat leak* (ξ), pero como se mencionó en el Capítulo 3, debido a las irreversibilidades, la entropía se genera dentro del sistema PHES, aumentando la temperatura media ciclo a ciclo y debe ser evitada. Esto se logra mediante la eliminación de calor dado que, si la entropía generada no se rechaza, se acumula en el sistema [46]. Generalmente en los ciclos PHES de almacenamiento líquido esto se realiza a través de una remoción de energía al ambiente mediante intercambiadores de calor de alta o baja temperatura. En los ejemplos que siguen se asume que la eliminación de energía se da reduciendo la temperatura de T_{L2P} a T_{L2B} a través de un sistema de intercambio con el entorno durante el período de espera. Este intercambio puede realizarse, por ejemplo, haciendo una transferencia de calor al ambiente con un extractor o esperando un tiempo suficiente con el tanque sin aislamiento. Si es requerida una remoción de calor en los reservorios calientes de T_{H2P} a T_{H2B} también se puede incluir otro sistema de intercambio con el fin de volver a las condiciones de inicio, pero siempre tomando en cuenta que no se alcancen los puntos de solidificación de las sales contenidas en los tanques. El mejor escenario es que se tenga una pequeña diferencia de temperatura dado que eliminar calor implica indefectiblemente una pérdida de rentabilidad². Probablemente el punto más importante a tener en cuenta es que existen limitaciones notables en los valores de r_B y r_P , de modo que las relaciones de presión para el ciclo de potencia y especialmente para el ciclo de bomba de calor, no son adecuados de acuerdo con las restricciones impuestas que hacen desaparecer gran parte del bucle. Así, los valores de eficiencia de *RTE* son menores (por debajo de 40 % en todos los casos).

Al eliminar la restricción de los tiempos iguales en carga y descarga, se puede evaluar el comportamiento en función de los trabajos utilizando la hipótesis de que $Q_{HB} = Q_{HP}$, asumiendo que no hay pérdidas térmicas tipo *heat leak* y, en ese caso, la eficiencia *round trip* puede calcularse según $RTE = \eta.COP$.

¹Este valor es bajo fundamentalmente para evitar la evaporación de los refrigerantes (Ej: metanol, etanol, hidrocarburos, etc.).

²Si el sistema fuera capaz de tomar al comienzo de la carga (durante el ciclo bomba de calor) las condiciones en donde terminó la descarga (ciclo motor térmico), el sistema sería mucho más eficiente.

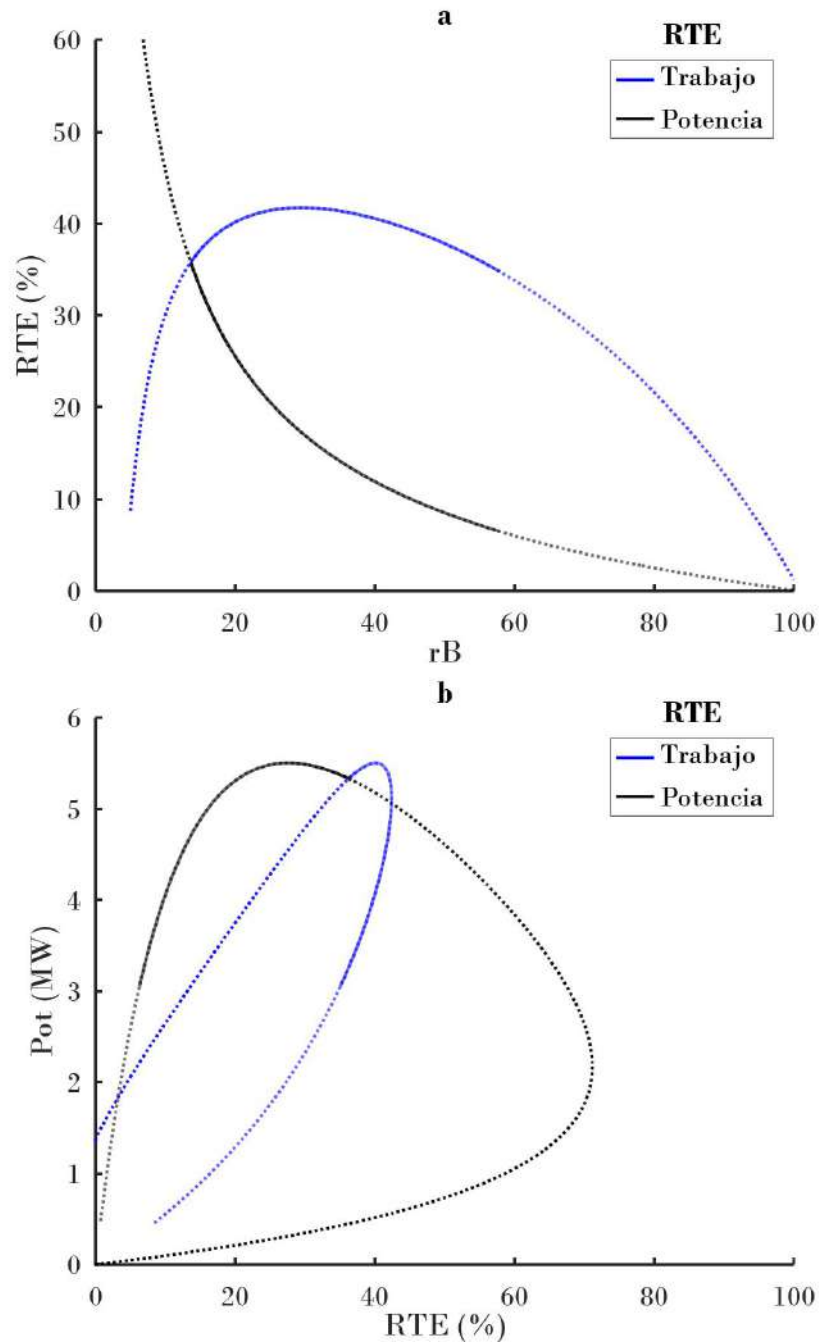


Figura 6.7: Comparativo de gráficos RTE vs potencia ($\dot{m}_w b t_B = \dot{m}_w p t_P$) y RTE vs trabajo ($Q_{HB} = Q_{HP}$). a) RTE vs relación de presiones b) Bucles potencia-rendimiento.

Las tendencias de ambas hipótesis ($Q_{HB} = Q_{HP}$ y $\dot{m}_w b t_B = \dot{m}_w p t_P$) se comparan en los gráficos de los Fig 6.7. Se puede ver como para ambas consideraciones existen máximos físicamente posibles a distintos r_B . Es decir, utilizando los trabajos hay un incremento en el rendimiento a cuenta de una mayor presión de operación.

Cabe aclarar que el punto seleccionado para la evaluación de los casos de estudio en la Sección 6.1.2 es el que corresponde a la intersección de ambas curvas.

El parámetro del *pinch point* se toma únicamente con fines ilustrativos de la parte físicamente posible del bucle potencia-rendimiento, por lo que se observa en la Fig. 6.8 que al incrementar el *PP* la línea gruesa del comportamiento físicamente posible comienza a desaparecer hasta el punto de inhabilitar la producción de electricidad. Entonces queda claramente en evidencia que los requisitos de *PP* juegan un papel clave reduciendo aún más el rango de relaciones de presión aceptables.

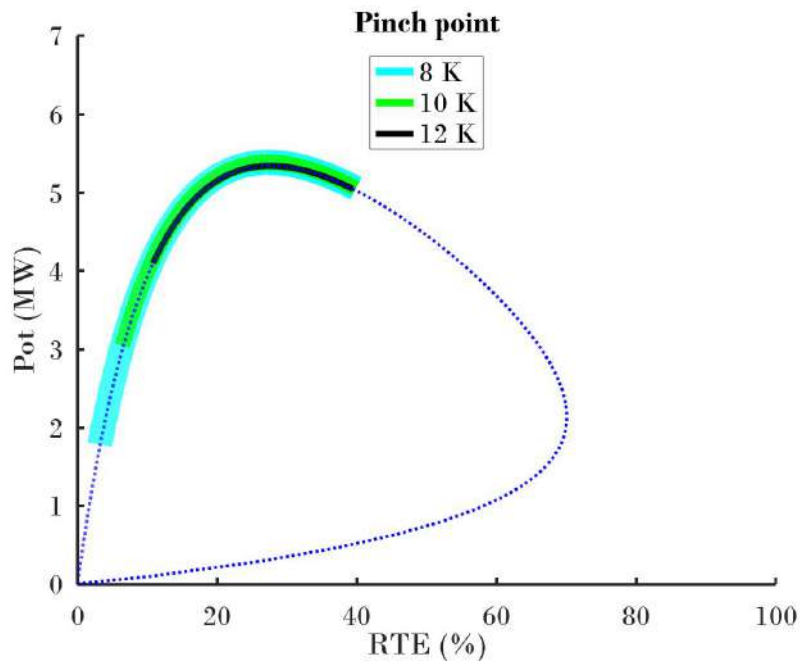


Figura 6.8: RTE vs potencia para varios valores de *pinch point*. A excepción de *PP*, se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.4.

En resumen, es de destacar las fuertes restricciones en los valores de r_B ya que rigen la temperatura de salida del fluido de trabajo en el compresor durante el ciclo de bomba de calor que además debe satisfacer la condición del *PP* en la zona caliente con respecto a la temperatura de la sal fundida en el tanque de almacenamiento T_{H1} y en el de espera T_{H2} . El efecto del *PP* en la zona fría sobre la *RTE* es menor que para los reservorios de alta temperatura.

Efecto de las irreversibilidades sobre la eficiencia *round trip* de los sistemas Brayton con almacenamiento líquido.

La *RTE* se comporta de distintas formas al variar las características de sus componentes. Si se analizan particularmente los distintos parámetros de irreversibilidad

(temperaturas de los tanques, eficiencias de turbinas, compresores e intercambiadores, *heat leak* y caídas de presión), se verá cómo el efecto de cada uno tiene una marcada tendencia en el comportamiento del sistema.

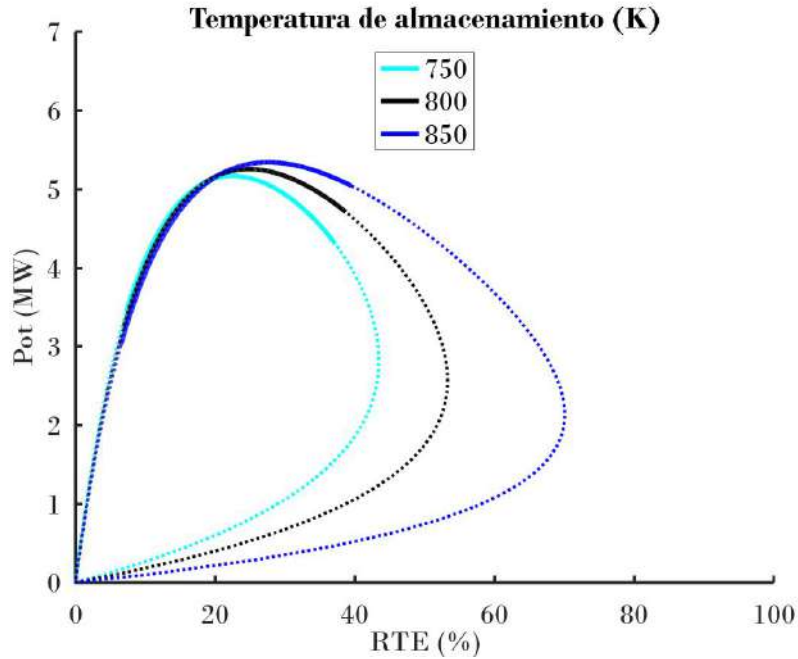


Figura 6.9: RTE vs potencia para varias temperaturas de almacenamiento de sales T_{H1B} con un salto de temperatura $\Delta T_H = 300$ K. A excepción de T_{H1B} , se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.4.

En la Fig. 6.9 se representa el comportamiento de la *RTE* y la potencia neta obtenida al variar la temperatura de almacenamiento de las sales en el reservorio caliente. Se ve como los máximos se ven favorecidos con el incremento de T_{H1B} manteniendo fijo el valor de T_{L1P} en 250 K y una reducción de temperatura de 300 K desde T_{H1B} hasta T_{H2B} en el intercambiador de la zona caliente para todos los casos. Como se mencionó anteriormente, en la práctica, tanto T_{H1P} como T_{H1B} siempre estarán limitadas por restricciones de los materiales (componentes de acero a presión, temperatura de descomposición de las sales fundidas, limitación de los compresores que aún no se han desarrollado para operar a los mismos regímenes de temperatura que normalmente operan las turbinas, etc.). En definitiva, se observa que todas las curvas tienen forma de bucle para diferentes valores de T_{H1} , lo que significa que no es posible alcanzar la eficiencia máxima al mismo tiempo que la potencia máxima para cada una de las temperaturas y ambos valores aumentan con el incremento de T_{H1} . Este hecho impulsa la búsqueda de fluidos de almacenamiento y equipos asociados (como los compresores) que permitan operar a mayores temperaturas. Los valores superiores a los 850 K no son alcanzables por las sales solares comerciales,

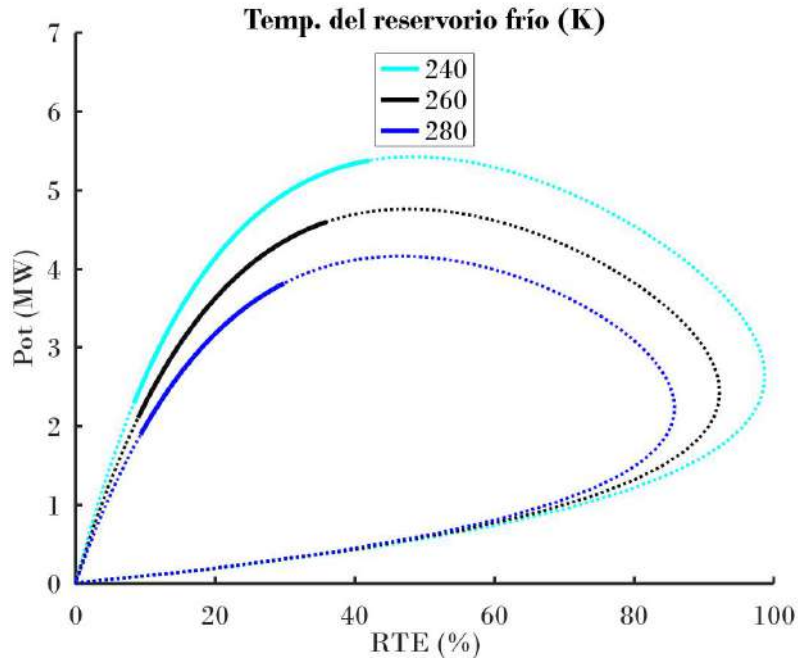


Figura 6.10: RTE vs potencia para varias temperaturas en el reservorio frío T_{L1} manteniendo fija la temperatura del reservorio caliente $T_{H1B} = 850$ K. A excepción de T_{L1} , se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.4.

pero se pueden utilizar otras, como las que se mencionaron en la Tabla 2.2, que se encuentran en etapa de análisis y puedan favorecer la optimización del sistema.

Si se toma en cuenta la temperatura de baja, se muestra en la Fig. 6.10 como la potencia y la RTE también se ven mejorados al bajar T_{L1} manteniendo T_{H1} en 850 K. Al reducir la temperatura del foco frío, el sistema se vuelve más eficiente y produce más potencia eléctrica. Se puede entender que el hecho de usar reservorios con fluidos que permitan las más bajas temperaturas favorecen el rendimiento del sistema sustancialmente. Esto se puede lograr utilizando fluidos con más bajo punto de solidificación como los vistos en la Tabla 2.5 del Capítulo 2 (éstos pueden ser, por ejemplo, el hexano o el metanol).

El hecho de que la RTE aumenta con el descenso de T_L se da esencialmente porque, al mantener todas las temperaturas fijas para analizar el impacto, el efecto de bajar la temperatura del foco frío permite recuperar más energía en la expansión durante el ciclo bomba de calor que la que se consume en la compresión durante el ciclo motor térmico.

Con respecto a los efectos de las irreversibilidades, las pérdidas internas se computan a partir de las eficiencias isentrópicas de las máquinas y las pérdidas de carga.

En lo que refiere a las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina, el efecto sobre la RTE se muestra en el gráfico de la Fig. 6.11. La obtención de una RTE satisfactoria claramente requiere procesos de compresión y expansión altamente eficientes y como se anticipó en capítulos anteriores, esto se puede lograr mediante el uso de dispositivos del tipo alternativos. También se observa que los bucles van desapareciendo junto con los comportamientos físicamente posibles al bajar levemente los valores de $\varepsilon_{c,t}$. La eficiencia isentrópica representa entonces un factor relevante en la RTE y en la potencia entregada por el sistema, siendo un punto de optimización importante a la hora de optar por esta tecnología.

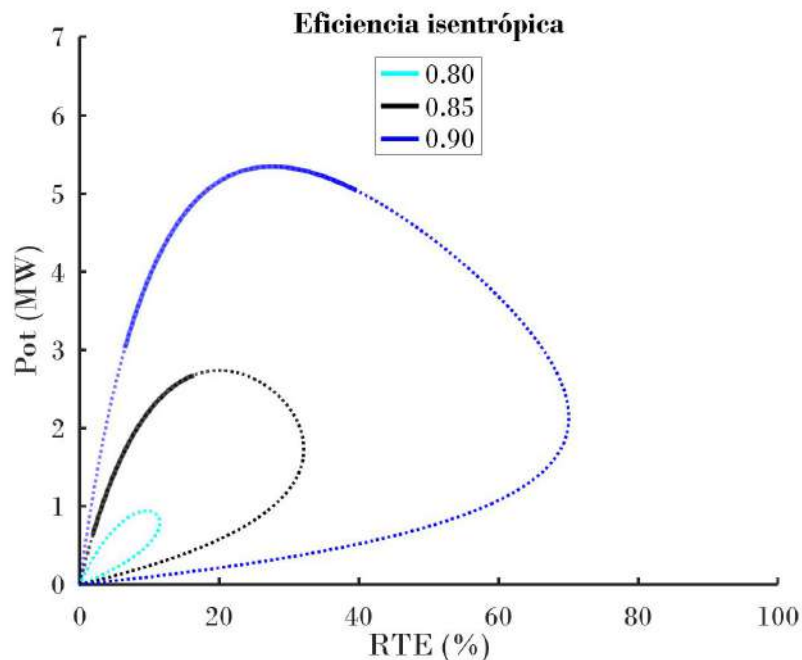


Figura 6.11: RTE vs potencia para varias eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor. A excepción de ε_c y ε_t , se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.4.

Como se expresó en el Capítulo 3, la pérdida de presión que sufre el fluido de trabajo entre la entrada y la salida de un intercambiador de calor se expresa normalmente como una fracción de la presión de entrada.

Las pérdidas de carga implican, por ejemplo, que el trabajo recuperado en la turbina durante la descarga se reduce en relación con el trabajo del compresor, disminuyendo la cantidad de potencia obtenida del sistema.

La RTE se ve afectada entonces por este hecho como se muestra en el gráfico de la Fig. 6.12 y como era de esperarse, la RTE disminuye a medida que aumentan las pérdidas de carga. Sin embargo, el impacto de las caídas de presión es pequeño en

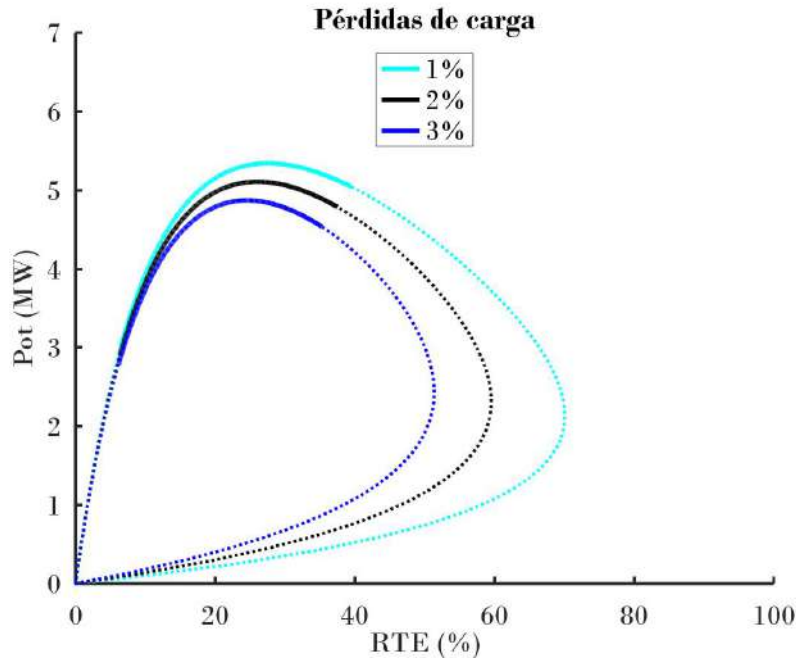


Figura 6.12: Efecto de las pérdidas de carga en los intercambiadores evaluando la fracción asociada a la caída de presión. A excepción del ΔP , se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.4.

comparación con los efectos más dramáticos de las irreversibilidades en las máquinas alternativas.

Las irreversibilidades externas se describen a partir de las eficiencias de los intercambiadores de calor y las pérdidas al ambiente.

Para evaluar el efecto de las eficiencias de los intercambiadores en un ciclo PHES, se entiende que cada intercambiador de calor funciona dos veces. Primero, durante la carga, cuando el fluido de trabajo transmite energía térmica a los medios de almacenamiento y después, durante la descarga, cuando los medios de almacenamiento devuelven la energía térmica al fluido de trabajo. Por esta causa, la variación de la eficiencia de los intercambiadores está asociada a dos pérdidas térmicas que afectan negativamente tanto la *RTE* como a la potencia tal cual se muestra en la Fig. 6.13. Al mejorar las eficiencias, el ciclo se comporta con un mayor rendimiento y mayores potencias entregadas (algunas estrategias pueden ser aumentar el área de intercambio utilizando tubos aletados, mejorar los coeficientes de transferencia, bajar el salto térmico, entre otras soluciones). El rendimiento de este equipo es capaz de afectar significativamente la *RTE* y puede requerirse una eficacia muy alta del intercambiador de calor para lograr altos valores. Sin embargo, el área de transferencia de calor requerida crece exponencialmente a medida que aumenta la eficiencia, por lo

tanto, también se incrementa sustancialmente la cantidad de material necesario, el tamaño y costo del dispositivo.

El efecto del *heat leak* para reservorios con distintos líquidos se verá en exclusividad en el [Capítulo 7](#).

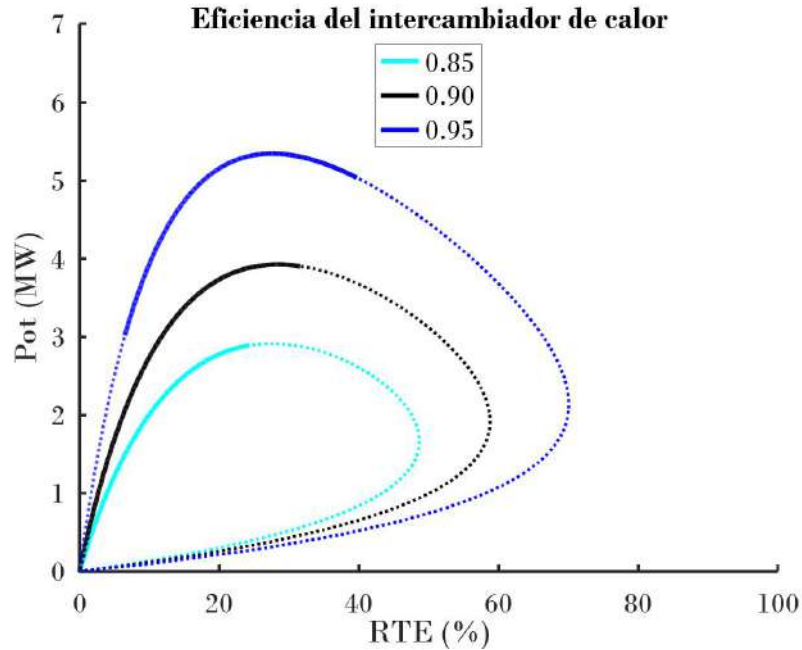


Figura 6.13: RTE vs potencia para varias eficiencias de los intercambiadores de calor de alta y baja temperatura. A excepción de ε_H y ε_L , se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.4.

6.1.2. Ejemplos de sistemas Brayton con almacenamiento líquido a partir del modelo TTF.

A continuación se presentan algunos ejemplos de casos posibles, con resultados del modelo con aire y Argón, considerando sal solar o una mezcla de carbonatos como fluido caliente y metanol como fluido frío para plantas de 5 MW. También se analiza un ejemplo sobre un ciclo regenerativo. Se buscó mostrar configuraciones particulares con un enfoque más cercano a la realidad para verificar las predicciones teóricas de estos cuatro casos representativos.

Al respecto de los fluidos de trabajo, como se mencionó en el [Capítulo 2](#), los candidatos típicos a fluido de trabajo pueden ser el aire (o el Nitrógeno) y gases monoatómicos como Argón, Helio o Neón. El coeficiente adiabático de los gases monoatómicos (Ar, He, Ne) puede asumirse como 1,667 y el de los gases diatómicos como 1,4 (N_2 o aire). También se puede utilizar CO_2 con γ de 1,3, pero con una alta

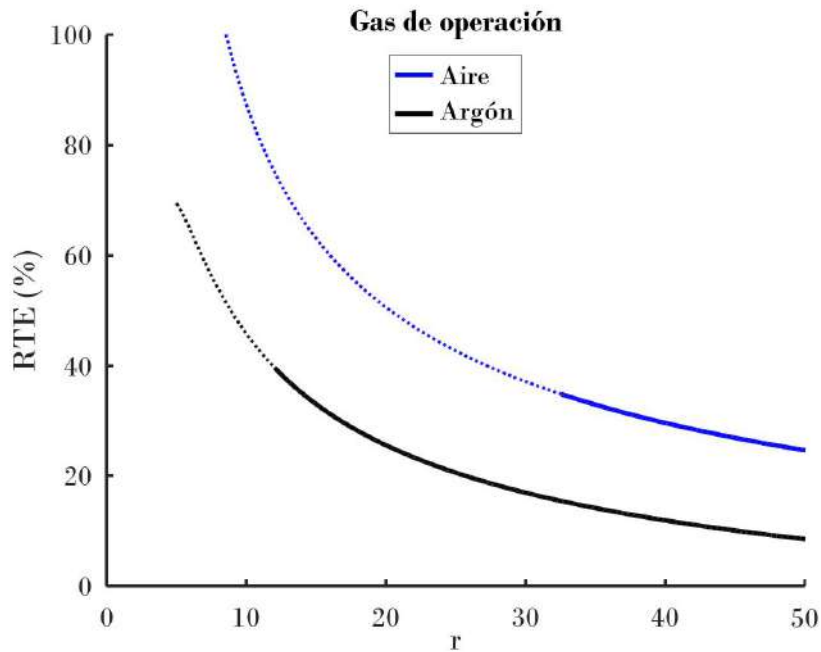


Figura 6.14: Curva RTE vs relación de presiones (r_B). Efecto del gas de trabajo. A excepción del coeficiente de expansión (γ), se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.4.

variabilidad en el calor específico en función de la temperatura y elevadas presiones de operación para alcanzar las temperaturas de trabajo de las sales fundidas.

Como se muestra en la Fig. 6.14 los rendimientos se incrementan con el uso del aire respecto al Argón a igual valor de r_B , pero los comportamientos físicamente posibles ocurren trabajando a relaciones de presión más elevadas para alcanzar las temperaturas de operación. Al trabajar con el Argón a mayor temperatura que la requerida se asegura la transferencia térmica, pero los rendimientos se ven reducidos sustancialmente.

En lo que respecta a las sales fundidas, comparando las distintas posibilidades de la Tabla 2.2, resulta importante notar que los rangos de temperaturas de operación de cada sal varían considerablemente en cuanto a las temperaturas mínimas y máximas de operación con tal de evitar su solidificación o descomposición. Si se evalúa además el costo de cada una, los precios varían sustancialmente ya que muchas de ellas no son producidas comercialmente, pero estos valores podrían disminuir de identificarse un uso rentable para PHES y con eso, el incentivo para su producción a gran escala.

Resultados del sistema con Argón, sal solar y metanol.

A continuación se muestran en las tablas 6.1, 6.2 y 6.3 los parámetros utilizados y los resultados de presión y temperatura para el sistema con sal solar y metanol como medio de almacenamiento y Argón como fluido trabajo, además de la *RTE*, el *COP* y la eficiencia del ciclo motor térmico. También se dibujan los ciclos termodinámicos de bomba y potencia en la Fig. 6.15.

Tabla 6.1: Parámetros de diseño para el sistema Brayton con sal solar y metanol como medios de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo.

c_{pg} (kJ/kgK)	0,52	γ	1,667	ΔP	1 %	ξ	1 %
c_{psal} (kJ/kgK)	1,55	ρ_{sal} (kg/m ³)	1,71	c_{pmet} (kJ/kgK)	2,04	ρ_{met} (kg/m ³)	0,85
Γ_{HB}	1	Γ_{LB}	1	Γ_{HP}	1	Γ_{LP}	0,30
T_{maxsal} (K)	858	T_{minsal} (K)	511	T_{maxmet} (K)	337	T_{minmet} (K)	188
ε_H	0,95	ε_L	0,95	ε_c	0,90	ε_t	0,90

Tabla 6.2: Resultados de temperaturas y presiones del sistema Brayton con sal solar y metanol como medios de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo con $T_{L2B} = 300$ K, $T_{H2B} = 550$ K, $x = 3$ y $r_B = 12,5$. El límite de temperatura del tanque caliente se fijó en $T_{H1B} = 850$ K.

T_{1B} (K)	297	T_{2B} (K)	874	T_{3B} (K)	566	T_{4B} (K)	244
T_{1P} (K)	506	T_{2P} (K)	827	T_{3P} (K)	482	T_{4P} (K)	260
P_{1B} (MPa)	0,100	P_{2B} (MPa)	1,25	P_{3B} (MPa)	1,24	P_{4B} (MPa)	0,101
P_{1P} (MPa)	0,101	P_{2P} (MPa)	0,413	P_{3P} (MPa)	0,417	P_{4P} (MPa)	0,100

Tabla 6.3: Rendimientos del sistema Brayton con sal solar y metanol como medios de almacenamiento (caliente y frío respectivamente) y Argón como gas de trabajo.

Eficiencia (m.térmico)	28,4 %	COP (bomba de calor)	1,21	RTE (sist.)	38,4 %
------------------------	--------	----------------------	------	-------------	--------

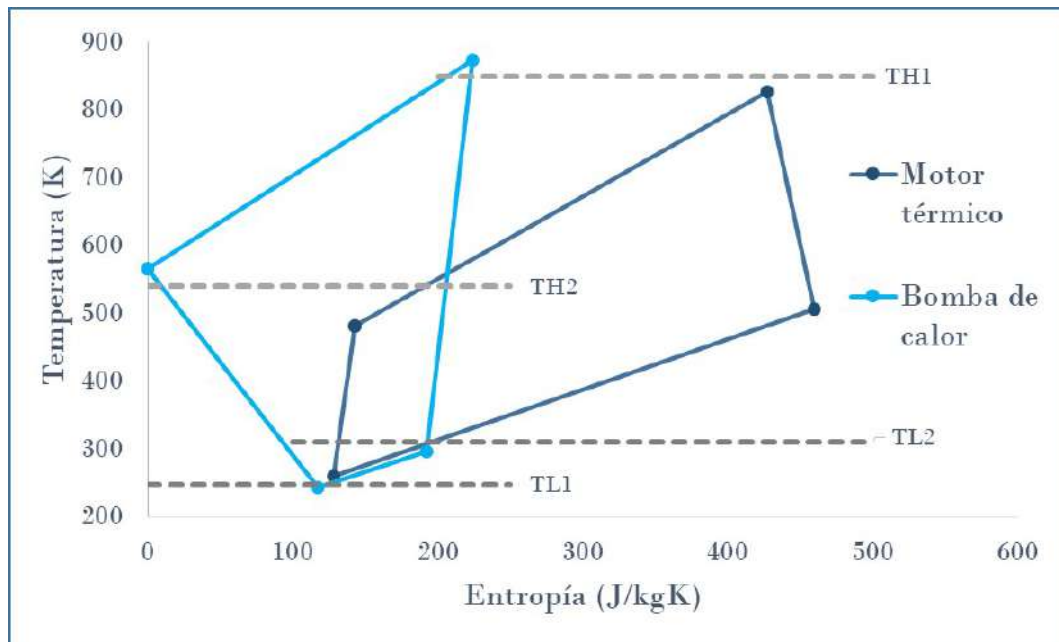


Figura 6.15: Esquema para ciclos de motor térmico y bomba de calor como resultado para el caso de estudio de ciclos Brayton con Argón, sal solar y metanol según datos de Tabla 6.2. Estado de referencia $P = 1,24 \text{ MPa}$, $T = 566\text{K}$ y $s = 0 \text{ J/kgK}$.

Resultados del sistema con Argón, carbonatos y metanol.

En este apartado se presentan los mismos parámetros y resultados en las tablas 6.4, 6.5 y 6.6 para un ciclo Brayton motor térmico y bomba de calor con Argón como fluido de operación y metanol en los tanques fríos, pero esta vez utilizando una mezcla de sales de carbonatos con posibilidad de operar a mayor temperatura de almacenamiento que en el caso propuesto anteriormente. Cabe aclarar que para alcanzar dichos niveles térmicos también son requeridas relaciones de presión más elevadas.

Además, si bien se tiene una mayor capacidad volumétrica de calor, se debe tomar en cuenta el alto punto fusión en comparación con el de la sal solar. Esta temperatura elevada de cristalización limita bastante su potencial de uso.

Los ciclos combinados de carga y descarga se visualizan en la Fig. 6.16. Los resultados mejoran levemente a cuenta del uso de una sal no desarrollada que puede incrementar aún más la temperatura del fluido caliente. Dicho rendimiento podría ser mayor, pero la limitación de su punto de solidificación limita bastante el potencial de este sistema. Nótese que en este caso el mínimo y el máximo de las temperaturas de la sal son 671 y 1073 K respectivamente. Las presiones de operación requeridas para alcanzar las temperaturas más elevadas también resultan altas.

Tabla 6.4: Parámetros de diseño para el sistema Brayton con sales de carbonatos y metanol como medios de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo.

c_{pg} (kJ/kgK)	0,52	γ	1,667	ΔP	1%	ξ	1%
c_{psal} (kJ/kgK)	1,79	ρ_{sal} (kg/m ³)	2,01	c_{pmet} (kJ/kgK)	2,04	ρ_{met} (kg/m ³)	0,85
Γ_{HB}	1	Γ_{LB}	1	Γ_{HP}	1	Γ_{LP}	0,20
T_{maxsal} (K)	1073	T_{minsal} (K)	671	T_{maxmet} (K)	337	T_{minmet} (K)	188
ε_H	0,95	ε_L	0,95	ε_c	0,90	ε_t	0,90

Tabla 6.5: Resultados de temperaturas y presiones del sistema Brayton con sales de carbonatos y metanol como medios de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo con $T_{L2B} = 300$ K, $T_{H2B} = 700$ K, $x = 3$ y $r_B = 20,5$. El límite de temperatura del tanque caliente se fijó en $T_{H1B} = 1060$ K.

T_{1B} (K)	298	T_{2B} (K)	1077	T_{3B} (K)	719	T_{4B} (K)	267
T_{1P} (K)	537	T_{2P} (K)	1032	T_{3P} (K)	645	T_{4P} (K)	282
P_{1B} (MPa)	0,10	P_{2B} (MPa)	2,05	P_{3B} (MPa)	2,03	P_{4B} (MPa)	0,101
P_{1P} (MPa)	0,101	P_{2P} (MPa)	0,676	P_{3P} (MPa)	0,683	P_{4P} (MPa)	0,100

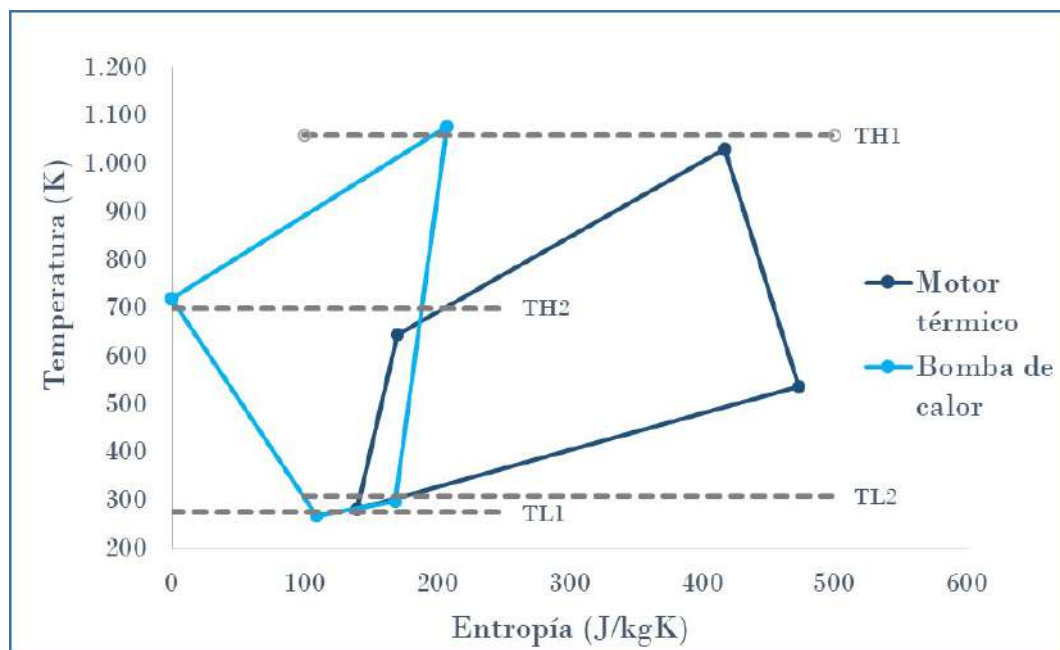


Figura 6.16: Esquema para ciclos de motor térmico y bomba de calor resultado para el caso de estudio de ciclos Brayton con Argón, sales de carbonatos y metanol según datos de Tabla 6.5. Estado de referencia $P = 2,03$ MPa, $T = 719$ K y $s = 0$ J/kgK.

Tabla 6.6: Rendimientos del sistema Brayton con sales de carbonatos y metanol como medios de almacenamiento (caliente y frío respectivamente) y Argón como gas de trabajo.

Eficiencia (m. térmico)	34,1 %	COP (bomba de calor)	1,10	RTE (sist.)	40,5 %
-------------------------	--------	----------------------	------	-------------	--------

Resultados del sistema con aire, sal solar y metanol.

En este ejemplo se muestra como manteniendo las mismas condiciones (Ver Tabla 6.7), al sustituir el gas cambia la relación de presiones, por lo que se requiere más trabajo de compresión y por ende mayor costo de inversión inicial en el compresor y las líneas de transporte de aire. Esto se mitiga mediante el uso de un gas monoatómico como el Argón como fluido de trabajo. Además, como bien señala Ni et.al [65], el Argón tiene una densidad más alta en comparación con el aire en las mismas condiciones y la velocidad superficial será más pequeña y mejor eficiencia isentrópica. Además, el Argón inerte reducirá en gran medida los efectos de oxidación a altas temperaturas dado que el aire es una mezcla de Nitrógeno, Argón y Oxígeno corrosivo. La ventaja está claramente en el uso de un fluido económico y disponible, con amplia experiencia de trabajo en operaciones de aire comprimido industrial.

Las tablas 6.7 y 6.8 presentan los parámetros utilizados y los resultados de presión y temperatura para el sistema con sal solar y metanol como medio de almacenamiento y aire como fluido trabajo. Los ciclos en serie se muestran en la Fig. 6.17.

Tabla 6.7: Parámetros de diseño para el sistema Brayton con sal solar y metanol como medios de almacenamiento (caliente-frío) y aire como gas de trabajo.

c_{pg} (kJ/kgK)	1,14	γ	1,40	ΔP	1 %	ξ	2 %
c_{psal} (kJ/kgK)	1,55	ρ_{sal} (kg/m ³)	1,71	c_{pmet} (kJ/kgK)	2,04	ρ_{met} (kg/m ³)	0,85
Γ_{HB}	1,00	Γ_{LB}	1,00	Γ_{HP}	1,00	Γ_{LP}	0,30
T_{maxsal} (K)	858	T_{minsal} (K)	511	T_{maxmet} (K)	337	T_{minmet} (K)	188
ε_H	0,95	ε_L	0,95	ε_c	0,90	ε_t	0,90

Los resultados presentados en la Tabla 6.9 muestran un descenso en el rendimiento con una mayor relación de presiones para alcanzar la temperatura de 850 K, pero con un gas de alta disponibilidad y experiencia en su uso.

Tabla 6.8: Resultados de temperaturas y presiones del sistema Brayton con sal solar y metanol como medios de almacenamiento (caliente-frío) y aire como gas de trabajo con $T_{L2B} = 300$ K, $T_{H2B} = 550$ K, $x = 3$ y $r_B = 33$. El límite de temperatura del tanque caliente se fijó en $T_{H1B} = 850$ K.

T_{1B} (K)	297	T_{2B} (K)	864	T_{3B} (K)	566	T_{4B} (K)	245
T_{1P} (K)	461	T_{2P} (K)	829	T_{3P} (K)	543	T_{4P} (K)	259
P_{1B} (MPa)	0,10	P_{2B} (MPa)	3,30	P_{3B} (MPa)	3,26	P_{4B} (MPa)	0,101
P_{1P} (MPa)	0,101	P_{2P} (MPa)	1,09	P_{3P} (MPa)	1,10	P_{4P} (MPa)	0,100

Tabla 6.9: Rendimientos del sistema Brayton con sal solar y metanol como medios de almacenamiento (caliente-frío) y aire como gas de trabajo.

Eficiencia (m. térmico)	29,5 %	COP (bomba de calor)	1,21	RTE (sist.)	34,5 %
-------------------------	--------	----------------------	------	-------------	--------

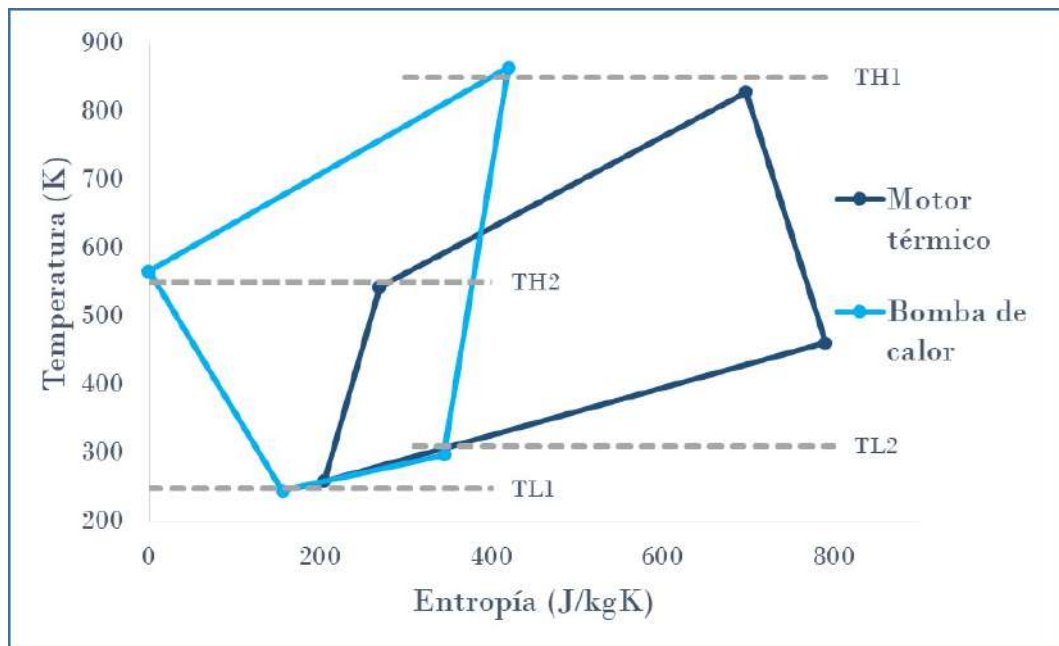


Figura 6.17: Esquema para ciclos de motor térmico y bomba de calor para el caso de estudio ciclo Brayton con aire, sal solar y metanol según datos de Tabla 6.8. Estado de referencia $P = 3,26$ MPa, $T = 566$ K y $s = 0$ J/kgK.

Resultados del sistema regenerativo con Argón, sal solar y metanol.

En la Fig. 6.18 se puede ver como a bajas relaciones de presión aparecen puntos termodinámicamente posibles favorecidos por el incremento de la regeneración (ε_R). Entonces, la gran ventaja para medios líquidos de instalar este intercambiador de

calor está en la posibilidad de alcanzar las temperaturas de operación a relaciones de presión muy bajas. El regenerador permite además trabajar con ciclos más acoplados (valores de x más cercanos a 1) como se muestra en la Fig. 6.19. Los parámetros operativos y las distintas temperaturas y presiones del ciclo para este caso se presentan en las tablas 6.10 y 6.11. La representación gráfica se muestra esquematizada en la Fig. 6.19.

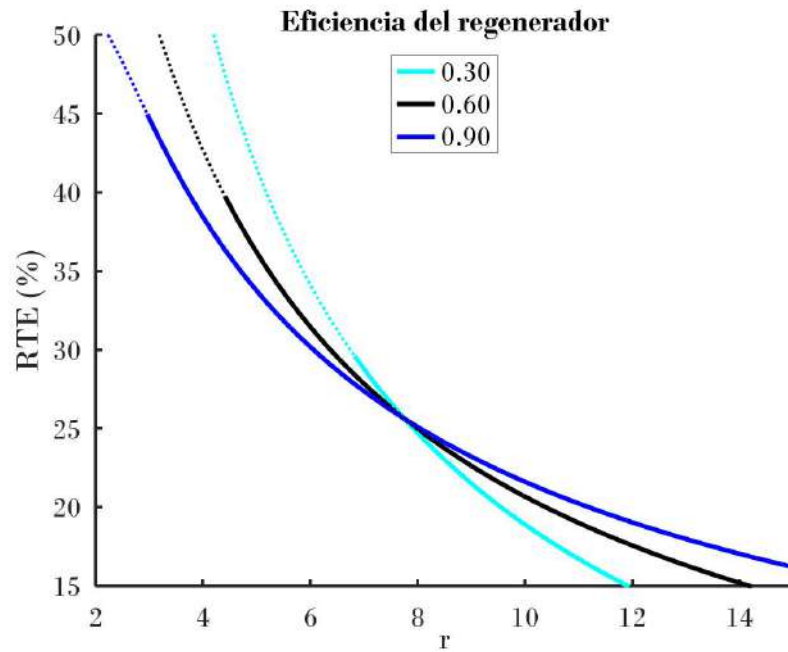


Figura 6.18: Curva rendimiento - relación de presiones. Efecto del uso de un regenerador. Se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.4 a excepción del ratio de la relación de presiones que se tomará $x=1,2$.

Tabla 6.10: Parámetros de diseño para el sistema Brayton regenerativo con sal solar y metanol como medios de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo.

c_{pg} (kJ/kgK)	0,52	γ	1,667	ΔP	1%	ξ	1%
c_{psal} (kJ/kgK)	1,55	ρ_{sal} (kg/m ³)	1,71	c_{pmet} (kJ/kgK)	2,04	ρ_{met} (kg/m ³)	0,85
Γ_{HB}	1	Γ_{LB}	1	Γ_{HP}	1	Γ_{LP}	0,30
T_{maxsal} (K)	858	T_{minsal} (K)	511	T_{maxmet} (K)	337	T_{minmet} (K)	188
ε_H	0,95	ε_L	0,95	ε_c	0,90	ε_t	0,90

Tabla 6.11: Resultados de temperaturas y presiones del sistema Brayton regenerativo con sal solar y metanol como medios de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo con $T_{L2B} = 300$ K, $T_{H2B} = 550$ K, $\varepsilon_R = 0,9$, $x = 1,2$ y $r_B = 3$. El límite de temperatura del tanque caliente se fijó en $T_{H1B} = 850$ K.

T_{1B} (K)	539	T_{2B} (K)	870	T_{3B} (K)	323	T_{4B} (K)	221
T_{1P} (K)	598	T_{2P} (K)	821	T_{3P} (K)	365	T_{4P} (K)	244
T_{XB} (K)	566	T_{YB} (K)	296	-	-	-	-
P_{1B} (MPa)	0,100	P_{2B} (MPa)	0,30	P_{3B} (MPa)	0,30	P_{4B} (MPa)	0,101
P_{1P} (MPa)	0,101	P_{2P} (MPa)	0,25	P_{3P} (MPa)	0,25	P_{4P} (MPa)	0,100

Tabla 6.12: Rendimientos del sistema Brayton regenerativo con sal solar y metanol como medios de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo.

Eficiencia (m. térmico)	22,4 %	COP (bomba de calor)	1,33	RTE (sist.)	44,7 %
-------------------------	--------	----------------------	------	-------------	--------

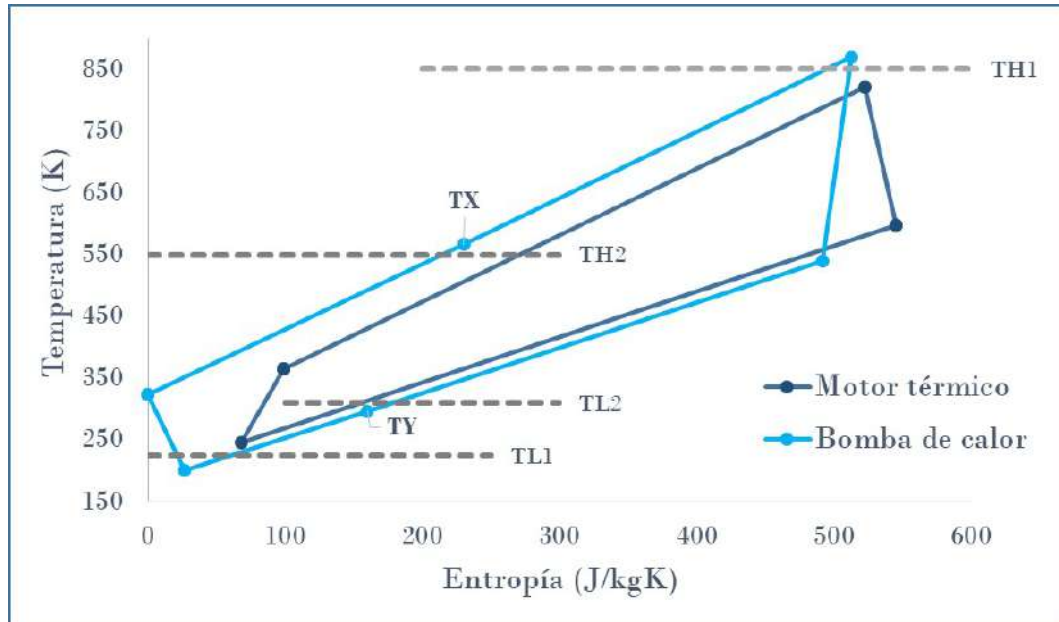


Figura 6.19: Esquema para ciclos regenerativos de motor térmico y bomba de calor para el resultado del caso de estudio para un sistema con Argón, sal solar y metanol según datos de Tabla 6.11. Estado de referencia $P = 0,30$ MPa, $T = 323$ K y $s = 0$ J/kgK.

Los resultados presentados en la Tabla 6.12 demuestran que el uso del regenerador incrementa ligeramente el rendimiento, lo que permite superar el límite del 40 % que no se alcanzaría sin su implementación. Sin embargo, este beneficio en el modo

bomba de calor puede no resultar significativo, ya que la reducción en el trabajo de compresión conlleva también una disminución en el de expansión.

Cuando se hace un balance de las cuatro opciones, se observa que las *RTE* son aproximadamente las mismas en todos los casos, no obstante se obtienen mejores resultados con sales que permitan alcanzar más temperatura y con el uso de un regenerador.

6.1.3. Almacenamiento sólido.

Para estudiar las distintas irreversibilidades se presentan a continuación algunos análisis de tendencias en los sistemas Brayton PHES con materiales sólidos. Al igual que con los líquidos, existen varios factores que influyen en el rendimiento general. Esencialmente las diferencias entre ambas tecnologías se ven en la metodología de almacenamiento térmico con la ventaja de que, tanto para el caso de *packed bed* como en los intercambiadores de tubos de cemento, los rangos operativos son bastante más amplios, dado que no se encuentra el impedimento del cambio de fase a sólido que ocurre con las sales fundidas y que la consistencia de los sólidos a altas temperaturas resulta superior (más allá de una probable degradación de las rocas al superarse ciertos límites a causa de las frecuentes variaciones de presión y temperaturas).

Una vez más se buscará la aplicación de métodos simplificados y de bajo costo computacional para el análisis de los rendimientos y tendencias del sistema PHES a partir de la termodinámica de tiempos finitos.

En esta sección se utiliza Argón en lugar de aire dado que, como se determinó para el almacenamiento líquido, el uso del gas atmosférico implica elevadas presiones de almacenamiento, lo que conlleva altos costos de los reservorios y menor resistencia del material rocoso ya que el sumidero caliente deberá estar mucho más presurizado (hasta 4 veces más que usando Argón). También será mayor el tamaño del compresor para un mismo salto de temperatura dadas las elevadas relaciones de compresión que implica el uso de aire.

En resumen, en lo que respecta al PHES de almacenamiento en estado sólido, el comportamiento de los ciclos es similar al de las sales o aceites sólo que no se requiere mantener el tanque de espera en estado líquido; situación que permite operar a menores temperaturas, reduciendo las pérdidas al entorno de este reservorio, ampliando la capacidad de reserva energética y aumentando los rendimientos. En algunos casos también se tienen temperaturas máximas de almacenamiento de los materiales rocosos más elevadas que las máximas de los líquidos, favoreciendo la *RTE*. Se puede trabajar entonces en el período de espera (luego de la descarga) a

temperaturas del orden de la ambiente en la zona de alta presión y al final de la carga a temperaturas de hasta 1450 K dependiendo del medio de almacenamiento.

A continuación se presentan distintos análisis para lechos empacados de los gráficos de potencia-rendimiento.

Al igual que con el líquido, las disposiciones físicas están fuertemente restringidas debido al rango progresivamente pequeño de valores para las relaciones de presión tanto en el motor térmico como en la bomba de calor. Una vez más, esta característica provoca la desaparición progresiva de comportamientos en forma de bucle, claramente visible en las configuraciones reversibles y las líneas punteadas de los gráficos se corresponden con aquellas situaciones que no son posibles físicamente. Por esta causa, el acoplamiento de los ciclos sigue siendo una restricción importante.

En la Fig. 6.20 se puede ver el impacto de las eficiencias isentrópicas de los compresores y turbinas. Se confirma una vez más que la *RTE* es particularmente susceptible a las irreversibilidades internas asociadas a estos equipos.

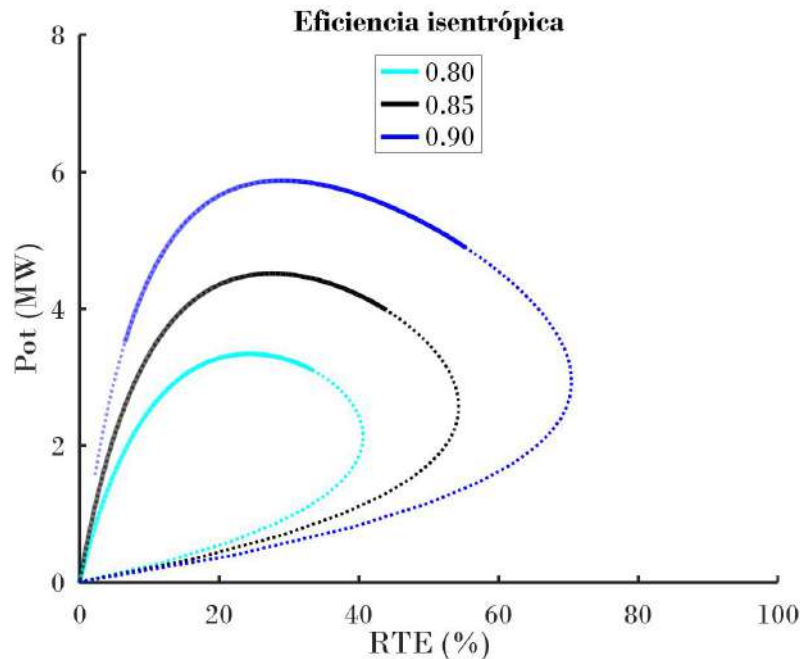


Figura 6.20: RTE vs potencia para distintas eficiencias isentrópicas. Se utiliza $T_{H1Bmax}=1050$ K; $T_{H2B} = T_{L2B} = T_0 = 300$ K; $P_{3B} = P_{4P} = 0,1$ MPa; $\Delta P_{H,L} = 3\%$, $\varepsilon_H = \varepsilon_L = 0,98$. $\xi = 1\%$, $\gamma = 1,667$, $m_g = 30$ kg/s y los valores de $x = 3$. La restricción del bucle se da con $PP = 3$ K.

Adicionalmente a las irreversibilidades internas, en las Fig. 6.21 también se visualizan los bucles para distintas caídas de presión. Las pérdidas de carga suelen ser mayores en los reservorios sólidos respecto a los líquidos dado el flujo del gas a través del lecho de rocas. No obstante, las caídas de presión mostradas en la figura

parecen tener un impacto relativamente pequeño como en el caso de los líquidos, incluso duplicando el nivel de pérdida. Una estimación de las pérdidas de presión, ΔP (%), se calcula a partir de las siguientes ecuaciones [42, 89, 125]:

Para el ciclo bomba de calor

$$\Delta P_{HB} = \frac{S_{vH}(1 - \zeta_H)C_{fHB}G_H^2 L_H}{2\zeta_H^3 \rho_g P_{2B}} \quad \text{y} \quad \Delta P_{LB} = \frac{S_{vL}(1 - \zeta_L)C_{fLB}G_L^2 L_L}{2\zeta_L^3 \rho_g P_{4B}} \quad (6.3)$$

Para el ciclo motor térmico

$$\Delta P_{HP} = \frac{S_{vH}(1 - \zeta_H)C_{fHP}G_H^2 L_H}{2\zeta_H^3 \rho_g P_{1P}} \quad \text{y} \quad \Delta P_{LP} = \frac{S_{vL}(1 - \zeta_L)C_{fLP}G_L^2 L_L}{2\zeta_L^3 \rho_g P_{4P}} \quad (6.4)$$

C_f es el coeficiente de fricción obtenido a partir de correlaciones de lecho empaquetado que dependen del número de Reynolds, de la geometría del empaque y está dado por la correlación de Carman [25] según:

$$C_f = \frac{10}{Re_m} + \frac{8}{10Re_m^{10}} \quad (6.5)$$

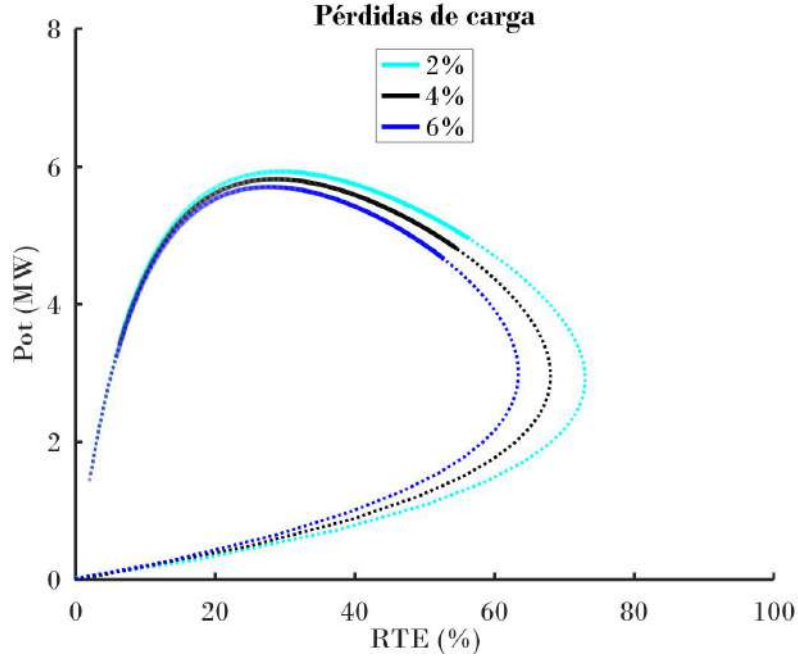


Figura 6.21: RTE vs potencia para distintas pérdidas de carga. A excepción de ΔP_H y ΔP_L . Se suponen los mismos parámetros que para la Fig. 6.20.

Donde Re_m es el Reynolds modificado que se expresa según:

$$Re_m = \frac{\rho_g u_s}{(1 - \zeta) S_v \mu_g} \quad (6.6)$$

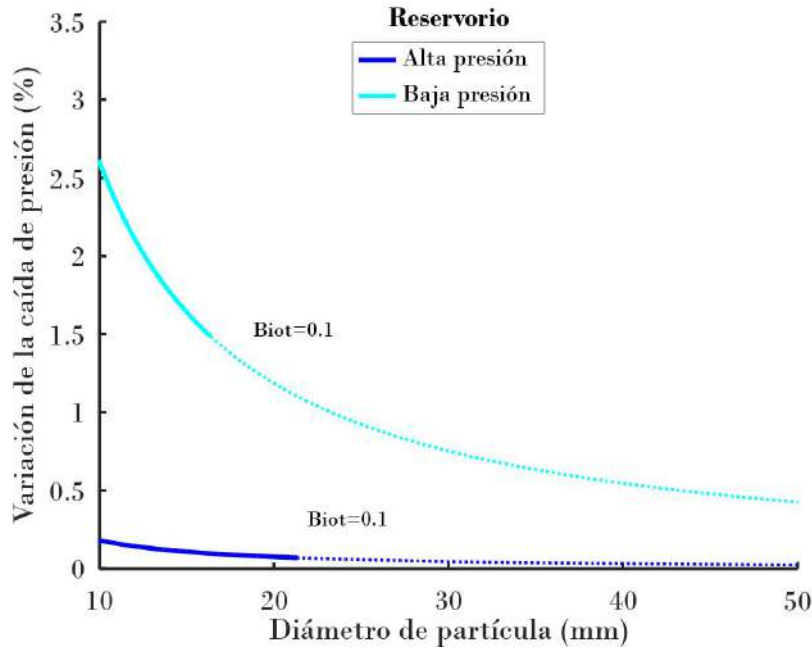


Figura 6.22: Efecto del diámetro de partícula de sólido d_p (mm) en la caída de presión de los reservorios con $\zeta = 40\%$ y $L/D = 1$. Se utilizan, tanto para el modo motor térmico como bomba de calor, los siguientes parámetros para realizar los gráficos: $P_{3B} = 0,1$ MPa; $\varepsilon_c = \varepsilon_t = 0,90$, $\xi = 1\%$, $\gamma = 1,667$, $T_{H2B} = T_{L2B} = T_0 = 300$ K, $T_{L1B} = 130$ K, $T_{H1B} = 1050$ K, $r_B = 20$, $L/D = 1$, $m_g = 12,5$ kg/s y los valores de $x = 3$.

Los parámetros para el cálculo del Re_m ya fueron definidos en el [Capítulo 3](#).

En las figuras [6.22](#), [6.23](#) y [6.24](#) se muestran los efectos del diámetro de partícula, la relación L/D y la fracción hueca sobre las pérdidas de carga.

Se observa en dichos gráficos que las caídas de presión son generalmente superiores en el depósito frío en comparación con los depósitos calientes, ya que los cambios fraccionales son más significativos. Sin embargo, cabe aclarar que los diferenciales de presión en este reservorio tienen menor impacto sobre la *RTE*.

Otro detalle que se puede rescatar a través de los gráficos es que el efecto negativo de los parámetros geométricos en las caídas de presión es mayor en la medida que la relación L/D se incrementa y se reduce la fracción hueca y el diámetro de partícula.

Claramente, surgirá un conflicto entre las pérdidas térmicas y las de presión en este contexto. La reducción de las pérdidas de carga implica la necesidad de

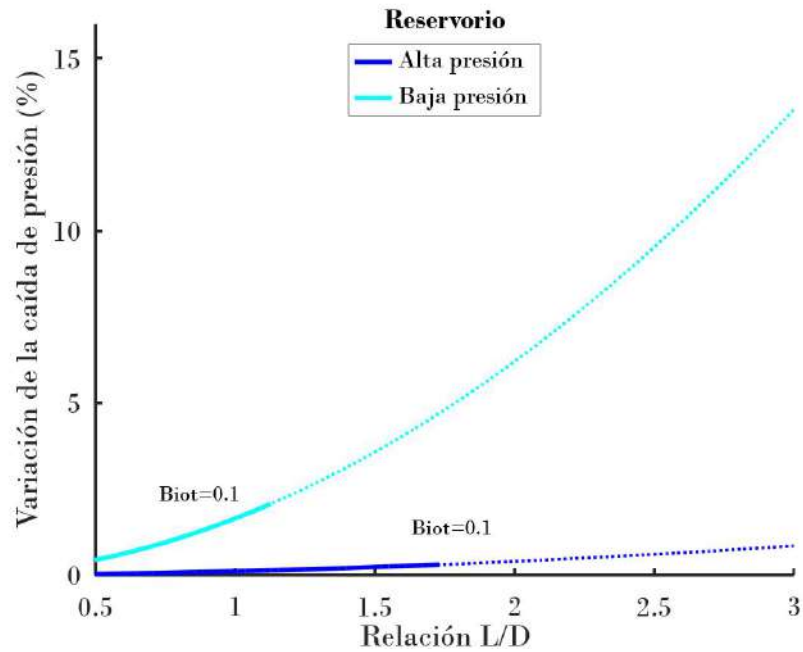


Figura 6.23: Efecto de la relación L/D en la caída de presión de los reservorios para d_p (mm) = 15 y $\zeta = 40\%$. A excepción de L/D se suponen los mismos parámetros que para la Fig. 6.22.

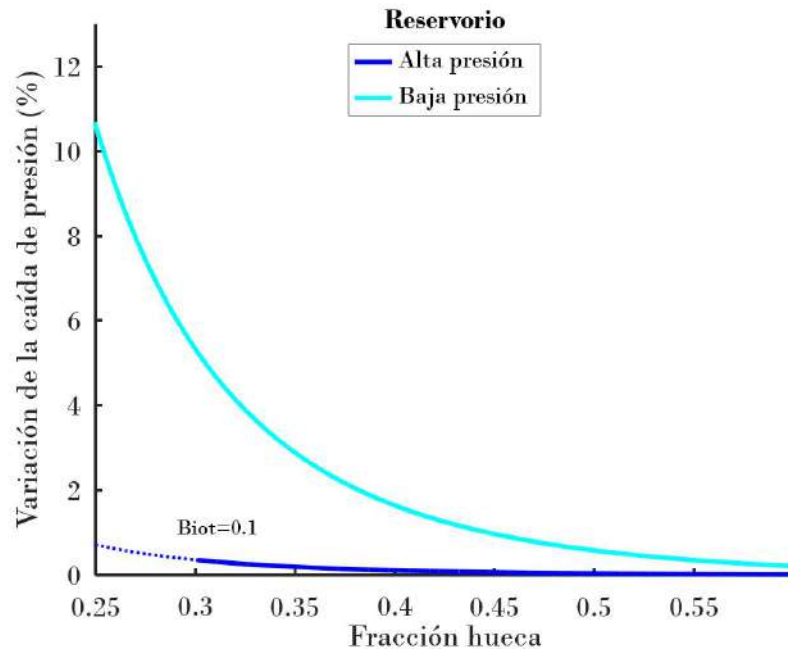


Figura 6.24: Efecto de la fracción hueca en la caída de presión de los reservorios para d_p (mm) = 15 y $L/D = 1$. A excepción de ζ se suponen los mismos parámetros que para la Fig. 6.22.

disminuir los efectos de fricción, lo cual se logra mediante el aumento del tamaño de partícula. Sin embargo, esta estrategia en ocasiones entra en conflicto directo con el objetivo de minimizar las pérdidas térmicas. Un número de Biot inferior a 0,1 se toma como limitante con el fin de favorecer el intercambio gas-sólido y asegurar que la convección en la superficie domine el proceso de transferencia de calor [93]. En las figuras 6.22, 6.24 y 6.23 las líneas punteadas muestran las zonas con números de Biot por encima del valor límite.

En base a los resultados de dichos gráficos, a la hora de diseñar los sistemas PHES sólidos con una mayor eficiencia se considerarán diámetros de partícula de menor tamaño, fracciones huecas más altas (a pesar de que esto conlleve a la utilización de volúmenes de tanque más grandes) y relaciones L/D aproximadas a 1. Esto se debe a que estas especificaciones permiten optimizar el rendimiento del sistema y cumplir con los requisitos de diseño y eficiencia deseados.

Al evaluar el intercambio térmico en los reservorios, como se mencionó anteriormente en el Capítulo 2 y en el Capítulo 3, los depósitos de almacenamiento de energía térmica se consideran tanques cilíndricos que incluyen el lecho empaquetado de las partículas y el gas de transferencia de calor que fluye a través del espacio vacío. El intercambio directo resulta usualmente mucho más efectivo y las pérdidas por la transferencia irreversible sólido-gas muchas veces pueden considerarse despreciables. En la Fig. 6.25 se puede contemplar el efecto positivo del incremento de la eficiencia de intercambio térmico de los reservorios sobre los bucles. En almacenamiento *packed bed* se pueden lograr sin problemas valores de eficiencia térmica mayores al 95% y con ello alcanzar una RTE más cercana al orden del 60%.

6.1.4. Ejemplos de sistemas Brayton con almacenamiento sólido a partir del modelo TTF.

A continuación, se presentan los resultados correspondientes a diversos casos de sistemas Brayton de almacenamiento sólido para una planta de 2 MW¹, en los cuales se han empleado diferentes materiales. Estos casos han sido analizados considerando un tiempo de carga de 7 horas. Con el propósito de realizar comparaciones significativas, se han mantenido constantes las características geométricas de los materiales en todos los ejemplos, utilizando un diámetro de partículas de 15 mm, una relación L/D de 1 y un empaque de las esferas con una fracción hueca de 0,4.

En todos los casos, se ha buscado alcanzar números de Biot que se encuentren dentro del rango mencionado en el Capítulo 3. Es importante destacar que los

¹En este caso, se utiliza una potencia de 2 MW para dar más visibilidad a los resultados obtenidos, tomando en cuenta las restricciones geométricas de las figuras 6.22, 6.23 y 6.24.

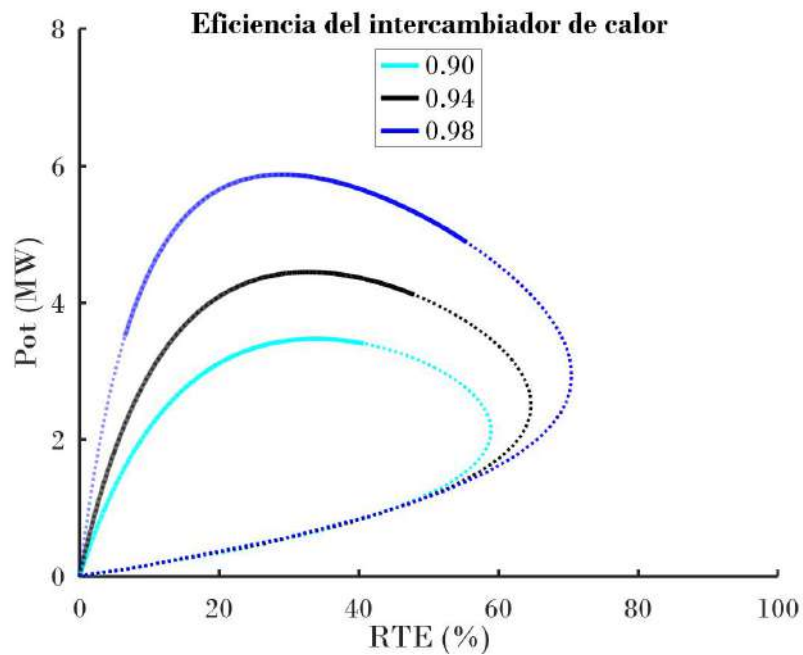


Figura 6.25: RTE vs potencia para distintas eficiencias de intercambio de calor. A excepción de $\epsilon_{H,L}$. Se suponen los mismos parámetros que para la Fig. 6.20

volúmenes de los tanques presentados en las tablas siguientes representan los valores mínimos necesarios para el funcionamiento de los sistemas. En la práctica, suele ser común dimensionar los tanques de volúmenes mayores con el objetivo de mejorar la estratificación térmica y optimizar los perfiles de la termoclina, asegurando que se mantenga contenida dentro de los reservorios. Es importante señalar que el análisis detallado de este sobredimensionamiento y su impacto escapa al alcance del presente trabajo.

Resultados del sistema con Argón y grava.

Primeramente se propone un sistema con grava de las características citadas en la Tabla 6.13. El material resulta económico y con buenas características térmicas para PHES.

Se observa que al incrementar la temperatura de almacenamiento del reservorio de alta presión aumentan los rendimientos, no obstante, los niveles de relaciones de presión también son más elevados. Este hecho puede ser contraproducente dado que el sistema y, sobre todo los tanques de rocas, permanecen presurizados tanto en los períodos de carga y descarga como en los de espera y almacenamiento. Por ejemplo, para un sólido común y económico como la grava se puede usar la temperatura máxima de referencia de 1050 K, los rendimientos en este caso pueden rondar el 60 %, pero las presiones en el tanque deberán ser superiores a los 2 MPa para que el sistema sea real físicamente.

Los parámetros que marcan la influencia del gradiente térmico dentro de los tanques de grava y su inercia térmica se muestran en las tablas 6.14 y 6.15 para los tanques calientes y fríos. En la Tabla 6.16 se muestran los supuestos de irreversibilidades y los resultados de las pérdidas de carga calculadas a partir de las ecuaciones 6.3 y 6.4.

Tabla 6.13: Propiedades de las rocas, del gas de trabajo y características geométricas de los componentes del reservorio para el sistema Brayton PHES sólido con Argón y grava.

c_{pg} (J/kgK)	520	m_g (kg/s)	12,5	r_B	20	x	3
c_{ps} (J/kgK)	1350	ρ_s (kg/m ³)	1900	V_H (m ³)	44	V_L (m ³)	11
d_p (mm)	15	S_v (m ⁻¹)	400	ζ	0,4	L/D	1

Tabla 6.14: Parámetros del reservorio de alta temperatura para un sistema con Argón y grava.

u_{sH} (m/s)	0,077	Re_{mH}	107	Re_H	385	C_{fH}	0,59
Pr_H	0,66	St_H	0,14	h_H (W/m ² K)	81	$Biot_H$	0,08

Se observa que los números de Biot calculados cumplen con la condición de ser iguales o menores a 0,1, por lo que la resistencia térmica está dominada por el término de superficie sólido-gas y, por esta causa, se cumplen con los requerimientos citados en el Capítulo 3.

Tabla 6.15: Parámetros del reservorio de baja temperatura para un sistema con Argón y grava.

u_{sL} (m/s)	1,262	Re_{mL}	690	Re_L	2484	C_{fL}	0,43
Pr_L	0,66	St_L	0,06	h_L (W/m ² K)	95	$Biot_L$	0,09

Tabla 6.16: Irreversibilidades y resultado de la pérdida de carga para el sistema Brayton con Argón y grava.

ε_H	0,98	ε_L	0,98	ε_c	0,90	ε_t	0,9	ΔP_H	0,02 %	ΔP_L	1,6 %	ξ	1 %
-----------------	------	-----------------	------	-----------------	------	-----------------	-----	--------------	--------	--------------	-------	-------	-----

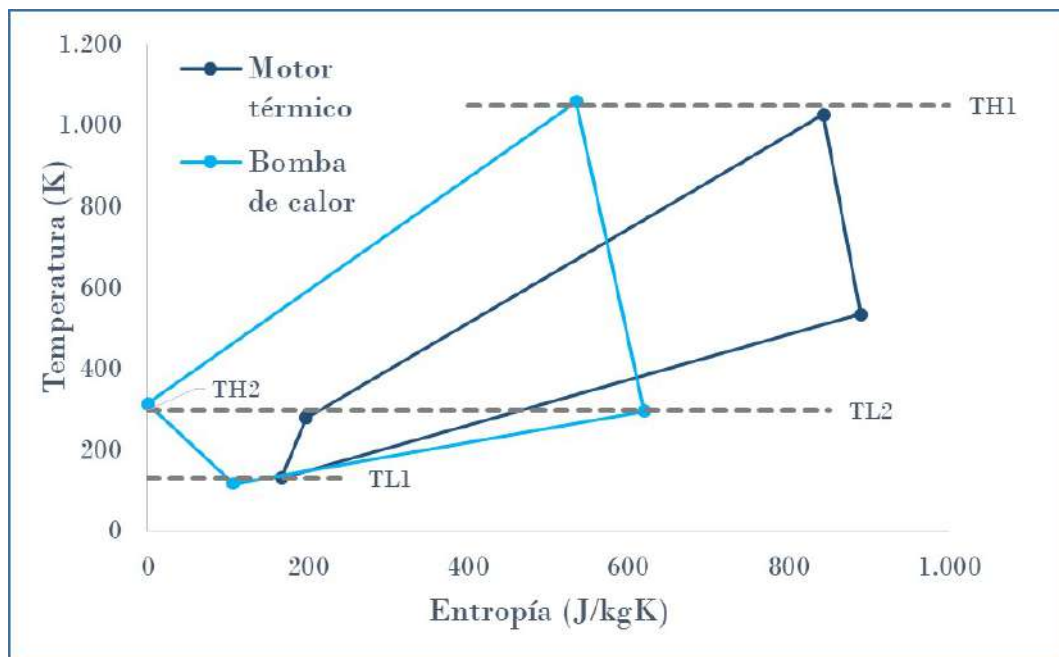


Figura 6.26: Diagramas T-s de los ciclos de motor térmico y bomba de calor para el caso de estudio del ciclo Brayton Argón y grava según datos de Tabla 6.17. Estado de referencia $P = 2$ MPa, $T = 315$ K y $s = 0$ J/kgK.

A continuación se muestran en las tablas 6.17 y 6.18 los resultados de presión y temperatura para el sistema con grava como medio de almacenamiento y Argón como fluido trabajo, además de la RTE , el COP y la eficiencia del motor térmico. También se dibujan los ciclos termodinámicos de bomba y potencia en la Fig. 6.26.

Se observa una mejora sustancial en los resultados de eficiencia respecto a los obtenidos para medios líquidos, atribuible principalmente a la capacidad de trabajar a temperaturas más elevadas durante el proceso de almacenamiento en comparación con los sistemas que utilizan medios líquidos.

Tabla 6.17: Resultados de temperaturas y presiones del sistema Brayton con grava como medio de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo con $T_{L2B} = T_{H2B} = 300$ K. El límite de temperatura del tanque caliente se fijó en $T_{H1B} = 1050$ K.

T_{1B} (K)	296	T_{2B} (K)	1059	T_{3B} (K)	315	T_{4B} (K)	118
T_{1P} (K)	536	T_{2P} (K)	1028	T_{3P} (K)	297	T_{4P} (K)	131
P_{1B} (MPa)	0,100	P_{2B} (MPa)	2,00	P_{3B} (MPa)	2,00	P_{4B} (MPa)	0,102
P_{1P} (MPa)	0,102	P_{2P} (MPa)	0,67	P_{3P} (MPa)	0,67	P_{4P} (MPa)	0,100

Tabla 6.18: Rendimientos del sistema Brayton con grava como medio de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo.

Eficiencia (m.térmico)	45,6 %	COP (bomba de calor)	1,35	RTE (sist.)	57,7 %
------------------------	--------	----------------------	------	-------------	--------

Además, en los esquemas que emplean grava u otros materiales sólidos como medio de almacenamiento, es posible trabajar a temperaturas más bajas durante los períodos de espera sin el riesgo de que ocurra la cristalización como sucedía con las sales solares. Esta característica proporciona una mayor flexibilidad operativa y permite que el sistema aproveche al máximo la disponibilidad de calor durante el proceso de carga y descarga. Como consecuencia, se logra una *RTE* mejorada, lo que hace que estos sistemas sean especialmente atractivos para aplicaciones de almacenamiento de energía.

Resultados del sistema con Argón y magnesia.

Las características de este sistema se presentan en la Tabla 6.19 y los parámetros asociados al gradiente térmico y las irreversibilidades para los tanques de magnesia se muestran en las tablas 6.20, 6.21 y 6.22. Los refractarios de magnesia se utilizan en revestimientos siderúrgicos y están expuestos a tensiones extremas debido a las altas temperaturas para provocar las reacciones metalúrgicas, por lo que su uso en almacenamiento térmico resulta interesante de estudiar con el fin de incrementar los rendimientos de la tecnología [126].

Tabla 6.19: Propiedades de las rocas, del gas de trabajo y características geométricas de los componentes del reservorio para el sistema Brayton PHES sólido con Argón y refractarios de magnesia.

c_{pg} (J/kgK)	520	m_g (kg/s)	6,5	r_B	45	x	4
c_{ps} (J/kgK)	1300	ρ_s (kg/m ³)	2400	V_H (m ³)	29	V_L (m ³)	5
d_p (mm)	20	S_v (m ⁻¹)	400	ζ	0,4	L/D	1

Las tablas 6.23 y 6.24 muestran los resultados de presión y temperaturas para el sistema con almacenamiento de magnesia y Argón como fluido trabajo. Se muestran también el valor de la *RTE*, el *COP* y la eficiencia del ciclo motor térmico. Los ciclos termodinámicos de bomba y potencia se esquematizan en la Fig. 6.27.

Tabla 6.20: Parámetros del reservorio de alta temperatura para un sistema con Argón y magnesia.

u_{sH} (m/s)	0,03	Re_{mH}	60	Re_H	217	C_{fH}	0,70
Pr_H	0,66	St_H	0,18	h_H (W/m ² K)	71	$Biot_H$	0,07

Tabla 6.21: Parámetros del reservorio de baja temperatura para un sistema con Argón y magnesia.

u_{sL} (m/s)	0,98	Re_{mL}	620	Re_L	2232	C_{fL}	0,44
Pr_L	0,67	St_L	0,07	h_L (W/m ² K)	84	$Biot_L$	0,08

Es interesante resaltar que los resultados de *RTE* mejoran con el incremento de la temperatura y las características de la magnesia como medio de almacenamiento. Esto sugiere que la magnesia podría ser un material eficaz en estas aplicaciones o procesos que requieran condiciones de temperatura más altas.

Tabla 6.22: Irreversibilidades y resultado de la pérdida de carga para el sistema Brayton con Argón y magnesia.

ε_H	0,98	ε_L	0,98	ε_c	0,90	ε_t	0,9	ΔP_H	0,002%	ΔP_L	0,63%	ξ	1%
-----------------	------	-----------------	------	-----------------	------	-----------------	-----	--------------	--------	--------------	-------	-------	----

Tabla 6.23: Resultados de temperaturas y presiones del sistema Brayton con magnesia como medio de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo con $T_{L2B} = T_{H2B} = 300$ K. El límite de temperatura del tanque caliente se fijó en $T_{H1B} = 1450$ K.

T_{1B} (K)	296	T_{2B} (K)	1475	T_{3B} (K)	324	T_{4B} (K)	96
T_{1P} (K)	625	T_{2P} (K)	1416	T_{3P} (K)	297	T_{4P} (K)	105
P_{1B} (MPa)	0,10	P_{2B} (MPa)	4,50	P_{3B} (MPa)	4,50	P_{4B} (MPa)	0,101
P_{1P} (MPa)	0,101	P_{2P} (MPa)	1,13	P_{3P} (MPa)	1,13	P_{4P} (MPa)	0,100

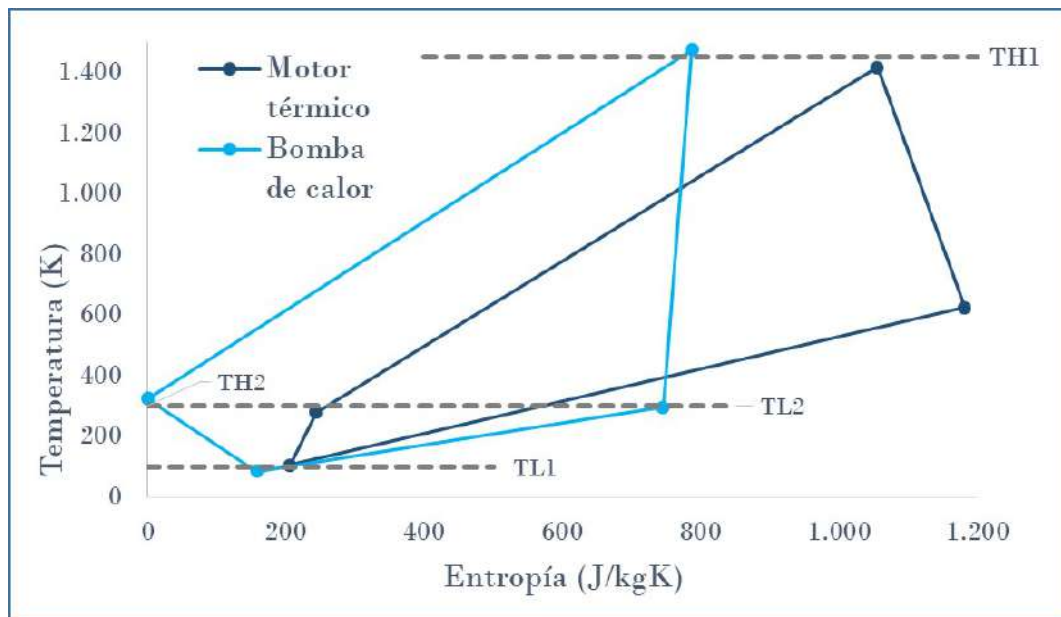


Figura 6.27: Diagramas T-s de los ciclos de motor térmico y bomba de calor para el caso de estudio del ciclo Brayton con Argón y magnesia Tabla 6.23. Estado de referencia $P = 4,5$ MPa, $T = 324$ K y $s = 0$ J/kgK.

Tabla 6.24: Rendimientos del sistema Brayton con magnesia como medio de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo.

Eficiencia (m.térmico)	54,2%	COP (bomba de calor)	1,24	RTE (sist.)	62,9%
------------------------	-------	----------------------	------	-------------	-------

Resultados del sistema con Argón y hormigón reforzado.

Al igual que en los casos anteriores, en este apartado se presentan en las tablas 6.25, 6.26, 6.27 y 6.28 los parámetros asociados al material, al gradiente térmico y a las irreversibilidades para los tanques con un tipo de roca de uso común como el hormigón reforzado.

Tabla 6.25: Propiedades de las rocas, del gas de trabajo y características geométricas de los componentes del reservorio para el sistema Brayton PHES sólido con Argón y hormigón reforzado.

c_{pg} (J/kgK)	520	m_g (kg/s)	14	r_B	36	x	3
c_{ps} (J/kgK)	980	ρ_s (kg/m ³)	2400	V_H (m ³)	33	V_L (m ³)	9
d_p (mm)	15	S_v (m ⁻¹)	400	ζ	0,4	L/D	1

Tabla 6.26: Parámetros del reservorio de alta temperatura para un sistema con Argón y hormigón reforzado.

u_{sH} (m/s)	0,12	Re_{mH}	153	Re_H	550	C_{fH}	0,55
Pr_H	0,66	St_H	0,12	h_H (W/m ² K)	94	$Biot_H$	0,09

Tabla 6.27: Parámetros del reservorio de baja temperatura para un sistema con Argón y hormigón reforzado.

u_{sL} (m/s)	1,6	Re_{mL}	879	Re_L	3159	C_{fL}	0,42
Pr_L	0,67	St_L	0,06	h_L (W/m ² K)	109	$Biot_L$	0,10

Tabla 6.28: Irreversibilidades y resultado de la pérdida de carga para el sistema Brayton con Argón y hormigón reforzado.

ε_H	0,98	ε_L	0,98	ε_c	0,90	ε_t	0,9	ΔP_H	0,04%	ΔP_L	2,65%	ξ	1%
-----------------	------	-----------------	------	-----------------	------	-----------------	-----	--------------	-------	--------------	-------	-------	----

En las tablas 6.29 y 6.30 se observan los parámetros de operación y los rendimientos para un ciclo Brayton motor térmico y bomba de calor con Argón como fluido de operación y hormigón reforzado como medio de almacenamiento.

Los ciclos motor térmico y bomba de calor se esquematizan en la Fig. 6.28.

Tabla 6.29: Resultados de temperaturas y presiones del sistema Brayton con hormigón reforzado como medio de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo con $T_{L2B} = T_{H2B} = 300$ K. El límite de temperatura del tanque caliente se fijó en $T_{H1B} = 950$ K.

T_{1B} (K)	296	T_{2B} (K)	1059	T_{3B} (K)	315	T_{4B} (K)	118
T_{1P} (K)	536	T_{2P} (K)	1028	T_{3P} (K)	297	T_{4P} (K)	131
P_{1B} (MPa)	0,100	P_{2B} (MPa)	1,60	P_{3B} (MPa)	1,60	P_{4B} (MPa)	0,103
P_{1P} (MPa)	0,103	P_{2P} (MPa)	0,530	P_{3P} (MPa)	0,533	P_{4P} (MPa)	0,100

Tabla 6.30: Rendimientos del sistema Brayton con hormigón reforzado como medio de almacenamiento (caliente-frío) y Argón como gas de trabajo.

Eficiencia (m.térmico)	39,7 %	COP (bomba de calor)	1,39	RTE (sist.)	53,2 %
------------------------	--------	----------------------	------	-------------	--------

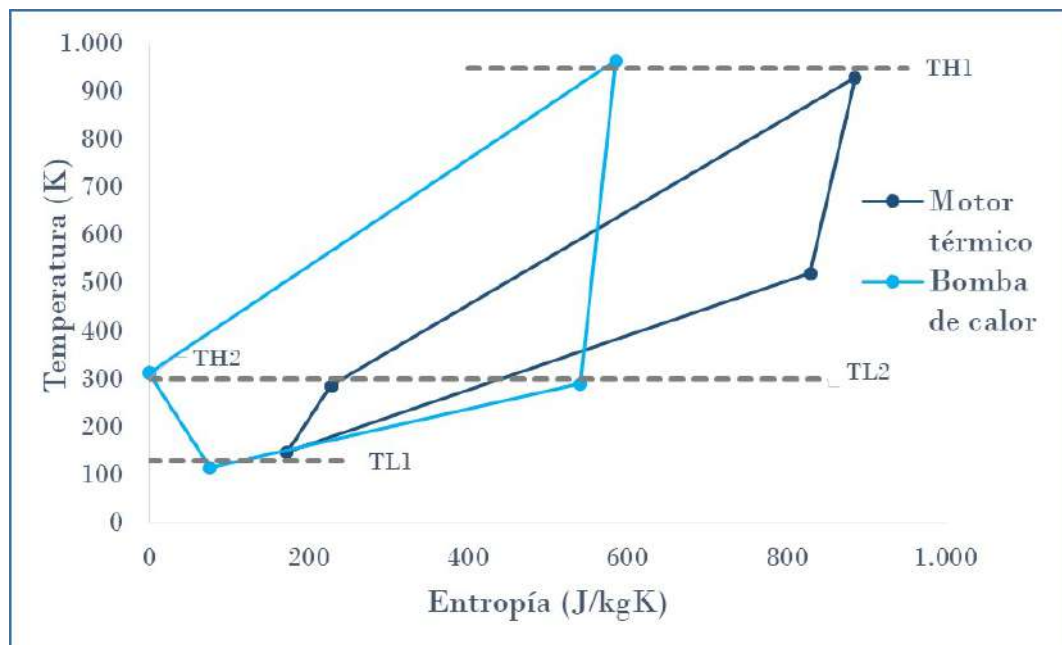


Figura 6.28: Diagramas T-s de los ciclos de motor térmico y bomba de calor para el caso de estudio del ciclo Brayton Argón y hormigón reforzado según datos de Tabla 6.28. Estado de referencia $P = 1,6$ MPa, $T = 315$ K y $s = 0$ J/kgK.

6.2. Ciclo Rankine.

Los siguientes párrafos presentan los resultados del estudio paramétrico para el ciclo Rankine transcrito utilizando el modelo descrito en el [Capítulo 4](#). Como en los casos anteriores, se define una relación de ciclo global, $x = r_B/r_P$, asociada con las relaciones de presión de la bomba de calor y del motor térmico para fijar el tamaño de ambos ciclos considerando a r_B como la variable independiente en el análisis.

En primer lugar, se analiza en detalle el sistema transcrito con dióxido de carbono y agua como medio de almacenamiento. Al igual que en el caso Brayton, es evidente que cualquier rendimiento de una configuración particular necesita la especificación de un conjunto de variables y parámetros para los ciclos bomba de calor y motor térmico denominadas como irreversibilidades que se incorporan al modelo como eficiencias isentrópicas de los compresores, bombas y turbinas, eficiencias de los intercambiadores, pérdidas de carga y *heat leak*, así como las restricciones impuestas por mantener los medios líquidos y los valores de *pinch point* mínimos. Luego se presentan dos configuraciones particulares con CO₂-agua y NH₃-aceite térmico, incluyendo los valores numéricos de los principales parámetros y los correspondientes gráficos T-s.

Al igual que con el ciclo Brayton, para imitar un sistema de comportamiento real, es necesario definir algunas restricciones clave para las temperaturas involucradas tanto del sistema de almacenamiento como del fluido de trabajo. El líquido debe permanecer en ese estado en el tanque caliente, por lo que la temperatura debe ser superior a la temperatura de cristalización (T_{crist}) e inferior a la temperatura de ebullición (T_{ebull}). En el tanque frío, la temperatura debe estar siempre en el orden de la temperatura de cristalización. Por otro lado, los procesos de transferencia de calor entre el fluido de trabajo y los tanques en los modos de carga y descarga requieren un gradiente de *pinch point* (PP). Estas restricciones se explican por las siguientes condiciones:

$$\begin{aligned}
 T_{2P} + PP &< T_{H1} < T_{2B} - PP \\
 T_{3P} + PP &< T_{H2} < T_{3B} - PP \\
 T_{crist} &< T_{H2} < T_{H1} < T_{ebull} \\
 T_L &\approx T_{crist}
 \end{aligned} \tag{6.7}$$

Además del intercambio de calor latente, cabe destacar que el sistema deberá enfriar de modo sensible desde el punto 1P hasta el cambio de fase. Cabe aclarar que si la temperatura T_{1P} es superior a la ambiente, esta primera parte puede ser enfriada

con un intercambiador con el entorno, pero para ser conservadores en el análisis se asumirá que todo el gas en esta etapa baja su temperatura a través del intercambio con el hielo.

Las cantidades de calor intercambiadas en relación con el proceso de congelación para el reservorio de baja temperatura del PHES se estiman con diagramas de entalpía para salmuera. Para el caso de este análisis, se toman los gráficos de propiedades físicas del hielo líquido realizados por Melinder [107] como referencia.

A continuación, se hace un repaso general en base a cada tipo de irreversibilidad y por último, se dan algunos resultados concretos para distintas situaciones particulares.

Fundamentalmente las diferencias con los modelos que operan con el ciclo Brayton se dan en el acotado rango de operación en la zona de alta temperatura, en el cambio de fase en la parte de baja presión y en la necesidad de apartarse de las zonas del diagrama de fases cercanas al punto de triple con el fin de evitar la solidificación del fluido de trabajo.

El modelo teórico para la formación de bucles, incluidas todas las irreversibilidades descritas, se implementó en Octave [127] y las propiedades del agua a presión, del CO₂ seco o el NH₃ como fluido de trabajo se calculan con la biblioteca de datos Coolprop [108] vinculada a Octave. Los datos para el aceite térmico se toman de tablas comerciales.

Los resultados numéricos del análisis de los bucles potencia-rendimiento para el sistema con CO₂ como fluido de trabajo se obtienen suponiendo que la presión de entrada del compresor durante la carga del sistema $P_B = 2,5$ MPa dado que usualmente los sistemas planteados en la bibliografía trabajan en la zona de baja temperatura con presión mínima del orden de los 3 MPa [71, 98]. Tomando en cuenta que para los ciclos del tipo Brayton, con el uso de gases como el Argón o el aire como fluidos de trabajo, donde el sistema podía iniciar su función desde presiones del orden de la presión atmosférica, esto configura una desventaja a la hora de optar por el ciclo Rankine.

Para los cálculos se asume que la pérdida de carga (ΔP) es la misma en todos intercambiadores y del orden del 1%. Se utiliza un *pinch point* PP de 5 K para restringir la parte visible del bucle. La temperatura del tanque reservorio (T_{H2B}), antes de la carga, se supone igual 290 K. Los valores de las eficiencias ε_c y ε_t en los compresores, expansores y bombas son de 0,90 y las eficiencias de los intercambiadores en contracorriente de alta presión ε_H es de 0,90. Se toma un *heat leak* de (ξ) igual al 1%. Se utiliza una válvula de expansión en lugar de un expansor hidráulico.

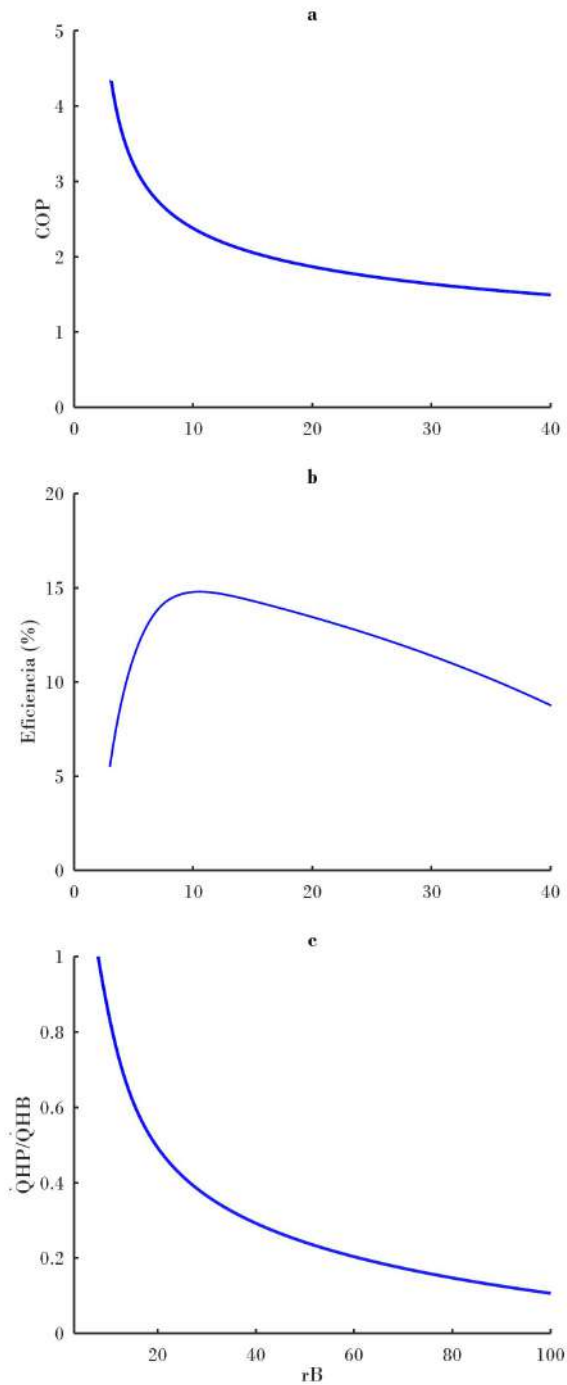


Figura 6.29: Variación del COP del ciclo bomba (a), la eficiencia del ciclo de potencia (b) y la relación de los calores en el reservorio de alta temperatura ($\dot{Q}_{HP}/\dot{Q}_{HB}$) (c) en función de la relación de presiones (r_B) para un sistema Rankine con dióxido de carbono como fluido de trabajo. Para estos gráficos simplificados se asume que $P_1 = 2,5$ MPa, $x = 2$, $\varepsilon_c = \varepsilon_t = \varepsilon_b = 0,90$, $\varepsilon_H = 0,90$, $P_{H_2O} = 0,2$ MPa, $T_{H_2B} = T_0 = 290$ K

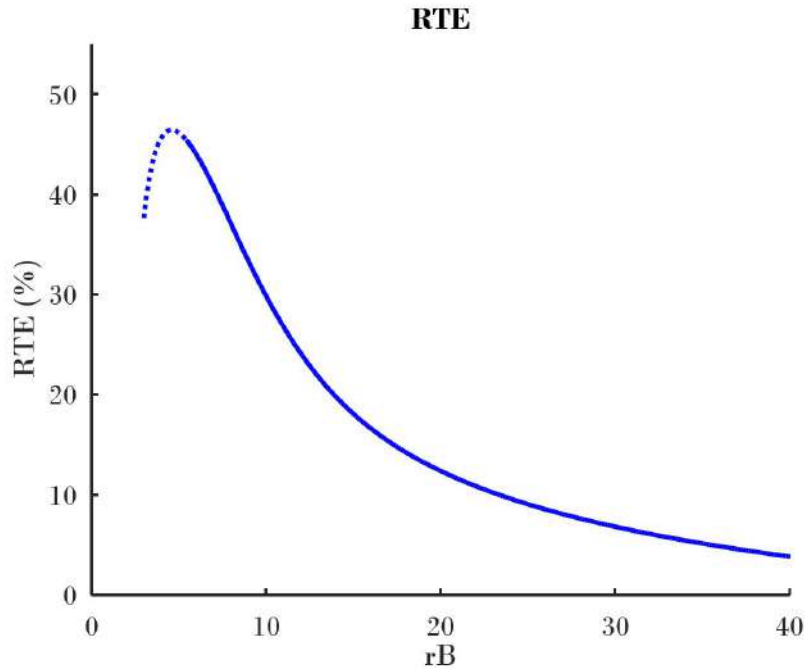


Figura 6.30: RTE vs r_B . Se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.29. Las líneas punteadas en los gráficos se corresponden entonces a valores inadecuados según las restricciones en las temperaturas utilizando un $PP = 5$ K.

En la Fig. 6.29a el coeficiente de rendimiento (COP) de la bomba de calor se representa en términos de relaciones de presión r_B . El COP muestra un comportamiento decreciente, con valores altos a relaciones de presión bajas y luego se vuelve prácticamente constante. Por el contrario, la eficiencia de la máquina térmica (Fig. 6.29b) llega a un pico y después de cierta r_B se comporta en un modo decreciente marcado. Respecto a la relación de los calores ($\dot{Q}_{HP}/\dot{Q}_{HB}$) en el reservorio de alta temperatura (Fig. 6.29c), como ocurría en los sistemas Brayton, el ratio se reduce sustancialmente con r_B .

El resultado da lugar a que la RTE muestre un comportamiento parabólico con valores pico bien definidos a diferentes valores de r_B , como se puede ver en la Fig. 6.30.

Como se ha comentado anteriormente para el ciclo Brayton, en cuanto a las temperaturas de funcionamiento hay que tener en cuenta algunas restricciones: en primer lugar, acoplar el ciclo de potencia con el ciclo de bomba de calor con un nivel mínimo requerido de *pinch point* y además mantener la naturaleza líquida del agua o el aceite térmico. Estas restricciones se presentaron en las ecuaciones 6.7.

Debido a estas limitaciones, en la Fig. 6.30 no todos los valores son termodinámicamente accesibles y las líneas punteadas corresponden a la zona físicamente no disponible según las restricciones de temperatura y los efectos del *pinch point*.

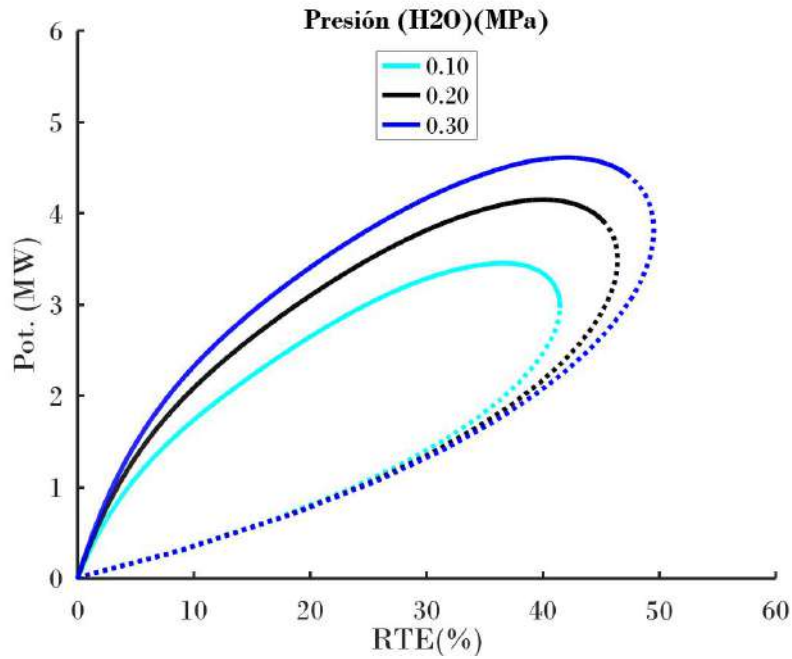


Figura 6.31: RTE vs potencia para distintas presurizaciones del tanque de agua caliente en la zona de alta temperatura. A excepción de P_{H_2O} , se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.29.

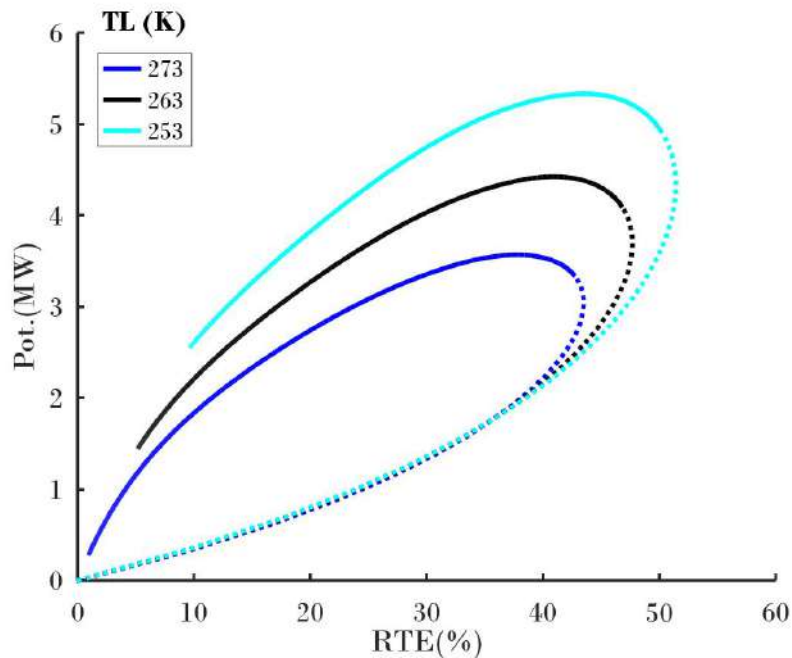


Figura 6.32: RTE vs potencia para distintas temperaturas de la lechada de hielo. A excepción de P_{3B} , de la que se deduce T_L , se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.29.

En resumen, será importante operar lo más cerca del pico de *RTE* dentro del rango del comportamiento físicamente posible.

En la Fig. 6.31 muestra los comportamientos en bucle de potencia frente a *RTE* para obtener información sobre la influencia de la presión en el tanque de agua caliente mientras que la Fig. 6.32 muestra los efectos de la temperatura de la suspensión de hielo. En cada curva, el punto de partida de la curva continua está asociado a la relación de presiones mínima requerida por el motor térmico para alcanzar las temperaturas de funcionamiento. La línea punteada representa la zona físicamente no disponible por las características del sistema.

Se observa que el uso de presiones más altas en el acumulador de agua caliente permite incrementar sustancialmente el valor de la *RTE* y la potencia eléctrica producida, por lo que el uso de acumuladores presurizados mejora el rendimiento del sistema, pero esta característica requiere un aumento en las inversiones. En los siguientes análisis, se supondrá que la presión del agua (P_{H_2O}) es de 0,2 MPa. Un punto adicional importante es que, a diferencia de lo que ocurría en el ciclo Brayton, la parte físicamente posible de los bucles se acerca más al máximo alcanzable de *RTE*.

Se observa en la Fig. 6.33 los efectos de las irreversibilidades internas asociadas a la compresión, la expansión y las pérdidas de carga. La eficiencia de los compresores y bombas es el factor de más relevancia en la influencia sobre la *RTE*. También se comparan los bucles utilizando una válvula de expansión o un expansor hidráulico con recuperación de energía en la Fig. 6.34. Claramente generar electricidad con un expansor que compense el gasto energético durante la compresión favorece el rendimiento a cuenta de un mayor costo y utilizar una tecnología poco desarrollada específicamente para PHES. Finalmente, las pérdidas en el sistema general debido a las caídas de presión se ilustran en la Fig. 6.35, lo que muestra claramente que este tipo de irreversibilidades no son demasiado significativas en el rendimiento de la potencia *RTE*, al menos a caídas de presión bajas y moderadas.

Los efectos de la eficiencia del intercambiador en contracorriente se muestra en las Fig. 6.36. Como es de esperarse, el efecto es notorio, pero resulta bastante inferior al que producen las irreversibilidades internas asociadas a la compresión y a la expansión.

El efecto del *heat leak* se verá más adelante y en exclusividad en el [Capítulo 7](#).

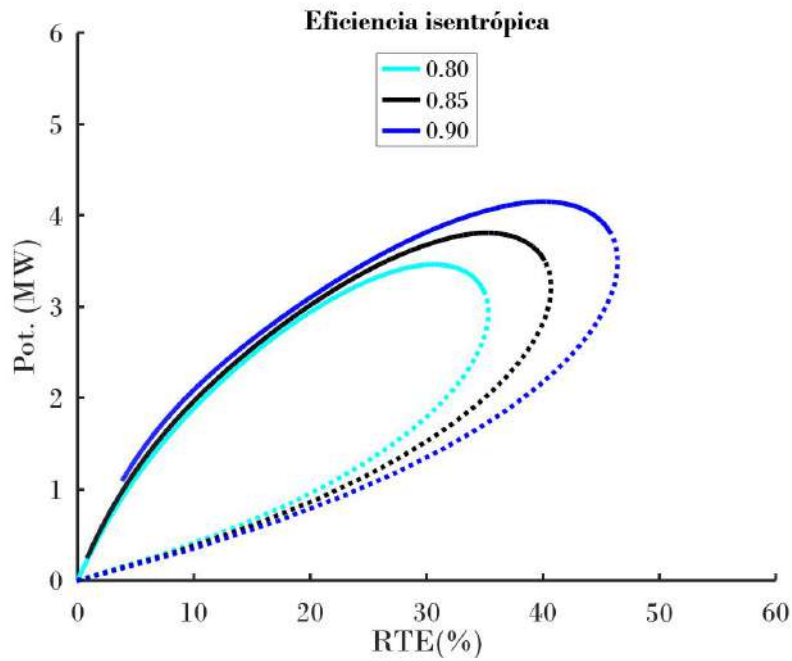


Figura 6.33: RTE vs potencia para distintas eficiencias isentrópicas de compresores, bombas y expansores. A excepción de ε_c , se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.29.

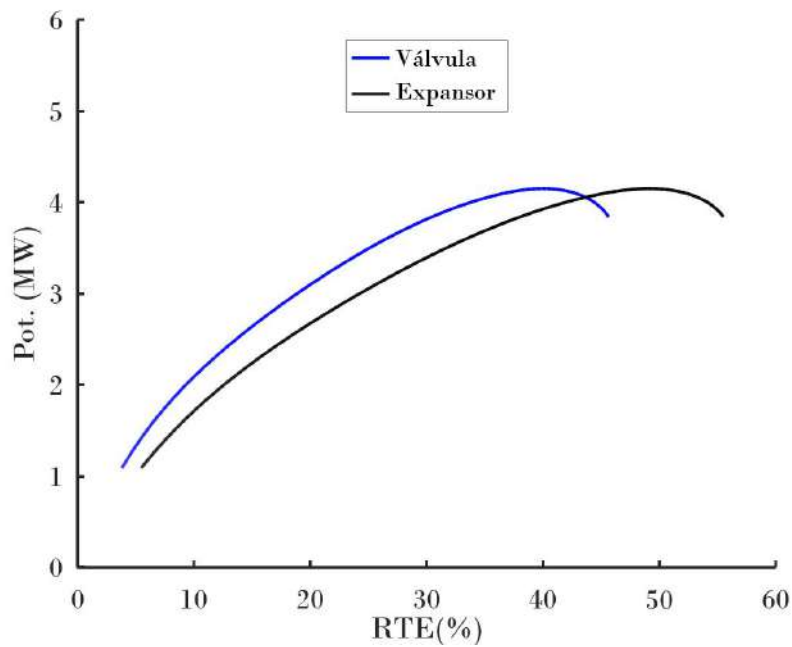


Figura 6.34: RTE vs potencia. Análisis comparativo entre un expansor hidráulico y una válvula. A excepción de ε_t , se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.29.

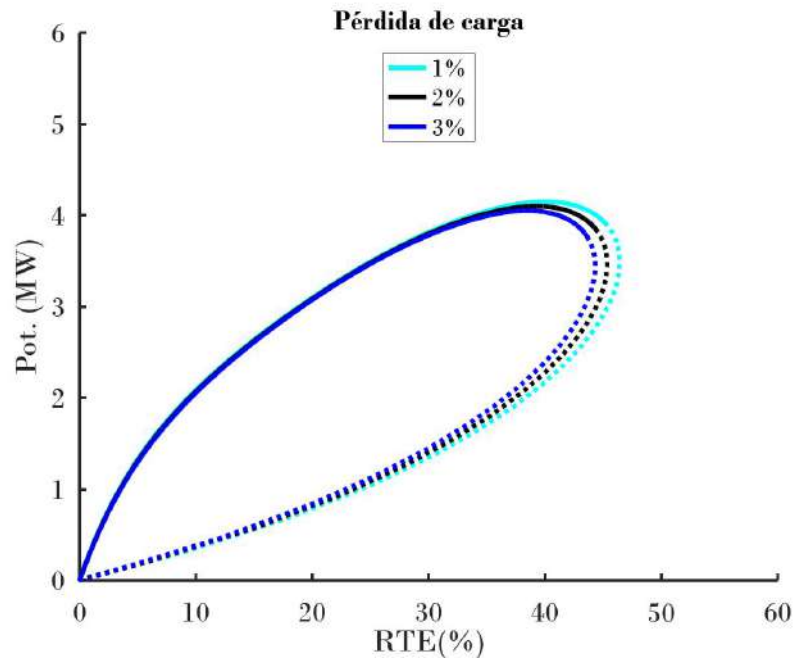


Figura 6.35: RTE vs potencia para distintas caídas de presión. A excepción de ΔP , se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.29.

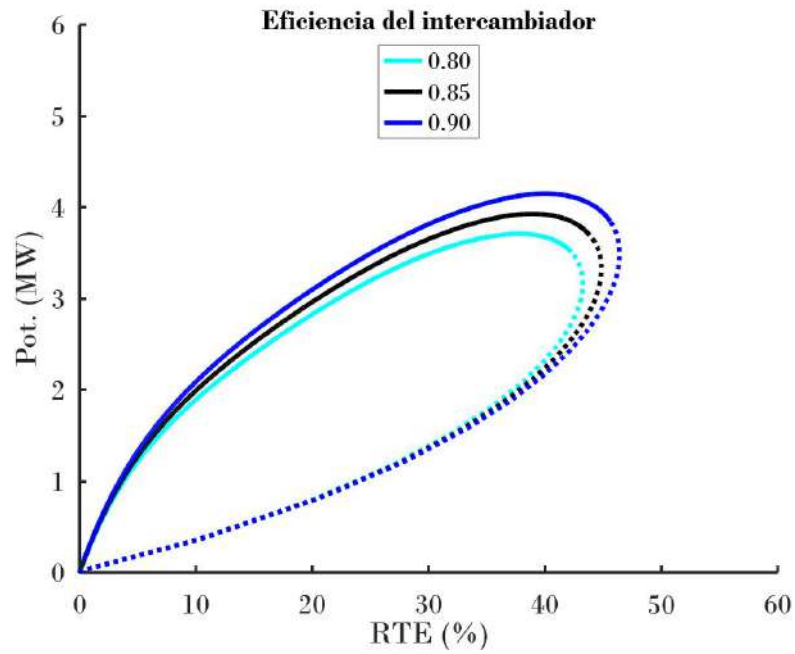


Figura 6.36: RTE vs potencia para distintas eficiencias del intercambiador de calor. A excepción de $\varepsilon_{H,L}$, se asumen los mismos parámetros que para la Fig. 6.29.

6.2.1. Ejemplos de sistemas Rankine con almacenamiento líquido a partir del modelo TTF.

A continuación se muestran dos configuraciones particulares de ciclos Rankine para plantas de 5 MW con una mayor aproximación a la realidad para probar las predicciones teóricas. Primero se presenta el caso de un sistema con dióxido de carbono como fluido de trabajo y agua como medio de almacenamiento y luego se analiza el caso de un sistema con amoníaco, aceite térmico y hielo líquido con la misma potencia que el anterior.

En esta Tesis, donde se busca establecer situaciones cercanas a la realidad, se usarán válvulas de expansión en lugar de expansores hidráulicos dado que son equipos que se encuentran fácilmente en el mercado.

Resultados del sistema con dióxido de carbono, hielo y agua presurizada.

En lo que respecta al agua, como se mencionó anteriormente, los rangos de temperaturas de operación son aún más acotados que para las sales fundidas con tal de evitar su solidificación o la evaporación por lo que se deben seleccionar rangos posibles de funcionamiento de esta tecnología para el caso de estudio.

En la Tabla 6.31 se muestran los parámetros de irreversibilidad seleccionados para el primer caso, donde se utiliza una válvula de expansión. Los resultados numéricos obtenidos para las temperaturas y presiones de cada uno de los puntos principales de los ciclos de bomba de calor y motor térmico se muestran en la Tabla 6.32 y el diagrama T-s en la Fig. 6.37. Las principales métricas de rendimiento calculadas para la planta de CO₂ transcrito se muestran en la Tabla 6.33. El valor del 47% para la *RTE* es muy valioso e incluso mejor que el obtenido con sistemas tipo Brayton líquido. La presión óptima en la región subenfriada depende de las propiedades del refrigerante y los parámetros operativos.

Tabla 6.31: Parámetros de diseño para el sistema Rankine con agua presurizada y lechada de hielo como medios de almacenamiento (caliente-frío) y dióxido de carbono como gas de trabajo. La restricción del bucle se da con un $PP_H = 5K$

$\varepsilon_{HB} = 0,95$	$\varepsilon_{HP} = 0,95$	$\varepsilon_c = 0,90$	$\varepsilon_b = 0,90$	$\varepsilon_t = 0,90$
$PP_L (K) = 5$	$\Delta P_H = 1\%$	$\Delta P_L = 1\%$	$r_B = 5,5 (x = 2)$	

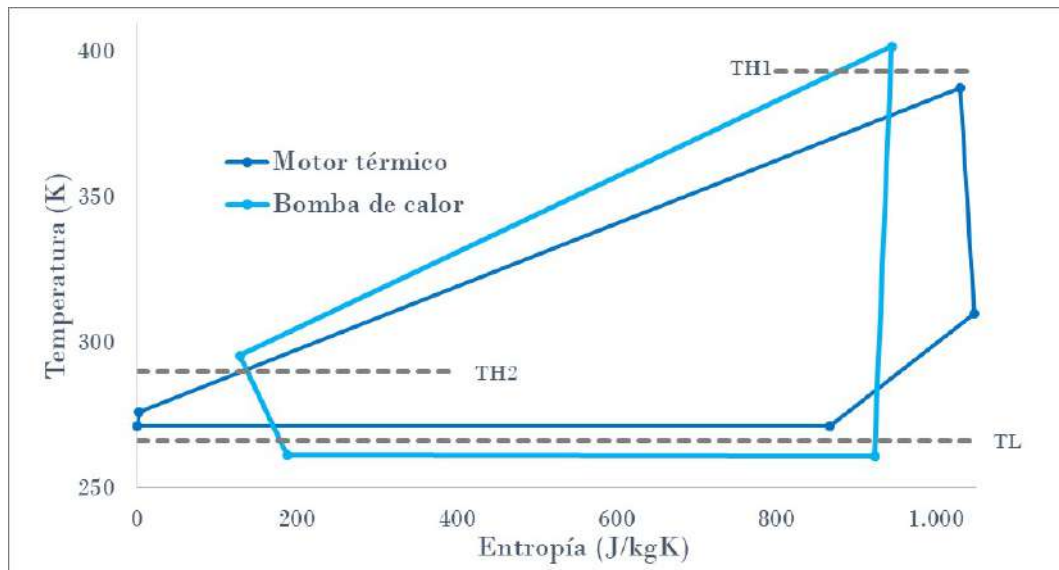


Figura 6.37: Diagramas T-s de los ciclos motor térmico y bomba de calor resultado para el caso de estudio ciclo Rankine dióxido de carbono, hielo y agua según datos de Tabla 6.32. Estado de referencia $P = 3,33$ MPa, $T = 272$ K y $s = 0$ J/kgK.

Tabla 6.32: Resultados de temperaturas y presiones del sistema Rankine con agua presurizada y lechada de hielo como medios de almacenamiento (caliente-frío) y dióxido de carbono como gas de trabajo.

T_{1B} (K) = 261	T_{2B} (K) = 402	T_{3B} (K) = 296	T_{4B} (K) = 261
T_{1P} (K) = 310	T_{2P} (K) = 388	T_{3P} (K) = 276	T_{4P} (K) = 272
P_{1B} (MPa) = 2,50	P_{2B} (MPa) = 13,75	P_{3B} (MPa) = 13,61	P_{4B} (MPa) = 2,53
P_{1P} (MPa) = 3,37	P_{2P} (MPa) = 9,19	P_{3P} (MPa) = 9,08	P_{4P} (MPa) = 3,33
T_{H1} (K) = 393	T_{H2} (K) = 290	T_L (K) = 266	T_0 (K) = 290

Resultados del sistema con amoníaco, hielo y aceite térmico.

En el caso del amoníaco como fluido de trabajo, alcanzar el punto crítico requiere temperaturas más altas y relaciones de presión mayores en los tanques de almacenamiento. Por lo tanto, en lugar de utilizar agua, es necesario emplear un aceite térmico. Los parámetros de trabajo del sistema se presentan en la Tabla 6.34.

Las presiones requeridas por el sistema para apartarse del punto triple son menores con respecto al CO_2 , por lo que las presiones de línea en la región caliente serán levemente menores a pesar de los mayores valores de r_B .

Tabla 6.33: Rendimientos del sistema Rankine con agua e hielo como medio de almacenamiento (caliente-frío) y dióxido de carbono como gas de trabajo.

Eficiencia (m. térmico)	12,0 %	COP (bomba de calor)	3,23	RTE (sist.)	47,0 %
-------------------------	--------	----------------------	------	-------------	--------

Tabla 6.34: Parámetros de diseño para el sistema Rankine con aceite térmico y lechada de hielo como medios de almacenamiento (caliente-frío) y amoníaco como gas de trabajo. La restricción del bucle se da con un $PP_H = 5K$

$\varepsilon_{HB} = 0,95$	$\varepsilon_{HP} = 0,95$	$\varepsilon_c = 0,90$	$\varepsilon_b = 0,90$	$\varepsilon_t = 0,90$
$PP_L (K) = 5$	$\Delta P_H = 1\%$	$\Delta P_L = 1\%$	$r_B = 40 (x = 1,5)$	

Los resultados en la Tabla 6.36 muestran que las eficiencias son mayores que en el caso anterior para la misma potencia de diseño. Además, cuando se trabaja con gradientes de entalpía más bajos, el flujo de fluido de trabajo es mucho menor en comparación con el utilizado con dióxido de carbono. Sin embargo, se espera que este sistema tenga un mayor costo de máquinas y fluidos de almacenamiento y trabajo.

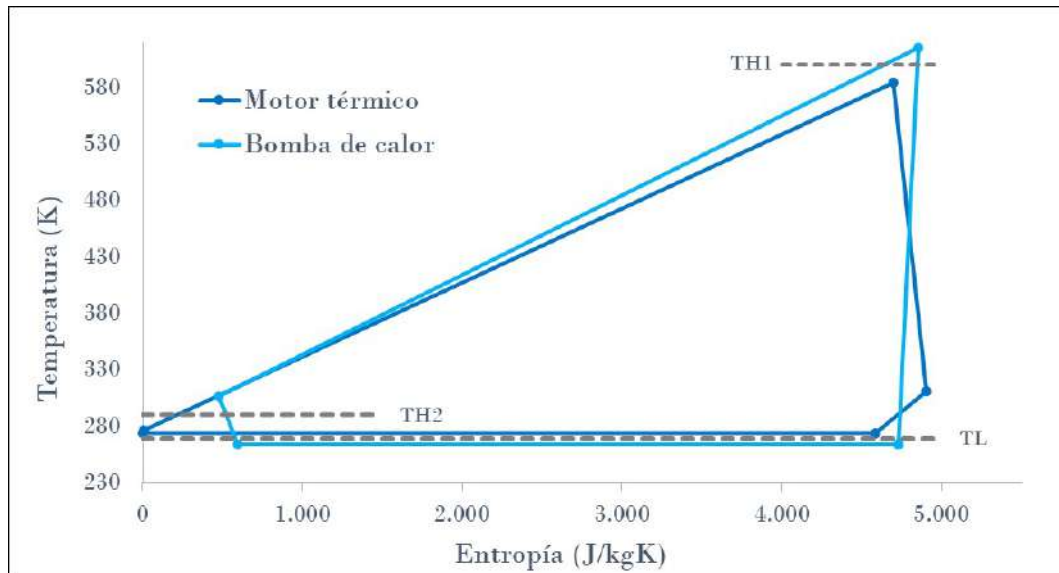


Figura 6.38: Diagramas T-s de los ciclos de motor térmico y bomba de calor resultado para el caso de estudio ciclo Rankine con amoníaco, aceite térmico y hielo según datos de Tabla 6.35. Estado de referencia $P = 0,45 \text{ MPa}$, $T = 274 \text{ K}$ y $s = 0 \text{ J/kgK}$.

Dos breves comentarios están en orden aquí. En primer lugar, los valores de RTE obtenidos oscilan entre el 50 % para CO_2 y el 70 % para NH_3 que superan los

Tabla 6.35: Resultados de temperaturas y presiones del sistema Rankine con aceite térmico y lechada de hielo como medios de almacenamiento (caliente-frío) y amoníaco como gas de trabajo.

T_{1B} (K) = 264	T_{2B} (K) = 616	T_{3B} (K) = 306	T_{4B} (K) = 264
T_{1P} (K) = 311	T_{2P} (K) = 584	T_{3P} (K) = 277	T_{4P} (K) = 274
P_{1B} (MPa) = 0,30	P_{2B} (MPa) = 11,7	P_{3B} (MPa) = 11,6	P_{4B} (MPa) = 0,303
P_{1P} (MPa) = 0,45	P_{2P} (MPa)= 11,5	P_{3P} (MPa) = 11,6	P_{4P} (MPa) = 0,446
T_{H1} (K) = 600	T_{H2} (K) = 290	T_L (K) = 269	T_0 (K) = 290

reportados al utilizar un sistema tipo Brayton con almacenamiento de líquido. En segundo lugar, los resultados coinciden con los obtenidos por otros autores como [98], Vinnemeier et al. [59] y Ayachi et al. [128].

Tabla 6.36: Rendimientos del sistema Rankine con aceite térmico e hielo como medio de almacenamiento (caliente-frío) y amoníaco como gas de trabajo.

Eficiencia (m.térmico)	28,0 %	COP (bomba de calor)	2,44	RTE (sist.)	70,0 %
------------------------	--------	----------------------	------	-------------	--------

Capítulo 7

Análisis de resultados de los modelos para el estudio cero-dimensional del almacenamiento líquido a largo plazo.

El *heat leak* (en este trabajo entendido como la pérdida al ambiente), dependerá esencialmente del aislamiento de los reservorios y de las condiciones externas asociadas al clima de la zona donde se instalen los tanques del PHES. En este capítulo se evalúan las distintas influencias de estos parámetros en la eficiencia *round trip* y la potencia entregada por el sistema. El presente capítulo muestra un modelado práctico y replicable para cualquier ubicación o tamaño requerido de planta PHES.

Para realizar el análisis se consideró que tanto para el aire interior como para el líquido contenido en los tanques se tiene una distribución de temperatura uniforme en todo el reservorio incluyendo la superficie de líquido expuesta al aire. Sólo se toma en cuenta que el volumen de líquido tiene un pequeño gradiente térmico cerca de las interfaces con el acero del tanque (básicamente para tener en cuenta los efectos de transferencia de calor), pero esencialmente, el bloque es homogéneo incluyendo la superficie en contacto con el aire sobre el líquido.

El modelo desarrollado da la posibilidad del análisis de la *RTE* tomando a los componentes y a los cuatro tanques como un todo, pudiendo configurar además diversos parámetros como los medios refrigerantes y de almacenamiento, las irreversibilidades de los compresores, bombas, expansores e intercambiadores de calor, las

pérdidas de carga, los fluidos de trabajo, los aislantes, la geometría y propiedades de los materiales de los reservorios, el tamaño de la planta y hasta las condiciones climáticas de la zona para cada hora del año de cualquier país del mundo.

Las propiedades de algunos de los distintos materiales que suelen aparecer en la configuración de los tanques de fluidos calientes y refrigerantes se muestran en la Tabla 7.1. Se observa que la conductividad térmica depende de la temperatura de funcionamiento y por ello se presentan las correlaciones para el ajuste.

Para completar el diseño de la pared expuesta del tanque de almacenamiento, se supone que la capa de aislamiento es seguida por una protección de chapa metálica (por ejemplo; zinc, aluminio o acero galvanizado). Esta capa protectora externa tiene una contribución a la resistencia térmica que puede considerarse despreciable, sin embargo, sus propiedades ópticas contribuyen a la transferencia de calor por radiación al exterior [36].

Tabla 7.1: Propiedades físicas de los distintos materiales de los depósitos fríos y calientes para PHES (T en K).

Material	Densidad (kg/m ³)	Conductividad (W/mK)
Pared	7830	22,02 [113]
Lana mineral	350	$8,67 \cdot 10^{-3} + 2,15 \cdot 10^{-4}T$ [113]
Lana de vidrio	115	$4,3 \cdot 10^{-2} + 1,3 \cdot 10^{-4}T$ [113]
Espuma de poliuretano	35	0,0199 – 0,0278 [129]
Ladrillo refractario	800	$0,61 + 5,8 \cdot 10^{-4}T$ [113]
Suelo arcilla semi húmeda	1200	1,5 [130]

7.1. Sistema Brayton líquido.

Se tomará para el análisis el caso de estudio que utiliza metanol y sal solar comercial como medios de almacenamiento y Argón como gas de trabajo.

Las propiedades físicas de la sal solar comercial se ajustan con la temperatura con las ecuaciones de la Tabla 7.2. Para el uso del metanol como fluido refrigerante las propiedades en función de la temperatura están disponibles a través del software Coolprop [108] acoplable a Octave [127].

En este caso, durante el almacenamiento después de la fase de carga, el tanque de alta temperatura (T_{H1}) y el de metanol de baja temperatura (T_{L1}) estarán llenos, con un margen de seguridad ocupado por el aire sobre el líquido (se supone para los

Tabla 7.2: Propiedades de la sal solar con la temperatura (en K) [113].

Conductividad (W/mK)	$0,3911 + 1,9 \cdot 10^{-4} T_S$
Viscosidad (kg/ms)	$7,55 \cdot 10^{-2} - 2,78 \cdot 10^{-2} T_S + 3,49 \cdot 10^{-7} T_S^2 - 1,47 \cdot 10^{-10} T_S^3$
Densidad (kg/m ³)	$2236,72 - 0,636 T_S$
Coefficiente de expansión (1/K)	$0,636 / (2263,72 - 0,636 T_S)$
Calor específico (J/kgK)	$1396 + 0,172 T_S$

cálculos del orden del 10 %). En ese período los tanques de espera pueden estar total o prácticamente vacíos, con un fondo limitado por la altura de ingreso de la sal al depósito y las resistencias de calentamiento. En este trabajo se supone que se ajusta el tamaño de la planta a los tiempos que permitan vaciar completamente los tanques para evitar la cristalización de las sales en el remanente del fondo. Después de la fase de descarga, durante la espera de un excedente de electricidad, los tanques de almacenamiento de metanol y sal solar estarán vacíos y los de espera permanecerán llenos a T_{H2} y T_{L2} .

Para este trabajo se considera una ciudad ubicada en una región con un clima subtropical húmedo (aunque se puede ajustar a cualquier comunidad contando con los datos climáticos) para una producción neta de 5 MW de potencia eléctrica. Se proponen tanques de acero con aislamiento de lana mineral para paredes y techo. Se contará con espuma de vidrio para suelos y una capa de ladrillos refractarios fija de 15 cm. Para el tanque de metanol se utiliza el mismo aislamiento para suelos y espuma de poliuretano en las paredes. La conductividad de cada material presente se determina según las ecuaciones de la Tabla 7.1. La temperatura de almacenamiento (T_{H1}) se asume en 850 K y el tanque de espera (T_{H2}) estará a 550 K. La temperatura del tanque de baja (T_{L1}) es de 250 K al comienzo de la descarga y al final (T_{L2}) tendrá un máximo de 330 K. Aplicando las ecuaciones del modelo de termodinámica de tiempos finitos presentadas en el Capítulo 3, se determinan las características dimensionales de la Tabla 7.3 y se calculará la *RTE*. La rutina numérica principal se alimenta con parámetros climáticos de entrada de frecuencia horaria ($T_0, T_{sky}, T_g, G_{bh}, G_{dh}, w, \cos\theta, \cos\theta_z, k_T$ y r_b), dependiendo del día de origen de la simulación (el dato 1 es el primer día de verano), también de parámetros como la relación z/D y el espesor del aislamiento y con ellos se obtienen los resultados

resolviendo el sistema de ecuaciones descrito en el [Capítulo 5](#). Seguidamente, se actualizan las variables, se obtienen los datos de temperatura para la pared, suelos y techos, interior y exterior y se vuelve a ejecutar el sistema hasta lograr la convergencia de manera iterativa. Para fijar la capacidad de almacenamiento de energía se asume un tiempo de carga y descarga de 5 horas.

Tabla 7.3: Datos operativos para un sistema PHES de 5 MW del ejemplo de la [Tabla 6.1](#).

T_{H1} (K) = 850	T_{H2} (K) = 550	T_{L1} (K) = 250	T_{L2} (K) = 330/300
$t_{c,d}$ (h) = 5	\dot{m}_g (kg/s) = 100	M_H (kg) = 604683	M_L (kg) = 1531470

Como se mencionó anteriormente, para saber el impacto relativo de cada uno de los mecanismos, se deben tomar en cuenta los históricos de la velocidad del viento, la temperatura del aire ambiente y la irradiación solar incidente sobre los tanques. La temperatura del suelo resulta bastante estable para la zona seleccionada y se aproxima a la media anual de la temperatura ambiente (T_0). La temperatura de cielo (T_{sky}) se asume en 253 K.

Como se muestra en la [Fig. 7.1](#), para una ciudad tipo de clima subtropical templado; hay variaciones de la temperatura ambiente, del viento y de la radiación respecto al día o a la noche, de invierno a verano, afectando las pérdidas dependiendo del período que abarque el almacenamiento para la zona de implementación seleccionada.

Para el cálculo de las pérdidas se asumen los criterios que se describen a continuación:

En este trabajo se considera la emisividad (ϵ) de 0,33 como referencia para las caras internas del tanque de acero inoxidable [33]. La emisividad terrestre a temperaturas cercanas a la ambiente, para una capa de protección climática del tanque en chapa de acero galvanizado oxidada, equivale a 0,28 [33]. Por último la superficie de los líquidos se tratan como un cuerpo negro de emisividad 1 [132].

Para la radiación directa externa se toma una absorptividad solar (α_s) de la chapa galvanizada de 0,80 y la reflectancia del suelo (ρ_g) se asume igual a 0,26 para un piso de pasto verde [121].

A continuación se evaluarán los factores climáticos de influencia con el fin de entender el comportamiento del sistema para distintas situaciones.

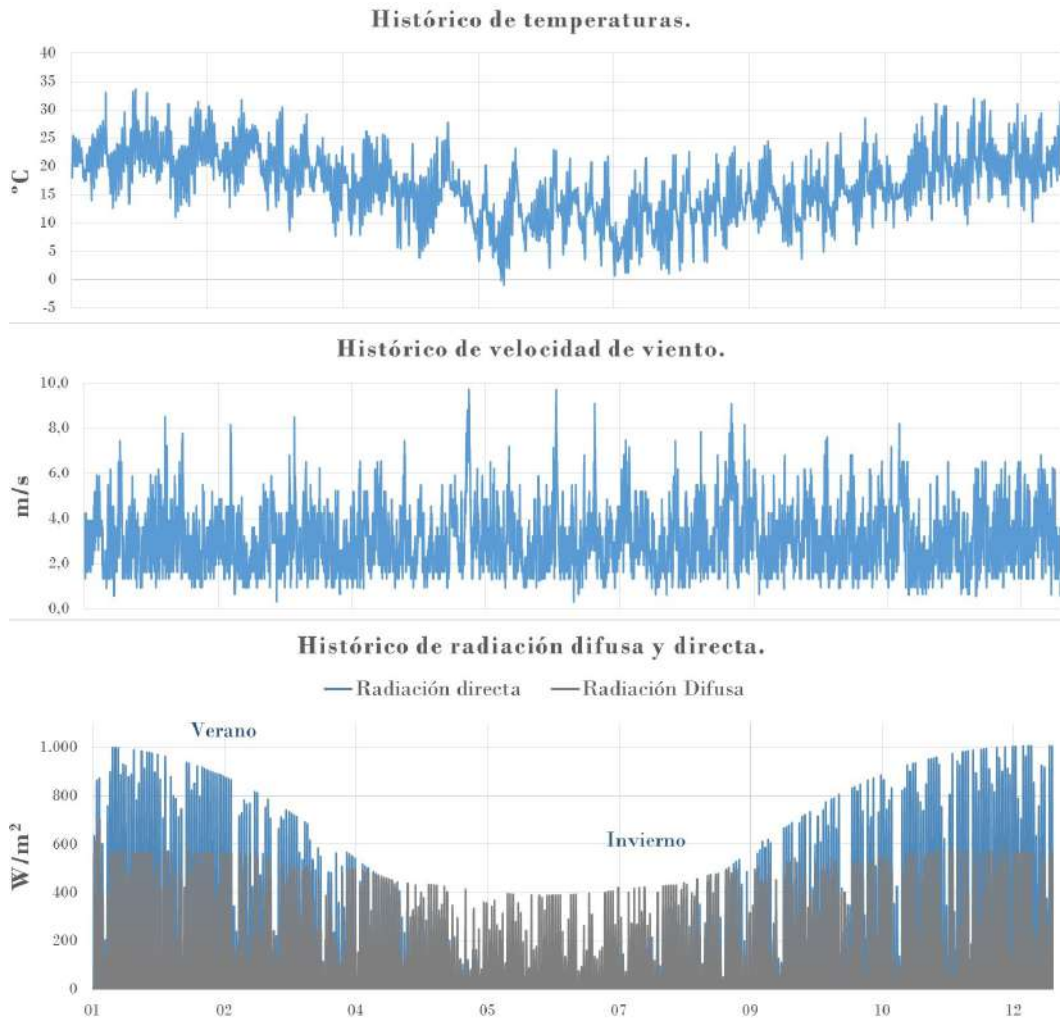


Figura 7.1: Variación de la temperatura ambiente, velocidad del viento e irradiación solar (directa y difusa) para una ciudad tipo con clima subtropical húmedo. Día 1 = Verano [131].

En cuanto a la geometría del tanque, se estudió particularmente el efecto de la temperatura en los tanques al variar la relación z/D y un valor aproximado de 0,65 para ambos tanques arrojó los mejores valores de rendimiento.

La Fig. 7.2 muestra las fracciones medias de pérdida o absorción de calor para los tanques llenos de sal solar comercial y metanol durante el almacenamiento y la espera para un mes de verano y uno de invierno. Como se puede ver en los gráficos, la transferencia de calor más importante es la que se da a través de las paredes laterales. Más del 50% de la energía se va entre la pared en contacto con el aire y la pared en contacto con el líquido. La pérdida por el suelo, dada la estabilidad en la temperatura de la tierra, se mantiene prácticamente constante y su influencia

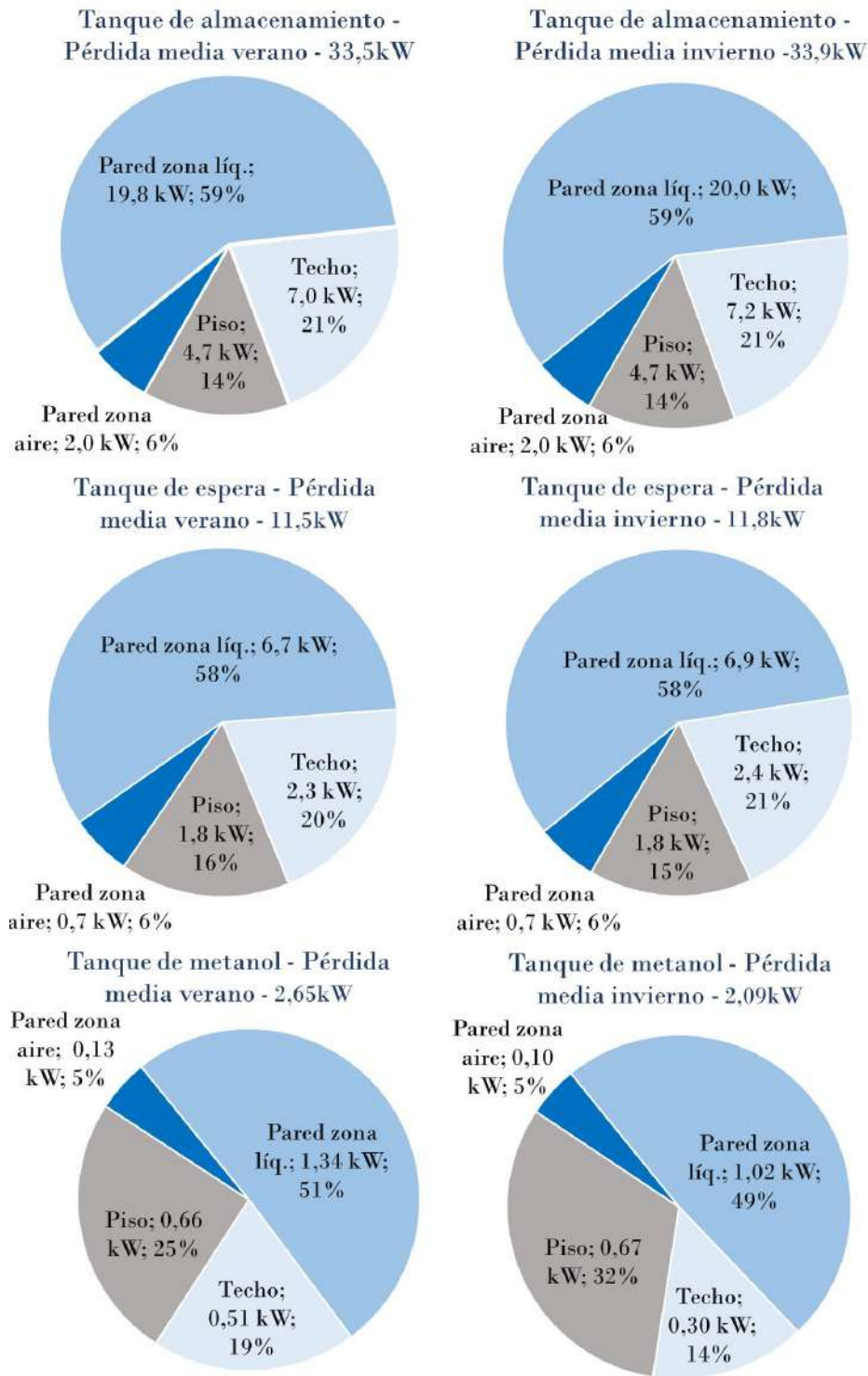


Figura 7.2: Fracciones de pérdida de calor para tanques llenos de almacenamiento, espera y metanol para un mes promedio de verano e invierno. Espesor de aislamiento = 0,6 m (en alta temperatura) y 0,4 m (en baja temperatura).

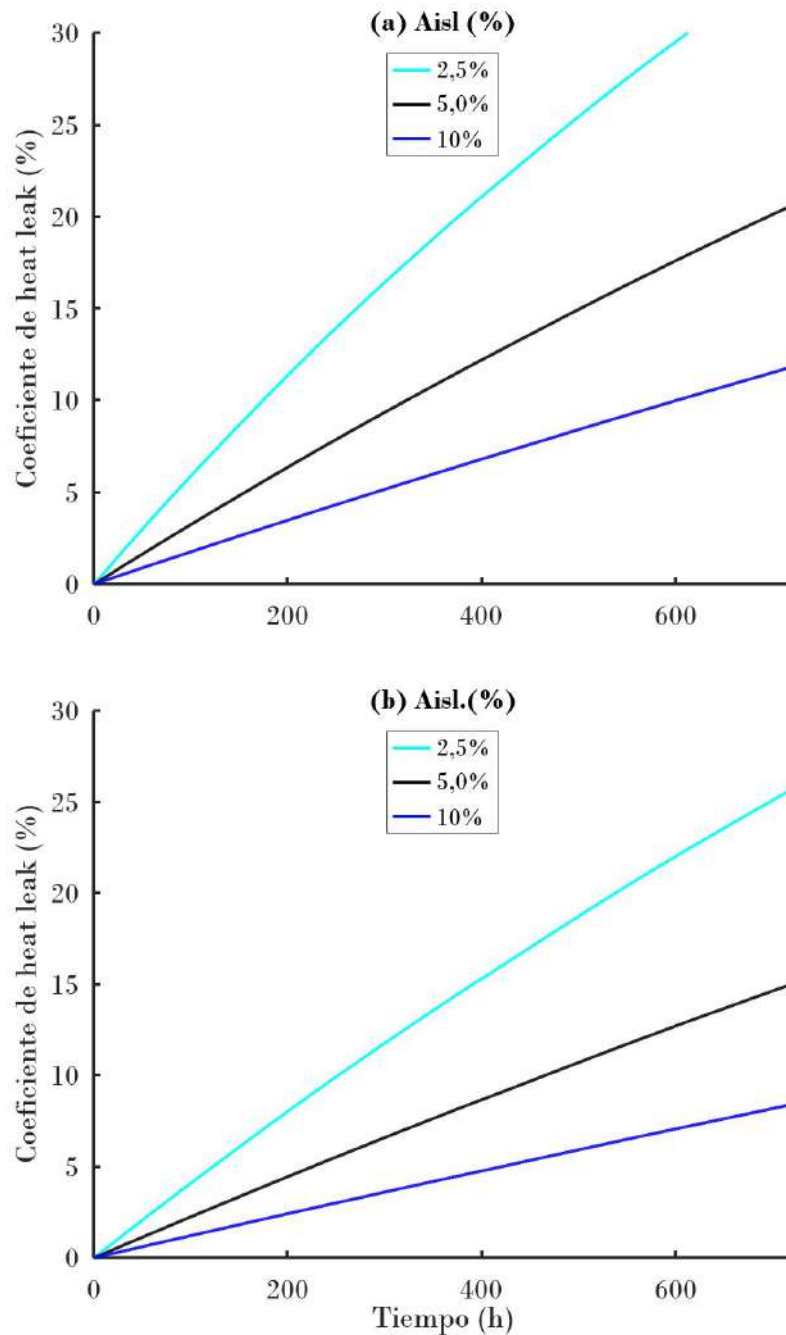


Figura 7.3: Variaciones del coeficiente de *heat leak* en invierno con el tiempo para el (a) tanque de almacenamiento y el (b) tanque de espera para distintos espesores de aislamiento de la Tabla 6.1.

es mayor en el tanque de metanol, sobre todo por el menor efecto de la radiación exterior al parecerse la temperatura interior del tanque a la T_{sky} .

Comparativamente, las tasas de pérdida de calor para los tanques con temperaturas de operación elevadas fueron más altas ya que el gradiente térmico entre

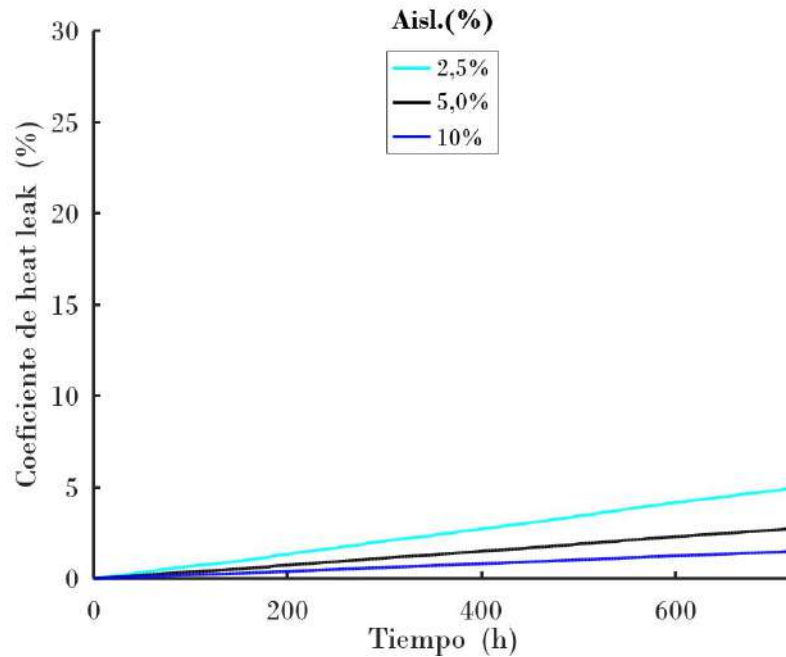


Figura 7.4: Variaciones del coeficiente de *heat leak* con el tiempo para el tanque de metanol en verano para distintos espesores de aislamiento.

el material de almacenamiento y el medio ambiente es más grande, dando lugar a un mayor intercambio de calor. Esto va en contra de los beneficios de los PHES dado que a temperaturas más elevadas, mayor es la capacidad de almacenamiento de energía, la potencia disponible para la extracción de electricidad de la turbina y la *RTE*. El calentamiento del metanol, si bien no influye drásticamente, también resulta perjudicial a la hora de evaluar el rendimiento *RTE*, dado que el menor salto de temperaturas entre alta y baja también afecta negativamente el accionar combinado de los ciclos motor térmico y bomba de calor que operan en los sistemas PHES.

En lo que respecta a las variaciones de las condiciones climáticas, los tanques de alta temperatura se ven más afectados en invierno y los de baja en verano. No obstante, no se detecta demasiada diferencia entre los climas fríos y los estivales para los tanques calientes. Se puede observar que cuánto más pequeña es la temperatura del líquido contenido, resulta más notorio el efecto. La variación de la pérdida estacional sobre los tanques de almacenamiento (a T_{H1}) es del orden del 1% entre invierno y verano, del 3% para el tanque de espera (a T_{H2}) y de más del 20% para el de metanol (a T_{L1}). La variación más notoria se da entonces en el tanque frío y si bien su influencia en la *RTE* es menor, las posibles pequeñas diferencias en el rendimiento entre invierno y verano se darán a consecuencia de este efecto sobre la temperatura metanol.

En la Fig. 7.3 se representa el coeficiente de *heat leak* descrito en la ecuación 5.3 para períodos de un mes en invierno para reservorios calientes. En la Fig. 7.4 se muestra el comportamiento en verano para el tanque frío. Se puede ver en todos los casos el incremento de la pérdida con el tiempo para distintos espesores de aislamiento. Como era de esperarse la pérdida disminuye con la cantidad de aislante en la pared y las curvas muestran una mayor declinación para los reservorios de temperatura más alta. En definitiva los tanques con temperaturas de funcionamiento en el orden de los 850 K (almacenamiento) sufrirán una caída de temperatura mayor que los tanques con temperaturas de funcionamiento de 550 K (espera) y a su vez el incremento en la temperatura del metanol es menor a los descensos que ocurren en los tanques de alta temperatura.

En ese sentido es importante preocuparse por mantener los tanques de almacenamiento con el menor nivel de pérdida a cuenta de un costo mayor en aislamientos. En resumen, la pérdida por *heat leak* no resulta importante cuando se opera en ciclos cortos, de pocas horas o días, no obstante, es vital mantener un aislamiento de buen espesor en los tanques para optimizar el sistema en aquellas situaciones de largos períodos de espera y almacenamiento. Se verá a continuación que, a pesar de que los tanques estén bien aislados, la temperatura de las sales fundidas disminuye con el tiempo afectando el rendimiento de la tecnología PHES.

En lo que respecta a la influencia de las condiciones climáticas (representadas en la Fig. 7.5) se puede ver que las diferencias son mínimas en los tanques de alta temperatura (a. Almacenamiento y b. Espera), pero al aproximarse a la temperatura circundante, como ocurre con el metanol (Ver Fig. 7.6), dicha incidencia comienza a hacerse notoria. Incluso la sensibilidad de los tanques a la irradiación resulta poco perceptible y sólo provoca efectos menores en las tasas de pérdida de calor sin afectar el comportamiento global dado que la radiación incidente sobre las paredes del tanque no alcanza a atravesar completamente los aislamientos y su efecto se ve compensado por el incremento de la temperatura de la pared exterior que, en contrapartida, favorece los mecanismos opuestos de convección y radiación.

La pérdida en función del nivel de llenado para los períodos de carga y descarga del sistema, que usualmente se piensan para pocas horas, puede verse en la Fig. 7.7. En este capítulo se considera un tiempo de 5 horas.

Se muestra en los gráficos que las pérdidas son despreciables respecto a las que ocurren durante la espera y el almacenamiento de varios días. Es interesante destacar la dependencia en incremento lineal del coeficiente de *heat leak* con el aumento del nivel z . No obstante, el acumulado en el tiempo de 5 horas no tendrá este comportamiento dado que el nivel de llenado resulta variable mientras se vacían o llenan los tanques.

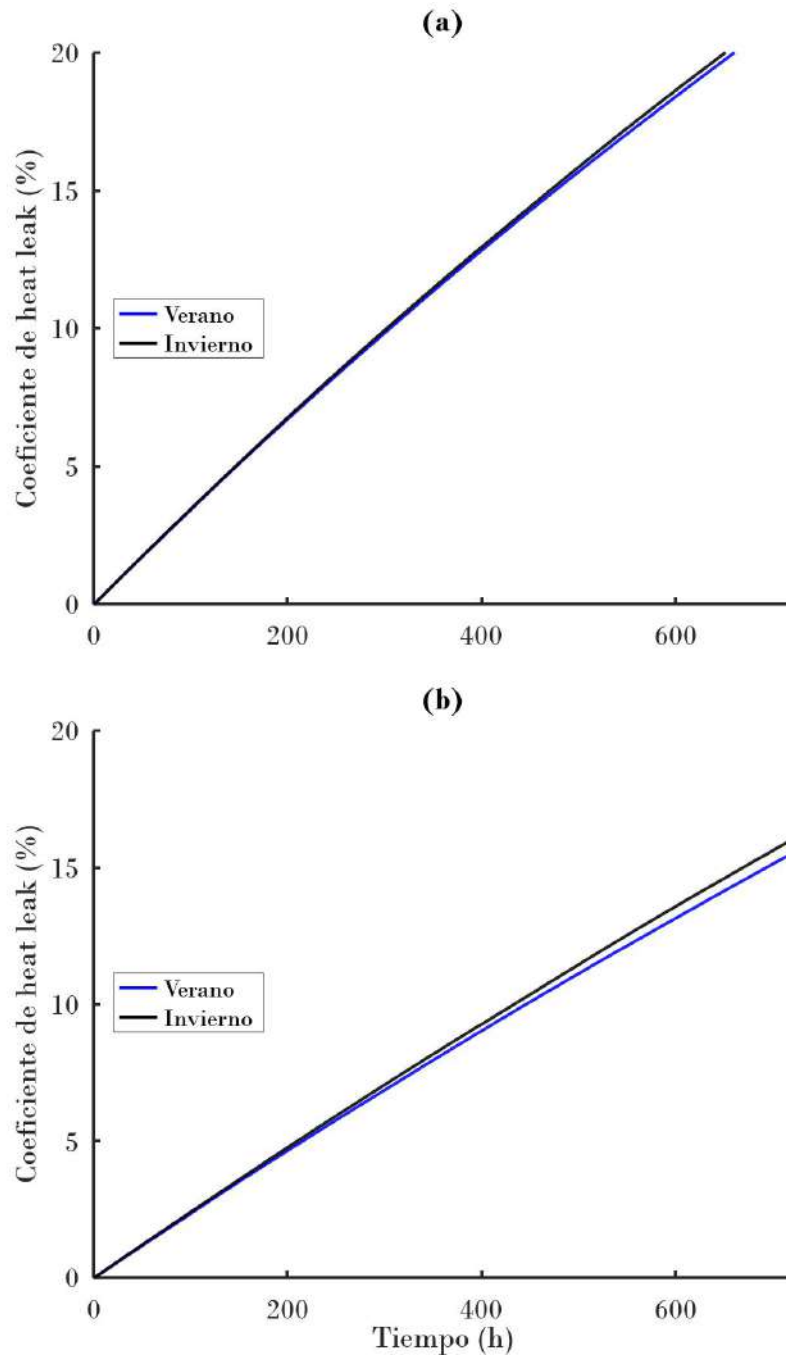


Figura 7.5: Variaciones del coeficiente de *heat leak* con el tiempo en invierno y verano para (a) el tanque de almacenamiento y (b) el tanque de espera del ejemplo de la Tabla 6.1. Espesor de aislamiento = 0,6 m.

El descenso de temperatura en el seno del volumen de sal fundida dentro del tanque de almacenamiento (a) y el de espera (b) puede verse en la Fig. 7.8 para largos períodos de tiempo. El incremento en la temperatura del tanque de metanol se ve en la Fig. 7.9.

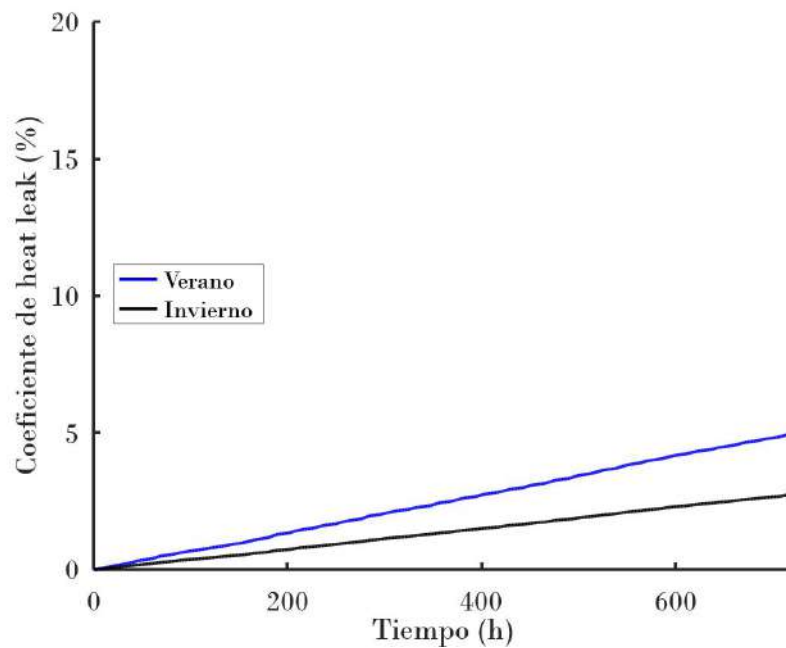


Figura 7.6: Coeficiente de *heat leak* vs tiempo para invierno en el tanque de metanol del ejemplo de la Tabla 6.1. Espesor de aislamiento = 0,4 m.

Un factor preponderante en el diseño de PHES de almacenamiento resulta evitar la cristalización del líquido térmico. El punto de fusión de la sal solar comercial se da a los 511 K. En el corte con el eje de las abscisas de la Fig. 7.8 se puede ver el tiempo que insume la cristalización en cada reservorio de sal para distintos espesores de aislamiento. En ese sentido, la temperatura del tanque de almacenamiento (Fig. 7.8a) se ve condicionada por una reducción de la *RTE*, pero no por la cristalización. Con el aislamiento adecuado pueden pasar varios meses sin necesidad de un calentamiento externo de las sales para fluidizarlas. No obstante a ello, el tanque de espera (Fig. 7.8b) se ve más limitado y los períodos de cristalización se aproximan al mes. En ese caso se plantea además vaciar por completo los tanques después de cada período de carga como una forma adecuada para evitar el riesgo de cristalización dado que la reducción de temperatura en el fluido contenido se incrementa sustancialmente con el descenso del nivel. Otra opción técnica posible es agregar resistencias en el interior de los tanques que eviten la solidificación a cuenta de un incremento en el consumo de energía.

Otro detalle visualizable en los gráficos es que para períodos cortos las curvas de temperatura pueden aproximarse a un comportamiento lineal. Ya cuando se toman tiempos más largos de análisis, la tendencia cambia.

Como se muestra en los gráficos, para el metanol (Fig. 7.9) no se espera una evaporación dado que las temperaturas exteriores no alcanzan los 337 K correspon-

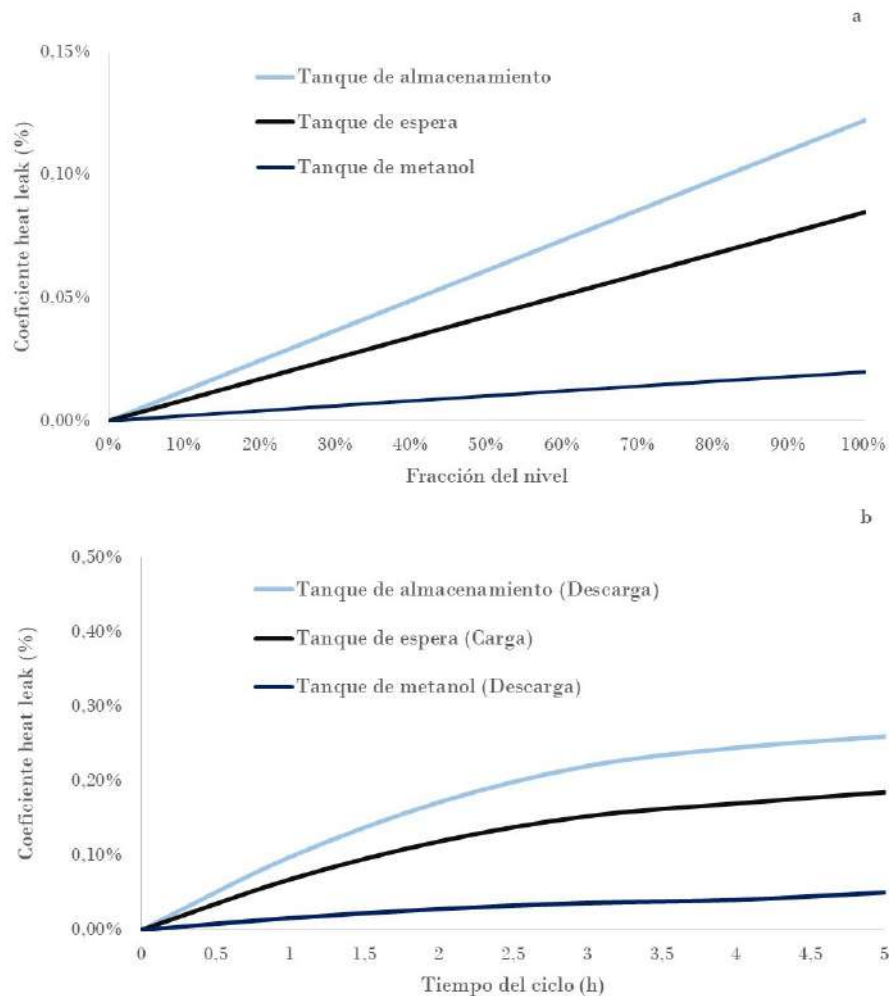


Figura 7.7: (a) Coeficiente de *heat leak* vs fracción de nivel (b) coeficiente de *heat leak* acumulado vs tiempo del ciclo (carga o descarga) para los tanques de almacenamiento, espera y metanol del ejemplo de la Tabla 6.1.

dientes a su punto de ebullición, por lo que la influencia externa no limitará en ningún caso el uso de este fluido refrigerante por un cambio de fase.

Adicionalmente, en la Fig. 7.10 se muestran las temperaturas instantáneas de la sal solar en los distintos puntos de los tanques llenos de almacenamiento y de espera luego de un estacionamiento en un mes crítico de invierno. Internamente el perfil es bastante uniforme. Las temperaturas en todo el volumen dentro del tanque se mantienen muy cercanas a la del seno del líquido aunque las mínimas se alcanzan cerca de las superficies del tanque.

En la Fig. 7.11 se pueden ver los bucles de *RTE* vs potencia para distintos períodos de almacenamiento variando la relación de presiones r_B evaluándolos además para períodos de invierno y verano. Se observa, como era de esperarse, que

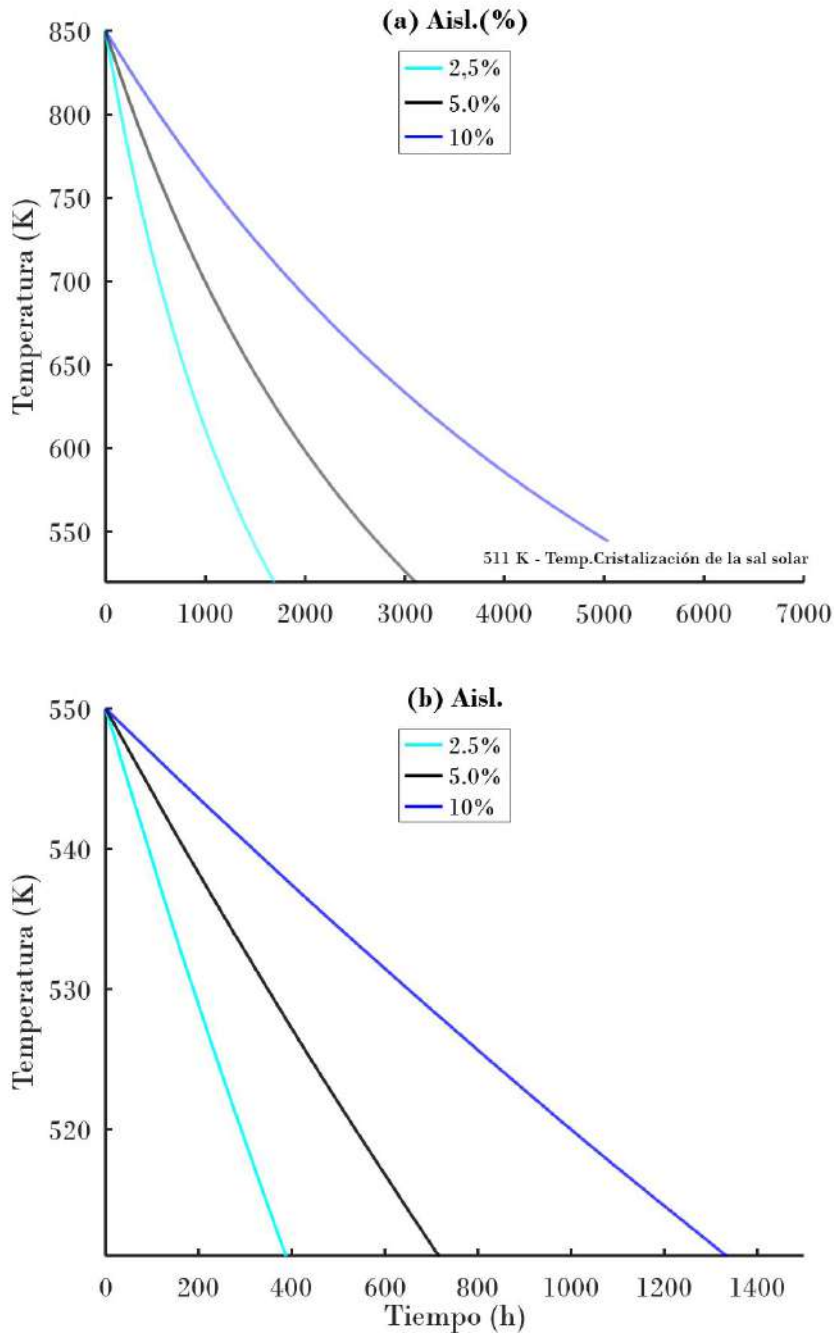


Figura 7.8: Descenso de temperatura con el tiempo para diferentes espesores de aislamiento del (a) tanque de almacenamiento y (b) el tanque de espera del ejemplo de la Tabla 6.1 hasta el punto de cristalización de la sal solar (511 K).

la *RTE* y la potencia para el caso propuesto se reduce con el paso del tiempo de almacenamiento (para un día, una semana, 15 días y un mes). Para todos los gráficos posteriores se utilizará un aislamiento de 0,6 m (aprox. 10% del diámetro interno) para el tanque caliente y de 0,4 m (aprox. 4% del diámetro interno) para el frío. Los

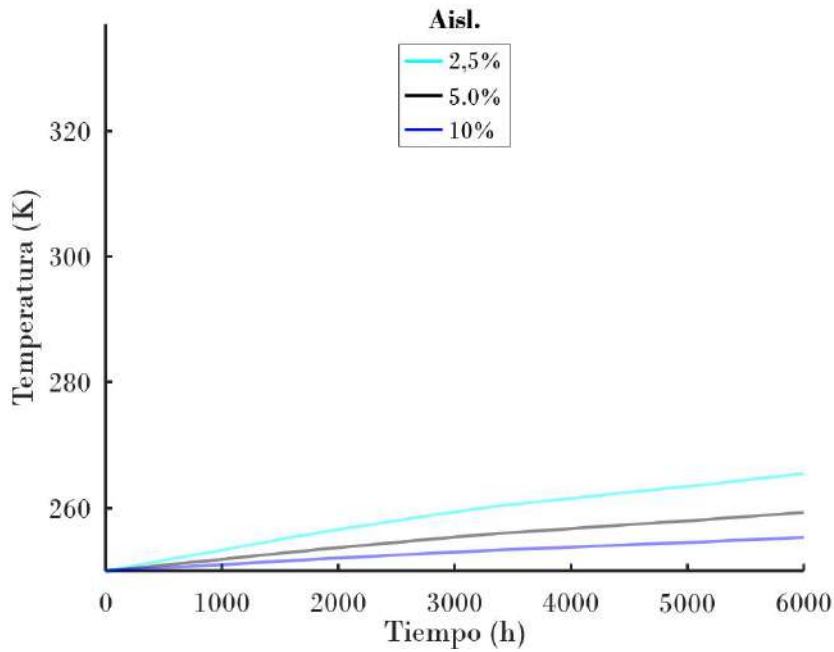


Figura 7.9: Incremento de temperatura para diferentes espesores de aislamiento del tanque de metanol del ejemplo de la Tabla 6.1 hasta el punto de vaporización (337 K).

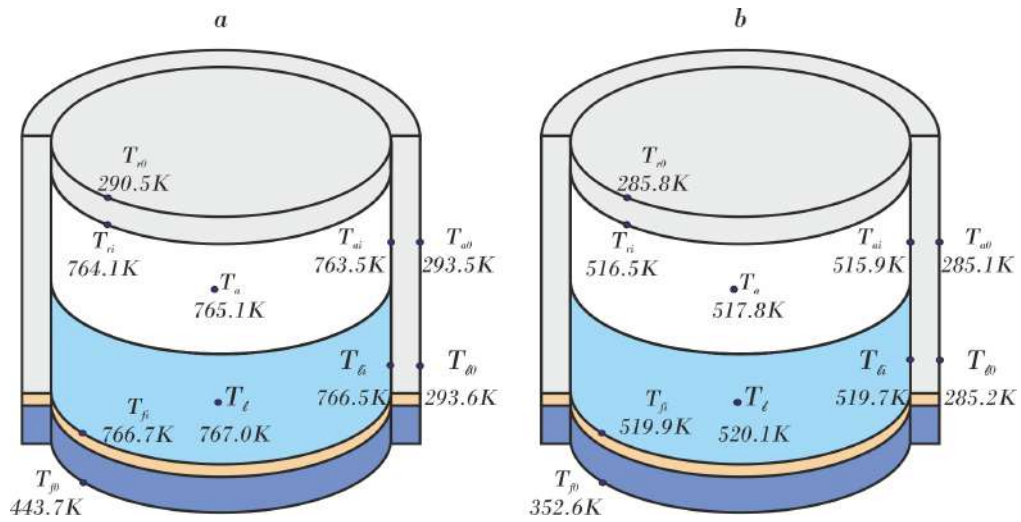


Figura 7.10: Temperaturas en diferentes puntos del tanque de almacenamiento y espera del ejemplo de la Tabla 6.1 después de 1 mes de estadía del líquido en el reservorio.

bucles acotados para invierno y verano vistos en la Fig. 7.12 muestran que el efecto del cambio de estación no afecta sustancialmente el rendimiento y la potencia dada la baja influencia de los cambios de temperatura sobre el coeficiente de *heat leak*.

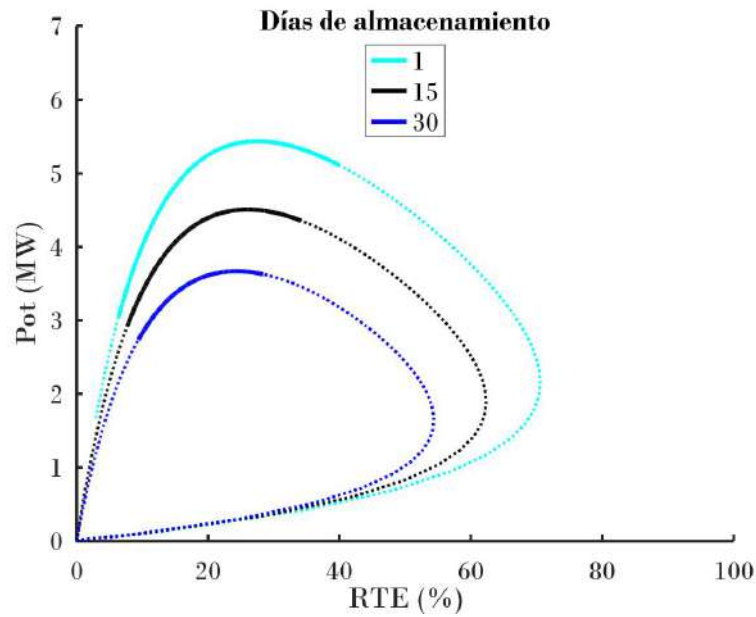


Figura 7.11: Bucles RTE vs potencia para diferentes tiempos de almacenamiento del ejemplo de la Tabla 6.1.

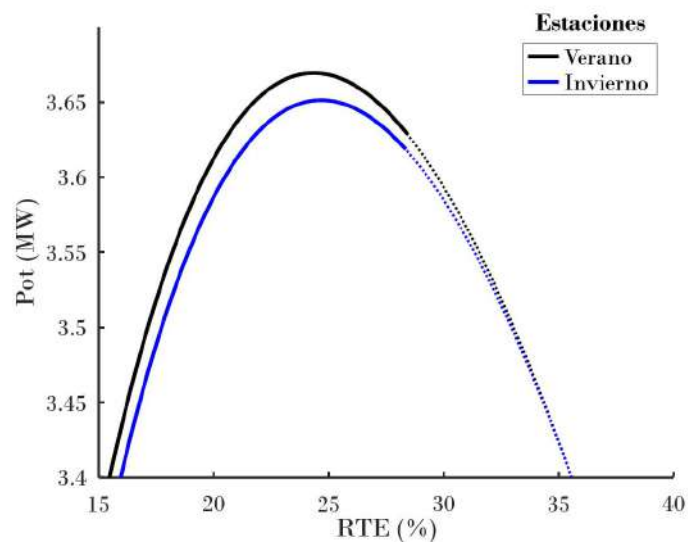


Figura 7.12: Bucles RTE vs potencia para invierno y verano para 1 mes de almacenamiento del ejemplo de la Tabla 6.1.

La disminución del rendimiento RTE con el periodo de almacenamiento se observa claramente para diferentes tiempos de espera en el gráfico de la Fig. 7.13 donde se confirma además que para un período reducido existe una tendencia prácticamente lineal de dicha reducción con el tiempo.

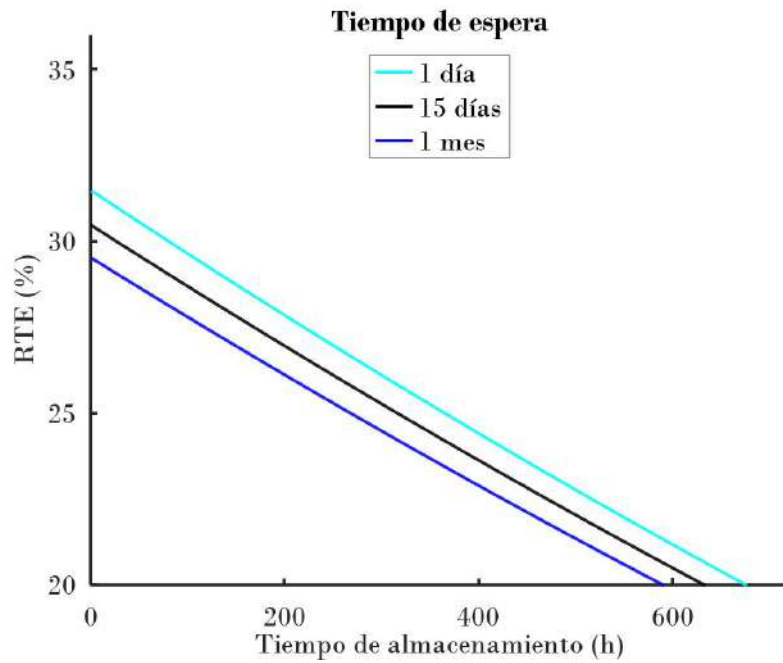


Figura 7.13: Efecto del período de almacenamiento sobre la RTE durante invierno para distintos tiempos de espera del ejemplo de la Tabla 6.1.

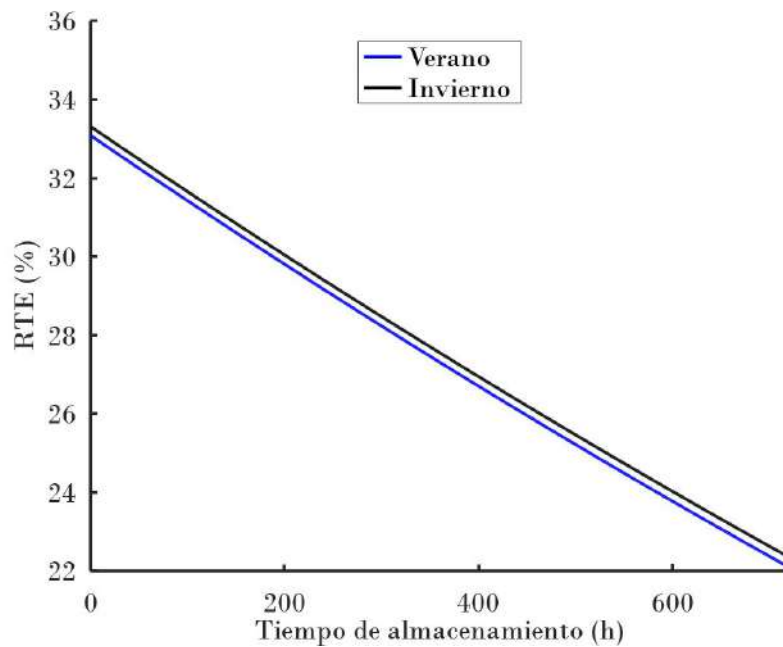


Figura 7.14: Efecto del tiempo de almacenamiento en la RTE para invierno y verano para el ejemplo de la Tabla 6.1. Tiempo de espera = 15 días.

En invierno y verano, como muestra la Fig. 7.14, no hay diferencias importantes con la tendencia a la reducción del rendimiento.

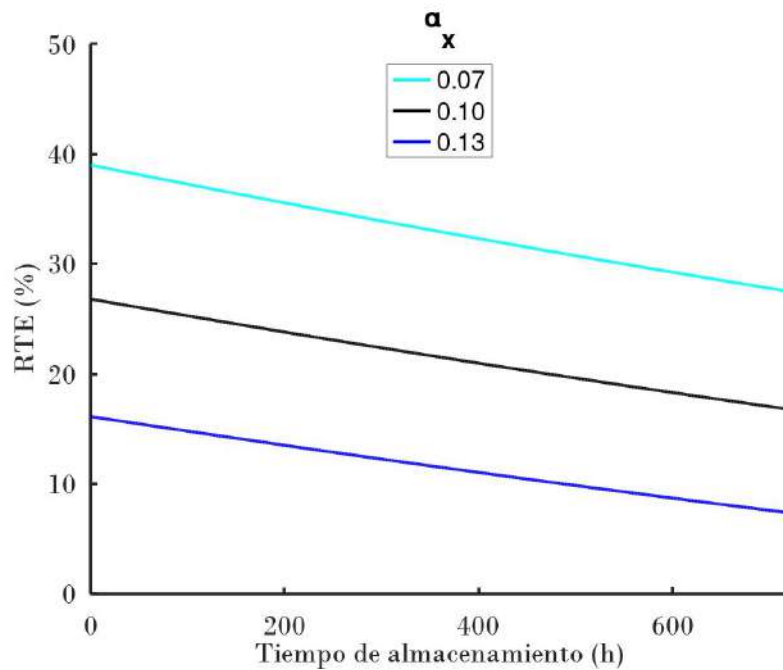


Figura 7.15: Efecto del tiempo de almacenamiento en la RTE para diferentes irreversibilidades internas. Se toma el ejemplo de la Tabla 6.1.

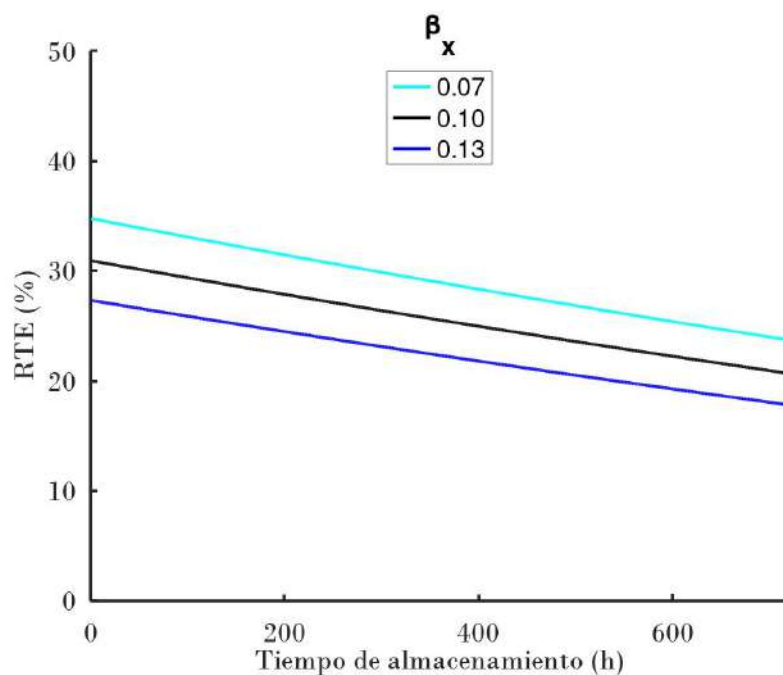


Figura 7.16: Efecto del tiempo de almacenamiento en la RTE para diferentes irreversibilidades externas. Se toma el ejemplo de la Tabla 6.1.

En todos los casos las diferencias entre verano e invierno son apenas perceptibles, hasta despreciables, dado que el único efecto notorio es el del incremento en la temperatura del metanol en el verano.

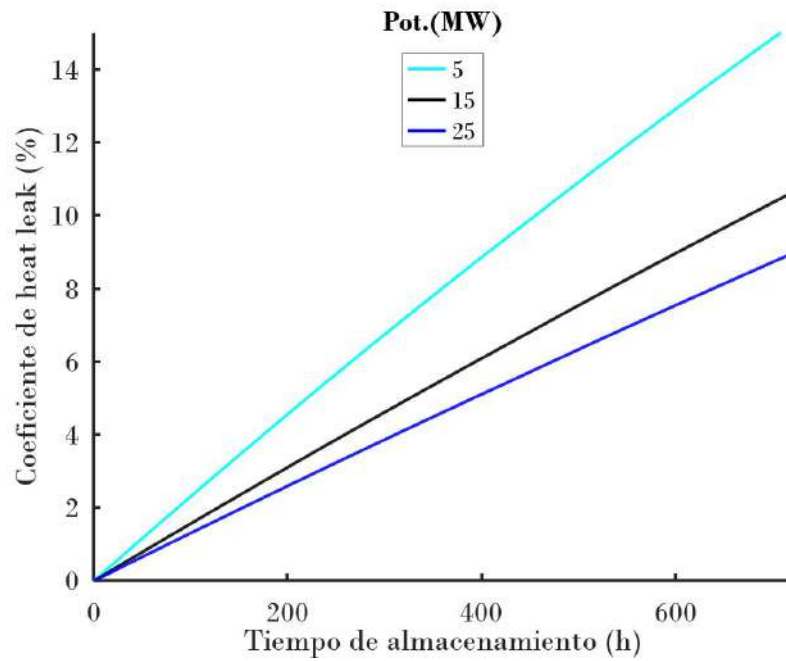


Figura 7.17: Efecto del tiempo de almacenamiento en el *heat leak* para diferentes niveles de potencia.

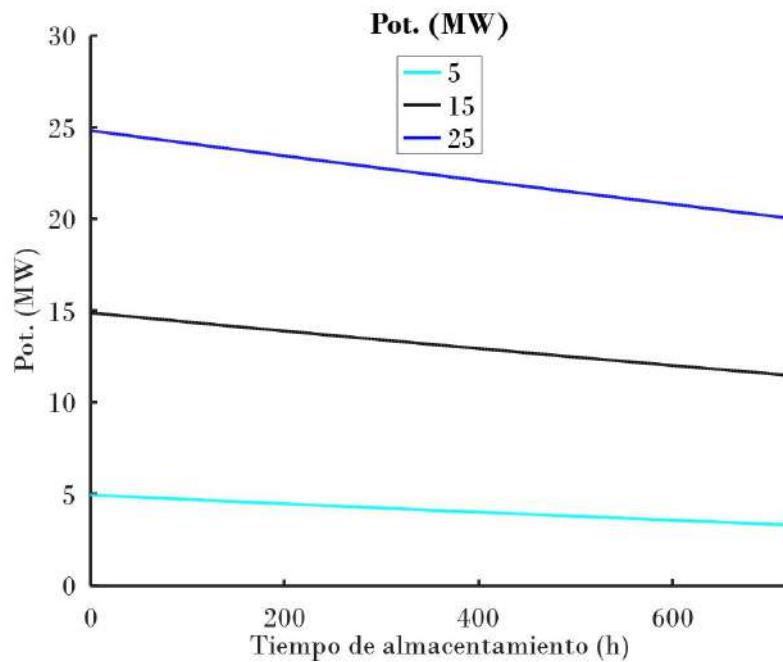


Figura 7.18: Efecto del tiempo de almacenamiento en la potencia para diferentes tamaños de planta.

Si se evalúa el efecto de las irreversibilidades, se puede ver en la Fig. 7.15 como las irreversibilidades internas (α_x de modo tal que $\varepsilon_{c,t} = 1 - \alpha_x$ y $\Delta P_i = 1 - (1 - \alpha_x/5)^{1/k}$)

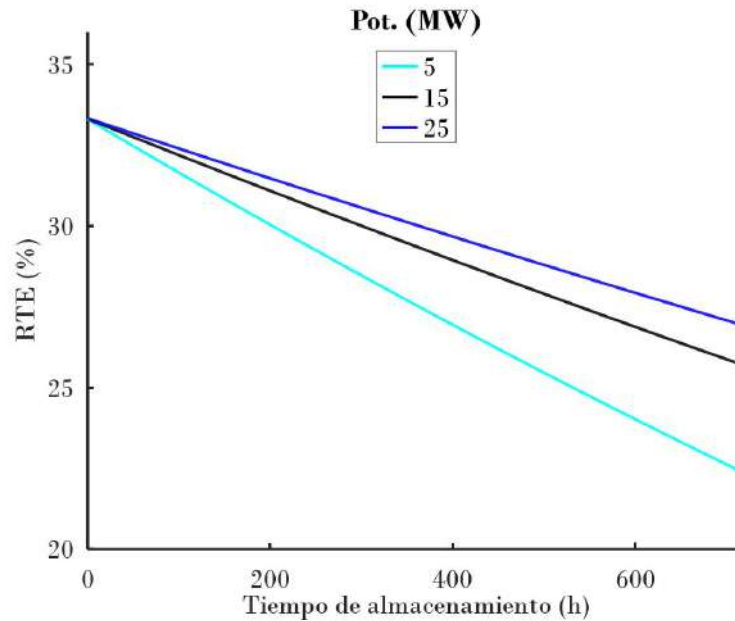


Figura 7.19: Efecto del tiempo de almacenamiento sobre la RTE para diferentes niveles de potencia.

son determinantes en la *RTE* y la incidencia de la eficiencia de los intercambiadores en la Fig. 7.16, tomada como irreversibilidad externa (β_x de modo tal que $\varepsilon_{H,L} = 1 - \beta_x$), resulta bastante menor. Como el efecto del *heat leak* ocurre mayormente durante los períodos de almacenamiento y espera, las diferencias en los procesos de compresión, expansión e intercambio de calor no influyen mayormente en el tiempo y las curvas se ven prácticamente paralelas entre sí.

Para el análisis de la influencia del tamaño sobre las pérdidas de calor, se realizaron simulaciones para 5, 15 y 25 MW con aislamiento fijo de 0,6 m y 0,4 m para el tanque de metanol. Cuando se evalúa el *heat leak* en la Fig. 7.17, la potencia en la Fig. 7.18 y la *RTE* en la Fig. 7.19 para distintos tamaños de planta se observa como la pérdida resulta inferior al aumentar la potencia de la planta, beneficiándose la tecnología con una caída menor de la energía que puede recuperarse del sistema y la mayor *RTE*. Esta tendencia se debe a la mejora en la relación de la masa contenida en el reservorio respecto al área de transferencia con el ambiente.

El efecto del coeficiente de *heat leak* para un planta de 5 MW, que alcanzó valores del orden de un 20 % para los tanques de almacenamiento, un 15 % en los de espera y un 10 % en el de metanol luego de un mes de líquido estacionado, afecta la *RTE* aproximadamente en un 0,4 % diario para un espesor medio del orden del 10 % del diámetro, por lo que trabajar con espesores mayores puede resultar interesante a la hora de mejorar el rendimiento de la tecnología. Los resultados se ven favorecidos cuando se incrementa el tamaño de la central de almacenamiento PHES.

7.2. Sistema Rankine líquido.

Una de las ventajas de los sistemas PHES Rankine, especialmente cuando se utilizan CO₂ y agua caliente, es que opera a temperaturas más bajas que otras tecnologías PHES y las pérdidas al medio ambiente serán menores. Esta ventaja da lugar a períodos de almacenamiento más largos. Otro beneficio clave es que se trabaja a temperaturas cercanas a la ambiente donde no se dan problemas de cristalización, a diferencia de la disposición de PHES de Brayton, donde se debe evitar la cristalización del fluido de almacenamiento en el período de espera. En cuanto a la temperatura del depósito de hielo, se supone que al menos a corto plazo se mantiene constante ya que siempre se encuentra en la zona de cambio de fase y por lo tanto, la *RTE* no será afectada.

En esta sección se presenta el mismo análisis que para el sistema Brayton utilizando tanques de las características de la Tabla 7.4 para una planta de 2 MW. Al evaluar el *heat leak* de este sistema con el paso del tiempo utilizando el modelo de transferencia de calor del Capítulo 5 a través de las paredes y las tapas del tanque se puede estimar como afecta la pérdida a la *RTE* a lo largo del tiempo. Se presenta en las figuras 7.20 y 7.21 la variación del coeficiente de *heat leak* descrito en la ecuación para distintos espesores de un revestimiento de lana mineral (2,5 %, 5,0 % y 10 % del diámetro interno) para el mes crítico del invierno y una comparativa con el verano. Se puede ver, como en el caso Brayton, que la pérdida disminuye con la cantidad de aislante que cubre la pared y que el *heat leak* es mayor en invierno, pero su variación no será determinante de un efecto importante en la *RTE* comparando una estación con otra.

Tabla 7.4: Temperaturas y presiones para el sistema Rankine del ejemplo de la Tabla 7.4 con dióxido de carbono como fluido de trabajo y agua y lechada de hielo como medios de almacenamiento. Ciclo bomba de calor y motor térmico.

m_H (kg/s) = 53,8	P^1 (MPa) = 0,2	P^2 (MPa) = 0,1	M_H (ton) = 968	V_H (m ³) = 969
m_L (kg/s) = 593	Ice_0 = 30 %	Sal_0 = 8 %	M_L (ton) = 10667	V_L (m ³) = 10597

Al igual que con los ciclos Brayton, el clima influye en el desempeño de la tecnología por largos períodos y el espesor del aislamiento aplicado es determinante para este efecto. Por lo tanto, es importante preocuparse por el compromiso de mantener los tanques de almacenamiento con el menor nivel de pérdidas a costa de mayores costos de aislamiento. Como el caso anterior, también se puede observar que las condiciones climáticas de invierno y verano no muestran una diferencia significativa.

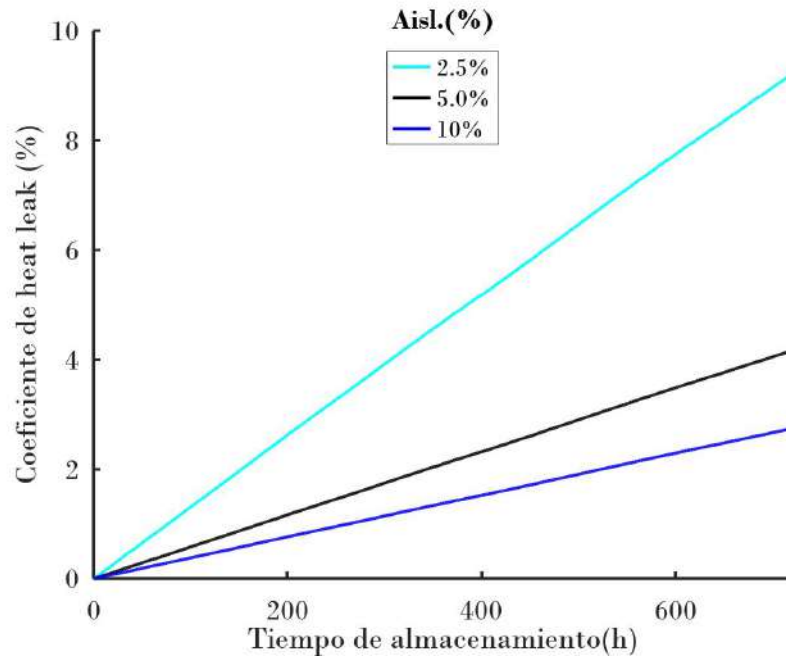


Figura 7.20: Variaciones del coeficiente de *heat leak* en invierno con el tiempo para el tanque de agua presión para distintos espesores de lana de vidrio. Se utiliza el ejemplo de la Tabla 7.4

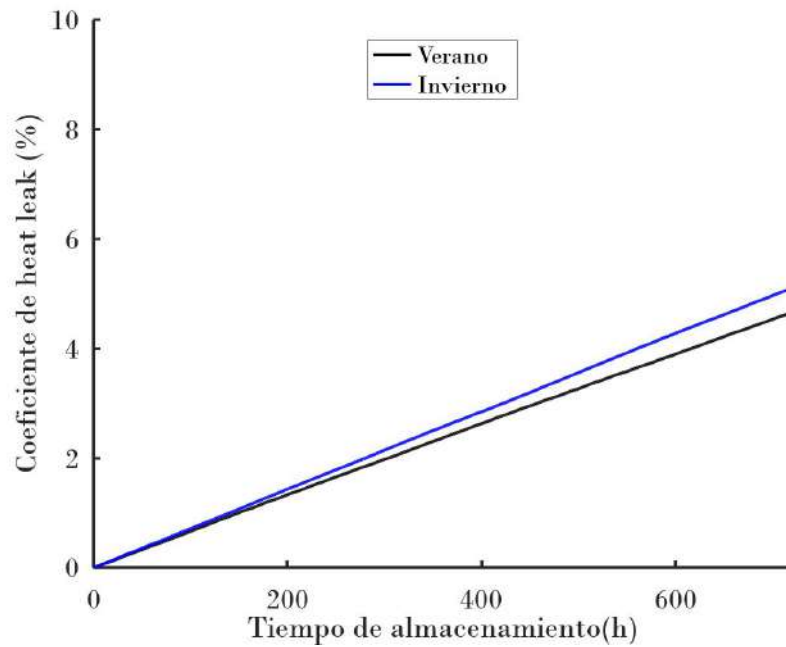


Figura 7.21: Variaciones del coeficiente de *heat leak* con el tiempo en invierno y verano para el tanque de agua presión del ejemplo de la Tabla 7.4. Comparativa para un espesor del 5% del diámetro.

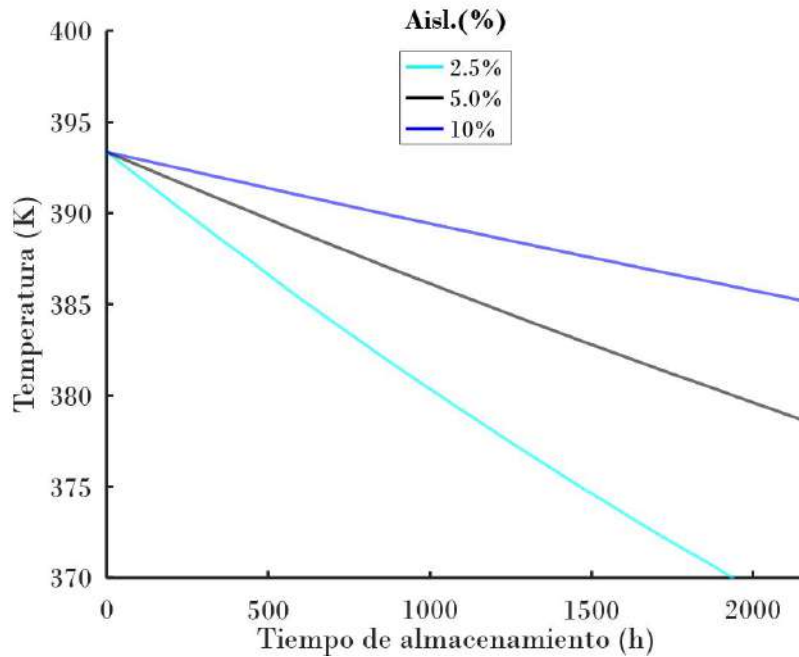


Figura 7.22: Descenso de temperatura con el tiempo del agua caliente del ejemplo de la Tabla 7.4 para diferentes espesores de aislamiento.

En resumen, la pérdida por *heat leak* no resulta importante cuando se opera en ciclos cortos, de pocas horas o días, no obstante, es vital mantener un aislamiento de buen espesor en los tanques para optimizar el sistema en aquellas situaciones de largos períodos de almacenamiento.

La Fig. 7.22 muestra cómo se verá afectada la temperatura del agua caliente que servirá para calentar el gas de trabajo que, ante una demanda de electricidad, será expandido en la turbina. Como se vio en el Capítulo 6, cuanto menor sea esta temperatura, menor será el *RTE* y la potencia recatada del sistema. Se observa que para los espesores mayores se puede pasar hasta tres meses sin un descenso significativo de la temperatura y que para períodos cortos las curvas mantienen el comportamiento lineal.

En el gráfico de la Fig. 7.23 se presenta como se ve afectada la *RTE* para tres meses de invierno con distintos espesores de aislamiento. Se observa que el descenso no es lo suficientemente importante cuando se tiene un buen nivel de recubrimiento de las paredes. Para un espesor de un 10% el descenso en tres meses ronda un 5%.

Por último se presentan en la Fig. 7.24 el efecto del *heat leak* para varias potencias de planta. Se realiza el análisis para 5, 15 y 25 MW con aislamiento fijo del 5% para el tanque de agua caliente. Del mismo modo que para el sistema con sales solares, cuando se evalúa el *heat leak* y la potencia para distintos tamaños de planta se observa que la fuga de calor resulta inferior al incrementar la potencia nominal.

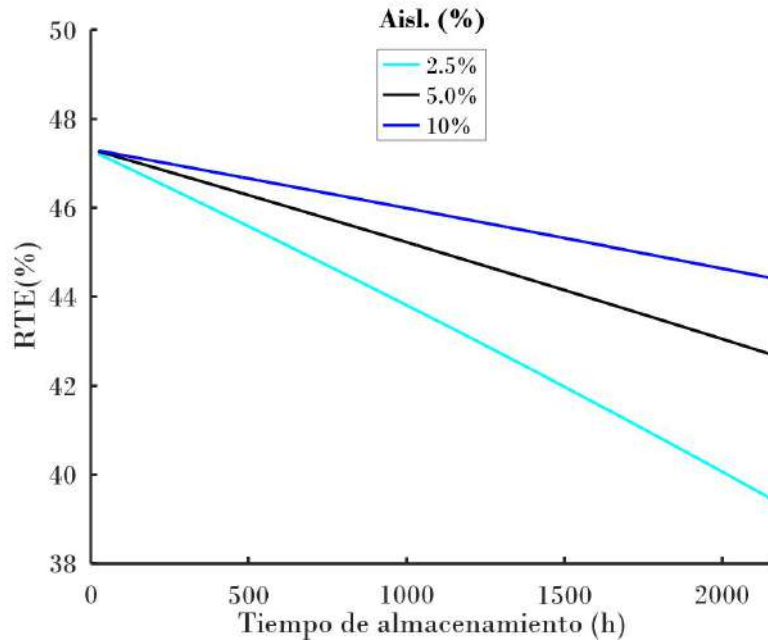


Figura 7.23: Variación de la RTE con el tiempo de almacenamiento para diferentes espesores de aislamiento del ejemplo de la Tabla 7.4.

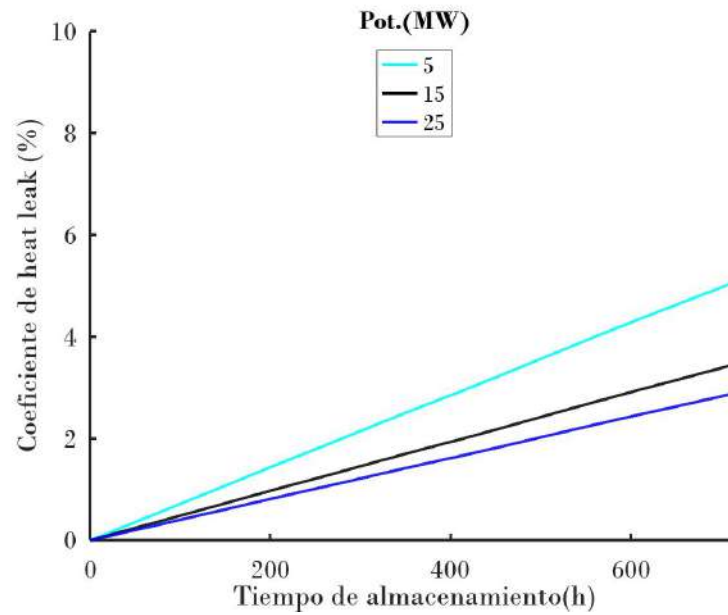


Figura 7.24: Efecto del tiempo de almacenamiento sobre el *heat leak* para varios tamaños de planta.

A mayor tamaño, porcentualmente más energía puede obtenerse de la planta y mayor será la *RTE*.

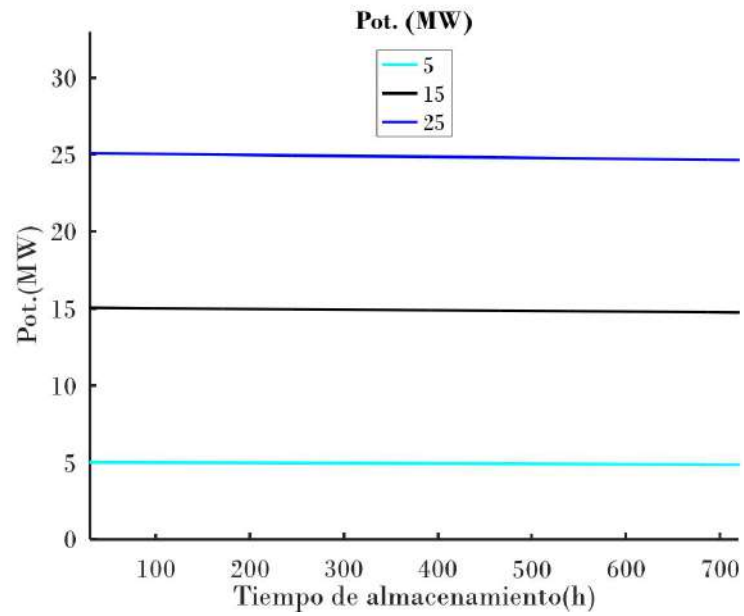


Figura 7.25: Efecto del tiempo de almacenamiento sobre la potencia para varios tamaños de planta.

En resumen, en el caso del sistema Rankine con agua presurizada el efecto del *heat leak* es compensado con menores espesores de aislamiento respecto al Brayton con sales solares y se evita además el problema de la cristalización para el rango operativo usual.

Capítulo 8

Conclusiones y consideraciones finales.

El almacenamiento de energía es el elemento clave para seguir promoviendo las diversas formas de producción de energía eléctrica de origen renovable y la erradicación del uso de los combustibles fósiles. El almacenamiento proporciona valor de diversas maneras, como a través del arbitraje, el alivio de la congestión de la red o los aplazamientos de inversiones que permiten hacer frente al constante incremento de la demanda.

Hasta hace pocos años el almacenamiento de energía a nivel mundial se vino manifestando tímidamente a través de la tecnología de bombeo hidráulico (PHS) hasta el reciente impulso masivo de las baterías químicas. La mayoría del resto de las tecnologías a la fecha no están técnicamente desarrolladas y comercialmente disponibles por lo que la mayor parte de ellas, según la revisión bibliográfica, siguen siendo una solución costosa y se necesita más esfuerzo en investigación sobre su rendimiento, ciclos de vida y confiabilidad.

Dentro de este marco, el almacenamiento de electricidad a través de sistemas con bombas de calor PHES se presenta como una tecnología atractiva dados sus amplios beneficios. Sin embargo, se deben realizar varios estudios de factibilidad para seleccionar la configuración óptima de la planta, la estrategia de control más adecuada, los ciclos de trabajo, el fluido de transferencia de calor y los materiales de almacenamiento, ya sean sólidos o líquidos. Por estas razones, en la presente Tesis se ha introducido el modelado de PHES con termodinámica de tiempos finitos y se ha probado para varios esquemas del sistema que soportan tanto las dificultades como las distintas bondades y beneficios de la tecnología.

Con el uso de la termodinámica de tiempos finitos se construyó un modelo base que fue resuelto utilizando el software Octave y las tablas Coolprop. A través

de dicho modelo se estudió la influencia de una serie de variables de diseño en el comportamiento del sistema PHES mediante estudios paramétricos. Esto proporcionó una comprensión de la importancia de ciertas variables y cómo pueden afectar el diseño óptimo.

En cuanto a los ciclos del tipo Brayton líquido los valores pronosticados dependen en gran medida de los parámetros que explican las irreversibilidades. En términos generales, los valores predichos de *RTE* están en el rango 20–40 % y se obtiene una leve mejora debido al uso de gases monoatómicos y sales que soporten temperaturas superiores y por el mayor acoplamiento de los ciclos al utilizar un regenerador. Para el caso del almacenamiento sólido, se observa que el mayor rango de temperaturas de trabajo respecto al líquido incrementa los rendimientos a un 50-60 %. El desarrollo de sólidos con mayor resistencia a la temperatura, como la Magnesia, aporta los mejores resultados.

Para el sistema Rankine con fluidos transcríticos los valores de eficiencia obtenidos están cercanos al 50 % para el CO₂ con agua como medio de almacenamiento y 70 % para NH₃ con aceite térmico y son claramente superiores a los obtenidos con el sistema tipo Brayton con almacenamiento líquido. Las principales razones podrían ser la eliminación del uso del compresor en la descarga y la reducción de las fugas de calor ya que el modo Brayton requiere un almacenamiento a mayor temperatura utilizando sales fundidas en lugar de agua o aceites térmicos. Además, los fluidos se espera sean más caros (el agua es más barata que las sales fundidas) y el rango operativo no da lugar a los problemas de cristalización que ocurría en el modo Brayton. Sin embargo, las inseguridades por las altas presiones de operación implican que la tecnología necesita ser evaluada más a fondo, particularmente desde un punto de vista económico.

En relación a las pérdidas energéticas de la tecnología en general, en todos los casos se ha encontrado que las asociadas a irreversibilidades internas provenientes de compresiones y expansiones son las más relevantes. La reducción de la *RTE* puede alcanzar hasta un 30 % bajando las eficiencias isentrópicas únicamente en un 10 %. Las pérdidas de carga sólo tienen influencia en lechos de rocas con largos recorridos del gas de trabajo por el reservorio. La eficiencia de intercambio térmico tiene un impacto inferior al de las máquinas, pero no deja de ser significativo. Todos los sistemas Brayton y Rankine, en mayor o menor grado, se ven favorecidos por el incremento en la temperatura del tanque de almacenamiento y la reducción en el reservorio frío.

En lo que refiere al estudio de las pérdidas temporales de energía, en el modelo de análisis propuesto en esta Tesis se da la posibilidad de analizar la evolución de la *RTE* de un modo replicable para cualquier tipo de líquido. Para el estudio del

heat leak en tanques con sales de nitrato como medio de almacenamiento y metanol como fluido frío se logró analizar la disminución de la eficiencia con el paso del tiempo. Las simulaciones muestran que, para este modo de operación, no hay riesgo de cristalización de la sal durante períodos de espera de alrededor de un mes. En términos generales, el efecto del coeficiente de heat leak considerado para una planta de 5 MW, alcanzó valores de alrededor del 20 % para los tanques de almacenamiento, 15 % para los tanques de espera y 10 % para el tanque de metanol después de un mes. Este caso se afecta la *RTE* en aproximadamente 0,4 % por día para un espesor medio de alrededor del 10 % del diámetro, por lo que trabajar con espesores mayores puede ser interesante a la hora de mejorar el rendimiento de la tecnología. Además, los resultados se ven favorecidos cuando se aumenta el tamaño de la planta de almacenamiento de PHES. En cuanto a las pérdidas para el caso del sistema con ciclos Rankine, las pérdidas resultan bastante inferiores. En particular, para una planta de 5 MW con CO₂ como fluido de trabajo, el coeficiente de heat leak para el tanque de agua asciende hasta el 5 % después de un mes cambiando la *RTE* en el orden de 0,04 % por día para un espesor medio de alrededor del 5 % del diámetro del tanque.

El presente trabajo podría mejorarse en diferentes líneas de acción como:

- Evaluar la posibilidad de intercambiar tecnologías, fluidos de trabajo y medios de almacenamiento, mezclando por ejemplo, reservorios sólidos con líquidos en búsqueda de la estructura de mejor rendimiento.-
- Incluir equipos adicionales que permitan el incremento del rendimiento o facilitar su uso como lo es agregado de calentadores eléctricos, usar tanques en serie, ciclar reservorios o duplicar compresores y turbinas.-
- Analizar el impacto económico en cuanto a beneficios y probables inversiones para poder comparar en profundidad la conveniencia de esta tecnología frente a otras que cumplen el mismo objetivo.-
- Realizar un análisis más profundo de cómo optimizar las eficiencias isentrópicas con el fin de mejorar la *RTE*. Esto podría introducir comportamientos sutiles en los modos de carga y descarga.-
- Realizar un estudio en profundidad de las pérdidas de autodescarga de los tanques en los sistemas de almacenamiento de sólido.-

En conclusión, casi todas las tecnologías alternativas de almacenamiento de electricidad a granel muestran una cierta dependencia de la ubicación que puede dificultar su despegue. Las estimaciones de eficiencia, cuando se combinan con las atractivas previsiones de inversiones sugeridas en diversos artículos, la disponibilidad de los materiales y los altos ciclos de vida indican que los sistemas PHES pueden con-

vertirse en una tecnología a seleccionar sin considerar su naturaleza ambientalmente benigna e independiente del sitio.

En definitiva, en comparación con PHS, CAES, baterías y otras configuraciones; los esquemas PHES presentados en este trabajo, a pesar de la eficiencia round trip moderada, son capaces de competir en base a sus innumerables beneficios por un lugar en el futuro de las matrices energéticas a nivel mundial.

Artículos publicados en revistas académicas a partir de esta Tesis.

Como autor principal

D. Salomone-González, J. González-Ayala, A. Medina, J. M. Roco, P. L. Curto-Risso, and A. Calvo Hernández, "Pumped heat energy storage with liquid media: Thermodynamic assessment by a Brayton-like model", *Energy Conversion and Management*, vol. 226, no. August, p. 113540, 2020.

D. Salomone-González, P. Curto-Risso, and F. Favre, "Modeling of heat leak effect in round trip efficiency for Brayton pumped heat energy storage with liquid media, by cooling and heating of the reservoirs tanks," *Journal of Energy Storage*, vol. 46, no. December 2021, p. 103793, 2022.

D. Salomone-González, P. L. Curto-Risso, A. Calvo Hernández, A. Medina, J. M. Roco, and J. González-Ayala, "Pumped heat energy storage with liquid media: Thermodynamic assessment by a transcritical Rankine-like model," *Journal of Energy Storage*, vol. 56, no. PB, p. 105966, 2022.

Como colaborador

J. González, D. Salomone González, A. Medina Domínguez, J. Roco, P. L. Curto-Risso, and A. Calvo Hernández, "Multicriteria optimization of Brayton-like pumped thermal electricity storage with liquid media," *Journal of Energy Storage*, vol. 44, no. PA, p. 103242, 2021.

Referencias bibliográficas

- [1] K. Attonaty, P. Stouffs, J. Pouvreau, J. Oriol, and A. Deydier, “Thermodynamic analysis of a 200 MWh electricity storage system based on high temperature thermal energy storage,” *Energy*, vol. 172, pp. 1132–1143, 2019.
- [2] EHPA, “The European Heat Pump Market and Statistics Report 2018,” 2018.
- [3] M. C. Argyrou, P. Christodoulides, and S. A. Kalogirou, “Energy storage for electricity generation and related processes: Technologies appraisal and grid scale applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 94, no. November 2017, pp. 804–821, 2018.
- [4] C. Lopez Jimeno, “Guía de almacenamiento de la Energía,” *Fenercom*, 2010.
- [5] P. L. Curto-Risso, *Simulación numérica y modelización teórica de un ciclo tipo Otto irreversible*. PhD thesis, 2009.
- [6] S. C. Kaushik, S. K. Tyagi, and P. Kumar, *Finite time thermodynamics of power and refrigeration cycles*. 2017.
- [7] D. Roskosch and B. Atakan, “Pumped heat electricity storage: Potential analysis and orc requirements,” *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 1026–1033, 2017.
- [8] S. Staub, P. Bazan, K. Braimakis, D. Müller, C. Regensburger, D. Scharrer, B. Schmitt, D. Steger, R. German, S. Karellas, M. Pruckner, E. Schlücker, S. Will, and J. Karl, “Reversible heat pump-organic rankine cycle systems for the storage of renewable electricity,” *Energies*, vol. 11, no. 6, 2018.
- [9] X. Luo, J. Wang, M. Dooner, and J. Clarke, “Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation,” *Applied Energy*, vol. 137, pp. 511–536, 2015.
- [10] I. Hadjipaschalis, A. Poullikkas, and V. Efthimiou, “Overview of current and future energy storage technologies for electric power applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 6-7, pp. 1513–1522, 2009.

- [11] H. Chen, T. N. Cong, W. Yang, C. Tan, Y. Li, and Y. Ding, “Progress in electrical energy storage system: A critical review,” *Progress in Natural Science*, vol. 19, no. 3, pp. 291–312, 2009.
- [12] M. Lynch, M. T. Devine, and V. Bertsch, “The role of power-to-gas in the future energy system: Market and portfolio effects,” *Energy*, vol. 185, pp. 1197–1209, 2019.
- [13] A. B. Gallo, J. R. Simões-Moreira, H. K. Costa, M. M. Santos, and E. Moutinho dos Santos, “Energy storage in the energy transition context: A technology review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 65, pp. 800–822, 2016.
- [14] A. Benato and A. Stoppato, “Pumped Thermal Electricity Storage: A technology overview,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 6, pp. 301–315, 2018.
- [15] H. Ibrahim, A. Ilinca, and J. Perron, “Energy storage systems-Characteristics and comparisons,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 5, pp. 1221–1250, 2008.
- [16] S. S. Parker, A. Long, C. Lhermitte, S. Vogel, M. Monreal, and J. M. Jackson, “Thermophysical Properties of Liquid Chlorides from 600 – 1600 K : Melt Point , Enthalpy of Fusion , and Volumetric Expansion,” *Journal of Molecular Liquids*, vol. 346, p. 118147, 2021.
- [17] W. D. Steinmann, “Thermo-mechanical concepts for bulk energy storage,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 75, no. July 2015, pp. 205–219, 2017.
- [18] R. Huggins, *Energy Storage Fundamentals, Materials and Applications*. 2th ed. ed., 2016.
- [19] A. Javanshir, N. Sarunac, and Z. Razzaghpanah, “Thermodynamic analysis of simple and regenerative Brayton cycles for the concentrated solar power applications,” *Energy Conversion and Management*, vol. 163, no. March, pp. 428–443, 2018.
- [20] J. M. P. Tournier and M. S. El-Genk, “Properties of noble gases and binary mixtures for closed Brayton Cycle applications,” *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 3, pp. 469–492, 2008.
- [21] K. Vignarooban, X. Xu, A. Arvay, K. Hsu, and A. M. Kannan, “Heat transfer fluids for concentrating solar power systems - A review,” *Applied Energy*, vol. 146, pp. 383–396, 2015.
- [22] P. Farres-Antunez, “Modelling and development of thermo-mechanical energy storage,” no. September, 2018.

- [23] R. B. Laughlin, “Pumped thermal grid storage with heat exchange,” *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 9, no. 4, pp. 1–16, 2017.
- [24] H. Habibi, M. Zoghi, A. Chitsaz, K. Javaherdeh, M. Ayazpour, and E. Bellos, “Working fluid selection for regenerative supercritical Brayton cycle combined with bottoming ORC driven by molten salt solar power tower using energy–exergy analysis,” *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 39, no. December 2019, p. 100699, 2020.
- [25] J. D. McTigue, A. J. White, and C. N. Markides, “Parametric studies and optimisation of pumped thermal electricity storage,” *Applied Energy*, vol. 137, pp. 800–811, 2015.
- [26] M. T. Ameen, Z. Ma, A. Smallbone, R. Norman, and A. P. Roskilly, “Demonstration system of pumped heat energy storage (PHES) and its round-trip efficiency,” *Applied Energy*, vol. 333, no. December 2022, p. 120580, 2023.
- [27] V. Fachbereich, M. S. Axel, and D. Aus Berlin, “Assessment of Pumped Heat Electricity Storage Systems through Exergoeconomic Analyses Bewertung von Strom-Wärme-Strom Speichersystemen mittels exergoökonomischer Analysen,” no. August, 2017.
- [28] G. Glatzmaier, “Summary Report for Concentrating Solar Power Thermal Storage Workshop,” *Contract*, no. August 2011, 2011.
- [29] Y. Ding and S. Riffat, “Thermochemical energy storage technologies for building applications: a state of the art review,” *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 8, no. 2, pp. 106–116, 2013.
- [30] S. Kuravi, D. Y. Goswami, E. K. Stefanakos, M. Ram, C. Jotshi, J. Trahan, P. Sridharan, M. Rahman, and B. Krakow, “THERMAL ENERGY STORAGE FOR CONCENTRATING SOLAR POWER PLANTS Sarada Kuravi, D. Yogi Goswami, Elias K. Stefanakos, Manoj Ram, Chand Jotshi, Swetha Pendyala, Jamie Trahan, Prashanth Sridharan, Muhammad Rahman and Burton Krakow Clean Energy Research Center, U,” *Technology & Innovation*, vol. 14, no. February, pp. 81–91, 2012.
- [31] E. Barbour, D. Mignard, Y. Ding, and Y. Li, “Adiabatic Compressed Air Energy Storage with packed bed thermal energy storage,” *Applied Energy*, vol. 155, pp. 804–815, 2015.
- [32] K. Lovegrove, A. Luzzi, and H. Kreetz, “The International Journal of Periodonics and ResloroMve Denlistry,” vol. 67, pp. 309–316, 2000.

- [33] T. Bergman and A. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*. 2017.
- [34] V. Aga, E. Conte, B. Burcker, M. Ramond, and R. Carroni, “Supercritical CO₂ based heat pump cycle for electrical energy storage for utility scale dispatchable renewable energy power plants GE Renewable Energy,” *The 5th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium*, p. 94, 2016.
- [35] N. Pflieger, T. Bauer, C. Martin, M. Eck, and A. Wörner, “Thermal energy storage - overview and specific insight into nitrate salts for sensible and latent heat storage,” *Beilstein Journal of Nanotechnology*, vol. 6, no. 1, pp. 1487–1497, 2015.
- [36] F. Zaversky, J. García-Barberena, M. Sánchez, and D. Astrain, “Transient molten salt two-tank thermal storage modeling for CSP performance simulations,” *Solar Energy*, vol. 93, pp. 294–311, 2013.
- [37] C. S. Turchi, J. Vidal, and M. Bauer, “Molten salt power towers operating at 600–650 °C: Salt selection and cost benefits,” *Solar Energy*, vol. 164, no. March, pp. 38–46, 2018.
- [38] A. G. Fernández, S. Ushak, H. Galleguillos, and F. J. Pérez, “Development of new molten salts with LiNO₃ and Ca(NO₃)₂ for energy storage in CSP plants,” *Applied Energy*, vol. 119, no. 3, pp. 131–140, 2014.
- [39] H. Zhang, J. Baeyens, G. Cáceres, J. Degreève, and Y. Lv, “Thermal energy storage: Recent developments and practical aspects,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 53, pp. 1–40, 2016.
- [40] L. Brawnell and E. Young, *Process Equipment Desing*. 1959.
- [41] D. González, *Diseño y cálculo de un tanque de almacenamiento de un fluido de alta temperatura*. PhD thesis, Universidad Politécnica de Madrid, España. Escuela técnica superior de ingenieros industriales, 2018.
- [42] J. D. McTigue, C. N. Markides, and A. J. White, “Performance response of packed-bed thermal storage to cycle duration perturbations,” *Journal of Energy Storage*, vol. 19, no. September, pp. 379–392, 2018.
- [43] T. Esence, A. Bruch, J. F. Fourmigué, and B. Stutz, “A versatile one-dimensional numerical model for packed-bed heat storage systems,” *Renewable Energy*, vol. 133, pp. 190–204, 2019.
- [44] M. Abarr, J. Hertzberg, and L. D. Montoya, “Pumped Thermal Energy Storage and Bottoming System Part B: Sensitivity analysis and baseline performance,” *Energy*, vol. 119, pp. 601–611, 2017.

- [45] D. Cocco and F. Serra, “Performance comparison of two-tank direct and thermocline thermal energy storage systems for 1MWe class concentrating solar power plants,” *Energy*, vol. 81, pp. 526–536, 2015.
- [46] A. Dietrich, F. Dammel, and P. Stephan, “Exergoeconomic analysis of a Pumped Heat Electricity Storage system with concrete thermal energy storage,” *International Journal of Thermodynamics*, vol. 19, no. 1, pp. 43–51, 2016.
- [47] A. White, J. McTigue, and C. Markides, “Wave propagation and thermodynamic losses in packed-bed thermal reservoirs for energy storage,” *Applied Energy*, vol. 130, pp. 648–657, 2014.
- [48] S. Soprani, F. Marongiu, L. Christensen, O. Alm, K. D. Petersen, T. Ulrich, and K. Engelbrecht, “Design and testing of a horizontal rock bed for high temperature thermal energy storage,” *Applied Energy*, vol. 251, no. November 2018, p. 113345, 2019.
- [49] A. L. Avila-Marin, M. Alvarez-Lara, and J. Fernandez-Reche, “A regenerative heat storage system for central receiver technology working with atmospheric air,” *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 705–714, 2014.
- [50] I. Sarbu and C. Sebarchievici, “A comprehensive review of thermal energy storage,” *Sustainability (Switzerland)*, vol. 10, no. 1, 2018.
- [51] D. Fernandes, F. Pitié, G. Cáceres, and J. Baeyens, “Thermal energy storage: How previous findings determine current research priorities,” *Energy*, vol. 39, no. 1, pp. 246–257, 2012.
- [52] A. Meier, C. Winkler, and D. Wullemmin, “Experiment for modelling high temperature rock bed storage,” *Solar Energy Materials*, vol. 24, no. 1-4, pp. 255–264, 1991.
- [53] T. Esence, A. Bruch, S. Molina, B. Stutz, and J. F. Fourmigué, “A review on experience feedback and numerical modeling of packed-bed thermal energy storage systems,” *Solar Energy*, vol. 153, pp. 628–654, 2017.
- [54] T. R. Davenne, S. D. Garvey, B. Cardenas, and M. C. Simpson, “The cold store for a pumped thermal energy storage system,” *Journal of Energy Storage*, vol. 14, pp. 295–310, 2017.
- [55] A. Benato and A. Stoppato, “Heat transfer fluid and material selection for an innovative Pumped Thermal Electricity Storage system,” *Energy*, vol. 147, pp. 155–168, 2018.

- [56] M. Morandin, F. Maréchal, M. Mercangöz, and F. Buchter, “Conceptual design of a thermo-electrical energy storage system based on heat integration of thermodynamic cycles - Part A: Methodology and base case,” *Energy*, vol. 45, no. 1, pp. 375–385, 2012.
- [57] Y. y. Cengel, “Tablas Y Diagramas De Propiedades (Sistema Internacional),” p. 854.
- [58] A. Thess, “Thermodynamic efficiency of pumped heat electricity storage,” *Physical Review Letters*, vol. 111, no. 11, pp. 1–5, 2013.
- [59] P. Vinnemeier, M. Wirsum, D. Malpiece, and R. Bove, “Integration of heat pumps into thermal plants for creation of large-scale electricity storage capacities,” *Applied Energy*, vol. 184, pp. 506–522, 2016.
- [60] J. Guo, L. Cai, J. Chen, and Y. Zhou, “Performance evaluation and parametric choice criteria of a Brayton pumped thermal electricity storage system,” *Energy*, vol. 113, pp. 693–701, 2016.
- [61] A. V. Olympios, J. D. McTigue, P. Farres-Antunez, A. Tafone, A. Romagnoli, Y. Li, Y. Ding, W.-D. Steinmann, L. Wang, H. Chen, and C. N. Markides, “Progress and prospects of thermo-mechanical energy storage—a critical review,” *Progress in Energy*, vol. 3, no. 2, p. 022001, 2021.
- [62] IRENA, *Electricity storage and renewables: Costs and markets to 2030*. No. October, 2017.
- [63] T. Desrues, J. Ruer, P. Marty, and J. F. Fourmigué, “A thermal energy storage process for large scale electric applications,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 5, pp. 425–432, 2010.
- [64] A. J. White, G. Parks, and C. N. Markides, “Thermodynamic analysis of pumped thermal electricity storage,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 53, no. 2, pp. 291–298, 2013.
- [65] F. Ni and H. S. Caram, “Analysis of pumped heat electricity storage process using exponential matrix solutions,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 84, pp. 34–44, 2015.
- [66] J. Howes, “Concept and development of a pumped heat electricity storage device,” *Proceedings of the IEEE*, vol. 100, no. 2, pp. 493–503, 2012.
- [67] P. Farres-antunez and A. J. White, “A pumped thermal energy storage cycle with capacity for concentrated solar power integration,” no. March 2020, 2019.

- [68] R. Ferri, A. Cammi, and D. Mazzei, “Molten salt mixture properties in RELAP5 code for thermodynamic solar applications,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, no. 12, pp. 1676–1687, 2008.
- [69] J. Hemrle, M. Mercangoez, and L. Kaufmann, “Patent Application Publication (10) Pub. No.: US 2012/0080168 A1,” 2012.
- [70] J. Hemrle, M. Mercangoez, and L. Kaufmann, “Patent Application Publication (10) Pub. No.: US 2012/0222423 A1,” 2012.
- [71] M. Morandin, F. Maréchal, F. Buchter, and M. Mercangöz, “Conceptual design of a thermo-electrical energy storage system based on heat integration of thermodynamic cycles - Part B: Studying alternative system configurations,” *Proceedings of the 24th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS 2011*, vol. 45, no. 1, pp. 2497–2511, 2011.
- [72] M. Morandin, M. Mercangöz, J. Hemrle, F. Maréchal, and D. Favrat, “Thermoeconomic design optimization of a thermo-electric energy storage system based on transcritical CO₂ cycles,” *Energy*, vol. 58, pp. 571–587, 2013.
- [73] M. H. Kim, J. Pettersen, and C. W. Bullard, *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*, vol. 30. 2004.
- [74] R. La Fauci, B. Heimbach, E. Kaffe, F. Kienzle, and L. Küng, “Feasibility study of an electrothermal energy storage in the city of Zurich,” *IET Conference Publications*, vol. 2013, no. 615 CP, 2013.
- [75] A. Koen, P. Farres-Antunez, and A. J. White, “A study of working fluids for transcritical pumped thermal energy storage cycles,” 2019.
- [76] W. D. Steinmann, “The CHEST (Compressed Heat Energy Storage) concept for facility scale thermo mechanical energy storage,” *Energy*, vol. 69, pp. 543–552, 2014.
- [77] J. M. M. Roco, S. Velasco, A. Medina, and A. C. Herna, “Optimum performance of a regenerative Brayton thermal cycle,” vol. 82, no. September 1997, pp. 2735–2741, 2001.
- [78] S. Sanchez, A. Medina, and A. Calvo Hernandez, “Thermodynamic model and optimization of a multistep irreversible Brayton cycle,” *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 11, pp. 2134–2143, 2010.

- [79] S. Sanchez, *Modelización, análisis y optimización termodinámica de plantas de Potencia multietapa tipo Brayton*. PhD thesis, Universidad de Salamanca, 2012.
- [80] H. Struchtrup, *Thermodynamics and Energy Conversion*. University of Victoria British Columbia Canada: Springer, 2014.
- [81] S. Álvarez, *Análisis exergético de sistemas de almacenamiento de energía a gran escala mediante bombas de calor, utilizando CO₂ como fluido de trabajo*. PhD thesis, 2018.
- [82] D. Kern, H. Wahid, S. Ahmad, M. A. M. Nor, and M. A. Rashid, “Procesos Transf.Erencia De Calor,” *Jurnal Ekonomi Malaysia*, vol. 51, no. 2, pp. 39–54, 2017.
- [83] N. Mahdavi and S. Khalilarya, “A novel method for assessment of pinch point characteristics of heat exchangers with different combinations of pure fluid and binary mixture as hot and cold streams,” *Energy Conversion and Management*, vol. 181, no. December 2018, pp. 342–358, 2019.
- [84] H. H. Zhu, K. Wang, and Y. L. He, “Thermodynamic analysis and comparison for different direct-heated supercritical CO₂ Brayton cycles integrated into a solar thermal power tower system,” *Energy*, vol. 140, pp. 144–157, 2017.
- [85] P. Farres-Antunez, H. Xue, and A. J. White, “Thermodynamic analysis and optimisation of a combined liquid air and pumped thermal energy storage cycle,” *Journal of Energy Storage*, vol. 18, no. April, pp. 90–102, 2018.
- [86] M. Moran and H. Shapiro, “Fundamentos de Termodinámica Básica,” pp. 19,20, 2004.
- [87] M. Y. Haller, C. A. Cruickshank, W. Streicher, S. J. Harrison, E. Andersen, and S. Furbo, “Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes - Review and theoretical comparison,” *Solar Energy*, vol. 83, no. 10, pp. 1847–1860, 2009.
- [88] B. Cárdenas, T. R. Davenne, J. Wang, Y. Ding, Y. Jin, H. Chen, Y. Wu, and S. D. Garvey, “Techno-economic optimization of a packed-bed for utility-scale energy storage,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 153, no. February, pp. 206–220, 2019.
- [89] A. J. White, “Loss analysis of thermal reservoirs for electrical energy storage schemes,” *Applied Energy*, vol. 88, no. 11, pp. 4150–4159, 2011.

- [90] H. Bindra, P. Bueno, J. F. Morris, and R. Shinnar, “Thermal analysis and exergy evaluation of packed bed thermal storage systems,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 52, no. 2, pp. 255–263, 2013.
- [91] T. R. Davenne and B. M. Peters, “An Analysis of Pumped Thermal Energy Storage With De-coupled Thermal Stores,” *Frontiers in Energy Research*, vol. 8, no. August, pp. 1–22, 2020.
- [92] J. Kalra, G. Raghav, and M. Nagpal, “Parametric study of stratification in packed bed sensible heat, solar energy storage system,” *Applied Solar Energy (English translation of Geliotekhnika)*, vol. 52, no. 4, pp. 259–264, 2016.
- [93] J. D. McTigue, T. Fehenberger, and A. Alvarado, “Analysis and optimisation of thermal energy storage,” vol. 2018, no. July, pp. 1–4, 2018.
- [94] K. G. Schmidt, *VDI Heat Atlas*. second ed., 2010.
- [95] A. Gautam and R. P. Saini, “A review on technical, applications and economic aspect of packed bed solar thermal energy storage system,” *Journal of Energy Storage*, vol. 27, no. October 2019, p. 101046, 2020.
- [96] T. Katona and T. Nagy, “Full scale wear test with different hose liners,” *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe*, vol. 67, no. 1-2, pp. 22–26, 2014.
- [97] G. F. Frate, L. Ferrari, and U. Desideri, “Multi-criteria investigation of a pumped thermal electricity storage (PTES) system with thermal integration and sensible heat storage,” *Energy Conversion and Management*, vol. 208, no. October 2019, p. 112530, 2020.
- [98] M. Mercangöz, J. Hemrle, L. Kaufmann, A. Z’Graggen, and C. Ohler, “Electrothermal energy storage with transcritical CO₂ cycles,” *Energy*, vol. 45, no. 1, pp. 407–415, 2012.
- [99] Y. Chen, W. Pridasawas, and P. Lundqvist, “Dynamic simulation of a solar-driven carbon dioxide transcritical power system for small scale combined heat and power production,” *Solar Energy*, vol. 84, no. 7, pp. 1103–1110, 2010.
- [100] H. Yamaguchi, X. R. Zhang, K. Fujima, M. Enomoto, and N. Sawada, “Solar energy powered Rankine cycle using supercritical CO₂,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no. 17-18, pp. 2345–2354, 2006.
- [101] X. R. Zhang and H. Yamaguchi, “An experimental study on evacuated tube solar collector using supercritical CO₂,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, no. 10, pp. 1225–1233, 2008.

- [102] S. Thopam, *Carbon Dioxide, Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*. 2000.
- [103] E. Cayer, N. Galanis, M. Desilets, H. Nesreddine, and P. Roy, "Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source," *Applied Energy*, vol. 86, no. 7-8, pp. 1055–1063, 2009.
- [104] R. A. Cazar, "Construcción del Diagrama de Fases del Dióxido de Carbono," tech. rep., 2013.
- [105] Y. Hao, Q. He, and D. Du, "A trans-critical carbon dioxide energy storage system with heat pump to recover stored heat of compression," *Renewable Energy*, vol. 152, pp. 1099–1108, 2020.
- [106] B. D. Knodel, D. M. France, U. S. Choi, and M. W. Wambsganss, "Heat transfer and pressure drop in ice-water slurries," *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, no. 7, pp. 671–685, 2000.
- [107] Å. Melinder and E. Granryd, "Using property values of aqueous solutions and ice to estimate ice concentrations and enthalpies of ice slurries," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, no. 1, pp. 13–19, 2005.
- [108] I. H. Bell, W. Jorrit, S. Quolin, and V. Lemort, "Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp.," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 6, pp. 2498—2508, 2014.
- [109] G. B. Wang and X. R. Zhang, "Thermodynamic analysis of a novel pumped thermal energy storage system utilizing ambient thermal energy and LNG cold energy," *Energy Conversion and Management*, vol. 148, pp. 1248–1264, 2017.
- [110] J. L. Yang, Y. T. Ma, M. X. Li, and J. Hua, "Modeling and simulating the transcritical CO₂ heat pump system," *Energy*, vol. 35, no. 12, pp. 4812–4818, 2010.
- [111] X. R. Zhang, H. Yamaguchi, D. Uneno, K. Fujima, M. Enomoto, and N. Sawada, "Analysis of a novel solar energy-powered Rankine cycle for combined power and heat generation using supercritical carbon dioxide," *Renewable Energy*, vol. 31, no. 12, pp. 1839–1854, 2006.
- [112] J. Schulte-Fischedick, R. Tamme, and U. Herrmann, "CFD analysis of the cool down behaviour of molten salt thermal storage systems," *2008 Proceedings of the 2nd International Conference on Energy Sustainability, ES 2008*, vol. 2, pp. 515–524, 2009.

- [113] Z. Wan, J. Wei, M. A. Qaisrani, J. Fang, and N. Tu, “Evaluation on thermal and mechanical performance of the hot tank in the two-tank molten salt heat storage system,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 167, no. December 2019, p. 114775, 2020.
- [114] A. K. Araújo and G. I. Medina T., “Analysis of the effects of climatic conditions, loading level and operating temperature on the heat losses of two-tank thermal storage systems in CSP,” *Solar Energy*, vol. 176, no. September, pp. 358–369, 2018.
- [115] C. Suárez, A. Iranzo, F. J. Pino, and J. Guerra, “Transient analysis of the cooling process of molten salt thermal storage tanks due to standby heat loss,” *Applied Energy*, vol. 142, pp. 56–65, 2015.
- [116] Z. Liu, J. Yan, P. Gao, and H. Tan, “Experimental study on temperature distribution in an ice-making machine multichannel evaporator,” *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 25, no. 1, pp. 69–82, 2019.
- [117] Y. W. Lu, Q. Yu, W. B. Du, Y. T. Wu, and C. F. Ma, “Natural convection heat transfer of molten salt in a single energy storage tank,” *Science China Technological Sciences*, vol. 59, no. 8, pp. 1244–1251, 2016.
- [118] Y. Cengel, *Heat Transfer. A practical approach*. 2thedition ed., 2006.
- [119] F. Kreith, R. Manglik, and M. Bohn, *Principles of Heat Transfer*. 7ma ed.
- [120] O. Levenspiel, *Engineering flow and heat exchange*, vol. 6. 3th editio ed., 1985.
- [121] G. Abal, “Fundamentos de Energía Solar - Radiación Solar.,” pp. 1–88, 2014.
- [122] S. Baek, J.-H. Kim, S. Jeong, and J. Jung, “Development of highly effective cryogenic printed circuit heat exchanger (PCHE) with low axial conduction,” *Cryogenics*, vol. vol: 52, pp. (7–9) pp: 366–374, 2012.
- [123] R. R. Marquardt E., “Compact High Effectiveness Parallel Plate Heat Exchangers,” *Cryocoolers 12. Springer, Boston, MA*, 2003.
- [124] D. Perez-Gallego, J. Gonzalez-ayala, and A. C. Hernandez, “Thermodynamic Performance of a Brayton Pumped Heat Energy Storage System : Influence of Internal and External Irreversibilities,” 2021.
- [125] O. Molerus, “Fundamentals of Particle Technology,” vol. 81, no. May, pp. 78–162, 2000.
- [126] C. Alvarez, E. Criado, and C. Vidrio, “Refractarios de magnesia-grafito,” *Boletines.Secv.Es*, vol. 31, pp. 397–405, 1992.

- [127] J. W. Eaton, *GNU Octave Manual*. Network Theory Limited, 2002.
- [128] F. Ayachi, N. Tauveron, T. Tartière, S. Colasson, and D. Nguyen, “Thermo-Electric Energy Storage involving CO₂ transcritical cycles and ground heat storage,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 108, pp. 1418–1428, 2016.
- [129] L. Sparks, “Thermal conductivity of a polyurethane foam from 95K to 340K,” Tech. Rep. March, 1982.
- [130] L. Periglaciares, “Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado,” tech. rep., 2017.
- [131] R. Alonso, M. Bidegain, G. Abal, and P. Modernell, *Año meteorológico típico para aplicaciones de energía solar*. Biblioteca plural, 2019.
- [132] A. H. Slocum, W. M. May, T. Supervisor, E. Baglietto, T. Supervisor, G. Chen, T. Reader, and J. Li, *Thermal Fluid characterization and performance enhancement*. PhD thesis, 2018.