UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

TEMA:

"EVALUACIÓN TEÓRICA DE UN SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO CON BOMBA DE CALOR BASADO EN UN CICLO BRAYTON DE RECOMPRESIÓN CON ENFRIAMIENTO PARCIAL"

Trabajo de titulación previo a la obtención del título en Ingeniería Automotriz

Línea de investigación: Eficiencia Energética

AUTOR:

Jorge Fernando Ibadango Piñan

DIRECTOR:

Ing. Luis Andrés Garzón Pérez PhD

Ibarra-Ecuador

2026

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
DIRECCIÓN DE BIBLIOTECA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO	
APELLIDOS Y NOMBRES:	Ibadango Piñan Jorge Fernando

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	Evaluación teórica de un sistema de almacenamiento térmico con bomba de calor basado en un ciclo Brayton de recompresión con enfriamiento parcial
AUTOR (ES):	Ibadango Piñan Jorge Fernando
FECHA: DD/MM/AAAA	02/10/2026
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	■ **PREGRADO** ☐ **POSGRADO**
TITULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero Automotriz
DIRECTOR /ASESOR:	Ing. Luis Garzón PhD / Ing. Ignacio Benavides MSc.

2. CONSTANCIAS

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de esta y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 02 días del mes de octubre de 2026

EL AUTOR:



(Firma)……
Nombre: Jorge Fernando Ibadango Piñan

CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

Ibarra, 02 de octubre de 2026

Ing. Luis Andrés Garzón Pérez PhD
DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

CERTIFICA:
Haber revisado el presente informe final del trabajo de Integración Curricular, el mismo que se ajusta a las normas vigentes de la Universidad Técnica del Norte; en consecuencia, autorizo su presentación para los fines legales pertinentes.



(f) ……
Ing. Luis Andrés Garzón Pérez PhD
C.C.: 100264045-4

APROBACIÓN DEL COMITÉ CALIFICADOR

El Comité Calificado del trabajo de Integración Curricular "Evaluación teórica de un sistema de almacenamiento térmico con bomba de calor basado en un ciclo Brayton de recompresión con enfriamiento parcial" elaborado por Jorge Fernando Ibadango Piñan, previo a la obtención del título de Ingeniero Automotriz, aprueba el presente informe de investigación en nombre de la Universidad Técnica del Norte:

Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
LUIS ANDRES GARZON PEREZ

(f): …….
Ing. Luis Andrés Garzón Pérez PhD
C.C.: 100264045-4

Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
IGNACIO BAYARDO BENAVIDES CEVALLOS

(f): …….
Ing. Ignacio Bayardo Benavides Cevallos
C.C: 100241594-9

DEDICATORIA

"A mis abuelos, Jorge y Virginia, que en paz descansen. Aunque ya no estén presentes en este plano terrenal, este logro también es para ustedes. Durante todo este camino estuvo presente el anhelo de honrar su memoria, y hoy, al culminar esta etapa, sé que una parte de este sueño también les pertenece.

A mis padres, Fernando y Sandra cuyo sacrificio y entrega incondicional posibilitaron este logro. Gracias por acompañarme, apoyarme y motivarme desde niño a ser una persona responsable, disciplinada y perseverante.

A mi hermana mayor, Cindy, porque me enseñaste que los sueños pueden concretarse cuando se trabaja por ellos. Siempre serás mi ejemplo para seguir.

Y como olvidarme de Thor, mi compañero canino, quien me acompañó en toda mi carrera universitaria, dormido bajo mi escritorio en las madrugadas de arduo trabajo que hoy ven su recompensa.

A todos ustedes, con todo mi cariño y gratitud, este logro es para ustedes."

Jorge Ibadango

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a la Universidad Técnica del Norte, a la Carrera de Ingeniería Automotriz y, especialmente, a sus docentes, por compartir sus conocimientos, experiencias y enseñanzas, que han contribuido tanto a mi formación profesional como personal.

A los Doctores Paúl Tafur, Luis Garzón, Robert Valencia y Javier Muñoz, por brindarme la oportunidad de participar en este proyecto de investigación. Espero que podamos seguir trabajando en futuros proyectos en beneficio de la ciencia y la investigación.

Asimismo, agradezco a la revista Thermal Science and Engineering Progress (TSEP) por la recepción del artículo científico titulado "Parametric Techno-Economic and Exergetic Analysis of a Partial Cooling and Recompression s-CO2 Brayton Cycle for PTES Applications", enviado el 24 de julio de 2026 con el número de manuscrito TSEP-D-26-01491.

A mis amigos desde primer semestre, Williams A., Marlon P., Daniel V., Joseph B., Erick T. y Alejandro V., gracias por convertir la vida universitaria en una etapa llena de experiencias, risas y buenos momentos que llevaré siempre conmigo.

A mi equipo de trabajo y colegas, Jordan C., Diego E. y Marlon C., gracias por cada proyecto, desafío y por todas aquellas madrugadas de trabajo. Sin ustedes, este camino no habría sido el mismo.

A mi gran amiga, Leslie M., gracias por ser un apoyo invaluable, por acompañarme en los momentos difíciles y por estar presente cuando más lo necesitaba.

Finalmente, a todas aquellas personas que en algún momento formaron parte de mi vida, que compartieron conmigo una parte de este camino y que alguna vez creyeron en mí. Aunque nuestros caminos hayan tomado rumbos diferentes, siempre guardaré con gratitud lo vivido y las enseñanzas que dejaron en mí.

Gracias a todos.

RESUMEN EJECUTIVO

El almacenamiento de energía térmica por bombeo (PTES) constituye una alternativa complementaria a los sistemas tradicionales como el almacenamiento hidroeléctrico y el aire comprimido para aplicaciones a nivel de sistema eléctrico. Aunque se han estudiado configuraciones Brayton simples y con recompresión empleando CO_2 en estado supercrítico, los ciclos con enfriamiento parcial y recompresión (PCRC) aún se encuentran poco explorados. Este estudio presenta una evaluación paramétrica tecnoeconómica y exergética de un sistema PTES basado en PCRC con CO_2 puro en estado supercrítico. El análisis determina la influencia de las variables operativas sobre el desempeño evaluado mediante la eficiencia ida y vuelta y el costo nivelado de almacenamiento (LCOS). En el rango analizado, la eficiencia de ida y vuelta varía entre 44% y 56.7% mientras que el LCOS se encuentra entre 187.95 y 279.98 USD/MWh, evidenciando una relación entre ambos indicadores. La temperatura de entrada a la turbina es la única variable que favorece simultáneamente ambos parámetros. El análisis exergético señala que los recuperadores y el tren de compresión como principales fuentes de irreversibilidad. Frente a otras configuraciones, el PCRC presenta un desempeño más conservador, asociado a la incorporación de turbomaquinaria adicional. Estos resultados delimitan el comportamiento operativo del PCRC-PTES y respaldas la necesidad de una optimización multiobjetivo.

Palabras clave: PTES, PCRC, análisis de exergía, CO_2 supercrítico, bomba de calor, ciclo de potencia.

ABSTRACT

Pumped thermal energy storage (PTES) is an emerging alternative to both pumped hydro and compressed air storage when it comes to use on a grid scale, offering operational flexibility and greater independence with regard to location. Even though simple and recompression Brayton cycles using supercritical CO_2 have been widely studied, cycles that combine partial cooling and recompression (PCRC) are still largely uninvestigated. The present study carries out a parametric techno-economic and exergetic evaluation of a PTES system based on a PCRC configuration using pure CO_2, supported by thermodynamic and cost models that have been validated. The analysis examines the effect of various operating parameters, such as the inlet temperatures and pressures of the compressor and turbine, the split ratios and the length of time for which energy is stored, on system performance. Performance is measured in terms of round-trip efficiency and levelized cost of storage (LCOS). Within the range considered, round-trip efficiency varies between 44% and 56.7% and LCOS lies between 187.95 and 279.98 USD/MWh, showing a consistent compromise between the two indicators. Only the turbine inlet temperature has effect of improving both metrics at the same time, while compressor inlet pressure and split ratios show clear trade-offs. The exergy analysis shows that the recuperators and the compression trains are the primary causes of irreversibility. Compared to recompression and simple cycle configurations, the PCRC arrangements show more conservative performance, primarily because of the extra turbomachinery it includes and the limitations of the cost correlations at the 10MW level. The results described here define the operating range of PTES systems based on PCRC and underline the importance of carrying out multi-objective optimization in future systems designs.

Keywords: PTES, PCRC, Exergy Analysis, Supercritical CO_2, Heat Pump, Power Cycle.

LISTA DE SIGLAS

CAES. Compressed Air Energy Storage (Almacenamiento de energía por aire comprimido)

CAPEX. Capital expenditure (Gasto de capital)

CIP. Compressor inlet pressure (Presión de entrada al compresor)

CIT. Compressor inlet temperatura (Temperatura de entrada al compresor)

COP. Coefficient of performance (Coeficiente de desempeño)

HP. Heat pump (Bomba de calor)

HTF. Heat Transfer Fluid (Fluido de transferencia de calor)

LCOS. Levelized costo of storage (Costo nivelado de almacenamiento)

OPEX. Operational expenditure (Gasto operativo)

PCIP. Pre-compressor inlet pressure (Presión de entrada al precompresor)

PCIT. Pre-compressor inlet temperature (Temperatura de entrada al precompresor)

PCRC. Partial Cooling and Recompression Cycle (Ciclo de enfriamiento parcial y recompresión)

PHS. Pumped Hydroelectric Storage (Almacenamiento hidroeléctrico por bombeo)

PTES. Pumped Thermal Energy Storage (Almacenamiento de energía térmica por bombeo)

PTIP. Pre-turbine inlet pressure (Presión de entrada a la turbina)

PTIT. Pre-turbine inlet temperature (Temperatura de entrada a la preturbina)

RBC. Recompression Brayton Cycle (Ciclo Brayton con recompresión)

SBC. Simple Brayton Cycle (Ciclo Brayton simple)

s-CO_2. Supercritical carbon dioxide **(**Dióxido de carbono en estado supercrítico)

TIT. Turbine inlet temperature (Temperatura de entrada a la turbina)

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Contenido

INTRODUCCIÓN 1
Problema de investigación 1
Justificación 2
Objetivos 3
Objetivo General 3
Objetivos Específicos 3
Alcance 3
CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO 4
1.1 Crisis energética 4
1.2 Sistema de almacenamiento térmico por bombeo 6
1.3 Baterías de Carnot 8
1.4 Configuraciones de sistemas PTES 10
1.4.1 Ciclo Brayton Simple (SBC) 10
1.4.2 Ciclo Brayton de Recompresión (RBC) 11
1.4.3 Ciclo Brayton de Recompresión con Enfriamiento Parcial (PCRC) 12
1.5 Fluidos de trabajo en sistemas PTES 13
1.6 Proceso de captura de CO2 17
1.7 Resultados de investigaciones previas 17
CAPÍTULO II: MATERIALES Y MÉTODOS 20
2.1 Entorno de simulación y modelado termodinámico 20
2.2 Generación de datos y protocolo de simulación 20
2.3 Estructura de los datos y procesamiento de los resultados 21
2.4 Herramientas de visualización 23
2.5 Descripción del sistema 23
2.6 Almacenamiento de energía térmica 25
2.7 Formulación del análisis energético 26
2.8 Formulación del análisis exergético 27
2.9 Formulación del análisis de costo 29
2.10 Parámetros de entrada 32
2.11 Validación del modelo y estudio comparativo 33
CAPÍTULO III: RESULTADOS Y DISCUSIÓN 35

3.1 Análisis sensible de la fracción de masa de carga 37
3.1.1 LCOS mínimo 37
3.1.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta 38
3.2 Análisis sensible de la fracción de masa de descarga 39
3.2.1 LCOS mínimo 39
3.2.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta 40
3.3 Análisis sensible de la temperatura a la entrada del compresor 41
3.3.1 LCOS mínimo 41
3.3.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta 42
3.4 Análisis sensible de la temperatura a la entrada del precompresor 43
3.4.1 LCOS mínimo 43
3.4.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta 44
3.5 Análisis sensible de la temperatura a la entrada de la turbina 45
3.5.1 LCOS mínimo 45
3.5.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta 46
3.6 Análisis sensible de la presión a la entrada del compresor 47
3.6.1 LCOS mínimo 47
3.6.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta 48
3.7 Análisis sensible de la presión a la entrada del precompresor 49
3.7.1 LCOS mínimo 49
3.7.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta 50
3.8 Análisis sensible de las horas de almacenamiento 51
3.8.1 LCOS mínimo 51
3.8.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta 52
3.9 Comparación de la eficiencia exergética 53
3.10 Comparación de la destrucción de exergía 55
3.11 Comparación del rendimiento termodinámico y exergético 57
CAPÍTULO IV: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 60
4.1 Conclusiones 60
4.2 Recomendaciones 61
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 62

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Revisión literaria de sistemas PTES 18
Tabla 2. Parámetros de diseño del sistema PTES 25
Tabla 3. Ecuaciones de balance energético para cada componente del sistema PTES 26
Tabla 4. Ecuaciones de eficiencia exergética correspondientes a los componentes del sistema PTES 27
Tabla 5. Expresiones de la tasa de destrucción de exergía para los componentes del sistema PTES 29
Tabla 6. Resumen de los parámetros de escala y coeficientes para todos los componentes 30
Tabla 7. Parámetros empleados en la determinación del LCOS 31
Tabla 8. Supuestos de entrada 32
Tabla 9. Parámetros de entrada utilizados para la validación del modelo propuesto 34

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Energía renovable para 2030 y 2050 5
Figura 2. Esquema CSP para un ciclo PTES 8
Figura 3. Ciclo Brayton Simple 10
Figura 4. Ciclo Brayton de Recompresión 12
Figura 5. Ciclo teórico Brayton PCRC 13
Figura 6. Temperatura crítica de mezclas de CO_2 14
Figura 7. Eficiencia de CO_2 puro y mezclas binarias 16
Figura 8. Interfaz del programa de simulacion PCRC-PTES 21
Figura 9. Flujograma del código de simulación 22
Figura 10. Sistema PCRC-PTES 24
Figura 11. Validación de los resultados de simulación del PCRC 34
Figura 12. Relación entre LCOS, $\boldsymbol{\eta RT}$ y TIT 36
Figura 13. Impacto de la fracción de masa de carga (LCOS mínimo) 37
Figura 14. Impacto de la fracción de masa de carga (RT máximo) 38
Figura 15. Impacto de la fracción de masa de descarga (LCOS mínimo) 39
Figura 16. Impacto de la fracción de masa de descarga (RT máximo) 40
Figura 17. Impacto de la temperatura de entrada al compresor (LCOS mínimo) 41
Figura 18. Impacto de la temperatura a la entrada del compresor (RT máximo) 42
Figura 19. Impacto de la temperatura a la entrada del precompresor (LCOS mínimo) 43
Figura 20. Impacto de la temperatura a la entrada del precompresor (RT máximo) 44
Figura 21. Impacto de la temperatura a la entrada de la turbina (LCOS mínimo) 45
Figura 22. Impacto de la temperatura a la entrada de la turbina (RT mínimo) 46
Figura 23. Impacto de la presión a la entrada del compresor (LCOS mínimo) 47
Figura 24. Impacto de la presión a la entrada del compresor (RT máximo) 48
Figura 25. Impacto de la presión a la entrada del precompresor (LCOS mínimo) 49
Figura 26. Impacto de la presión a la entrada del precompresor (RT máximo) 50
Figura 27. Impacto de las horas de almacenamiento (LCOS mínimo) 51
Figura 28. Impacto de las horas de almacenamiento (RT máximo) 52
Figura 29. Eficiencia exergética PCRC-PTES 54
Figura 30. Destrucción de exergía PCRC-PTES 56
Figura 31. Indicadores termodinámicos y exergéticos para LCOS mínimo 57
Figura 32. Indicadores termodinámicos y exergéticos para RT máximo 58

INTRODUCCIÓN

Problema de investigación

El cambio climático es impulsado por las emisiones del sector energético según el Informe Estadístico de Energía Mundial 2019 de British Petroleum donde el aumento simultáneo de la demanda energética en un 2.9% y las emisiones de carbono que representa el 2% muestran que todavía hay una brecha en los avances esperados en descarbonización [1]. Según la Agencia Internacional de la Energía, en 2020 las fuentes renovables aportaron el 29% de la generación eléctrica mundial. Se espera que esta participación llegue al 49% en 2030 [2]. Sin embargo, el cambio climático y la naturaleza intermitente de estas fuentes pueden causar un desajuste entre la oferta y la demanda de electricidad, creando retos para mantener un suministro confiable.

Las tecnologías de almacenamiento de energía a gran escala surgen como una medida eficaz para lograr el equilibrio eléctrico. Entre las soluciones más conocidas se encuentran los sistemas de almacenamiento hidroeléctrico por bombeo (PHS), los sistemas de almacenamiento por aire comprimido (CAES) y los sistemas de almacenamiento en baterías. Estas tecnologías presentan limitaciones significativas para un despliegue masivo, los sistemas PHS y CAES están fuertemente condicionados por la geografía, mientras que las aplicaciones a gran escala de baterías se ven frenadas por problemas de degradación del rendimiento y vida útil limitada [3].

Una opción que ha surgido en el área del almacenamiento de energía es el almacenamiento de energía térmica por bombeo (PTES). Un sistema PTES usa la electricidad disponible para mover una bomba de calor. Así, la energía eléctrica se convierte en energía térmica. El calor que se obtiene se guarda durante el período de carga. Después, se recupera para impulsar un ciclo de potencia que permite volver a producir electricidad. Para realizar ambos procesos, el sistema puede usar un ciclo reversible con CO_2 en estado supercrítico, que funciona como fluido de trabajo tanto en la etapa de carga como en la de descarga [1,3].

Aunque los sistemas PTES presentan un potencial considerable, su desempeño todavía está condicionado por factores como las pérdidas térmicas al entorno, el consumo de trabajo asociado a la compresión y las dificultades de operación del CO_2 en régimen supercrítico. Estas condiciones pueden limitar tanto la eficiencia del sistema como su competitividad económica. En este contexto, esta investigación propone analizar y parametrizar una configuración PTES basada exclusivamente en CO_2 puro como fluido de trabajo, con el propósito de estudiar su

comportamiento bajo diferentes condiciones de operación e identificar los factores que determinan su desempeño. El objetivo es optimizar el desempeño del sistema, mejorar la eficiencia global y reducir el costo nivelado de almacenamiento, con el fin de posicionar a los sistemas PTES como una alternativa técnica y económicamente competitiva para el almacenamiento de energía proveniente de fuentes renovables [4,5].

Justificación

La presente investigación se alinea con marcos normativos internacionales como el ODS 7 (Energía Asequible y No Contaminante) y el ODS 13 (Acción por el Clima) permitiendo la integración masiva de fuentes renovables intermitentes en el sistema eléctrico mediante el almacenamiento de excedentes energéticos y su posterior despacho bajo demanda, garantizando así un suministro eléctrico fiable y sostenible [6]. Al permitir una mayor incorporación de fuentes renovables y reducir la dependencia de la generación mediante combustibles fósiles, el sistema puede contribuir a disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero y, con ello, reducir el impacto ambiental asociado a la generación eléctrica.

La evaluación del sistema PTES se relaciona con lo establecido en el artículo 413 de la Constitución de la República del Ecuador, que promueve el uso de tecnologías limpias y fuentes de energía renovable. En este sentido, el empleo de CO_2 supercrítico como fluido de trabajo permite analizar una alternativa de almacenamiento energético que no genera emisiones directas durante su operación. El Art. 414 establece la obligación de adoptar medidas para la mitigación del cambio climático, objetivo central de esta tecnología de almacenamiento. El artículo se basa en el Sumak Kawsay que garantiza el derecho a un ambiente sano mediante una coexistencia armónica con la naturaleza [7]. El sistema PTES ayuda a cumplir con este principio ya que cubre las necesidades energéticas sin dañar los ecosistemas. De esta manera, se favorece un entorno adecuado para el bienestar y calidad de vida.

Objetivos

Objetivo General

Analizar el proceso de generación y almacenamiento de energía térmica mediante una bomba de calor basado en un ciclo Brayton de recompresión con enfriamiento parcial (PCRC).

Objetivos Específicos

-Revisar el estado del arte de los sistemas de almacenamiento de energía térmica por bombeo (PTES) basados en ciclos termodinámicos.

-Simular diferentes parámetros operativos del sistema PTES para optimizar el costo nivelado de almacenamiento (LCOS) y la eficiencia de ida y vuelta (round-trip).

-Parametrizar las condiciones de temperatura y presión a la entrada del compresor y la turbina en función del LCOS y la eficiencia ida y vuelta.

Alcance

Publicación de un artículo científico en una revista indexada, en el cual se presentarán los resultados obtenidos del análisis termodinámico, tecnoeconómico y exergético de un sistema PTES basado en una bomba de calor y un ciclo Brayton con recompresión y enfriamiento parcial.

CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO

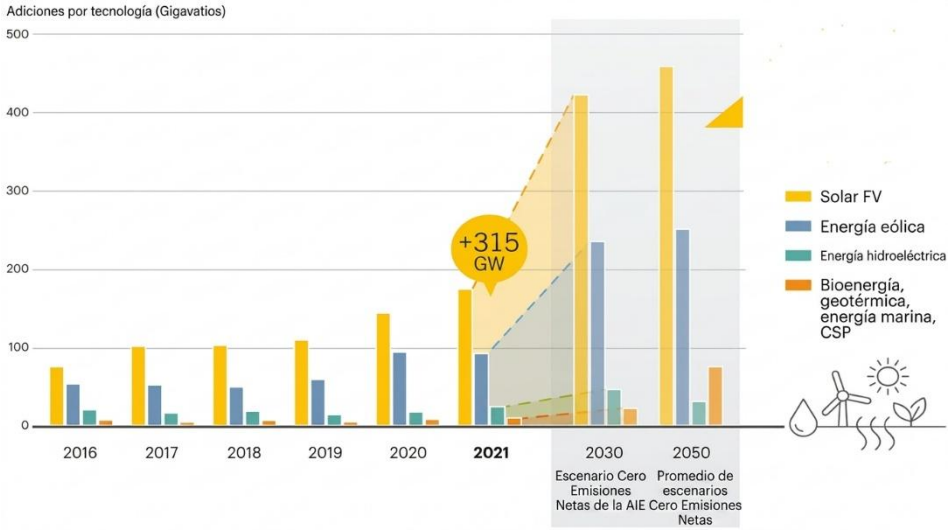
1.1 Crisis energética

El cambio climático provocado por el ser humano ha influido en la temperatura superficial de la Tierra con más de 1 °C en relación con los niveles preindustriales e iniciando la posible llegada del umbral crítico en el cual se producen cambios irreversibles de 1.5 °C para el año 2030 [8]. En los últimos 20 años se ha producido un cambio significativo en la estructura de la generación de electricidad, que ha implicado no depender gradualmente de la generación de energía eléctrica de los combustibles fósiles y generar una transición hacia fuentes de bajas emisiones o cero emisiones. El índice de descarbonización proporciona información sobre la magnitud del impacto de una fuente de energía en función de la reducción del efecto invernadero, cuanto mayor sea el índice mayor será el impacto. En Europa, los valores más altos del índice de descarbonización se encuentran en fuentes de energía como la hidroeléctrica (27.5), la energía nuclear (20.7) y la energía eólica (20.3) de tal manera que la tendencia de los países desarrollados es conseguir la neutralidad climática [9].

En China se ha establecido lograr un pico de emisiones de carbono para 2030 y la neutralidad total de carbono para 2060 ya que en análisis recientes muestran que el sector de generación eléctrica representa por sí solo el 52.9% de la huella de carbono lo cual sugiere una rápida expansión de las energías renovables como la eólica y fotovoltaica combinada con energía nuclear y geotérmica ofreciendo reducciones en las emisiones del ciclo de vida sin comprometer la confiabilidad a medida que la electrificación se expande rápidamente en el sector del transporte y la industria, comprender la huella de carbono del ciclo de vida del suministro de electricidad se ha vuelto crítico para garantizar que las transiciones renovables brinden beneficios climáticos genuinos [10,11].

El aumento del consumo energético es el principal problema del medio ambiente ya que el 80% de CO_2 emitido a la atmósfera es debido a la producción de electricidad por combustibles fósiles [12]. Para 2019, las fuentes de energía renovables representaron el 26.4% de la producción total de electricidad y para 2020 aumentó en un 3% debido a la disminución de la demanda de los combustibles. Se estima que la energía solar fotovoltaica y la eólica concentrarán alrededor de dos tercios del crecimiento de las energías renovables, con una participación que seguirá aumentando en los próximos años, como se muestra en la **Figura 1** [13].

Figura 1. Energía renovable para 2030 y 2050



Tomado de: Global Status Report. 2022 [14]

En 2024, la demanda mundial de electricidad aumentó un 4.3 %, mientras que las emisiones de CO_2 crecieron un 0.8 %. Durante el mismo período, el consumo de gas natural se incrementó alrededor de un 2.5 % y el consumo mundial de petróleo aumentó un 0.8 %, lo que refleja la persistente dependencia de los combustibles fósiles para atender el crecimiento de la actividad industrial y la demanda energética. Entre 2019 y 2024, la expansión de tecnologías de energía limpia, como la solar, eólica y nuclear, junto con los vehículos eléctricos y las bombas de calor, permitió evitar un aumento estimado del 6 % en la demanda mundial de combustibles fósiles. Aunque este avance todavía no ha sido suficiente para detener el crecimiento de las emisiones globales, ha contribuido a una desaceleración estructural de las emisiones de CO_2 relacionadas con la energía [15].

Según las estadísticas de la Agencia Internacional de la Energía [15], las emisiones de dióxido de carbono de la generación de electricidad en el 2024 llegaron cerca de 14,000 millones de toneladas siendo la más alta entre todos los sectores. Con la implementación del acuerdo de París, la comunidad internacional está avanzando en la reducción de las emisiones de dióxido de carbono, sin embargo, a medida que aumenta la generación de energía renovable, los desafíos técnicos también aumentan lo que plantea un desafío significativo para el funcionamiento seguro y estable de estas fuentes renovables [16]. Las actuales fuentes de energía renovables como el sistema de almacenamiento hidroeléctrico bombeado (PHS), el sistema de almacenamiento de aire comprimido (CAES) y el sistema de almacenamiento de energía de batería se ven condicionadas

por la geografía, problemas ambientales como la escasez del agua, la erosión de tierras y climas áridos aumentan la dependencia de energía fósil [3,17].

1.2 Sistema de almacenamiento térmico por bombeo

El sistema de almacenamiento térmico por bombeo (PTES) permite almacenar electricidad mediante un proceso de conversión de electricidad y calor del ciclo termodinámico debido a su alta densidad energética, bajo coste, ausencia de limitaciones geográficas y larga duración de almacenamiento, el sistema PTES puede compensar eficazmente las deficiencias de las tecnologías anteriores con un gran potencial de desarrollo [3]. Un sistema PTES transforma la electricidad en energía térmica y la almacena dentro de depósitos térmicos mediante un ciclo de bomba de calor de tal manera que continua en un ciclo de motor térmico que transforma la energía térmica almacenada de nuevo en electricidad [18].

El sistema PTES en fase de carga, el compresor presuriza y calienta el fluido de trabajo, el cual cede su calor al acumulador térmico caliente antes de pasar por el expansor, donde se enfría drásticamente; este fluido frío finaliza el ciclo enfriando el medio del acumulador térmico frío. Durante la descarga, el flujo se invierte y el fluido, ahora calentado por el acumulador caliente, impulsa el expansor para generar electricidad, y tras enfriarse en el acumulador frío, es comprimido nuevamente, completando el ciclo donde el compresor y el expansor están acoplados al mismo eje [19].

Entre los métodos para almacenar energía eléctrica a gran escala, los sistemas de almacenamiento de electricidad térmica por bombeo (PTES) destacan por ofrecer una alternativa con menores costos y menor dependencia de las restricciones geográficas que afectan a otras tecnologías. Un factor clave que convierte al PTES un tema de investigación relevante es precisamente su independencia de muchas de las limitaciones que presentan otros sistemas. El diseño y la evaluación de estos sistemas se centran en dos parámetros fundamentales: la eficiencia de ida y vuelta y, de manera esencial, el costo nivelado de almacenamiento de energía (LCOS), sobre los cuales se basan la mayoría de los estudios de optimización [20].

El costo nivelado de almacenamiento (LCOS) es una métrica financiera integral que determina el costo mínimo por unidad de energía ($/MWh) que debe generar un sistema de almacenamiento a lo largo de toda su vida útil para alcanzar el punto de equilibrio económico, analizando no solo la inversión inicial (CAPEX), sino todos los gastos operativos (OPEX), los posibles costos de reemplazo de componentes, las pérdidas de eficiencia, los costos de financiamiento y el valor

residual final, siendo una herramienta esencial para comparar objetivamente la viabilidad económica entre diferentes tecnologías y configuraciones de almacenamiento de energía [21,22].

Los sistemas de almacenamiento de energía térmica por bombeo (PTES) pueden dividirse en diferentes grupos en función del ciclo termodinámico en el que trabajan. Por ejemplo, en el ciclo Rankine el fluido circula a través del circuito con cambio de estado durante fase. Dentro del ciclo Brayton el fluido de trabajo se mantiene en estado gaseoso durante toda su operación. En el ciclo Rankine, el fluido se comprime inicialmente en estado líquido y se evapora al recibir calor a presión constante. Luego se expande como vapor para producir trabajo en una turbina y finalmente se condensa de nuevo a líquido, reiniciando el ciclo. Este mecanismo lo vuelve particularmente eficiente y adecuado para aplicaciones de potencia a temperaturas moderadas [2].

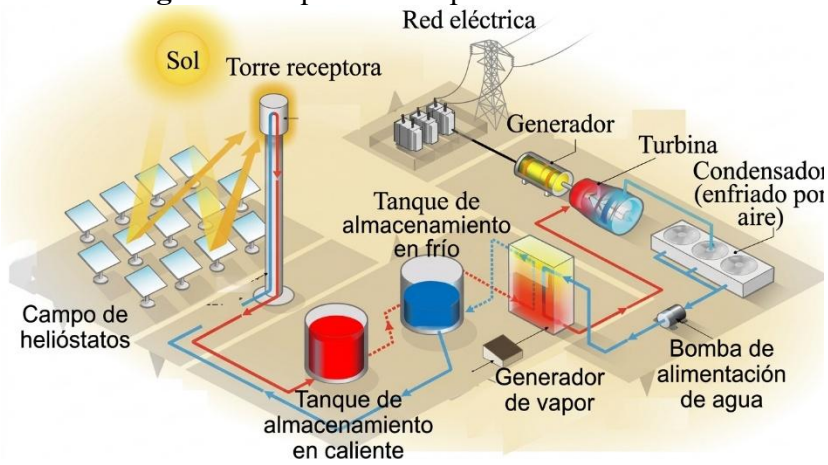
El ciclo Joule-Brayton aplicado a sistemas de almacenamiento (PTES), se fundamenta en la circulación de un gas (aire, argón o helio) como fluido de trabajo. El fluido de trabajo permanece en fase gaseosa y circula primero por el compresor y luego por el expansor (turbina). La regeneración constituye un elemento importante del ciclo, recupera energía térmica interna entre las corrientes de alta y baja presión para precalentar el gas antes de la compresión y así aumentar la eficiencia, que está determinada principalmente por las relaciones de temperatura del sistema. El ciclo completo integra, además de estos componentes mecánicos, intercambiadores de calor externos para absorber y disipar energía, completando un proceso termodinámico cerrado donde la compresión y expansión del gas son los fenómenos fundamentales [23].

La energía solar concentrada (CSP) ayuda a producir electricidad y calor para usos industriales con una fuente renovable. No obstante, su producción depende de las horas de disponibilidad de luz solar y cuando el clima no es bueno, la producción disminuye. Para mejorar esta situación, se puede combinar la CSP con sistemas de almacenamiento térmico para reducir los efectos negativos por la falta de radiación solar. De esta manera, el excedente de energía térmica disponible durante los periodos de mayor radiación puede almacenarse y utilizarse posteriormente cuando la generación solar sea insuficiente. Así, la energía acumulada puede utilizarse posteriormente para generar electricidad a través del ciclo Brayton cuando sea requerida, superando la dependencia de la radiación solar instantánea [24,25].

En función del objetivo principal de los sistemas PTES para respaldar y equilibrar la producción variable de las fuentes renovables, su funcionamiento habitual raramente coincide con las condiciones nominales o de diseño bajo las cuales fueron optimizados. En la práctica, estos

sistemas tienen que adaptarse a cambios en la cantidad de energía que se necesita y variaciones en la forma de suministrar el calor. Por ejemplo, cuando se utiliza el calor extra que produce una planta de energía solar concentrada como se observa en la **Figura 2.** Por eso, es importante observar el funcionamiento del sistema cuando no está trabajando en las condiciones para las cuales fue diseñado, porque estos cambios pueden afectar su funcionamiento y eficiencia. Investigar cómo se comporta la eficiencia, la capacidad de respuesta y la degradación de los componentes del PTES bajo estos regímenes transitorios y parciales es esencial para garantizar su viabilidad económica y técnica a largo plazo [26].

Figura 2. Esquema CSP para un ciclo PTES



Tomado de: Molière et al. 2024 [27]

1.3 Baterías de Carnot

La tecnología de Almacenamiento Térmico por Bombeo (PTES) es un tipo de baterías de Carnot, clasificándose principalmente en sistemas basados en ciclos Brayton y Rankine. Los sistemas PTES que usan el ciclo Brayton suelen trabajar a altas temperaturas, permitiendo conectarlo con fuentes de calor muy altas como la energía solar concentrada, la biomasa y sistemas combinados. Por otro lado, los sistemas PTES que usan ciclos Rankine funcionan a temperaturas más bajas con fluidos de trabajo como el CO_2 en condiciones transcríticas, fluidos orgánicos y vapor de agua. Esta variedad de opciones posibilita el uso de calor a menor temperatura y la adaptación de la eficiencia del conjunto a los requisitos específicos de cada aplicación y a la calidad térmica de la fuente disponible [28].

Para acumular energía en los sistemas PTES, una Batería de Carnot (CB) funciona según un principio básico: aprovecha el excedente eléctrico para impulsar un ciclo térmico (por ejemplo, una bomba de calor o un ciclo de refrigeración). Durante la fase de carga, el calor pasa de un

depósito de baja temperatura a otro de alta temperatura, permitiendo una diferencia de temperatura entre los dos. En la etapa de descarga, esa diferencia se usa para el funcionamiento de un motor térmico, como un ciclo Rankine o un ciclo Brayton y generar electricidad. Su funcionamiento es similar a la batería electroquímica con la diferencia que, en lugar de almacenar la energía con reacciones químicas, se almacena como energía térmica. Aunque puede integrarse en esquemas de cogeneración (CHP) para mejorar la eficiencia térmica global, su función principal como tecnología de almacenamiento de energía eléctrica (EES) es almacenar y devolver electricidad con las menores pérdidas posibles en el ciclo completo [29].

El desempeño máximo de una batería de Carnot está condicionado por el diseño y la eficiencia de sus componentes esenciales, los cuales deben funcionar en entornos de alta presión y temperaturas extremas. Los principales componentes incluyen los compresores y expansores que pueden alcanzar temperaturas de hasta 900 ºC en funcionamiento, siendo importante controlar las pérdidas de calor. El almacenamiento de calor también es fundamental puesto que las propiedades de los materiales utilizados determinan cuánta energía se puede almacenar y a su vez determina el tamaño del sistema y los intercambiadores de calor que tienen que mantener su estructura a presiones muy altas. Finalmente, la selección adecuada del fluido de trabajo resulta determinante, pues impacta tanto en la eficiencia del ciclo como en el dimensionamiento de los equipos. Las investigaciones actuales se orientan a resolver las restricciones técnicas asociadas a estos elementos con el fin de incrementar la eficiencia global del sistema, más allá de los valores alcanzados hasta ahora [30].

A diferencia del almacenamiento hidroeléctrico y del aire comprimido, los sistemas PTES no dependen de condiciones geográficas específicas, así pueden instalarse en distintos lugares. En sistemas descentralizados y de menor capacidad, también pueden considerarse una opción frente a las baterías electroquímicas, especialmente por la ausencia de algunos materiales críticos utilizados en estas tecnologías. Además, el uso de equipos como compresores, turbinas e intercambiadores de calor permite plantear configuraciones modulares y adaptar el sistema según los requerimientos de cada aplicación. Si bien su eficiencia de ciclo completo puede ser inferior a las baterías químicas, el interés en esta tecnología se sustenta en su competitividad económica a medio y gran escala y en su versatilidad de emplazamiento, ofreciendo una solución flexible y potencialmente rentable para la gestión de energía [31].

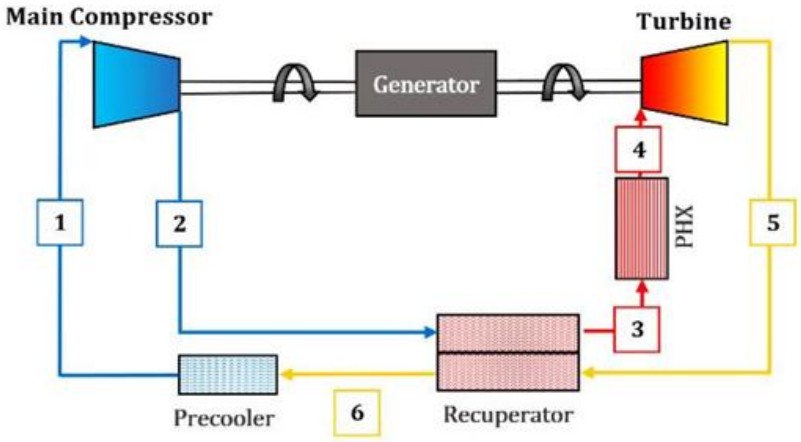
1.4 Configuraciones de sistemas PTES

Las diferentes configuraciones del ciclo Brayton en sistemas PTES, como el ciclo simple, recompresión y enfriamiento parcial, han sido creados para mejorar parámetros como la eficiencia termodinámica, el rango de temperatura de funcionamiento y comportamiento durante la operación. Entre los fluidos de trabajo estudiados, el dióxido de carbono en estado supercrítico destaca por su alta densidad. Al trabajar con una mayor densidad, el CO_2 requiere un menor caudal volumétrico para transportar una misma cantidad de masa. Esto permite utilizar equipos más compactos y puede contribuir a reducir las pérdidas de presión en el sistema. Estas características convierten del CO_2 una opción de interés para el desarrollo de sistemas PTES [27].

1.4.1 Ciclo Brayton Simple (SBC)

El ciclo Brayton simple está compuesto por un compresor, una turbina, un recuperador de calor y un preenfriador, como se muestra en la **Figura 3**. El recuperador utiliza el calor saliente de la turbina para calentar el flujo proveniente del compresor, previo al retorno del ciclo. Esto reduce la cantidad de calor requerido fuera y produce un mejor funcionamiento del sistema. El preenfriador es importante cuando se descarga, porque resta el calor del fluido de trabajo antes de entrar al compresor. Por lo general, se utiliza agua para enfriar y garantizar las condiciones de operación adecuadas [32].

Figura 3. Ciclo Brayton Simple



Tomado de: Tafur. 2024 [32]

Según Valencia et al. (2025) [33], el desempeño del ciclo simple está gobernado por un conjunto reducido de parámetros operativos, siendo los más críticos la temperatura de entrada a la turbina y la relación de presiones del compresor. La optimización simultánea de estas variables es fundamental para maximizar la eficiencia de recuperación de energía. Para abordar este desafío,

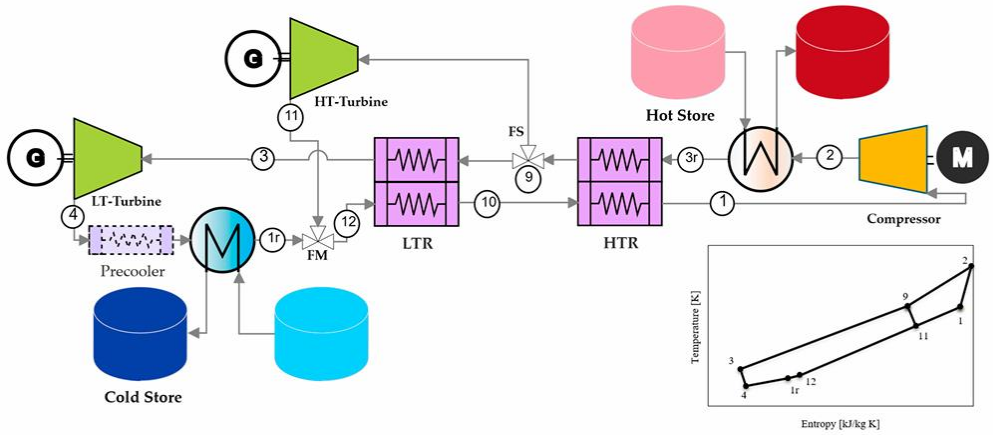
se aplican técnicas avanzadas de modelado y optimización, como algoritmos genéticos, que permiten identificar las condiciones operativas óptimas favoreciendo a la adaptación del ciclo a distintas configuraciones de generación energética, incrementando su aplicabilidad dentro de sistemas energéticos diversos.

De acuerdo con Tafur (2024) [32], el ciclo simple presenta limitaciones importantes, entre las cuales destaca la elevada cantidad de calor residual generado, provocando una disminución considerable de su eficiencia global. La inclusión de un recuperador de calor puede ayudar a mejorar el funcionamiento del sistema, pero su eficacia depende del punto de contacto (definido como la menor diferencia de temperatura entre las corrientes caliente y fría dentro del intercambiador). Finalmente se estableció que la diferencia debe ser mayor a 10 ^{o}C para tener un diseño adecuado y eficiente.

1.4.2 Ciclo Brayton de Recompresión (RBC)

El ciclo Brayton de recompresión constituye una configuración avanzada orientada a superar limitaciones asociadas al pinch point, incorporando dos recuperadores de calor: uno de alta temperatura (HTR) y otro de baja temperatura (LTR). Además, otro componente fundamental denominado recompresor. Esta configuración reduce el efecto de la diferencia mínima de temperatura en los intercambiadores mediante un manejo adecuado de los distintos caudales másicos y las capacidades caloríficas en los circuitos de alta y baja presión, tal como se ilustra en la **Figura 4.** Durante su operación, después de pasar por la turbina el fluido pasa a los recuperadores de calor de alta y baja temperatura respectivamente. El flujo después de pasar por el LTR se divide en dos partes: una parte pequeña pasa por el recompresor y la parte grande pasa por el preenfriador y el compresor principal. Luego estas dos corrientes se juntan antes de entrar al HTR. Esto ayuda a que el ciclo tenga un buen equilibrio térmico, reduce el trabajo que se necesita para comprimir el fluido y mejora la eficiencia del ciclo.

Figura 4. Ciclo Brayton de Recompresión



Tomado de: Tafur et al. 2025 [34]

De acuerdo con Tafur et al. (2025) [34], el sistema de almacenamiento térmico por bombeo (PTES) emplea un ciclo Brayton de recompresión acoplado a una central solar de torre. Durante la etapa de carga el excedente eléctrico acciona los compresores para aumentar la presión y temperatura del dióxido de carbono supercrítico. La energía térmica se almacena en un tanque caliente mediante expansión escalonada en dos turbinas y recuperación interna de calor. En la fase de descarga, el calor almacenado se utiliza para accionar las turbinas y generar electricidad. Un recompresor que reduce las pérdidas exergéticas y recuperadores que optimizan la transferencia térmica. De esta forma, el sistema logra una alta eficiencia de ida y vuelta y flexibilidad operativa para almacenamiento de larga duración.

El ciclo Brayton de recompresión ha sido ampliamente investigado porque puede alcanzar eficiencias más altas que otras configuraciones, pero tiene un inconveniente: requiere mucho trabajo para comprimir. Tafur (2024) [32] sugiere usar varias etapas de compresión con enfriamiento entre ellas para reducir el esfuerzo de tal manera que ayuda a disminuir el trabajo de compresión y mejorar el rendimiento del ciclo. Es importante considerar las temperaturas de operación del foco caliente y del foco frío ya que pueden afectar el funcionamiento del sistema desde el punto de vista termodinámico.

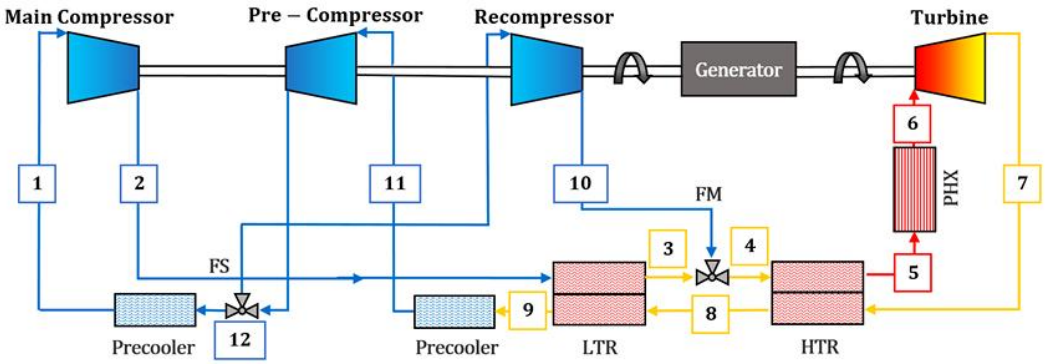
1.4.3 Ciclo Brayton de Recompresión con Enfriamiento Parcial (PCRC)

La configuración PCRC aparece como una alternativa distinta debido a las limitaciones de otros sistemas de almacenamiento. En el ciclo Brayton simple, no hay procesos que recuperen calor de manera eficiente lo que genera mayores pérdidas de calor. Por otro lado, en los ciclos de recompresión se requiere más trabajo en el compresor. Estas características afectan el desempeño

global del sistema. En este contexto, la presente tesis analiza la configuración PCRC para determinar su comportamiento termodinámico y económico, considerando el efecto de sus principales parámetros de operación en aplicaciones de almacenamiento de energía.

Tafur (2024) [32] analiza el uso de mezclas de fluidos de trabajo en la configuración PCRC y su efecto sobre la transferencia de calor en los recuperadores y el preenfriador. Los resultados muestran que hay menos irreversibilidades en estos intercambiadores. El diseño presentado en la **Figura 5** tiene un preenfriador extra y un tercer compresor para que el caudal se divida en distintas corrientes y el calor que se rechaza se maneje a diferentes temperaturas. Esto es más complicado debido a que el compresor funciona a temperaturas de entrada muy altas, lo que está lejos del punto crítico del fluido, situación en la cual los ciclos de recompresión normales pierden eficiencia. La clave de su mejora radica en que reduce la temperatura promedio de rechazo de calor, lo que permite bajar la presión óptima de operación y conseguir un incremento considerable en el rendimiento global respecto al ciclo de recompresión estándar, aun a costa de una arquitectura más intrincada [35].

Figura 5. Ciclo teórico Brayton PCRC



Tomado de: Tafur. 2024 [32]

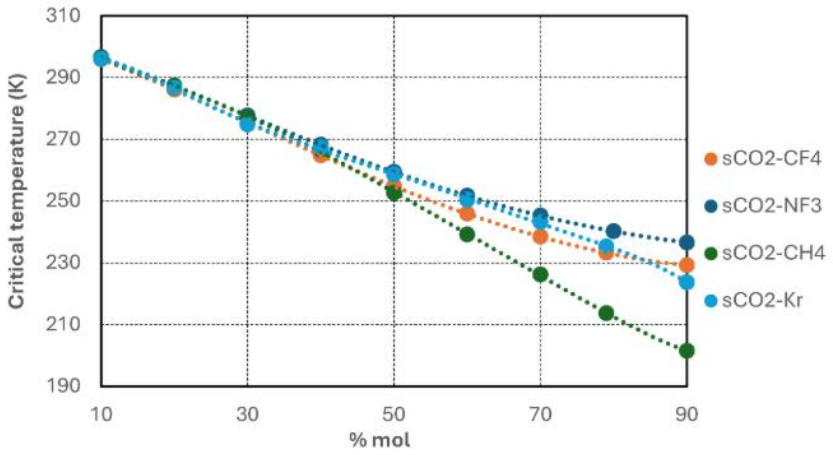
1.5 Fluidos de trabajo en sistemas PTES

Según Molière et al. (2025) [27], el fluido de trabajo empleado es CO_2 supercrítico. Una de sus principales características es su punto crítico, que se encuentra a 31.1 °C y 73.8 bar. Estas condiciones son menores que las requeridas por el agua, cuyo punto crítico se alcanza a 374 °C y 221 bar. Esto facilita el funcionamiento del ciclo en condiciones cercanas al punto crítico y permite utilizar equipos de menor tamaño. Además, el CO_2 puede emplearse en sistemas destinados a la generación de potencia y a la refrigeración. Asimismo, los ciclos de circuito cerrado presentan la ventaja de operar de forma limpia, ya que eliminan la necesidad de tratamientos complejos del

agua propios de los ciclos de vapor y reducen las tareas de mantenimiento asociadas a la contaminación del aire en las turbinas de gas, siendo suficiente un sistema básico de filtración de partículas. No obstante, una limitación importante radica en que estos ciclos funcionan permanentemente por encima de la presión crítica (73.8 bar), lo que restringe las relaciones de presión que pueden alcanzarse. Esta condición reduce la variación de entalpía durante la expansión, por lo que el trabajo específico de la turbina también es menor.

Las bajas temperaturas, como las que se presentan en climas bajo cero o en aplicaciones con requerimientos de disipación térmica, pueden dificultar el funcionamiento de los ciclos de CO_2 supercrítico (s-CO_2). En la **Figura 6** se muestran algunas mezclas de fluidos de trabajo consideradas para estas condiciones. A diferencia de los climas cálidos, en los que la eficiencia se ve afectada por las elevadas temperaturas ambiente, las condiciones de frío extremo imponen una limitación opuesta: la cercanía al punto crítico del CO_2 (31.1 °C) restringe la disminución segura de la temperatura de entrada al compresor, con el fin de evitar inestabilidades asociadas a cambios de fase. Esta incapacidad para enfriar el fluido de manera óptima provoca un mayor trabajo de compresión y una refrigeración menos eficiente, lo que subraya una importante brecha de conocimiento en la adaptación de estos ciclos a regiones con climas fríos o grandes variaciones estacionales [36].

Figura 6. Temperatura crítica de mezclas de CO_2



Tomado de: Tafur et al. 2025 [36]

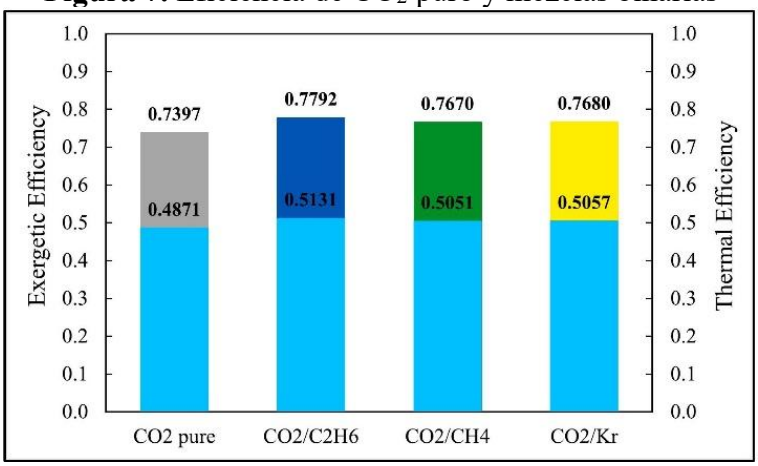
Según Illyés et al. (2025) [37], las mezclas zeotrópicas están formadas por componentes con diferentes puntos de ebullición, por lo que su evaporación y condensación ocurren en un intervalo de temperaturas surgen como una solución prometedora para superar las limitaciones de eficiencia de los ciclos de vapor o de CO_2 supercrítico puro. Esta ventaja resulta importante en las plantas de

energía solar concentrada (CSP), especialmente en lugares donde se utiliza refrigeración en seco y se presentan altas temperaturas ambientales. No obstante, el empleo de un fluido de trabajo binario puede generar problemas relacionados con cambios en su composición durante la operación. Este efecto puede ser más relevante cuando el ciclo trabaja a temperaturas elevadas. Además, hasta ese momento no se habían desarrollado instalaciones experimentales que operaran a temperaturas superiores a 300 °C para analizar el efecto de estas condiciones sobre la estabilidad y el rendimiento del ciclo.

Wang et al. (2022) [38], evalúan la viabilidad de utilizar las propiedades termofísicas de las mezclas como criterio para determinar si las mezclas binarias basadas en CO_2 pueden superar la eficiencia del ciclo de CO_2 supercrítico puro. A partir del análisis paramétrico se identificaron tres aspectos que influyen en el desempeño del sistema. En primer lugar, la mezcla debe presentar una variación de entropía, dentro de un intervalo específico de temperatura, superior a la del CO_2 puro. En segundo lugar, la capacidad calorífica específica debe ser mayor en el rango de operación del compresor y la presión mínima del ciclo también debe ser más elevada. Por último, la entalpía máxima de la mezcla binaria debe mantenerse por debajo de la del CO_2 supercrítico puro. Estas condiciones pueden considerarse para la selección del fluido de trabajo en ciclos de potencia que operan a altas temperaturas.

Es importante considerar que la incorporación de componentes adicionales en un ciclo, como las etapas de recalentamiento, aumenta la complejidad del ciclo y los costos del sistema, lo que en muchos casos termina afectando de manera negativa el rendimiento energético neto. En consecuencia, los análisis de eficiencia deben orientarse hacia configuraciones lo más simples posible. El estudio de la generación de entropía en los distintos componentes indica que las principales fuentes de irreversibilidad se localizan en los intercambiadores de calor, tanto de alta como de baja temperatura, y en menor proporción en la turbina de expansión. Aunque algunas mezclas binarias presentan menores irreversibilidades en determinadas configuraciones, los resultados indican que la mezcla de CO_2 con un hidrocarburo ligero presenta el mejor desempeño térmico entre las configuraciones estudiadas, como se muestra en la **Figura 7**. Este resultado está relacionado con su mayor eficiencia de Carnot equivalente, que permite compensar parte de las irreversibilidades del sistema [39].

Figura 7. Eficiencia de CO_2 puro y mezclas binarias



Tomado de: Tafur et al. 2025 [39]

Manzolini et al. (2020) [40] compararon el desempeño y los costos de ciclos de potencia convencionales y avanzados bajo las mismas condiciones solares y económicas. Los resultados muestran que los ciclos que utilizan mezclas binarias con CO_2 pueden reducir el CAPEX y el costo nivelado de la energía (LCOS) frente a los ciclos que emplean CO_2 supercrítico puro. Sin embargo, estos resultados dependen de la precisión del modelo utilizado para representar las propiedades de la mezcla. Por esta razón, es necesario disponer de datos experimentales que permitan ajustar y validar el modelo termodinámico.

Para optimizar estos ciclos se consideran principalmente dos variables: el componente secundario de la mezcla y su proporción. La variación de estos parámetros puede modificar las condiciones de operación respecto al CO_2 puro y mejorar la eficiencia térmica, especialmente cuando el ciclo trabaja a temperaturas elevadas. Esta ventaja termodinámica, que se acentúa con altas temperaturas ambientales, posiciona a la tecnología como una candidata ideal para plantas solares de próxima generación, respaldada por análisis preliminares que indican una reducción de costos frente a la tecnología basada en CO_2 puro [37].

Zheng et al. [41] proponen que, en las mezclas ternarias, se empleen dos aditivos cuyas temperaturas críticas sean complementarias: una superior y otra inferior a la del CO_2 puro. Este enfoque permite modificar el punto crítico de la mezcla mediante el cambio de su composición. Sin embargo, cuando existe una diferencia considerable entre las temperaturas críticas de los aditivos, disminuye el rango de composiciones que pueden utilizarse y la relación de presiones del ciclo puede cambiar. Esto también puede afectar la eficiencia del sistema. Una de las ventajas de

esta estrategia es que permite ajustar las propiedades de la mezcla según las condiciones ambientales, lo que puede favorecer el funcionamiento del ciclo cerca de las condiciones de diseño.

1.6 Proceso de captura de CO2

Las tecnologías de Captura y Almacenamiento de Carbono (CCS) permiten capturar el dióxido de carbono emitido por fuentes industriales mediante procesos de postcombustión, precombustión u oxicombustión, evitando que este llegue a la atmósfera. En los sistemas PTES que utilizan CO_2 supercrítico como fluido de trabajo, el CCS puede proporcionar parte del CO_2 necesario para operar los ciclos Brayton cerrados. El CO_2 capturado debe someterse a procesos de purificación y compresión para alcanzar las condiciones requeridas por el ciclo. Si bien el CCS implica costos que pueden situarse aproximadamente entre 50 y 130 USD/tCO_2, su tecnología se encuentra en una etapa de desarrollo más avanzada que otras alternativas de captura y puede considerarse una opción para el suministro de CO_2 en estos sistemas [42].

La Captura Directa de Aire (DAC) es una tecnología que permite retirar dióxido de carbono directamente del aire ambiente mediante solventes sólidos o químicos, sin depender de una fuente puntual de emisiones. El CO_2 obtenido puede acondicionarse para ser utilizado como fluido de trabajo en sistemas PTES con ciclos Brayton de CO_2 supercrítico, ampliando las opciones de abastecimiento en regiones sin emisiones industriales cercanas. Sin embargo, debido a la baja concentración de CO_2 en el aire, el DAC presenta mayores requerimientos energéticos y costos de captura, que actualmente oscilan entre 100 y 600 USD/tCO_2, por lo que aún no resulta tan competitivo como el CCS convencional para esta aplicación [43].

1.7 Resultados de investigaciones previas

Estudios previos sobre sistemas de almacenamiento de energía térmica por bombeo (PTES) que usan dióxido de carbono supercrítico muestran que el enfoque principal ha sido mejorar la eficiencia del sistema y reducir los costos a largo plazo. La **Tabla 1** muestra los resultados principales de esos estudios en los cuales se observa que el funcionamiento de estos sistemas depende en gran parte de qué tipo de fluido se utiliza y como está diseñado su ciclo. Algunos trabajos utilizan CO_2 puro en ciclos de recompresión, mientras que otros analizan mezclas con diferentes gases. Los resultados también muestran que una mayor eficiencia no siempre implica un menor costo. Por ello, la selección del fluido y de la configuración debe considerar tanto el desempeño energético como los costos del sistema.

Tabla 1.

Comparación de rendimiento en sistemas PTES

Autor	Fluido	Ciclo Brayton	Eficiencia ida y vuelta (%)	LCOS ($/MWh)
Tafur-Escanta, 2025 [34]	CO_2 puro	Recompresión	57.1-61.5	148.72-158.40
Valencia-Chapi, 2025 [33]	CO_2-Kr	Simple	63	111-139
	CO_2-Xe		65.8	131
	CO_2-R32		65.51	165.5
Zhang, 2025 [44]	CO_2-R161	Recompresión	62.97	167.8
	CO_2-C_3H_8		59.42	180.1
	CO_2-C_4H_{10}		59.12	178.1
	CO_2-C_5H_{12}		59.75	180.1
Sun, 2022 [45]	CO_2 puro	Recompresión	69	-
Yang, 2025 [3]	CO_2 puro	Recompresión	70.75	108.2
Ma, 2023 [46]	CO_2 puro	Recompresión	58.5	-
	CO_2 - Xe		64.6	-
	CO_2 - Kr		66.4	-

En la literatura, los sistemas PTES basados en CO_2 supercrítico han sido ampliamente investigados bajo diferentes configuraciones de ciclo y composiciones del fluido de trabajo. Para sistemas que emplean CO_2 puro en un ciclo Brayton de recompresión. Tafur-Escanta et al. (2025) [34] reportaron eficiencias de ida y vuelta entre 57.1 y 61.5 %, con costos nivelados de almacenamiento (LCOS) comprendidos entre 148.72 y 158.40 USD/MWh. Por su parte, Valencia-Chapi et al. (2025) [33] demostraron que la incorporación de gases nobles al CO_2 mejora el desempeño termodinámico y económico del sistema. En un ciclo Brayton simple, las mezclas CO_2–Kr y CO_2–Xe alcanzaron eficiencias de 63 % y 65.8 %, respectivamente, con valores de LCOS de 111 a 139 USD/MWh para CO_2–Kr y de 131 USD/MWh para CO_2–Xe, representando una reducción significativa en comparación con los sistemas que emplean CO_2 puro.

Zhang et al. (2025) [44] evaluaron mezclas de CO_2 con refrigerantes como R32, R161, C_3H_8, C_4H_{10} y C_5H_{12}, obteniendo eficiencias entre 59.12 y 65.51 %, aunque con valores de LCOS más elevados, comprendidos entre 165.5 y 180.1 USD/MWh. No obstante, las mayores eficiencias reportadas en la literatura corresponden a Yang et al. (2025) [3], quienes alcanzaron una eficiencia de 70.75 % con un LCOS de 108.2 USD/MWh, y a Sun et al. (2022) [45], con una eficiencia de 69 %, ambos empleando CO_2 puro en una configuración de recompresión. En conjunto, estos resultados evidencian que, si bien las mezclas con gases nobles permiten mejorar el compromiso entre eficiencia y costo, el CO_2 puro en ciclos de recompresión optimizados continúa siendo la alternativa con mayor potencial para alcanzar las máximas eficiencias reportadas en la literatura reciente.

CAPÍTULO II: MATERIALES Y MÉTODOS

La investigación se basa en la simulación numérica y datos termodinámicos con el objetivo de evaluar el sistema de almacenamiento de energía propuesto desde una perspectiva técnica y económica. El proceso se estructura en tres etapas. En la primera etapa, se desarrolla el modelo termodinámico y se establece el entorno de simulación. En la segunda etapa, se recopilan diversos casos de estudio a través de una revisión bibliográfica exhaustiva. En la tercera etapa, los datos obtenidos son procesados, depurados y representados gráficamente.

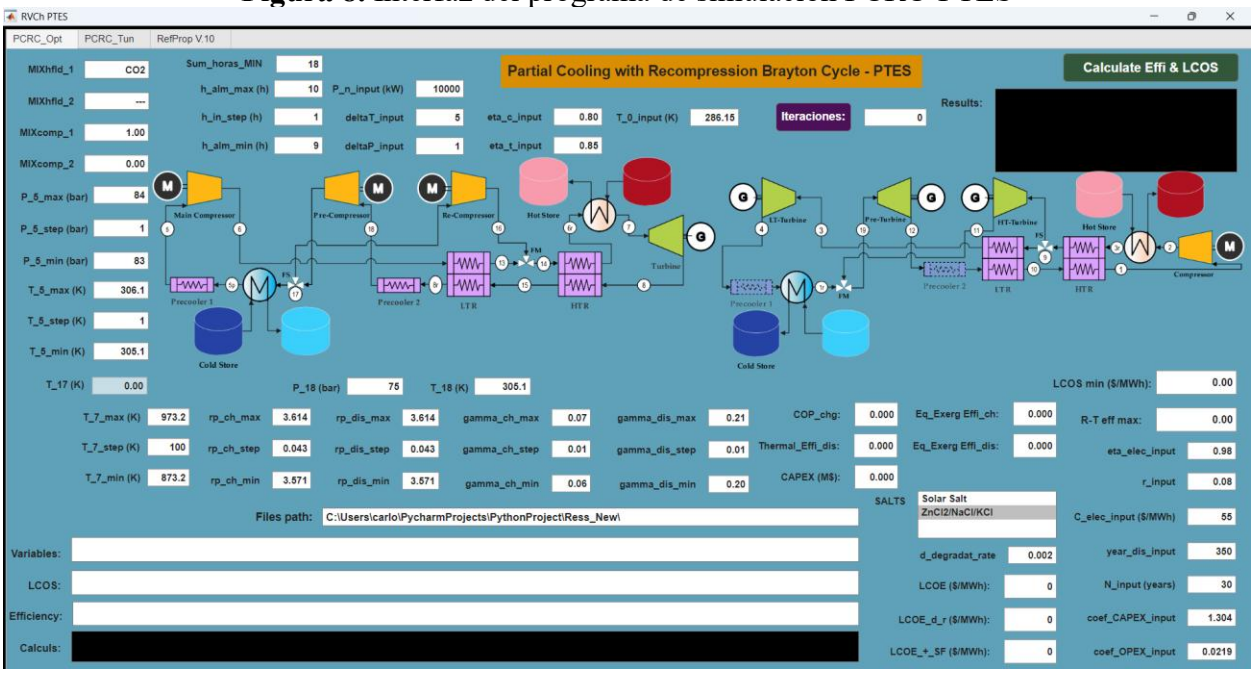
2.1 Entorno de simulación y modelado termodinámico

El modelo computacional se desarrolló en MATLAB. El código sirve para resolver balance de masa y energía de los componentes del sistema además de ejecutar la lógica de control y los algoritmos de optimización. Se calculas las propiedades termodinámicas de los fluidos en cada punto del ciclo. Para esto, el código en MATLAB se integra directamente con un contenedor de Python que actúa como puente con la base de datos de REFPROP. El uso de REFPROP es importante porque es un estándar en la ciencia y la ingeniería utilizando ecuaciones de estado muy precisas basadas en la energía libre de Helmholtz [47]. Esta configuración ayuda a encontrar las propiedades de los fluidos en las zonas gaseosa, líquida y supercrítica además que datos como la entalpía, entropía, densidad y viscosidad se usan en los cálculos del ciclo y en la optimización del sistema.

2.2 Generación de datos y protocolo de simulación

Para realizar las simulaciones se estableció un procedimiento de trabajo que permitió mantener las mismas condiciones en los diferentes casos analizados. La interfaz del programa, presentada en la **Figura 8**, permite ingresar los parámetros de operación y las condiciones de contorno del sistema. A partir de este procedimiento se realizó el análisis paramétrico del modelo. Las simulaciones se llevaron a cabo durante siete meses y se ejecutaron 402,740 iteraciones. Los resultados se almacenaron en varios archivos de Excel, con más de quince mil registros de variables de operación en cada archivo. Esta información se utilizó posteriormente para el análisis estadístico y termoeconómico.

Figura 8. Interfaz del programa de simulacion PCRC-PTES



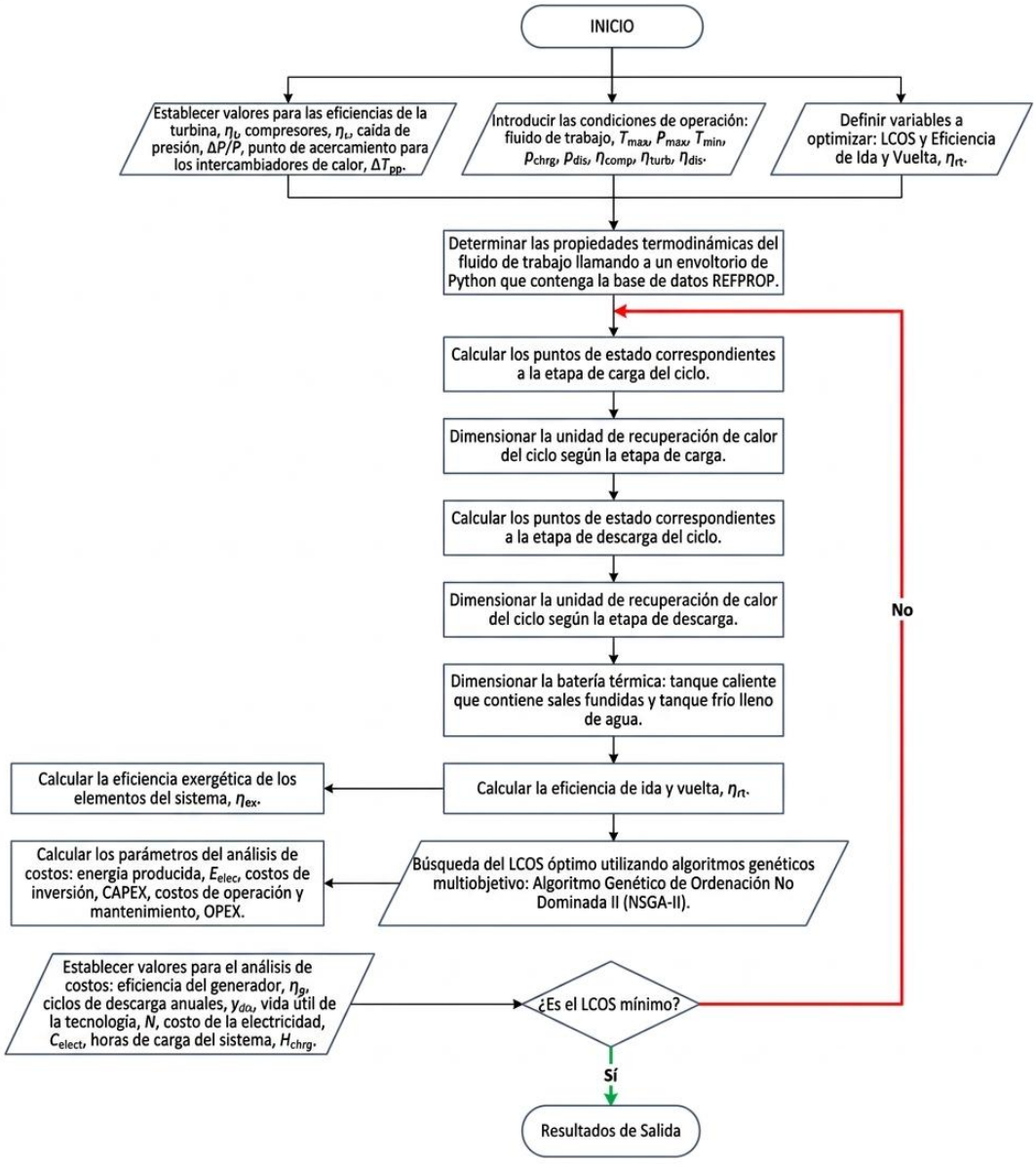
2.3 Estructura de los datos y procesamiento de los resultados

Cada simulación individual genera automáticamente tres archivos de salida en formato Excel, los cuales organizan la información de manera estructurada. El primer archivo muestra el detalle del costo de inversión y operación de cada equipo como los compresores, los intercambiadores de calor y las turbinas permitiendo efectuar un análisis económico de cada parte por separado. El segundo archivo tiene las condiciones usadas en cada paso de la simulación como las temperaturas, las presiones y los flujos que nos ayudan a conocer las condiciones se usaron en cada caso de simulación. El tercer archivo y el más importante para esta investigación, es sobre el análisis termoeconómico y muestra los principales indicadores del sistema como el LCOS y la eficiencia ida y vuelta que se utilizarán para comparar las diferentes configuraciones que se estudiaron. Después de terminar la campaña de simulación, todos los datos de los archivos Excel de cada simulación se juntaron y procesaron para elaborar un análisis comparativo entre las distintas configuraciones de componentes y los parámetros de diseño.

El procedimiento inicia con la definición de las eficiencias de los componentes principales, las condiciones de operación y las variables objetivo, específicamente el costo nivelado de almacenamiento (LCOS) y la eficiencia round-trip como se muestra en el flujograma de la **Figura 9**. A partir de estas entradas, el modelo determina las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo y calcula los estados del ciclo durante las etapas de carga y descarga, incluyendo el

dimensionamiento de las unidades de recuperación de calor y del sistema de almacenamiento térmico, compuesto por un tanque caliente con sales fundidas y un tanque frío con agua. Con base en estos resultados, se calcula la eficiencia exergética de los componentes y la eficiencia global del ciclo, para posteriormente realizar el análisis económico considerando costos de inversión, operación y mantenimiento, eficiencia del generador, vida útil del sistema y condiciones de operación anual [33,34].

Figura 9. Flujograma del código de simulación



Tomado de: Tafur et al. 2025 [34]

2.4 Herramientas de visualización

Para la etapa de análisis profundo y comunicación de los resultados, se recurrió a herramientas especializadas en visualización de datos. El entorno de programación Python se usó con el IDE Pycharm para crear gráficos complejos como los diagrama de Sankey y diagramas de flujos de energía para los distintos componentes del sistema. Además, se usaron gráficos del análisis exergético para encontrar los equipos que tienen más irreversibilidades de tal manera que Python ayudó al modelo realizado en MATLAB a procesar y mostrar los resultados de simulaciones.

2.5 Descripción del sistema

El sistema de almacenamiento de energía térmica por bombeo (PTES) estudiado utiliza un ciclo Brayton con recompresión y enfriamiento parcial, denominado ciclo PCRC (*Partial Cooling Recompression Cycle*). El CO_2 puro se utiliza como fluido de trabajo. En la **Figura 10** se representan esquemáticamente los procesos correspondientes a las fases de carga y descarga del sistema.

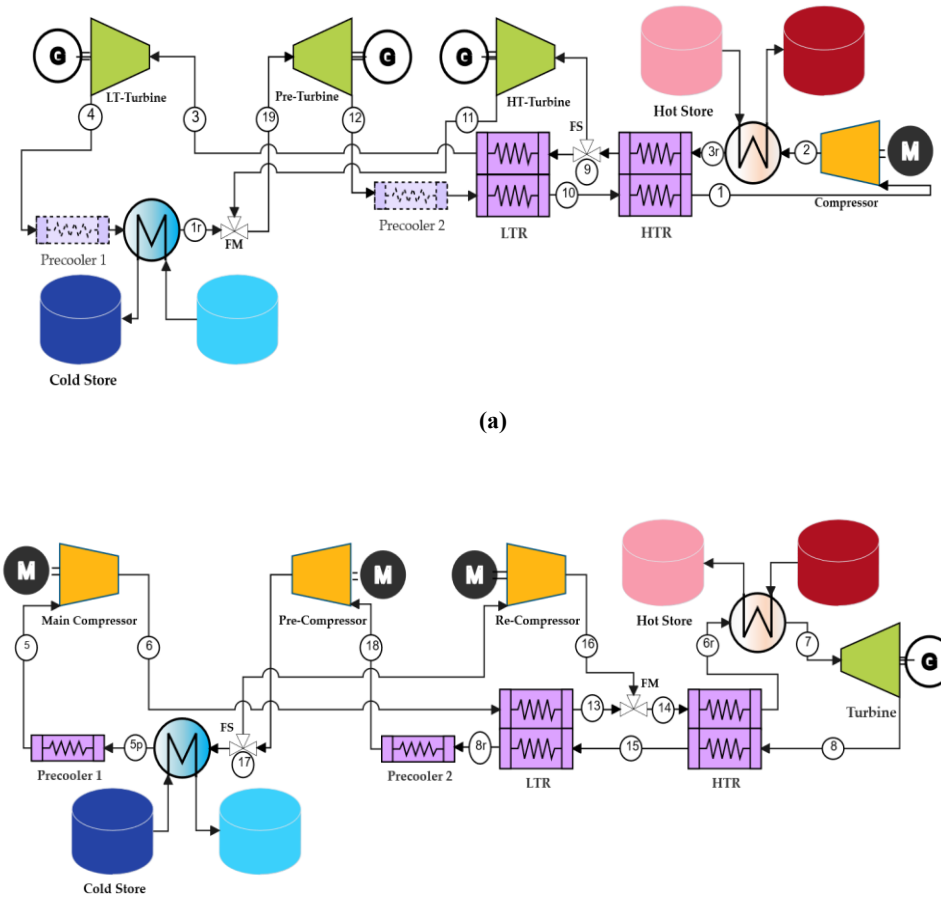
Durante la etapa de carga, la energía eléctrica suministrada acciona el tren de compresión, siendo el compresor principal el elemento que inicia la transformación termodinámica. Este eleva la presión y la temperatura del CO_2, lo que permite la cesión de calor al sistema de almacenamiento térmico de alta temperatura. A continuación, el fluido se expande en la turbina de alta entalpía, luego en la preturbina y finalmente en la turbina de baja entalpía. En este proceso, la temperatura del fluido disminuye para alcanzar las condiciones que se necesita para el almacenamiento térmico a baja temperatura. De esta manera, la energía eléctrica que se suministró durante la carga se convierte en energía térmica que se almacena mediante la diferencia de temperatura entre los depósitos de fluido caliente y frío.

En la fase de descarga, el fluido de trabajo toma energía térmica del depósito de alta temperatura antes de ingresar al expansor donde la entalpía se convierte en trabajo de eje el cual se transforma en potencia eléctrica. Después de la expansión el fluido para por los recuperadores de baja y alta temperatura donde intercambia calor con la corriente de mayor temperatura y recupera parte del calor. Luego, el fluido sale del recuperador de baja temperatura y entra al enfriador de aire para después comprimirse hasta una presión intermedia en la primera etapa de compresión y luego se divide el flujo en dos corrientes. La corriente principal se enfría un poco antes de entrar al compresor principal y la corriente secundaria entra directamente en el compresor secundario. Las

dos corrientes se unen nuevamente después de la compresión. El fluido resultante pasa por los recuperadores de baja y alta temperatura, donde aumenta su temperatura antes de recibir el calor del depósito caliente. Con este proceso se completa el recorrido del fluido durante la etapa de descarga.

Además, esta configuración permite reducir la temperatura media de cesión de calor, dado que una parte del fluido libera energía térmica a niveles de temperatura más bajos. Este hecho redunda en un incremento de la eficiencia del ciclo de potencia durante la etapa de descarga, especialmente cuando la temperatura de entrada al compresor se aleja de la región próxima al punto crítico del CO_2. En dichas condiciones, la estrategia de enfriamiento parcial contribuye a compensar el aumento del trabajo de compresión y a mejorar la relación entre el trabajo generado por la turbina y el consumido por los compresores [32].

Figura 10. Sistema PCRC-PTES



(a)

(b)

Nota: Fase de carga (a) y fase de descarga (b).

2.6 Almacenamiento de energía térmica

La configuración propuesta opera en dos fases, alternando entre un ciclo de bomba de calor durante los períodos de baja tarifa eléctrica y un ciclo de generación de potencia cuando el costo de la electricidad es elevado. El subsistema de almacenamiento de energía térmica está compuesto por dos depósitos y un fluido de transferencia de calor. Uno de los tanques se emplea para almacenar sales fundidas a altas temperaturas, mientras que el otro contiene agua a una temperatura próxima al ambiente. El depósito caliente ha sido dimensionado para alcanzar una temperatura máxima de operación de 1008.78 K, objetivo que ha sido logrado satisfactoriamente en la presente investigación. En consecuencia, durante la fase de descarga se consigue una temperatura de entrada a la turbina de 973.2 K. Las condiciones requeridas en el ingreso a la turbina se satisfacen mediante el uso de una mezcla de sales fundidas compuesta por 44.3 % de $ZnCl_2$, 13.8 % de NaCl y 41.9 % de KCl (denominada $ZnCl_2$/NaCl/KCl) como fluido de transferencia de calor en el sistema de almacenamiento térmico [48]. Durante la fase de descarga, el depósito frío almacena el agua utilizada para enfriar el fluido de trabajo. Este fluido abandona el intercambiador de calor de recuperación de baja temperatura (LTR) y es entonces dirigido al precooler. En el caso opuesto, durante la etapa de carga, el tanque frío contiene agua que sirve para calentar el fluido de trabajo que sale de la turbina de baja presión, tras lo cual el fluido se conduce al intercambiador LTR. La **Tabla 2** resume los principales parámetros de diseño del sistema de almacenamiento de energía térmica.

Tabla 2.

Parámetros de diseño del sistema PTES.

Parámetros	Rangos de valores
Temperatura del tanque caliente	692.36 → 1008.78 K
Temperatura del tanque frío	308.95 → 328.76 K
Tiempo de almacenamiento	4 →10 horas
Tipo de fluido de transferencia de calor (HTF)	$ZnCl_2$/NaCl/KCl (Sal Fundida)

Continua Tabla 2
Parámetros de diseño del sistema PTES.

Parámetros	Rangos de valores
Temperatura máxima de operación del volumen de sal	>1073.15 K
Punto de fusión de la sal	473.15 K

2.7 Formulación del análisis energético

Con base en los principios fundamentales de la termodinámica, los balances de masa y energía de los componentes del sistema se evalúan mediante las ecuaciones recogidas en la **Tabla 3**. Este marco termodinámico resulta coherente con el enfoque de modelización previamente desarrollado y validado en la literatura especializada.

Tabla 3.

Ecuaciones de balance energético para cada componente del sistema PTES.

Componente	Fase de carga	Fase de descarga
Tanque caliente	$\dot{Q}_{hot\ tank}^{chg} = \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (h_{3r} - h_2)$	$\dot{Q}_{hot\ tank}^{dis} = \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (h_7 - h_{6r})$
Tanque frío	$\dot{Q}_{cold\ tank}^{chg} = (1 - \gamma^{chg}) \cdot \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (h_{1r} - h_4)$	$\dot{Q}_{cold\ tank}^{dis} = (1 - \gamma^{dis}) \cdot \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (h_{5p} - h_{17})$
Turbina LT / Compresor principal	$\dot{W}_{LT-tur}^{chg} = (1 - \gamma^{chg}) \cdot \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (h_3 - h_4)$	$\dot{W}_{MC}^{dis} = (1 - \gamma^{dis}) \cdot \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (h_5 - h_6)$
Pre-Turbina / Pre-Compresor	$\dot{W}_{Pre-tur}^{chg} = \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (h_{19} - h_{12})$	$\dot{W}_{PreC}^{dis} = \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (h_{18} - h_{17})$
Turbina HT / Re-Compresor	$\dot{W}_{HT-tur}^{chg} = \gamma^{chg} \cdot \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (h_9 - h_{11})$	$\dot{W}_{RC}^{dis} = \gamma^{dis} \cdot \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (h_{17} - h_{16})$
Compresor / Turbina	$\dot{W}_{com}^{chg} = \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (h_1 - h_2)$	$\dot{W}_{tur}^{dis} = \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (h_7 - h_8)$
Ciclo	$\dot{W}_{net}^{chg} = \dot{W}_{LT-tur}^{chg} + \dot{W}_{HT-tur}^{chg} + \dot{W}_{Pre-tur}^{chg} - \dot{W}_{com}^{chg}$	$\dot{W}_{net}^{dis} = \dot{W}_{tur}^{dis} - \dot{W}_{MC}^{dis} - \dot{W}_{RC}^{dis} - \dot{W}_{PreC}^{dis}$
LTR	$h_{10} - h_{12} = (1 - \gamma^{chg}) \cdot (h_9 - h_3)$	$h_{8r} - h_{15} = (1 - \gamma^{dis}) \cdot (h_6 - h_{13})$
HTR	$h_1 - h_{10} = h_{3r} - h_9$	$h_{15} - h_8 = h_{14} - h_{6r}$

Tomado de: Valencia et al. (2025) [33], Molina et al. (2018) [48] y Çengel et al. (2023) [49]

Bajo este planteamiento, la eficiencia térmica del ciclo Brayton (η_{th}), cuya expresión se recoge en la Ecuación (1), establece la relación existente entre el trabajo útil generado y la energía aportada en la fase de descarga. Del mismo modo, el coeficiente de rendimiento (COP), que se muestra en la Ecuación (2), se define como la razón entre la energía térmica aprovechable suministrada y el trabajo consumido durante la etapa de carga [50].

$$\eta_{th}^{dis} = \frac{\dot{W}_{net}^{dis}}{\dot{Q}_{hot\ tank}^{dis}} \tag{1}$$

$$COP_{HP}^{chg} = \frac{\dot{Q}_{hot\ tank}^{chg}}{\dot{W}_{net}^{chg}} \tag{2}$$

2.8 Formulación del análisis exergético

Con base en la segunda ley de la termodinámica, el balance de exergía se evalúa para los componentes del sistema PTES, tal como se muestra en la **Tabla 4**, de acuerdo con la formulación del balance exergético reportada en la literatura existente.

Tabla 4.

Ecuaciones de eficiencia exergética correspondientes a los componentes del sistema PTES.

Componente	Fase de carga	Fase de descarga
Tanque caliente	$\eta_{ex\,hot\ tank}^{chg} = \frac{\dot{m}_{ms}^{chg} \cdot \left(e_{ms\,in}^{chg} - e_{ms\,out}^{chg}\right)}{\dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_{3r} - e_2)}$	$\eta_{ex\,hot\ tank}^{dis} = \frac{\dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_7 - e_{6r})}{\dot{m}_{ms}^{dis} \cdot \left(e_{ms\,in}^{dis} - e_{ms\,out}^{dis}\right)}$
Tanque frío	$\eta_{ex\,cold\ tank}^{chg} = \frac{(1-\gamma^{chg}) \cdot \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_{1r} - e_4)}{\dot{m}_{w}^{chg} \cdot \left(e_{w\,in}^{chg} - e_{w\,out}^{chg}\right)}$	$\eta_{ex\,cold\ tank}^{dis} = \frac{\dot{m}_{w}^{dis} \cdot \left(e_{w\,in}^{dis} - e_{w\,out}^{dis}\right)}{(1-\gamma^{chg}) \cdot \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot \left(e_{5p} - e_{17}\right)}$
Turbina LT / Compresor principal	$\eta_{ex\,LT-tur}^{chg} = \frac{\dot{W}_{LT-tur}^{chg}}{(1-\gamma^{chg}) \cdot \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_3 - e_4)}$	$\eta_{ex\,MC}^{dis} = \frac{(1-\gamma^{dis}) \cdot \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_5 - e_6)}{\dot{W}_{MC}^{dis}}$
Pre-Turbina / Pre-Compresor	$\eta_{ex\,Pre-tur}^{chg} = \frac{\dot{W}_{Pre-tur}^{chg}}{\dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_{19} - e_{12})}$	$\eta_{ex\,PreC}^{dis} = \frac{\dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_{18} - e_{17})}{\dot{W}_{PreC}^{dis}}$
Turbina HT / Re-Compresor	$\eta_{ex\,HT-tur}^{chg} = \frac{\dot{W}_{HT-tur}^{chg}}{\gamma^{chg} \cdot \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_9 - e_{11})}$	$\eta_{ex\,RC}^{dis} = \frac{\gamma^{dis} \cdot \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_{17} - e_{16})}{\dot{W}_{RC}^{dis}}$
Compresor / Turbina	$\eta_{ex\,com}^{chg} = \frac{\dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_1 - e_2)}{\dot{W}_{com}^{chg}}$	$\eta_{ex\,tur}^{dis} = \frac{\dot{W}_{tur}^{dis}}{\dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_7 - e_8)}$
Ciclo	$\eta_{ex\,LTR}^{chg} = \frac{(1-\gamma^{chg}) \cdot (e_9 - e_3)}{(e_{10} - e_{12})}$	$\eta_{ex\,LTR}^{dis} = \frac{(1-\gamma^{chg}) \cdot (e_6 - e_{13})}{(e_{8r} - e_{15})}$
LTR	$\eta_{ex\,HTR}^{chg} = \frac{(e_{3r} - e_9)}{(e_1 - e_{10})}$	$\eta_{ex\,HTR}^{dis} = \frac{(e_{14} - e_{6r})}{(e_{15} - e_8)}$

Tomado de: Tafur et al. (2018) [34] y Weiland et al. (2019) [51].

Para el proceso de carga, la eficiencia exergética del ciclo se determina comparando el coeficiente de operación (COP) de la bomba de calor con el COP ideal de Carnot correspondiente [49], tal como se expresa en la Ecuación (3).

$$\eta_{ex}{}^{chg} = \frac{COP_{HP}^{chg}}{COP_{Eq-Carnot}^{chg}} \tag{3}$$

En este contexto, el término $COP_{Eq-Carnot}^{chg}$ representa el coeficiente de operación equivalente de Carnot asociado al proceso de carga del ciclo, tal como ha sido reportado en estudios previos [49,52,53]. Este parámetro se determina mediante la Ecuación (4). En este análisis, la temperatura de absorción de calor se denota como T_{abs}^{chg}, mientras que la temperatura de rechazo de calor se expresa como T_{rej}^{chg}. Para evaluar la relación anterior, es necesario determinar previamente tanto T_{abs}^{chg} como T_{rej}^{chg} de acuerdo con las Ecuaciones (5) y (6), respectivamente.

$$COP_{Eq-Carnot}^{chg} = \frac{1}{1 - \frac{T_{abs}^{chg}}{T_{rej}^{chg}}} \tag{4}$$

$$T_{abs}^{chg} = \frac{\int_4^{1r} T \cdot ds}{s_{1r} - s_4} \tag{5}$$

$$T_{rej}^{chg} = \frac{\int_2^{3r} T \cdot ds}{s_{3r} - s_2} \tag{6}$$

Para evaluar la eficiencia exergética del ciclo durante la etapa de descarga, es necesario establecer en primer lugar la relación entre la eficiencia térmica del sistema y la eficiencia de Carnot correspondiente [49]. Dicha relación se presenta en la Ecuación (7). El parámetro $\eta_{Eq-Carnot}^{dis}$ corresponde a la eficiencia equivalente de Carnot del ciclo durante la etapa de descarga [52,53] y se determina mediante la Ecuación (8). En esta expresión, T_{rej}^{dis} y T_{abs}^{dis}representan las temperaturas de rechazo y absorción de calor, respectivamente, para el proceso de descarga del ciclo, cuyos valores se obtienen a partir de las Ecuaciones (9) y (10).

$$\eta_{ex}{}^{dis} = \frac{\eta_{th}^{dis}}{\eta_{Eq-Carnot}^{dis}} \tag{7}$$

$$\eta_{Eq-Carnot}^{dis} = 1 - \frac{T_{rej}^{dis}}{T_{abs}^{dis}} \tag{8}$$

$$T_{rej}^{dis} = \frac{\int_{8r}^{5} T \cdot ds}{s_5 - s_{8r}} \quad (9)$$

$$T_{abs}^{dis} = \frac{\int_{6r}^{7} T \cdot ds}{s_7 - s_{6r}} \quad (10)$$

La tasa de destrucción de exergía asociada a los componentes del ciclo analizado se define mediante las ecuaciones presentadas en la **Tabla 5**.

Tabla 5.

Expresiones de la tasa de destrucción de exergía para los componentes del sistema PTES [54].

Componente	Fase de carga	Fase de descarga
Tanque caliente	$\dot{E}_{D\,hot\ tank}^{\ chg} = \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_2 - e_{3r}) + \dot{m}_{ms}^{chg} \cdot \left(e_{ms\ in}^{chg} - e_{ms\ out}^{chg}\right)$	$\dot{E}_{D\,hot\ tank}^{\ dis} = \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_{6r} - e_7) + \dot{m}_{ms}^{dis} \cdot \left(e_{ms\ in}^{dis} - e_{ms\ out}^{dis}\right)$
Tanque frío	$\dot{E}_{D\,cold\ tank}^{\ chg} = (1 - \gamma^{chg}) \cdot \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_4 - e_{1r}) + \dot{m}_{w}^{chg} \cdot \left(e_{w\ in}^{chg} - e_{w\ out}^{chg}\right)$	$\dot{E}_{D\,cold\ tank}^{\ dis} = (1 - \gamma^{dis}) \cdot \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot \left(e_{17} - e_{5p}\right) + \dot{m}_{w}^{dis} \cdot \left(e_{w\ in}^{dis} - e_{w\ out}^{dis}\right)$
Turbina LT / Compresor principal	$\dot{E}_{D\,LT-tur}^{\ chg} = (1 - \gamma^{chg}) \cdot \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_3 - e_4) - \dot{W}_{LT-tur}^{chg}$	$\dot{E}_{D\,MC}^{\ dis} = (1 - \gamma^{dis}) \cdot \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_5 - e_6) - \dot{W}_{MC}^{dis}$
Pre-Turbina / Pre-Compresor	$\dot{E}_{D\,Pre-tur}^{\ chg} = \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_{12} - e_{19}) - \dot{W}_{Pre-tur}^{chg}$	$\dot{E}_{D\,PreC}^{\ dis} = \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_{17} - e_{18}) - \dot{W}_{PreC}^{dis}$
Turbina HT / Re-Compresor	$\dot{E}_{D\,HT-tur}^{\ chg} = \gamma^{chg} \cdot \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_9 - e_{11}) - \dot{W}_{HT-tur}^{chg}$	$\dot{E}_{D\,RC}^{\ dis} = \gamma^{dis} \cdot \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_{17} - e_{18}) - \dot{W}_{RC}^{dis}$
Compresor / Turbina	$\dot{E}_{D\,com}^{\ chg} = \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_1 - e_2) - \dot{W}_{com}^{chg}$	$\dot{E}_{D\,tur}^{\ dis} = \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_7 - e_8) - \dot{W}_{tur}^{dis}$
Ciclo	$\dot{E}_{D\,LTR}^{\ chg} = \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_{12} - e_{10}) + (1 - \gamma^{chg}) \cdot \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_9 - e_3)$	$\dot{E}_{D\,LTR}^{\ dis} = \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_{15} - e_{8r}) + (1 - \gamma^{dis}) \cdot \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_6 - e_{13})$
LTR	$\dot{E}_{D\,HTR}^{\ chg} = \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_{10} - e_1) + \dot{m}_{mix}^{chg} \cdot (e_{3r} - e_9)$	$\dot{E}_{D\,HTR}^{\ dis} = \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_8 - e_{15}) + \dot{m}_{mix}^{dis} \cdot (e_{14} - e_{6r})$

2.9 Formulación del análisis de costo

El presente estudio adopta las ecuaciones de costos derivadas por Tafur-Escanta et al. (2025) [34] para la evaluación económica. Tal como se describe en las ecuaciones [51], se ha adoptado el modelo de ley de potencias para su estructura de correlación de costos. Los costos del recuperador, la turbina, el compresor, la caja de engranajes y el generador se estimaron mediante las Ecuaciones (11) y (12), donde C representa el costo del componente, SP es el parámetro de escala, a y b son coeficientes de ajuste, y f_T denota el factor de corrección por temperatura. Este último se calcula mediante la Ecuación (12), en la cual T_{bp} es el punto de ruptura de temperatura, típicamente establecido en 550 °C. Los coeficientes de ajuste a y b también se utilizan para determinar la

temperatura máxima de operación del componente T_{max}. Los valores de los coeficientes de ajuste a, b, c y d para los distintos componentes del ciclo se presentan en la **Tabla 6**.

$$C = a \cdot SP^{b} \cdot f_T \tag{11}$$

$$f_T = \begin{cases} 1 & if\ T_{max} < T_{bp} \\ 1 + c \cdot \left(T_{max} - T_{bp}\right) + d \cdot \left(T_{max} - T_{bp}\right)^2 & if\ T_{max} \geq T_{bp} \end{cases} \tag{12}$$

Tabla 6.

Resumen de los parámetros de escala y coeficientes para todos los componentes

Componente	Parámetro de escala [Unidad]	Coeficientes para ecuaciones 11 y 12				Rango de base de datos (Rango de validez)	Rango de incertidumbre
		a	b	c	d		
Recuperadores	$UA\ [W/K]$	49.45	0.7544	0.02141	0	$1.6 \cdot 10^5$ to $2.15 \cdot 10^8$ W/K	-31% to +38%
Turbinas axiales	$\dot{W}\ [MW]$	182600	0.5561	0	$1.1 \cdot 10^{-4}$	10 to 750 MW	-25% to +30%
Compresor centrífugo de engranajes internos IG	$\dot{W}\ [MW]$	1230000	0.3992	0	0	1.5 to 200 MW	-40% to +48%
Caja de engranajes	$\dot{W}\ [MW]$	177200	0.2434	0	0	10 to 10 MW	-15% to +20%
Generadores	$\dot{W}\ [MW]$	108900	0.5463	0	0	4 to 750 MW	-19% to +23%

Tomado de: Weiland et al. Correlaciones de costos de los componentes del ciclo de potencia. (2019) [51].

Los costos de los depósitos de almacenamiento caliente y frío se determinan mediante las Ecuaciones (13) y (14), respectivamente [24]. En estas ecuaciones, $\boldsymbol{V_{ms}}$ representa el volumen de sal fundida en el tanque caliente, mientras que $\boldsymbol{V_w}$ es el volumen de agua en el tanque frío. La Ecuación (15) nos ayuda a calcular el costo nivelado de almacenamiento (LCOS) que ha sido comprobado y utilizado en estudios recientes [53,55]. El LCOS es importante para evaluar la competitividad de los sistemas de almacenamiento debido a que combina la eficiencia técnica y los costos como factores clave para determinar si estos sistemas pueden funcionar en los mercados energéticos hoy en día.

$$C_{tank}{}^{hot} = 510 \cdot V_{ms} \tag{13}$$

$$C_{tank}{}^{cold} = 204 \cdot V_w \tag{14}$$

$$LCOS = \frac{CAPEX}{\dot{E}_{dis} \cdot \sum_n^N \frac{1}{(1+r)^n}} + \frac{OPEX}{\dot{E}_{dis}} + \frac{C_{elec}}{\eta_{rt}} \quad (15)$$

En esta expresión, r representa la tasa de descuento, n es el año de operación considerado y N corresponde a la vida útil de la tecnología [4]. El gasto de capital (CAPEX) se define como la inversión inicial requerida para los equipos esenciales del ciclo, de acuerdo con las restricciones especificadas en la documentación [57,58]. El gasto operativo (OPEX) se estima como el 2,2 % del CAPEX. La producción anual de energía $\dot{E}_{dis}$, se calcula mediante la Ecuación (16), donde y_{dis} representa los ciclos anuales de descarga, H_{dis} es la duración de la descarga de la planta y η_g denota la eficiencia del generador, la cual afecta la producción neta de energía.

$$\dot{E}_{dis} = \dot{W}_{net}^{dis} \cdot y_{dis} \cdot H_{dis} \cdot \eta_g \quad (16)$$

La eficiencia global del sistema, también conocida como eficiencia de ida y vuelta [4,59] y representada por η_{rt}, se calcula mediante la Ecuación (17). En dicha expresión, H_{chg} corresponde al número de horas de carga del sistema, el cual se ha considerado constante en el conjunto de simulaciones llevadas a cabo. Cabe señalar que trabajos posteriores podrían abordar la optimización de esta variable, así como el estudio de su influencia sobre el costo nivelado de almacenamiento (LCOS) de las instalaciones.

$$\eta_{rt} = \frac{\dot{W}_{net}^{dis} \cdot H_{dis}}{\dot{W}_{net}^{chg} \cdot H_{chg}} \quad (17)$$

La evaluación del costo nivelado de almacenamiento (LCOS) se apoya en un conjunto de coeficientes y parámetros que determinan el comportamiento tecnoeconómico del sistema. Con el objeto de facilitar el seguimiento del análisis, la **Tabla 7** compila los valores de entrada empleados, incluyendo costos de inversión, gastos de operación, factores de eficiencia y supuestos financieros.

Tabla 7.

Parámetros empleados en la determinación del LCOS [4,32,44,54,60].

Componente	Parámetro	Valor	Unidad
Tiempo de almacenamiento	H_{chg}	4 →10	h
Precio de la electricidad	C_{ele}	55	$/MWh
Tasa de descuento	r	8	%
Ciclos de descarga anuales	y_{dis}	350	1/año

Continúa Tabla 7

Parámetros empleados en la determinación del LCOS [4,32,44,54,60].

Componente	Parámetro	Valor	Unidad
Vida útil de la planta	N	30	años
Eficiencia del generador	η_g	0.98	-

Tomado de: Tafur et al. (2022) [4], (2022) [32], Zhang et al. (2025) [44], Ökten et al. (2022) [54] y Jülch (2016) [60].

2.10 Parámetros de entrada

La presente investigación considera un conjunto de parámetros fijos y variables, tal como se resume en la **Tabla 8**. El modelo de parametrización se ha configurado con una capacidad neta de descarga constante de 10 MW. Las variables independientes objeto de exploración paramétrica incluyen las presiones y temperaturas de operación en las entradas de los compresores (P_1, P_5, T_4, T_5), en las entradas de las turbinas (P_3, P_7, T_3, T_7) y en las etapas de precompresión y preturbina ($P_{18}, P_{19}, T_{18}, T_{19}$). Las eficiencias de los componentes se han adoptado de la literatura, fijándose los rendimientos isentrópicos del compresor y de la turbina en 0.80 y 0.85, respectivamente [46,61,62]. El sistema contempla caídas de presión del 1 % en el recuperador y en el precooler, y se ha impuesto una temperatura mínima de aproximación de 5 K en los puntos de pinch de los intercambiadores de calor [63].

Tabla 8.

Supuestos de entrada

	Parámetro	Valor	Unidad
Potencia neta de descarga	$\dot{W}_{\text{net}}^{\text{dis}}$	10	MW
Presión de entrada al compresor	P_1 & P_5	83-95	bar
Temperatura de entrada al compresor	T_4 & T_5	305.1-312.1	K
Temperatura de entrada a la turbina	T_3 & T_7	873.2-973.2	K
Presión de entrada al pre-compresor	P_{18}	75-85	bar
Presión de entrada a la pre-turbina	P_{19}	81.59-94.52	bar
Temperatura de entrada al pre-compresor	T_{18}	305.1-312.1	K
Temperatura de entrada a la pre-turbina	T_{19}	312.84-324.84	K
Eficiencia del compressor	η_c	0.80	-

Continúa Tabla 8

Supuestos de entrada

	Parámetro	Valor	Unidad
Eficiencia de la turbina	η_{t}	0.85	-
Relación de compresión en carga	${r_{\mathrm{p}}}^{\mathrm{chg}}$	3.157-3.614	-
Relación de compresión en descarga	${r_{\mathrm{p}}}^{\mathrm{dis}}$	3.157-3.614	-
Relación de división de carga	γ_{chg}	0.06–0.19	-
Relación de división de descarga	γ_{dis}	0.20–0.45	-
Caídas de presión en el recuperador	$\Delta P/P_{\mathrm{R}}$	1	%
Caídas de presión en el precooler	$\Delta P/P_{\mathrm{PC}}$	1	%
Pinch point	ΔT_{min}	5	K

2.11 Validación del modelo y estudio comparativo

La presente investigación aborda una parametrización detallada de las variables de diseño más relevantes del sistema PCRC-PTES, con el objeto de analizar sistemáticamente su influencia sobre el comportamiento termodinámico y los indicadores tecnoeconómicos del sistema. Las simulaciones se realizaron mediante un programa de cálculo propio desarrollado en MATLAB R2022a, y las propiedades termofísicas del CO_2 puro utilizado como fluido de trabajo se obtuvieron a través de la herramienta REFPROP [33], accesible mediante una interfaz en Python 3.9.12.

El análisis de rendimiento de la configuración del ciclo Brayton con CO_2 supercrítico se efectuó en condiciones nominales de diseño, tomando como base parámetros termodinámicos de entrada extraídos de la bibliografía especializada con el fin de establecer una referencia de comparación. Valores como la potencia neta de salida, las temperaturas de entrada a los compresores y turbinas, las eficiencias isentrópicas y la temperatura de pinch se adoptaron de trabajos previos. Sin embargo, las relaciones de división en los modos carga y descarga, la presión de aspiración de los compresores y otros parámetros particulares del ciclo no se encontraban documentados, por lo que fueron determinados mediante una búsqueda paramétrica exhaustiva orientada a minimizar el LCOS. La **Tabla 9** recoge los principales supuestos considerados en las simulaciones.

Tabla 9.

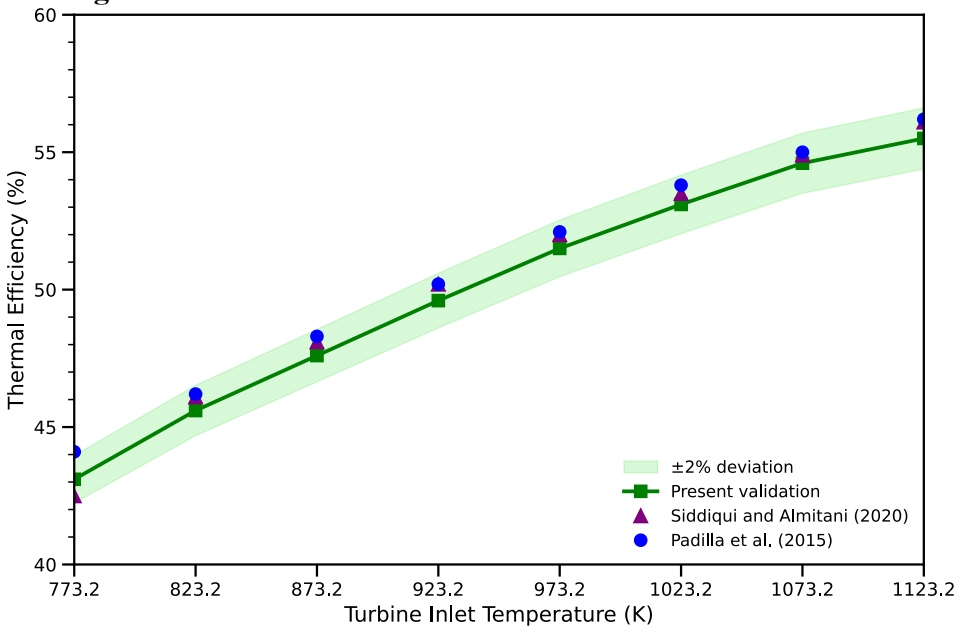
Parámetros de entrada utilizados para la validación del modelo propuesto.

Parámetros	Valor	Unidad
Potencia neta de descarga	115	MW
Temperatura a la entrada del compresor	305.1	K
Temperatura a la entrada de la turbina	773.2-1123.2	K
Eficiencia del compressor	0.89	-
Eficiencia de al turbina	0.93	-
Pinch point	5	K

Tomado de: Siddiqui & Almitani (2020) [64] y Padilla et al. (2015) [65].

El software de simulación empleado en este estudio fue validado con el fin de garantizar la precisión y fiabilidad del modelo termodinámico desarrollado. Dicha validación se realizó mediante un análisis comparativo con los resultados reportados por Siddiqui y Almitani (2020) [64] y Padilla et al. [65], considerando condiciones de operación equivalentes. Tal como se presenta en la **Figura 11**, la desviación entre los resultados numéricos obtenidos en este trabajo y los estudios de referencia se mantuvo dentro de aproximadamente el 2 %, lo que demuestra la capacidad del modelo de simulación para reproducir con exactitud el rendimiento de los sistemas de ciclo Brayton con CO_2 supercrítico.

Figura 11. Validación de los resultados de simulación del PCRC



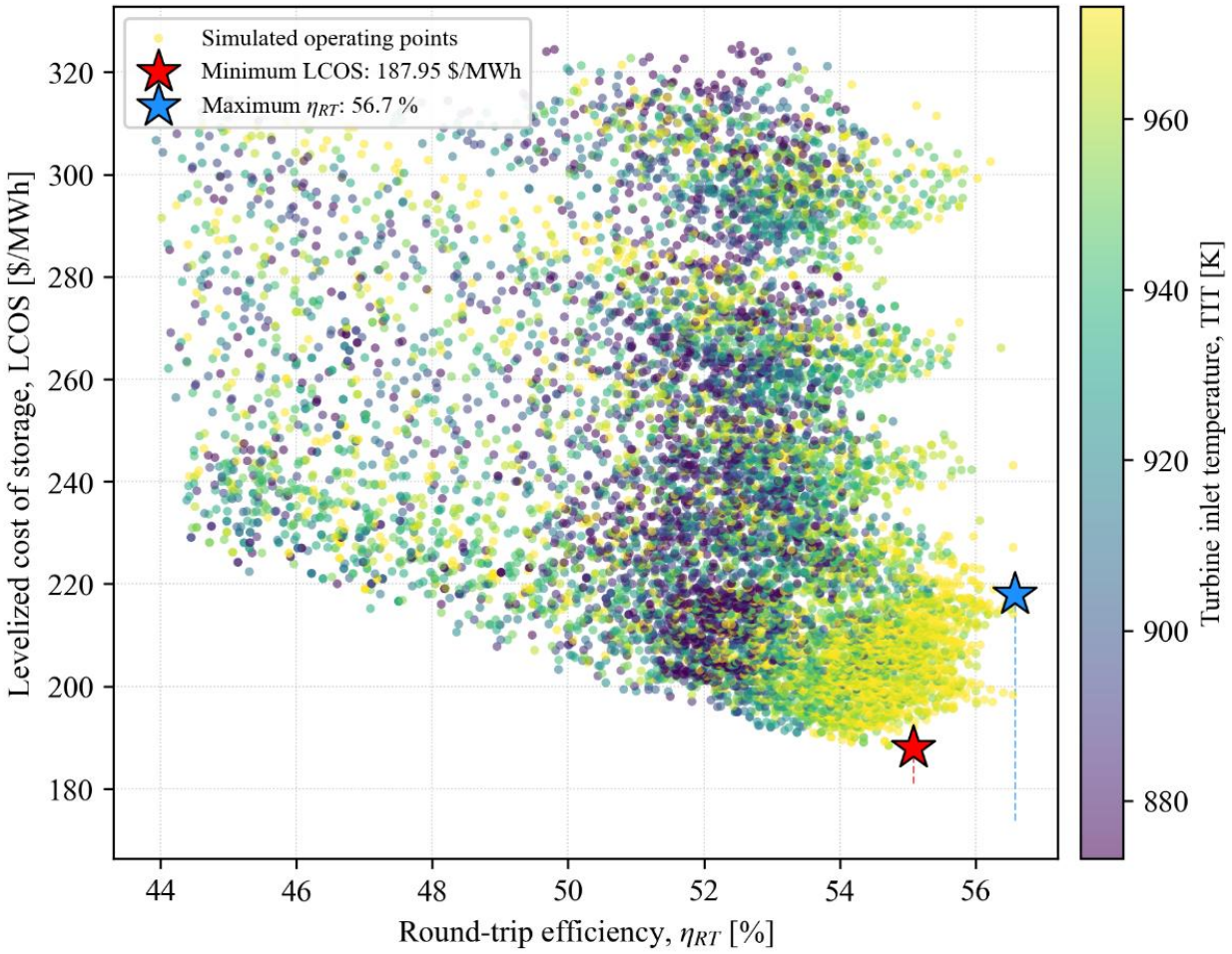
CAPÍTULO III: RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El estudio paramétrico, llevado a cabo mediante simulaciones del sistema en los rangos definidos para las variables operativas fundamentales (CIT, TIT, PCIT, entre otras), puso de manifiesto una relación de compromiso claramente establecida entre el desempeño económico y la eficiencia del sistema. El LCOS varío entre un valor mínimo óptimo de 187.95 USD/MWh y un máximo simulado de 279.98 USD/MWh a la vez que la eficiencia de ida y vuelta tuvo una tendencia opuesta pasando de un valor óptimo del 56.68% a 44% siendo los principales indicadores de rendimiento. Mientras que el LCOS refleja la rentabilidad económica, la eficiencia ida y vuelta muestra el rendimiento termodinámico. En las siguientes secciones se analiza con detalle cómo cada variable de operación influye por separado en estos parámetros, lo que permite identificar las tendencias, las correlaciones y las zonas de operación más convenientes.

Para tener una visión completa del espacio de operación que se exploró, la **Figura 12** presenta el conjunto total de puntos simulados, relacionando la eficiencia de ida y vuelta (η_{RT}) con el costo nivelado de almacenamiento (LCOS) para todas las combinaciones de condiciones evaluadas.

Cada punto de la gráfica muestra una condición de operación simulada y la escala de colores indica la temperatura de entrada a la turbina asociada. En la gráfica se refleja que cuando el costo nivelado de la energía es más bajo, la eficiencia de la turbina es más alta y viceversa. Los puntos con temperatura más altas de entrada a la turbina tienden a presentar mayor eficiencia y menor costo además que hay dos puntos que representan el menor LCOS y la mayor eficiencia ida y vuelta. Es importante considerar que esta gráfica muestra el rango de condiciones de operación que se han estudiado, pero no es un frente de Pareto ya que este se obtiene mediante un algoritmo de optimización multiobjetivo.

Figura 12. Relación entre LCOS, η_{RT} y TIT



Nota: Las estrellas rojas y azules indican los puntos operativos correspondientes al LCOS mínimo y al η_{RT} máximo, respectivamente.

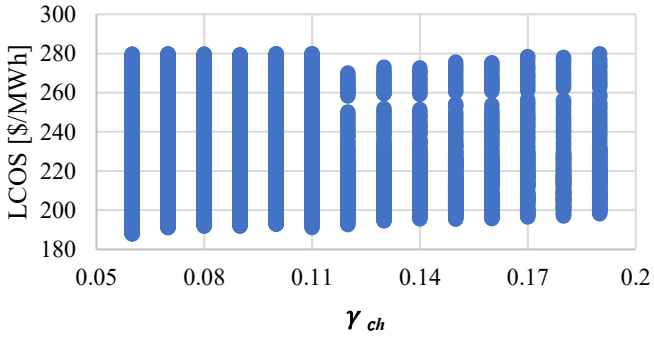
Las zonas con mayor concentración de simulaciones corresponden a los rangos donde las variables operativas presentan menor sensibilidad entre sí, mientras que las regiones más dispersas reflejan condiciones en las que pequeños cambios en CIT, TIT o PCIT producen variaciones notables en el LCOS y en la eficiencia. Esta heterogeneidad sugiere que el esfuerzo computacional de futuras optimizaciones podría concentrarse en las zonas dispersas, donde reside la mayor parte del potencial de mejora.

3.1 Análisis sensible de la fracción de masa de carga

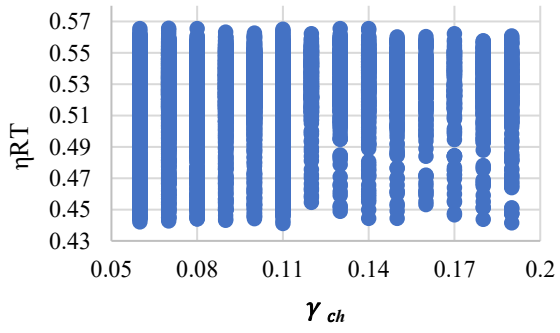
3.1.1 LCOS mínimo

La **Figura 13** muestra la influencia de la fracción másica de carga (γch) sobre el LCOS y la eficiencia de ida y vuelta. En la **Figura 13-a** se observa que el LCOS presenta una tendencia claramente creciente a medida que aumenta γch, lo que indica que una mayor desviación del flujo másico durante el proceso de carga se traduce en un incremento de los costos del sistema. El valor mínimo de LCOS que se obtuvo en este estudio es de 187.95 USD/MWh cuando el parámetro de carga tiene el valor de 0.06 asociada a una CIT de 306.1 K, TIT de 973.2 K, PCIT de 307.1 K, PCIP de 77 bares y una CIP de 86 bares. Por otro lado, en la **Figura 13-b** se aprecia una ligera disminución de la eficiencia de ida y vuelta conforme aumenta γch, lo que evidencia el compromiso entre el rendimiento económico y el termodinámico. Desde el punto de vista económico, γch = 0.06 resulta ser el punto de operación más conveniente, ya que permite alcanzar el LCOS mínimo sin que el desempeño del sistema se vea afectado de manera significativa.

Figura 13. Impacto de la fracción de masa de carga (LCOS mínimo)



(a)



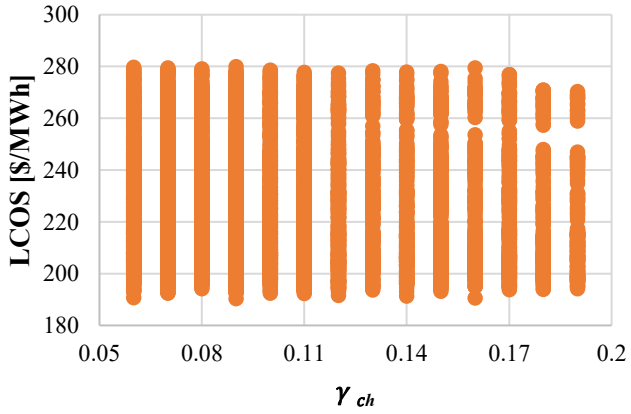
(b)

Nota: (a) LCOS vs γ_{ch}; (b) Eficiencia ida y vuelta vs γ_{ch}

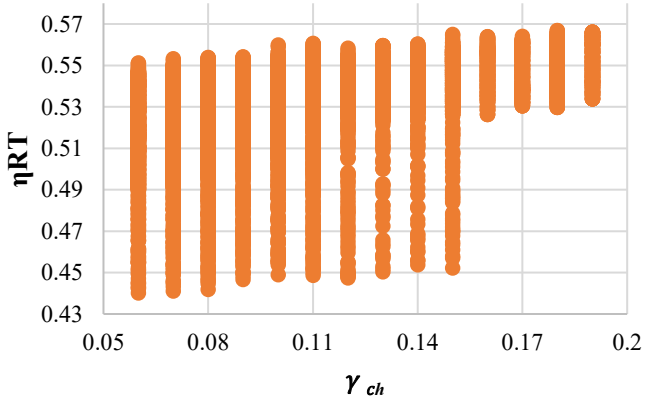
3.1.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta

La **Figura 14** muestra la influencia de la fracción másica de carga (γch) sobre la eficiencia de ida y vuelta y el LCOS, bajo el criterio de maximizar la eficiencia del sistema. En la **Figura 14-a** se puede ver que el LCOS disminuye a medida que aumenta el flujo de carga con presencia de dispersión debido a la influencia de otros parámetros de operación. En cambio, la **Figura 14-b** muestra que la eficiencia ida y vuelta aumenta a medida que aumenta el flujo de carga siendo la eficiencia máxima de 56.68% cuando el flujo de carga presenta valores de 0.18. Esta condición de operación se produce cuando CIT es de 305.1K, la TIT es de 973.2 K, la PCIT es de 306.1 K, la PCIP es de 76 bares y la CIP es de 86 bares.

Figura 14. Impacto de la fracción de masa de carga (RT máximo)



(a)



(b)

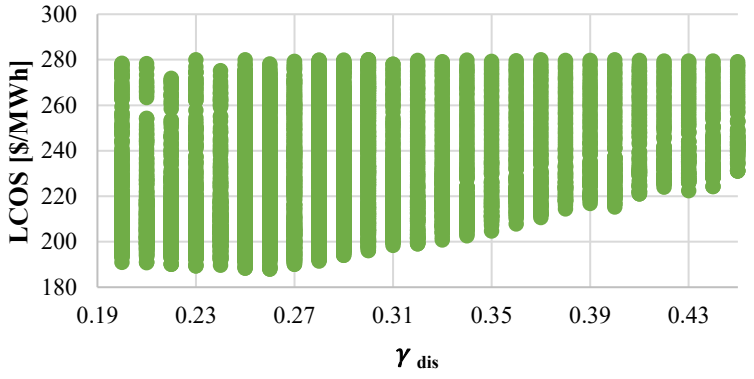
Nota: (a) LCOS vs γ_{ch}; (b) Eficiencia ida y vuelta vs γ_{ch}

3.2 Análisis sensible de la fracción de masa de descarga

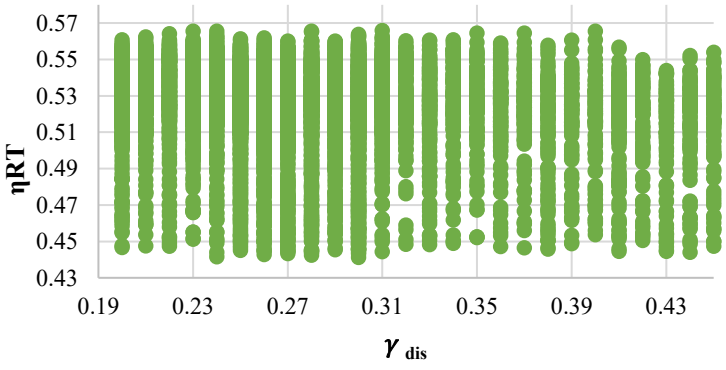
3.2.1 LCOS mínimo

Definida como la fracción de fluido de trabajo que se envía a la rama de recompresión durante la descarga, γdis ejerce una influencia significativa sobre el LCOS. Como se aprecia en la **Figura 15-a**, el LCOS aumenta de manera considerable a medida que sube γdis, alcanzando su valor mínimo en 0.26. Esto sugiere que una menor derivación hacia la línea de recompresión mejora la rentabilidad del sistema. El exceso de recirculación de fluido a través del recompresor incrementa la demanda de trabajo auxiliar y las irreversibilidades asociadas, lo que provoca un aumento sustancial del LCOS. Adicionalmente, la **Figura 15-b** indica que la eficiencia de ida y vuelta tiende a disminuir conforme aumenta γdis, lo que refuerza el impacto negativo que tienen fracciones de recompresión más altas sobre el desempeño global del sistema.

Figura 15. Impacto de la fracción de masa de descarga (LCOS mínimo)



(a)



(b)

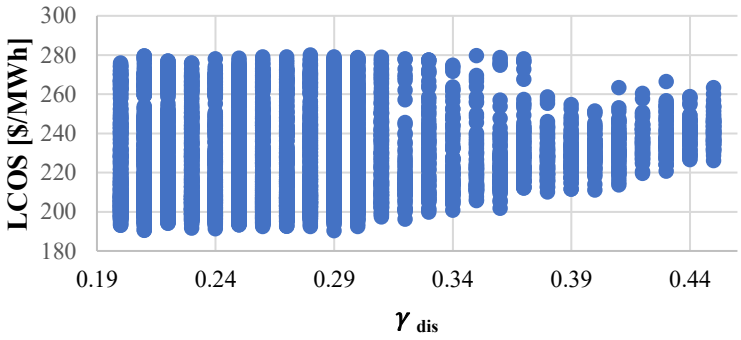
Nota: (a) LCOS vs γ_{dis}; (b) Eficiencia ida y vuelta vs γ_{dis}

3.2.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta

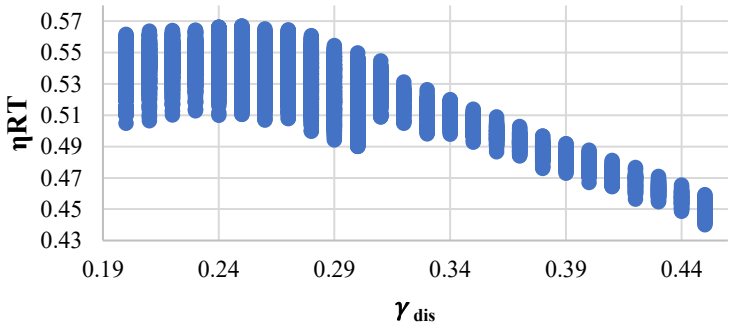
La **Figura 16** muestra la influencia de la fracción másica de descarga (γdis) sobre el desempeño económico y termodinámico del sistema PCRC-PTES, bajo el criterio de maximizar la eficiencia de ida y vuelta. Como se observa en la **Figura 16-a**, el LCOS presenta una tendencia creciente a medida que aumenta γdis, lo que indica que fracciones más grandes de fluido dirigidas a la rama de recompresión están asociadas con costos de almacenamiento más altos.

En cambio, la **Figura 16-b** muestra una bajada significativa de la eficiencia ida y vuelta a medida que aumenta gamma de descarga indicando la sensibilidad de funcionamiento de este parámetro en el sistema. Si el flujo se desvía demasiado hacia la rama de recompresión, la capacidad para recuperar energía del ciclo se reduce y también aumentan las pérdidas termodinámicas durante la descarga. La eficiencia máxima de ida y vuelta ocurre cuando gamma de descarga es de 0.25.

Figura 16. Impacto de la fracción de masa de descarga (RT máximo)



(a)



(b)

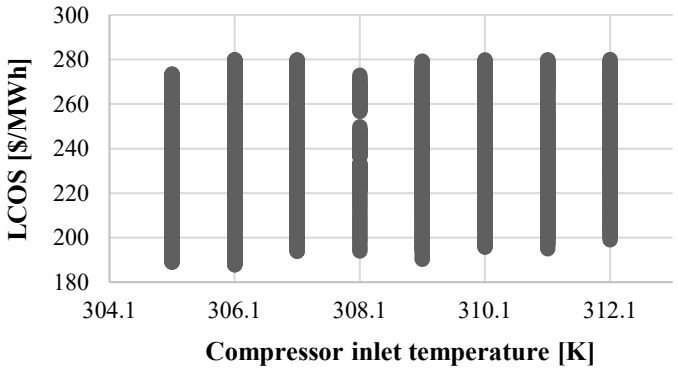
Nota: (a) LCOS vs γ_{dis}; (b) Eficiencia ida y vuelta vs γ_{dis}

3.3 Análisis sensible de la temperatura a la entrada del compresor

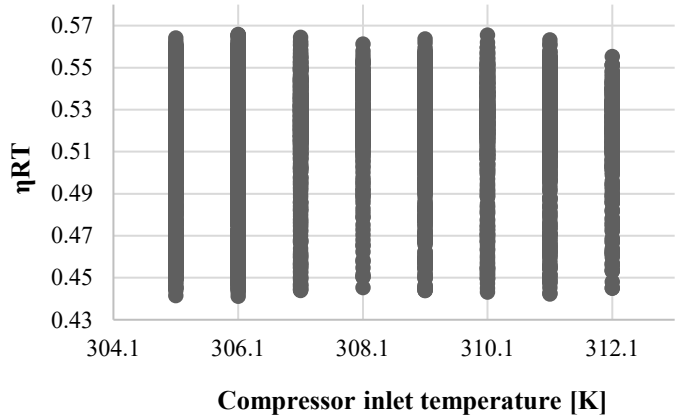
3.3.1 LCOS mínimo

La influencia de la temperatura de succión del compresor (CIT) sobre la respuesta tecnoeconómica de la configuración PCRC-PTES se presenta en la **Figura 17**, donde cada punto de simulación ha sido ajustado para alcanzar el LCOS más bajo posible. En la **Figura 17-a,** se puede ver que el LCOS permanece cerca del valor mínimo cuando CIT es de 306.1 K mostrando que el desempeño económico del sistema depende mucho de la temperatura de succión sobre todo cuando se desvía de la condición óptima. En la **Figura 17-b** se observa que la eficiencia global de recuperación de energía disminuye a medida que aumenta la temperatura de succión, esto indica que la efectividad termodinámica se reduce progresivamente cuando el compresor opera a temperaturas de entrada más elevadas.

Figura 17. Impacto de la temperatura de entrada al compresor (LCOS mínimo)



(a)



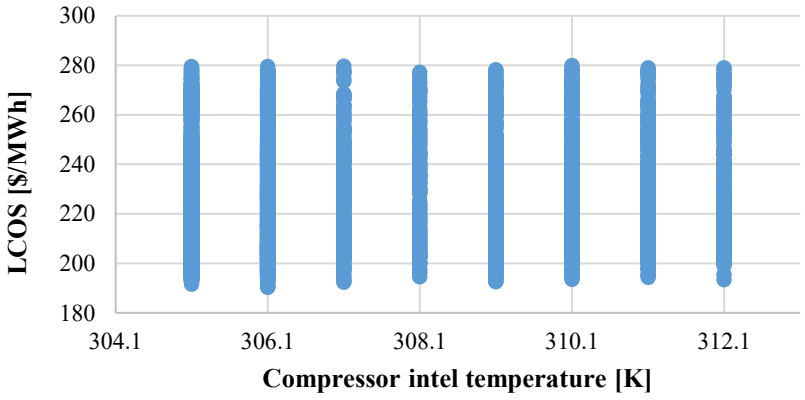
(b)

Nota: (a) LCOS vs CIT; (b) Eficiencia ida y vuelta vs CIT.

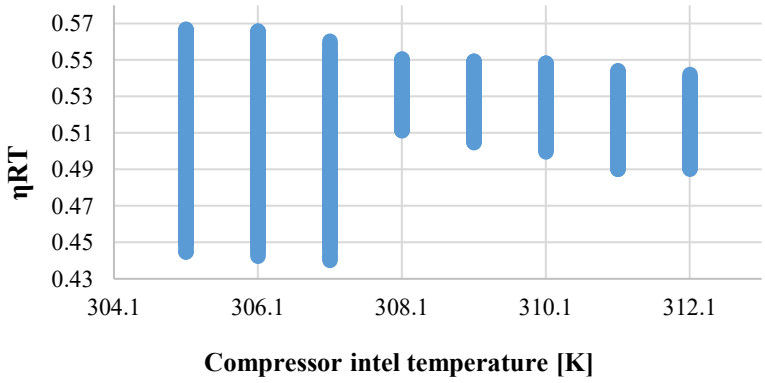
3.3.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta

La **Figura 18** presenta el efecto de la temperatura de entrada al compresor (CIT) sobre el desempeño económico y termodinámico del sistema PCRC-PTES, bajo el criterio de maximizar la eficiencia de ida y vuelta. En la **Figura 18-a** vemos que el LCOS sube poco a poco a medida que aumenta la temperatura de entrada al compresor. Además, en la **Figura 18-b** se observa que la eficiencia de ida y vuelta disminuye a medida que sube la temperatura del compresor debido a que a mayores temperaturas el proceso de compresión es menos efectivo y hay mayores pérdidas de energía por ciclo. La eficiencia máxima de ida y vuelta se alcanza con una CIT de 305.1 K, que representa la condición óptima de operación bajo este criterio. Estos resultados indican que temperaturas de entrada al compresor más bajas son beneficiosas tanto para el desempeño termodinámico como para la eficiencia global del sistema.

Figura 18. Impacto de la temperatura a la entrada del compresor (RT máximo)



(a)



(b)

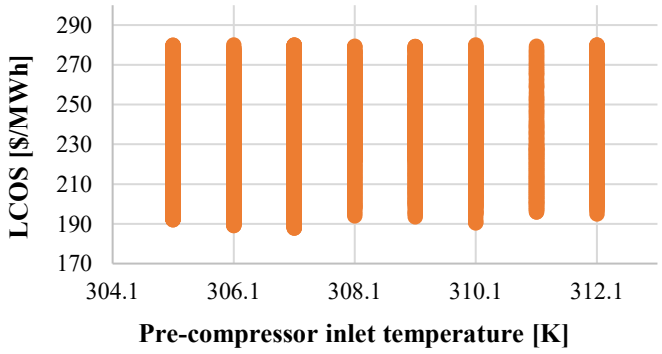
Nota: (a) LCOS vs CIT; (b) Eficiencia ida y vuelta vs CIT.

3.4 Análisis sensible de la temperatura a la entrada del precompresor

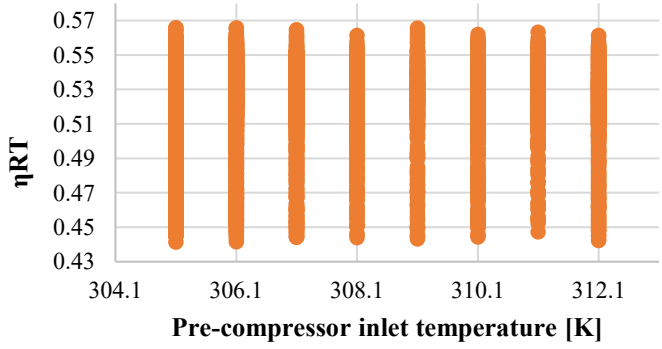
3.4.1 LCOS mínimo

La **Figura 19** presenta el efecto de la temperatura de entrada al precompresor (PCIT) sobre el desempeño del sistema PCRC-PTES bajo el criterio de mínimo LCOS. Como se observa en la **Figura 19-a**, el LCOS muestra un ligero incremento a medida que la PCIT sube por encima de su valor óptimo. El LCOS mínimo de 187.95 USD/MWh se alcanza con una PCIT de 307.1 K, mientras que condiciones de operación cercanas dan como resultado costos de almacenamiento progresivamente más altos, llegando aproximadamente a 195.88 USD/MWh con una PCIT de 311.1 K. Además, la **Figura 19-b** muestra que la eficiencia de ida y vuelta se mantiene prácticamente constante a lo largo del rango analizado, presentando solo variaciones menores con una ligera tendencia a disminuir conforme aumenta la PCIT, lo que sugiere una influencia limitada de este parámetro sobre el desempeño termodinámico global del sistema.

Figura 19. Impacto de la temperatura a la entrada del precompresor (LCOS mínimo)



(a)



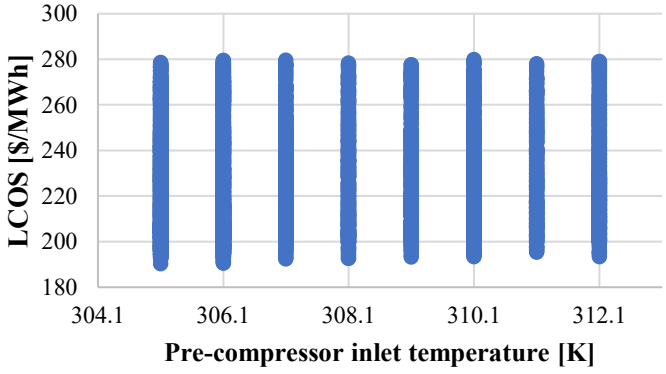
(b)

Nota: (a) LCOS vs PCIT; (b) Eficiencia ida y vuelta vs PCIT.

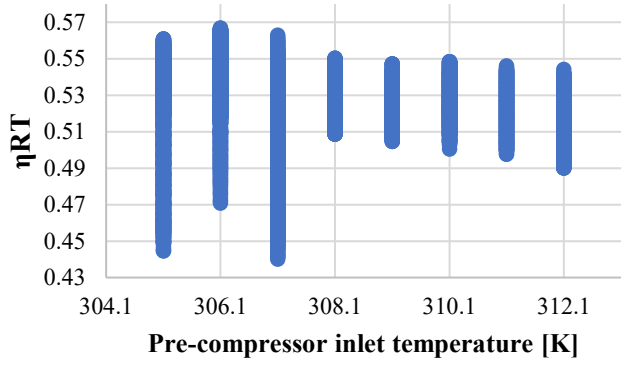
3.4.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta

La **Figura 20** muestra la influencia de la temperatura de entrada al precompresor (PCIT) sobre el desempeño económico y termodinámico del sistema PCRC-PTES, bajo el criterio de maximizar la eficiencia de ida y vuelta. Como se observa en la **Figura 20-a**, el LCOS tiende a aumentar a medida que sube la PCIT, lo que indica que temperaturas de entrada al precompresor más altas están asociadas con mayores costos de almacenamiento. Además, la **Figura 20-b** muestra que la eficiencia de ida y vuelta disminuye conforme aumenta la PCIT, revelando un deterioro en el desempeño termodinámico a temperaturas de entrada más elevadas. La eficiencia máxima de ida y vuelta se logra con una PCIT de 306.1 K. Los resultados muestran que mantener temperaturas de entrada al precompresor más bajas mejora la capacidad de recuperación energética del sistema evitando las pérdidas de eficiencia con temperaturas más altas.

Figura 20. Impacto de la temperatura a la entrada del precompresor (RT máximo)



(a)



(b)

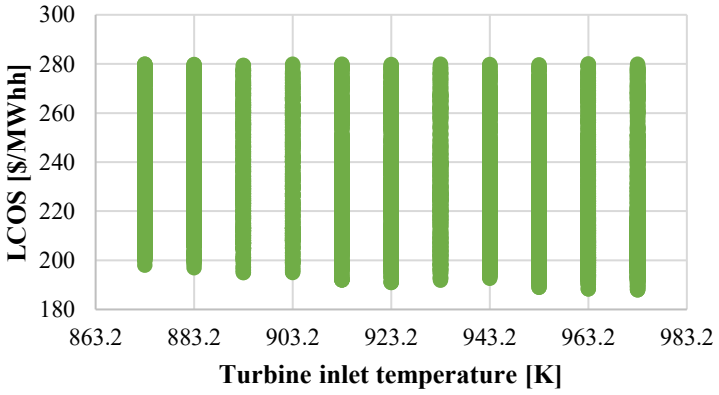
Nota: (a) LCOS vs PCIT; (b) Eficiencia ida y vuelta vs PCIT.

3.5 Análisis sensible de la temperatura a la entrada de la turbina

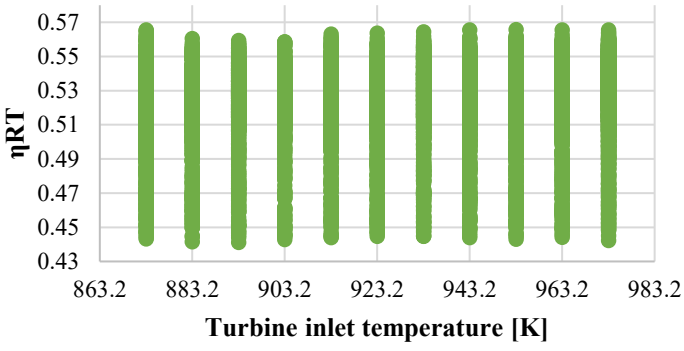
3.5.1 LCOS mínimo

La relación entre la temperatura de entrada a la turbina (TIT) y el desempeño tecnoeconómico de la configuración PCRC-PTES bajo condiciones de minimización del LCOS se presenta en la **Figura 21**. Al observar la **Figura 21-a,** el LCOS baja a medida que el TIT sube debido a que se reducen los gastos de almacenamiento con una temperatura de 973.2 K. Esto sucede porque se puede aprovechar mejor la energía térmica almacenada durante la expansión. En cuanto a la **Figura 21-b**, se observa una progresión constante al alza de la eficiencia de ida y vuelta conforme aumenta la TIT, lo que indica que operar a temperaturas más altas reduce la generación de irreversibilidades e incrementa el trabajo neto entregado por unidad de masa de fluido de trabajo.

Figura 21. Impacto de la temperatura a la entrada de la turbina (LCOS mínimo)



(a)



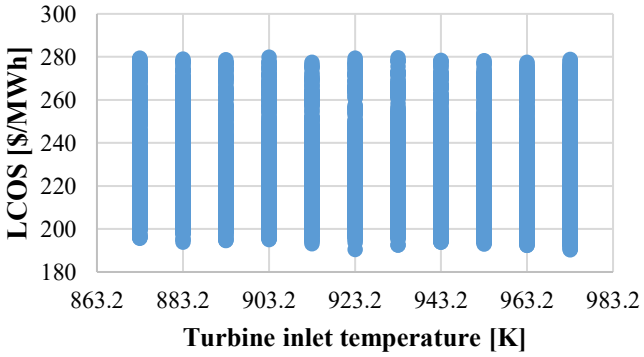
(b)

Nota: (a) LCOS vs TIT; (b) Eficiencia ida y vuelta vs TIT.

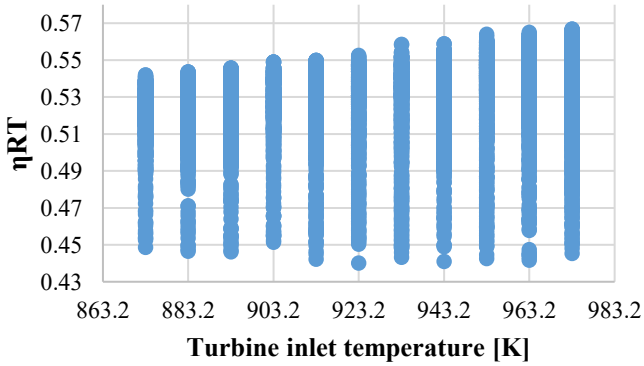
3.5.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta

La **Figura 22** presenta el efecto de la temperatura de entrada a la turbina (TIT) sobre el desempeño económico y termodinámico del sistema PCRC-PTES, bajo el criterio de maximizar la eficiencia de ida y vuelta. Como se observa en la **Figura 22-a**, el LCOS presenta ligeras fluctuaciones a medida que aumenta la TIT, mostrando tanto incrementos como disminuciones menores a lo largo del rango analizado. Sin embargo, los valores más bajos de LCOS ocurren cuando las temperaturas de entrada a la turbina son más altas mostrando que en condiciones elevadas ayudan al rendimiento económico. Por otro lado, la **Figura 22-b** muestra un aumento en la eficiencia ida y vuelta a medida que sube la TIT ayudando a mejorar la capacidad de recuperación energética del sistema debido a que se obtiene más trabajo útil durante el proceso de expansión. La eficiencia máxima de ida y vuelta se alcanza con una TIT de 973.2 K, que confirma el efecto beneficioso de temperaturas de entrada a la turbina más altas sobre el desempeño termodinámico global.

Figura 22. Impacto de la temperatura a la entrada de la turbina (RT mínimo)



(a)



(b)

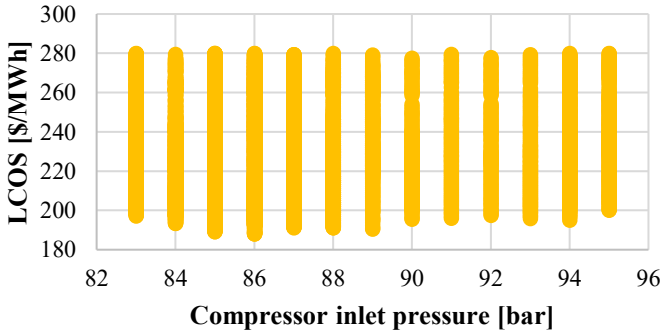
Nota: (a) LCOS vs TIT; (b) Eficiencia ida y vuelta vs TIT.

3.6 Análisis sensible de la presión a la entrada del compresor

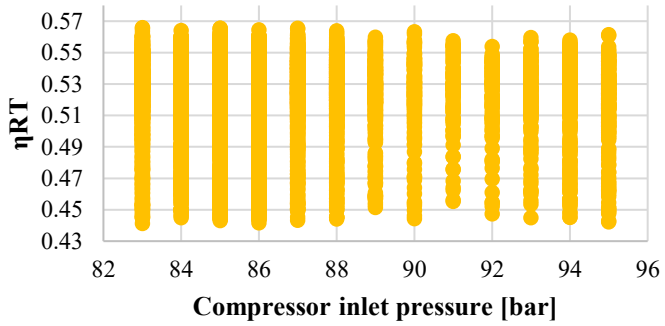
3.6.1 LCOS mínimo

La **Figura 23** presenta la respuesta del desempeño termodinámico y económico del sistema PCRC-PTES ante variaciones en la presión de entrada al compresor (CIP), con el sistema optimizado para minimizar el LCOS. Como se muestra en la **Figura 23-a**, la CIP óptima es de 86 bar, y cualquier aumento por encima de este valor provoca una tendencia gradual al alza en el LCOS, lo que resalta la alta sensibilidad del desempeño económico ante esta condición de operación. Esto demuestra que operar a presiones de entrada al compresor más bajas reduce los requerimientos de trabajo de compresión y los costos asociados, creando condiciones económicas más favorables. Además, la **Figura 23-b** muestra una tendencia decreciente en la eficiencia de ida y vuelta a medida que aumenta la CIP, lo que indica que presiones de entrada más altas afectan negativamente el desempeño termodinámico del sistema debido a la energía adicional que se requiere durante el proceso de compresión.

Figura 23. Impacto de la presión a la entrada del compresor (LCOS mínimo)



(a)



(b)

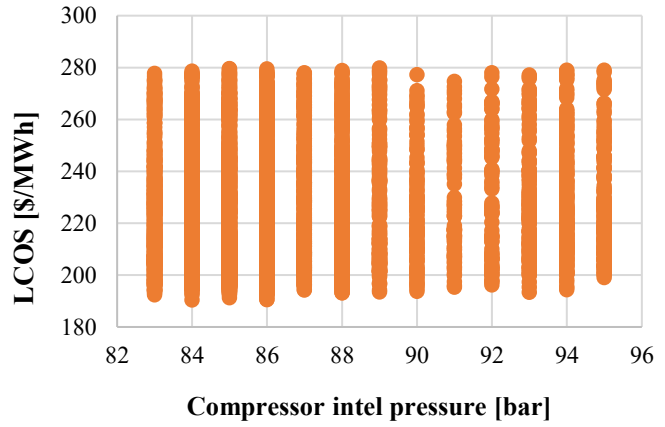
Nota: (a) LCOS vs CIP; (b) Eficiencia ida y vuelta vs CIP.

3.6.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta

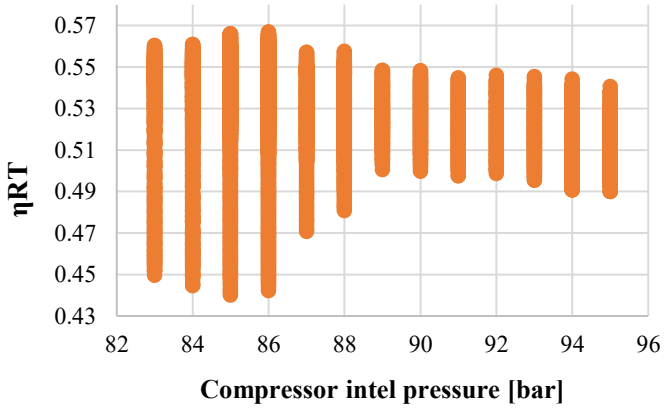
La **Figura 24** muestra como la CIP afecta al desempeño económico y termodinámico del sistema PCRC-PTES con el fin de maximizar la eficiencia de ida y vuelta. En la **Figura 24-a** se ve que el LCOS sube a medida que aumenta la CIP porque cuando la presión es más alta también el costo de almacenamiento es mayor y el desempeño económico es menos favorable.

De manera similar, la **Figura 24-b** muestra que la eficiencia de ida y vuelta disminuye conforme aumenta la CIP, lo que sugiere que presiones de entrada más altas incrementan los requerimientos energéticos del proceso de compresión y afectan negativamente el desempeño termodinámico global del ciclo. La eficiencia máxima de ida y vuelta se logra cuando la CIP es de 86 bares mostrando que si la presión de entrada al compresor es baja puede mantener un buen rendimiento en la recuperación de energía.

Figura 24. Impacto de la presión a la entrada del compresor (RT máximo)



(a)



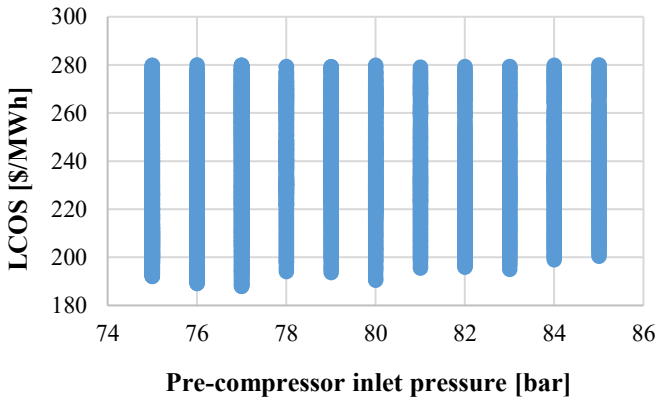
Nota: (a) LCOS vs CIP; (b) Eficiencia ida y vuelta vs CIP.

3.7 Análisis sensible de la presión a la entrada del precompresor

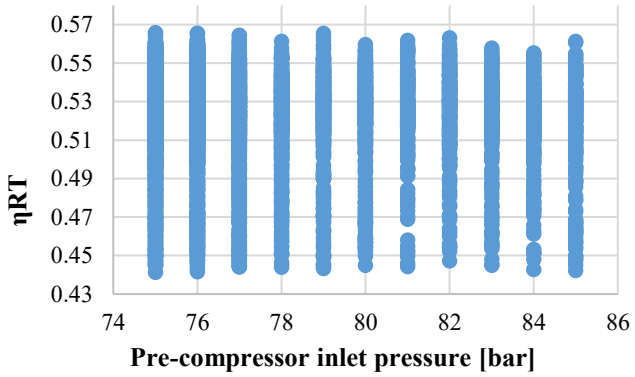
3.7.1 LCOS mínimo

La **Figura 25** presenta la influencia de la presión de entrada al precompresor (PCIP) sobre el desempeño económico y termodinámico del sistema PCRC-PTES, bajo el criterio de mínimo LCOS. En la **Figura 25-a** se observa que el LCOS más bajo se logra cuando la PCIP es de 77 bares demostrando que el costo del sistema depende mucho de la presión de entrada al precompresor. Además, la **Figura 25-b** muestra que la eficiencia de ida y vuelta tiende a disminuir conforme aumenta la PCIP, lo que sugiere que presiones de entrada al precompresor más altas afectan negativamente el desempeño termodinámico del sistema y contribuyen a mayores pérdidas de energía a lo largo del ciclo.

Figura 25. Impacto de la presión a la entrada del precompresor (LCOS mínimo)



(a)



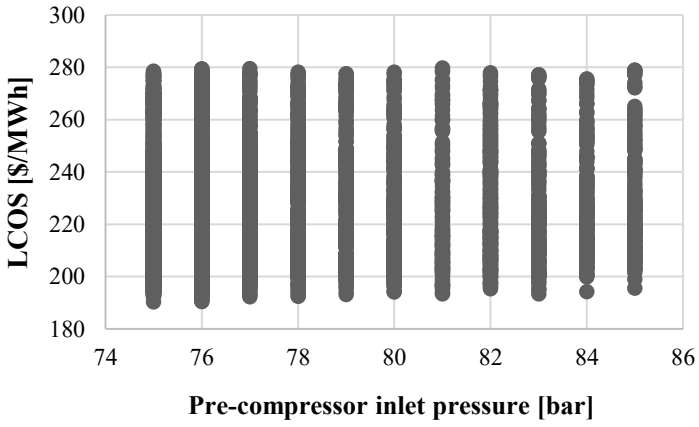
(b)

Nota: (a) LCOS vs PCIP; (b) Eficiencia ida y vuelta vs PCIP.

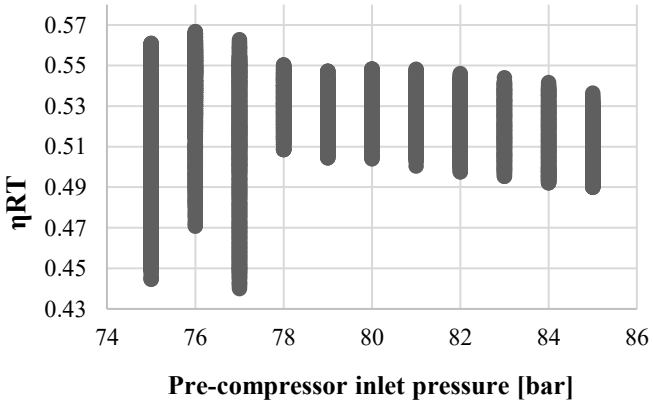
3.7.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta

La **Figura 26** presenta el efecto de la presión de entrada al precompresor (PCIP) sobre el desempeño económico y termodinámico del sistema PCRC-PTES, bajo el criterio de maximizar la eficiencia de ida y vuelta. Como se observa en la **Figura 26-a**, el LCOS aumenta a medida que sube la PCIP, lo que indica que presiones de entrada al precompresor más altas conllevan mayores costos de almacenamiento y una menor atractividad económica. La **Figura 26-b** muestra que la eficiencia de ida y vuelta disminuye cuando la PCIP aumenta siendo la mejor eficiencia ida y vuelta cuando la PCIP es de 76 bares.

Figura 26. Impacto de la presión a la entrada del precompresor (RT máximo)



(a)



(b)

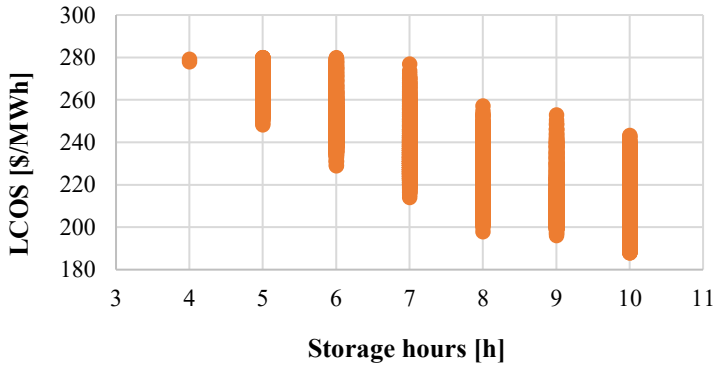
Nota: (a) LCOS vs PCIP; (b) Eficiencia ida y vuelta vs PCIP.

3.8 Análisis sensible de las horas de almacenamiento

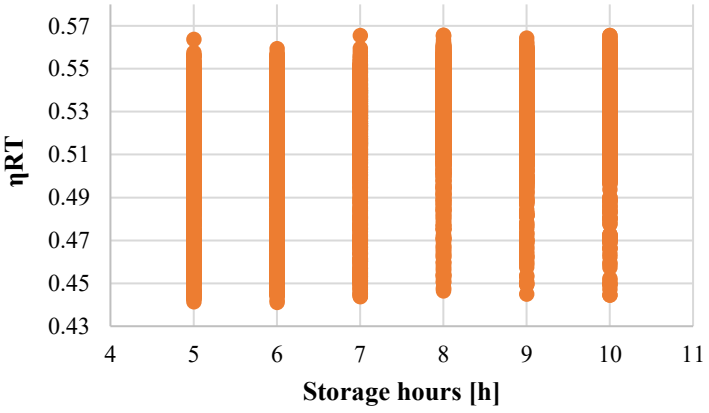
3.8.1 LCOS mínimo

La **Figura 27** muestra el impacto de las horas de almacenamiento (SH) sobre el desempeño económico y termodinámico del sistema PCRC-PTES, bajo el criterio de mínimo LCOS. Como se observa en la **Figura 27-a**, el LCOS disminuye a medida que aumenta la duración del almacenamiento, alcanzando su valor mínimo en 10 horas de almacenamiento. Esto demuestra que periodos de almacenamiento más largos permiten una mejor utilización de la capacidad instalada del sistema, lo que resulta en un desempeño económico más favorable. En contraste, la **Figura 27-b** sugiere que la eficiencia de ida y vuelta presenta solo una sensibilidad marginal ante cambios en la duración del almacenamiento, manteniendo un rendimiento comparativamente estable a lo largo de todo el rango examinado.

Figura 27. Impacto de las horas de almacenamiento (LCOS mínimo)



(a)



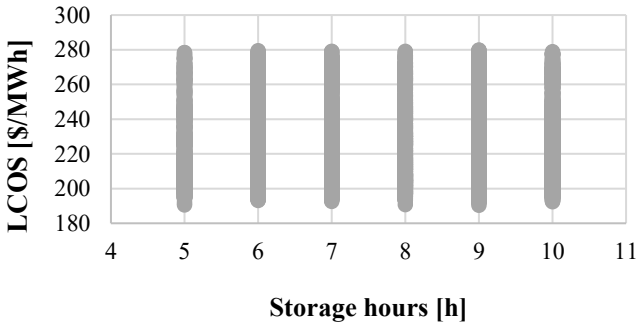
(b)

Nota: (a) LCOS vs SH; (b) Eficiencia ida y vuelta vs SH.

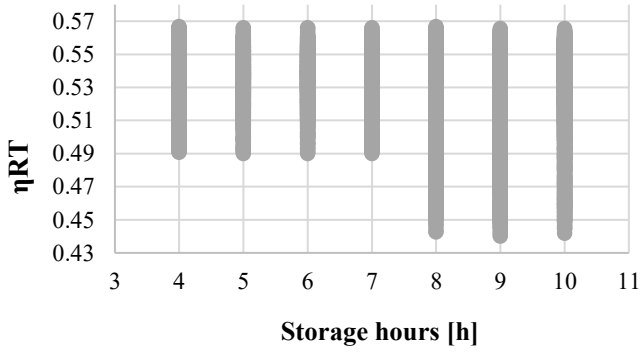
3.8.2 Eficiencia máxima de ida y vuelta

La **Figura 28** muestra la influencia de las horas de almacenamiento (SH) sobre el desempeño económico y termodinámico del sistema PCRC-PTES, bajo el criterio de maximizar la eficiencia de ida y vuelta. Como se observa en la **Figura 28-a**, el LCOS no presenta variaciones significativas con cambios en la duración del almacenamiento, lo que indica que el desempeño económico se ve apenas afectado por el número de horas de almacenamiento cuando el objetivo de optimización está enfocado en la eficiencia. La **Figura 28-b** muestra que la eficiencia de ida y vuelta cambia muy poco dentro del rango de horas de almacenamiento que se analizó. El valor más alto se logra con 8 horas de duración en comparación con el caso de menor costo de sistema donde la duración de almacenamiento afecta más al costo y su impacto en la eficiencia ida y vuelta es menor. Esto indica que los procesos termodinámicos que controlan la recuperación de energía no varían mucho durante el tiempo de almacenamiento estudiado por eso el sistema puede ofrecer un rendimiento estable mientras mejora la eficiencia para periodos más cortos.

Figura 28. Impacto de las horas de almacenamiento (RT máximo)



(a)



(b)

Nota: (a) LCOS vs SH; (b) Eficiencia ida y vuelta vs SH.

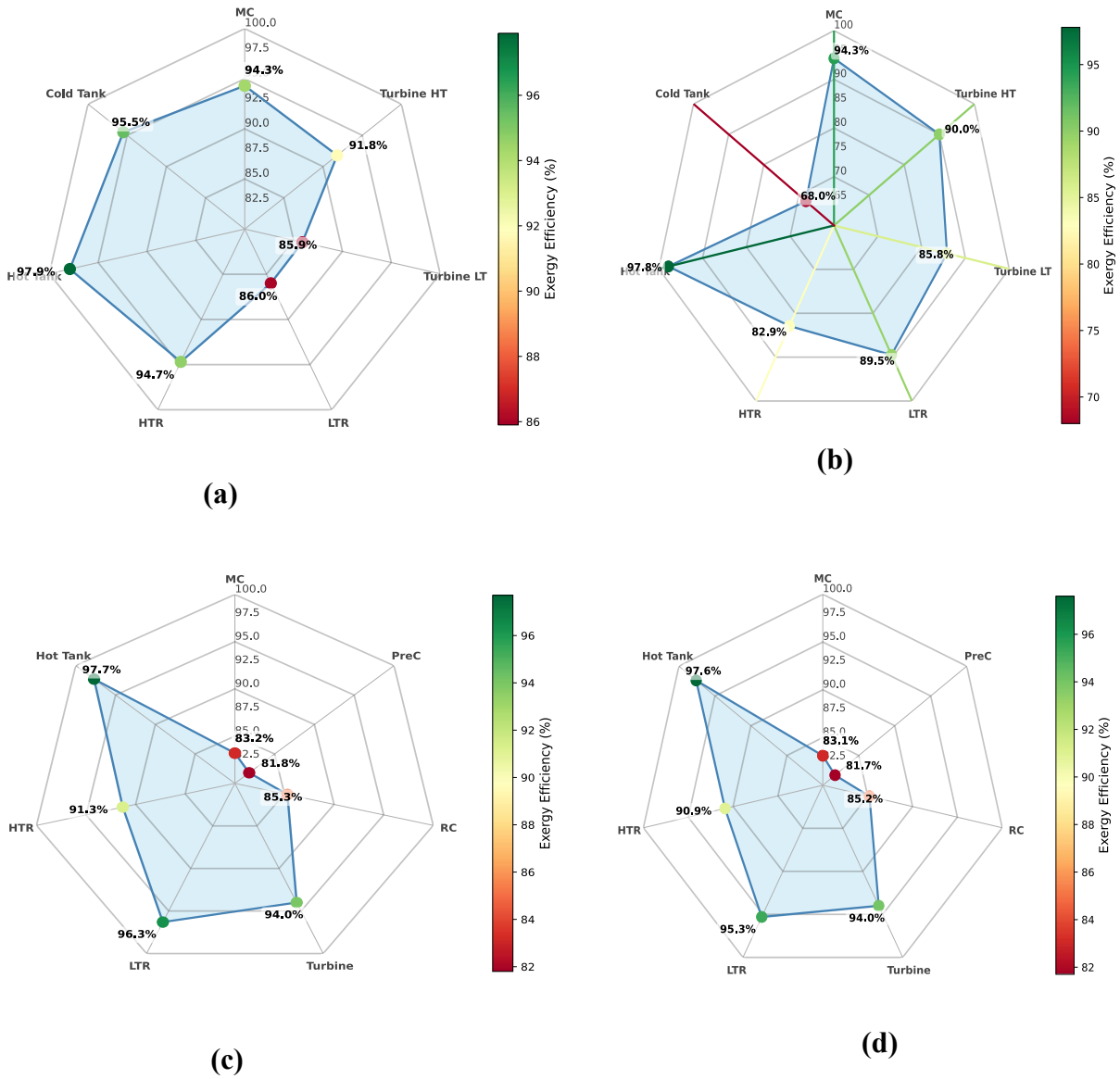
3.9 Comparación de la eficiencia exergética

El desempeño exergético de los principales subsistemas del sistema PCRC-PTES se presenta en la **Figura 29**, considerando dos objetivos de optimización distintos: minimizar el LCOS y maximizar la eficiencia de ida y vuelta. Bajo el escenario orientado al LCOS, la **Figura 29-a** revela que durante la fase de carga el tanque caliente alcanza la tasa de conversión exergética más alta (97.9 %), seguido de cerca por el tanque frío (95.5 %), el HTR (94.7 %) y el compresor principal (94.3 %), lo que demuestra la efectividad tanto de los procesos de acumulación térmica como de presurización. Por el contrario, la turbina de baja temperatura (85.9 %) y el LTR (86 %) exhiben los valores más bajos, señalando a estos elementos como los principales sitios de disipación exergética. Cabe destacar que la preturbina contribuye de manera despreciable al trabajo total durante la carga, representando solo alrededor del 1 % del generado por la turbina principal; por lo tanto, este dispositivo no puede ser considerado como un componente sustancialmente cargado bajo estas circunstancias. Para la fase de descarga mostrada en la **Figura 29-b**, el tanque caliente mantiene su posición de liderazgo con 97.7 %, mientras que el LTR (96.3 %) y la turbina (94 %) también demuestran un desempeño favorable. El precompresor (81.8 %) y el compresor principal (83.2 %) registran las cifras más bajas, destacando sus mayores tasas de irreversibilidad. Vale la pena mencionar que el tanque frío se excluye de la evaluación de descarga, ya que la diferencia de temperatura a través es apenas 1 K, lo que no alcanza el mínimo requerido para un almacenamiento de energía térmica efectivo y, por lo tanto, resulta innecesaria su implementación bajo el régimen operativo evaluado.

Cuando el objetivo de optimización cambia a maximizar la eficiencia de ida y vuelta (etapa de carga), el panorama de la eficiencia exergética experimenta algunas variaciones, como se muestra en la **Figura 29-c**. El tanque caliente continúa liderando con 97.8 %, seguido por el compresor principal (94.3 %) y el LTR (89.5 %). Sin embargo, se observa una caída marcada en el desempeño del tanque frío, que se desploma hasta 68 %, convirtiéndolo en el subsistema con las mayores pérdidas exergéticas bajo esta estrategia operativa. Con cifras que superan el 82 %, el HTR y ambas etapas de turbina sugieren un desempeño termodinámico aceptable. Como en el caso de minimización del LCOS, la preturbina permanece en gran medida sin carga, contribuyendo de manera insignificante al trabajo total. Durante la etapa de descarga (**Figura 29-d**), la distribución se asemeja estrechamente a la obtenida bajo el criterio orientado al LCOS: el tanque caliente alcanza la eficiencia más alta (97.6 %), seguido por el LTR (95.3 %) y la turbina (94.0 %), mientras

que el precompresor (81.7 %) y el compresor principal (83.1 %) nuevamente muestran el desempeño más débil. En general, el tanque caliente entrega consistentemente la eficiencia exergética más favorable, independientemente del objetivo de optimización elegido, mientras que el tren de compresión y el tanque frío son responsables de la mayor parte de la destrucción exergética dentro de la arquitectura del PCRC-PTES.

Figura 29. Eficiencia exergética PCRC-PTES



Nota: (a) Eficiencia exergética en LCOS mínimo y etapa de carga, (b) Eficiencia exergética en LCOS mínimo y etapa de descarga, (c) Eficiencia exergética en eficiencia de ida y vuelta máxima y etapa de carga, (d) Eficiencia exergética en eficiencia de ida y vuelta máxima y etapa de descarga.

3.10 Comparación de la destrucción de exergía

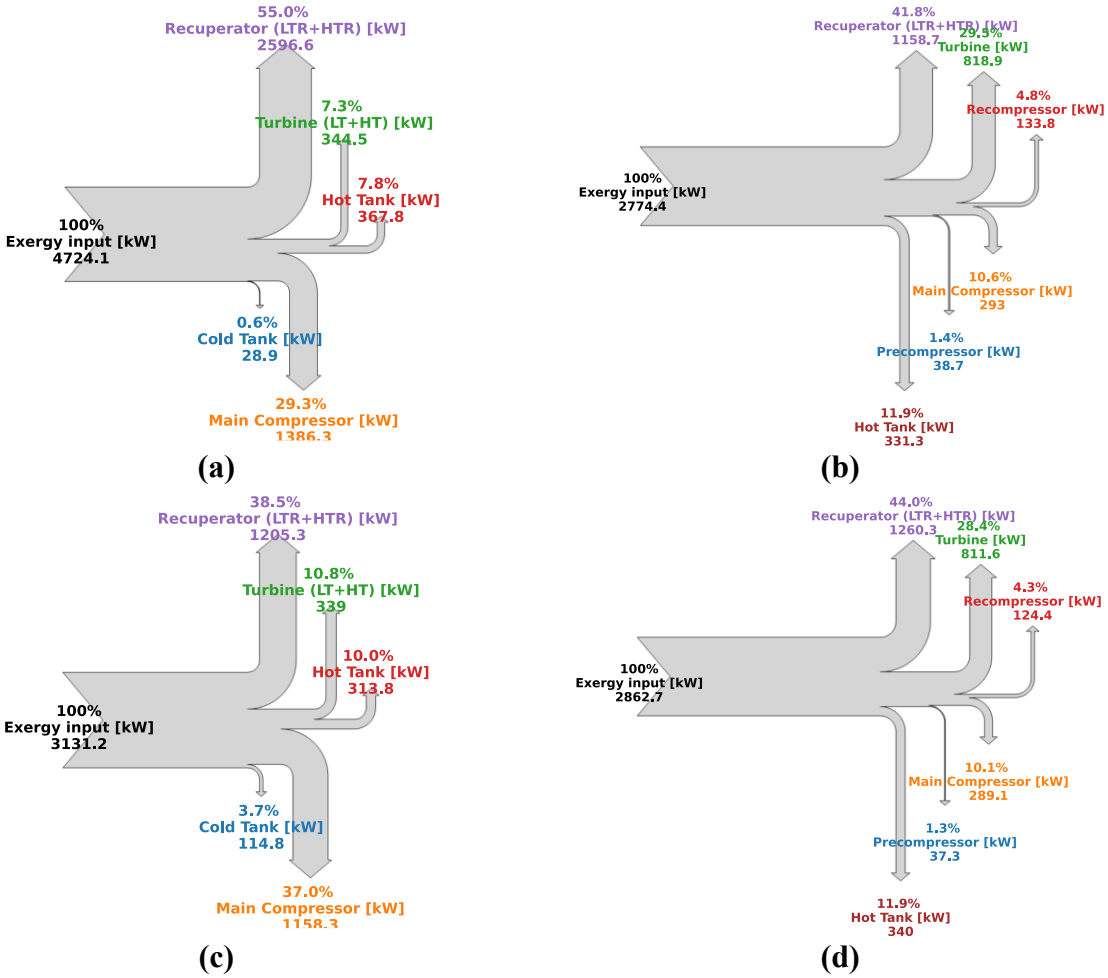
La **Figura 30** muestra cómo se distribuye la destrucción exergética entre los componentes principales del sistema PCRC-PTES para los dos modos de operación y de optimización. Los resultados ayudan a identificar los componentes que tienen más pérdidas exergéticas y a comprar como cambia esta distribución según el criterio de optimización que se utilice. En el escenario donde se minimiza el LCOS durante la carga, representado en la **Figura 30-a,** los recuperadores LTR y HTR son los que más exergía destruyen con un 55% del total. El compresor principal contribuye con el 29.3%. Las turbinas LT y HT suman un 7.3%. El tanque caliente representa el 7.8% y el tanque frío solo el 0.6%. Estos datos indican que los procesos de intercambio térmico son el principal origen de la degradación exergética durante la carga lo que indica que mejorar el acoplamiento térmico y la eficiencia de transferencia de calor podría reducir significativamente las irreversibilidades. Durante la descarga, en la **Figura 30-b,** los recuperadores siguen siendo los que más exergía destruyen con el 41.8%. Le sigue la turbina con el 29.5%. El tanque caliente representa el 11.9%. El compresor principal tiene el 10.6%. El recompresor y el precompresor aportan el 4.8% y 1.4% respectivamente. Estos resultados muestran que los procesos de recuperación de calor y expansión son muy importantes en las irreversibilidades del ciclo durante la descarga.

Al cambiar el objetivo de optimización hacia la máxima eficiencia de ida y vuelta, la distribución de la destrucción exergética presenta cambios en varios componentes del sistema. Como se muestra en la **Figura 30-c**, la contribución de los recuperadores durante la carga disminuye a 38.5 %, mientras que el compresor principal incrementa su participación a 37 %, volviéndose casi tan significativo como los intercambiadores de calor en términos de generación de irreversibilidades. La contribución de la turbina aumenta a 10.8 %, mientras que el tanque caliente y el tanque frío representan 10 % y 3.7 %, respectivamente. Esto implica que alcanzar mayores eficiencias de ida y vuelta requiere un mayor esfuerzo de compresión, lo que resulta en un incremento de la destrucción exergética y una reducción de las pérdidas térmicas dentro del sistema de recuperación. Durante la etapa de descarga, la **Figura 30-d** muestra una distribución similar a la observada bajo el criterio de mínimo LCOS. Los recuperadores siguen siendo la fuente dominante de destrucción exergética con 44.0 %, seguidos por la turbina con 28.4 %. El tanque caliente representa el 11.9 % de la exergía destruida. El compresor principal, el recompresor y el precompresor representan el 10.1 %, 4.3 % y 1.3 %, respectivamente. Al comparar ambos criterios

de optimización durante la descarga, se observa que la mayor parte de las irreversibilidades sigue concentrándose en los procesos de recuperación de calor y expansión.

Los resultados indican que los recuperadores concentran la mayor parte de la destrucción exergética del sistema PCRC-PTES en los dos criterios de optimización. También se observa que al cambiar de minimizar el LCOS a maximizar la eficiencia del ciclo, el compresor principal tiene más influencia en la destrucción exergética cuando se aumenta la carga. Estos hallazgos sugieren que las mejoras futuras deberían enfocarse principalmente en la optimización del desempeño de los intercambiadores de calor y de los procesos de compresión, para así reducir simultáneamente los costos de almacenamiento y mejorar la eficiencia del sistema.

Figura 30. Destrucción de exergía PCRC-PTES



Nota: (a) Destrucción de exergía en el mínimo de LCOS y etapa de carga, (b) Destrucción de exergía en el mínimo de LCOS y etapa de descarga, (c) Destrucción de exergía en la máxima eficiencia de ida y vuelta y etapa de carga, (d) Destrucción de exergía en la máxima eficiencia de ida y vuelta y etapa de descarga.

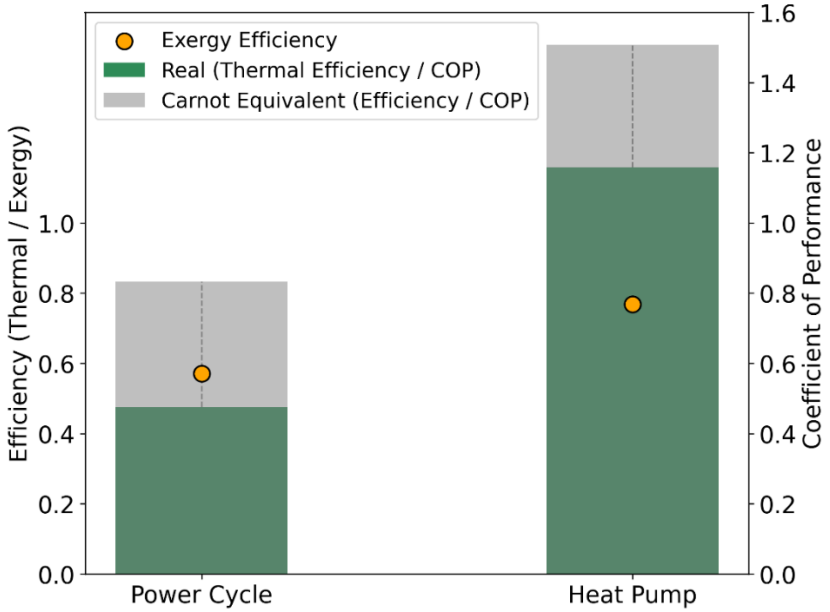
3.11 Comparación del rendimiento termodinámico y exergético

La **Figura 31** muestra cómo funciona el sistema PCRC-PTES en la fase de carga y se descarga, considerando cómo se puede reducir el costo de almacenamiento. En la fase de descarga, la eficiencia térmica es 0.47 mientras que la eficiencia equivalente de Carnot es del 0.83 y la eficiencia exergética es del 0.56 lo que significa que parte del potencial termodinámico se utiliza para producir trabajo útil.

Cuando el sistema funciona como bomba de calor su eficiencia real es de 1.16 y la eficiencia equivalente de Carnot es de 1.51. La eficiencia exergética en este modo es del 0.76 que es mayor a la obtenida durante la descarga indicando que el sistema aprovecha mejor la exergía disponible cuando se carga cuando se trata de minimizar el LCOS. En general estos resultados muestran que optimizar el sistema para reducir el costo de almacenamiento lleva a una configuración que es económicamente viable, aunque tenga propiedades termodinámicas diferentes durante la fase de carga y descarga.

Es evidente que, mientras el ciclo de potencia mantiene una utilización exergética media, la bomba de calor experimenta una reducción en la degradación de la calidad de la energía. Esto subraya un compromiso inherente entre la viabilidad económica y la calidad termodinámica, un factor que debe ser considerado debidamente durante el diseño y la optimización de sistemas PTES basados en ciclos PCRC.

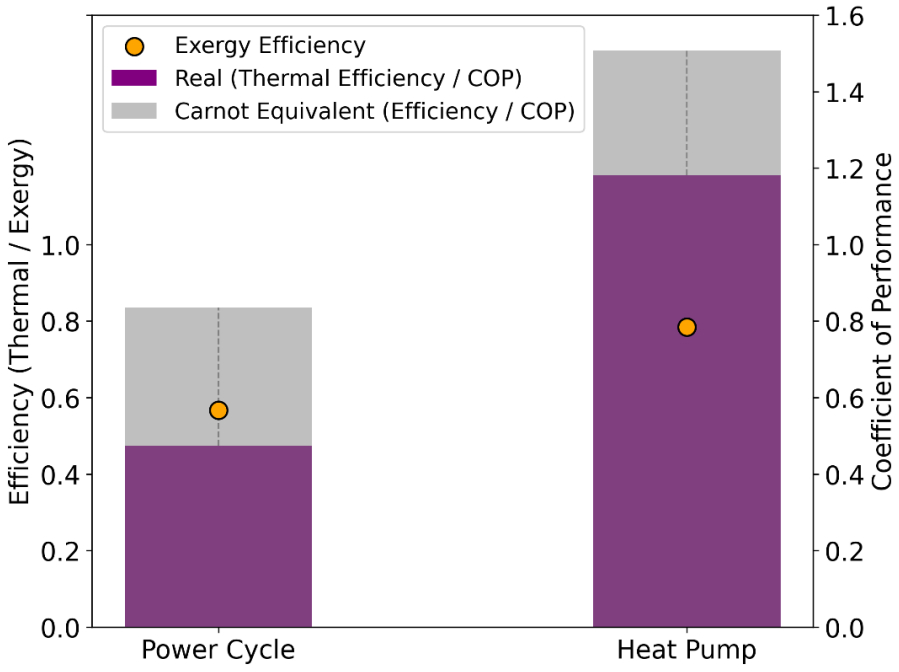
Figura 31. Indicadores termodinámicos y exergéticos para LCOS mínimo



Como se ilustra en la **Figura 32**, se realiza una comparación del desempeño del sistema PCRC-PTES cuando opera como ciclo de potencia (etapa de descarga) y como bomba de calor (etapa de carga), bajo el criterio de optimización orientado a maximizar la eficiencia de ida y vuelta. Durante la etapa de descarga, la eficiencia térmica real es de 0.47 y la eficiencia equivalente de Carnot es de 0.84. La eficiencia exergética es de 0.56 siendo menor que la eficiencia exergética cuando se trata de minimizar el LCOS.

Durante la etapa de carga, el COP real es de 1.18 y el COP equivalente de Carnot es de 1.51. La eficiencia exergética es de 0.78 y en comparación con el mínimo LCOS, el COP real es mayor y la eficiencia exergética es similar. El criterio de máxima eficiencia de ida y vuelta mejora principalmente el desempeño de la bomba de calor y los cambios durante la descarga son menores. Al comparar las dos etapas, vemos que el efecto del criterio de optimización es diferente en el ciclo de potencia y en la bomba de calor. La eficiencia térmica real y la eficiencia exergética varían entre etapas de carga y descarga. La variación de los valores de eficiencia y COP muestra que la mejora de la eficiencia de ida y vuelta depende de la respuesta de ambas etapas y no de un único componente del sistema.

Figura 32. Indicadores termodinámicos y exergéticos para RT máximo



Cabe destacar que los valores de LCOS y RTE obtenidos en este estudio son más conservadores que aquellos reportados para configuraciones SBC-PTES o RBC-PTES a escalas comparables (por ejemplo, [4,33,66]). Este fenómeno se ha atribuido a la maquinaria rotativa adicional (precompresor, preturbina) propia de la configuración PCRC, a las correlaciones de costos adoptadas [51] y al rango de pequeña escala (10 MW) en relación con el rango de validez de ciertos modelos de costo de componentes. Los resultados exergéticos también muestran esta diferencia. En estudios realizados con configuraciones RBC más simples se han reportado eficiencias exergéticas durante la carga de entre 81 y 85 % [67]. En el sistema analizado el valor está entre 77 y 78% mientras que durante la descarga el valor es de aproximadamente de 56% similar a lo reportado en otros estudios. La eficiencia es menor en la fase de carga debido a que en la etapa de precompresión tiene mucho que ver con las pérdidas exergéticas del sistema siendo importante para futuros ajustes del diseño lo que significa que es importante saber exactamente cómo funciona el sistema para identificar que componentes y condiciones provocan que se pierda eficiencia.

CAPÍTULO IV: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- El análisis paramétrico permitió evaluar el comportamiento del sistema PCRC-PTES frente a las variables CIT, TIT, PCIT, PCIP, CIP, γch, γdis y SH. El LCOS obtenido se encuentra entre 187.95 y 279.98 USD/MWh, mientras que la eficiencia de ida y vuelta (ηRT) varía entre 44 % y 56.68 %. Los resultados muestran una relación inversa entre el LCOS y la ηRT. El aumento de la eficiencia de ida y vuelta está asociado con un mayor costo de almacenamiento, por lo que ambos indicadores no alcanzan sus mejores valores bajo las mismas condiciones de operación.

-En comparación con la literatura, los valores reportados para configuraciones SBC-PTES y RBC-PTES, el sistema PCRC presentó un desempeño más conservador. Este resultado está relacionado con la incorporación de equipos adicionales, como el precompresor y la preturbina, además de los modelos de costos empleados y la escala de 10 MW considerada.

-La simulación de los parámetros operativos permitió identificar la fracción de carga ideal para minimizar el LCOS fue de 0.06 mientras que para maximizar la ηRT fue de 0.18. La fracción de descarga para un LCOS mínimo fue de 0.26 y para un máxima ηRT de 0.25.

-La parametrización de las condiciones de entrada al compresor y la turbina permitió establecer que la TIT tiene un efecto positivo directo sobre el LCOS y la ηRT, alcanzando su punto óptimo en el valor de 973.2 K. Por el contrario, las condiciones de entrada al compresor como la CIT y CIP presentaron un efecto menos significativo sobre ambos criterios de optimización. Para un LCOS mínimo el valor del CIT es de 306.1 K y un CIP de 86 bares. Para un ηRT máximo las condiciones del CIT cambian a 305.1 K y el CIP se mantiene igual.

-Los recuperadores LTR y HTR son los componentes que más contribuyen a la destrucción exergética del sistema (38.5 % y 55 % respectivamente). El conjunto de compresores tiene una participación que aumenta del 29.3 % al 37 % dependiendo del criterio de optimización y la etapa de operación.

-La etapa de carga presenta un mayor aprovechamiento exergético (76.8 % - 78.1 %) en comparación con la etapa de descarga (56.4 % - 56.6 %). Sim embargo, la eficiencia exergética en carga del PCRC resultó inferior al rango de 81 % - 85 % reportado en configuraciones RBC más simples [67], lo que sugiere que la etapa de precompresión requiere mayor atención en futuros estudios.

4.2 Recomendaciones

-Aplicar algoritmos de optimización multiobjetivo, como NSGA-II, para obtener la frontera de Pareto entre el LCOS y la eficiencia de ida y vuelta (ηRT). Esto permitiría comparar las soluciones que presentan diferentes relaciones entre costo y eficiencia, a partir de los resultados del barrido paramétrico realizado en este estudio.

-La revisión bibliográfica recomienda investigar, para la configuración PCRC, el uso de mezclas de gases nobles (como Xenon y Kriptón) previamente reportadas en otras configuraciones de ciclos Brayton, a fin de evaluar su impacto en la eficiencia y el LCOS en comparación con el CO_2 puro.

-Para futuras simulaciones, se recomienda incorporar el tiempo de carga como variable de diseño adicional, ya que su optimización conjunta con los parámetros evaluados podría modificar las condiciones óptimas de LCOS y ηRT. Además, se sugiere desarrollar un modelo dinámico que considere arranques, paradas y cambios en la demanda, superando las limitaciones del modelo de estado estacionario utilizado en este trabajo.

-Se recomienda evaluar el sistema PCRC-PTES a escalas de potencia superiores como 50 MW y 100 MW. Este análisis permitiría determinar cómo varían las condiciones óptimas de temperatura y presión a la entrada del compresor y la turbina cuando los equipos operan en rangos donde las correlaciones de costos son más precisas.

-Analizar con mayor detalle los recuperadores LTR y HTR, debido a su alta participación en la destrucción exergética del sistema. Se pueden evaluar diferentes geometrías, materiales y condiciones de operación para reducir las irreversibilidades asociadas al intercambio de calor.

-Estudiar la etapa de precompresión mediante diferentes configuraciones de enfriamiento intermedio y compresión multietapa, así como analizar sus condiciones de operación, con el fin de reducir pérdidas exergéticas observadas en esta etapa.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] A. Yu, W. Su, L. Zhao, X. Lin, and N. Zhou, "New Knowledge on the Performance of Supercritical Brayton Cycle with CO_2-Based Mixtures," *Energies*, vol. 13, no. 7, p. 1741, Apr. 2020, doi: 10.3390/EN13071741.

[2] A. M. Rabi, J. Radulovic, and J. M. Buick, "Pumped Thermal Energy Storage Technology (PTES): Review," *Thermo*, vol. 3, no. 3, pp. 396–411, Jul. 2023, doi: 10.3390/THERMO3030024.

[3] H. Yang and X. Du, "Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of pumped thermal electricity storage system with S-CO_2 recompression Brayton cycle," *Journal of Energy Storage*, vol. 124, p. 116821, Jul. 2025, doi: 10.1016/J.EST.2025.116821.

[4] P. Tafur-Escanta, R. Valencia-Chapi, M. López-Guillem, O. Fierros-Peraza, and J. Muñoz-Antón, "Electrical energy storage using a supercritical CO_2 heat pump," *Energy Reports*, vol. 8, pp. 502–507, Jun. 2022, doi: 10.1016/J.EGYR.2022.01.073.

[5] P. Tafur-Escanta, R. Valencia-Chapi, J. Rodríguez-Martín, and J. Muñoz-Antón, "Brayton Cycle Using s-CO_2 Mixtures as Working Fluid for Pumped Thermal Energy Storage: Exergy and Cost Analysis," in *6th European Conference on Supercritical CO_2 for Energy Systems*, Delft, The Netherlands, Apr. 2025, pp. 88–98, doi: 10.17185/DUEPUBLICO/83284.

[6] Naciones Unidas, "Objetivos de Desarrollo Sostenible." Accessed: Dec. 09, 2025. [Online]. Available: https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/objetivos-de-desarrollo-sostenible/

[7] Asamblea Nacional Constituyente, *Constitución de la República del Ecuador*, 2008.

[8] P. Pearce-Kelly et al., "Assessment of warm-water coral reef tipping point thresholds," Jan. 2024, doi: 10.5194/ESD-2023-35.

[9] E. J. Sobczyk, W. Sobczyk, T. Olkuski, and M. Ciepiela, "Assessing the Pace of Decarbonization in EU Countries Using Multi-Criteria Decision Analysis," *Energies*, vol. 19, no. 1, p. 243, Jan. 2026, doi: 10.3390/EN19010243.

[10] T. Xie, H. Chang, G. Zhang, K. Zhang, and S. Qing, "Deep power peak regulation of thermal power-energy storage under high proportion of renewable energy access: based on

cooperative game method," *Applied Thermal Engineering*, vol. 278, p. 127464, Nov. 2025, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2025.127464.

[11] X. Wang et al., "Toward Low-Carbon Power Systems: Reviewing Life Cycle Carbon Footprints of Diverse Generation Pathways," *Energies*, vol. 18, no. 24, p. 6413, Dec. 2025, doi: 10.3390/EN18246413.

[12] E. Borri, A. Tafone, A. Romagnoli, and G. Comodi, "A review on liquid air energy storage: History, state of the art and recent developments," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 137, p. 110572, Mar. 2021, doi: 10.1016/J.RSER.2020.110572.

[13] International Energy Agency (IEA), "Global Energy Review 2021." Accessed: Dec. 31, 2025. [Online]. Available: https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2021/renewables

[14] REN21, "Renewables Global Status Report 2022." Accessed: Dec. 31, 2025. [Online]. Available: https://www.ren21.net/gsr-2022/

[15] International Energy Agency (IEA), "Global Energy Review 2025." Accessed: Dec. 31, 2025. [Online]. Available: https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2025/co2-emissions

[16] Y. He et al., "A State-of-the-Art Review on Coupling Technology of Coal-Fired Power and Renewable Energy," *Energies*, vol. 19, no. 1, p. 178, Dec. 2025, doi: 10.3390/EN19010178.

[17] S. C. Gherghina, F. Chibani, and J. E. Henchiri, "Sustainable Financing and Eco-Innovation as Drivers of Low-Carbon Transition," *Economies*, vol. 14, no. 1, p. 10, Dec. 2025, doi: 10.3390/ECONOMIES14010010.

[18] Y. Zhao et al., "Advanced exergy analysis of a Joule-Brayton pumped thermal electricity storage system with liquid-phase storage," *Energy Conversion and Management*, vol. 231, p. 113867, Mar. 2021, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2021.113867.

[19] M. Albert et al., "Operation and performance of Brayton Pumped Thermal Energy Storage with additional latent storage," *Applied Energy*, vol. 312, p. 118700, Apr. 2022, doi: 10.1016/J.APENERGY.2022.118700.

[20] B. Kurşun, K. Ökten, and B. Özak, "Reducing the cost of electricity storage with a novel solar thermal support scenario in PTES," *Applied Thermal Engineering*, vol. 241, p. 122317, Mar. 2024, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2023.122317.

[21] A. S. O. Ogunjuyigbe et al., “Electricity generation from municipal solid waste,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 80, pp. 149–162, Dec. 2017, doi: 10.1016/J.RSER.2017.05.177.

[22] M. R. D. Quitoras et al., “Techno-economic assessment of wave energy resources,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 88, pp. 68–81, May 2018, doi: 10.1016/J.RSER.2018.02.016.

[23] A. Qatarani Nejad et al., “Comparative evaluation of COP and phase change impacts,” *Energy Conversion and Management: X*, vol. 28, p. 101393, Oct. 2025, doi: 10.1016/J.ECMX.2025.101393.

[24] T. Delise et al., “Technical and economic analysis of a CSP plant,” *Applied Energy*, vol. 265, p. 114676, May 2020, doi: 10.1016/J.APENERGY.2020.114676.

[25] M. Petrollese et al., “PTES systems integrated with CSP,” *Energy*, vol. 247, p. 123516, May 2022, doi: 10.1016/J.ENERGY.2022.123516.

[26] M. Cascetta et al., “Operating performance of a Joule-Brayton PTES system,” *Journal of Energy Storage*, vol. 73, p. 108865, Dec. 2023, doi: 10.1016/J.EST.2023.108865.

[27] M. Molière et al., “Supercritical CO_2 Power Technology: Strengths but Challenges,” *Energies*, vol. 17, no. 5, p. 1129, Feb. 2024, doi: 10.3390/EN17051129.

[28] T. Zhou et al., “Performance enhancement of thermal-integrated Carnot battery,” *Energy*, vol. 311, p. 133328, Dec. 2024, doi: 10.1016/J.ENERGY.2024.133328.

[29] I. Silva et al., “Multi-objective optimization and design of a Carnot Battery,” *Energy Conversion and Management: X*, vol. 27, p. 101065, Jul. 2025, doi: 10.1016/J.ECMX.2025.101065.

[30] T. Liang et al., “Key components for Carnot Battery,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 163, p. 112478, Jul. 2022, doi: 10.1016/J.RSER.2022.112478.

[31] M. Santos et al., “Thermo-economic optimization of a Carnot Battery,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 269, p. 126080, Jun. 2025, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2025.126080.

[32] P. M. Tafur Escanta, *Análisis y Optimización del Rendimiento de Ciclos Brayton Cerrados Avanzados con Mezclas de CO_2*, Ph.D. dissertation, UPM, 2024, doi: 10.20868/UPM.THESIS.81420.

[33] R. Valencia-Chapi et al., “Exergetic-cost analysis of PTES systems,” *Journal of Energy Storage*, vol. 139, p. 118952, Dec. 2025, doi: 10.1016/J.EST.2025.118952.

[34] P. Tafur-Escanta et al., “Parametric Optimization of RBC-PTES System,” *Energies*, vol. 18, no. 24, p. 6594, Dec. 2025, doi: 10.3390/EN18246594.

[35] P. Tafur-Escanta et al., “Exergetic and Entropy Analysis of Brayton Cycles,” in *5th European sCO₂ Conference*, Prague, Czech Republic, Apr. 2023, pp. 38–47, doi: 10.17185/DUEPUBLICO/77263.

[36] P. Tafur-Escanta et al., “Enhancing s-CO_2 Brayton Power Cycle Efficiency,” *Entropy*, vol. 27, no. 7, p. 744, Jul. 2025, doi: 10.3390/E27070744.

[37] V. C. Illyés et al., “Experimental evaluation of CO_2/C_6F_6 mixture,” *Energy*, vol. 313, p. 133713, Dec. 2024, doi: 10.1016/J.ENERGY.2024.133713.

[38] L. Wang et al., “Effect of mixtures on cycle efficiency,” *Progress in Nuclear Energy*, vol. 143, p. 104049, Jan. 2022, doi: 10.1016/J.PNUCENE.2021.104049.

[39] P. Tafur-Escanta et al., “Entropy analysis of new Brayton cycle configurations,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 62, p. 103670, Jun. 2025, doi: 10.1016/J.TSEP.2025.103670.

[40] G. Manzolini et al., “Adoption of CO_2 blends in CSP plants,” *AIP Conference Proceedings*, vol. 2445, no. 1, May 2022, doi: 10.1063/5.0086520.

[41] N. Zheng et al., “Assessment of ternary CO_2 mixtures,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 52, p. 103756, Dec. 2023, doi: 10.1016/J.CSITE.2023.103756.

[42] S. Yasemi, Y. Khalili, A. Sanati, and M. Bagheri, “Carbon Capture and Storage: Application in the Oil and Gas Industry,” *Sustainability 2023, Vol. 15, Page 14486*, vol. 15, no. 19, p. 14486, Oct. 2023, doi: 10.3390/SU151914486.

[43] Y. Zhao, B. Zheng, J. Zhang, and H. Xu, “Research on Direct Air Capture: A Review,” *Energies 2025, Vol. 18, Page 6632*, vol. 18, no. 24, p. 6632, Dec. 2025, doi: 10.3390/EN18246632.

[44] Y. Zhang et al., “CO_2-based mixture cycled PTES system,” *Renewable Energy*, vol. 238, p. 121893, Jan. 2025, doi: 10.1016/J.RENENE.2024.121893.

[45] R. Sun et al., “Thermodynamic design of PTES systems using s-CO_2,” *Energy Conversion and Management*, vol. 271, p. 116322, Nov. 2022, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2022.116322.

[46] Y. N. Ma et al., “Thermo-economic optimization of supercritical Brayton cycles,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 219, p. 119492, Jan. 2023, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2022.119492.

[47] M. L. Huber et al., “The NIST REFPROP Database,” *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 61, no. 42, pp. 15449–15472, Oct. 2022, doi: 10.1021/ACS.IECR.2C01427.

[48] Li P., Molina E., Wang K., Xu X., Dehghani G., Kohli A., Kassaee M.H., Jeter S.M., Teja A.S., Thermal and transport properties of NaCl-KCl-$ZnCl_2$ eutectic salts for new generation high-temperature heat-transfer fluids, J. Sol. Energy Eng. Trans. ASME. **(**2016**)** 138, https://doi.org/10.1115/1.4033793.

[49] Y. Çengel, M. Boles, and M. Kanoglu, Thermodynamics. An engineering approach, 10th Ed. McGraw Hill.

[50] Bellos E., Gonidaki D., Lykas P., Energy investigation of reverse Brayton high-temperature heat pump operating with supercritical CO_2 mixtures, Appl. Sci. 16 **(**2026**)** 6736, https://doi.org/10.3390/APP16136736.

[51] Weiland N.T., Lance B.W., Pidaparti S.R., s-CO_2 Power Cycle Component Cost Correlations from DOE data spanning multiple scales and applications, Proc. ASME Turbo Expo 9 **(**2019**)**, https://doi.org/10.1115/GT2019-90493.

[52] Winterbone D.E., Turan A,. *Advanced Thermodynamics for Engineers*, Second.; Elsevier Ltd (2015) 1–551, doi: 10.1016/C2013-0-13437-X.

[53] Schmidt A., *Technical thermodynamics for engineers: basics and applications*, Third Edition, Tech. Thermodyn. Eng. Basics Appl. Third Ed. **(**2024**)** 1–1043, https://doi.org/10.1007/978-3-031-58847-1/COVER.

[54] Ökten K., Kurşun B., Thermo-Economic Assessment of a Thermally Integrated Pumped Thermal Energy Storage (TI-PTES) System Combined with an Absorption Refrigeration Cycle Driven by Low-Grade Heat Source, J. Energy Storage 51 **(**2022**)**, https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104486.

[55] Smallbone A., Jülch V., Wardle R., Roskilly A.P., Levelised cost of storage for pumped heat energy storage in comparison with other energy storage technologies, Energy Convers. Manag. 152 **(**2017**)** 221–228, https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.09.047.

[56] Müller G., Kullmann F., Linssen J., Stolten D., The costs of future energy technologies: a comprehensive review of power-to-X processes, J. CO2 Util. **(**2025**)**, 92, 103019, https://doi.org/10.1016/J.JCOU.2025.103019.

[57] McTigue J.D., Farres-Antunez P., Sundarnath J.K., Markides C.N., White A.J., Techno-Economic analysis of recuperated joule-Brayton pumped thermal energy storage, Energy Convers. Manag. **(**2021**),** https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.115016.

[58] Lu Y., Ni J., Yu L., Lin H., Li M., He T., Low-Carbon configuration of an integrated electricity-gas-thermal energy storage system for effective grid management: comprehensive sustainability quantification, Renew. Sustain. Energy Rev. **(**2026**)**, 226, 116413, https://doi.org/10.1016/J.RSER.2025.116413.

[59] McTigue J., Neises T., Off-Design operation and performance of pumped thermal energy storage, J. Energy Storage **(**2024**),** https://doi.org/10.1016/j.est.2024.113355.

[60] Jülch V., Comparison of electricity storage options using levelized cost of storage (LCOS), Method. Appl. Energy 183 **(**2016**)** 1594–1606, https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.08.165.

[61] Valencia-Chapi R., Coco-Enríquez L., Muñoz-Antón J., Supercritical CO_2 Mixtures for advanced Brayton power cycles in line-focusing solar power plants, Appl. Sci. 10 **(**2020**),** https://doi.org/10.3390/app10010055.

[62] Wang K., Li M.J., Guo J.Q., Li P., Liu Z., A systematic comparison of different s-CO_2 Brayton cycle layouts based on multi-objective optimization for applications in solar power tower plants, Appl. Energy 212 **(**2018**)** 109–121, https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.031.

[63] Wang K., Shi X., He Q., Thermodynamic analysis of novel carbon dioxide pumped-thermal energy storage system, Appl. Therm. Eng. 255 **(**2024**),** https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123969.

[64] Siddiqui M.E., Almitani K.H., Proposal and thermodynamic assessment of s-CO_2 Brayton cycle layout for improved heat recovery, Entropy, 22 **(**2020**)** 305**,** https://doi.org/10.3390/E22030305.

[65] Padilla R.V., Soo Too Y.C., Benito R., Stein W., Exergetic Analysis of Supercritical CO_2 Brayton Cycles Integrated with Solar Central Receivers, Appl. Energy 148 **(**2015**)** 348–365, https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2015.03.090.

[66] Ge Y.Q., Zhao Y., Zhao CY., Transient simulation and thermodynamic analysis of pumped thermal electricity storage based on packed-bed latent heat/cold stores, Renew. Energy. 174 (2021) 939–951, https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.04.094.

[67] Valencia-Chapi R, Tafur-Escanta P, Garzón-Pérez L, Rodríguez-Martín J, Muñoz-Antón J. Multi-objective optimization of the RBC-PTES system using s-CO_2 mixtures as the working fluid. Energy Convers Manag X 2026;29:101490, https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2025.101490