

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID**  
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales



**Análisis y Optimización del  
Rendimiento de Ciclos Brayton Cerrados  
Avanzados con Mezclas de CO<sub>2</sub>**

**TESIS DOCTORAL**

Presentada para optar al título de Doctor por:

**Paúl Michael Tafur Escanta**

Máster Universitario en Ingeniería de la Energía

Madrid, 2024



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID  
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales

**Doctorado en Energía Sostenible, Nuclear y Renovable**

**Análisis y Optimización del  
Rendimiento de Ciclos Brayton Cerrados  
Avanzados con Mezclas de CO<sub>2</sub>**

**TESIS DOCTORAL**

Presentada para optar al título de Doctor por:

**Paúl Michael Tafur Escanta**

Máster Universitario en Ingeniería de la Energía

Bajo la dirección de:  
Dr. Javier Muñoz Antón

Madrid, 2024

Título: Análisis y Optimización del Rendimiento de Ciclos Brayton Cerrados Avanzados con Mezclas de CO<sub>2</sub>

Autor: Paúl Michael Tafur Escanta

Programa de Doctorado: Doctorado en Energía Sostenible, Nuclear y Renovable.

Dirección de tesis:

Dr. Javier Muñoz Antón, Profesor Titular, ETSII (Director)

Tribunal de tesis: <borrar este texto para dejar este apartado en blanco>

Fecha de defensa: <borrar este texto para dejar este apartado en blanco>



*A mis padres por haberme forjado como la persona que soy en la actualidad:  
muchos de mis logros han sido gracias al esfuerzo que han realizado por mí.  
Siempre les voy a estar agradecido por el apoyo incondicional.*

*A mis hermanos que siempre me han impulsado a ser mejor y lograr éxitos en mi  
carrera, gracias por el apoyo que me han dado cuando lo he necesitado.*

*Finalmente, quiero agradecer profundamente a mi amada esposa (OSA), que me  
ha brindado todo su amor, felicidad, apoyo y comprensión dedicando su tiempo a  
permitirme llevar adelante esta tesis.*

*TE AMO*



# Agradecimientos

Deseo expresar mi agradecimiento a Dios por cuidarme y cuidar de mi familia y amigos todo este tiempo.

Mis más profundos agradecimientos a quienes conforman el Grupo de Investigaciones Termoenergéticas de la UPM, especialmente a mi director Javier que me ha brindado su conocimiento, orientación y dedicación para el desarrollo de esta tesis doctoral. Además, quisiera agradecer a Ignacio con quien hemos colaborado en las investigaciones realizadas para este trabajo. Muchas gracias por todo su tiempo dedicado en estos años de vivencias, publicaciones y congresos.

También quiero agradecer a los Directivos de la UPM por la organización del Programada de Doctorado.



# Abstract

The energy transition that is currently required is based on the sustainability of renewable energy sources, which are the central axis of efforts to help with the decarbonization of the global energy system, reduce environmental pollution and thereby mitigate the effects of change climate. This scenario has allowed a dynamic growth of renewable energies that can play a significant role in meeting global energy demand. Some renewable energy conversion systems use thermodynamic cycles to transform thermal energy into mechanical energy, which is then transformed into electrical energy by an electrical generator. Current lines of research seek ways to improve the energy efficiency of this type of systems and therefore have focused on a Brayton power cycle that uses Carbon Dioxide in a supercritical state as a working fluid that has been shown to improve the performance of the cycle. However, a variation in the cold focus temperature causes the cycle to lose efficiency, which has led the scientific community to search for a fluid that is added to CO<sub>2</sub> to relocate the critical point and thus can be used in different applications that can range from concentrated solar energy, heat pumps and marine propulsion.

Binary mixtures based on CO<sub>2</sub> have become a fundamental pillar of study in supercritical Brayton cycles with the aim of obtaining a significantly higher cycle performance with respect to that obtained by pure CO<sub>2</sub>. Thus, this work focuses on first analyzing four additives: Carbonyl Sulfide (COS), Hydrogen Sulfide (H<sub>2</sub>S), Ammonia (NH<sub>3</sub>) and Sulfur Dioxide (SO<sub>2</sub>) with a molar fraction that conditions a critical temperature of the mixture of around 51 °C. Then, two more additives are analyzed: Propane (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) and Methane (CH<sub>4</sub>) with molar fractions conditioned for compressor inlet temperatures from 32 °C. These new fluids will be energetically evaluated through an analysis of entropy generation in the components of three Brayton cycle topologies: Recompression (RCC), Recompression with Intermediate Cooling in the Main Compressor (RCMCI) and Partial Cooling with Recompression (PCRC). In addition, the variation of the compressor inlet temperature (CIT), turbine inlet temperature (TIT) and thermal size (UA) is studied in order to determine which mixture achieves better performance in each topology and how they are affected due to the variation of these parameters.

The main results obtained have shown that the analyzed mixtures help to improve thermal efficiency in the cycles. The best performance of the mixtures results from the combination of two phenomena, on the one hand, the efficiency of

Cycles I and II in the topologies analyzed in Chapter 3; and, on the other hand, the specific heat imbalance between the high and low pressure isobars that balance after diverting more mass flow to the recompressor. However, efficiency is penalized because more work is produced in Cycle II, which turns out to be the least efficient. Meanwhile, the entropy generation analysis shows that the greatest irreversibility's are generated in high and low temperature heat recuperators, reaching in all cases more than 50% of the total entropy generated in the cycles. In this way, the CO<sub>2</sub>/COS mixture presents better performance characteristics in the RCC topology than in the PCRC when the CIT is 51 °C. An increase in the TIT and UA values causes a greater gap between the efficiency obtained in the topologies. Being greater in case the value of the thermal size is increased. While, to overcome the performance benefits obtained by the RCMCI topology, in the RCC the TIT must be increased and the CIT and UA kept constant.

# Resumen

La transición energética que se requiere en la actualidad está fundamentada en la sostenibilidad de las fuentes de energías renovables que son el eje central de los esfuerzos para ayudar con la descarbonización del sistema energético mundial, reducir la contaminación ambiental y con ello mitigar los efectos del cambio climático. Este escenario ha permitido un crecimiento dinámico de las energías renovables que pueden desempeñar un papel significativo en la satisfacción de la demanda energética mundial. Algunos sistemas de conversión de energía renovable utilizan ciclos termodinámicos para transformar la energía térmica en energía mecánica que, a continuación, se transforma en energía eléctrica mediante un generador eléctrico. Las líneas de investigación actuales buscan formas de mejorar la eficiencia energética de este tipo de sistemas y por ello se han enfocado en un ciclo de potencia Brayton que utiliza Dióxido de Carbono en estado supercrítico como fluido de trabajo que ha demostrado mejorar el rendimiento del ciclo. Sin embargo, una variación en la temperatura de foco frío hace que el ciclo pierda eficiencia, lo que ha llevado a la comunidad científica a buscar un fluido que sea añadido al  $\text{CO}_2$  para reubicar el punto crítico y de este modo se pueda aprovechar en diferentes aplicaciones que pueden ir desde energía solar concentrada, bombas de calor y propulsión marina.

Las mezclas binarias a base de  $\text{CO}_2$  se han convertido en un pilar fundamental de estudio en los ciclos Brayton supercríticos con la finalidad de obtener un rendimiento del ciclo significativamente mayor con respecto al obtenido por el  $\text{CO}_2$  puro. De este modo, este trabajo se centra en analizar primero cuatro aditivos: Sulfuro de Carbonilo ( $\text{COS}$ ), Sulfuro de Hidrógeno ( $\text{H}_2\text{S}$ ), Amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) y Dióxido de Azufre ( $\text{SO}_2$ ) con una fracción molar que condicione una temperatura crítica de la mezcla de alrededor de  $51^\circ\text{C}$ . Luego, se analizan dos aditivos más: Propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) y Metano ( $\text{CH}_4$ ) con fracciones molares condicionadas para temperaturas de entrada al compresor desde  $32^\circ\text{C}$ . Estos nuevos fluidos serán evaluados energéticamente mediante un análisis de generación de entropía en los componentes de tres topologías de ciclos Brayton: Recompresión (RCC), Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal (RCMCI) y Enfriamiento Parcial con Recompresión (PCRC). Además, se estudia la variación de la temperatura de entrada al compresor (CIT), temperatura de entrada a la turbina (TIT) y tamaño térmico (UA) con la finalidad de determinar que mezcla logra mejores prestaciones en cada topología y cómo se ven afectadas por la variación de estos parámetros.

Los resultados obtenidos han demostrado que las mezclas analizadas ayudan a mejorar la eficiencia térmica en los ciclos. El mejor rendimiento de las mezclas resulta de la combinación de dos fenómenos, por un lado, la eficiencia de los Ciclos I y II en las topologías analizadas en el Capítulo 3; y, por otro lado, el desequilibrio de calor específico entre las isóbaras de alta y baja presión que se ven equilibradas después de desviar más flujo másico al recompresor. Sin embargo, la eficiencia se ve penalizada porque se produce más trabajo en el Ciclo II que resulta ser el menos eficiente. Mientras que, el análisis de generación de entropía muestra que las mayores irreversibilidades se generan en los recuperadores de calor de alta y baja temperatura, llegando a ser en todos los casos más del 50% de la entropía total generada en los ciclos. De este modo, la mezcla  $\text{CO}_2/\text{COS}$  presenta mejores prestaciones de rendimiento en la topología RCC que en la PCRC cuando la CIT es de  $51^\circ\text{C}$ . Un aumento en los valores de la TIT y UA provoca una mayor brecha entre la eficiencia obtenida en las topologías. Siendo mayor en caso de que se aumente el valor del tamaño térmico. Mientras que, para superar las prestaciones de rendimiento obtenidas por la topología RCMCI, en la RCC se debe aumentar la TIT y mantener constante la CIT y el UA.

# Tabla de Contenido

<i>Agradecimientos</i> .....	<i>v</i>
<i>Abstract</i> .....	<i>vii</i>
<i>Resumen</i> .....	<i>ix</i>
<i>Lista de Figuras</i> .....	<i>xv</i>
<i>Lista de Tablas</i> .....	<i>xxiii</i>
<i>Abreviaturas y Acrónimos</i> .....	<i>xxv</i>
<b>1. Introducción</b> .....	<b>1</b>
1.1. Contexto Energético.....	1
1.2. Generación de energía eléctrica .....	2
1.3. Generación de Energía Eléctrica .....	4
<b>1.3.1. Fuentes de energía</b> .....	4
<b>1.3.2. Transformaciones</b> .....	4
1.3.2.1. <i>Energía Eólica</i> .....	4
1.3.2.2. <i>Energía Fotovoltaica</i> .....	5
1.3.2.3. <i>Energía Solar Térmica de Concentración</i> .....	6
<b>1.3.3. Ciclos Termodinámicos</b> .....	7
<b>1.3.4. Influencia Climatológica</b> .....	10
1.4. Revisión del Estado de la Técnica .....	10
<b>1.4.1. CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo</b> .....	10
<b>1.4.2. Fluidos que trabajan a temperatura ambiente</b> .....	13
<b>1.4.3. Fluidos que aumentan la temperatura crítica por encima del punto crítico del CO<sub>2</sub></b> .....	13
<b>1.4.4. Fluidos que disminuyen la temperatura por debajo del punto crítico del CO<sub>2</sub></b> .....	14
<b>1.4.5. Termodinámica del Ciclo s-CO<sub>2</sub> Brayton</b> .....	14
<b>1.4.6. Mezclas binarias a base de CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo</b> .....	15
1.5. Objetivos y alcance.....	17
1.6. Metodología .....	19
<b>1.6.1. Análisis de temperaturas de foco caliente y foco frío</b> .....	21
<b>1.6.2. Análisis de los efectos de las irreversibilidades</b> .....	23
1.7. Estructura .....	24
1.8. Lista de Publicaciones .....	25
<b>2. Fundamentos Teóricos</b> .....	<b>29</b>
2.1. Configuraciones de Ciclos Brayton .....	29
<b>2.1.1. Ciclo Simple (SB)</b> .....	29
<b>2.1.2. Ciclo de Recompresión (RCC)</b> .....	31
<b>2.1.3. Ciclo de Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal (RCMCI)</b> ....	34

2.1.4.    Ciclo de Enfriamiento Parcial con Recompresión (PCRC).....	36
2.2. Generación Entrópica en los componentes del Ciclo Brayton CO <sub>2</sub> .....	38
2.3. Propiedades de los Aditivos añadidos al CO <sub>2</sub> .....	40
<b>3. Análisis Termodinámico de las Mezclas Binarias a Base de CO<sub>2</sub>.....</b>	<b>49</b>
3.1. Ciclo de Recompresión.....	59
3.2. Ciclo de Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal .....	63
3.3. Ciclo de Enfriamiento Parcial con Recompresión .....	67
<b>4. Aplicaciones de las Mezclas Binarias a Base de CO<sub>2</sub> en Ciclos Brayton .....</b>	<b>71</b>
4.1. Aplicaciones Marinas .....	71
4.1.1.    Mezcla Dióxido de Carbono / Propano.....	76
4.1.2.    Mezcla Dióxido de Carbono / Sulfuro de Hidrógeno .....	78
4.1.3.    Mezcla Dióxido de Carbono / Metano .....	80
4.2. Almacenamiento de Energía Eléctrica mediante una Bomba de Calor de CO <sub>2</sub> supercrítico.....	83
4.2.1.    Diseño del Ciclo Termodinámico.....	86
4.2.2.    Proceso de Optimización.....	90
4.2.3.    Discusión de Resultados .....	92
<b>5. Conclusiones y Trabajos Futuros .....</b>	<b>101</b>
5.1. Conclusiones.....	101
5.2. Trabajos Futuros.....	111
<b>Referencias.....</b>	<b>107</b>
<b>Anexos Apéndice A.....</b>	<b>115</b>
<b>Eficiencia Térmica vs la Conductancia Total del Recuperador de Calor (UA).....</b>	<b>115</b>
<b>Apéndice B.....</b>	<b>121</b>
<b>Eficiencia Térmica vs Temperatura de Entrada al Compresor .....</b>	<b>121</b>
<b>Apéndice C .....</b>	<b>129</b>
<b>Eficiencia Térmica vs Temperatura de Entrada a la Turbina.....</b>	<b>129</b>
<b>Apéndice D.....</b>	<b>137</b>
<b>Comparación del Trabajo Específico realizado por los fluidos de trabajo en los componentes de las diferentes topologías de ciclos Brayton s-CO<sub>2</sub>.....</b>	<b>137</b>

<b>Apéndice E</b> .....	<b>141</b>
<b>Eficiencia Real y Eficiencia de Carnot Equivalente, Generación de Entropía Total y Generación de Entropía de la Regeneración (LTR + HTR)</b> .....	<b>141</b>
<b>Apéndice F</b> .....	<b>145</b>
<b>Comparación de Diagramas Termodinámicos de Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las Mezclas y Topologías de Ciclos Brayton.</b> .....	<b>145</b>



## Lista de Figuras

<b>Figura 1.1:</b> Adiciones anuales de capacidad de energía renovable para lograr escenarios de Net-Zero para 2030 y 2050. (REN21, [2022]).....	2
<b>Figura 1.2:</b> Energías renovables en el consumo total de energía final mundial. (REN21, [2022]).....	3
<b>Figura 1.3:</b> Clasificación de los aerogeneradores según la disposición del eje de rotación. ....	5
<b>Figura 1.4:</b> Instalación solar fotovoltaica en Kandahar, Afganistán. (Zaheb H. et al., 2023).....	6
<b>Figura 1.5:</b> Tipos de tecnologías de plantas de energía solar de concentración (Fuqiang, W. et al., [2017]). ....	7
<b>Figura 1.6:</b> Eficiencias de diferentes ciclos termodinámicos en función de la temperatura de entrada a la turbina. (Valencia R., [2022]).....	8
<b>Figura 1.7:</b> Diagramas esquemáticos de las configuraciones de ciclos Brayton más estudiadas. Liu, Y. et al., [2019].....	9
<b>Figura 1.8:</b> Comportamiento de las propiedades termofísicas del CO <sub>2</sub> en las proximidades del punto crítico. (a) Densidad $\rho$ , (b) Conductividad Térmica $\lambda$ , (c) Capacidad de Calor Específico a Presión Constante $C_p$ , (d) Viscosidad $\mu$ , (e) Prandtl $Pr$ y (f) Factor de Compresibilidad $Z$ . ....	12
<b>Figura 1.9:</b> Esquema de los procesos de iteración para maximizar la eficiencia de las configuraciones de ciclos de potencia integrados en SCSP (Valencia, R. [2022]).....	20
<b>Figura 2.1:</b> Diseño del Ciclo Brayton Simple. ....	29
<b>Figura 2.2:</b> Ciclo Brayton de Recompresión. (a) Diseño y (b) Diagrama Temperatura vs. Entropía.....	32
<b>Figura 2.3:</b> Ciclo Brayton de Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal. (a) Diseño y (b) Diagrama Temperatura vs. Entropía. ....	35
<b>Figura 2. 4:</b> Ciclo Brayton de Enfriamiento Parcial con Recompresión. (a) Diseño y (b) Diagrama Temperatura vs. Entropía.....	37

<b>Figura 2.5:</b> Comportamiento de las propiedades de temperatura crítica, presión crítica y densidad crítica de las mezclas estudiadas.....	41
<b>Figura 2.6:</b> Eficiencia térmica vs Tamaño Térmico. CIT = 51 °C y TIT = 550 °C.	44
Figura 2.7: Fracción de Recompresión vs Tamaño Térmico utilizando CO <sub>2</sub> puro con un CIT = 51 °C y TIT = 700 °C.....	45
<b>Figura 2.8:</b> Eficiencia Térmica vs. Temperatura de Entrada del Compresor. TIT = 550 °C y UA = 15 MW/K. (a) Sin caída de presión, (b) Con caída de presión.....	46
<b>Figura 2.9:</b> Eficiencia Térmica vs. Temperatura de Entrada del Compresor. TIT = 700 °C y UA = 15 MW/K. (a) Sin caída de presión, (b) Con caída de presión.....	47
<b>Figura 2.10:</b> Eficiencia Térmica vs. Temperatura de Entrada del Compresor. TIT = 900 °C y UA = 15 MW/K. (a) Sin caída de presión, (b) Con caída de presión. ....	48
<b>Figura 3.1:</b> División en dos partes del Ciclo Brayton de Recompresión. (a) Ciclo I y (b) Ciclo II. ....	50
<b>Figura 3.2:</b> Eficiencia Térmica vs. Tamaño Térmico en topología RCC. (a) RCC, (b) RCC RH, (c) RCC 2RH, (d) RCC 3RH, (e) RCC 4RH y (f) RCC 5RH .....	51
<b>Figura 3.3:</b> Eficiencia térmica vs Temperatura de Entrada al Compresor para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C.....	54
<b>Figura 3.4:</b> Eficiencia térmica vs Temperatura de Entrada a la Turbina para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada al Compresor de 60 °C.....	54
<b>Figura 3.5:</b> Presión vs Entalpía para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC .....	56
<b>Figura 3.6:</b> Eficiencia térmica vs Temperatura de Entrada al Compresor para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. ....	57
<b>Figura 3.7:</b> Eficiencia térmica vs Temperatura de Entrada a la Turbina para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada al Compresor de 60 °C.....	58

<b>Figura 3.8:</b> Generación Entrópica vs Temperatura de entrada al Compresor para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO <sub>2</sub> puro, (b) CO <sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO <sub>2</sub> / H <sub>2</sub> S (0.60/0.40) .....	60
<b>Figura 3.9:</b> Porcentaje de Generación Entrópica de los Componentes del Ciclo para una Temperatura de Entrada al Compresor de 60°C, Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO <sub>2</sub> puro, (b) CO <sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO <sub>2</sub> / H <sub>2</sub> S (0.60/0.40) .....	61
<b>Figura 3.10:</b> Eficiencia del ciclo, eficiencia del ciclo de Carnot equivalente, generación de entropía total y generación de entropía de la regeneración (LTR+HTR) para la configuración RCC con un UA de 5000, CIT = 60°C y TIT = 700 °C. ....	62
<b>Figura 3.11:</b> Generación Entrópica vs Temperatura de entrada al Compresor para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO <sub>2</sub> puro, (b) CO <sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO <sub>2</sub> / H <sub>2</sub> S (0.60/0.40). ....	64
<b>Figura 3.12:</b> Generación Entrópica de los Componentes del Ciclo para una Temperatura de Entrada al Compresor de 60°C, Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO <sub>2</sub> puro, (b) CO <sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO <sub>2</sub> / H <sub>2</sub> S (0.60/0.40).....	65
<b>Figura 3.13:</b> Eficiencia del ciclo, eficiencia del ciclo de Carnot equivalente, generación de entropía total y generación de entropía de la regeneración (LTR+HTR) para la configuración RCMCI con un UA de 5000, CIT = 60°C y TIT = 700 °C. ....	66
<b>Figura 3.14:</b> Generación Entrópica vs Temperatura de Entrada al Compresor para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO <sub>2</sub> puro, (b) CO <sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO <sub>2</sub> / H <sub>2</sub> S (0.60/0.40).....	68
<b>Figura 3.15:</b> Generación Entrópica de los Componentes del Ciclo para una Temperatura de Entrada al Compresor de 60°C, Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO <sub>2</sub> puro, (b) CO <sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO <sub>2</sub> / H <sub>2</sub> S (0.60/0.40).....	69
<b>Figura 3.16:</b> Eficiencia del ciclo, eficiencia del ciclo de Carnot equivalente, generación de entropía total y generación de entropía de la regeneración	

(LTR+HTR) para la configuración PCRC con un UA de 5000, CIT = 60°C y TIT = 700 °C. .... 70

**Figura 4.1:** Comportamiento de las propiedades de temperatura crítica, presión crítica y densidad crítica de las mezclas analizadas. .... 73

**Figura 4.2:** Eficiencia térmica vs Temperatura de entrada al compresor usando CO<sub>2</sub> puro como fluido de trabajo. (a) 5000 kW/K, (b) 10000 kW/K, (c) 15000 kW/K y (d) 20000 kW/K. .... 74

**Figura 4.3:** Eficiencia térmica vs temperatura de entrada del compresor utilizando la mezcla CO<sub>2</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (línea continua), con fracción molar 0,85/0,15 y UA 10000 kW/K. .... 76

**Figura 4.4:** Generación entrópica en los componentes del ciclo de recompresión. (a) CO<sub>2</sub> puro y (b) mezcla de CO<sub>2</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>. .... 77

**Figura 4.5:** Eficiencia térmica vs Temperatura de entrada del compresor utilizando la mezcla CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (línea continua), con fracción molar 0,95/0,05 y 10000 kW/K. .... 78

**Figura 4.6:** Generación entrópica en los componentes del ciclo de enfriamiento parcial con recompresión. (a) CO<sub>2</sub> puro y (b) mezcla CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S. .... 79

**Figura 4.7:** Eficiencia térmica vs Temperatura de entrada del compresor utilizando la mezcla CO<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub> (línea continua), con fracción molar 0,70/0,30 y 15000 kW/K. .... 80

**Figura 4.8:** Generación entrópica en los componentes del ciclo de enfriamiento parcial con recompresión. (a) CO<sub>2</sub> puro y (b) mezcla CO<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub>. .... 81

**Figura 4.9:** Sistema convencional de almacenamiento térmico mediante bombeo PTES. (a) Ciclo de carga y (b) Ciclo de descarga ..... 85

El diseño del ciclo termodinámico se ha desarrollado partiendo del esquema más básico (Figura 4.10 (a) y (b)) y se ha modificado para mejorar la eficiencia y el coste durante el proceso de optimización. Para analizar el ciclo, se ha dividido el mismo en sus principales componentes. .... 86

**Figura 4.11:** Descripción en la turbina. (a) Esquema básico de la turbina y (b) Diagrama T-s del proceso de expansión en la turbina. .... 86

**Figura 4.12:** Descripción en el compresor. (a) Esquema básico del compresor y (b) Diagrama T-s del proceso de compresión. .... 87

<b>Figura 4.13:</b> Descripción en el intercambiador de calor de alta temperatura. (a) Esquema básico del intercambiador de calor de alta temperatura y (b) Evolución de la temperatura en el intercambiador de calor de alta temperatura. ....	87
<b>Figura 4.14:</b> Descripción en el intercambiador de calor de baja temperatura. (a) Esquema básico del intercambiador de calor de baja temperatura y (b) Evolución de la temperatura en el intercambiador de calor de baja temperatura.....	88
<b>Figura 4.15:</b> Diseño final del ciclo de carga con el recuperador de calor. ....	88
<b>Figura 4.16:</b> Descripción del recuperador de calor. (a) Esquema básico del recuperador de calor y (b) Evolución de la temperatura en el recuperador de calor. ....	89
<b>Figura 4.17:</b> Descripción del precool. (a) Esquema básico del precool. y (b) Evolución de la temperatura en el precool. ....	90
<b>Figura 4.18:</b> PTES. (a) Ciclo de carga propuesto y (b) Gráfico Temperatura vs entropía para la etapa de carga del ciclo. ....	94
<b>Figura 4.19:</b> PTES. (a) Ciclo de descarga propuesto y (b) Gráfico Temperatura vs entropía para la etapa de descarga del ciclo. ....	95
<b>Figura 4.20:</b> PTES. Costos de operación de acuerdo a las tecnologías de almacenamientos disponibles en el mercado.....	98
<b>Figura 5.1:</b> Comparación de eficiencias para $UA = 5 \text{ MW/K}$ , $CIT = 51 \text{ }^\circ\text{C}$ y $TIT = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ . ....	103
<b>Figura 5.2:</b> Comparación de eficiencias para $UA = 5 \text{ MW/K}$ , $CIT = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ y $TIT = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ . ....	104
<b>Figura 5.3:</b> Comparación de eficiencias para $UA = 5 \text{ MW/K}$ , $CIT = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ y $TIT = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ . ....	105
<b>Figura 5.4:</b> Trabajo específico de los ciclos Brayton RCC, RCMCI y PCRC para las mezclas estudiadas con $UA = 5 \text{ MW/K}$ , $CIT = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ y $TIT = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ . ....	106
<b>Figura 5.5:</b> Tendencias de eficiencias de las mezclas con COS y H <sub>2</sub> S en las topologías RCC, RCMCI y PCRC para un tamaño térmico de $15 \text{ MW/K}$ . (a) Eficiencia térmica vs Temperatura de entrada al compresor y (b) Eficiencia térmica vs Temperatura de entrada a la turbina. ....	110

Figura A.1: Eficiencia térmica vs Conductancia total del recuperador de calor para la mezcla de CO<sub>2</sub>/COS (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C..116

Figura A.2: Eficiencia térmica vs Conductancia total del recuperador de calor para la mezcla de CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C ....117

Figura A.3: Eficiencia térmica vs Conductancia total del recuperador de calor para la mezcla de CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C ...118

Figura A.4: Eficiencia térmica vs Conductancia total del recuperador de calor para la mezcla de CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C.....119

Figura B.1: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 5 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C ..... 122

Figura B.2: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 10 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C..... 123

Figura B.3: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 15 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C ..... 124

Figura B.4: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 5 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C ..... 125

Figura B.5: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 10 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C ..... 126

Figura B.6: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 15 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C ..... 127

Figura C.1: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 5 MW/K para la mezcla de CO <sub>2</sub> /COS y CO <sub>2</sub> /H <sub>2</sub> S (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C .....	130
Figura C.2: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 10 MW/K para la mezcla de CO <sub>2</sub> /COS y CO <sub>2</sub> /H <sub>2</sub> S (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C .....	131
Figura C.3: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 15 MW/K para la mezcla de CO <sub>2</sub> /COS y CO <sub>2</sub> /H <sub>2</sub> S (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C .....	132
Figura C.4: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 5 MW/K para la mezcla de CO <sub>2</sub> /H <sub>2</sub> S y CO <sub>2</sub> /SO <sub>2</sub> (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C .....	133
Figura C.5: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 10 MW/K para la mezcla de CO <sub>2</sub> /H <sub>2</sub> S y CO <sub>2</sub> /SO <sub>2</sub> (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C .....	134
Figura C.6: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 15 MW/K para la mezcla de CO <sub>2</sub> /H <sub>2</sub> S y CO <sub>2</sub> /SO <sub>2</sub> . (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C .....	135
Figura D.1: Comparación del trabajo específico realizado por fluidos de trabajo en las diferentes configuraciones de ciclos Brayton s-CO <sub>2</sub> para una UA=5 MW/K, CIT =51 °C y TIT=700 °C. (a) RCC/RCMCI, (b) RCC/PCRC y (c) RCMCI/PCRC.....	138
Figura D.2: Comparación del trabajo específico realizado por fluidos de trabajo en las diferentes configuraciones de ciclos Brayton s-CO <sub>2</sub> para una UA=5 MW/K, CIT =55 °C y TIT=700 °C. (a) RCC/RCMCI, (b) RCC/PCRC y (c) RCMCI/PCRC.....	139
Figura D. 3: Comparación del trabajo específico realizado por fluidos de trabajo en las diferentes configuraciones de ciclos Brayton s-CO <sub>2</sub> para una UA=5 MW/K, CIT =60 °C y TIT=700 °C. (a) RCC/RCMCI, (b) RCC/PCRC y (c) RCMCI/PCRC	140

Figura E.1: Eficiencia del ciclo, eficiencia del ciclo de Carnot equivalente, generación de entropía total y generación de entropía de la regeneración (LTR+HTR) para un UA de 5000 MW/K, CIT = 51°C y TIT = 700 °C. (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC .....142

Figura E.2: Eficiencia del ciclo, eficiencia del ciclo de Carnot equivalente, generación de entropía total y generación de entropía de la regeneración (LTR+HTR) para un UA de 5000 MW/K, CIT = 55°C y TIT = 700 °C. (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC .....143

Figura F.1: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S para un CIT = 51 °C, TIT = 700 °C y UA = 5 MW/K (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC ..... 146

Figura F.2: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> para un CIT = 51 °C, TIT = 700 °C y UA = 5 MW/K (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC ..... 147

Figura F.3: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S para un CIT = 55 °C, TIT = 700 °C y UA = 5 MW/K (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC ..... 148

Figura F.4: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> para un CIT = 55 °C, TIT = 700 °C y UA = 5 MW/K (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC ..... 149

Figura F.5: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S para un CIT = 60 °C, TIT = 700 °C y UA = 5 MW/K (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC ..... 150

Figura F.6: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> para un CIT = 60 °C, TIT = 700 °C y UA = 5 MW/K (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC ..... 151

## Lista de Tablas

<b>Tabla 2.1:</b> Principales valores de entrada .....	43
<b>Tabla 3.1:</b> Calor específico medio equilibrado en el flujo frío .....	53
<b>Tabla 4.1:</b> Parámetros de entrada .....	72
<b>Tabla 4.2:</b> Comparación de resultados con la literatura publicada. Diseño conservador (CD) y Mejor diseño (B.D.).....	75
<b>Tabla 4.3:</b> Parámetros de entrada .....	90
<b>Tabla 4.4:</b> Valores finales de las variables principales.....	96
<b>Tabla 4.5:</b> Transmitancia térmica multiplicada por el área de contacto de cada intercambiador de calor.....	96
<b>Tabla 4.6:</b> Desglose de costes.....	97
<b>Tabla 5.1:</b> Comparación de eficiencias para $UA = 5 \text{ MW/K}$ , $CIT = 51 \text{ °C}$ y $TIT = 700 \text{ °C}$ . .....	102
<b>Tabla 5.2:</b> Comparación de eficiencias para $UA = 5 \text{ MW/K}$ , $CIT = 55 \text{ °C}$ y $TIT = 700 \text{ °C}$ . .....	103
<b>Tabla 5.3:</b> Comparación de eficiencias para $UA = 5 \text{ MW/K}$ , $CIT = 60 \text{ °C}$ y $TIT = 700 \text{ °C}$ . .....	104



## Abreviaturas y acrónimos

C	Compresor	
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Etano	
C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	Ciclopentano	
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	Pentano	
CH <sub>4</sub>	Metano	
CIT	Temperatura de entrada al compresor	[°C]
CIP	Presión de entrada al compresor	[MPa]
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono	
COS	Sulfuro de Carbonilo	
CSP	Energía solar concentrada	
DP	Caída de presión	[-]
$\dot{E}_{in}$	Exergía total de entrada	[kW]
$h$	Entalpía	[kJ/kg]
H <sub>2</sub> S	Sulfuro de Hidrógeno	
He	Helio	
HTR	Recuperador de alta temperatura	
Kr	Kriptón	
LTR	Recuperador de baja temperatura	
$\dot{m}$	Flujo másico	[kg/s]
$\dot{m}_{mix}$	Flujo másico de la mezcla	[kg/s]
MC	Compresor principal	
NH <sub>3</sub>	Amonio	
NIST	Instituto Nacional de Estándares y Tecnología	
$\eta_{Carnot}$	Eficiencia de Carnot	[-]
$\eta_{equiv\_C}$	Eficiencia del ciclo de Carnot equivalente	[-]
$\eta_{mc}$	Eficiencia del compresor	[-]
$\eta_{real}$	Eficiencia real	[-]
$\eta_{th}$	Eficiencia térmica	[-]
$\eta_t$	Eficiencia de la turbina	[-]
$\eta_{total}$	Eficiencia total del ciclo	[-]
$\eta_{ex}$	Eficiencia exergética	[-]
RC	Recompresor	
RCC	Ciclo de recompresión	
REFPROP	Propiedades termodinámicas y de transporte del fluido de referencia	
RCMCI	Ciclo de recompresión con enfriamiento intermedio en el compresor principal	
PCRC	Ciclo de enfriamiento parcial con recompresión	
$P_c$	Presión crítica	[MPa]
PC	Preenfriador	
PHX	Intercambiador de calor primario	
Pre-C	Pre-compresor	
$Q_{PHX}$	Calor absorbido del campo solar	[kW]
$s$	Entropía	[kJ/kg-K]
SPT	Torre de energía solar	
s-CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono supercrítico	

SCSP	Planta de energía solar concentrada supercrítica	
SO <sub>2</sub>	Dióxido de Azufre	
T	Turbina	
T <sub>c</sub>	Temperatura crítica	[K]
T <sub>abs</sub>	Temperatura de absorción	[K]
T <sub>cold</sub>	Baja temperatura	[K]
T <sub>hot</sub>	Alta temperatura	[K]
T <sub>hs</sub>	Temperatura de la fuente de calor	[K]
T <sub>o</sub>	Temperatura ambiente	[K]
TIT	Temperatura de entrada a la turbina	[°C]
TIP	Presión de entrada a la turbina	[MPa]
T <sub>rec</sub>	Temperatura de rechazo	[K]
UA	Tamaño de la conductancia total del recuperador de calor	[kW/K]
W	Trabajo específico	[J/kg]
W <sub>net</sub>	Trabajo neto de salida	[kW]
Xe	Xenón	

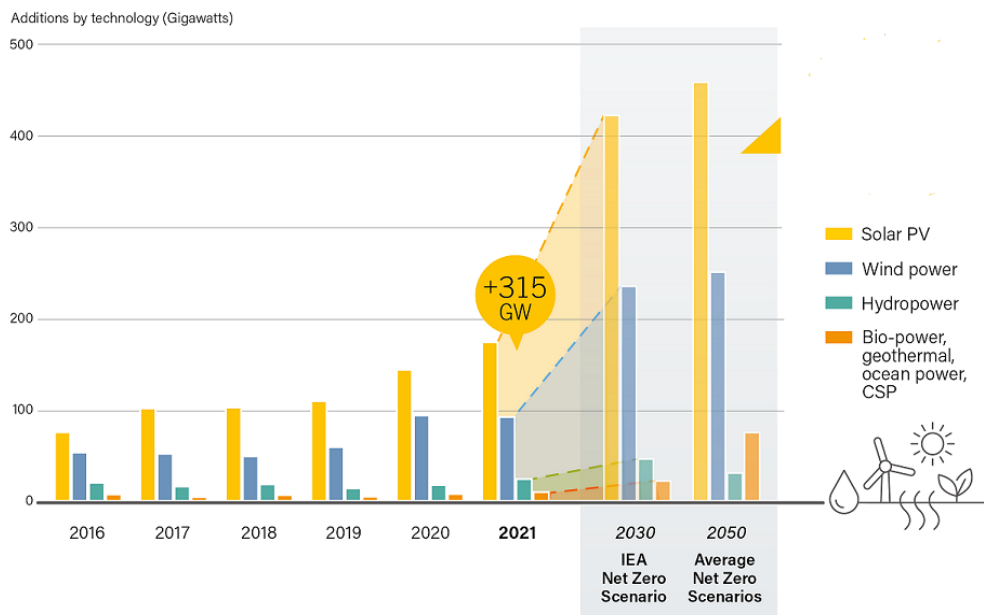
### *Símbolos griegos*

$\gamma$	Fración del caudal total dirigida al recompresor	[-]
$\rho_c$	Densidad crítica	[kg/ m <sup>3</sup> ]
$v$	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$\sigma_{com}$	Generación de entropía en el compresor	[kW/K]
$\sigma_{HX}$	Generación de entropía en el intercambiador de calor	[kW/K]
$\sigma_{HTR}$	Generación de entropía en el recuperador de calor de alta temperatura	[kW/K]
$\sigma_{LTR}$	Generación de entropía en el recuperador de calor de baja temperatura	[kW/K]
$\sigma_{main\ comp}$	Generación de entropía en el compresor principal	[kW/K]
$\sigma_{precomp}$	Generación de entropía en el precompresor	[kW/K]
$\sigma_{recomp}$	Generación de entropía en el recompresor	[kW/K]
$\sigma_{Regen}$	Generación de entropía de la regeneración	[kW/K]
$\sigma_T$	Generación de entropía total	[kW/K]
$\sigma_{turb}$	Generación de entropía en la turbina	[kW/K]

# 1. Introducción

## 1.1. Contexto Energético

La creciente demanda de energía y los desafíos de garantizar la asequibilidad a la misma es la principal preocupación de los países para su correcto desarrollo económico. En la actualidad, la sostenibilidad de las fuentes de energía se ha vuelto un pilar fundamental dentro de la matriz y la transición energética, si bien es cierto que las energías renovables son un eje central en los esfuerzos para reducir la contaminación ambiental, lograr la descarbonización del sistema energético y con ello mitigar el cambio climático, también se encuentran obligadas a garantizar necesidades energéticas de calidad y confiabilidad cada vez mayores (Gatto, A. [2022]). Los Objetivos del Desarrollo Sostenible (ODS) y los acuerdos internacionales sobre el cambio climático buscan una adecuada transición hacia energías más limpias garantizando servicios fiables y sobre todo aumentar en gran medida la participación de las energías renovables en el mix energético. De este modo, en la reciente Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático COP27, se han firmado acuerdos muy importantes para mitigar el calentamiento global comprometiéndose a cumplir las dos desafiantes metas fijadas a largo plazo: la primera, mantener el aumento de la temperatura media global muy por debajo de los 2 °C en relación con los niveles preindustriales actuales; y la segunda, limitar ese aumento a 1.5 °C ya que ello contribuirá a una reducción sustancial de los riesgos y efectos del cambio climático (Allegretti G. et al., [2022]). Sin embargo, la tendencia de crecimiento de energías renovables a nivel mundial sigue estando lejos para mantener al planeta en el despliegue correcto para alcanzar las emisiones cero para el 2050 como se menciona en REN21, [2022]. El escenario más viable establecido por la Agencia Internacional de la Energía para alcanzar los acuerdos hasta el 2050 es que el mundo agregue 825 GW de energía renovable limpia y dinámica por año (ver [Figura 1.1](#)).



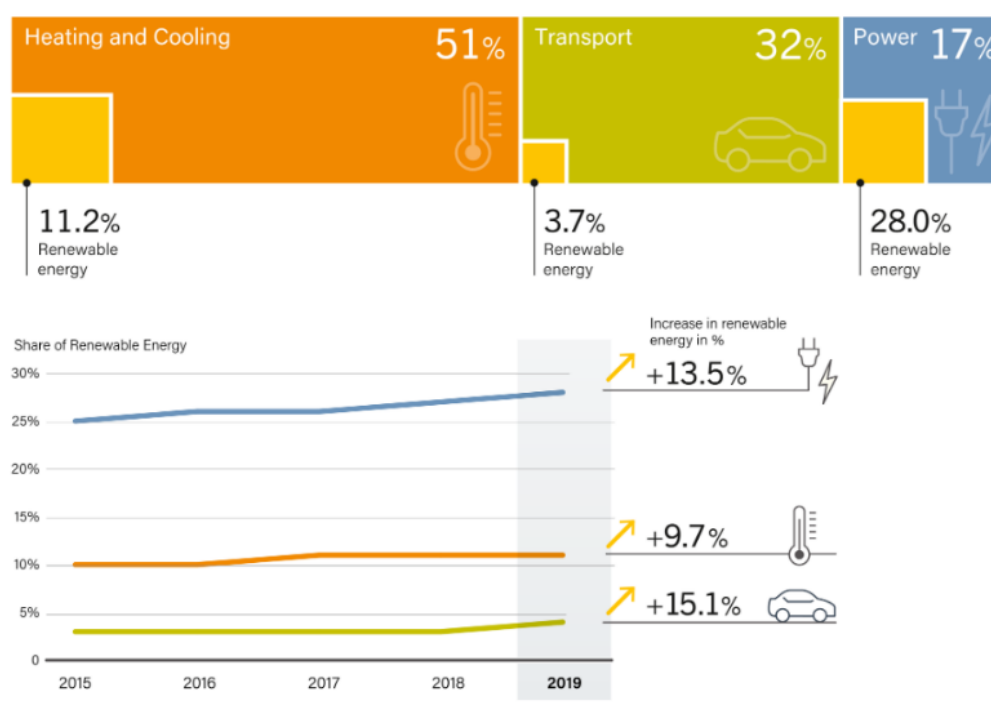
**Figura 1.1:** Adiciones anuales de capacidad de energía renovable para lograr escenarios de Net-Zero para 2030 y 2050. (REN21, [2022])

La evolución de los sistemas de almacenamiento de energía y las tecnologías cada vez más flexibles, combinado con las caídas en los costos de generación de energía a través de fuentes renovables como la eólica y la solar fotovoltaica están impulsando el desarrollo y crecimiento de éstos sistemas energéticos en el mundo. En los últimos años las energías renovables están dominando los mercados de inversiones en los sistemas de generación de energía eléctrica a nivel mundial. Se espera que el aprovechamiento del potencial solar y eólico en ciertas regiones del planeta alcancen niveles muy altos.

## 1.2. Generación de energía eléctrica

En los últimos años la tasa de electrificación en edificios, industria y transporte ha venido aumentando a nivel mundial. El principal impulsor de este crecimiento ha sido el despliegue de las bombas de calor y los vehículos eléctricos para satisfacer las necesidades de calefacción y transporte. Según los reportes del REN21 las energías renovables generaron un 28.3% de electricidad mundial en el 2021, donde la eólica y la solar cubren más del 10% de la producción mundial de electricidad (REN21 [2022]). La [Figura 1.2](#) muestra que el crecimiento en la participación de

las energías renovables en las áreas de transporte, calefacción y refrigeración y generación de energía eléctrica son de 15.1%, 9.7% y 13.5% respectivamente. No obstante, entre el 2015 y 2019 la participación de estas energías en transporte aumentó solo un 0.5%, en calefacción 1% y en el sector eléctrico aumentó más de 3%. Hay que considerar que este último representa del total de energía final consumida el 17%, donde la participación de las energías renovables es del 28% (IEA, [2022]).



**Figura 1.2:** Energías renovables en el consumo total de energía final mundial. (REN21, [2022])

Sin embargo, parte del crecimiento de las renovables se ve mitigado por el aumento de la demanda de electricidad y las condiciones climatológicas de sequía que afectaron en gran medida a la generación de energía hidroeléctrica. A pesar del progreso que se tiene en el sector eléctrico con la inclusión de las energías renovables, el aumento de la demanda se cubre con combustibles fósiles. Según la REN21 [2022], los sucesos de los últimos años han hecho que los precios de algunos combustibles fósiles aumenten considerablemente, el gas natural fue uno de ellos que en varias ocasiones alcanzó un crecimiento en el precio de un 400% aumentando los precios de la electricidad en los mercados mundiales.

## 1.3. Generación de Energía Eléctrica

### 1.3.1. Fuentes de energía

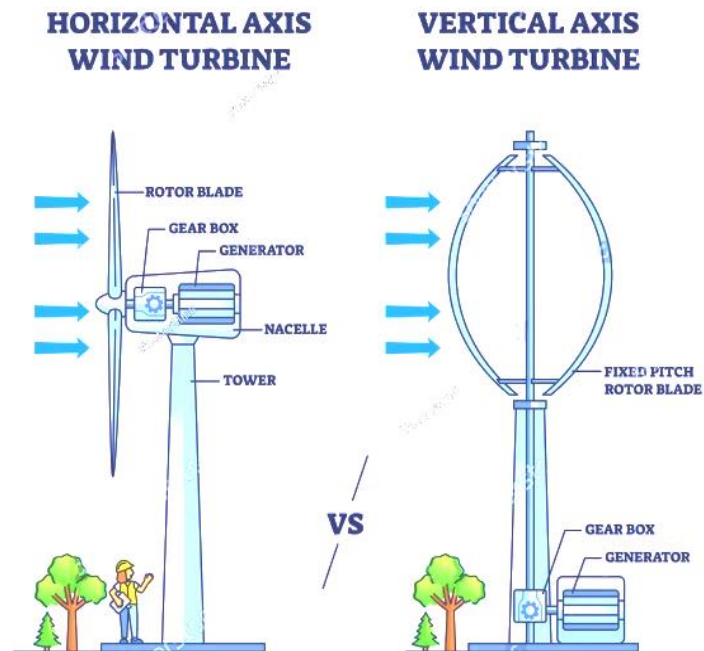
Los combustibles fósiles como el carbón, gas natural y petróleo han sido explotados abundantemente para la generación de energía eléctrica durante los últimos siglos. A pesar de tener una cuantiosa densidad de energía, las emisiones de dióxido de carbono y otros gases de efecto invernadero que colaboran en gran medida al calentamiento global son las principales razones para buscar nuevas fuentes de energía más limpias y fácilmente explotables. Actualmente, la demanda de energía sigue creciendo año tras año, para reducir las emisiones contaminantes y luchar en contra del cambio climático es necesario reducir el consumo de combustibles fósiles y aumentar notablemente la utilización de fuentes de energía renovable como la eólica, solar, geotérmica, entre otras.

### 1.3.2. Transformaciones

#### 1.3.2.1. *Energía Eólica*

Este tipo de energía utiliza la velocidad del viento que hace girar las palas de un aerogenerador. Cuenta con un rotor acoplado a una turbina, donde el movimiento giratorio provoca la generación de energía eléctrica. Según Kouloumpis et al., [2020] la disposición del eje de rotación induce dos tipos de turbinas eólicas (ver [Figura 1.3](#)), de eje horizontal para una mayor capacidad de potencia y de eje vertical si es necesario capturar el viento desde cualquier dirección. A pesar de que su construcción sea simple y el proceso de reciclaje de las turbinas eólicas sea relativamente sencillo, existe un inconveniente en la potencia de salida que puede fluctuar debido a la velocidad variable del viento. Además, se requiere una gran deforestación lo que puede causar la erosión del suelo como lo menciona Nazir et al., [2020] en su estudio. Este sistema se posiciona como tercera en capacidad de

generación de energía eléctrica más grande del mundo con 845 GW instalados según el REN21, [2022].



**Figura 1.3:** Clasificación de los aerogeneradores según la disposición del eje de rotación.

### 1.3.2.2. Energía Fotovoltaica

Los sistemas fotovoltaicos transforman la energía solar en energía eléctrica gracias al efecto fotoeléctrico producido al incidir la radiación solar sobre un panel fotovoltaico (Zohra, M. B., Riad, A., & Alhamany, A. [2022]). Las células solares están constituidas por diferentes materiales semiconductores en donde los fotones impactan produciéndose una liberación de electrones lo que genera una diferencia de potencial y una corriente eléctrica. Se han desarrollado tres generaciones de células fotovoltaicas, en las primeras predominan el Silicio mono y policristalino con eficiencias de módulo entre 13 y 20%. La segunda generación cuenta con una lámina delgada compuesta principalmente de Silicio-amorfo, seleniuro de cobre, indio y galio, estos materiales son aptos para la integración en edificios y la eficiencia del módulo se encuentran entre 9 y 25% (Kopidakis N., [2021]). Finalmente, las de tercera generación son láminas delgadas constituidas por

materiales organometálicos que son capaces de absorber mucha luz y transferirla rápidamente (Rahman et al., [2022]). La eficiencia del módulo es una principal ventaja ya que podría superar las eficiencias de las anteriores generaciones, estas pueden estar entre 12 y 28% (Kopidakis N., [2021]). Las plantas fotovoltaicas (Figura 1.4) son la segunda fuente de energía renovable más grande con una capacidad instalada hasta la actualidad de 942 GW (REN21, [2022]).

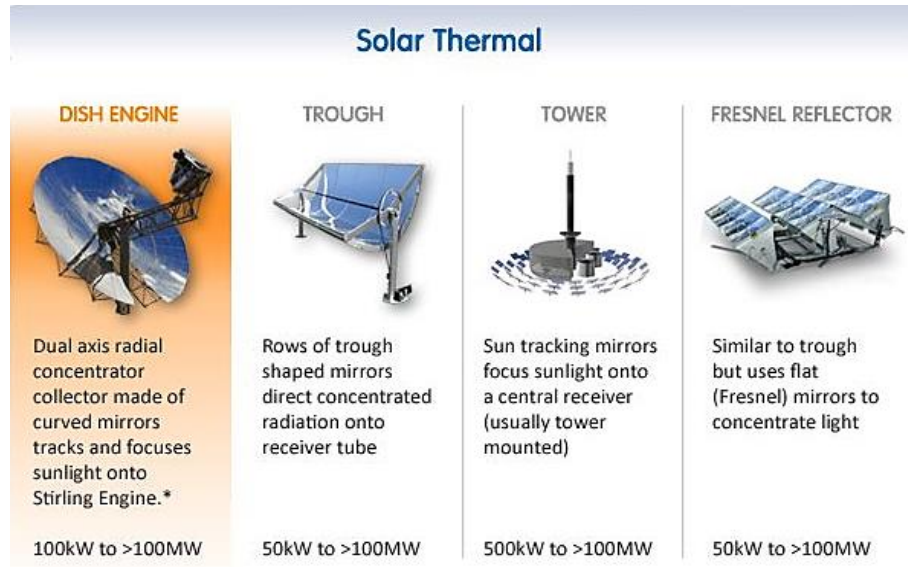


**Figura 1.4:** Instalación solar fotovoltaica en Kandahar, Afganistán.  
(Zaheb H. et al., 2023)

### 1.3.2.3. *Energía Solar Térmica de Concentración*

Este tipo de energía utiliza diferentes dispositivos reflectores para recolectar la luz solar enfocándola en un acumulador de calor. Existen diferentes concentradores de energía solar térmica (ver Figura 1.5) como los de cilindro parabólico (CCP), lineal Fresnel (LF), disco parabólico (DS) y de torre central (TC). En los CCP se utiliza un reflector parabólico para enfocar los rayos del sol en tubos al vacío que transportan un fluido caloportador, actualmente este fluido puede ser sales fundidas o aceites térmicos sintéticos que pueden alcanzar temperaturas de hasta 565 °C. La tecnología lineal Fresnel en cambio, se compone de un espejo plano como reflector de la luz solar, la temperatura de funcionamiento se encuentra entre los 150 y 360 °C. Finalmente, la tecnología de torre central utiliza numerosos espejos que reflejan la luz solar en una sola torre por donde circula un fluido de transferencia de calor, en la mayoría de los casos puede ser sales fundidas, pero recientemente se investiga un fluido basado en partículas donde la temperatura

puede alcanzar los 700 °C. Todos estos sistemas cuentan con un almacenamiento térmico que logra garantizar el suministro continuo de energía. En la actualidad la capacidad de potencia instalada es de alrededor de 6.2 GW (REN22, [2021]).



**Figura 1.5:** Tipos de tecnologías de plantas de energía solar de concentración. (Fuqiang, W. et al., [2017]).

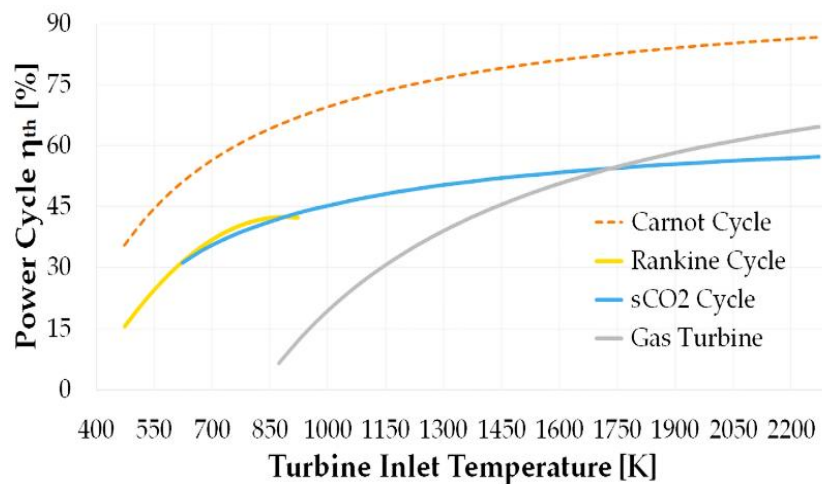
Todas estas tecnologías tienen acoplado un ciclo de potencia para producir electricidad. Entre ellos se encuentran el ciclo Rankine (Bouguila, A., & Rachid, S. [2020]), Rankine orgánico (Marinheiro, M. M., et al., [2022]), Brayton, Ciclo combinado (Elmohlawy, A. et al., 2019) y actualmente Brayton supercrítico (Merchán, R. P., et al., [2022]).

### 1.3.3. Ciclos Termodinámicos

Tradicionalmente, las centrales de generación de energía eléctrica están basadas en el ciclo Rankine, sin embargo, el inconveniente principal del ciclo es la limitación de la eficiencia debido a la diferencia de temperatura entre el foco caliente y el foco frío. Si se reemplaza el fluido de trabajo de vapor a un fluido orgánico se puede superar algunas limitaciones como la recuperación de calor de fuentes de baja temperatura. No obstante, el aumento de la eficiencia en estos sistemas sigue siendo un objetivo importante a alcanzar. De esta manera, al reemplazar el vapor

o el fluido orgánico por  $\text{CO}_2$  en estado supercrítico, se alcanza una temperatura de foco caliente mucho mayor y una temperatura de foco frío menor logrando que la diferencia de temperatura sea mayor entre el foco caliente y frío, permitiendo alcanzar un mayor rendimiento del ciclo termodinámico y una reducción en los costes de generación. Este fluido trabaja en un ciclo de potencia Brayton cerrado que en comparación con el ciclo Rankine tiene una eficiencia de conversión más alta, cuenta con un mejor comportamiento en transitorio, es de fácil escalabilidad de potencia y es viable si debe operar bajo condiciones de irradiancia solar variadas.

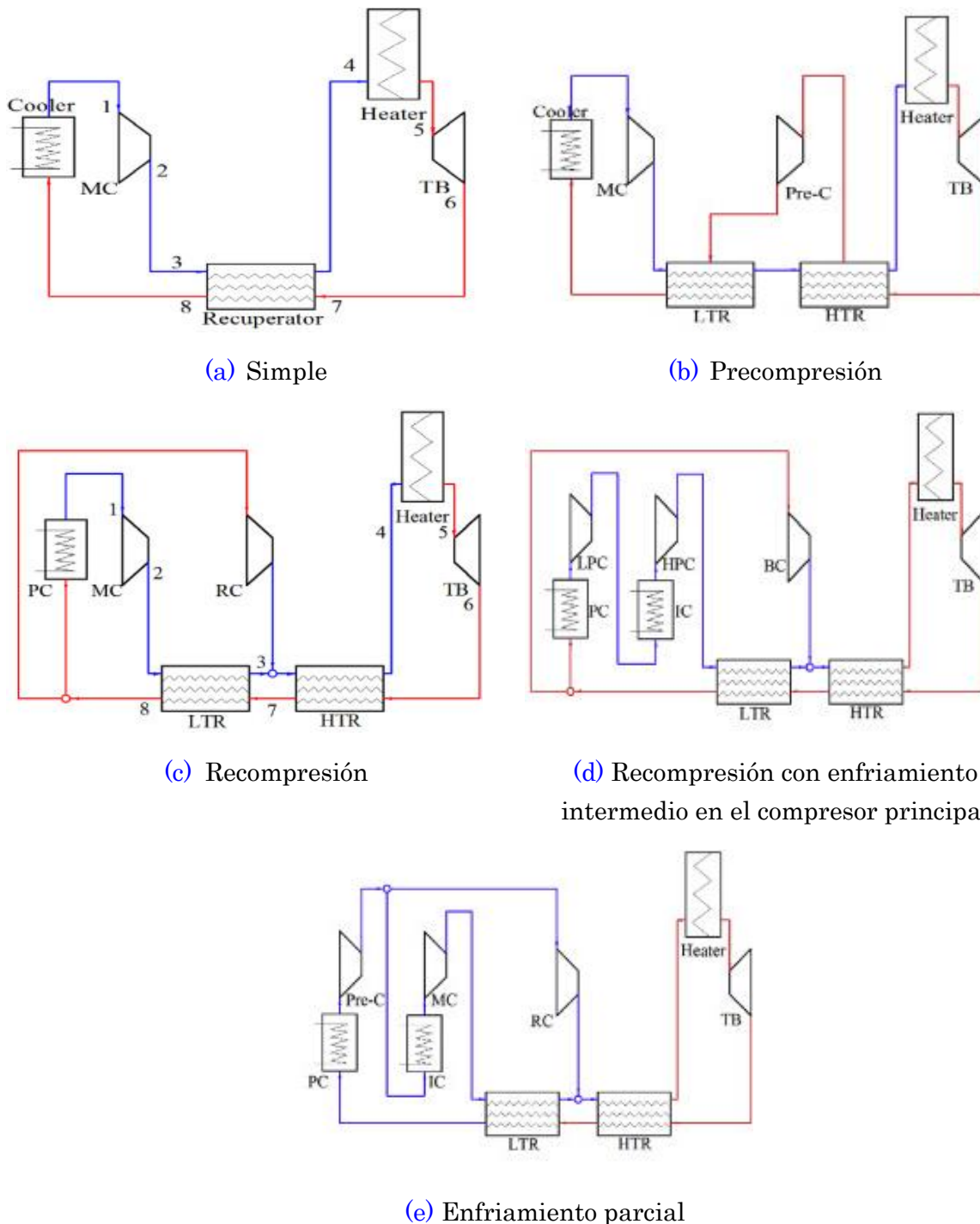
En la actualidad, la mayoría de los ciclos de Brayton  $\text{s-CO}_2$  estudiados por la comunidad científica se derivan de la propuesta de Feher, [1968]. Su estudio afirma que una de las principales ventajas de estos ciclos es la capacidad de superar limitaciones como las restricciones de temperatura en los ciclos de Rankine y la posibilidad de resolver problemas de los ciclos Brayton como la alta sensibilidad del rendimiento del ciclo a las caídas de presión y las grandes áreas de transferencia de calor debido a la baja densidad del fluido de trabajo. Así, Feher llega a la conclusión de que el ciclo supercrítico podría alcanzar eficiencias de un 50% aproximadamente (Figura 1.6). Esta afirmación es reconocida por Angelino, [1968] en sus trabajos.



**Figura 1.6:** Eficiencias de diferentes ciclos termodinámicos en función de la temperatura de entrada a la turbina. (Valencia R., [2022])

En la Figura 1.7 se muestran las configuraciones más estudiadas hasta el momento, que son: Simple (a), Precompresión (b), Recompresión (c), Recompresión con enfriamiento intermedio en el compresor principal (d) y Enfriamiento parcial (e).

Sin duda, estos ciclos se han convertido en los más prometedores y debido a ello existen multitud de trabajos donde se estudian métodos de optimización, variaciones de temperatura a la entrada del compresor y turbina, comparación entre configuraciones, costos de inversión y eficiencia térmica en el punto de diseño y fuera del punto de diseño (Crespi et al., [2017], de la Calle et al., [2018], Wang et al., [2018], Neises & Turchi, [2019], Linares et al., [2020] y Neises, [2020]).



**Figura 1.7:** Diagramas esquemáticos de las configuraciones de ciclos Brayton más estudiadas. Liu, Y. et al., [2019]

### **1.3.4. Influencia Climatológica**

Uno de los parámetros más importantes a tener en cuenta en los ciclos Brayton de  $s\text{-CO}_2$  son las temperaturas a la que se encuentra el foco caliente (FC) y el foco frío (FF). Estas dos temperaturas son muy importantes cuando la conversión de energía se realiza de energía térmica a energía eléctrica, teniendo en cuenta que la temperatura más baja del ciclo (FF) permite identificar diferentes aplicaciones. Si se habla de plantas de energía solar concentrada la temperatura del FC será de alrededor de 700 °C (Chen, R. et al., [2021]) y del FF deberá estar entre el rango de 40 – 50 °C. Si son aplicaciones marinas la temperatura del FC será del alrededor de 550 °C y la del FC deberá estar muy cercana a 30 °C (Sharma, O. P. et al., [2017]).

## **1.4. Revisión del Estado de la Técnica**

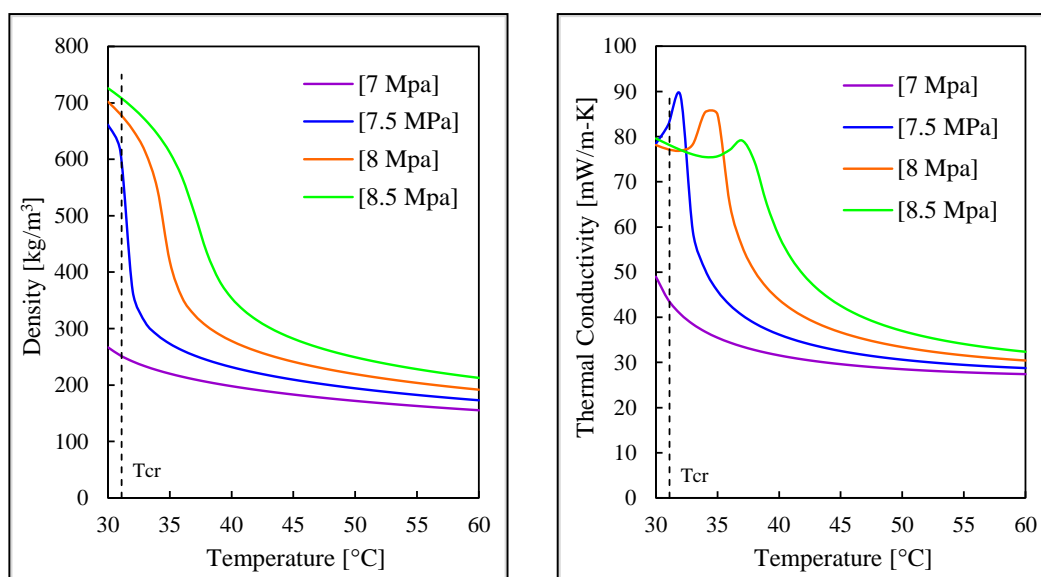
### **1.4.1. $\text{CO}_2$ como fluido de trabajo**

Inicialmente, el Dióxido de Carbono ( $\text{CO}_2$ ) fue uno de los primeros fluidos de trabajo empleados en la industria de refrigeración, sin embargo, fue desplazado gradualmente por compuestos clorofluorocarbonados (CFC), hidroclourofluorocarbonados (HCFC) y hidrofouorocarbonados (HFC) (Bianchi et al., [2021]). En la década de los 90, varios países firman el acuerdo denominado Protocolo de Kyoto, donde su principal objetivo es tratar de conseguir una reducción de por lo menos 5% las emisiones de GEI. Como principal acción se considera el uso del  $\text{CO}_2$  como fluido de trabajo en bombas de calor incrementando significativamente el camino hacia la descarbonización de los sistemas energéticos.

Finalmente, y en la actualidad, el  $\text{CO}_2$  ofrece un gran potencial en los ciclos Brayton cerrados supercríticos debido a que la temperatura y presión de su punto crítico tiene valores de 31.1 °C y 73.8 bar respectivamente. El valor de la temperatura se encuentra cerca de las condiciones ambientales donde se ubican habitualmente las plantas de energía solar concentrada y otras aplicaciones. En estado supercrítico, su menor densidad a alta presión y mayor compresibilidad dan como resultado que la compresión requiera menor trabajo en comparación con el

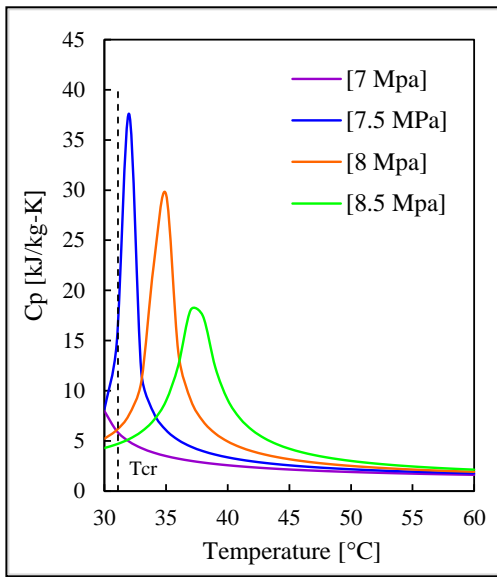
CO<sub>2</sub> en otros estados. Además, la alta eficiencia que se consigue sumado a la compacidad, fácil escalabilidad de potencia, estabilidad térmica a altas temperaturas, alta densidad a la salida de la turbina, abundancia, bajo costo y no tóxico han hecho que este fluido de trabajo se mantenga en las hojas de ruta de diversos proyectos relacionados con sistemas energéticos del mañana.

La [Figura 1.8](#) muestra el comportamiento termodinámico de CO<sub>2</sub> en las proximidades del punto crítico. Como se puede observar el fluido exhibe una variación drástica de las propiedades termofísicas en las vecindades del punto crítico. Desde el punto de vista funcionamiento de los componentes, la precipitada caída de la densidad ([Figura 1.8a](#)) y el excesivo aumento de la capacidad calorífica a presión constante ( $C_p$ ) ([Figura 1.8c](#)) desafía la evaluación del rendimiento y diseño del compresor, particularmente en condiciones fuera de diseño. Otro componente que se ve afectado por la variación de las propiedades es el recuperador de calor, el cambio repentino de las propiedades del  $C_p$  influye directamente en la efectividad de los procesos internos de intercambio de calor (White et al., [2021]). Sin embargo, la alta densidad ([Figura 1.8a](#)) y alto factor de compresibilidad ([Figura 1.8f](#)) cerca del punto crítico influyen en la disminución del trabajo de compresión y como resultado se obtiene una turbomaquinaria más compacta (1/10 comparado con la de un ciclo Rankine, Linares J. et al., 2020) y un coste de inversión inicial menor.

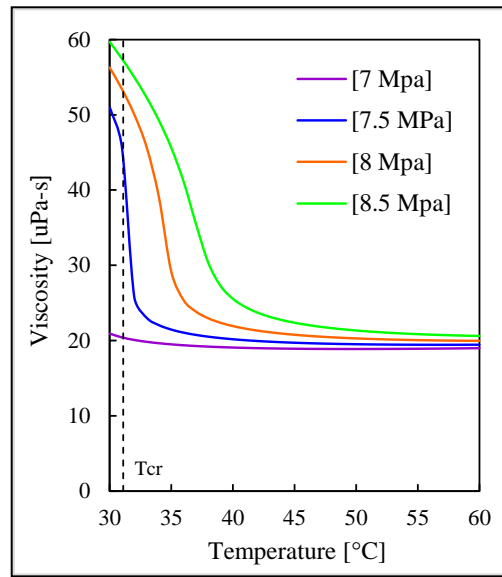


(a)

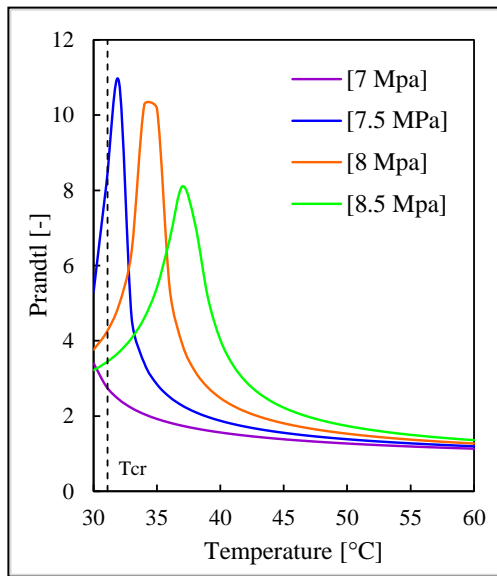
(b)



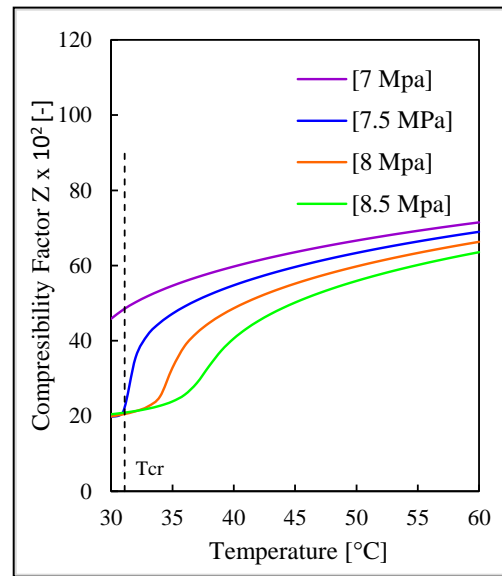
(c)



(d)



(e)



(f)

**Figura 1.8:** Comportamiento de las propiedades termofísicas del CO<sub>2</sub> en las proximidades del punto crítico. (a) Densidad ( $\rho$ ), (b) Conductividad Térmica ( $\lambda$ ), (c) Capacidad de Calor Específico a Presión Constante ( $C_p$ ), (d) Viscosidad ( $\mu$ ), (e) Prandtl ( $Pr$ ) y (f) Factor de Compresibilidad ( $Z$ ).

### **1.4.2. Fluidos que trabajan a temperatura ambiente**

La mayoría de investigaciones están enfocadas a mejorar la eficiencia de los ciclos ajustando, modificando, optimizando los parámetros operacionales (Zhou, T. et al., [2021] and Wan, X. et al., [2022]) y las condiciones de entrada para lograr una mejor adaptación a los entornos variables de temperatura donde se ubican las plantas de energía solar concentrada (Doninelli, M., et al., [2023]), pero también existe otra solución y es contar con un fluido de trabajo que pueda adaptarse a las altas o bajas temperaturas (Binotti, M. et al., [2020]) según su aplicación (plantas de energía solar concentrada, energía nuclear, bombas de calor, aplicaciones marinas, etc.), este obstáculo se puede superar agregando pequeñas cantidades de un compuesto seleccionado a un fluido base, en la mayoría de casos al Dióxido de Carbono (Di Marcoberardino, G. et al., [2022]).

Las mezclas a base de CO<sub>2</sub> están siendo consideradas ampliamente por la comunidad investigadora (Liu, Z. et al., [2022], Bai, W. et al., [2022]) principalmente por su impacto positivo en la eficiencia térmica.

### **1.4.3. Fluidos que aumentan la temperatura crítica por encima del punto crítico del CO<sub>2</sub>**

Los fluidos de trabajo en estado supercrítico que pueden elevar la temperatura por encima del punto crítico del CO<sub>2</sub> puro son utilizados en ciclos termodinámicos para aplicaciones de alta temperatura y presión. En este sentido, Valencia R. et al., [2019] realiza un exhaustivo análisis de la influencia de la fracción molar en cada uno de los compuestos añadidos al CO<sub>2</sub> en un ciclo de Recompresión acoplado a una planta de energía solar concentrada con colectores cilindro-parabólicos. En este estudio se menciona que compuestos como el COS, H<sub>2</sub>S, NH<sub>3</sub>, SO<sub>2</sub>, C<sub>5</sub>H<sub>10</sub> o C<sub>5</sub>H<sub>12</sub> pueden reubicar el punto crítico, aumentando la temperatura crítica por encima de la del CO<sub>2</sub>. En esta misma línea, multitud de autores: Manzolini et al., [2019], Siddiqui, M. [2021], Crespi et al., [2022] y Niu et al., [2022] evalúan diferentes aditivos considerando temperaturas ambiente típicas donde se ubican las plantas de energía solar concentrada llegando a una misma conclusión, las mezclas aumentan la eficiencia térmica del ciclo Brayton s-CO<sub>2</sub>.

#### **1.4.4. Fluidos que disminuyen la temperatura por debajo del punto crítico del CO<sub>2</sub>**

En la misma investigación de Valencia R., et al., [2019] también se hace referencia que compuestos como el He, Kr, CH<sub>4</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> y C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ayudan a reubicar el punto crítico, disminuyendo la temperatura crítica por debajo de la del CO<sub>2</sub> puro. La variabilidad del punto crítico depende en gran medida de la fracción molar del aditivo y el fluido base.

Las investigaciones enfocadas a aplicaciones marinas se encuentran en estudio actualmente. Autores como Sharma et al., [2017], Du, et al., [2022] y Wang et al., [2022] han estudiado la optimización de los principales parámetros de entrada y enfocándose en los recuperadores de calor de los ciclos Brayton supercríticos con CO<sub>2</sub> puro como fluido de trabajo. En esta línea, no se han propuesto estudios para aplicaciones marinas con mezclas binarias a base de CO<sub>2</sub>.

#### **1.4.5. Termodinámica del Ciclo s-CO<sub>2</sub> Brayton**

Los ciclos termodinámicos Brayton con CO<sub>2</sub> más estudiados hasta el momento en las aplicaciones de energía solar concentrada, energía nuclear, geotérmica, aplicaciones marinas con recuperación de calor residual y bombas de calor son las topologías: simple, simple regenerativo, de precompresión, de recompresión, de recompresión con enfriamiento intermedio en el compresor principal y el de enfriamiento parcial. En su mayoría, los autores relacionados con esta misma línea de investigación realizan diversas comparaciones entre las diferentes topologías de ciclos termodinámicos y ajustan sus parámetros operacionales con el fin de obtener altas eficiencias mediante diferentes métodos de optimización.

Los trabajos de De la Calle et al., [2018], Wang et al., [2018], Neises & Turchi, [2019], Linares et al., [2020], Neises T., [2020] y Luo & Huang [2020] optimizan la eficiencia térmica del ciclo variando parámetros como la fracción de recompresión, la relación de presiones, la temperatura de entrada al compresor, la temperatura de entrada a la turbina y el tamaño térmico del recuperador de calor basándose en el acoplamiento del bloque de potencia en plantas de energía solar de torre central.

Las topologías con las que se obtienen mayor eficiencia son las de recompresión y enfriamiento parcial.

#### 1.4.6. Mezclas binarias a base de CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo

El Dióxido de Carbono en estado supercrítico trabaja de manera óptima si los parámetros de entrada del ciclo se encuentran alrededor del punto crítico, 31°C y 7.73 MPa. Sin embargo, si se requiere aumentar o disminuir la temperatura de entrada al compresor respecto al punto crítico, la eficiencia disminuye drásticamente. El trabajo de González et al., [2020] justifica el posible uso de otro fluido que puede mejorar las prestaciones del ciclo aumentando considerablemente la eficiencia, este fluido puede ser una mezcla de un determinado compuesto con el CO<sub>2</sub>. En el trabajo de Valencia R., [2022] se menciona que las aplicaciones industriales y de generación de energía eléctrica van a depender del valor de la temperatura mínima del fluido que se requiera a la entrada del compresor.

La evaluación de las propiedades termofísicas de cada una de las sustancias utilizadas para realizar este trabajo, se obtienen de REFPROP V10.0. Para el cálculo de cada uno de los estados considerados se debe evaluar las ecuaciones de estado de cada sustancia. La Ec. 1 representa la ecuación fundamental de estado del dióxido de carbono expresada en forma de la energía de Helmholtz. (Span, R. & Wagner, W. [1996]).

$$\frac{a(\rho, T)}{RT} = \phi(\delta, \tau) = \phi^{\circ}(\delta, \tau) + \phi^r(\delta, \tau) \quad (1)$$

Donde:  $\delta = \frac{\rho}{\rho_c}$  y  $\tau = \frac{T_c}{T}$  con valores de  $\rho_c = 467.6 \frac{kg}{m^3}$  y  $T_c = 304.1282 K$

El cálculo de las propiedades termodinámicas de los aditivos estudiados en este trabajo se obtiene a partir de una ecuación para capacidad calorífica isobárica del gas ideal (Lemmon, E. W., & Span, R., [2006]).

$$\frac{C_p^0}{R_m} = c_0 + c_1 \left(\frac{T}{K}\right)^{c_2} + \sum_{k=1}^5 v_k \left(\frac{u_k}{T}\right)^2 \frac{e^{\left(\frac{u_k}{T}\right)}}{\left[e^{\left(\frac{u_k}{T}\right)} - 1\right]^2} \quad (2)$$

Donde:  $R_m = 8.314472 Jmol^{-1} * K^{-1}$

La Ec. 2 utiliza funciones de Einstein (Lemmon, E. W., & Span, R., [2006]) que contienen los coeficientes  $v_k$  para que la dependencia de la temperatura de la capacidad calorífica del gas ideal sea similar a los métodos estadísticos.

La ecuación de energía de Helmholtz de gas ideal (Ec. 3) (Gernert, J. et al., 2014) se deriva de Ec. 2 para obtener las propiedades de diferentes dopantes.

$$\alpha^0 = a_1 + a_2 \tau + \ln \delta + (c_0 - 1) \ln \tau - \frac{c_1 \left(\frac{T_c}{K}\right)^{c_2}}{c_2(c_2 + 1)} \tau^{-2} + \sum_{k=1}^5 v_k \ln \left[1 - e^{\left(\frac{-u_k \tau}{T_c}\right)}\right] \quad (3)$$

Donde:  $a_1$  y  $a_2$  corresponden a los valores obtenidos por  $h_0^0$  (Ec. 4) y  $s_0^0$  (Ec. 5):

$$h^0 = h_0^0 + \int_{T_0}^T C_p^0 dT \quad (4)$$

$$s^0 = s_0^0 + \int_{T_0}^T \frac{C_p^0}{T} dT - R \ln \left(\frac{\rho T}{\rho_0 T_0}\right) \quad (5)$$

Donde:  $T_0$  y  $p_0$  son constantes arbitrarias; y  $\rho_0 = \frac{p_0}{T_0 R}$ .

Los valores de las constantes  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $c_1$  y  $c_2$  dependen de cada una de las sustancias. Las ecuaciones de estado (Ec. 3.1 a Ec. 3.4) de los aditivos estudiados (COS, H<sub>2</sub>S, NH<sub>3</sub> y SO<sub>2</sub>) en trabajo se presentan a continuación:

$$\begin{aligned} \text{COS: } \alpha^0 = & -3.6587 + 3.7349 \tau + \ln \delta + (3.5 - 1) \ln \tau \\ & - \frac{(0.2231 * 10^{-6}) \left(\frac{T_c}{K}\right)^{1.5}}{1.5(1.5 + 1)} \tau^{-2} + \sum_{k=1}^5 v_k \ln \left[1 - e^{\left(\frac{-u_k \tau}{T_c}\right)}\right] \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \text{H}_2\text{S: } \alpha^0 = & -4.0740 + 3.7332 \tau + \ln \delta + (4 - 1) \ln \tau \\ & - \frac{(0.1432 * 10^{-5}) \left(\frac{T_c}{K}\right)^{1.5}}{1.5(1.5 + 1)} \tau^{-2} + \sum_{k=1}^5 v_k \ln \left[1 - e^{\left(\frac{-u_k \tau}{T_c}\right)}\right] \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\text{NH}_3: \frac{\alpha(T, \rho)}{RT} = \frac{\alpha^\circ(T, \rho) + \alpha^r(T, \rho)}{RT} = \alpha^\circ(\tau, \delta) + \alpha^r(\tau, \delta) \quad (3.3)$$

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_c} \text{ y } \tau = \frac{T_c}{T}; \rho_c = 11.339 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ y } T_c = 405.40 \text{ K}$$

$$SO_2: \alpha^0 = -4.5328 + 4.4777 \tau + \ln \delta + (4 - 1) \ln \tau - \frac{(0.7245 * 10^{-4}) \left(\frac{T_c}{K}\right)^{1.0}}{1.0(1.0 + 1)} \tau^{-2} + \sum_{k=1}^5 v_k \ln \left[1 - e^{\left(\frac{-u_k * \tau}{T_c}\right)}\right] \quad (3.4)$$

## 1.5. Objetivos y alcance

En este capítulo se describen los objetivos y el alcance de la tesis teniendo en cuenta la revisión del estado del arte en cuanto a las configuraciones típicas de estudio de ciclos Brayton supercríticos, los parámetros característicos del ciclo y los fluidos de trabajo que brindan mejores prestaciones de rendimiento en aplicaciones de energía solar concentrada y propulsión marina.

El objetivo general de este trabajo es el estudio y determinación del comportamiento energético de las mezclas binarias a base de CO<sub>2</sub> en configuraciones de ciclos de potencia Brayton cerrados de Recompresión (RCC), Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal (RCMCI) y Enfriamiento Parcial con Recompresión (PCRC) mediante un análisis de generación entrópica en cada uno de los componentes del ciclo. El estudio del estado de la técnica revela que existen nichos de estudio en cuanto al comportamiento del rendimiento en topologías de ciclos Brayton trabajando con mezclas binarias a base de CO<sub>2</sub> en estado supercrítico que tengan en cuenta la variación de parámetros como la temperatura de entrada al compresor, temperatura de entrada a la turbina y el tamaño térmico, en este sentido se orienta este trabajo.

Considerando las topologías mencionadas en el párrafo anterior y en base a la revisión del estado del arte, se definen los aditivos que son mezclados al CO<sub>2</sub>: COS, H<sub>2</sub>S, NH<sub>3</sub>, SO<sub>2</sub>, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, y CH<sub>4</sub> que en su fracción molar correspondiente alcanzan las mejores prestaciones en términos de eficiencia térmica en los ciclos Brayton supercríticos.

De este modo, se realiza el análisis de cuatro mezclas, conocidas de la revisión del estado de la técnica [CO<sub>2</sub>/COS (0.70/0.30), CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (0.60/0.40), CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> (0.81/0.19) y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> (0.90/0.10)], que consiguen aumentar la temperatura crítica sobre la del CO<sub>2</sub> puro, logrando temperaturas ventajosas para aplicaciones como energía solar térmica concentrada.

Se realiza también el análisis y optimización de la fracción molar de las tres mezclas [ $\text{CO}_2/\text{C}_3\text{H}_8$ ,  $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{S}$  y  $\text{CO}_2/\text{CH}_4$ ] que consiguen disminuir la temperatura crítica por debajo de la del  $\text{CO}_2$  puro, obteniendo temperaturas favorables como para aplicaciones marinas.

Una vez establecidas las mezclas, tanto las que aumentan como las que disminuyen su temperatura crítica con respecto a la del  $\text{CO}_2$  puro, con sus respectivas fracciones molares y las topologías de ciclos Brayton, se realiza un estudio de la influencia de la temperatura de entrada al compresor, temperatura de entrada a la turbina y el tamaño térmico en la eficiencia térmica de cada una de las topologías. Estas topologías se analizan teniendo en cuenta los rangos y valores típicos de los parámetros indicados según la revisión del estado del arte. Este estudio se complementará con un análisis de las irreversibilidades generadas en cada uno de los componentes del ciclo, identificando aquellos que generan mayor entropía.

Se persigue encontrar la mezcla que alcance la mejor eficiencia térmica en cada una de las topologías de ciclos Brayton para las aplicaciones que requieren de mayor o menor temperatura crítica que la del  $\text{CO}_2$  puro. Esto se realizará en igualdad de condiciones térmicas de contorno de los ciclos para las aplicaciones consideradas.

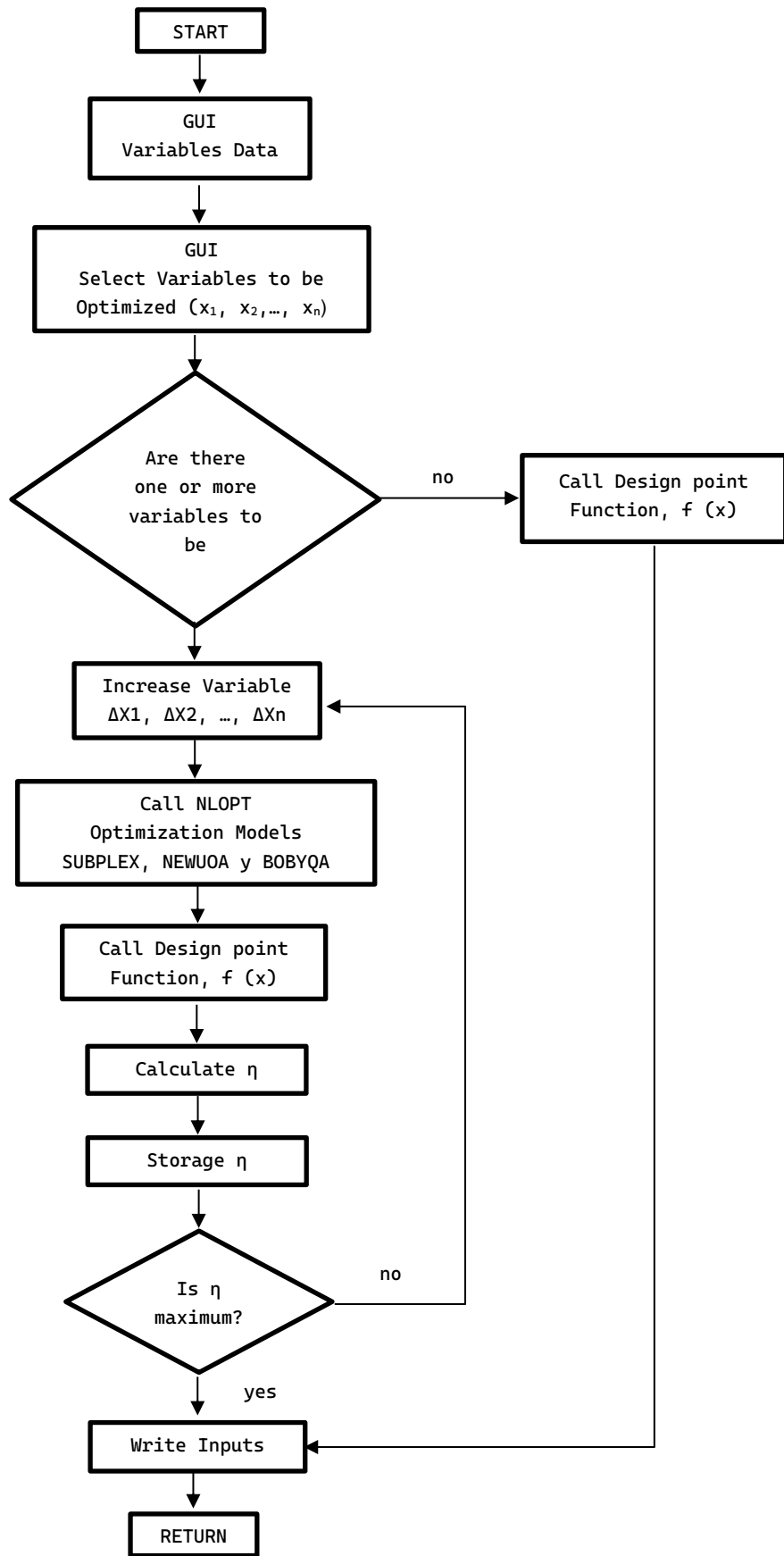
De forma análoga al estudio de diferentes topologías de ciclos Brayton con diferentes mezclas orientadas a la producción de energía eléctrica, se plantea la posibilidad de estudiar el caso complementario: el uso de ciclos Brayton de  $\text{CO}_2$  supercrítico como bombas de calor para aprovechar excedentes de energía eléctrica con el objetivo de almacenar esa energía en forma de energía térmica, baterías de Carnot.

## 1.6. Metodología

El software SCSP (Supercritical Concentrated Solar Power), Coco-Enríquez et al., 2017, está diseñado para la simulación del comportamiento de diferentes configuraciones de ciclos Brayton. Este es un software especializado, desarrollado en el Grupo de Investigaciones Termoenergéticas (GIT) de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la Universidad Politécnica de Madrid por Coco-Enríquez [2017] y se fundamenta en el núcleo del software desarrollado anteriormente por Dyreby [2014]. La metodología utilizada por SCSP para el cálculo de la eficiencia térmica es establecer valores de tamaño térmico (UA) constantes.

Además de considerar varios algoritmos matemáticos de optimización como: SUBPLEX (Rowan [1990]), NEWOUA (Powell [2006]) y BOBYQA (Powell [2009]) para el cálculo y obtención de la máxima eficiencia de las configuraciones de ciclos consideradas, este software tiene incorporado la librería REFPROP V10.0 (REFPROP [2018]) desarrollada por el NIST (National Institute of Standards and Technology) para la obtención de las propiedades termofísicas de fluidos puros y mezclas.

Los procesos de iteración para las configuraciones de ciclos integrados en SCSP se presentan en la [Figura 1.9](#).



**Figura 1.9:** Esquema de los procesos de iteración para maximizar la eficiencia de las configuraciones de ciclos de potencia integrados en SCSP (Valencia, R. [2022]).

A la conductancia total del recuperador de calor ( $UA$ ) se le conoce también como tamaño térmico, está relacionado directamente con el precio del recuperador de calor. A partir del planteamiento de una red de resistencias térmicas equivalentes se tiene que el  $UA$  es el inverso de la resistencia térmica total de los recuperadores de calor.

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (6)$$

Donde la  $R_{total}$  se obtiene mediante la sumatoria de las resistencias térmicas por convección de los flujos caliente y frío; y la resistencia térmica por conducción de la pared.

$$R_{total} = R_{conv,caliente} + R_{cond,pared} + R_{conv,frío} \quad (7)$$

Por tanto, desarrollando la formulación se obtiene que:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{(h * A)_{caliente}} + R_{cond,pared} + \frac{1}{(h * A)_{frío}}} \quad (8)$$

### 1.6.1. Análisis de temperaturas de foco caliente y foco frío

Es conocido que la segunda ley de la termodinámica permite distinguir la calidad de la energía cuando se transfiere en forma de calor, es decir, si un ciclo recibe una determinada cantidad de calor a altas temperaturas puede convertir una fracción mayor del mismo en trabajo que si recibió el mismo calor en una temperatura más baja favoreciendo el aumento de la eficiencia térmica del ciclo.

Sin embargo, en los ciclos reales se dificulta cuantificar las temperaturas a las que el ciclo absorbe y libera calor, porque las transferencias tienen lugar en un rango de temperaturas y no a una temperatura constante. Una posible técnica para analizar esto es utilizar el ciclo de Carnot equivalente. Este concepto teórico descrito en (Nieto et al., [2013]) se ha aplicado en diferentes casos prácticos en algunas ocasiones (Desmond et al., [2015]). Se trata de un ciclo de Carnot hipotético que operaría entre las mismas temperaturas de absorción ( $T_{abs}$ ) y rechazo ( $T_{rec}$ ) de calor que el real.

Teniendo en cuenta que el ciclo de Carnot funciona entre dos isothermas y dos isentrópicas, todas ellas totalmente reversibles; su eficiencia térmica ( $\eta_{equiv\_c}$ ) se consideraría la máxima eficiencia que teóricamente alcanzaría cualquier ciclo que opere entre esas temperaturas. La expresión que se tendría para el cálculo es la siguiente:

$$\eta_{equiv\_c} = 1 - \frac{T_{rec}}{T_{abs}} \quad (9)$$

El valor de la  $\eta_{equiv\_c}$  será mayor cuanto menor sea la relación de temperaturas de absorción y rechazo de calor, es decir, cuando ambas temperaturas están lo más separadas posible.

Ninguno de los ciclos estudiados absorben o rechazan calor a temperaturas constantes, la absorción de calor generalmente están entre las temperaturas de  $T_5$  y  $T_6$  (ver [Figura 2.2](#), [Figura 2.3](#) y [Figura 2.4](#)), mientras que el rechazo de calor se puede dar en una etapa (ver [Figura 2.2 b](#)) o en varias etapas (ver [Figura 2.3 b](#) y [Figura 2.4 b](#)).

De esta manera, si se requiere aplicar la Ec. 9, entonces la  $T_{abs}$  promedio se debe calcular con la siguiente expresión:

$$T_{abs} = \frac{\int_5^6 T ds}{s_6 - s_5} \quad (10)$$

En cambio, para calcular la temperatura de rechazo de calor se debe plantear desde la ecuación de Gibbs, que viene expresada en la Ec. 11. Si se tienen en cuenta que la absorción y el rechazo de calor se realiza a presión constante, entonces la expresión considerada sería la Ec. 12

$$dh = T ds + v dP \quad (11)$$

$$dh = T ds \Rightarrow \int T ds = \Delta h \quad (12)$$

Teniendo en cuenta lo mencionado en los párrafos anteriores, entonces cuando aumenten  $T_5$  o  $T_6$ , el valor del denominador de la Ec. 9 aumenta y, por lo tanto, la  $\eta_{equiv\_c}$  aumenta. Por el contrario, al aumentar cualquiera de las temperaturas entre  $T_9$  y  $T_1$ , el valor del numerador en la Ec. 9 aumentaría, lo que haría que se reduzca la eficiencia. Por lo tanto, para aumentar  $\eta_{equiv\_c}$ ,  $T_9$  y  $T_1$  deben ser lo más bajos posible y  $T_6$  lo más alto posible. En consecuencia, cualquier estrategia de

operación del ciclo o modificación a un ciclo dado que reduzca la  $T_1$  mejorará notablemente la  $\eta_{equiv\_C}$ .

### 1.6.2. Análisis de los efectos de las irreversibilidades

La Segunda ley de la termodinámica también permite cuantificar el efecto que tienen las irreversibilidades en los procesos de transferencia de calor o el flujo del fluido a lo largo de un ciclo sobre el rendimiento general del ciclo. De este modo, se requiere mejorar la noción del análisis anterior de ciclo de Carnot equivalente de la Ec. 9 con la siguiente expresión:

$$\eta_{real} = \eta_{equiv\_C} - \frac{T_{rec} * \sigma_T}{Q_{PHX}} \quad (13)$$

Donde  $\sigma_T$  es la generación total de entropía en el ciclo real y  $Q_{PHX}$  es el calor absorbido por el ciclo de la fuente caliente. Como estos valores son siempre positivos, la eficiencia real ( $\eta_{real}$ ) es inferior a la  $\eta_{equiv\_C}$  porque el término de irreversibilidad  $\frac{T_{rec} * \sigma_T}{Q_{PHX}}$  aparece con signo negativo.

La Ec. 13 es un modelo de como la eficiencia de los ciclos se pueden descomponer en dos contribuciones: eficiencia ideal ( $\eta_{equiv\_C}$ ) y la contribución de las irreversibilidades  $\left(\frac{T_{rec} * \sigma_T}{Q_{PHX}}\right)$ . Esta descomposición será la base para el análisis termodinámico correspondiente a este trabajo.

## 1.7. Estructura

En base a la introducción presentada previamente donde se fundamenta los objetivos y la metodología de este trabajo, se ha decidido dividir este documento en cinco capítulos.

**Capítulo 2: Fundamentos Teóricos:** En este capítulo se presenta las descripciones y características de las configuraciones de ciclos de potencia s-CO<sub>2</sub> Brayton que se estudian en este trabajo, además se expone las ecuaciones de cálculo de cada uno de los componentes de ciclos, teniendo en cuenta las expresiones termodinámicas que son la base fundamental de análisis en esta tesis.

**Capítulo 3: Análisis termodinámico de las mezclas como fluidos de trabajo en Ciclos de Recompresión, Recompresión con Enfriamiento intermedio en el Compresor Principal y Enfriamiento Parcial con Recompresión:** Los ciclos descritos en el Capítulo 2 se comparan desde un punto de vista termodinámico, considerando la mezcla utilizada y la generación de entropía en los componentes como cifras importantes de este trabajo, conjuntamente con la eficiencia de primera ley, así como, el trabajo específico. El principal objetivo de este estudio es describir ese comportamiento y proporcionar una tendencia visible de cada ciclo y cada mezcla ocupada como fluido de trabajo.

**Capítulo 4: Aplicaciones de las mezclas como fluidos de trabajo en Ciclos de Potencia s-CO<sub>2</sub> Brayton:** Este capítulo se basa en mostrar los beneficios de las mezclas como fluidos de trabajo ciclos en ciclos de potencia s-CO<sub>2</sub> Brayton en aplicaciones marinas. El objetivo es demostrar que ocupando una mezcla específica se logra conseguir una mayor eficiencia en configuraciones simples, la misma que podría ser alcanzada por el CO<sub>2</sub> puro en configuraciones más complejas.

### **Capítulo 5: Conclusiones y trabajos futuros**

En este capítulo se recopilan las conclusiones más relevantes de esta tesis. Además, se describen los posibles trabajos futuros que se han derivado de la investigación.

## 1.8. Lista de Publicaciones

En este apartado se presentan los trabajos publicados en revistas científicas y comunicaciones presentadas en conferencias técnicas. Algunas publicaciones han sido realizadas por el autor con la colaboración del director de tesis y otros compañeros de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la Universidad Politécnica de Madrid, Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE y Universidad Técnica del Norte:

- Tafur-Escanta, P., López-Paniagua, I., & Muñoz-Antón, J. (2023). Thermodynamics analysis of the supercritical CO<sub>2</sub> binary mixtures for Brayton power cycles. *Energy*, 270, 126838. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.126838>
- Tafur-Escanta, P., Valencia-Chapi, R. and Muñoz-Antón, J. (2023, May) Complex Configurations of Partial Cooling with Recompression Brayton Cycles Using s-CO<sub>2</sub> Mixtures. In *AIP Conference Proceedings*. AIP Publishing LLC. URL: [https://aipcp.peerx-press.org/cgi-bin/main.plex?form\\_type=view\\_ms&j\\_id=150&ms\\_id=1457561&ms\\_rev\\_no=0&ms\\_id\\_key=ftdO0Sv3HJHqqtz2dd0MOGQ](https://aipcp.peerx-press.org/cgi-bin/main.plex?form_type=view_ms&j_id=150&ms_id=1457561&ms_rev_no=0&ms_id_key=ftdO0Sv3HJHqqtz2dd0MOGQ)
- Tafur-Escanta, P., Valencia-Chapi, R. and Muñoz-Antón, J. Exergetic and Entropy Analysis of the PCRC and RCMCI Brayton Cycles Using s-CO<sub>2</sub> Mixtures. Case Study: Marine Applications. The 5th European s-CO<sub>2</sub> Conference for Energy Systems, Praga, 2023, pp. 38 – 47. <https://doi.org/10.17185/dupublico/77263>
- Tafur-Escanta, P., Barrera-Cifuentes, L., Gutiérrez-Gualotuña, E., Muñoz-Antón, J., & Villavicencio-Poveda, Á. (2022, October). Study of the Integration of Additives in CO<sub>2</sub> in s-CO<sub>2</sub> Brayton Cycles Configurations as a Working Fluid. In *2022 IEEE Sixth Ecuador Technical Chapters Meeting (ETCM)* (pp. 1-6). IEEE. [10.1109/ETCM56276.2022.9935720](https://doi.org/10.1109/ETCM56276.2022.9935720)

- Muñoz-Antón, J., Tafur-Escanta, P., Valencia-Chapi, R. Propuesta de almacenamiento para excedentes de energía eléctrica. *SolarNEWS Revista Especializada en Energía Solar*, 2022, pp. 24 – 27.  
URL: <https://es.calameo.com/read/000884165c9c60eca1f37>
- Tafur-Escanta, P., Valencia-Chapi, R., López-Guillem, M., Fierros-Peraza, O., & Muñoz-Antón, J. (2022). Electrical energy storage using a supercritical CO<sub>2</sub> heat pump. *Energy Reports*, 8, 502-507.  
<https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.01.073>
- Tafur-Escanta, P., Gutiérrez-Gualotuña, E., Villavicencio-Poveda, A., Valencia-Chapi, R., & Muñoz-Antón, J. (2022). Effect of Heat exchanger's Pressure Drops on the Thermal Efficiency of Brayton Cycles Complex Configurations with s-CO<sub>2</sub> Mixtures as Working Fluid. In *XV Multidisciplinary International Congress on Science and Technology* (pp. 245-258). Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-08280-1\\_17](https://doi.org/10.1007/978-3-031-08280-1_17)
- Tafur-Escanta, P., López-Paniagua, I., & Muñoz-Antón, J. Análisis de la Pérdida de Carga de Mezclas de CO<sub>2</sub> en Ciclos Supercríticos con Recompresión. XVIII Congreso Ibérico y XIV Congreso Iberoamericano de Energía Solar (CIES 2022), 2022, pp. 167 – 174. URL: <https://agenda.uib.es/67569/section/40799/xviii-congreso-iberico-y-xiv-congreso-iberoamericano-de-energia-solar.html>
- González-Portillo, Luis F., Merchán, Rosa P., Tafur-Escanta, P., and Muñoz-Antón, J. Tired of maximizing efficiency: the sCO<sub>2</sub> recompression cycle might not be the best. XII National and III International Conference on Engineering Thermodynamics (12CNIT), Madrid, 2022. URL: <https://eventos.uc3m.es/46084.html>
- Valencia-Chapi, R., Tafur-Escanta, P., Coco-Enríquez, L., & Muñoz-Antón, J. (2022, May). Supercritical CO<sub>2</sub> mixtures for Brayton power cycles complex configurations with concentrating solar power. In *AIP Conference Proceedings* (Vol. 2445, No. 1, p. 090009). AIP Publishing LLC. <https://doi.org/10.1063/5.0086032>

- Valencia-Chapi, R., Tafur-Escanta, P., Coco-Enríquez, L., & Muñoz-Antón, J. Supercritical CO<sub>2</sub> Mixtures Optimization for Brayton Power Cycles: The Case Study of COS, H<sub>2</sub>S and SO<sub>2</sub>. The 8th International Conference on Energy and Environment Research, 2021, pp. 227-228. URL: <https://www.jianguoyun.com/p/DVoJ54gQgIfoCRi6440E>
- Tafur-Escanta, P., Valencia-Chapi, R., Coco-Enríquez, L., & Muñoz-Antón, J. Supercritical CO<sub>2</sub> Binary Mixtures for Brayton Power Cycles Complex Configurations Coupled to Solar Thermal Energy Plants. 9. European Conference on Renewable Energy Systems (ECRES 2021), Istanbul, 2021, pp. 256 – 261. URL: <https://www.ecres.net/2021/index.html>
- Tafur-Escanta, P., Valencia-Chapi, R., López-Paniagua, I., Coco-Enríquez, L., & Muñoz-Antón, J. (2021). Supercritical CO<sub>2</sub> Binary Mixtures for Recompression Brayton s-CO<sub>2</sub> Power Cycles Coupled to Solar Thermal Energy Plants. *Energies*, 14(13), 4050. <https://doi.org/10.3390/en14134050>
- Tafur, P. M., Coco, L., & Muñoz, J. (2020). Viabilidad de Mezclas Supercríticas en Ciclos Brayton Acoplados a Plantas de Energía Solar Concentrada. *INNOVATION & DEVELOPMENT IN ENGINEERING AND APPLIED SCIENCES*, 2(2), 16-16. <https://doi.org/10.53358/ideas.v2i2.527>



## 2. Fundamentos Teóricos

### 2.1. Configuraciones de Ciclos Brayton

La comunidad científica viene trabajando desde hace años en diferentes configuraciones de ciclos s-CO<sub>2</sub> Brayton. Todos ellos pretenden mejorar diversas prestaciones de relevancia de los ciclos en términos de eficiencia, rango de temperaturas de trabajo y el comportamiento dinámico.

#### 2.1.1. Ciclo Simple (SB)

Los componentes fundamentales de las diferentes configuraciones de ciclos s-CO<sub>2</sub> Brayton son el compresor principal, intercambiador de calor principal, turbina, preenfriador y recuperador de calor (Figura 2.1).

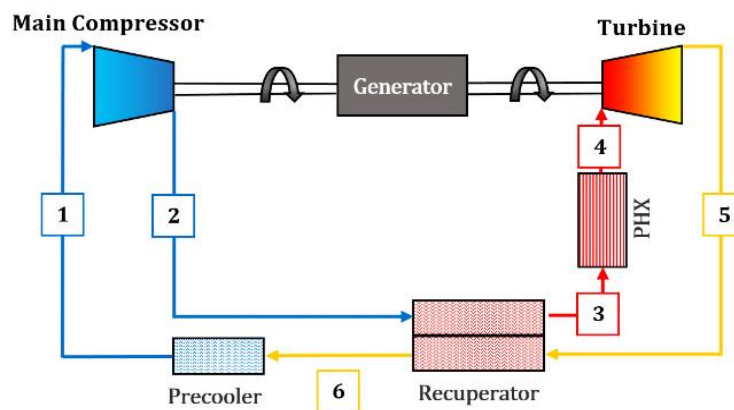


Figura 2.1: Diseño del Ciclo Brayton Simple.

Compresor Principal:

$$\dot{W}_{MC} = \dot{m}_{mix}(h_2 - h_1) \quad (14)$$

Intercambiador de calor principal:

$$\dot{Q}_{PHX} = \dot{m}_{mix}(h_4 - h_3) \quad (15)$$

Turbina:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{mix}(h_5 - h_4) \quad (16)$$

Preenfriador:

$$\dot{Q}_{Pre} = \dot{m}_{mix}(h_1 - h_6) \quad (17)$$

Recuperador de calor:

Con base en la primera ley de la termodinámica, el balance de energía en el recuperador de calor es:

$$h_3 - h_2 = h_6 - h_5 \quad (18)$$

El trabajo total realizado y la eficiencia térmica del ciclo se establecen mediante las siguientes expresiones:

$$\dot{W}_{net,RCC} = \dot{W}_T - \dot{W}_{MC} \quad (19)$$

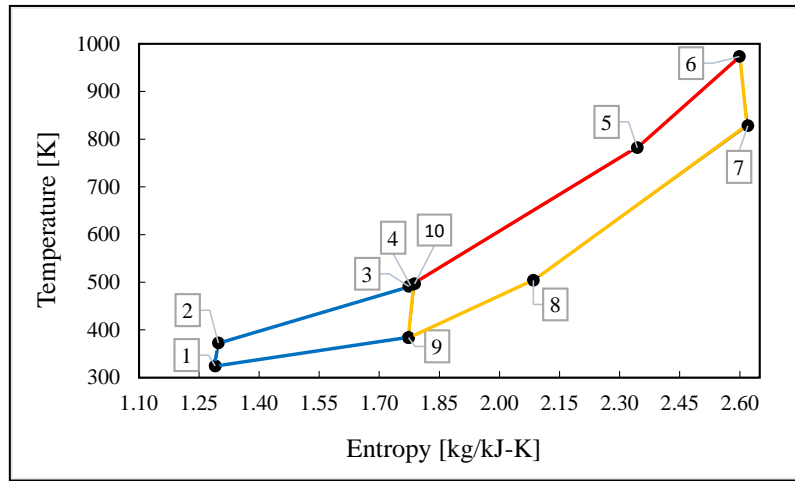
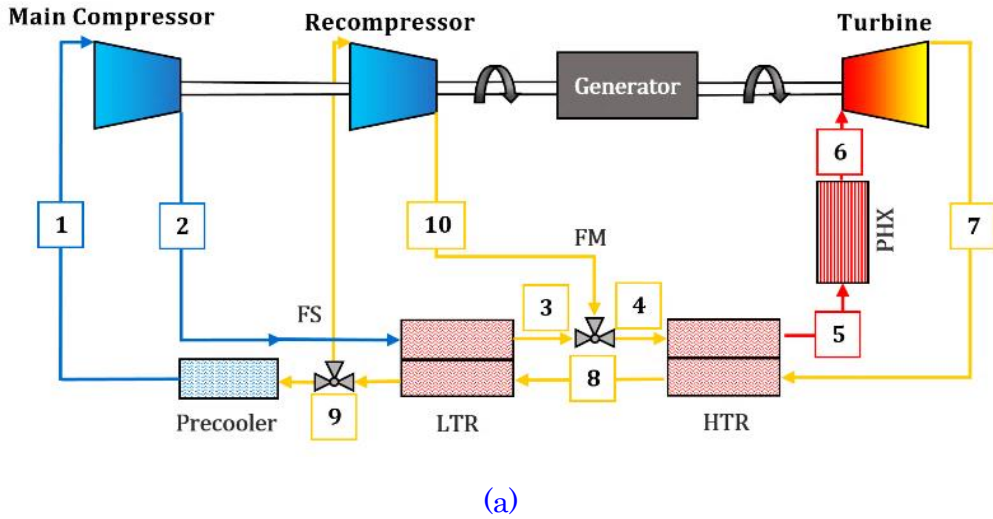
$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{PHX}} \quad (20)$$

Este ciclo tiene muchas limitaciones, principalmente la gran cantidad de calor residual que provoca que la eficiencia del ciclo decaiga en gran medida. Si se añade un recuperador de calor al sistema, la eficiencia podría aumentar, sin embargo, ésta se encuentra limitada por el problema del “pinch point” que es la diferencia de temperaturas entre el lado caliente y el frío dentro del recuperador de calor. Esta diferencia de temperaturas mínima ha venido actualizándose con las investigaciones y la literatura reciente, para este trabajo se ha tomado en consideración que debe ser mayor a 10 °C.

### 2.1.2. Ciclo de Recompresión (RCC)

Para solucionar el inconveniente del “pinch point” se puede añadir dos recuperadores de calor, uno de alta temperatura y uno de baja temperatura, lo cual ayudará a que este inconveniente se atenúe debido al cambio en la capacidad calorífica provocado por los diferentes caudales másicos en los lados de alta y baja presión. Además, para tener una mejor eficiencia térmica se añade un componente que resulta ser imprescindible en esta configuración que es el recompresor. Esto debido a que la capacidad calorífica en el lado frío se equilibra después de desviar más flujo másico al recompresor. Por tanto, cuanto mayor sea el caudal másico desviado al recompresor, mejor se compensará el desequilibrio de la capacidad calorífica en el intercambiador de calor de baja temperatura. Además, este componente también ayuda a reducir el trabajo de compresión debido a que la fracción principal del fluido se dirige al compresor principal y una fracción menor se dirige al recompresor. La fracción másica que se dirige al recompresor se la conoce como  $\gamma$ . Si se realiza las modificaciones mencionadas anteriormente se tiene la configuración de Ciclo Brayton de Recompresión.

La [Figura 2.2 \(a\)](#) muestra el ciclo de recompresión con sus principales componentes: un compresor (C), una turbina (T), dos recuperadores HTR y LTR (recuperadores de alta y baja temperatura) para recuperar el calor del fluido de trabajo que sale de la turbina. El fluido supercrítico expandido que sale de la turbina se dirige hacia el HTR para calentar la corriente 4 y luego hacia el LTR para calentar la corriente 2. El fluido de trabajo de baja presión se divide en dos corrientes en la salida del LTR: la corriente 9 y la corriente 1. En la corriente 9, una fracción menor del fluido se dirige al recompresor. Al mismo tiempo, la fracción principal (flujo 1) se dirige primero al preenfriador y luego se comprime en el compresor principal. Finalmente, las dos corrientes se combinan para formar una corriente de alta presión que se dirige al HTR.



**Figura 2.2:** Ciclo Brayton de Recompresión. (a) Diseño y (b) Diagrama Temperatura vs. Entropía.

Las ecuaciones vinculadas a los componentes fundamentales del ciclo Brayton de Recompresión son:

Compresor Principal:

$$\dot{W}_{MC} = (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix}(h_2 - h_1) \quad (21)$$

Recompresor:

$$\dot{W}_{RC} = \gamma \cdot \dot{m}_{mix}(h_{10} - h_9) \quad (22)$$

Intercambiador de calor principal:

$$\dot{Q}_{PHX} = \dot{m}_{mix}(h_6 - h_5) \quad (23)$$

Turbina:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{mix}(h_7 - h_6) \quad (24)$$

Preenfriador:

$$\dot{Q}_{Pre} = (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix} \cdot (h_1 - h_9) \quad (25)$$

Recuperador de calor:

Con base en la primera ley de la termodinámica, se presentan las ecuaciones de balance de energía en los recuperadores de calor de alta temperatura (HTR) y baja temperatura (LTR):

$$(1 - \gamma)(h_3 - h_2) = h_9 - h_8 \quad (26)$$

$$h_5 - h_4 = h_8 - h_7 \quad (27)$$

El trabajo total realizado por el ciclo se calcula mediante la expresión:

$$\dot{W}_{net,RCC} = \dot{W}_T - (\dot{W}_{MC} + \dot{W}_{RC}) \quad (28)$$

El ciclo Brayton de Recompresión (estudiado ampliamente por obtener eficiencias elevadas con respecto a las demás configuraciones) requiere un gran trabajo específico. No obstante, se podría reducir el trabajo de compresión si se añade una compresión multietapa con interenfriamiento. De esta manera las configuraciones que se derivan del ciclo de Recompresión en este aspecto son el ciclo de Enfriamiento en el Compresor Principal y el de Enfriamiento Parcial, en el cual se requiere una amplia diferencia de temperaturas entre el foco caliente y el foco frío.

### 2.1.3. Ciclo de Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal (RCMCI)

En el ciclo de enfriamiento intermedio (Figura 2.3 (a)), que se basa en el ciclo de recompresión, la fracción principal del fluido de trabajo que sale del LTR (corriente del punto 9) se someterá a un preenfriamiento y dos compresiones antes de combinarse con la fracción menor que sale del recompresor (corriente 10). En este ciclo se realiza un enfriamiento de forma escalonada lo que beneficia para reducir el trabajo de compresión debido a que se reduce la temperatura media de rechazo de calor, además, la etapa de compresión que se añade ayuda a reducir el trabajo de compresión aumentando aún más la eficiencia del ciclo en comparación con la configuración del ciclo de recompresión.

En esta configuración se añade dos componentes (un compresor y un preenfriador) con respecto a la topología RCC, para el caso se tienen las siguientes expresiones:

Compresor:

$$\dot{W}_C = (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix}(h_{12} - h_{11}) \quad (29)$$

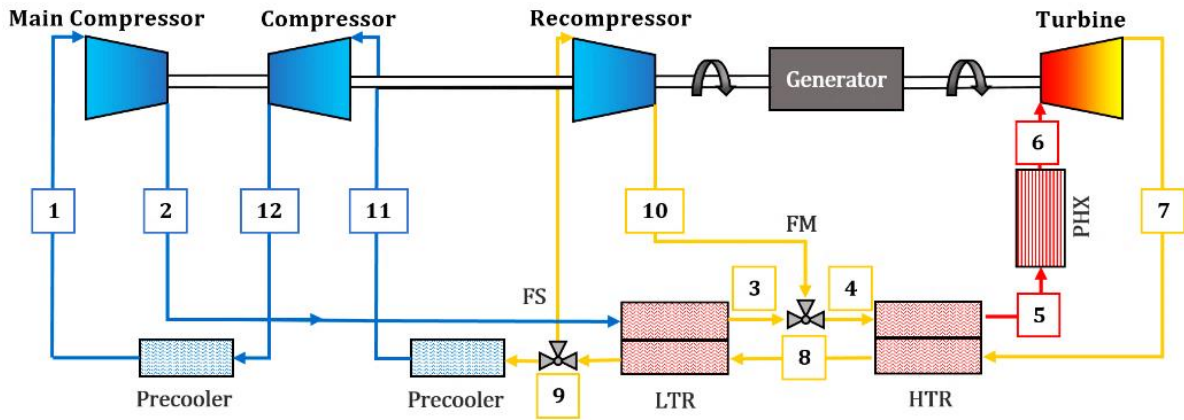
Preenfriadores:

$$\dot{Q}_{Pre_1} = (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix}(h_{11} - h_9) \quad (30)$$

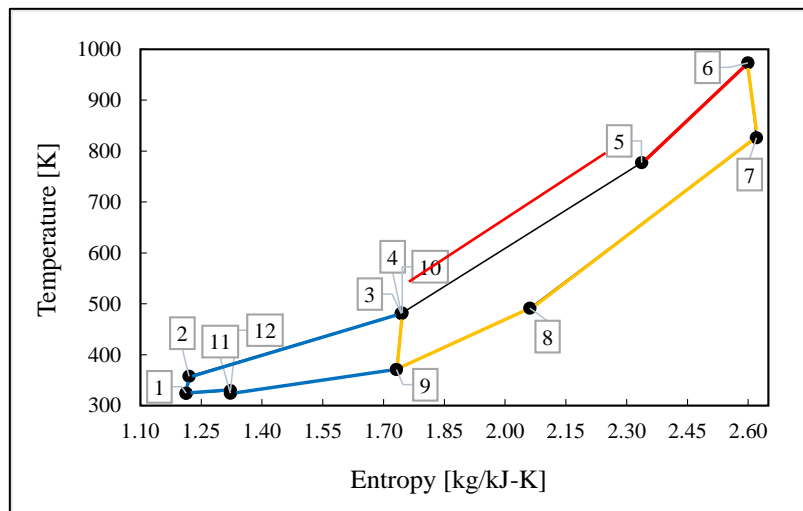
$$\dot{Q}_{Pre_2} = (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix}(h_1 - h_{12}) \quad (31)$$

El trabajo total realizado por el ciclo se calcula mediante la expresión:

$$\dot{W}_{net,RCMCI} = \dot{W}_T - (\dot{W}_{MC} + \dot{W}_C + \dot{W}_{RC}) \quad (32)$$



(a)



(b)

**Figura 2.3:** Ciclo Brayton de Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal. (a) Diseño y (b) Diagrama Temperatura vs. Entropía.

### 2.1.4. Ciclo de Enfriamiento Parcial con Recompresión (PCRC)

En el ciclo de enfriamiento parcial (Figura 2. 4), el fluido de trabajo que sale del LTR a baja presión se enfría primero en un preenfriador y luego se comprime en el precompresor a una presión intermedia; y luego se divide en dos corrientes: donde una fracción menor del fluido se dirige al recompresor (corriente 12) y la fracción principal se dirige al compresor principal, pasando primero a través de un segundo preenfriador. Estas dos últimas configuraciones tienen dos preenfriadores y tres compresores, lo que hace que la estructura del ciclo sea mucho más compleja.

Sin embargo, en términos de eficiencia la configuración de Recompresión y de Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal se ven afectadas cuando la temperatura de entrada al compresor va aumentando y se va alejando de la temperatura del punto crítico del fluido de trabajo. En este caso, merece la pena ocupar una estructura más compleja. El ciclo de Enfriamiento Parcial con Recompresión mejora la eficiencia a altas temperaturas de entrada al compresor debido a que se reduce la temperatura promedio de rechazo de calor. Una parte (fracción menor) del calor se rechaza a temperaturas mucho más bajas que en la parte principal (flujo total). Además, el incrementar la temperatura de entrada al compresor posibilita que la presión óptima baje lo suficiente para que el ciclo tenga un aumento de rendimiento considerable en comparación con el Ciclo de Recompresión.

En esta configuración la disposición de los componentes varía un poco con respecto a la topología RCMCI.

De este modo las expresiones que se tienen son las siguientes:

Precompresor

$$\dot{W}_{Pre-C} = \dot{m}_{mix}(h_{12} - h_{11}) \quad (33)$$

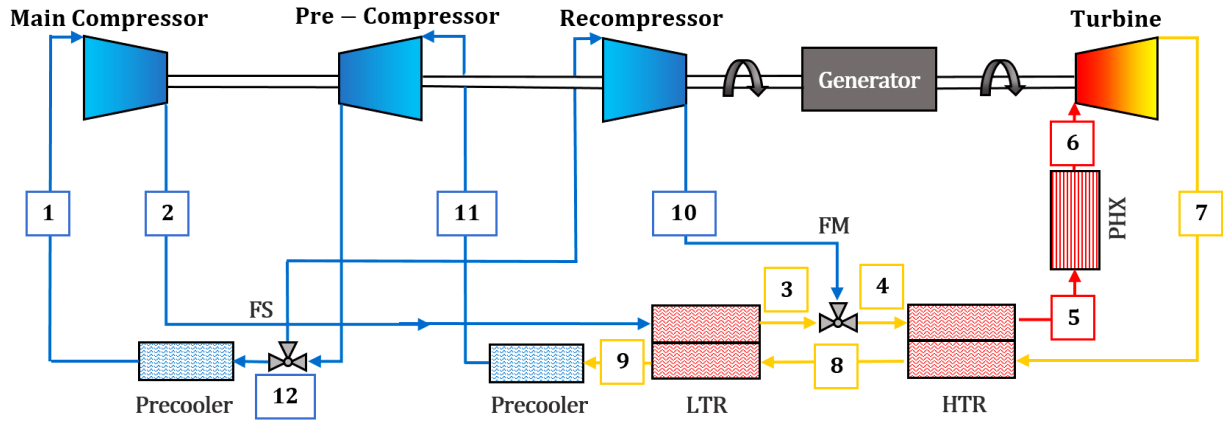
Preenfriadores

$$\dot{Q}_{Pre_1} = \dot{m}_{mix}(h_{11} - h_9) \quad (34)$$

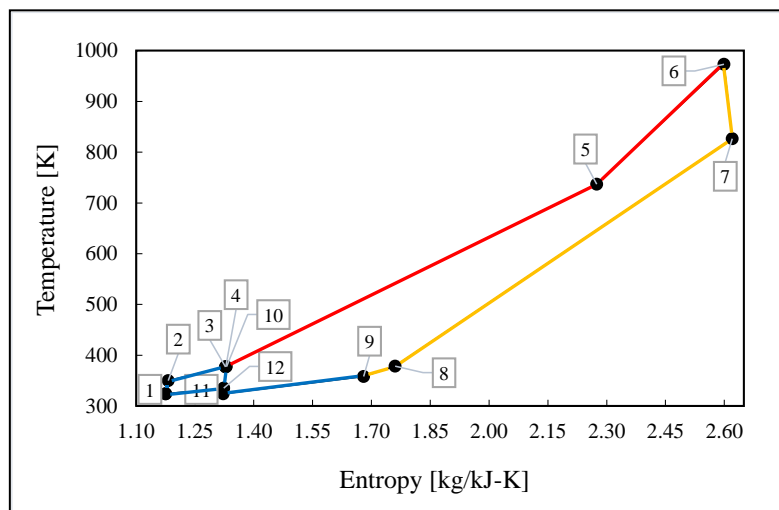
$$\dot{Q}_{Pre_2} = (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix}(h_1 - h_{12}) \quad (35)$$

El trabajo total realizado por el ciclo se calcula mediante la expresión:

$$\dot{W}_{net,PCRC} = \dot{W}_T - (\dot{W}_{MC} + \dot{W}_{Pre-C} + \dot{W}_{RC}) \quad (36)$$



(a)



(b)

**Figura 2. 4:** Ciclo Brayton de Enfriamiento Parcial con Recompresión. (a) Diseño y (b) Diagrama Temperatura vs. Entropía.

Los valores obtenidos por las expresiones establecidas previamente se encuentran en el Apéndice D, donde se muestra una comparación entre las diferentes topologías de ciclos s-CO<sub>2</sub> Brayton estudiadas en este trabajo.

## 2.2. Generación Entrópica en los componentes del Ciclo Brayton CO<sub>2</sub>

Al analizar el término de irreversibilidades de la Ec. 13, se tiene que  $T_{rec}$  y  $Q_{PHX}$  vienen dados principalmente por las temperaturas de funcionamiento del ciclo. Mientras que, la generación total de entropía en el ciclo  $\sigma_T$  es la suma de las generaciones de entropía individuales en cada uno de los componentes. La contribución de cada componente a la generación total de entropía se muestra en el capítulo 3.

Con base en la segunda ley de la termodinámica, se utilizarán las expresiones para la generación entrópica y el flujo de exergía en base a las configuraciones antes descritas:

$$\sigma_{turb} = \dot{m}_{mix}(s_7 - s_6) \quad (37)$$

$$\sigma_{maincomp} = (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix}(s_2 - s_1) \quad (38)$$

$$\sigma_{comp} = (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix}(s_{12} - s_{11}) \quad (39)$$

$$\sigma_{recomp} = \gamma \cdot \dot{m}_{mix}(s_{10} - s_9) \quad (40)$$

$$\sigma_{precomp} = \dot{m}_{mix}(s_{12} - s_{11}) \quad (41)$$

La mayor contribución es la generación de entropía en el regenerador de calor, formados por los intercambiadores de calor de alta temperatura (HTR) y baja temperatura (LTR). Esto permite centrar el análisis en  $\sigma_{Regen}$ , que se puede calcular mediante el balance de entropía:

$$RCC: \sigma_{Regen} = \dot{m}_{mix}(s_9 - s_7) + (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix}(s_3 - s_2) + \gamma \cdot \dot{m}_{mix}(s_5 - s_4) \quad (42)$$

$$RCMCI: \sigma_{Regen} = \dot{m}_{mix}(s_9 - s_7) + (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix}(s_3 - s_2) + \gamma \cdot \dot{m}_{mix}(s_5 - s_4) \quad (43)$$

$$PCRC: \sigma_{Regen} = \dot{m}_{mix}(s_9 - s_7) + (1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{mix}(s_3 - s_2) + \gamma \cdot \dot{m}_{mix}(s_5 - s_4) \quad (44)$$

$$\sigma_{LTR} = \dot{m}_{mix}(s_9 - s_8) + (1 - \gamma)\dot{m}_{mix}(s_3 - s_2) \quad (45)$$

$$\sigma_{HTR} = \dot{m}_{mix}(s_8 - s_7) + \dot{m}_{mix}(s_5 - s_4) \quad (46)$$

Este balance incluye tanto la generación de entropía producida por la caída de presión en cada uno de los flujos como la generación de entropía por la transferencia de calor en los intercambiadores de calor. Estos dos efectos son muy diferentes en magnitud. La transferencia de calor es la dominante y se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{HX} = \int_{LTR+HTR} dQ_{hot} \left( \frac{1}{T_{hot}} - \frac{1}{T_{cold}} \right) \quad (47)$$

Donde se debe evaluar la integral de extremo a extremo de los intercambiadores de calor,  $dQ_{hot} = -dQ_{cold}$  representan el calor intercambiado a través de un tramo diferencial y  $T_{hot}$  y  $T_{cold}$  las temperaturas de los flujos de alta y baja temperatura durante la transferencia de calor.

De la Ec. 47 se puede deducir que una reducción de la diferencia de temperaturas entre los flujos frío y caliente del intercambiador de calor reducirá la  $\sigma_{HX}$  lo que se puede lograr diseñando los intercambiadores de calor HTR y LTR con mayores valores de tamaño térmico UA. De este modo, U se puede optimizar mejorando el diseño del flujo y los materiales, mientras que, A construyendo un intercambiador de calor más grande. El aumento de la conductancia total del recuperador de calor tiene otro efecto positivo sobre la eficiencia real que se puede tornar complicado de ver. Una UA más alta logrará una temperatura máxima del ciclo  $T_5$  más alta y una temperatura mínima del ciclo  $T_9$  más baja, aumentando de esta manera la  $T_{abs}$  y disminuyendo la  $T_{rec}$ .

Por lo tanto, mayores UA mejorarán tanto la eficiencia equivalente de Carnot como generación de entropía total, lo que representa una doble mejora para la eficiencia real del ciclo según la Ec. 13. Esto se puede visualizar en el Apéndice A donde se

representan las gráficas de eficiencia en función del tamaño térmico para cada una de las configuraciones y mezclas estudiadas en este trabajo.

Dentro del análisis termodinámico también se puede considerar la exergía. Las expresiones de exergía de entrada de calor total ( $\dot{E}_{in}$ ) y la eficiencia exergética ( $\eta_{ex}$ ) se definen como:

$$\dot{E}_{in} = \dot{Q}_{PHX} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{hs}} \right) \quad (48)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{in}} \quad (49)$$

$$\eta_{ex,} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{Carnot}} \quad (50)$$

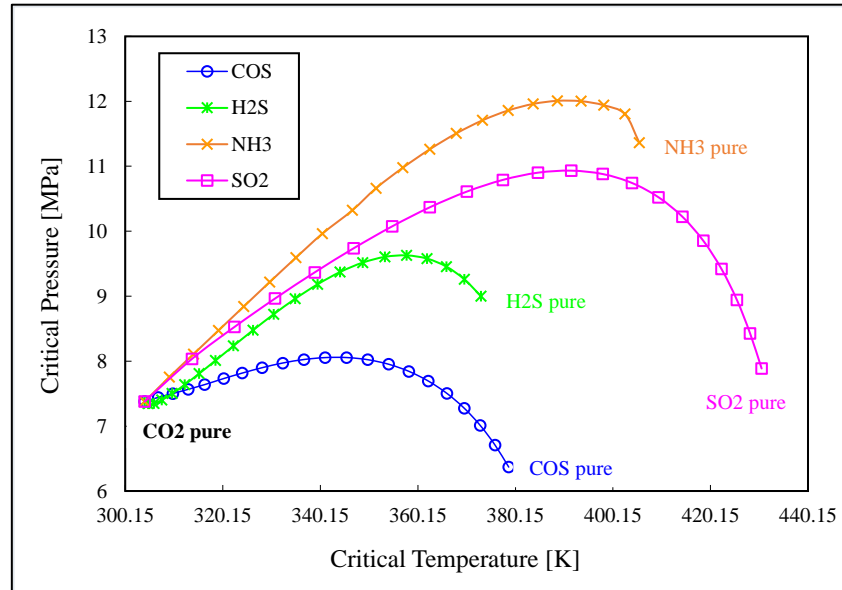
Donde  $T_o$  es la temperatura ambiente y  $T_{hs}$  es la temperatura de la fuente de calor.

### 2.3. Propiedades de los Aditivos añadidos al CO<sub>2</sub>

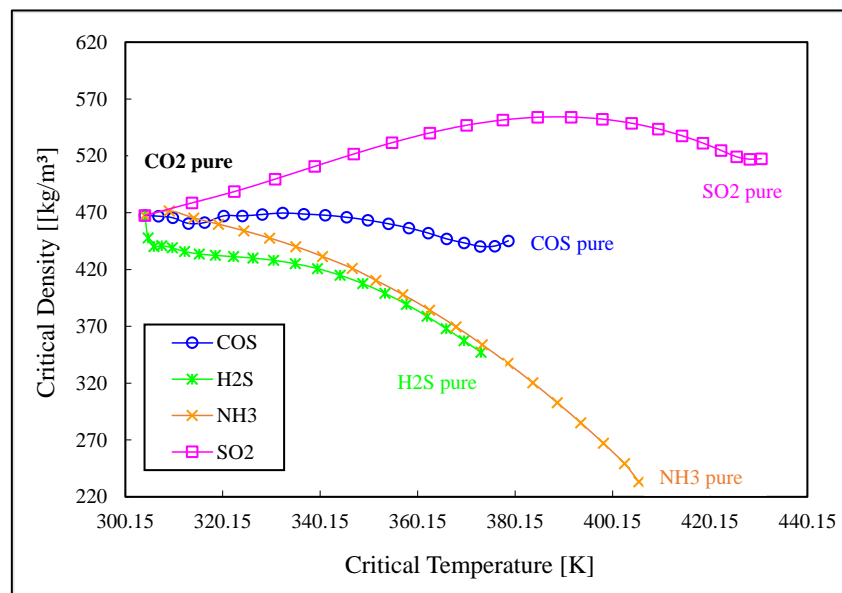
Para el desarrollo de este trabajo se han considerado cuatro aditivos que se encuentran mezclados con CO<sub>2</sub>. Estas mezclas están fundamentadas en el trabajo de Valencia R., [2022], en donde se realizó un exhaustivo análisis de la eficiencia obtenida en función de la fracción molar del aditivo. El estudio demostró que la eficiencia obtenida por las mezclas depende en gran medida de la fracción molar que tenga cada sustancia. Llevando de esta manera a escoger las mezclas con mejores fracciones molares que mejor comportamiento obtengan en términos de eficiencia en el ciclo de recompresión.

De esta manera este trabajo va a considerar las siguientes mezclas:

- CO<sub>2</sub>/COS en fracción molar (0.70/0.30)
- CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S en fracción molar (0.60/0.40)
- CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> en fracción molar (0.81/0.19)
- CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> en fracción molar (0.90/0.10)



(a)



(b)

**Figura 2.5:** Comportamiento de las propiedades de temperatura crítica, presión crítica y densidad crítica de las mezclas estudiadas.

Estos aditivos son considerados ampliamente por la comunidad científica (Crespi, F., 2022 y Xu, Z., 2023) debido a las propiedades termofísicas que brindan, sobre todo y la más importante para este trabajo, que la fracción molar determinada para cada mezcla consigue como temperatura crítica valores de alrededor los 50 °C que es una temperatura ambiente promedio donde se ubican la mayoría de plantas de energía solar concentrada en el mundo.

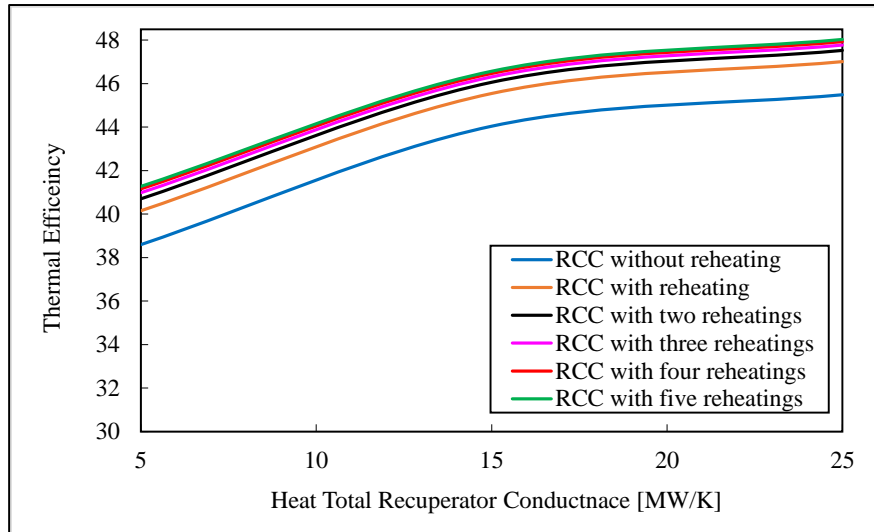
Las propiedades termofísicas del fluido se obtuvieron de REFPROP v10.0 (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database). La [Figura 2.5](#) muestra la variación de las mezclas de CO<sub>2</sub> para la presión crítica (a) y la densidad crítica (b) frente a la temperatura crítica teniendo en cuenta la fracción molar del aditivo agregado. Se puede observar claramente en la [Figura 2.5 \(a\)](#) que a medida que se aumenta la fracción molar del aditivo aumenta la temperatura y la presión crítica, sin embargo, empieza a disminuir cuando se acerca a valores altos de fracción molar del aditivo.

Los principales valores de entrada e hipótesis consideradas se resumen en la [Tabla 2.1](#). En esta tabla puede encontrar valores específicos para algunas variables ( $W, T_1, TIT, TIP, \eta_{mc}, \eta_t, \Delta P/P_{LTR}, \Delta P/P_{HTR}, \Delta P/P_{PHX}, \Delta P/P_{PC}$ ), rangos de valores para otras ( $UA_{LT}, UA_{HT}$ ) y variables adicionales cuyo valor se obtiene optimizando la eficiencia térmica ( $P_1, \gamma$ ).

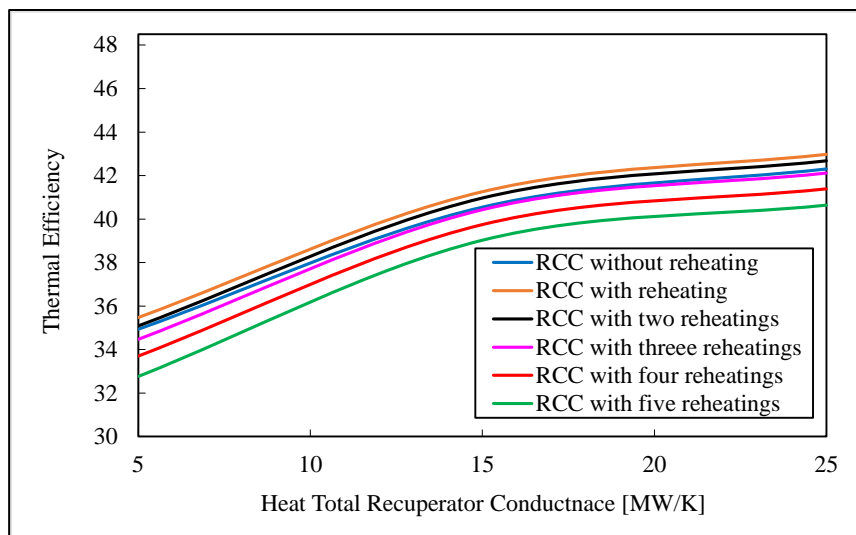
Uno de los primeros estudios relevantes asociados a este trabajo fue analizar el comportamiento de la eficiencia térmica del CO<sub>2</sub> puro variando el tamaño térmico en un ciclo de recompresión hasta con cinco recalentamientos como se muestra en la [Figura 2.6](#). Se tomó en cuenta el impacto de las caídas de presión en los recuperadores de calor de alta y baja temperatura, intercambiador de calor principal y en el preenfriador. Un aumento de la caída de presión tiene un efecto perjudicial en el rendimiento al reducir la brecha entre los valores de eficiencia de las configuraciones con recalentamiento y sin recalentamiento.

Tabla 2.1: Principales valores de entrada

	Nomenclatura	Valor	Unidad
Potencia neta de salida	$W$	50	MW
Temperatura de entrada al compresor (CIT)	$T_1$	51/55/60	°C
Presión de entrada al compresor (CIP)	$P_1$	optimized	MPa
Temperatura de entrada a la turbina (TIT)	$T_6$	550/700/900	°C
Presión de entrada a la turbina (TIP)	$P_6$	25	MPa
Eficiencia del compresor (Kulhánek, M. & Dostál [2011] and Wang et al., [2018])	$\eta_{mc}$	0.89	-
Eficiencia de la turbina (Kulhánek, M. & Dostál [2011] and Wang et al., [2018])	$\eta_t$	0.93	-
UA para el recuperador de calor de baja temperatura (LTR)	$UA_{LT}$	2.5 to 7.5	MW/K
UA para el recuperador de calor de alta temperatura (HTR)	$UA_{HT}$	2.5 to 7.5	MW/K
Fracción del caudal total dirigida al recompresor	$\gamma$	optimized	-
Caída de presión para LTR y HTR (Siddiqui et al., [2018] and Zhang et al., [2020])	$\Delta P/P_{LTR} // \Delta P/P_{HTR}$	2	%
Caída de presión para PHX (Siddiqui et al., [2018] and Zhang et al., [2020])	$\Delta P/P_{PHX}$	2	%
Caída de presión para PC (Siddiqui et al., [2018] and Zhang et al., [2020])	$\Delta P/P_{PC}$	2	%



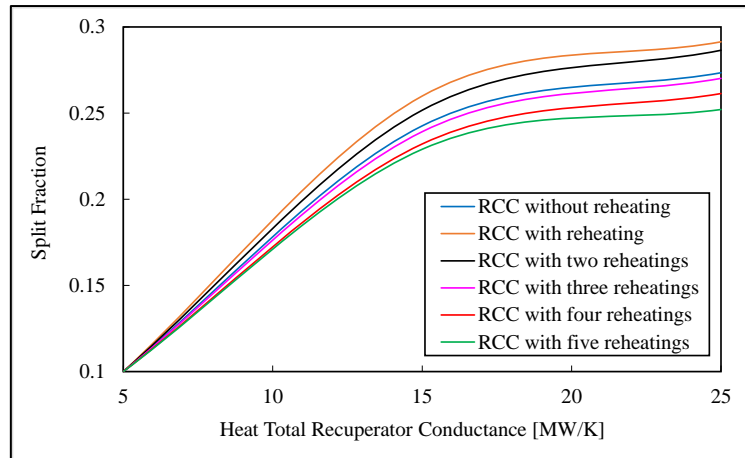
(a) Sin caída de presión



(b) Con caída de presión

**Figura 2.6:** Eficiencia térmica vs Tamaño Térmico. CIT = 51 °C y TIT = 550 °C

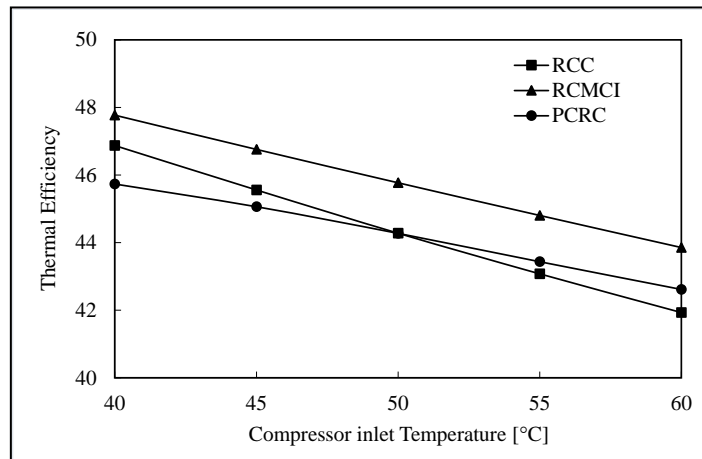
Además, un parámetro muy importante que se debe considerar es la fracción que se dirige al recompresión. Los estudios de Dyreby, J., (2014) y Neises, T. & Turchi, C., (2019) sugieren que a medida que se aumenta el tamaño término del recuperador de calor también aumenta la fracción de recompresión ( $\gamma$ ) cuando el ciclo opera con CO<sub>2</sub> puro en estado supercrítico como fluido de trabajo como se muestra en la [Figura 2.7](#).



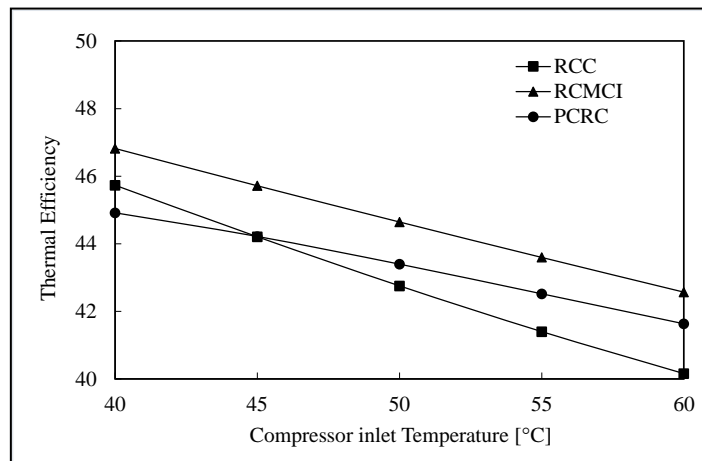
**Figura 2.7:** Fracción de Recompresión vs Tamaño Térmico utilizando  $\text{CO}_2$  puro con un  $\text{CIT} = 51\text{ }^\circ\text{C}$  y  $\text{TIT} = 700\text{ }^\circ\text{C}$

La suma de las caídas de presión en ciclo de recompresión muestran que a medida que la topología se vuelve más compleja hay una penalización más significativa en la eficiencia como se muestra en la [Figura 2.6 \(b\)](#). De este modo es importante analizar las topologías más simples (sin recalentamientos) con el fin de considerar valores de eficiencia representativos.

En este sentido, primero se realiza una evaluación de la eficiencia térmica de las topologías RCC, RCMCI y PCRC en función de diferentes temperaturas de entrada al compresor para temperaturas de entrada a la turbina de  $550\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $700\text{ }^\circ\text{C}$  y  $900\text{ }^\circ\text{C}$  y tamaños térmicos de entre  $5000\text{ kW/K}$  y  $15000\text{ kW/K}$  usando  $\text{CO}_2$  puro como fluido de trabajo sin caída de presión (a) y con caída de presión (b) en los componentes se muestra en la [Figura 2.8](#), [Figura 2.9](#) y [Figura 2.10](#) respectivamente. Como se puede observar, y cabía esperar, las caídas de presión en los componentes del ciclo tienen consecuencias negativas en la eficiencia térmica en todas las topologías.

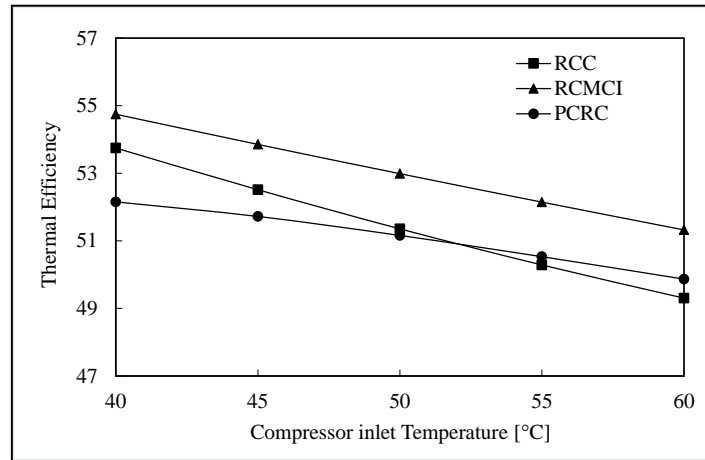


(a)

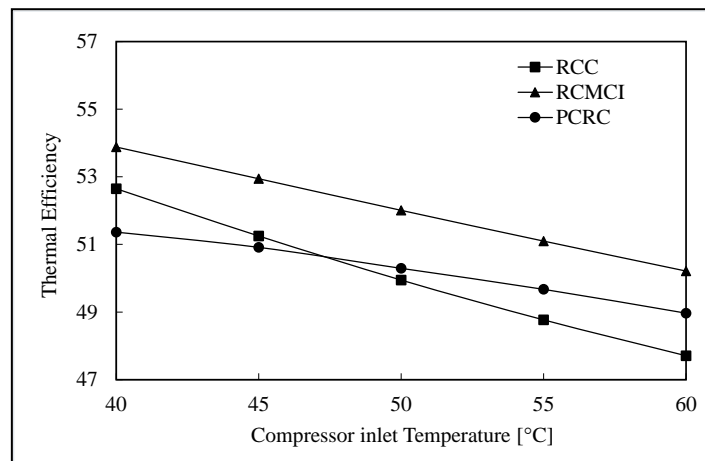


(b)

**Figura 2.8:** Eficiencia Térmica vs. Temperatura de Entrada del Compresor. TIT = 550 °C y UA = 15 MW/K. (a) Sin caída de presión, (b) Con caída de presión.

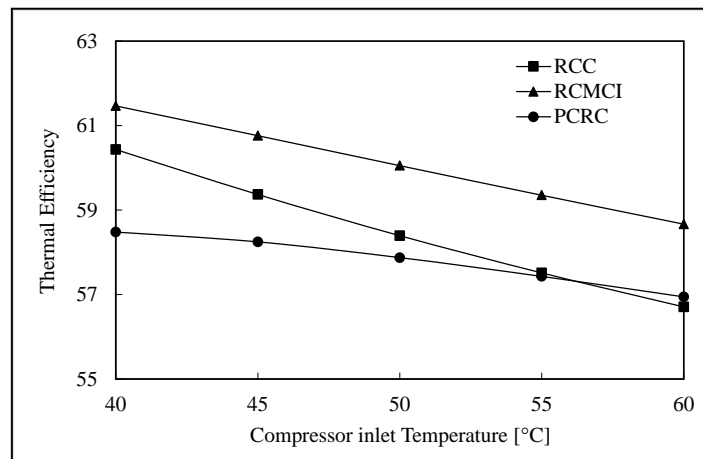


(a)

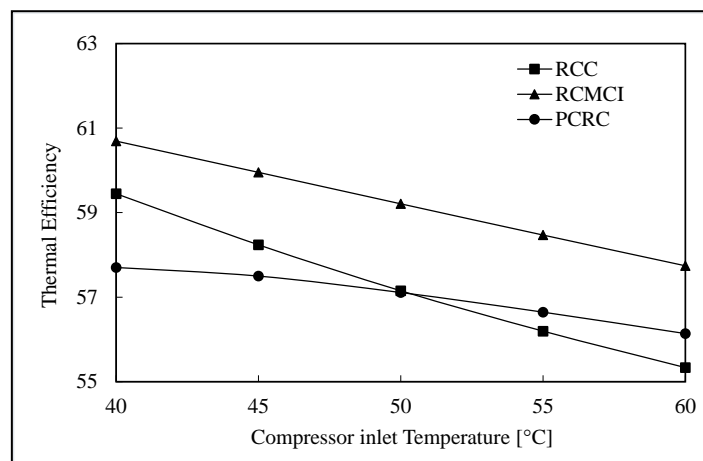


(b)

**Figura 2.9:** Eficiencia Térmica vs. Temperatura de Entrada del Compresor. TIT = 700 °C y UA = 15 MW/K. (a) Sin caída de presión, (b) Con caída de presión.



(a)



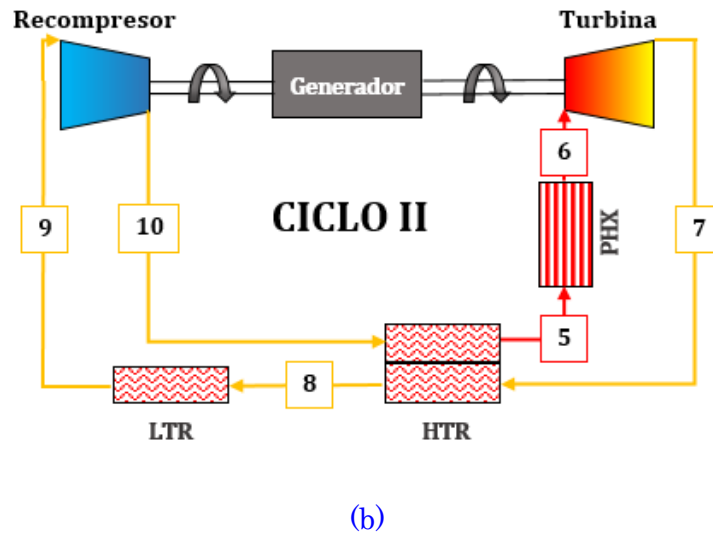
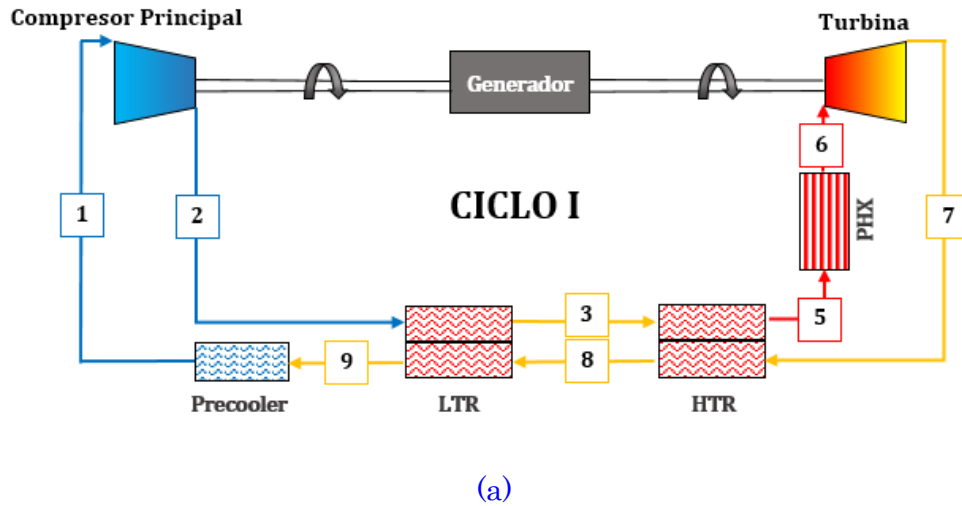
(b)

**Figura 2.10:** Eficiencia Térmica vs. Temperatura de Entrada del Compresor. TIT = 900 °C y UA = 15 MW/K. (a) Sin caída de presión, (b) Con caída de presión.

### 3. Análisis Termodinámico de las Mezclas Binarias a Base de CO<sub>2</sub>

En este trabajo se han considerado varios valores de conductancia del recuperador de calor, temperaturas de entrada del compresor y de la turbina, y cuatro mezclas. La mayoría de resultados se encuentra en los [Apéndices A, B y C](#). En total se grafican 324 valores numéricos de eficiencia térmica de las tres configuraciones consideradas en los apartados [2.1.2](#), [2.1.3](#) y [2.1.4](#), tres temperaturas de entrada del compresor, tres temperaturas de entrada a la turbina, tres conductancias térmicas del recuperador de calor del ciclo y finalmente cuatro mezclas binarias a base de CO<sub>2</sub> para el estudio. El análisis de todos estos parámetros se vuelve imprescindible a la hora de escoger una determinada configuración con un rango de temperaturas de entrada al compresor para una temperatura de entrada a la turbina y una mezcla en específico que tenga un buen comportamiento en términos de eficiencia. Sin embargo, no es esa solo la finalidad de este estudio, también se torna muy importante el analizar si es necesario complejizar el ciclo para tener una mejor eficiencia o utilizar un fluido de trabajo diferente para obtener el mismo valor, pero con un ciclo más simple.

Para explicar la diferencia en el rendimiento de los cuatro casos de mezclas de CO<sub>2</sub> se realiza un análisis en donde se considera que los ciclos se dividan en dos ciclos separados como se muestra en la [Figura 3.1](#). Para efectuar la explicación se considera el ciclo de Recompresión. Las mezclas que se estudian son: CO<sub>2</sub>/COS, CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S, CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> que desde el punto de vista de la eficiencia térmica son las que alcanzan mejores resultados, y que, además, dependen en gran medida de la fracción molar del aditivo añadido al CO<sub>2</sub>. Los valores de la fracción molar tanto del CO<sub>2</sub> como del aditivo han sido especificados en el apartado [2.3](#).



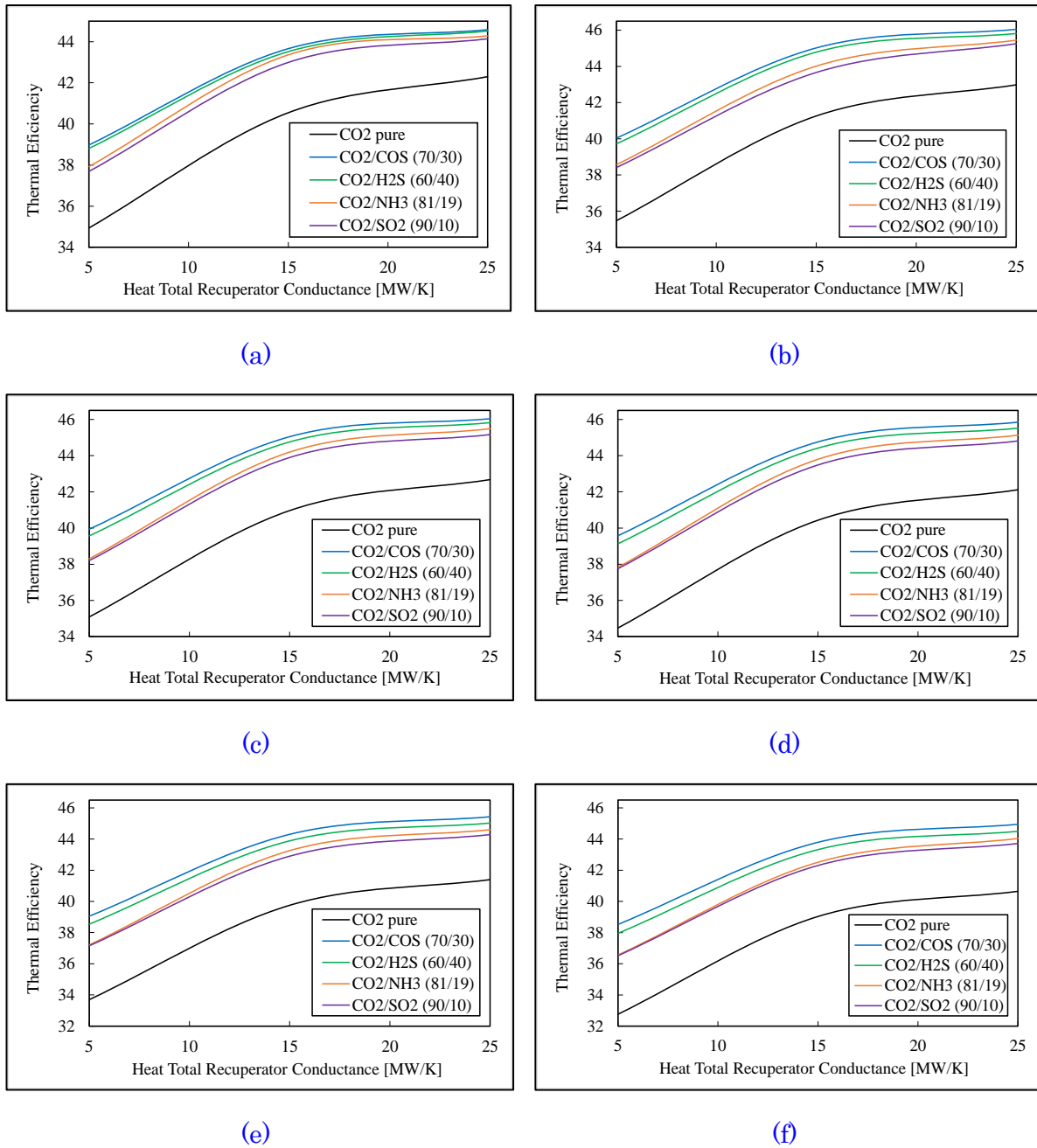
**Figura 3.1:** División en dos partes del Ciclo Brayton de Recompresión.  
(a) Ciclo I y (b) Ciclo II.

En la [Figura 3.1 \(a\)](#), se observa que el flujo másico del Ciclo I es  $(1 - \gamma) \cdot \dot{m}_{total}$  y del Ciclo II es  $\gamma \cdot \dot{m}_{total}$  como se muestra en la [Figura 3.1 \(b\)](#). Las eficiencias del Ciclo I y II son muy similares en las cuatro mezclas. Sin embargo, la eficiencia global obtenida por cada mezcla es diferente, de modo que existe una relación entre la fracción de recompresión y la eficiencia:

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_{PHX}} = \frac{Q_{PHXI}}{Q_{PHX}} * \eta_I + \frac{Q_{PHXII}}{Q_{PHX}} * \eta_{II} = (1 - \gamma) * \eta_I + (\gamma) * \eta_{II} \quad (51)$$

$$\frac{d\eta}{d\gamma} = -\eta_I + \eta_{II} = -0.2 \quad (52)$$

Se puede observar que si  $\eta_I$  y  $\eta_{II}$  fueran iguales a 0.5 y 0.3 en todas las mezclas, cuanto mayor fuera la fracción de recompresión, menor será la eficiencia obtenida por cada mezcla. Esto lleva a que la  $\eta_{CO_2} > \eta_{H_2S} > \eta_{NH_3} > \eta_{SO_2}$  en esta topología. Siguiendo una regla general como se puede observar en la [Figura 3.2](#) donde esta regla se muestra en la topología RCC y sigue la tendencia hasta con cinco recalentamientos. De modo que la Ec. 52 se cumple, entonces la clasificación resulta adecuada al sustituir los valores de  $\eta_I$  y  $\eta_{II}$  como se esperaba.



**Figura 3.2:** Eficiencia Térmica vs. Tamaño Térmico en topología RCC. (a) RCC, (b) RCC RH, (c) RCC 2RH, (d) RCC 3RH, (e) RCC 4RH y (f) RCC 5RH

Sin embargo, el comportamiento mostrado en la [Figura 3.2](#) requiere una explicación física, es decir, debe existir una relación entre las propiedades termodinámicas de las sustancias y los diferentes valores de fracción de recompresión. Las propiedades termodinámicas dependen del aditivo real que se añade al CO<sub>2</sub> y de la fracción molar. La capacidad calorífica a presión constante es especialmente relevante en esta topología. Se puede observar que un pobre intercambio de calor en los recuperadores de calor de alta y baja temperatura implica un mayor calor requerido del intercambiador de calor primario para llevar al fluido a las condiciones de entrada a la turbina. Por tanto es esencial que la temperatura de entrada al intercambiador de calor primario  $T_5$  termine lo más alto posible después del intercambio de calor en el recuperador de calor de alta temperatura, es decir, lo más cerca posible de la  $T_7$ . Por la misma razón, se debe tener en cuenta que  $T_9$  termine lo más bajo posible, lo más cerca posible de  $T_2$ . Esto significará que se ha transferido la máxima cantidad de calor del flujo caliente (7-9) al frío (2-5). Esto depende de que tan cerca se puedan acercar los perfiles de temperatura de los flujos frío y caliente en el intercambiador de calor, lo cual está determinado por las capacidades caloríficas de los dos flujos.

Si un flujo tiene una capacidad calorífica mucho mayor que el otro, será necesario absorber o liberar una cantidad mucho mayor de calor para que su temperatura se altere en un grado, de este modo se tendrá una mayor tendencia a mantener su temperatura constante. Inevitablemente, esto mantendrá separada la caída de temperatura entre ambos flujos, forzando grandes diferencias de temperatura al menos en uno de los extremos del intercambiador de calor, si no en ambos. Por otro lado, un diseño que pudiera equilibrar las capacidades caloríficas en ambos flujos permitiría minimizar las caídas de temperatura. El propósito de la fracción de recompresión en la topología RCC es precisamente producir este efecto, especialmente en el recuperador de calor de baja temperatura LTR.

Por tanto, un flujo másico menor en el lado frío compensaría las capacidades caloríficas y los flujos quedarían equilibrados como se muestra en la [Tabla 3.1](#).

**Tabla 3.1:** Calor específico medio equilibrado en el flujo frío

	CO <sub>2</sub> /COS (70/30)	CO <sub>2</sub> /H <sub>2</sub> S (60/40)	CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub> (81/19)	CO <sub>2</sub> /SO <sub>2</sub> (90/10)
$\frac{\bar{c}_{p,high\ pressure}}{\bar{c}_{p,low\ pressure}}$ (LTR)	1.49	1.54	1.58	1.50
$\frac{\bar{C}_{p,high\ pressure}}{\bar{C}_{p,low\ pressure}}$ (LTR)	0.99	0.99	0.98	0.99

Esto garantiza que la transferencia de calor mejore a costa de una mayor recompresión y, por lo tanto, de tener una mayor proporción de la energía total producida por el ciclo menos eficiente (Ciclo II).

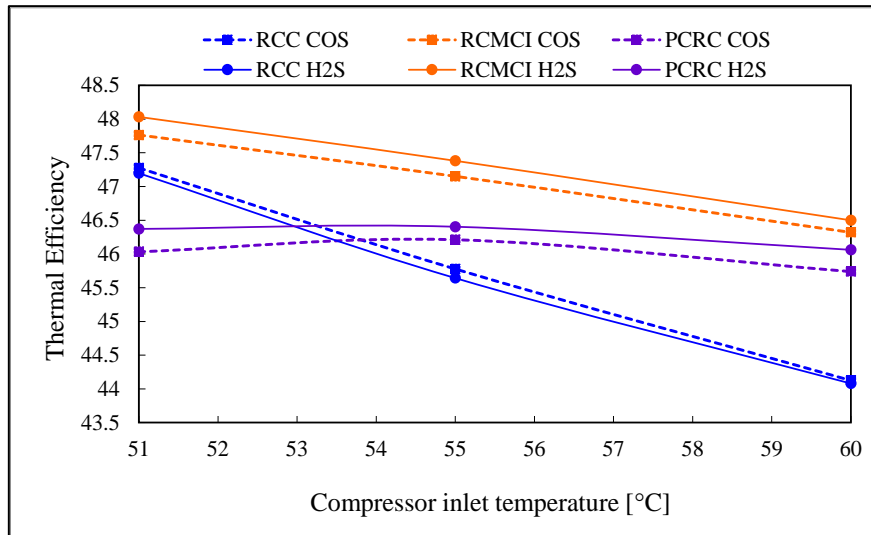
A partir de este análisis se realizó el estudio en las dos topologías que se derivan del Ciclo de Recompresión (RCC), que son el Ciclo de Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal (RCMCI) y Ciclo de Enfriamiento Parcial con Recompresión (PCRC). En donde, además de evaluar la explicación anterior que se realizó manteniendo constante temperatura de entrada al compresor de 51 °C y temperatura de entrada a la turbina 550 °C, se realiza la variación de estos dos parámetros con el fin de analizar a detalle la tendencia que tendrá la eficiencia térmica en las topologías.

## Eficiencia Térmica

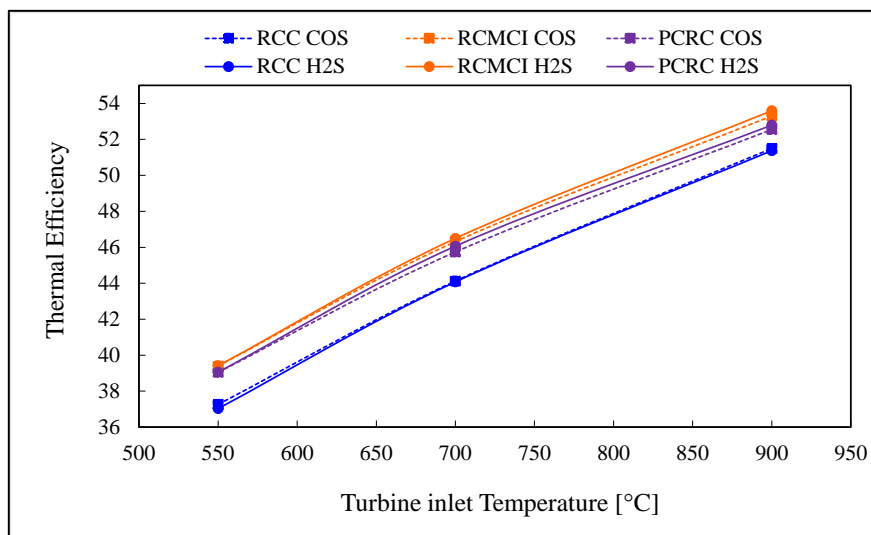
La [Figura 3.3](#) y [Figura 3.4](#) representan la evolución de la eficiencia obtenida por las mezclas binarias más representativas de este trabajo y compara los valores de las configuraciones estudiadas con respecto a la temperatura de entrada al compresor y temperatura de entrada a la turbina respectivamente.

La eficiencia de las configuraciones RCC y RCMCI muestra una tendencia decreciente con el aumento de la temperatura de entrada al compresor y una tendencia creciente con el aumento de la temperatura de entrada a la turbina. Este comportamiento es esperado de acuerdo a la ecuación 9, porque una temperatura de entrada al compresor más baja tiende a disminuir la temperatura de rechazo de

calor del ciclo, favoreciendo la eficiencia del ciclo de Carnot equivalente. En ese mismo sentido, una temperatura de entrada a la turbina más alta tiende a aumentar la temperatura de absorción del ciclo lo cual también favorece a la eficiencia del ciclo de Carnot equivalente.



**Figura 3.3:** Eficiencia térmica vs Temperatura de Entrada al Compresor para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C

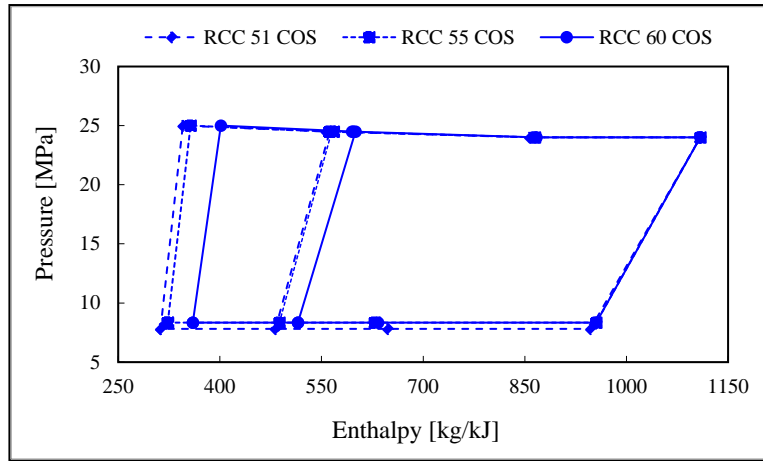


**Figura 3.4:** Eficiencia térmica vs Temperatura de Entrada a la Turbina para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada al Compresor de 60 °C.

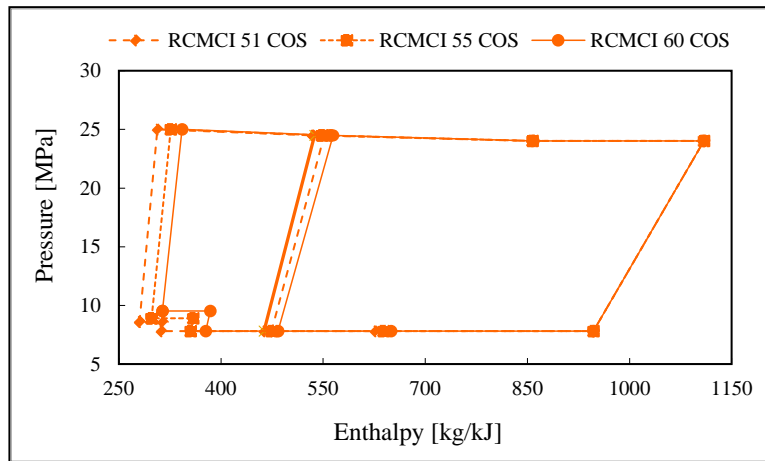
Sin embargo, el comportamiento de la configuración PCRC es menos dependiente de la temperatura de entrada al compresor, y también mejora ligeramente la eficiencia si ésta es menor a 54 °C. Esto se debe a que la presión de baja en el ciclo es más baja, los cambios de entropía en el lado de compresor son casi imperceptibles (variación pequeña del trabajo en el compresor) pero los cambios de entropía en la turbina son mayores (mayor trabajo en la turbina), lo cual tiene un efecto de que, el salto de entalpía en el compresor aumente un poco, pero el salto de entalpía en la turbina aumente considerablemente (ver [Figura 3.5 c](#)). Es decir, si se aumenta la temperatura de entrada al compresor se conseguirá que la presión óptima del ciclo baje lo suficiente para que se tenga una mejor eficiencia térmica en el ciclo PCRC.

El efecto de la variación de presión de baja es imprescindible en el entendimiento del comportamiento del ciclo debido a que se introduce una exergía de presión, no solo la de temperatura. La exergía de presión es la responsable de que suceda lo explicado anteriormente, que a pesar de que se pierde eficiencia al subir la temperatura del foco frío, pues resulta que se aumenta la eficiencia al bajar la presión de baja porque el salto de presiones es mayor y eso posibilita un mayor aprovechamiento energético ([Figura 3.5](#)).

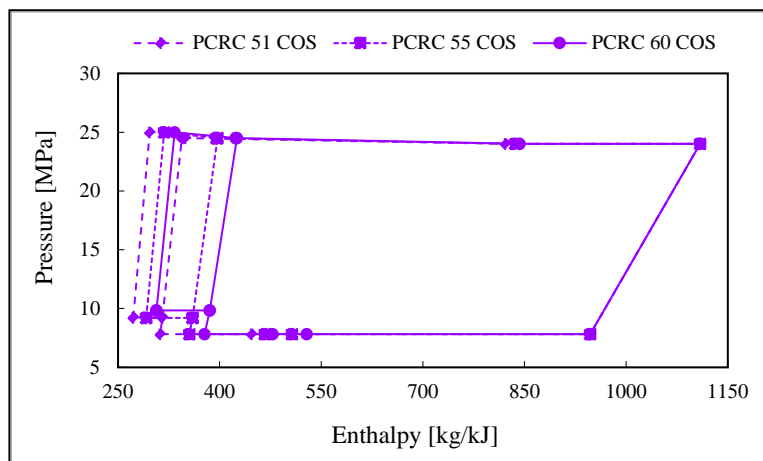
En la configuración PCRC la recompresión se realiza a menos temperatura que las configuraciones RCC y RCMCI, lo cual muestra un comportamiento más parecido a un ciclo simple, que es menos eficiente pero más constante respecto a la temperatura de entrada al compresor.



(a)



(b)

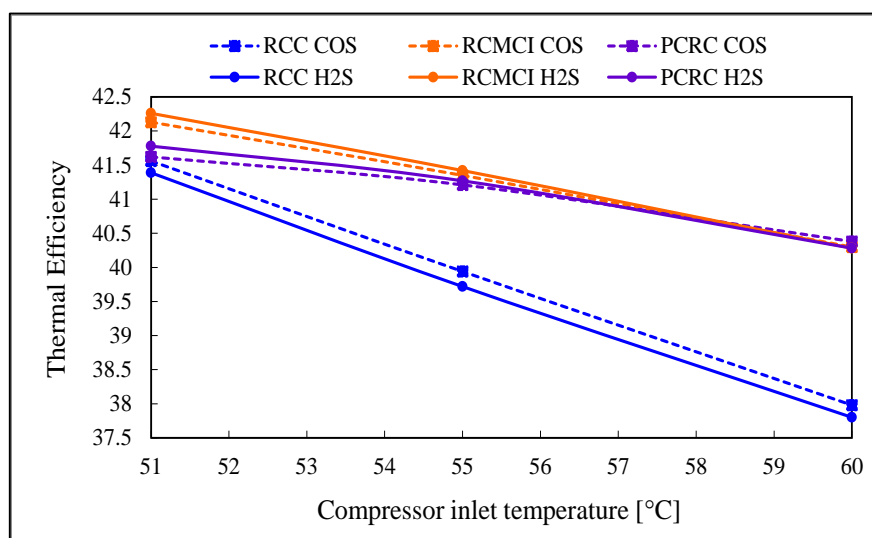


(c)

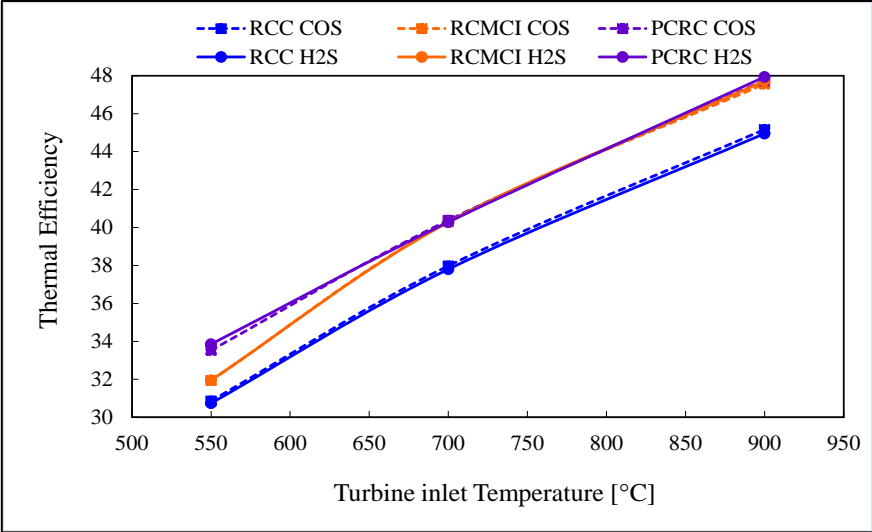
**Figura 3.5:** Presión vs Entalpía para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC

Las variaciones de entropía y entalpía en relación con la temperatura y presión para las diferentes temperaturas de entrada del compresor se muestran en el Apéndice F.

Los resultados mostrados anteriormente se consiguen con eficiencias de la turbomaquinaria (compresor y turbina) optimistas. Sin embargo, para plantear un análisis exhaustivo de las tendencias mostradas anteriormente se ha realizado un estudio con eficiencias de la turbomaquinaria más conservadoras, con valores de eficiencia de 80 % para los compresores y 85% para la turbina. De esta manera, en la Figura 3.6 y Figura 3.7 se puede evidenciar el comportamiento de la eficiencia térmica en base a los nuevos valores de eficiencia de compresores y turbinas. Como es de esperar, las tendencias se mantienen y son similares con las de la Figuras 3.3 y Figura 3.4 en donde la eficiencia del compresor es 89 % y de la turbina es 93 %. Además, en la Figura 3.6 se puede observar que en la configuración RCMCI entre las temperaturas de entrada al compresor de 51 °C y 55 °C la eficiencia obtenida por la mezcla que contiene H<sub>2</sub>S es mayor que con la obtenida por la mezcla COS. Esto se debe a que esta mezcla y configuración se comportan mejor cuando la temperatura del compresor está un poco por encima de la temperatura crítica de la mezcla



**Figura 3.6:** Eficiencia térmica vs Temperatura de Entrada al Compresor para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C.



**Figura 3.7:** Eficiencia térmica vs Temperatura de Entrada a la Turbina para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada al Compresor de 60 °C.

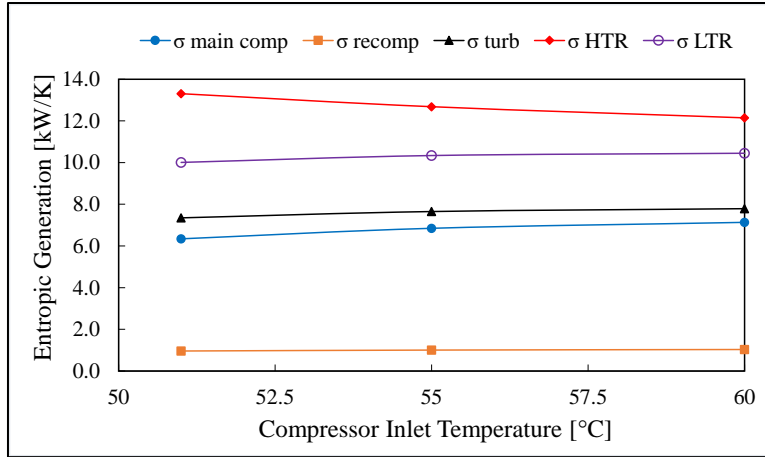
### 3.1. Ciclo de Recompresión

Una vez realizado el análisis de rendimiento del ciclo, este trabajo también contempla un análisis entrópico, teniendo en cuenta los mismos parámetros indicados al principio de este capítulo.

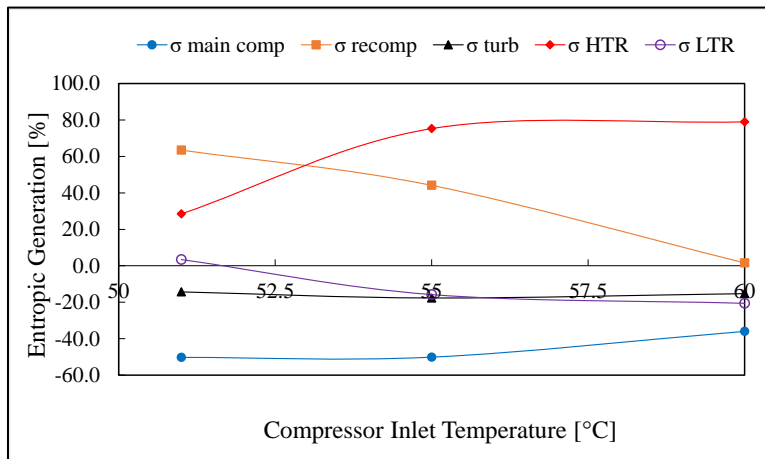
#### Generación Entrópica

La [Figura 3.8 \(a\)](#) muestra los valores de generación entrópica de los componentes del ciclo de Recompresión cuando se utiliza el Dióxido de Carbono puro como fluido de trabajo. Los recuperadores de calor de alta y baja temperatura son los componentes del ciclo que mayores valores de entropía alcanzan. Seguimos por la entropía generada en la turbina y en el compresor principal.

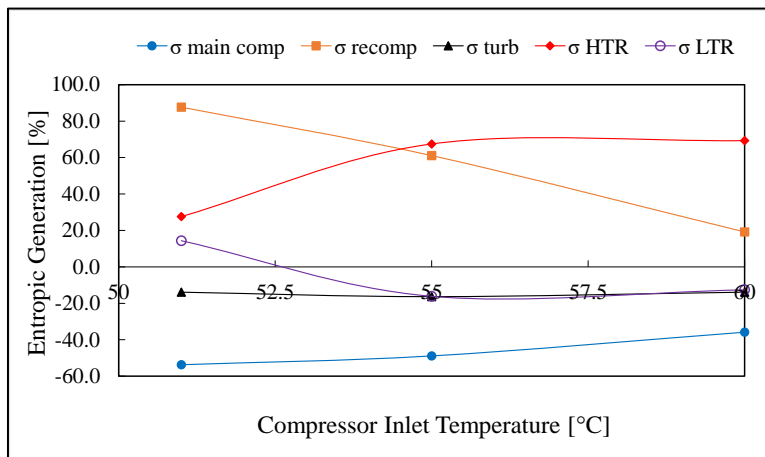
La [Figura 3.8 \(b\)](#) y [Figura 3.8 \(c\)](#) muestran el comportamiento de la generación entrópica de las mezclas más representativas (CO<sub>2</sub> / COS y CO<sub>2</sub> / H<sub>2</sub>S) con respecto al fluido base (CO<sub>2</sub> puro) respectivamente. Se puede evidenciar la tendencia similar creciente de generación entrópica en el recuperador de alta temperatura. Además, las tendencias del recuperador de baja temperatura, compresor principal y turbina se mantienen similares entre las dos mezclas. Finalmente, en ambos casos la generación de entropía en el recompresor aumenta, no obstante, para la mezcla CO<sub>2</sub> / COS el aumento es menor que para la mezcla CO<sub>2</sub> / H<sub>2</sub>S. Este aumento tiende a disminuir a medida que aumenta la temperatura de entrada del compresor. Lo que resulta en que la primera mezcla se comporta mejor en términos de eficiencia en el ciclo de recompresión.



(a)

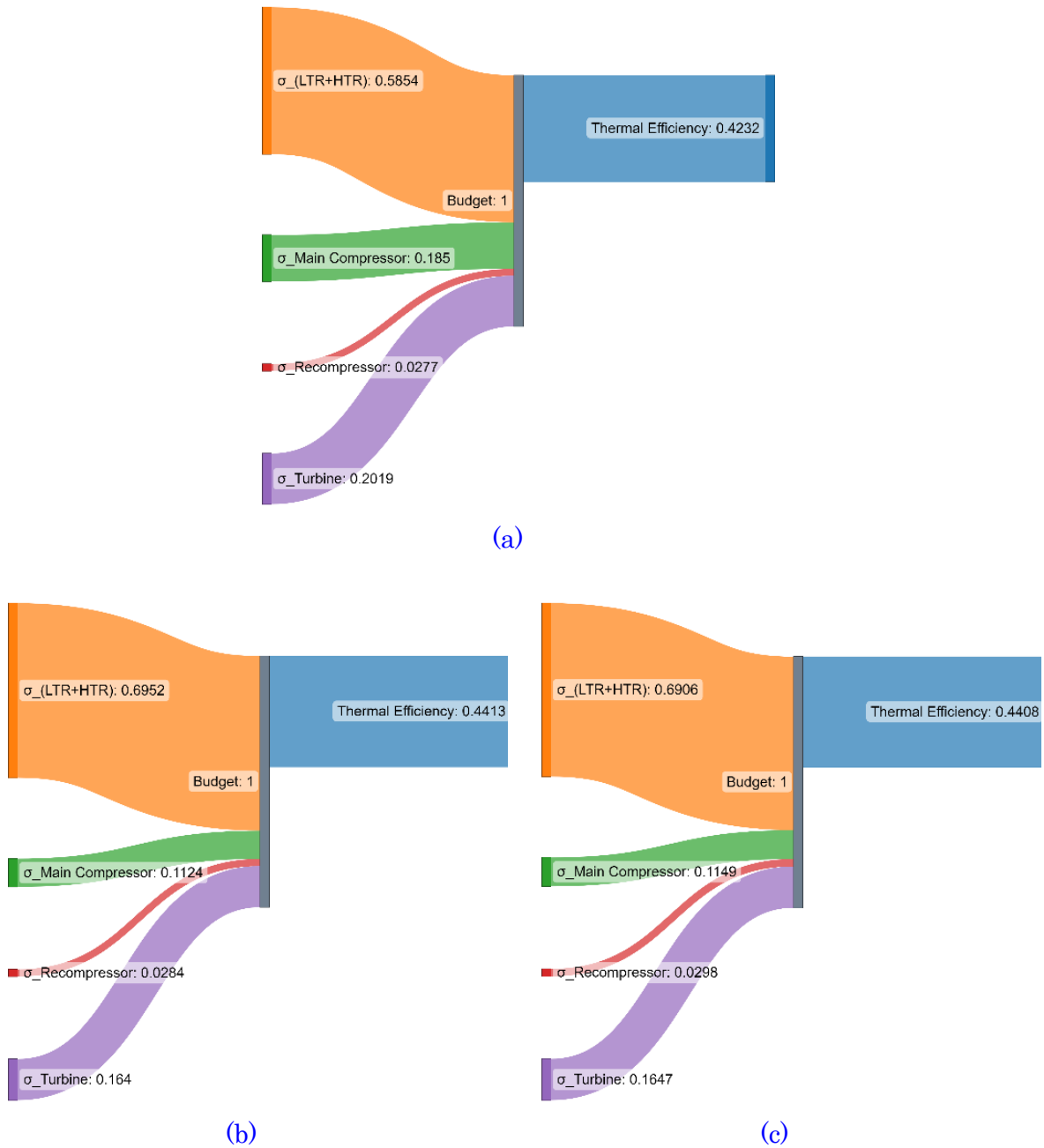


(b)



(c)

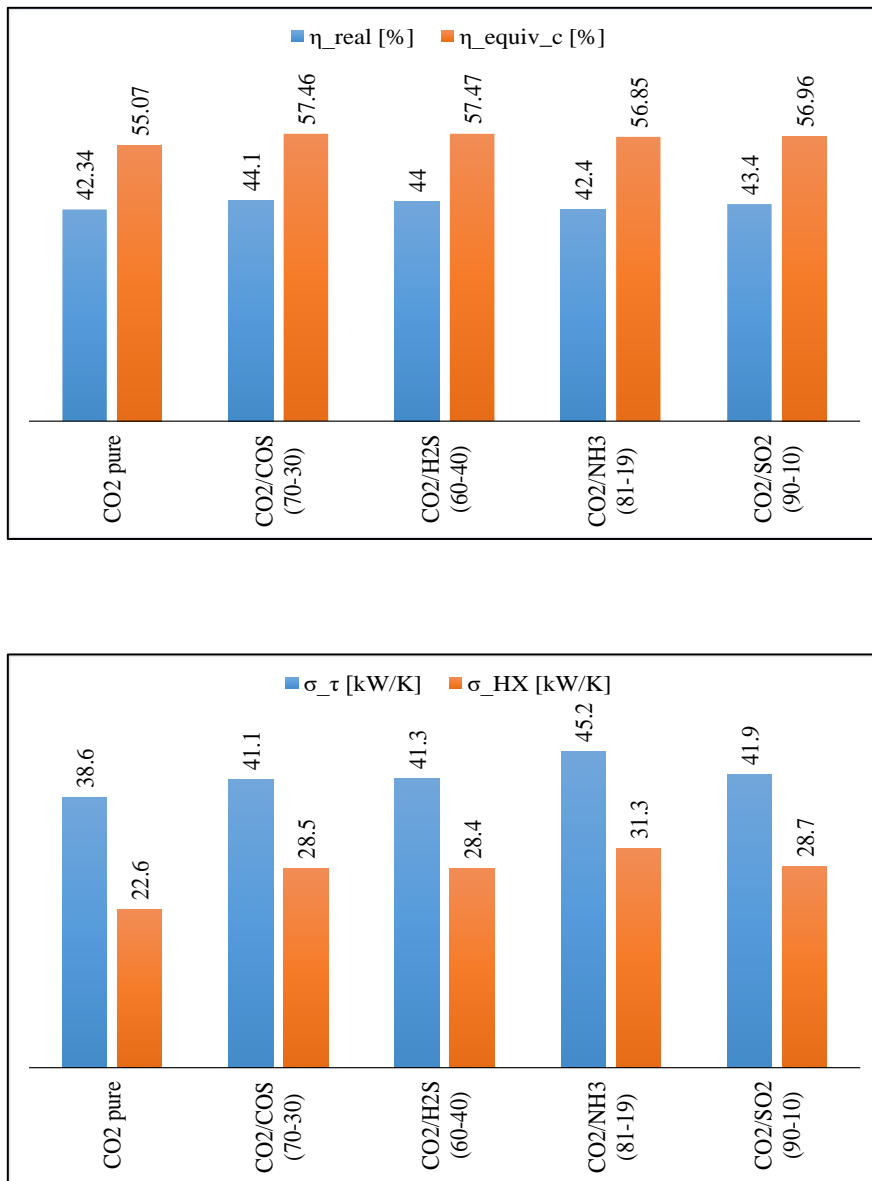
**Figura 3.8:** Generación Entrópica vs Temperatura de entrada al Compresor para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO<sub>2</sub> puro, (b) CO<sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO<sub>2</sub> / H<sub>2</sub>S (0.60/0.40)



**Figura 3.9:** Porcentaje de Generación Entrópica de los Componentes del Ciclo para una Temperatura de Entrada al Compresor de 60°C, Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO<sub>2</sub> puro, (b) CO<sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO<sub>2</sub> / H<sub>2</sub>S (0.60/0.40)

Como se puede observar en la [Figura 3.9](#), la generación entrópica en los recuperadores de calor de alta y baja temperatura tiene un efecto dominante sobre los demás componentes en todos los fluidos de trabajo alcanzado más del 50 % de la generación entrópica total. Esto también se puede observar en la [Figura 3.10](#)

donde además se presentan los valores de eficiencia real y eficiencia equivalente de Carnot para todas las mezclas binarias comparadas con el CO<sub>2</sub> puro.



**Figura 3.10:** Eficiencia del ciclo, eficiencia del ciclo de Carnot equivalente, generación de entropía total y generación de entropía de la regeneración (LTR+HTR) para la configuración RCC con un UA de 5000, CIT = 60°C y TIT = 700 °C.

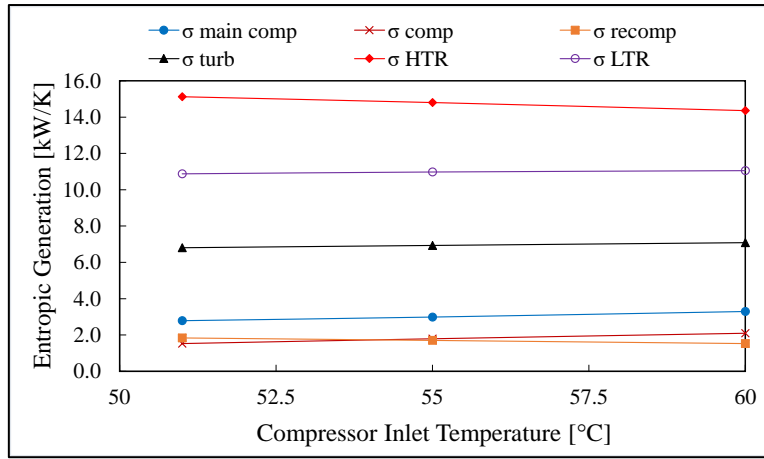
### 3.2. Ciclo de Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal

Como en el caso anterior, para esta configuración también se realiza el análisis entrópico en cada uno de los componentes del ciclo.

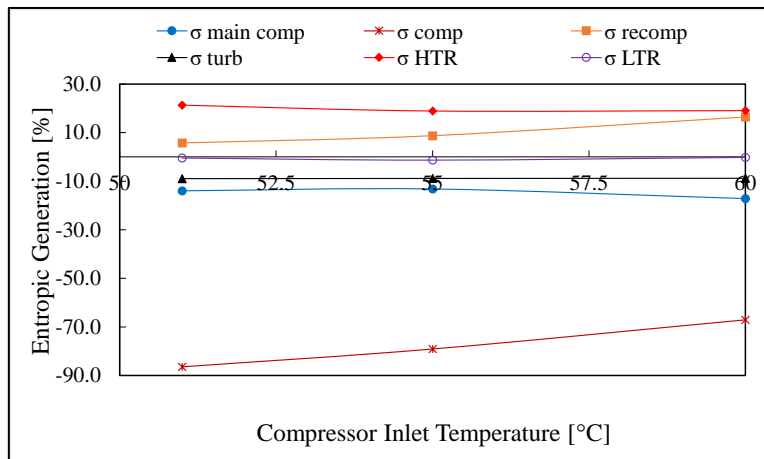
#### Generación Entrópica

De la misma manera que en la configuración anterior, la [Figura 3.11 \(a\)](#) muestra los valores de la generación entrópica en los componentes principales del ciclo RCMCI cuando se utiliza CO<sub>2</sub> puro como fluido de trabajo. En este caso los recuperadores de calor de alta y baja temperatura también alcanzan valores mayores que en los otros componentes y la entropía del compresor principal es menor que en la configuración RCC. El comportamiento de la generación entrópica de las mezclas se muestra en la [Figura 3.11 \(b\)](#) y [Figura 3.11 \(c\)](#). En primer lugar, se puede evidenciar una tendencia creciente de la generación entrópica en el recompresor cuando aumenta la temperatura de entrada al compresor, sin embargo, el aumento de la entropía de este componente cuando se usa H<sub>2</sub>S ([Figura 3.11 \(c\)](#)) como fluido de trabajo es mayor que cuando se usa COS ([Figura 3.11 \(b\)](#)). En cambio, la entropía generada por el recuperador de alta temperatura es mayor cuando se usa COS como fluido de trabajo que cuando se usa H<sub>2</sub>S.

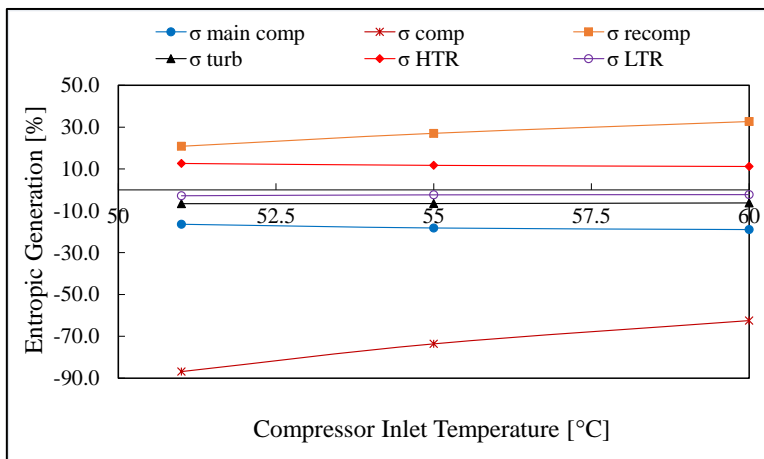
La generación entrópica del compresor tiene la misma tendencia creciente en ambas mezclas, mientras que, los valores de entropía de los demás componentes mantienen un comportamiento lineal y no muestran una variación importante.



(a)

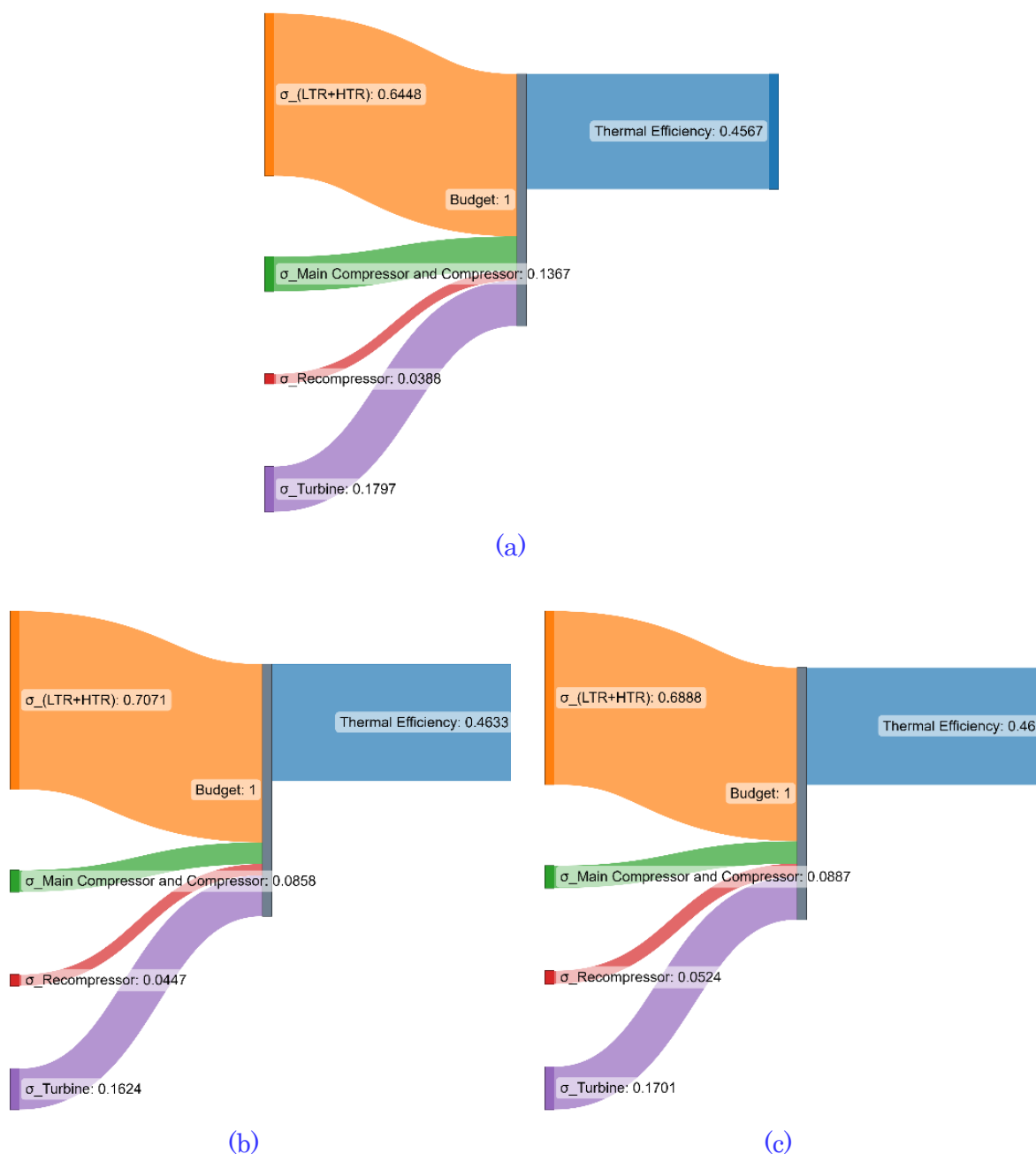


(b)



(c)

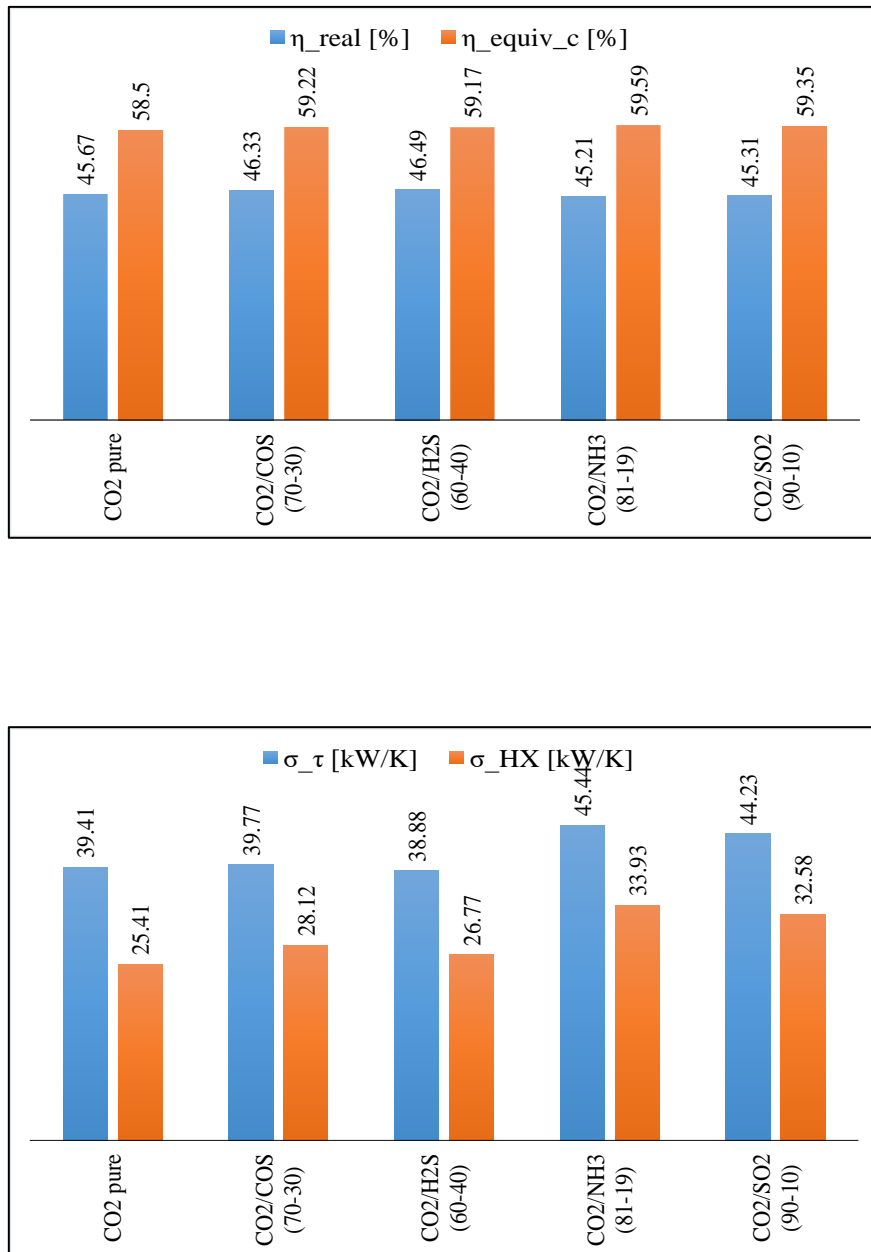
**Figura 3.11:** Generación Entrópica vs Temperatura de entrada al Compresor para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO<sub>2</sub> puro, (b) CO<sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO<sub>2</sub> / H<sub>2</sub>S (0.60/0.40).



**Figura 3.12:** Generación Entrópica de los Componentes del Ciclo para una Temperatura de Entrada al Compresor de 60°C, Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO<sub>2</sub> puro, (b) CO<sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO<sub>2</sub> / H<sub>2</sub>S (0.60/0.40)

Como era de esperar, en esta configuración también la entropía generada en los recuperadores de calor de alta y baja temperatura (Figura 3.12) tienen un efecto dominante sobre los demás componentes alcanzando valores mayores al 60 % de la entropía total generada en el caso del CO<sub>2</sub> puro como fluido de trabajo.

Y pueden llegar hasta ser un 70% en caso de las mezclas (Figura 3.12 (b) y Figura 3.12 (c)). Esto también se puede evidenciar también en la Figura 3.13 en donde también se muestra los valores de eficiencia real y de Carnot equivalente.



**Figura 3.13:** Eficiencia del ciclo, eficiencia del ciclo de Carnot equivalente, generación de entropía total y generación de entropía de la regeneración (LTR+HTR) para la configuración RCMCI con un UA de 5000, CIT = 60°C y TIT = 700 °C.

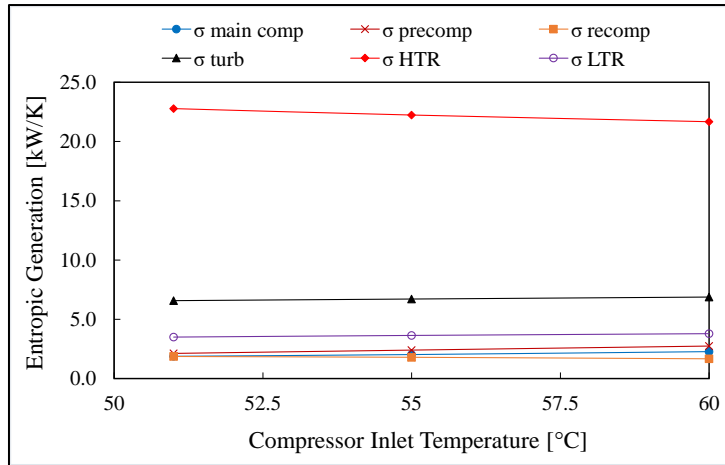
### 3.3. Ciclo de Enfriamiento Parcial con Recompresión

Al igual que en las configuraciones anteriores, se muestran los resultados de generación entrópica en cada componente de la topología de turno en función de la temperatura de entrada al compresor.

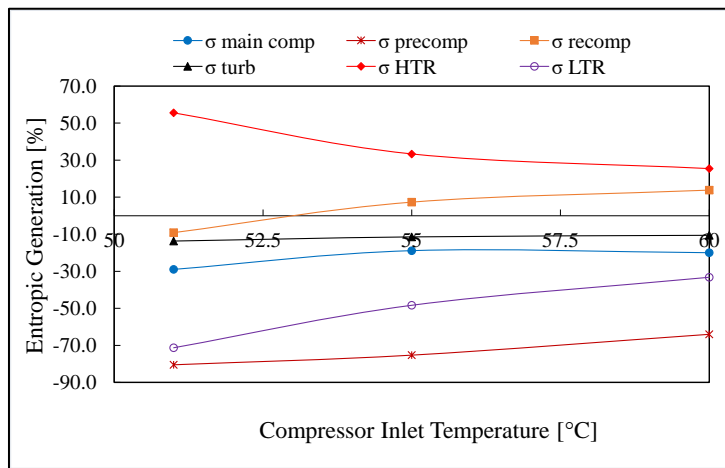
#### Generación Entrópica

La [Figura 3.14 \(a\)](#) muestra los valores de entropía generados en cada uno de los componentes del ciclo PCRC cuando el fluido de trabajo es CO<sub>2</sub> puro. En este caso, el recuperador de calor de alta temperatura es el componente que alcanza los mayores valores de generación entrópica seguido por la turbina y el recuperador de calor de baja temperatura. Además, la generación entrópica en el HTR tiende a disminuir levemente a medida que se aumenta la temperatura de entrada al compresor.

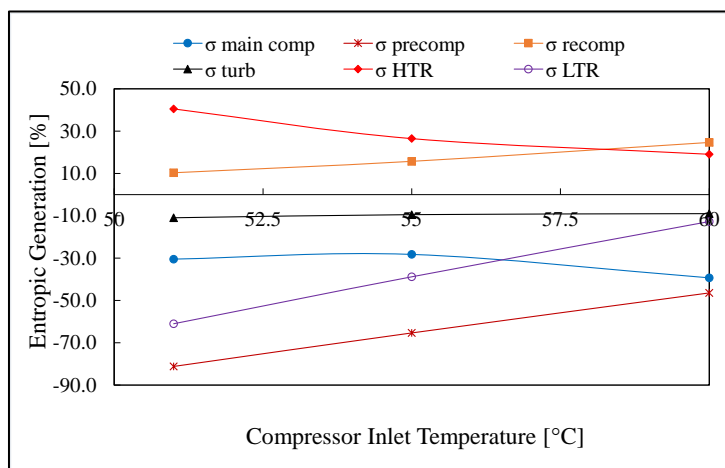
Mientras que, la [Figura 3.14 \(b\)](#) muestra un cambio en las entropías generadas por los componentes cuando se usa COS como fluido de trabajo en el ciclo PCRC. En el recompresor, precompresor, compresor principal y recuperador de calor de baja temperatura la generación de entropía tiende a aumentar. La turbina se mantiene constante y el recuperador de calor de alta temperatura tiende a disminuir en comparación con los valores obtenidos cuando el fluido es CO<sub>2</sub> puro. En cambio, en la [Figura 3.14 \(c\)](#) se muestra los cambios en la entropía cuando el fluido de trabajo en el ciclo es H<sub>2</sub>S. En este caso el HTR también tiende a disminuir a medida que aumenta la temperatura de entrada al compresor, sin embargo, el recompresor va en aumento. El recuperador de calor de baja temperatura y precompresor aumentan linealmente, mientras que, en la turbina se mantiene constante.



(a)



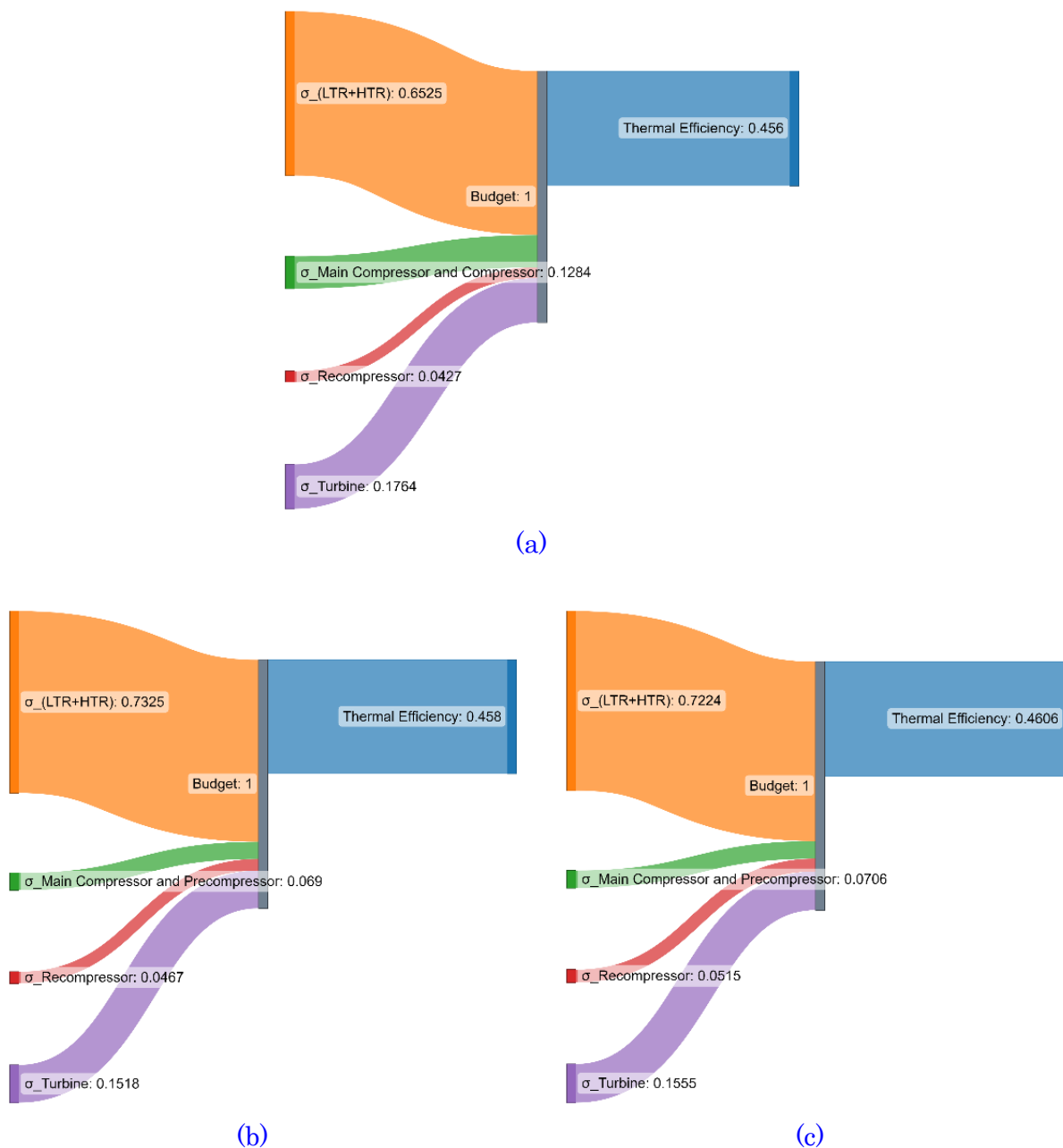
(b)



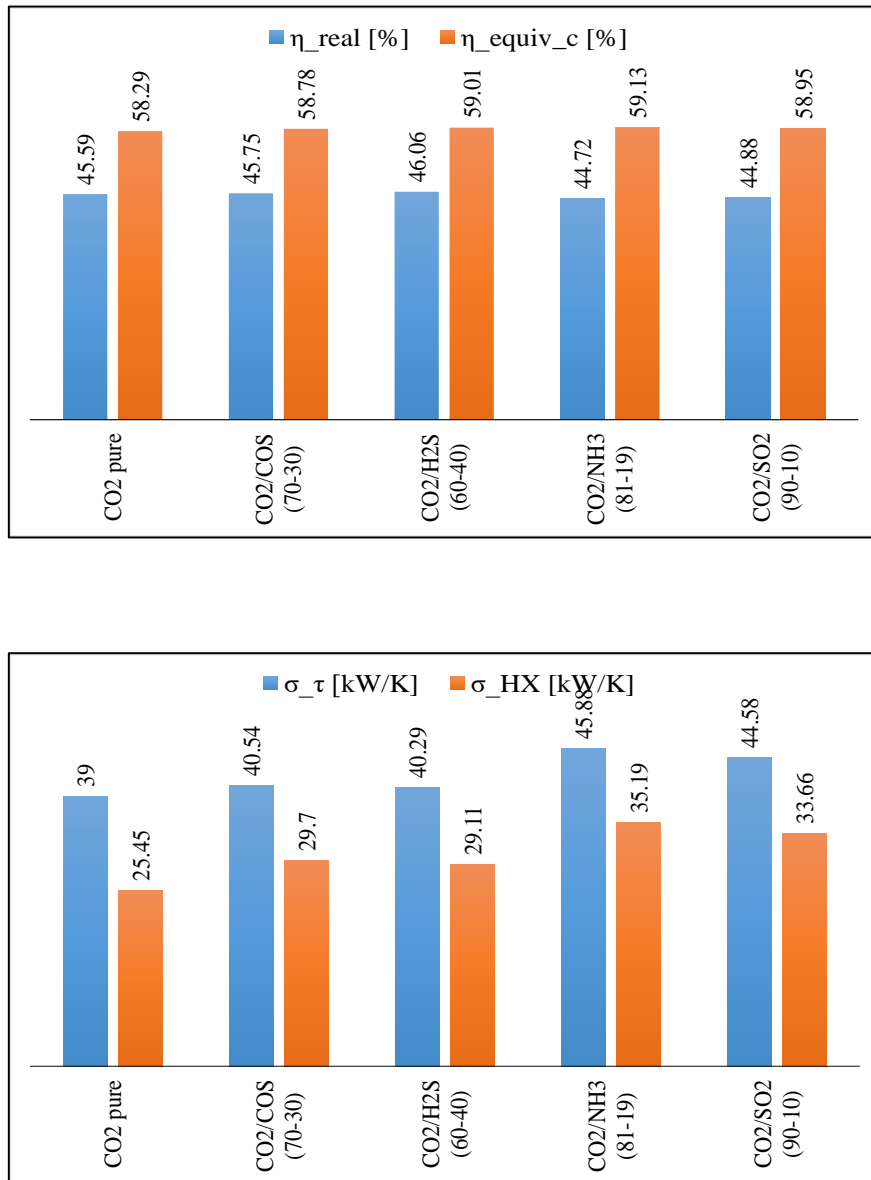
(c)

**Figura 3.14:** Generación Entrópica vs Temperatura de Entrada al Compresor para una Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO<sub>2</sub> puro, (b) CO<sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO<sub>2</sub> / H<sub>2</sub>S (0.60/0.40)

Como era de esperar en esta configuración también la suma de las generaciones entrópicas en los recuperadores de calor de alta y baja temperatura superan el 65% de la generación total de entropía (Figura 3.15). En las mezclas de COS (Figura 3.15 (b)) y H<sub>2</sub>S (Figura 3.15 (c)) se supera el 72% del total. Los valores de la generación entrópica se pueden observar en la Figura 3.16, donde se compara los resultados de todos los fluidos estudiados en este trabajo. Además, se muestra los valores de eficiencia real y equivalente de Carnot.



**Figura 3.15:** Generación Entrópica de los Componentes del Ciclo para una Temperatura de Entrada al Compresor de 60°C, Conductancia Total del Recuperador de Calor de 5000 kW/K y Temperatura de Entrada a la Turbina de 700 °C. (a) CO<sub>2</sub> puro, (b) CO<sub>2</sub> / COS (0.70/0.30) y (c) CO<sub>2</sub> / H<sub>2</sub>S (0.60/0.40)



**Figura 3.16:** Eficiencia del ciclo, eficiencia del ciclo de Carnot equivalente, generación de entropía total y generación de entropía de la regeneración (LTR+HTR) para la configuración PCRC con un UA de 5000, CIT = 60°C y TIT = 700 °C.

## 4. Aplicaciones de las Mezclas Binarias a Base de CO<sub>2</sub> en Ciclos Brayton

En este capítulo se describe más a detalle dos estudios presentados en congresos de relevancia internacional y que han sido considerados para publicación porque han causado mucho interés por la comunidad científica debido a sus resultados concluyentes. El apartado 4.1 estudia diferentes mezclas binarias a base de CO<sub>2</sub> que pueden ser utilizadas en ciclos que trabajan en aplicaciones marinas, mientras que, el apartado 4.2 propone un sistema de aprovechamiento de los excedentes de electricidad que son utilizados en una bomba de calor de CO<sub>2</sub> supercrítico.

### 4.1. Aplicaciones Marinas

Los estudios analizados durante la revisión del estado del arte han demostrado que la tecnología s-CO<sub>2</sub> tiene un gran potencial si se combina con aplicaciones marinas que cuenten con sistemas de recuperación de calor residual. Esto ayuda a mejorar la eficiencia térmica de los buques y con ello conduciendo a una reducción significativa de las emisiones de CO<sub>2</sub> al medio ambiente.

No obstante, este capítulo analiza los posibles fluidos que mezclados con CO<sub>2</sub> ayuden a aumentar la eficiencia térmica del ciclo de potencia con el que trabaja el buque. Sin embargo, la temperatura ambiente en este tipo de aplicaciones se puede encontrar entre alrededor de 20 y 30 °C, incluso hasta 40°C. Con lo que, los aditivos que deberán ser considerados son los que ayudan a disminuir la temperatura crítica del CO<sub>2</sub>.

De este modo, y atendiendo a la investigación que se ha realizado, se estudia las posibles mezclas binarias y configuraciones de ciclos de potencia s-CO<sub>2</sub> Brayton que muestren mejores prestaciones en términos de eficiencia. Para ello se ha tomado en consideración los estudios realizados por Sharma et al., [2017] y Du et al., [2022] de donde se han tomado los principales parámetros de entrada que se encuentran en la [Tabla 4.1](#).

**Tabla 4.1:** Parámetros de entrada

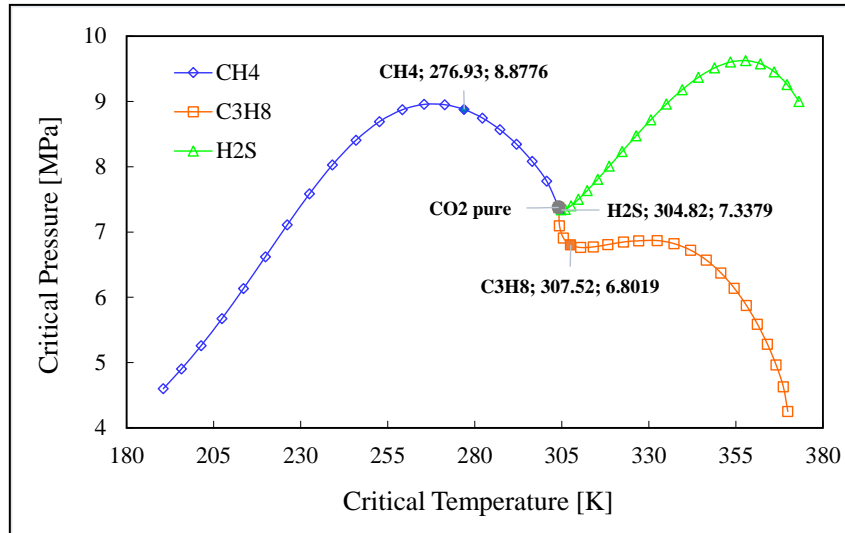
	Nomenclatura	Valor	Unidad
Temperatura de entrada al compresor	$T_1$	32 – 40	°C
Presión máxima del ciclo (Sharma et al., [2017] y Du et al., [2022])	$P$	20	MPa
Temperatura máxima del ciclo (Sharma et al., [2017] y Du et al., [2022])	$T_6$	550	°C
Eficiencia del compresor y turbina (Siddiqui et al., [2018] and Zhang et al., [2020])	$\eta_{mc}, \eta_t$	0.89/0.93	-
UA (Conductancia total del recuperador de calor) para LTR y HTR	$UA_{LT}, UA_{HT}$	2500 to 10000	kW/K

El análisis realizado a los distintos dopantes ha mostrado que un aditivo se encuentra en correlación con una configuración de ciclos Brayton, mostrando mejores eficiencias en comparación con la obtenida por el fluido puro. Las propiedades de las mezclas se pueden observar en la [Figura 4.1](#).

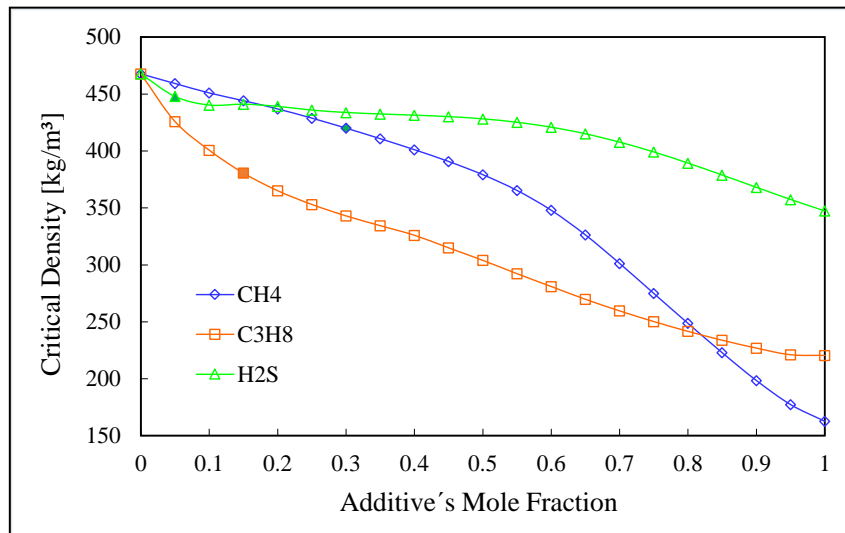
La [Figura 4.1 \(a\)](#) muestra la evolución de la presión crítica y la temperatura crítica en función de la fracción molar del compuesto añadido. En el caso de la mezcla CO<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub>, la temperatura crítica disminuye, mientras que la presión crítica aumenta hasta un punto máximo y luego disminuye drásticamente, en comparación con los valores del CO<sub>2</sub> puro. En las mezclas CO<sub>2</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S la temperatura crítica aumenta, en la que contiene C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> la presión crítica también disminuye; en el que contiene H<sub>2</sub>S, la presión crítica aumenta hasta un punto máximo y luego disminuye, manteniendo siempre sus valores por encima del CO<sub>2</sub> puro. El rendimiento obtenido por cada mezcla guarda una importante relación con la fracción molar de los compuestos, en este sentido, se ha realizado el estudio exhaustivo de este parámetro siguiendo la metodología propuesta por

Valencia R, 2022 consiguiendo los valores de fracciones molares para el CO<sub>2</sub> y el aditivo.

La **Figura 4.1 (b)** muestra la evolución de la densidad crítica frente a la fracción molar del aditivo. En este caso, todas las mezclas disminuyen su densidad crítica a medida que aumenta la fracción molar del compuesto añadido.



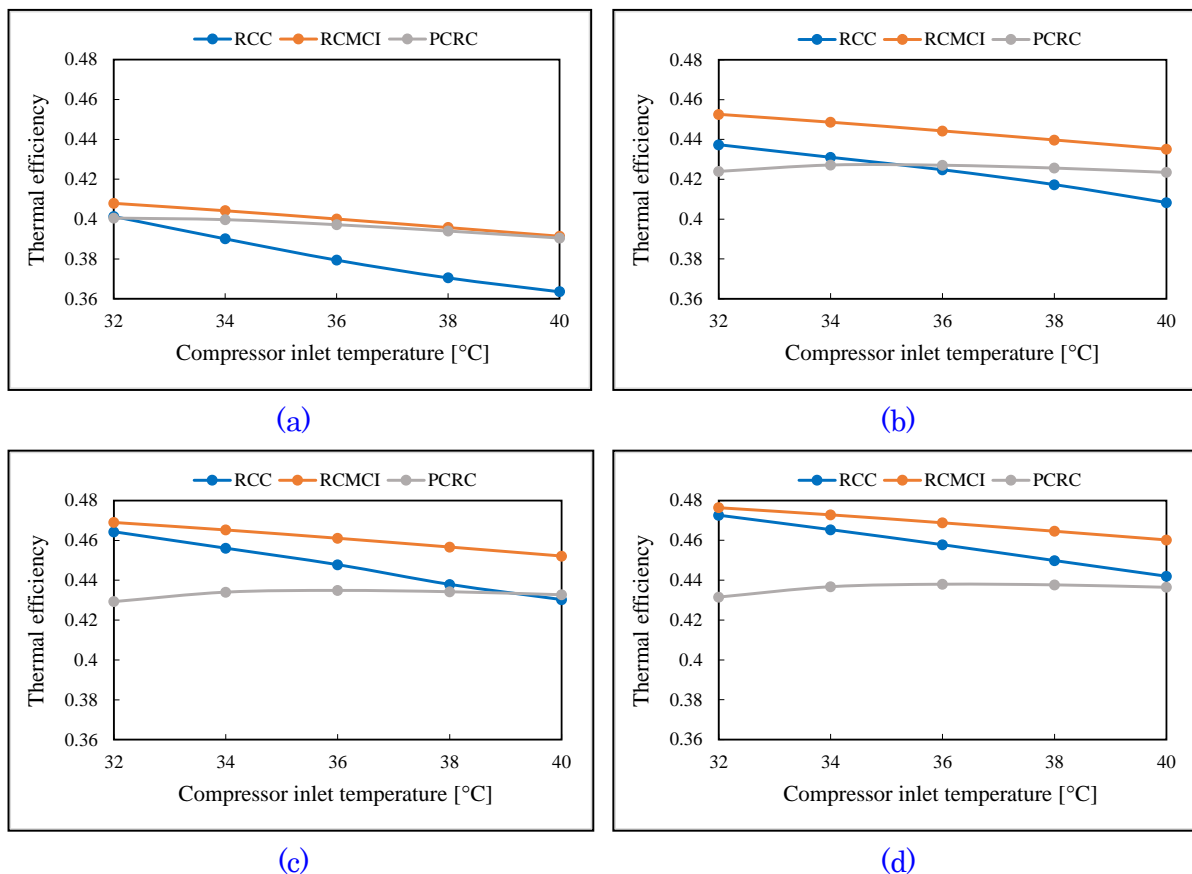
(a)



(b)

**Figura 4.1:** Comportamiento de las propiedades de temperatura crítica, presión crítica y densidad crítica de las mezclas analizadas.

El análisis energético y exergético se realiza en base a la metodología propuesta en el Capítulo 1, apartado 1.6. De este modo se han obtenidos las eficiencias en función de la temperatura de entrada al compresor para diferentes tamaños térmicos cuando el fluido de trabajo es CO<sub>2</sub> puro. Como se ha mencionado anteriormente el tamaño térmico UA tiene una influencia positiva en el aumento de la eficiencia térmica.



**Figura 4.2:** Eficiencia térmica vs Temperatura de entrada al compresor usando CO<sub>2</sub> puro como fluido de trabajo. (a) 5000 kW/K, (b) 10000 kW/K, (c) 15000 kW/K y (d) 20000 kW/K.

En las configuraciones RCC y RCMCI, las eficiencias disminuyen a medida que aumenta la temperatura de entrada del compresor. Mientras que en el ciclo PCRC, la eficiencia cae un poco cuando el UA es de 5000 kW/K (Figura 4.2a), sin embargo, cuando los valores del UA aumentan (Figura 4.2 b, Figura 4.2 c y Figura 4.2 d) la eficiencia térmica en este ciclo comienza a aumentar a medida que la temperatura de entrada del compresor aumenta.

En la Tabla 2 se resume los resultados obtenidos y se realiza una comparación con las investigaciones de Dostal et al., [2004] y Sharma et al., [2017]. Los valores de eficiencias muestran una ligera desviación, esto se debe a las caídas de presión que han considerado cada uno de los autores en los intercambiadores de calor.

Dostal et al., [2004]) considera una caída de presión de 130 kPa con un diseño conservador y otro con el mejor diseño. Sharma et al., [2017] no considera caídas de presión y presenta el mejor diseño.

**Tabla 4.2:** Comparación de resultados con la literatura publicada.  
Diseño conservador (CD) y Mejor diseño (B.D.)

Parámetros de Diseño	Literatura (Dostal et al., [2004])		Literatura (Sharma et al., [2017])	Resultados del modelo presente
	C.D.	B.D.	B.D.	
Temperatura máxima del ciclo	550 °C	550 °C	550 °C	550 °C
Temperatura mínima del ciclo	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
Presión máxima del ciclo	20 MPa	20 MPa	20 MPa	20 MPa
Relación de presión del ciclo	2.6	2.6	2.6	2.7
Eficiencia de compresor	89 %	95.5 %	95.5 %	89 %
Eficiencia de la turbine	90 %	92.9 %	92.9 %	93 %
Caída de presión	130 kPa in HX	130 kPa in HX	-	2 % in HX's and Precooler
Eficiencia térmica	45.27 %	47.36 %	48.45 %	46.43 %

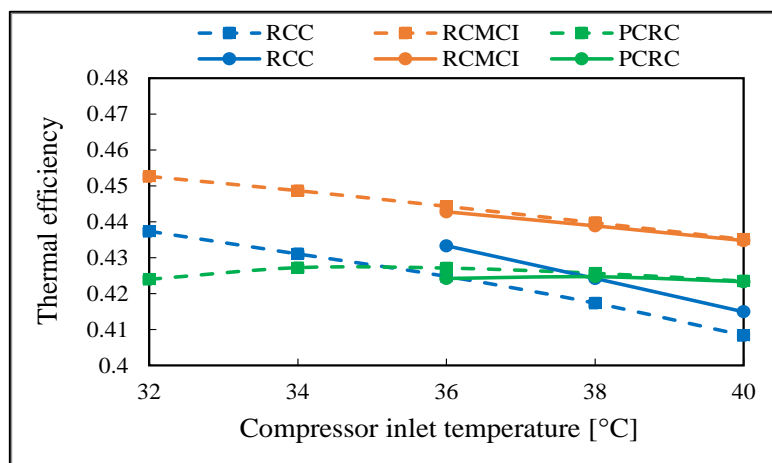
Y finalmente, los resultados del modelo presentado para un ciclo Brayton de recompresión con un valor del UA de 15000 kW/K que considera valores de caída de presión del 2% en los recuperadores de calor (LTR y HTR), intercambiador de calor primario (PHX) y preenfriadores (PC). Los valores de eficiencia obtenidos

están de acuerdo con la literatura estudiada, no obstante, estos difieren debido a los valores de caída de presión considerados por cada autor por cada autor.

De este modo, se ha realizado una evaluación del comportamiento de las mezclas binarias en cada una de las configuraciones de ciclos s-CO<sub>2</sub> Brayton.

#### 4.1.1. Mezcla Dióxido de Carbono / Propano

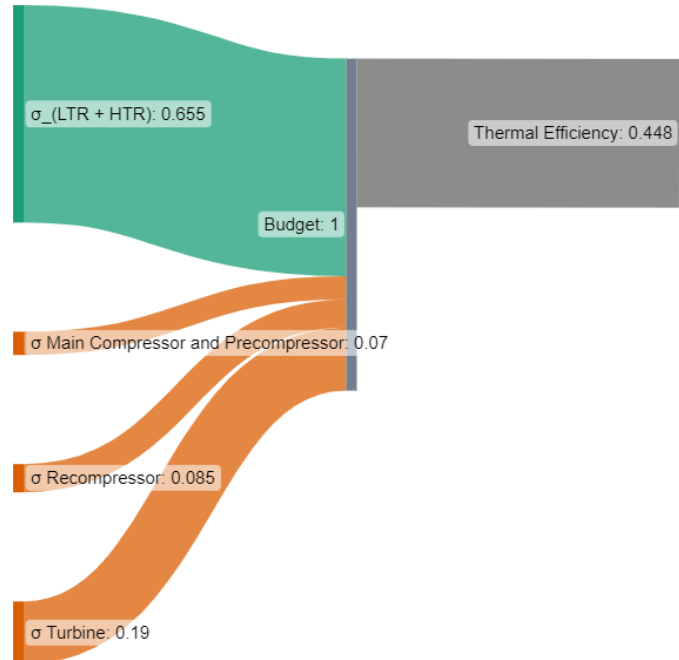
La [Figura 4.3](#) compara las eficiencias obtenidas con CO<sub>2</sub> puro (línea segmentada) con las obtenidas con la mezcla que contiene propano (línea continua) en fracción molar 0.85/0.15. El estudio muestra que en la configuración de enfriamiento parcial con recompresión y la de recompresión con enfriamiento intermedio en el compresor principal se logran eficiencias ligeramente menores con la mezcla, sin embargo, en la configuración de recompresión la mezcla obtiene una mejor eficiencia para valores de 36 °C y 40 °C de temperatura de entrada del compresor.



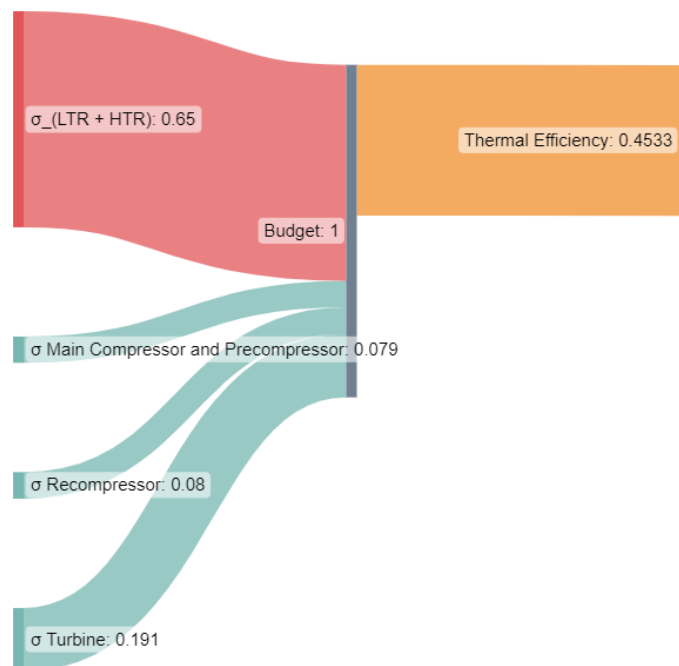
**Figura 4.3:** Eficiencia térmica vs temperatura de entrada del compresor utilizando la mezcla CO<sub>2</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (línea continua), con fracción molar 0,85/0,15 y UA 10000 kW/K.

La [Figura 4.4](#) muestra los valores de las irreversibilidades (generación entrópica) en porcentajes producidos en los diferentes componentes del ciclo y la eficiencia térmica del ciclo. Los valores obtenidos con CO<sub>2</sub> puro se comparan con la mezcla para una temperatura de entrada al compresor de 36 °C (temperatura crítica de la mezcla). Se muestra que la suma de las irreversibilidades en LTR y HTR

representan valores similares del orden de 65,5% y 65% cuando se utiliza CO<sub>2</sub> puro y la mezcla, respectivamente.



(a)



(b)

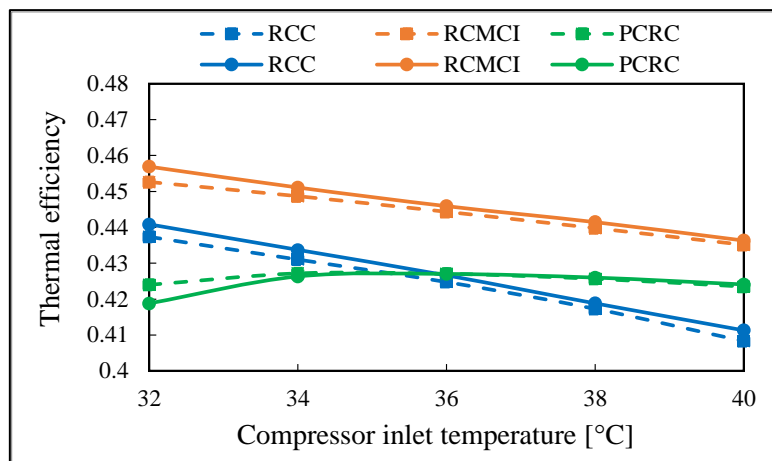
**Figura 4.4:** Generación entrópica en los componentes del ciclo de recompresión. (a) CO<sub>2</sub> puro y (b) mezcla de CO<sub>2</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>.

Cuando se utiliza la mezcla, el trabajo del compresor principal aumenta, pero el trabajo del recompresor y de la turbina disminuye. Las tasas de transferencia de calor en el HTR y el preenfriador aumentan, sin embargo, en el LTR disminuyen. La fracción másica que fluye hacia el recompresor es 0,36 para la mezcla y 0,38 para CO<sub>2</sub> puro. Además, el flujo másico también disminuye al utilizar la mezcla con un valor de 538,84 kg/s; mientras que, en el fluido estándar es de 645 kg/s.

En el análisis exergético se obtiene la eficiencia de la segunda ley, y los resultados arrojan valores de 79,5% y 80,05% para el CO<sub>2</sub> puro y la mezcla, respectivamente.

#### 4.1.2. Mezcla Dióxido de Carbono / Sulfuro de Hidrógeno

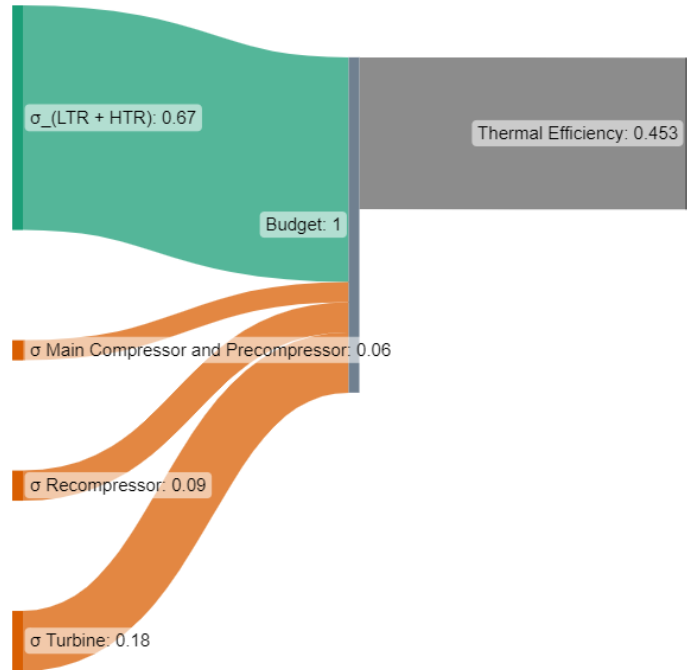
La [Figura 4.5](#) compara las eficiencias obtenidas con CO<sub>2</sub> puro (línea segmentada) versus las obtenidas por la mezcla que contiene sulfuro de hidrógeno (línea continua) en fracción molar 0.95/0.05. El estudio muestra que en el ciclo RCC y RCMCI se logran mejores eficiencias con la mezcla, sin embargo, en el ciclo PCRC la mezcla obtiene eficiencias ligeramente menores entre 32 °C y 34 °C de temperatura de entrada del compresor, mientras que, se obtienen valores similares a 34 °C y 40 °C.



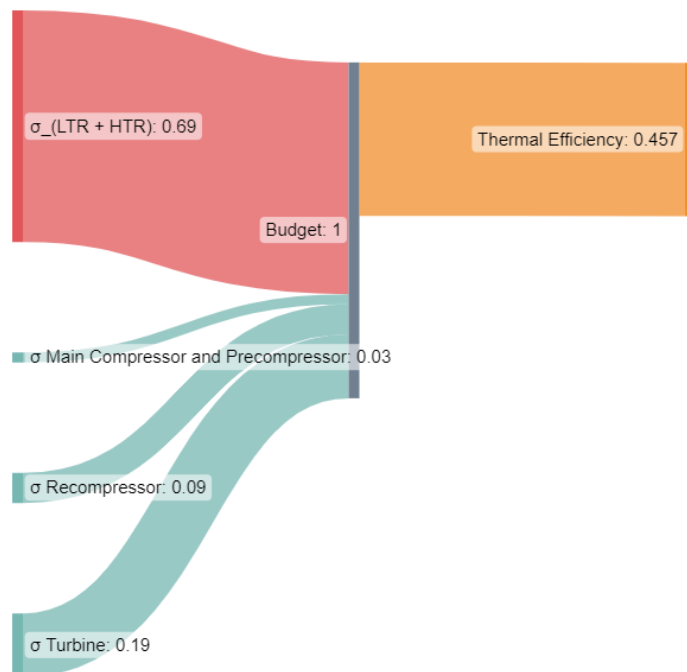
**Figura 4.5:** Eficiencia térmica vs Temperatura de entrada del compresor utilizando la mezcla CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (línea continua), con fracción molar 0,95/0,05 y 10000 kW/K.

Mientras que, en la [Figura 4.6](#) se muestra los valores de las irreversibilidades (generación entrópica) en porcentajes producidos en los diferentes componentes del

ciclo y la eficiencia térmica del ciclo. La suma de los valores de irreversibilidad del HTR y LTR ronda el 67% y el 69% cuando se utiliza CO<sub>2</sub> puro y la mezcla, respectivamente.



(a)



(b)

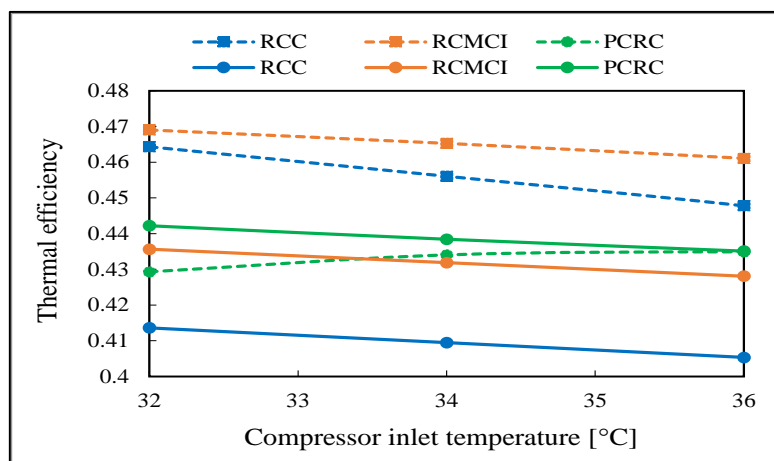
**Figura 4.6:** Generación entrópica en los componentes del ciclo de enfriamiento parcial con recompresión. (a) CO<sub>2</sub> puro y (b) mezcla CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S.

Cuando se realiza el análisis de los parámetros del ciclo se obtiene que con la mezcla se reduce el trabajo del compresor principal y del otro compresor. Los valores de trabajo del recompresor y de la turbina son similares. La tasa de transferencia de calor en el preenfriador entre las líneas 9 y 11 aumenta, entre las corrientes 12 y 1, y en el LTR disminuye. Las fracciones másicas y el flujo másico en la mezcla y en el fluido puro son similares con valores de 0,41; y 563,1 kg/s y 552,8 kg/s respectivamente.

En el análisis exergético se obtiene la eficiencia de la segunda ley, y los resultados arrojan valores de 79,45% y 80,29% para el CO<sub>2</sub> puro y la mezcla, respectivamente.

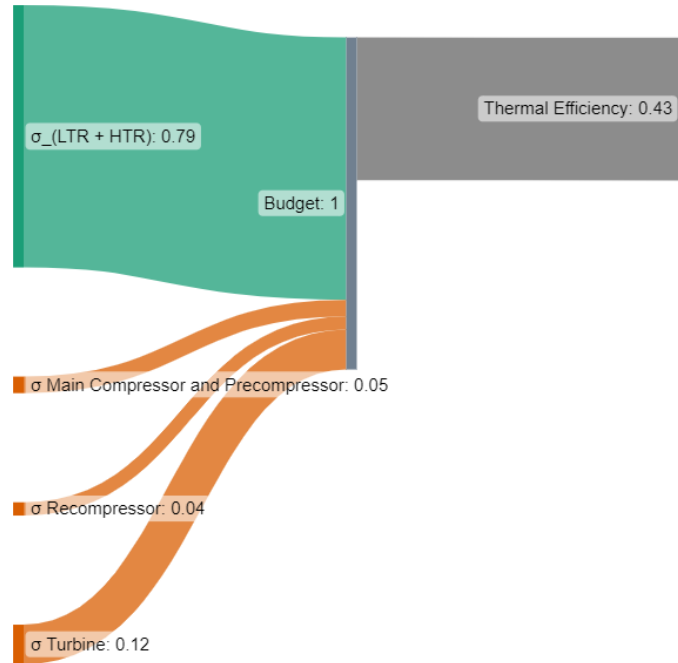
### 4.1.3. Mezcla Dióxido de Carbono / Metano

La [Figura 4.7](#) compara las eficiencias obtenidas con CO<sub>2</sub> puro (línea segmentada) con las obtenidas con la mezcla que contiene Metano (línea continua) en fracción molar 0.70/0.30. El estudio muestra que en la configuración de recompresión y recompresión con enfriamiento intermedio en el compresor principal se logran mejores eficiencias con CO<sub>2</sub> puro, sin embargo, en la configuración de enfriamiento parcial con recompresión, la mezcla obtiene mejores eficiencias entre 32 °C y 35 °C de temperatura de entrada del compresor.

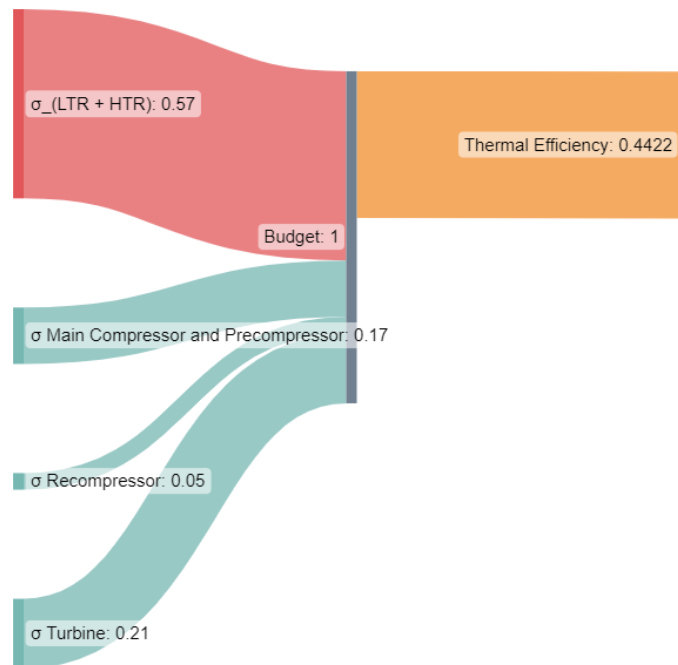


**Figura 4.7:** Eficiencia térmica vs Temperatura de entrada del compresor utilizando la mezcla CO<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub> (línea continua), con fracción molar 0,70/0,30 y 15000 kW/K.

La **Figura 4.8** muestra los valores de las irreversibilidades (generación entrópica) en porcentajes producidos en los diferentes componentes del ciclo y la eficiencia térmica del ciclo.



(a)



(b)

**Figura 4.8:** Generación entrópica en los componentes del ciclo de enfriamiento parcial con recompresión. (a) CO<sub>2</sub> puro y (b) mezcla CO<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub>.

Los valores obtenidos con CO<sub>2</sub> puro se comparan con la mezcla para una temperatura de entrada del compresor de 32 °C. Como era de suponer, las irreversibilidades en LTR y HTR son relevantes y la suma de representa alrededor del 79% y 57% cuando se utiliza CO<sub>2</sub> puro y la mezcla como fluido de trabajo, respectivamente.

Del análisis se obtiene que esta mezcla aumenta las tasas de transferencia de calor en el HTR, LTR y preenfriador entre las corrientes 12 y 1. Y solo es menor en el preenfriador entre las corrientes 9 y 11. Además, la fracción de fluido que fluye hacia el recompresor también disminuye al utilizar la mezcla con un valor de 0,38. Mientras que, cuando se utiliza CO<sub>2</sub> puro es 0,52. Finalmente, los caudales máxicos de cada fluido de trabajo son 502,77 kg/s para el fluido estándar y 488,85 kg/s para la mezcla con Metano.

Del análisis exergético se obtiene la eficiencia de la segunda ley, y los resultados arrojan valores de 76,51% y 79% para el CO<sub>2</sub> puro y la mezcla, respectivamente.

El trabajo presentado en este capítulo tiene en cuenta la influencia de los principales parámetros de funcionamiento como la temperatura en la entrada del compresor y turbina, la relación de presiones, las irreversibilidades generadas y la caída de presión en los componentes del sistema, etc. Dentro del análisis de eficiencia térmica se obtiene que las mezclas a base de CO<sub>2</sub> producen una mejor eficiencia que el fluido puro. La generación entrópica en los recuperadores de calor (LTR y HTR) es significativamente mayor en comparación con los demás componentes. La suma de sus valores representa más del 55% de las irreversibilidades de todo el sistema. La variación de temperatura en la entrada del compresor dará como resultado cambios drásticos en la eficiencia térmica y exergética. Además, el valor de la eficiencia exergética dada por las mezclas es siempre mayor que con el CO<sub>2</sub> puro. El estudio de las tres configuraciones del ciclo s-CO<sub>2</sub> Brayton ha determinado que la configuración que mejores valores de eficiencia térmica obtiene es la RCMCI seguida por la RCC y finalmente la PCRC cuando la temperatura de entrada al compresor es de 32 °C. Cada configuración tiene una mezcla particular que brinda mayor eficiencia que el fluido estándar.

- Para la configuración RCC la mezcla CO<sub>2</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> con fracción molar 0,85/0,15: Al utilizar esta mezcla, los valores de irreversibilidad en los componentes son similares. Sin embargo, muestra un aumento en la tasa de transferencia de calor en el HTR y preenfriador y el trabajo del recompresor y turbina

disminuye en comparación con los valores obtenidos cuando se utiliza CO<sub>2</sub> puro.

- Para la configuración RCMCI, la mezcla CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S en fracción molar (0,95/0,05):

Se muestra un ligero aumento en las irreversibilidades de los componentes, sin embargo, se reducen los trabajos del compresor principal y del otro compresor, así como las tasas de transferencia de calor en el LTR y preenfriador entre las corrientes 12 y 1.

- Para la configuración PCRC la mezcla CO<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub> con fracción molar 0,70/0,30: Esta mezcla proporciona una mayor tasa de transferencia de calor en el HTR, LTR y preenfriador entre las corrientes 12 y 1. Además, el trabajo del compresor principal, precompresor y turbina también es mayor. En este caso, las irreversibilidades generadas en los recuperadores de calor (HTR y LTR) disminuyen un 20%.

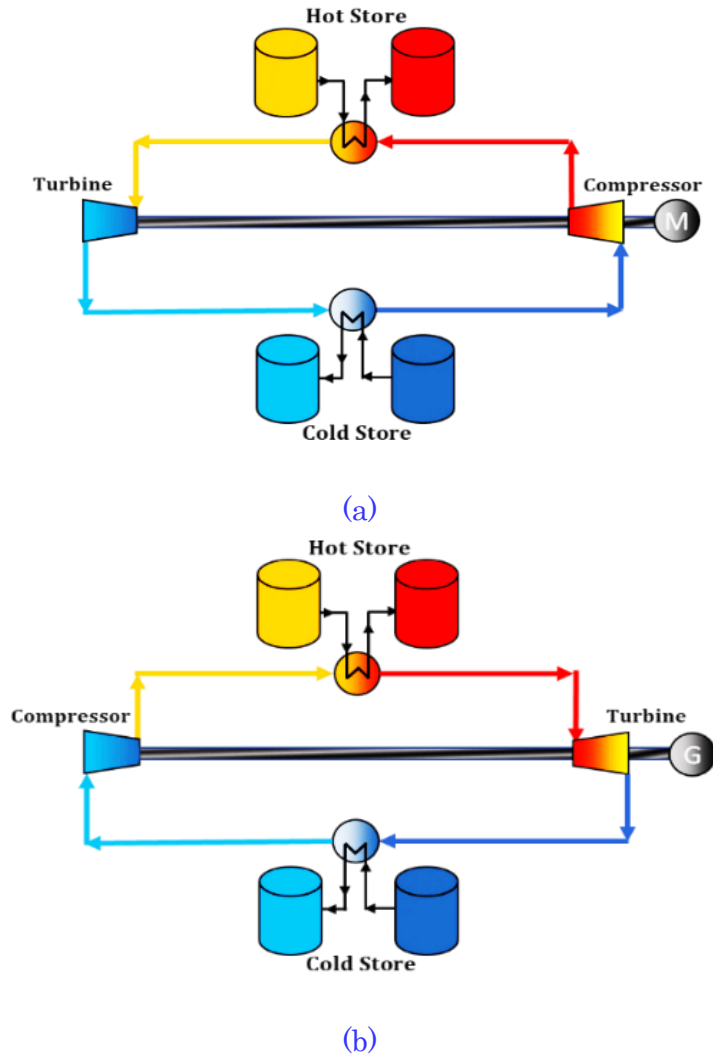
## **4.2. Almacenamiento de Energía Eléctrica mediante una Bomba de Calor de CO<sub>2</sub> supercrítico**

Un sistema de almacenamiento de energía térmica por bombeo, PTES, por sus siglas en inglés (Pumped Thermal Energy Storage) absorbe los excedentes de electricidad de la red y la transforma en energía térmica mediante el uso de una bomba de calor. El PTES puede almacenar la producción variable de electricidad renovable cuando sea necesario, creando así un recurso firme y gestionable. Éste es adecuado para energía eólica o solar con desplazamiento temporal para coincidir mejor con la demanda máxima con una capacidad energética mejorada y un tiempo de respuesta inmediato. El sistema propuesto utiliza un ciclo reversible basado en CO<sub>2</sub> supercrítico para funcionar como bomba de calor y motor térmico. El sistema PTES tiene varias ventajas en comparación con otros dispositivos de almacenamiento de electricidad, como la ausencia de restricciones geográficas, una larga vida útil y el uso de materiales baratos, abundantes y no tóxicos como medio de almacenamiento. Además, la eficiencia y las densidades de energía y potencia son lo suficientemente altas como para ser competitivos.

Estos sistemas se han desarrollado con varios ciclos termodinámicos diferentes como ciclos convencionales de Joule-Brayton, ciclos de CO<sub>2</sub> supercrítico y ciclos criogénicos. Sin embargo, los más comunes son los Joule-Brayton que han sido comercializados y desarrollados por diferentes empresas obteniendo buenas eficiencias de ida y vuelta (70%) y costos competitivos. Aunque no existe un límite teórico sobre la cantidad de energía que una PTES puede almacenar cuando se escala, la más potente hasta ahora es de 80 MWhe.

El sistema PTES toma electricidad de la red para aumentar la diferencia de temperatura entre el depósito caliente y el depósito frío mediante una bomba de calor. Cuando se necesita esta energía almacenada, hay un interruptor en la dirección del flujo para convertir la bomba de calor en un motor térmico. Esto significa que los PTES tienen dos formas diferentes de funcionar: el ciclo de carga y el de descarga.

El sistema convencional funciona de la siguiente manera: durante la fase de carga ([Figura 4.9 a](#)), el compresor toma el CO<sub>2</sub> y aumenta su temperatura y presión hasta llevarlo por encima de su punto crítico. Luego, la energía térmica generada se almacena en un sistema de almacenamiento térmico en caliente, que reduce la temperatura del fluido hasta alcanzar el valor de entrada a la turbina. Una vez que el fluido se expande en la turbina con lo que se genera una cierta cantidad de potencia que reducirá la energía requerida por el compresor, se aumenta la temperatura del fluido mediante un almacenamiento térmico en frío hasta alcanzar la temperatura de entrada de funcionamiento del compresor. La energía en el sistema de almacenamiento en frío proviene de la fase de descarga del ciclo, donde el éste funciona en la dirección opuesta a la explicada anteriormente. Por lo tanto, durante el ciclo de descarga ([Figura 4.9 b](#)), después de comprimir el CO<sub>2</sub>, aumenta su temperatura utilizando energía de almacenamiento caliente. Una vez que alcanza la temperatura de entrada de la turbina, se expande, produciendo energía eléctrica y mecánica para los requisitos de potencia del compresor. Después de eso, la energía térmica resultante se almacena en el sistema de almacenamiento en frío para ser utilizada posteriormente durante la fase de carga.



**Figura 4.9:** Sistema convencional de almacenamiento térmico mediante bombeo PTES.  
(a) Ciclo de carga y (b) Ciclo de descarga

El objetivo del trabajo de investigación es obtener un diseño validado de un sistema PTES con un bajo coste de almacenamiento estandarizado "Levelized Cost of Storage" o "LCOS" que además permita conseguir altos rendimientos de almacenamiento.

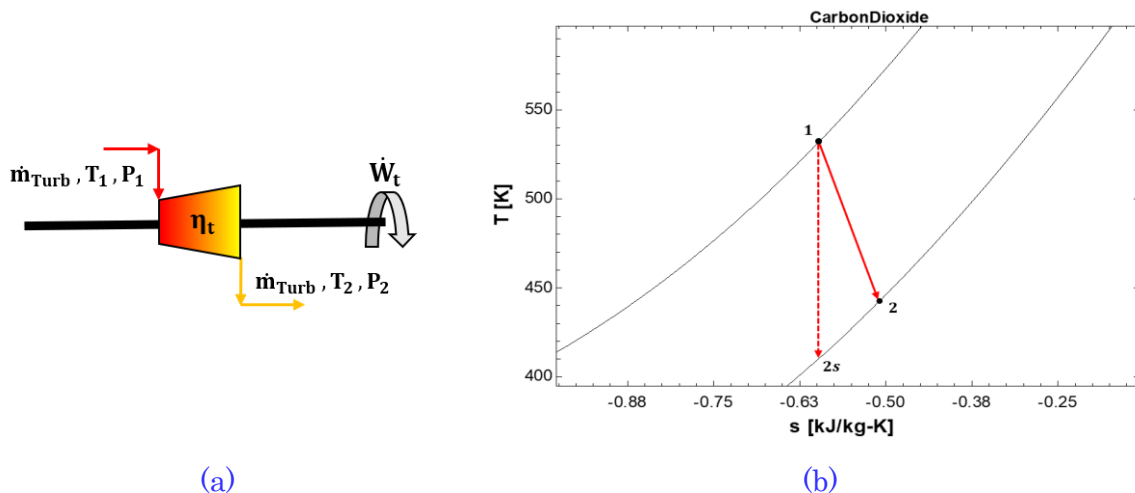
El parámetro clave a analizar es el coste actualizado por kWh almacenado durante la vida útil del sistema LCOS. Se realizará una optimización termoeconómica del sistema para encontrar el LCOS mínimo, manteniendo la eficiencia del sistema siempre por encima del 65%. Se realizará un análisis en términos de eficiencia global, escalabilidad, análisis del ciclo de vida y costes, cuantificando el potencial económico de la solución.

## 4.2.1. Diseño del Ciclo Termodinámico

El diseño del ciclo termodinámico se ha desarrollado partiendo del esquema más básico (Figura 4.10 (a) y (b)) y se ha modificado para mejorar la eficiencia y el coste durante el proceso de optimización. Para analizar el ciclo, se ha dividido el mismo en sus principales componentes.

### Turbina

En este elemento tiene lugar la expansión del fluido desde una presión alta,  $P_1$ , a una presión baja,  $P_2$ . La potencia mecánica se da al eje compartido con el compresor. Parte de la energía generada será consumida por el compresor en el ciclo de descarga y toda en el ciclo de carga. En la descarga, la energía restante será utilizada por el generador eléctrico para producir electricidad.

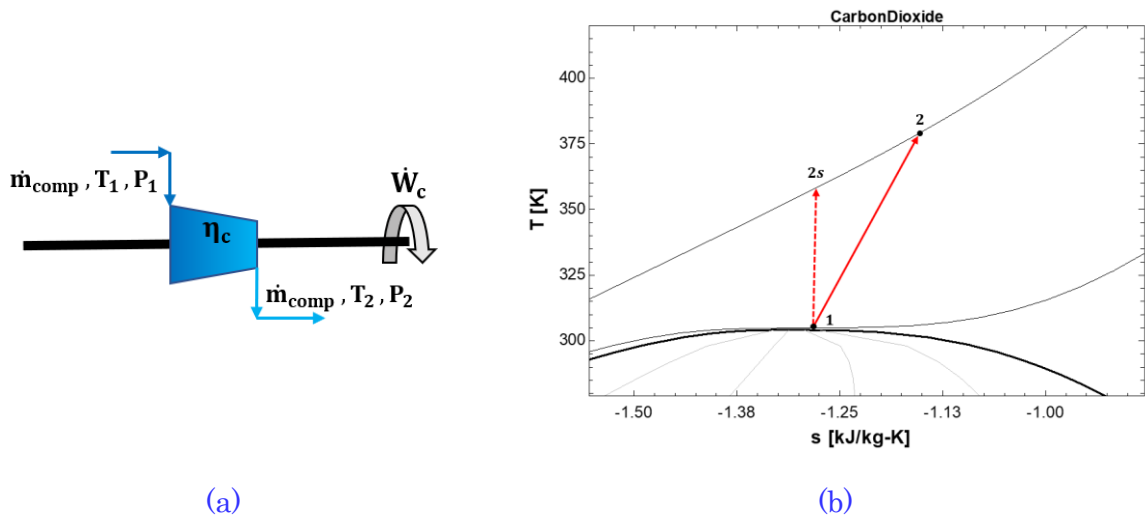


**Figura 4.11:** Descripción en la turbina. (a) Esquema básico de la turbina y (b) Diagrama T-s del proceso de expansión en la turbina.

### Compresor

Este componente aumenta la presión del fluido de trabajo de  $P_1$  a  $P_2$ . Durante el proceso de carga requiere energía externa del motor para funcionar, pero en la descarga la turbina libera toda la energía que requiere. Al igual que en la turbina,

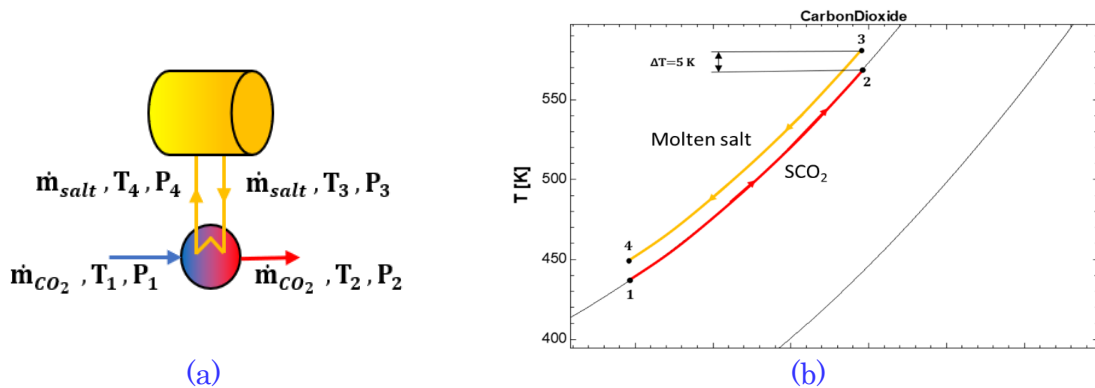
en el compresor tiene lugar un proceso irreversible, por lo que se pierde algo de trabajo en su funcionamiento.



**Figura 4.12:** Descripción en el compresor. (a) Esquema básico del compresor y (b) Diagrama T-s del proceso de compresión.

### Intercambiador de Calor de Alta Temperatura

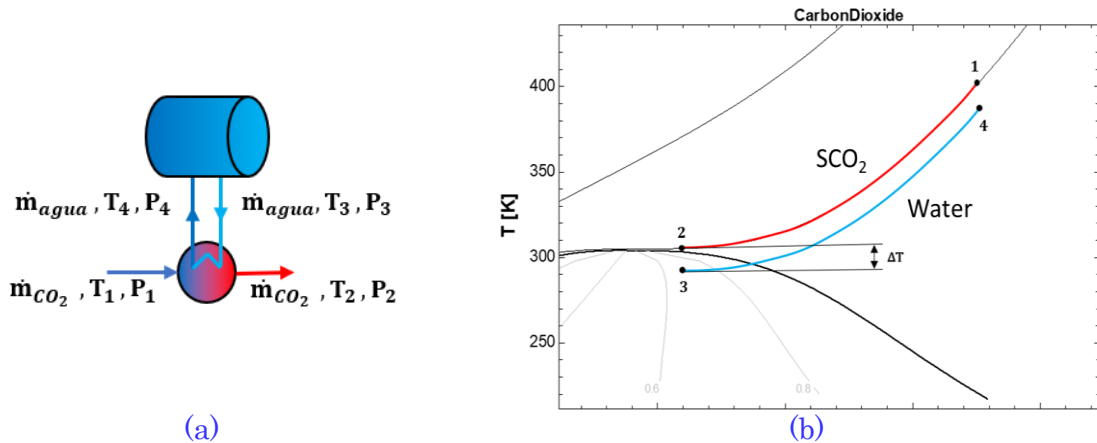
Está ubicado entre el compresor y la turbina y hace posible la transferencia de calor entre el CO<sub>2</sub> supercrítico y la sal fundida de almacenamiento caliente. Se ha elegido la sal solar (60% NaNO<sub>3</sub>, 40% KNO<sub>3</sub>) como sustancia de depósito caliente debido a su bajo costo, capacidad de transferencia de calor y rango de temperatura de operación. Se ha establecido una diferencia de 5 °C entre la salida de CO<sub>2</sub> supercrítico y la entrada de sales fundidas. En la Figura 4.13 se puede observar la evolución de la temperatura de ambos fluidos.



**Figura 4.13:** Descripción en el intercambiador de calor de alta temperatura. (a) Esquema básico del intercambiador de calor de alta temperatura y (b) Evolución de la temperatura en el intercambiador de calor de alta temperatura.

### Intercambiador de Calor de Baja Temperatura

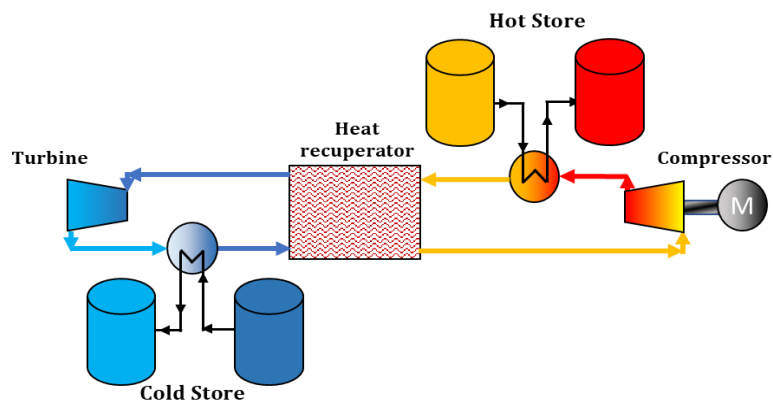
El elemento de la [Figura 4.14 \(a\)](#) ha sido modelado como el otro intercambiador de calor, pero esta vez el fluido del depósito es agua presurizada.



**Figura 4.14:** Descripción en el intercambiador de calor de baja temperatura. (a) Esquema básico del intercambiador de calor de baja temperatura y (b) Evolución de la temperatura en el intercambiador de calor de baja temperatura.

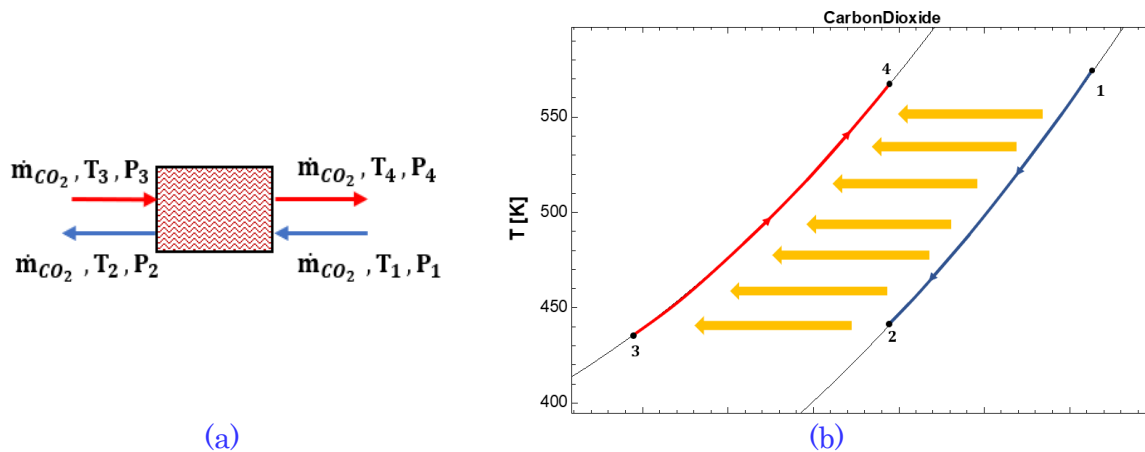
### Recuperador de Calor

Para mejorar la eficiencia térmica del ciclo se ha añadido una unidad de recuperación de calor con se indica en la [Figura 4.15](#).



**Figura 4.15:** Diseño final del ciclo de carga con el recuperador de calor.

Por un lado, parte de las pérdidas de calor se reintroducen en el sistema, reduciendo la necesidad de ciclos de refrigeración. Por otro lado, el calor reintroducido en el sistema produce una reducción de las necesidades de calor de los intercambiadores de calor principales. El modelado de este elemento es similar al de los otros dos intercambiadores de calor.

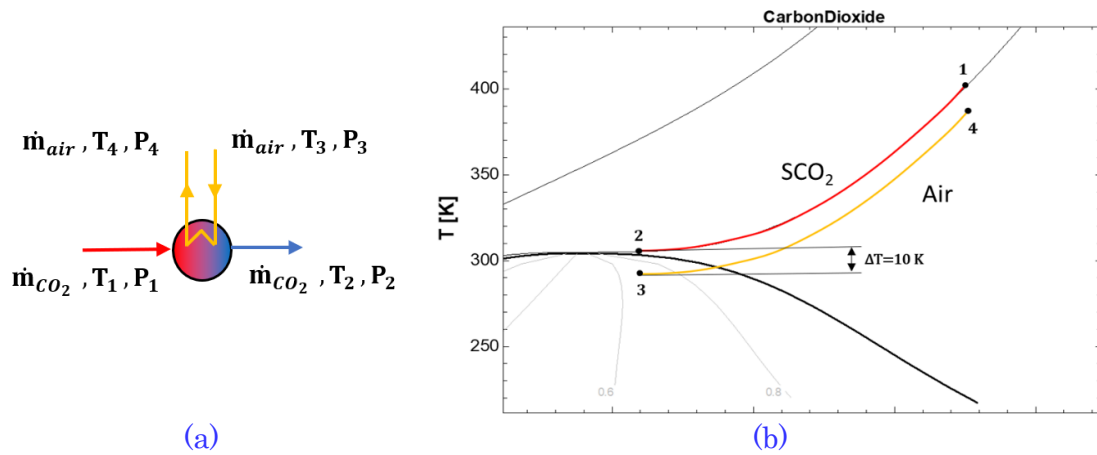


**Figura 4.16:** Descripción del recuperador de calor. (a) Esquema básico del recuperador de calor y (b) Evolución de la temperatura en el recuperador de calor.

### *Precooler*

Hay algo de calor residual en el ciclo que debe eliminarse porque no se puede aprovechar. En este caso, el preenfriador es el encargado de eliminar este calor mediante un sistema de refrigeración por aire seco.

El objetivo de utilizar este sistema es evitar la necesidad de agua, permitiendo ubicar los PTES en zonas de bajos recursos hídricos. Como se trata de otro intercambiador de calor, las ecuaciones que lo modelan son en su mayoría las mismas que las de los otros intercambiadores de calor.



**Figura 4.17:** Descripción del precoolero. (a) Esquema básico del precoolero y (b) Evolución de la temperatura en el precoolero.

#### 4.2.2. Proceso de Optimización

En el proceso de optimización y para obtener el mejor ciclo en términos de eficiencia y coste, se han simulado y analizado más de 200.000 casos. En primer lugar, se establecieron los rangos de operación de las variables. Luego, todas estas combinaciones fueron simuladas en el programa EES (Engineering Equation Solver) para obtener la mayor eficiencia y el menor costo.

**Tabla 4.3:** Parámetros de entrada

Variable	Rangos	Unidades
Temperatura de entrada a la turbina	783,15 - 993,15	[K]
Temperatura de entrada al compresor	314,1 - 319,1	[K]
Charge compression ratio	2,36 - 3,86	-
Discharge compression ratio	2,36 - 3,86	-
Presión mínima del ciclo	74 - 85	[bar]

Los valores de temperatura de entrada de la turbina se basan en la temperatura máxima de la sal fundida. La temperatura de entrada del compresor se selecciona en función de la temperatura del punto crítico de CO<sub>2</sub> (304,15 K) más un margen de 10 °C. Dado que existen importantes inestabilidades cerca del punto crítico, es imperativo evitarlas. La relación de compresión se ha definido teniendo en cuenta la tabla de costes de McTigue et al., [2020]. Por el contrario, la presión mínima varía entre el punto crítico y 85 bar porque valores más altos no implican una mejor eficiencia global.

Algunos casos fueron descartados por excesiva presión de trabajo, eficiencias globales inferiores al 65% u otras imposibilidades. Una vez generados todos los casos posibles del ciclo termodinámico, se aplicaron ecuaciones de costos a cada uno de ellos.

Los cálculos de costos se estimaron en base a diferentes artículos (Carlson et al., [2017], Weiland et al., [2019] y Frate et al., [2020]) sobre sistemas PTES y ciclos Brayton s-CO<sub>2</sub>. Estos parámetros se introducen en la ecuación 53 para obtener el costo de cada componente:

$$C = a \cdot SP^b \cdot f_T \quad (53)$$

Siendo  $a$  y  $b$ , parámetros obtenidos del estudio de Weiland et al., [2019],  $SP$  es el parámetro de escala y  $f_T$  (Ec. 54) un factor de corrección que se puede calcular usando:

$$f_T = \begin{cases} 1 & \text{if } T_{max}^* < 550^\circ\text{C} \\ 1 + c(T_{max} - 550^\circ\text{C}) + d(T_{max} - 550^\circ\text{C})^2 & \text{if } T_{max}^* > 550^\circ\text{C} \end{cases} \quad (54)$$

\*  $T_{max}$  es la temperatura máxima que soporta cada componente.

En el estudio propuesto por Carlson et al., [2017] se utilizó para obtener el costo de los intercambiadores de calor de almacenamiento alto y bajo. El estudio establece que el costo depende de los parámetros de la conductancia total del recuperador de calor para cada intercambiador, cuyos valores en el presente estudio se muestran en la Tabla xx. Además, del artículo de Delise et al., [2020] se ha extraído el precio de los tanques del embalse. Para el almacenamiento en frío se seleccionaron dos AISI 516 gr 70 (204 €/m<sup>3</sup>) y para el almacenamiento en caliente, como las

temperaturas son considerablemente más altas, se necesitaron tanques más caros, AISI SS 321H (510 €/m<sup>3</sup>).

Sin embargo, el factor clave que determina la configuración tecno-económica óptima de PTES no es el coste total sino el LCOS. El LCOS cuantifica el costo descontado por unidad de electricidad descargada para una tecnología y aplicación de almacenamiento específicas (Ec. 55). Por lo tanto, la métrica tiene en cuenta todos los parámetros técnicos y económicos que afectan el coste de la vida útil de la descarga de la electricidad almacenada. Es directamente comparable al costo nivelado de electricidad (LCOE) para las tecnologías de generación y representa una herramienta adecuada para comparar los costos de las tecnologías de almacenamiento de electricidad.

$$LCOS = \frac{Investment\ cost + \sum_n^N \frac{O\&M\ cost}{(1+r)^n} + \sum_n^N \frac{Charging\ cost}{(1+r)^n} + \frac{End - of - life\ cost}{(1+r)^{N+1}}}{\sum_n^N \frac{Elec_{Discharged}}{(1+r)^n}} \quad (55)$$

Donde N es la vida útil de la planta (30 años), r es la tasa de descuento (8%), el precio de la electricidad es 55\$/MWh, el número de ciclos por año es 350 y la energía generada por año es 33250 MWh/año.

### 4.2.3. Discusión de Resultados

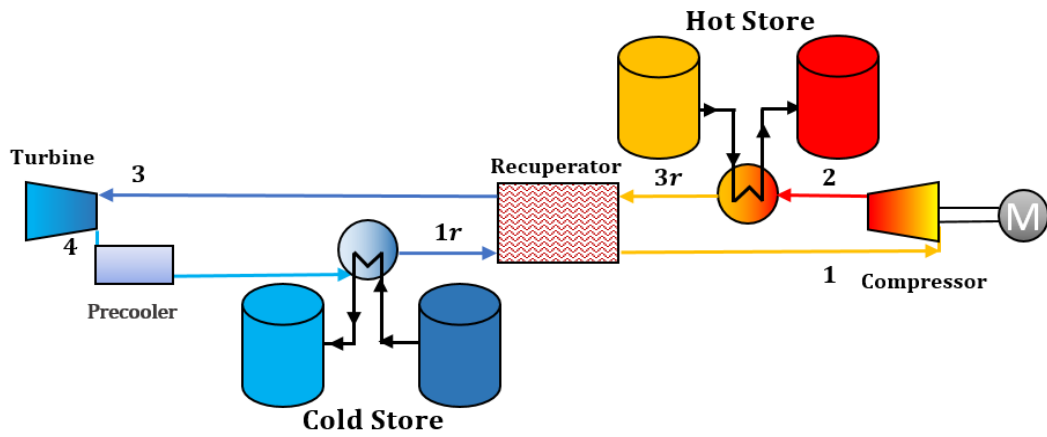
Se presenta el diseño del ciclo final y los valores de las variables que se han obtenido para esta investigación. Después de analizar cuidadosamente el ciclo de configuración básica explicado anteriormente, se realizaron algunas modificaciones para mejorar la eficiencia térmica y el costo general del ciclo.

En primer lugar, se ha añadido una unidad de recuperación de calor que aporta varias ventajas. La configuración básica requeriría, por un lado, varios intercambiadores de calor y al menos dos acumuladores térmicos para sistemas de almacenamiento de frío y calor. No existen fluidos económicos capaces de trabajar en un gradiente de temperatura tan amplio. Así, la implementación de un recuperador reduce el número de intercambiadores de calor, su tamaño y los

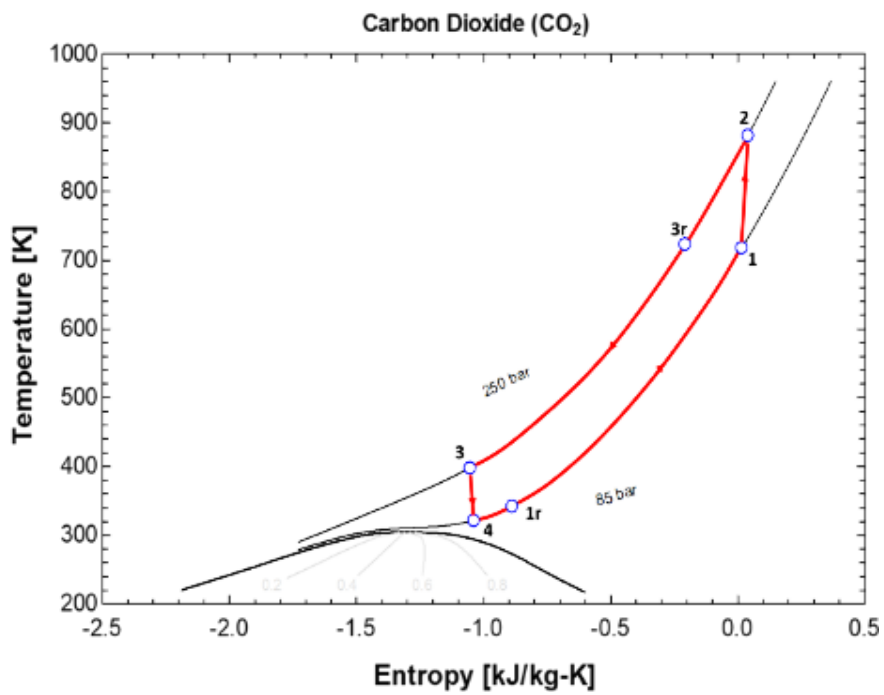
medios de almacenamiento térmico. En consecuencia, el fluido de transferencia de calor utilizado para el tanque de almacenamiento en caliente es sal solar debido a la temperatura alcanzada en este punto, mientras que el fluido para el tanque de almacenamiento en frío es agua a presión. Por otro lado, al almacenarse menos energía durante las dos fases, las pérdidas térmicas serán menores.

Además, durante la fase de descarga, es necesario eliminar parte del calor residual del ciclo porque no se puede aprovechar. En este caso práctico, un preenfriador será el encargado de eliminar este calor empleando un sistema de refrigeración por aire seco.

Los esquemas finales de carga y descarga y sus correspondientes gráficos de temperatura-entropía se pueden ver en la [Figura 4.18](#) y [Figura 4.19](#). Las líneas negras representadas en los gráficos T-s son las curvas isobáricas de trabajo para el dióxido de carbono.

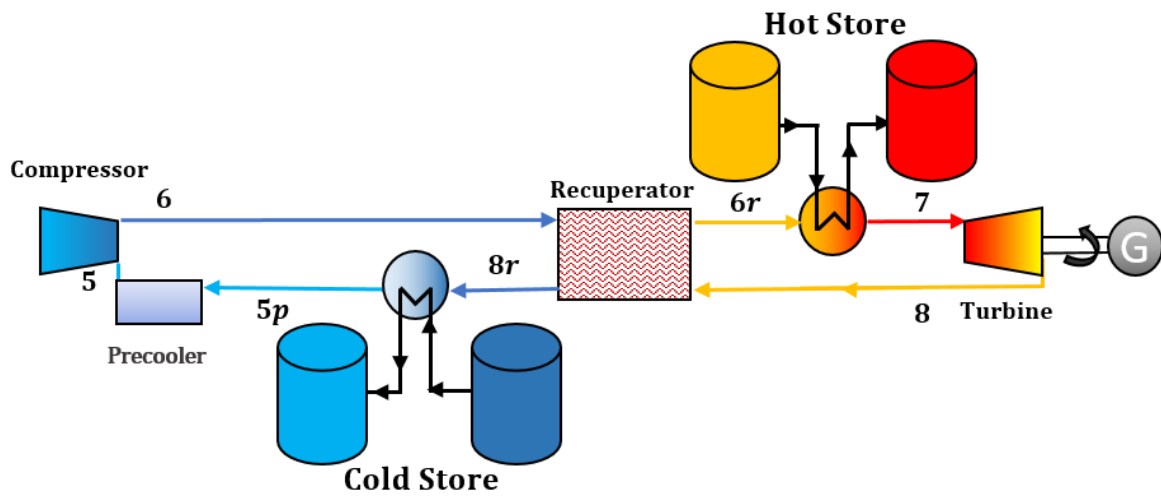


(a)

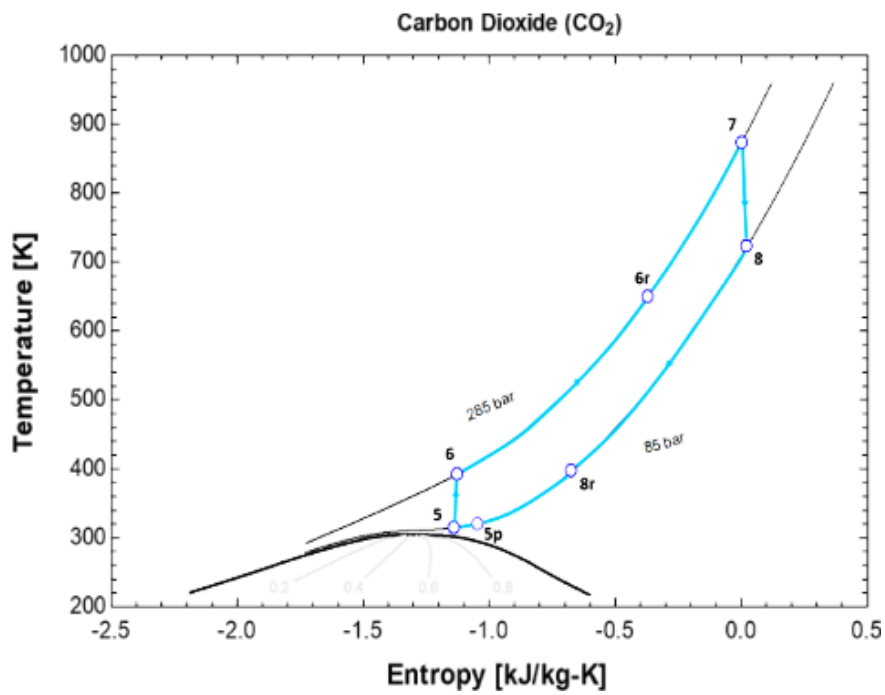


(b)

**Figura 4.18:** PTES. (a) Ciclo de carga propuesto y (b) Gráfico Temperatura vs entropía para la etapa de carga del ciclo.



(a)



(b)

**Figura 4.19:** PTES. (a) Ciclo de descarga propuesto y (b) Gráfico Temperatura vs entropía para la etapa de descarga del ciclo.

Los principales resultados de los parámetros del ciclo y dimensionamiento de los equipos se presentan en la [Tabla 4.4](#) y [Tabla 4.5](#), mientras que el desglose de costos se muestra en la [Tabla 4.6](#).

**Tabla 4.4:** Valores finales de las variables principales

	<b>Carga</b>	<b>Descarga</b>	<b>General</b>		
<b>Pressure ratio</b>	3,785	3,785	<b>Round-trip efficiency</b>	59.63%	
<b>Compression power</b>	18221 kW	15364 kW	<b>Lowest CO<sub>2</sub> pressure</b>	75 bar	
<b>Turbine power</b>	4304 kW	5364 kW		<b>Molten salt</b>	<b>Water</b>
<b>Net power</b>	13916 kW	10000 kW	<b>Total mass</b>	2,02e6 kg	1,06e6 kg
<b>Turbine inlet temperature</b>	420 K	873,2 K	<b>Lower temperature Storage fluid volume</b>	1102 m <sup>3</sup>	1083 m <sup>3</sup>
<b>Compressor inlet temperature</b>	708,3 K	314,1 K	<b>Higher temperature storage fluid volume</b>	1189 m <sup>3</sup>	1127 m <sup>3</sup>
<b>CO<sub>2</sub> flow rate</b>	79,67 kg/s	83,38 kg/s	<b>Stored heat power</b>	6771 kW	6891 kW

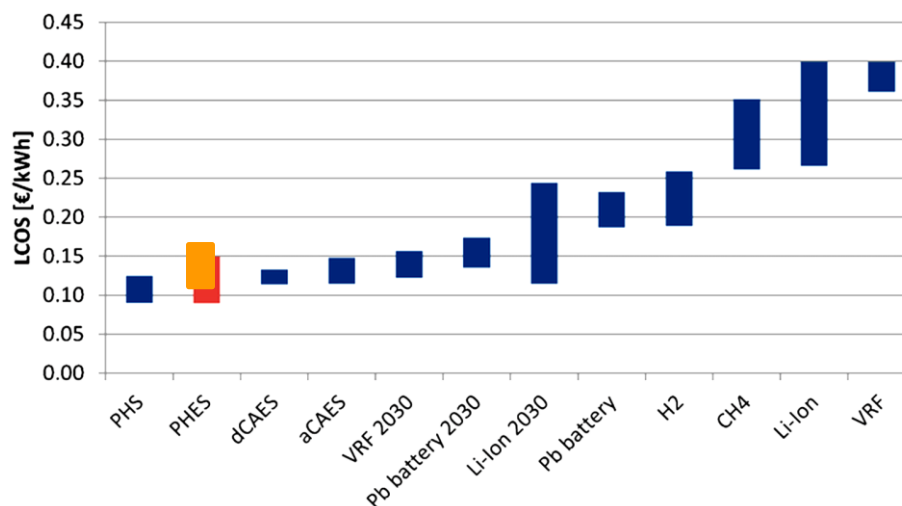
**Tabla 4.5:** Transmitancia térmica multiplicada por el área de contacto de cada intercambiador de calor.

	<b>Thermal transmittance x Contact area U · A [kW/K]</b>
<b>CO<sub>2</sub>-Water exchanger</b>	312,3
<b>CO<sub>2</sub>-Molten salt exchanger</b>	946,1
<b>Recuperator (charge)</b>	1496
<b>Recuperator (discharge)</b>	1277

**Tabla 4.6:** Desglose de costes

	<b>COST [\$ USD]</b>
<b>Recuperator</b>	\$2,251,825.28
<b>Radial Turbines</b>	\$2,642,105.17
<b>Axial Turbines</b>	\$854,643.68
<b>IG centrifugal compressor</b>	\$3,518,812.03
<b>Gearboxes</b>	\$310,358.55
<b>Generators</b>	\$383,113.87
<b>Synchronous motors</b>	\$886,757.73
<b>Hot tank</b>	\$606,390.00
<b>Cold tank</b>	\$229,908.00
<b>CO<sub>2</sub>-Molten salt heat exchanger</b>	\$946,100.00
<b>CO<sub>2</sub>-Water heat exchanger</b>	\$312,300.00
<b>Air Cooler</b>	\$38,959.12
<b>Pumps</b>	\$90,000.00
<b>PARTIAL COSTS</b>	\$9,542,410.53
<b>Piping</b>	\$1,288,225.42
<b>CAPEX</b>	\$10,830,635.96
<b>OPEX</b>	\$310,128.34

El plan óptimo presenta un LCOS de 0,137 €/kWh. Es muy interesante comparar los PTES diseñados y otros sistemas similares como el de Smallbone et al., [2017] y Schmidt et al., [2019] con otras soluciones de almacenamiento de energía, cuyos LCOS se muestran en la [Figura 4.20](#).



**Figura 4.20:** PTES. Costos de operación de acuerdo a las tecnologías de almacenamientos disponibles en el mercado.

Como se puede observar en la [Figura 4.20](#), este valor sitúa a la PTES de esta investigación como una de las tecnologías más rentables. Los mejores casos de PHS (hidroelectricidad de almacenamiento por bombeo) y PHES (almacenamiento eléctrico de calor por bombeo) solo superan la marca. El costo inicial es mucho mayor para ambas tecnologías y las condiciones geográficas son particulares y raras. Sin embargo, si se tiene en cuenta que las eficiencias de la turbomáquina para potencias de 10 MW son 0,80 y 0,85 (compresor y turbina, respectivamente), el valor de eficiencia es del 50,16% y el LCOS es de 0,154 €/kWh.

Finalmente, este trabajo tuvo como objetivo determinar si los sistemas PTES, específicamente aquellos que trabajan con CO<sub>2</sub> supercrítico, eran lo suficientemente competitivos entre las soluciones de almacenamiento de energía. En primer lugar, la capacidad de esta tecnología para instalarse casi en cualquier lugar supone una clara ventaja sobre las mejores alternativas rentables hasta el momento. Además, su rendimiento no disminuye después de una larga secuencia de ciclos, a diferencia de las baterías químicas. Otro dato importante es que el tamaño de sus componentes no supone problemas logísticos en su transporte y permite un fácil escalado energético. Sin embargo, no sólo la tecnología por sí sola es favorable, sino que el 59,63% de eficiencia y los resultados de 0,137 €/kWh convierten a esta tecnología en una fuerte candidata a ser la solución energética del futuro.

Este sistema presenta factores diferenciales respecto a sus competidores: Ausencia de condiciones geográficas, bajo desgaste por ciclo de trabajo y menor coste inicial que otras tecnologías de bajo LCOS. El tamaño de sus componentes no supone problemas logísticos en su transporte y permite un fácil escalado energético.



## 5. Conclusiones y Trabajos Futuros

En este trabajo se ha llevado a cabo un análisis a detalle de los ciclos Brayton de Recompresión (RCC), Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal (RCMCI) y Enfriamiento Parcial con Recompresión (PCRC) trabajando con CO<sub>2</sub> puro, cuatro mezclas a base de CO<sub>2</sub> para aplicaciones de energía solar de concentración y tres mezclas para aplicaciones marinas. Se ha estudiado el efecto del fluido de trabajo, el tamaño térmico (UA), la temperatura de entrada de la turbina (TIT) y la temperatura de entrada del compresor (CIT), sobre la eficiencia del ciclo. Aplicando una metodología termodinámica avanzada, se ha discriminado cómo cada uno de estos parámetros afectan en la eficiencia del ciclo dando lugar a una serie de conclusiones y de trabajos futuros que se indican en las siguientes páginas.

### 5.1. Conclusiones

Esta tesis ha presentado un enfoque sistemático, basado en un análisis de generación entrópica exhaustivo, para seleccionar una mezcla binaria a base de CO<sub>2</sub> y una topología de ciclo Brayton supercrítico que tenga el mejor comportamiento en términos de eficiencia térmica para aplicaciones de energía solar concentrada y propulsión marina. Además, la comparación entre las tres topologías caracterizadas por diferentes parámetros de entrada y condiciones iniciales aportan una complejidad al estudio. En consecuencia, a lo largo de este trabajo se ha realizado una evaluación del rendimiento del ciclo variando la temperatura de entrada al compresor, temperatura de entrada a la turbina y el tamaño térmico con el objetivo principal de conocer que mezclas que aumentan o disminuyen la temperatura crítica ayudan a conseguir las mismas o mejores prestaciones en una topología simple que el CO<sub>2</sub> puro utilizado como fluido de trabajo en una topología más compleja.

Considerando la comparación termodinámica presentada en el Capítulo 3, los valores considerados la eficiencia de la turbomaquinaria son considerados consistentes con la información disponible en la literatura, con ello se realiza el

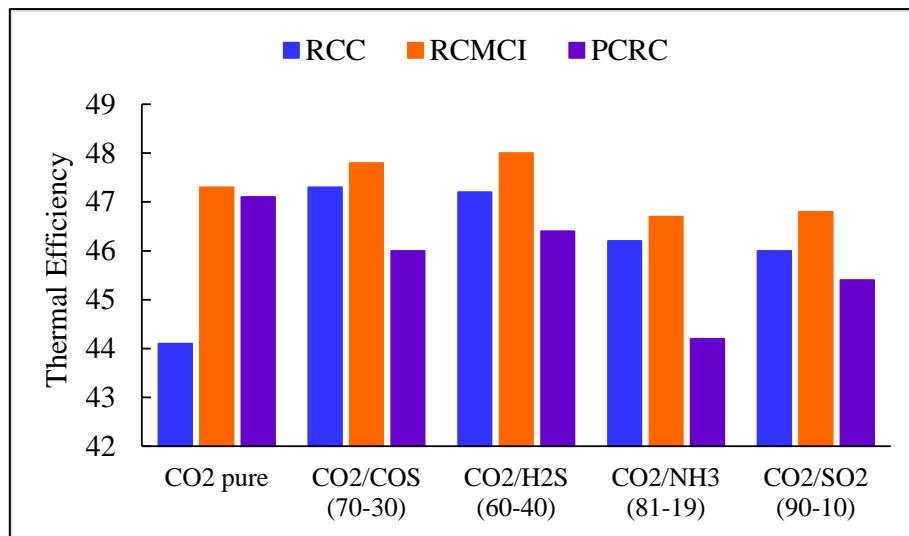
análisis del mejor rendimiento de las mezclas en los ciclos de potencia Brayton supercríticos que resulta de la combinación de dos fenómenos, por un lado, la eficiencia de los Ciclos I y II; por otro lado, el desequilibrio de calor específico entre las isóbaras de alta y baja presión, que determinan la necesidad de una recompresión en las topologías. De esta manera las capacidades caloríficas en el lado frío se equilibran después de desviar más flujo másico al compresor.

Por lo tanto, cuanto mayor sea el caudal másico desviado al compresor, mejor se compensará el desequilibrio de la capacidad calorífica en el calor intercambiado en el recuperador de calor de baja temperatura. Sin embargo, el análisis descrito al principio del Apartado 3 refiere a que la eficiencia se ve penalizada porque se produce más trabajo en el ciclo menos eficiente (Ciclo II). El desarrollo del estudio indica que las irreversibilidades de los ciclos se reducen significativamente al aumentar el tamaño térmico (UA), porque esto mejora el proceso de transferencia de calor en el regenerador, que se ha identificado como la principal causa de irreversibilidad en todos los ciclos. Además, el estudio demuestra que una alta temperatura de entrada a la turbina (TIT) favorece la eficiencia porque tiende a aumentar la temperatura de absorción de calor y por lo tanto la eficiencia equivalente de Carnot. Y reducir la temperatura de entrada al compresor (CIT) aumenta la eficiencia del ciclo en las topologías de Recompresión y Recompresión con Enfriamiento en el Compresor Principal porque tiende a reducir la temperatura de rechazo de calor, favoreciendo la eficiencia de Carnot equivalente.

**Tabla 5.1:** Comparación de eficiencias para UA = 5 MW/K, CIT = 51 °C y TIT = 700 °C.

Fluidos	<i>RCC</i> $\eta_{real}$ [%]	<i>RCMCI</i> $\eta_{real}$ [%]	<i>PCRC</i> $\eta_{real}$ [%]
CO <sub>2</sub> puro	44.1	47.3	47.1
CO <sub>2</sub> /COS (70-30)	47.3	47.8	46
CO <sub>2</sub> /H <sub>2</sub> S (60-40)	47.2	48	46.4
CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub> (81-19)	46.2	46.7	44.2
CO <sub>2</sub> /SO <sub>2</sub> (90-10)	46	46.8	45.4

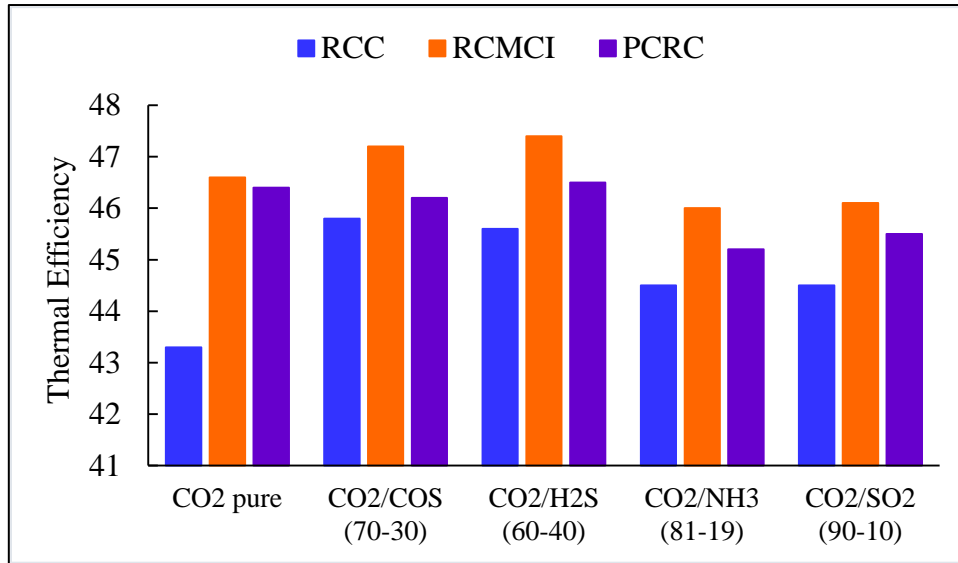
Los resultados que respaldan estas conclusiones se resumen en [Tabla 5.1](#), [Tabla 5.2](#) y [Tabla 5.3](#), en donde se muestran de los valores representativos de eficiencia térmica para el caso de tamaño térmico  $UA = 5 \text{ MW/K}$ , temperatura de entrada al compresor  $CIT = 51 \text{ °C} - 60 \text{ °C}$  y temperatura de entrada a la turbina  $TIT = 700 \text{ °C}$ , que, de igual manera se muestran en [Figura 5.1](#), [Figura 5.2](#) y [Figura 5.3](#). Las tendencias se mantienen similares para los otros valores de  $UA$  y  $TIT$ .



**Figura 5.1:** Comparación de eficiencias para  $UA = 5 \text{ MW/K}$ ,  $CIT = 51 \text{ °C}$  y  $TIT = 700 \text{ °C}$ .

**Tabla 5.2:** Comparación de eficiencias para  $UA = 5 \text{ MW/K}$ ,  $CIT = 55 \text{ °C}$  y  $TIT = 700 \text{ °C}$ .

Fluidos	<i>RCC</i> $\eta_{real}$ [%]	<i>RCMCI</i> $\eta_{real}$ [%]	<i>PCRC</i> $\eta_{real}$ [%]
CO <sub>2</sub> puro	43.3	46.6	46.4
CO <sub>2</sub> /COS (70-30)	45.8	47.2	46.2
CO <sub>2</sub> /H <sub>2</sub> S (60-40)	45.6	47.4	46.5
CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub> (81-19)	44.5	46	45.2
CO <sub>2</sub> /SO <sub>2</sub> (90-10)	44.5	46.1	45.5

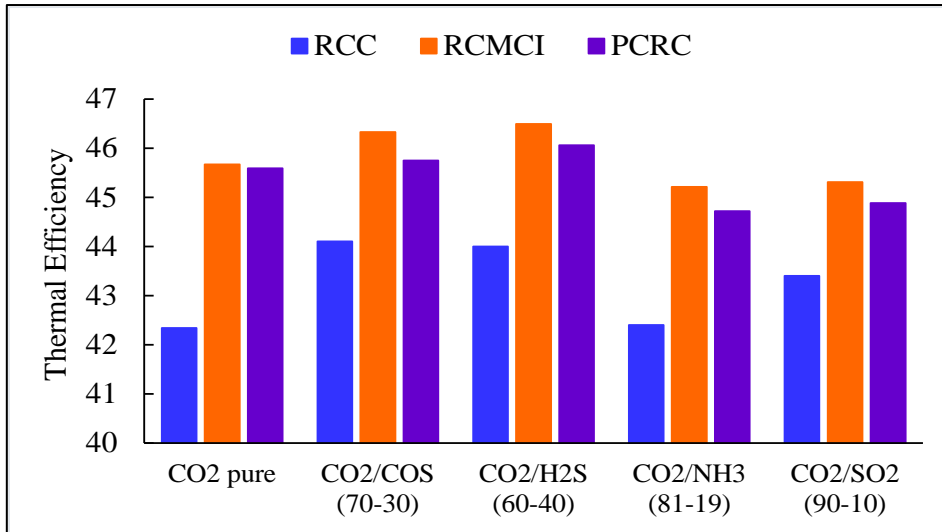


**Figura 5.2:** Comparación de eficiencias para  $UA = 5 \text{ MW/K}$ ,  $CIT = 55 \text{ °C}$  y  $TIT = 700 \text{ °C}$ .

Los resultados mostrados en la [Figura 5.1](#), [Figura 5.2](#) y [Figura 5.3](#) muestran que a medida que se aumenta la temperatura de entrada al compresor la brecha entre las eficiencias obtenidas por las mezclas es mayor en relación a la obtenida por el  $\text{CO}_2$  puro. A pesar de que el punto crítico de las mezclas en esas fracciones molares es de alrededor de  $324.15 \text{ K}$  ( $51 \text{ °C}$ ) que es donde se consigue la mejor eficiencia, el alejarse unos grados centígrados más afecta en menor medida la eficiencia de las mezclas en las topologías RCMCI y PCRC. Sin embargo, en la topología de RCC, la eficiencia de las mezclas se ve más afectada al alejarse del punto crítico que la eficiencia del  $\text{CO}_2$  puro.

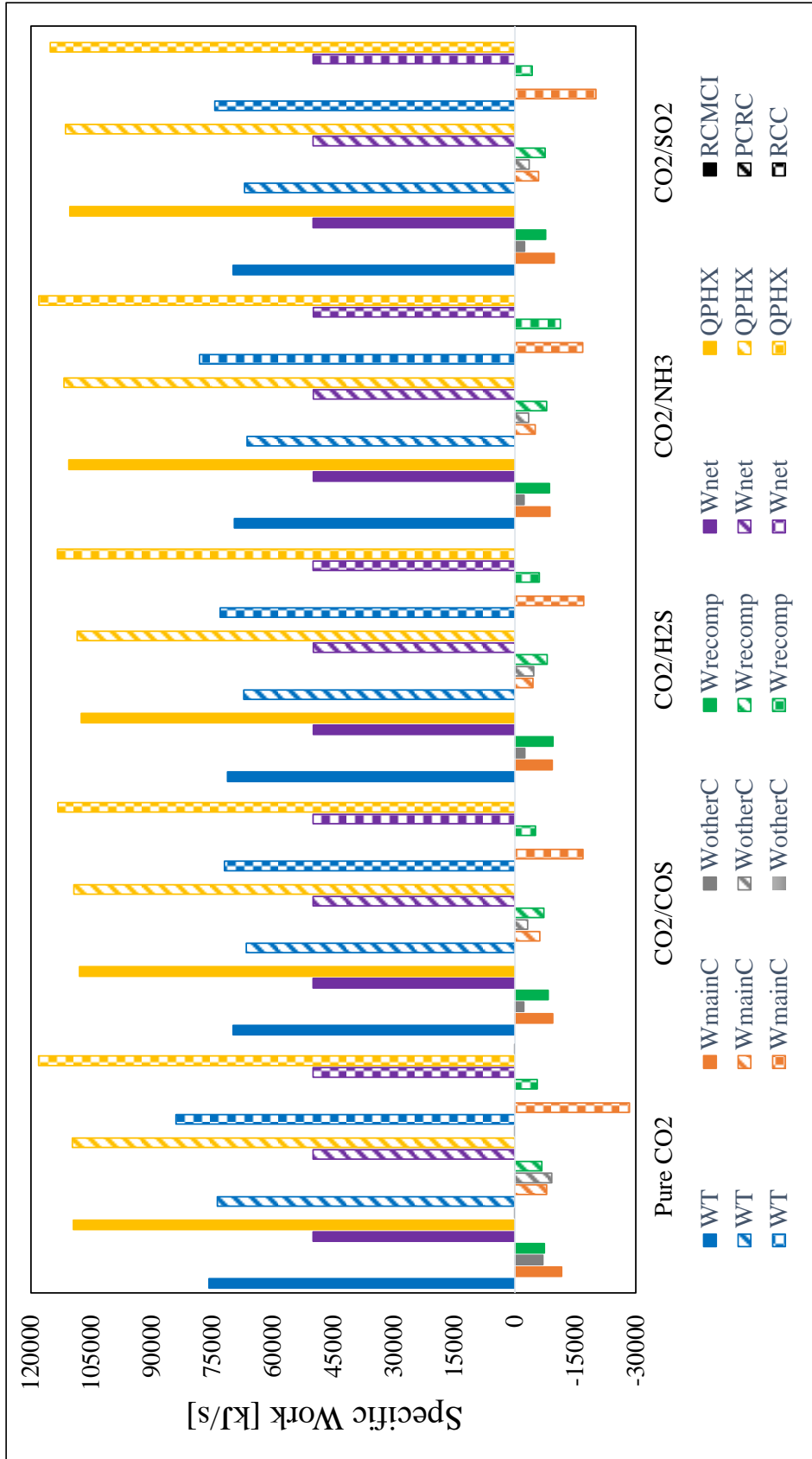
**Tabla 5.3:** Comparación de eficiencias para  $UA = 5 \text{ MW/K}$ ,  $CIT = 60 \text{ °C}$  y  $TIT = 700 \text{ °C}$ .

Fluidos	<i>RCC</i> $\eta_{real} [\%]$	<i>RCMCI</i> $\eta_{real} [\%]$	<i>PCRC</i> $\eta_{real} [\%]$
CO <sub>2</sub> puro	42.34	45.67	45.59
CO <sub>2</sub> /COS (70-30)	44.1	46.33	45.75
CO <sub>2</sub> /H <sub>2</sub> S (60-40)	44	46.49	46.06
CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub> (81-19)	42.4	45.21	44.72
CO <sub>2</sub> /SO <sub>2</sub> (90-10)	43.4	45.31	44.88



**Figura 5.3:** Comparación de eficiencias para  $UA = 5 \text{ MW/K}$ ,  $CIT = 60 \text{ °C}$  y  $TIT = 700 \text{ °C}$ .

Para estudiar el efecto de las diferentes mezclas se ha analizado el comportamiento de cada componente en términos de trabajo específico. La [Figura 5.2](#) muestra este análisis para las topologías RCC, RCMCI y PCRC para tres parámetros específicos. Los demás resultados y valores se muestran en el [Apéndice D](#).



**Figura 5.4:** Trabajo específico de los ciclos Brayton RCC, RCMCI y PCRC para las mezclas estudiadas con  $UA = 5 \text{ MW/K}$ ,  $CIT = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $TIT = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ .

De este modo, de la [Figura 5.2](#) se puede indicar varios miramientos al respecto:

- En la turbina (WT, color azul). El CO<sub>2</sub> puro proporciona un mayor trabajo específico de este componente, 6,05% mayor que CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S y 8,25% mayor que CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> en la configuración RCMCI. Lo mismo ocurre con la configuración PCRC, el CO<sub>2</sub> alcanza el valor más alto, un 8,84% superior al CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S y un 9,97% superior al CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>. Mientras que en la configuración RCC, el CO<sub>2</sub> alcanza un 6.98 % superior al CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> y un 14.27% superior al CO<sub>2</sub>/COS.
- Intercambiador de calor primario (QPHX, color amarillo). En la configuración RCMCI, el resultado con CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S es un 1,78% menor que el CO<sub>2</sub> puro, y un 1% mayor con CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> que el CO<sub>2</sub> puro. En la configuración PCRC, este resultado cambia a 1,05% menos y 1,90% más, respectivamente. Mientras que en la configuración RCC el resultado con CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> es un 0.08% menor que con el CO<sub>2</sub> puro, y un 4.05% menor con CO<sub>2</sub>/COS que con CO<sub>2</sub> puro.
- Compresor principal (WmainC, color naranja). En la configuración RCMCI, el compresor principal requiere un 15,75% y un 25% menos de trabajo que el CO<sub>2</sub> puro, funcionando con NH<sub>3</sub> y SO<sub>2</sub> respectivamente. Para la configuración PCRC con CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S requiere un 21,52% y un 42,67% menos de trabajo, respectivamente. Mientras que, en la configuración RCC se requiere un 40.05% y 40.58% menos de trabajo funcionando con H<sub>2</sub>S y COS respectivamente.
- Segundo compresor (WotherC, color gris). En la configuración RCMCI el trabajo del segundo compresor es un 68,31% y un 63,95% menor para CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S respectivamente en comparación con el CO<sub>2</sub> puro. En las configuraciones PCRC el trabajo es inferior en un 65,06% y un 48,64%.
- Recompresor (Wrecomp, color verde). El trabajo de recompresión con CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S es mayor en un 12,95% y un 29,70% respectivamente en la configuración RCMCI, y un 7,65% y un 19,68% respectivamente en PCRC en comparación con el CO<sub>2</sub> puro. Mientras que, en la configuración RCC es menor un 8.10% con CO<sub>2</sub>/COS y mayor un 8.52% con CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S.

Se han estudiado mezclas que bajan el punto crítico y otras que suben el punto crítico del CO<sub>2</sub> con lo cual aparece la generalidad de aplicaciones, el ámbito

energético de concentración de energía solar en condiciones climatológicas adversas y un ámbito más agradable en su foco frío como es la propulsión marítima.

### **Ciclo de Recompresión**

En esta topología, para aplicaciones de energía solar concentrada, se mantiene la tendencia:  $\eta_{COS} > \eta_{H_2S} > \eta_{NH_3} > \eta_{SO_2}$  si la temperatura de entrada al compresor es 51 °C y la temperatura de entrada a la turbina es de 550 °C. Si aumenta la temperatura de entrada al compresor entre 51 °C y 55°C la tendencia se mantiene, sin embargo, si se aumenta de 55 °C a 60 °C la tendencia cambia por:  $\eta_{COS} > \eta_{H_2S} > \eta_{SO_2} > \eta_{NH_3}$ . Lo mismo ocurre al aumentar la temperatura de entrada a la turbina, si ésta se encuentra entre 550 °C y 700°C se mantiene la primera tendencia, sin embargo, si aumenta de 700 °C a 900 °C la tendencia nuevamente. Los valores de eficiencia alcanzados por la mejor mezcla, CO<sub>2</sub>/COS, varían entre 47.3% y 44.1% si aumenta temperatura de entrada al compresor entre 51 °C y 60 °C manteniendo la temperatura de entrada a la turbina en 700 °C. Mientras que, si aumenta la temperatura de entrada a la turbina entre 550 °C y 900 °C los valores de eficiencia se encuentran entre 37.1% y 51.8% manteniendo la temperatura de entrada al compresor en 60 °C.

En cambio, para aplicaciones marinas, la mezcla que mejor se comporta en este tipo de topologías es la CO<sub>2</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> en fracción molar 0.85/0.15 donde su temperatura crítica es de alrededor de 36 °C. La mezcla tiene un mejor comportamiento cuando el tamaño térmico en el recuperador de calor es 15MW/K alcanzado una eficiencia de 45.33 %, un 0.53% mayor que el alcanzado por el CO<sub>2</sub> puro, que logra una eficiencia de 44.78%.

### **Ciclo de Recompresión con Enfriamiento Intermedio en el Compresor Principal**

En esta topología, en aplicaciones de energía solar concentrada, la tendencia cambia en relación a la anterior, en este caso si la temperatura de entrada al compresor es 51 °C y la temperatura de entrada a la turbina es de 550 °C, la tendencia es:  $\eta_{H_2S} > \eta_{COS} > \eta_{SO_2} > \eta_{NH_3}$ . En este caso, si aumenta la temperatura

de entrada al compresor o la temperatura de entrada a la turbina, la tendencia se mantiene. Sin embargo, el aumento de la temperatura de entrada a la turbina hace que la brecha entre las eficiencias conseguidas por  $\eta_{H_2S}$  y  $\eta_{COS}$  sea mayor; al igual que la brecha entre  $\eta_{SO_2}$  y  $\eta_{NH_3}$ . Los valores de eficiencia alcanzados por la mejor mezcla,  $CO_2/H_2S$ , varían entre 48.1% y 46.5% si aumenta temperatura de entrada al compresor entre 51 °C y 60 °C. Mientras que, si aumenta la temperatura de entrada a la turbina entre 550 °C y 900 °C los valores de eficiencia se encuentran entre 39.5% y 53.8%. Esta topología es la que mayor eficiencia alcanza.

En cambio, para aplicaciones marinas, la mezcla que mejor se comporta en términos de eficiencia es  $CO_2/H_2S$  con una fracción molar de 0,95/0,05. Este valor de fracción molar reubica el punto crítico de la mezcla, en donde su valor de temperatura crítica es cercano a 36 °C. Cuando el tamaño térmico en el recuperador de calor es de 10 MW/K la mezcla alcanza su mayor eficiencia en el ciclo con un valor de 45.7%.

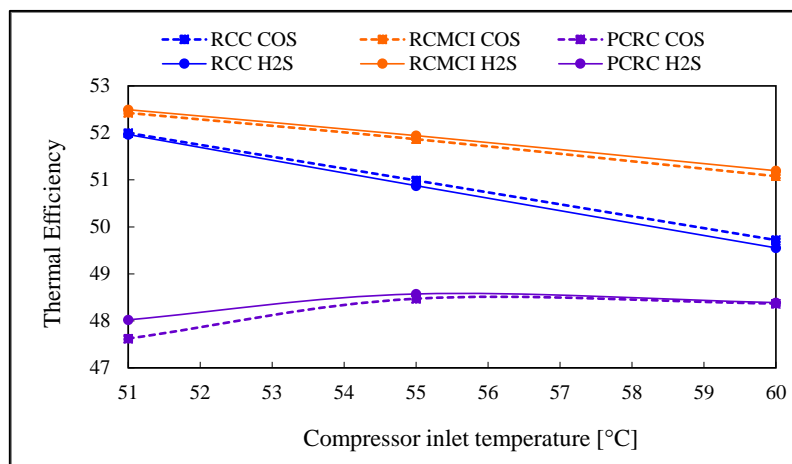
### Ciclo de Enfriamiento Parcial con Recompresión

En esta topología, en aplicaciones de energía solar concentrada, la tendencia es similar a la topología RCMCI, si la temperatura de entrada al compresor es 51 °C y la temperatura de entrada a la turbina es 550 °C la tendencia es:  $\eta_{H_2S} > \eta_{COS} > \eta_{SO_2} > \eta_{NH_3}$ . Al igual que en la topología anterior, si aumenta la temperatura de entrada al compresor o la temperatura de entrada a la turbina, la tendencia se mantiene. Sin embargo, el aumento de la temperatura de entrada a la turbina hace que la brecha entre las eficiencias conseguidas por  $\eta_{H_2S}$  y  $\eta_{COS}$  sea mayor; al igual que la brecha entre  $\eta_{SO_2}$  y  $\eta_{NH_3}$ . Los valores de eficiencia alcanzados por la mejor mezcla,  $CO_2/H_2S$ , varían entre 46.4% y 46.1% si aumenta temperatura de entrada al compresor entre 51 °C y 60 °C. Mientras que, si aumenta la temperatura de entrada a la turbina entre 550 °C y 900 °C los valores de eficiencia se encuentran entre 39% y 52.8%.

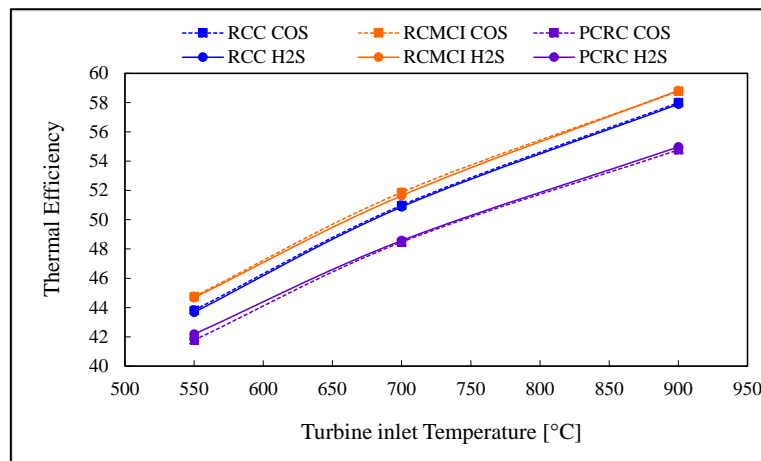
En cambio, para aplicaciones marinas, en esta topología la mezcla que mejor se comporta en términos de eficiencia obtenida en el ciclo es la  $CO_2/CH_4$  con una fracción molar 0,70/0,30. Esta mezcla reubica el punto crítico por debajo del punto crítico del  $CO_2$  puro. Esta mezcla alcanza su mejor valor de eficiencia en 32 °C de

temperatura a la entrada del compresor con un valor de 44.22%, 1.22 puntos porcentuales mayor que el CO<sub>2</sub> puro que alcanza una eficiencia de 42.9%. Sin embargo, la eficiencia lograda por esta mezcla sigue siendo mayor entre valores de 32 °C a 35 °C de temperatura de entrada al compresor en esta topología en comparación con la obtenida por el CO<sub>2</sub> puro.

Finalmente, si se consideran las topologías utilizando mezclas para aplicaciones de energía solar concentrada con una temperatura de entrada al compresor de 51 °C y temperatura de entrada a la turbina 550 °C, la tendencia es:  $\eta_{RCMCI} > \eta_{RCC} > \eta_{PCRC}$ . Sin embargo, si se aumenta la temperatura de entrada al compresor la tendencia cambia a:  $\eta_{RCMCI} > \eta_{PCRC} > \eta_{RCC}$ .



(a)



(b)

**Figura 5.5:** Tendencias de eficiencias de las mezclas con COS y H2S en las topologías RCC, RCMCI y PCRC para un tamaño térmico de 15 MW/K. (a) Eficiencia térmica vs Temperatura de entrada al compresor y (b) Eficiencia térmica vs Temperatura de entrada a la turbina.

En cambio, si se mantienen constantes la temperatura de entrada al compresor y turbina en cualquiera de los tres valores analizados en cada caso y se aumenta el valor del tamaño térmico hasta 15 MW/K, entonces la tendencia de las topologías es:  $\eta_{RCMCI} > \eta_{RCC} > \eta_{PCRC}$  como se muestra en la [Figura 5.5](#).

## 5.2. Trabajos Futuros

De este trabajo se han desencadenado una serie de ideas para trabajos futuros. Por un lado, se debe estudiar la tendencia entre presión crítica, eficiencia equivalente de Carnot e irreversibilidad sobre una serie más grande de mezclas. Esto debe incluir un análisis de la influencia físico-química de las sustancias en el rendimiento termodinámico de los ciclos.

Por otro lado, se debe realizar una evaluación de la compatibilidad química de fluidos con los materiales de los diversos componentes que componen el ciclo. Algunas de las mezclas consideradas en este trabajo son conocidas en la industria y plantean problemas de corrosión que deben evaluarse.

Además, se deben estudiar los modelos transitorios (aproximar la regulación del sistema) que ayudarán a conocer cómo va a trabajar el ciclo a plena carga o a carga parcial. Inclusive, se deben estudiar las tendencias de la eficiencia térmicas cuando se trabaja fuera del punto de diseño.

Estudiar el procedimiento de regulación del sistema y la estrategia de control, así como los procesos de arranque y parada. El comportamiento en transitorios en ciclos más complejos puede hacer que ciclos más simples con menores prestaciones sean más adecuados.

Realizar una evaluación tecno-económica de las topologías RCC, RCMCI y PCRC estudiadas en esta tesis mediante el análisis del coste ponderado de la electricidad (LCOE).

El avance tecnológico de los ciclos Brayton supercríticos dependen en gran medida de las eficiencias alcanzadas por la turbomaquinaria (compresores y turbinas). Por tal motivo se deben seguir estudiando las prestaciones de las topologías y mezclas consideradas según vaya evolucionando la tecnología y estimar su impacto en la eficiencia de estos ciclos de potencia.

Analizar más tipos de intercambiadores de calor, inclusive los intercambiadores de calor de circuito impreso (PCHE) con pérdida de carga, incluyendo la pérdida de carga asociada a conductos que pueden desencadenar en la penalización del rendimiento del ciclo.

Continuar con el estudio del almacenamiento de excedentes de energía eléctrica aprovechando ciclos Brayton supercríticos que funcionen como bomba de calor utilizando mezclas binarias de CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo. Se deben considerar los costes actualizados de los componentes y evaluar el coste ponderado de almacenamiento (LCOS). Además, se debe analizar el comportamiento en modelos transitorios de este sistema.

## Referencias

- 2021 Renewables. Global Status Report REN22, [Online]. Available: <https://www.ren21.net/gsr-2022/>, Accessed 11th July 2023.
- Allegretti, G., Montoya, M. A., Bertussi, L. A. S., & Talamini, E. (2022). When being renewable may not be enough: Typologies of trends in energy and carbon footprint towards sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *168*, 112860. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112860>
- Angelino, G. (July 1, 1968). "Carbon Dioxide Condensation Cycles For Power Production." *ASME. J. Eng. Power.* July 1968; 90(3): 287–295. <https://doi.org/10.1115/1.3609190>
- Bai, W., Li, H., Zhang, X., Qiao, Y., Zhang, C., Gao, W., & Yao, M. (2022). Thermodynamic analysis of CO<sub>2</sub>–SF<sub>6</sub> mixture working fluid supercritical Brayton cycle used for solar power plants. *Energy*, *261*, 124780. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124780>
- Bianchi, G., Besagni, G., Tassou, S. A., & Markides, C. N. (2021). Overview and outlook of research and innovation in energy systems with carbon dioxide as the working fluid. *Applied Thermal Engineering*, *195*, 117180. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117180>
- Binotti, M., Marcoberardino, G. D., Iora, P., Invernizzi, C., & Manzolini, G. (2020, December). SCARABEUS: Supercritical carbon dioxide/alternative fluid blends for efficiency upgrade of solar power plants. In *AIP conference proceedings* (Vol. 2303, No. 1). AIP Publishing. <https://doi.org/10.1063/5.0028799>
- Bouguila, A., & Rachid, S. A. I. D. (2020). Optimization of a Small Scale Concentrated Solar Power Plant Using Rankine Cycle. *Journal of Thermal Engineering*, *6*(3), 268-281. <https://doi.org/10.18186/thermal.711287>
- Carlson, M. D., Middleton, B. M., & Ho, C. K. 2017, June. Techno-economic comparison of solar-driven SCO<sub>2</sub> Brayton cycles using component cost models baselined with vendor data and estimates. In *Energy Sustainability* (Vol. 57595, p. V001T05A009). American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/ES2017-3590>
- Chen, R., Romero, M., González-Aguilar, J., Rovense, F., Rao, Z., & Liao, S. (2021). Design and off-design performance comparison of supercritical carbon dioxide Brayton cycles for particle-based high temperature concentrating solar power plants. *Energy Conversion and Management*, *232*, 113870. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.113870>

- Coco-Enriquez, L. (2017). Nueva generación de centrales termosolares con colectores solares lineales acoplados a ciclos supercríticos de potencia. Tesis (Doctoral), Universidad Politécnica de Madrid. <https://doi.org/10.20868/UPM.thesis.44002>
- Coco-Enríquez, L., Muñoz-Antón, J., & Martínez-Val, J. M. (2017). Dual Loop line-focusing solar power plants with supercritical Brayton power cycles. *International Journal of Hydrogen Energy*, *42*(28), 17664-17680. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.12.128>
- Crespi, F., de Arriba, P. R., Sánchez, D., & Muñoz, A. (2022). Preliminary investigation on the adoption of CO<sub>2</sub>-SO<sub>2</sub> working mixtures in a transcritical Recompression cycle. *Applied Thermal Engineering*, *211*, 118384. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118384>
- Crespi, F., de Arriba, P. R., Sánchez, D., Ayub, A., Di Marcoberardino, G., Invernizzi, C. M., ... & Manzolini, G. (2022). Thermal efficiency gains enabled by using CO<sub>2</sub> mixtures in supercritical power cycles. *Energy*, *238*, 121899. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121899>
- Crespi, F.; Gavagnin, G.; Sánchez, D.; Martínez, G.S. Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: A review. *Appl. Energy* 2017, *195*, 152–183. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.02.048>
- de la Calle, A., Bayon, A., & Too, Y. C. S. (2018). Impact of ambient temperature on supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycle in arid locations: Finding the optimal design conditions. *Energy*, *153*, 1016-1027. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.019>
- Delise, T., Tizzoni, A. C., Menale, C., Telling, M. T. F., Bubbico, R., Crescenzi, T., ... & Licocchia, S. 2020. Technical and economic analysis of a CSP plant presenting a low freezing ternary mixture as storage and transfer fluid. *Applied Energy*, *265*, 114676. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114676>
- Desmond E. Winterbone, Ali Turan, "Advanced Thermodynamics for Engineers", 2nd ed., Butterworth-Heinemann, ISBN 978-0444633736, 2015.
- Di Marcoberardino, G., Morosini, E., Di Bona, D., Chiesa, P., Invernizzi, C., Iora, P., & Manzolini, G. (2022). Experimental characterisation of CO<sub>2</sub>+ C6F6 mixture: Thermal stability and vapour liquid equilibrium test for its application in transcritical power cycle. *Applied Thermal Engineering*, *212*, 118520. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118520>
- Doninelli, M., Morosini, E., Gentile, G., Putelli, L., Di Marcoberardino, G., Binotti, M., & Manzolini, G. (2023). Thermal desalination from rejected heat of power cycles working with CO<sub>2</sub>-based working fluids in CSP application: A focus on the MED technology. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *60*, 103481. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2023.103481>

- Du, Y., Hu, C., Yang, C., Wang, H., & Dong, W. (2022). Size optimization of heat exchanger and thermoeconomic assessment for supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycle applied in marine. *Energy*, *239*, 122306. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122306>
- Dyreby, J. J. (2014). *Modeling the supercritical carbon dioxide Brayton cycle with recompression* (Doctoral dissertation, The University of Wisconsin-Madison). <http://sel.me.wisc.edu/publications/theses/dyreby14.zip>
- Dyreby, J. J., Klein, S. A., Nellis, G. F., & Reindl, D. T. (2013, June). Modeling off-design and part-load performance of supercritical carbon dioxide power cycles. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 55294, p. V008T34A014). American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/GT2013-95824>
- Elmohlawy, A. E., Ochkov, V. F., & Kazandzhan, B. I. (2019). Thermal performance analysis of a concentrated solar power system (CSP) integrated with natural gas combined cycle (NGCC) power plant. *Case Studies in Thermal Engineering*, *14*, 100458. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100458>
- Fan, Y. H., Tang, G. H., Li, X. L., & Yang, D. L. (2022). General and unique issues at multiple scales for supercritical carbon dioxide power system: A review on recent advances. *Energy Conversion and Management*, *268*, 115993. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115993>
- Feher, E.G. (1968). The supercritical thermodynamic power cycle, *Energy Conversion*, Volume 8, Issue 2, Pages 85-90, ISSN 0013-7480, [https://doi.org/10.1016/0013-7480\(68\)90105-8](https://doi.org/10.1016/0013-7480(68)90105-8)
- Fuqiang, W., Ziming, C., Jianyu, T., Yuan, Y., Yong, S., & Linhua, L. (2017). Progress in concentrated solar power technology with parabolic trough collector system: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *79*, 1314-1328. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.174>
- García-Ferrero, J., Merchán, R. P., Santos, M. J., Medina, A., & Hernández, A. C. (2022). Brayton technology for Concentrated Solar Power plants: Comparative analysis of central tower plants and parabolic dish farms. *Energy Conversion and Management*, *271*, 116312. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.115066>
- Gatto, A. (2022). The energy futures we want: A research and policy agenda for energy transitions. *Energy Research & Social Science*, *89*, 102639. <https://doi.org/10.1016/j.erss.2022.102639>
- Gernert, J., Jäger, A., & Span, R. (2014). Calculation of phase equilibria for multi-component mixtures using highly accurate Helmholtz energy equations of state. *Fluid Phase Equilibria*, *375*, 209-218. <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2014.05.012>

- González-Portillo, L.F.; Muñoz-Antón, J.; Martínez-Val, J.M. Thermodynamic analysis of multi-heating cycles working around the critical point. *Appl. Therm. Eng.* **2020**, *174*, 115292. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115292>
- Guo, J. Q., Li, M. J., He, Y. L., Jiang, T., Ma, T., Xu, J. L., & Cao, F. (2022). A systematic review of supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) power cycle for energy industries: Technologies, key issues, and potential prospects. *Energy Conversion and Management*, *258*, 115437. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115437>
- IEA (2022), *World Energy Outlook 2022*, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2022>, License: CC BY 4.0 (report); CC BY NC SA 4.0 (Annex A)
- Kopidakis N. Best research-cell efficiency chart. NREL, 4 Jan. 2021. [Online]. Available: <https://www.nrel.gov/pv/cell-efficiency.html>. [Accessed 25 September 2023].
- Kouloumpis, V., Sobolewski, R. A., & Yan, X. (2020). Performance and life cycle assessment of a small-scale vertical axis wind turbine. *Journal of cleaner production*, *247*, 119520. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.119520>
- Kulhánek, M.; Dostál, V. Thermodynamic Analysis and Comparison of Supercritical Carbon Dioxide Cycles. 2011. Available online: [http://www.sCO2powercyclesymposium.org/resource\\_center/system\\_concepts/thermodynamic-analysis-and-comparison-of-supercritical-carbon-dioxide-cycles](http://www.sCO2powercyclesymposium.org/resource_center/system_concepts/thermodynamic-analysis-and-comparison-of-supercritical-carbon-dioxide-cycles) (accessed on 16 May 2023).
- Lemmon, E. W., & Span, R. (2006). Short fundamental equations of state for 20 industrial fluids. *Journal of Chemical & Engineering Data*, *51*(3), 785-850. <https://doi.org/10.1021/je050186n>
- Lemmon, E.W.; Bell, I.H.; Huber, M.L.; McLinden, M.O. *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP*, Version 10.0; National Institute of Standards and Technology: Gaithersbg, MD, USA, 2018. Available online: <https://www.nist.gov/sites/default/files/documents/2018/05/23/refprop10a.pdf> (accessed on 20 April 2022).
- Liao, G., Liu, L., Jiaqiang, E., Zhang, F., Chen, J., Deng, Y., & Zhu, H. (2019). Effects of technical progress on performance and application of supercritical carbon dioxide power cycle: A review. *Energy conversion and management*, *199*, 111986. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111986>
- Linares, J. I., Montes, M. J., Cantizano, A., & Sánchez, C. (2020). A novel supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton power cycle for power tower concentrating solar plants. *Applied Energy*, *263*, 114644. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114644>

- Liu, Y., Wang, Y., & Huang, D. (2019). Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle: A state-of-the-art review. *Energy*, *189*, 115900. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.115900>
- Liu, Z., Liu, X., Zhang, W., Yang, S., Li, H., & Yang, X. (2022). Thermodynamic analysis on the feasibility of a liquid energy storage system using CO<sub>2</sub>-based mixture as the working fluid. *Energy*, *238*, 121759. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121759>
- Luo, D., & Huang, D. (2020). Thermodynamic and exergoeconomic investigation of various SCO<sub>2</sub> Brayton cycles for next generation nuclear reactors. *Energy Conversion and Management*, *209*, 112649. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112649>
- Manzolini, G., Binotti, M., Bonalumi, D., Invernizzi, C., & Iora, P. (2019). CO<sub>2</sub> mixtures as innovative working fluid in power cycles applied to solar plants. Techno-economic assessment. *Solar Energy*, *181*, 530-544. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.01.015>
- Marinheiro, M. M., Coraça, G. M., Cabezas-Gomez, L., & Ribatski, G. (2022). Detailed transient assessment of a small-scale concentrated solar power plant based on the organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, *204*, 117959. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117959>
- McTigue, J., Farres-Antunez, P., Ellingwood, K., Neises, T., & White, A. 2020, December. Pumped thermal electricity storage with supercritical CO<sub>2</sub> cycles and solar heat input. In *AIP Conference Proceedings* (Vol. 2303, No. 1, p. 190024). AIP Publishing LLC. <https://doi.org/10.1063/5.0032337>
- Merchán, R. P., Santos, M. J., Medina, A., & Hernández, A. C. (2022). High temperature central tower plants for concentrated solar power: 2021 overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *155*, 111828. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111828>
- Morosini, E., Ayub, A., di Marcoberardino, G., Invernizzi, C. M., Iora, P., & Manzolini, G. (2022). Adoption of the CO<sub>2</sub>+ SO<sub>2</sub> mixture as working fluid for transcritical cycles: A thermodynamic assessment with optimized equation of state. *Energy Conversion and Management*, *255*, 115263. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115263>
- Nazir, M. S., Ali, N., Bilal, M., & Iqbal, H. M. (2020). Potential environmental impacts of wind energy development: A global perspective. *Current Opinion in Environmental Science & Health*, *13*, 85-90. <https://doi.org/10.1016/j.coesh.2020.01.002>
- Neises, T. (2020). Steady-state off-design modeling of the supercritical carbon dioxide recompression cycle for concentrating solar power applications with two-tank sensible-heat storage. *Solar Energy*, *212*, 19-33. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.10.041>

- Neises, T.; Turchi, C. Supercritical carbon dioxide power cycle design and configuration optimization to minimize levelized cost of energy of molten salt power towers operating at 650° C. *Sol. Energy* **2019**, *181*, 27–36. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.01.078>
- Niu, X., Ma, N., Bu, Z., Hong, W., & Li, H. (2022). Thermodynamic analysis of supercritical Brayton cycles using CO<sub>2</sub>-based binary mixtures for solar power tower system application. *Energy*, 124286. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124286>
- Powell, M. J. (2009). The BOBYQA algorithm for bound constrained optimization without derivatives. *Cambridge NA Report NA2009/06*, University of Cambridge, Cambridge, 26. <http://www.cityu.edu.hk/rcms/publications/preprint26.pdf>.
- Powell, M.J.D. (2006). The NEWUOA software for unconstrained optimization without derivatives. In: Di Pillo, G., Roma, M. (eds) Large-Scale Nonlinear Optimization. Nonconvex Optimization and Its Applications, vol 83. Springer, Boston, MA. [https://doi.org/10.1007/0-387-30065-1\\_16](https://doi.org/10.1007/0-387-30065-1_16)
- Rafael Nieto Carlier, Celina González Fernández, Ignacio López Paniagua, Ángel Jiménez Álvaro, Javier Rodríguez Martín, "Termodinámica", Sección de Publicaciones de la ETSI Industriales, ISBN 978-84-15302-67-4, Madrid, 2013.
- Rahman, A., Farrok, O., & Haque, M. M. (2022). Environmental impact of renewable energy source based electrical power plants: Solar, wind, hydroelectric, biomass, geothermal, tidal, ocean, and osmotic. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *161*, 112279. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112279>
- Rowan, T. H. (1990). *Functional stability analysis of numerical algorithms*. Ph.D. Thesis The University of Texas at Austin. <https://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/summary?doi=10.1.1.31.5708>
- Schmidt, O., Melchior, S., Hawkes, A., & Staffell, I. (2019). Projecting the Future Levelized Cost of Electricity Storage Technologies. *Joule* *3*, 81–100. <https://doi.org/10.1016/j.joule.2018.12.008>
- Sharma, O. P., Kaushik, S. C., & Manjunath, K. (2017). Thermodynamic analysis and optimization of a supercritical CO<sub>2</sub> regenerative recompression Brayton cycle coupled with a marine gas turbine for shipboard waste heat recovery. *Thermal Science and Engineering Progress*, *3*, 62-74. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2017.06.004>
- Siddiqui, M. E. (2021). Thermodynamic performance improvement of recompression brayton cycle utilizing CO<sub>2</sub>-C<sub>7</sub>H<sub>8</sub> binary mixture. *Mechanics*, *27*(3), 259-264. <https://doi.org/10.5755/j02.mech.28126>

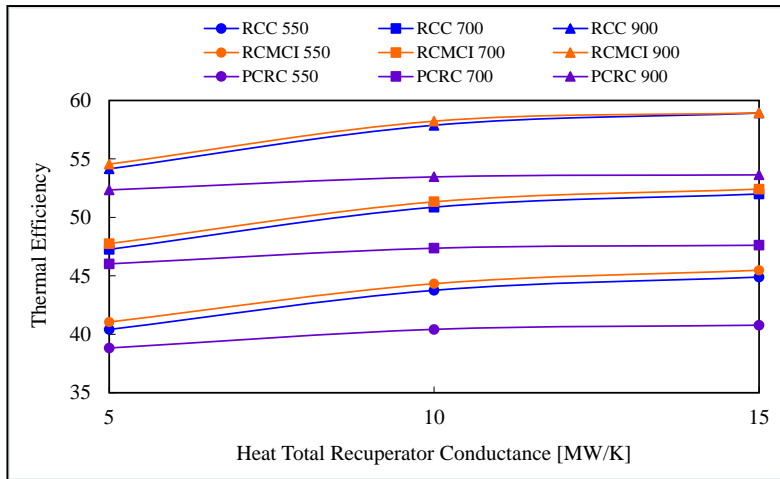
- Siddiqui, M. E., Taimoor, A. A., & Almitani, K. H. (2018). Energy and exergy analysis of the S-CO<sub>2</sub> Brayton cycle coupled with bottoming cycles. *Processes*, 6(9), 153. <https://doi.org/10.3390/pr6090153>
- Smallbone, A., Jülch, V., Wardle, R., & Roskilly, A. P. 2017. Levelised Cost of Storage for Pumped Heat Energy Storage in comparison with other energy storage technologies. *Energy Conversion and Management*, 152, 221–228. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.09.047>
- Span, R., & Wagner, W. (1996). A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. *Journal of physical and chemical reference data*, 25(6), 1509–1596. <https://doi.org/10.1063/1.555991>
- Valencia Chapi, Robert (2022). Evaluación y análisis de ciclos Brayton con mezclas de s-CO<sub>2</sub> en plantas de energía solar concentrada. Tesis (Doctoral), E.T.S.I. Industriales (UPM). <https://doi.org/10.20868/UPM.thesis.69950>
- Valencia-Chapi, R.; Coco-Enríquez, L.; Muñoz-Antón, J. Supercritical CO<sub>2</sub> Mixtures for Advanced Brayton Power Cycles in Line-Focusing Solar Power Plants. *Appl. Sci.* 2019, 10, 55. <https://doi.org/10.3390/app10010055>
- Wan, X., Wang, K., Zhang, C. M., Zhang, T. C., & Min, C. H. (2022). Off-design optimization for solar power plant coupling with a recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle and a turbine-driven main compressor. *Applied Thermal Engineering*, 209, 118281. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118281>
- Wang, K.; Li, M.J.; Guo, J.Q.; Li, P.; Liu, Z.B. A systematic comparison of different S-CO<sub>2</sub> Brayton cycle layouts based on multi-objective optimization for applications in solar power tower plants. *Appl. Energy* 2018, 212, 109–121. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.031>
- Wang, Z., Jiang, Y., Han, F., Yu, S., Li, W., Ji, Y., & Cai, W. (2022). A thermodynamic configuration method of combined supercritical CO<sub>2</sub> power system for marine engine waste heat recovery based on recuperative effects. *Applied Thermal Engineering*, 200, 117645. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117645>
- Weiland, N. T., Lance, B. W., & Pidaparti, S. R. 2019, June. SCO<sub>2</sub> power cycle component cost correlations from DOE data spanning multiple scales and applications. In *ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. <https://doi.org/10.1115/GT2019-90493>
- White, M. T., Bianchi, G., Chai, L., Tassou, S. A., & Sayma, A. I. (2021). Review of supercritical CO<sub>2</sub> technologies and systems for power generation. *Applied Thermal Engineering*, 185, 116447. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116447>

- Xu, Z., Liu, X., & Xie, Y. (2023). Off-design performances of a dry-cooled supercritical recompression Brayton cycle using CO<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>S as working fluid. *Energy*, *276*, 127595. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127595>
- Zaheb, H., Amiry, H., Ahmadi, M., Fedayi, H., Amiry, S., & Yona, A. (2023). Maximizing Annual Energy Yield in a Grid-Connected PV Solar Power Plant: Analysis of Seasonal Tilt Angle and Solar Tracking Strategies. *Sustainability*, *15*(14), 11053. <https://doi.org/10.3390/su151411053>
- Zhang, R., Su, W., Lin, X., Zhou, N., & Zhao, L. (2020). Thermodynamic analysis and parametric optimization of a novel S-CO<sub>2</sub> power cycle for the waste heat recovery of internal combustion engines. *Energy*, *209*, 118484. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118484>
- Zhou, T., Liu, Z., Li, X., Zhao, M., & Zhao, Y. (2021). Thermodynamic design space data-mining and multi-objective optimization of SCO<sub>2</sub> Brayton cycles. *Energy Conversion and Management*, *249*, 114844. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114844>
- Zohra, M. B., Riad, A., & Alhamany, A. (2022). Optimizing the conception of hybrid PV/PCM by optimizing the heat transfer at the contact interface and by integrating two types of PCM. *Results in Engineering*, *16*, 100614. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2022.100614>

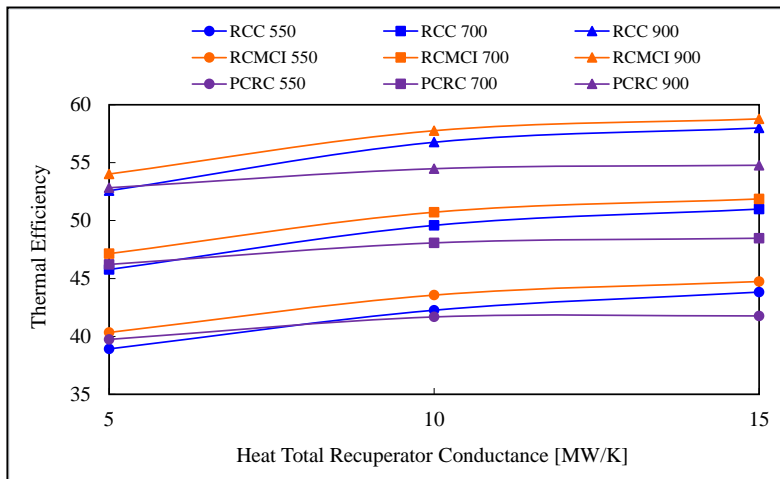
## **Anexos**

### **Apéndice A**

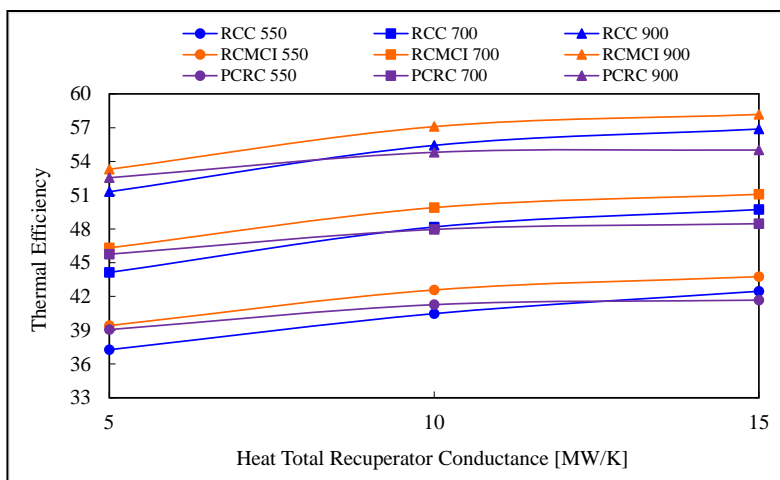
#### **Eficiencia Térmica vs la Conductancia Total del Recuperador de Calor (UA)**



(a)

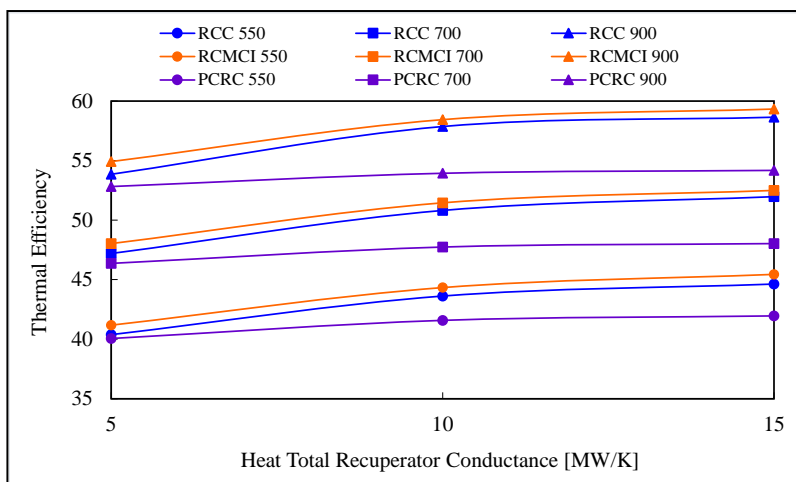


(b)

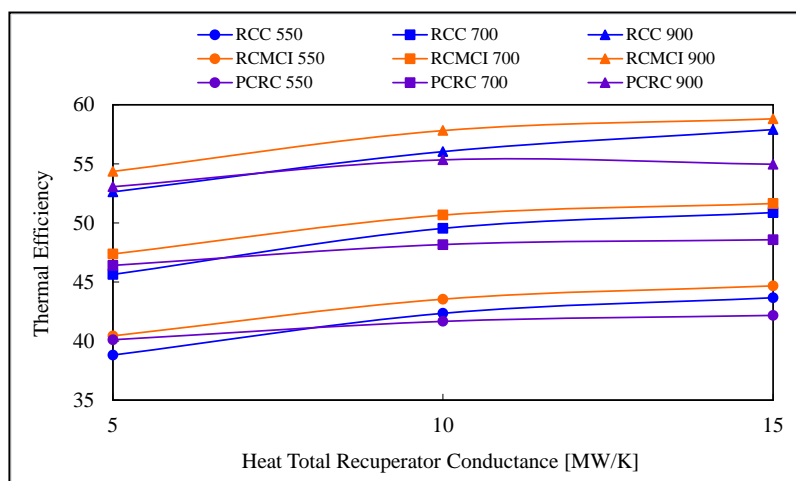


(c)

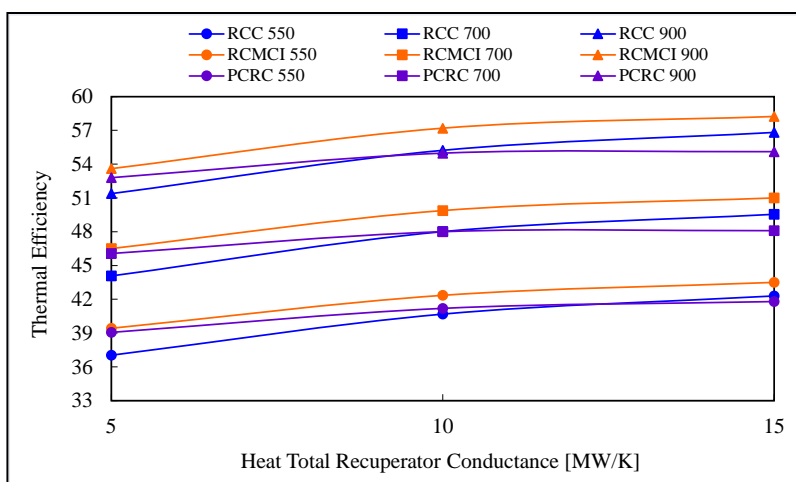
Figura A.1: Eficiencia térmica vs Conductancia total del recuperador de calor para la mezcla de CO<sub>2</sub>/COS (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C



(a)

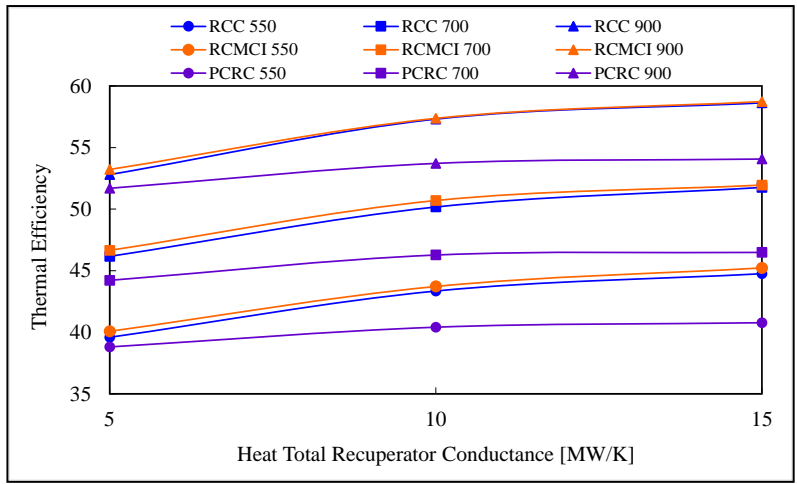


(b)

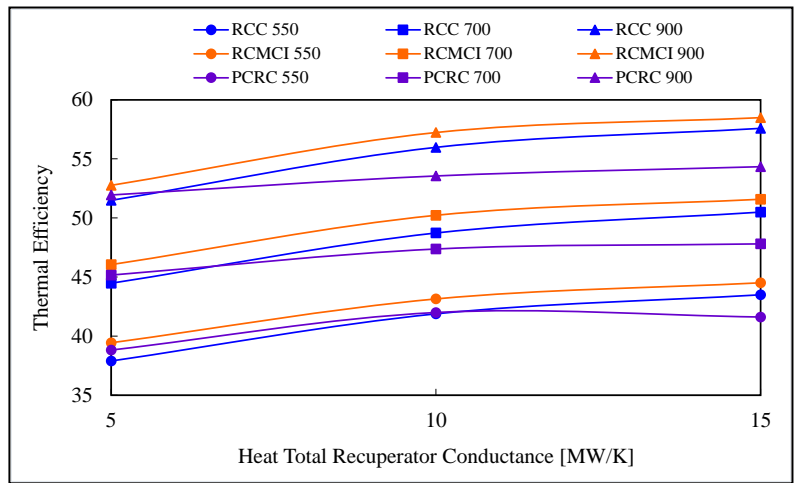


(c)

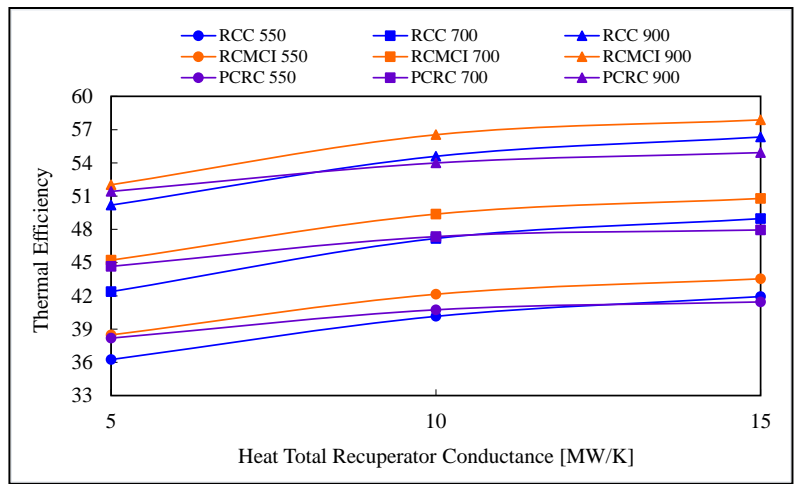
Figura A.2: Eficiencia térmica vs Conductancia total del recuperador de calor para la mezcla de  $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{S}$  (a)  $\text{CIT} = 51\text{ }^\circ\text{C}$ , (b)  $\text{CIT} = 55\text{ }^\circ\text{C}$  y (c)  $\text{CIT} = 60\text{ }^\circ\text{C}$



(a)

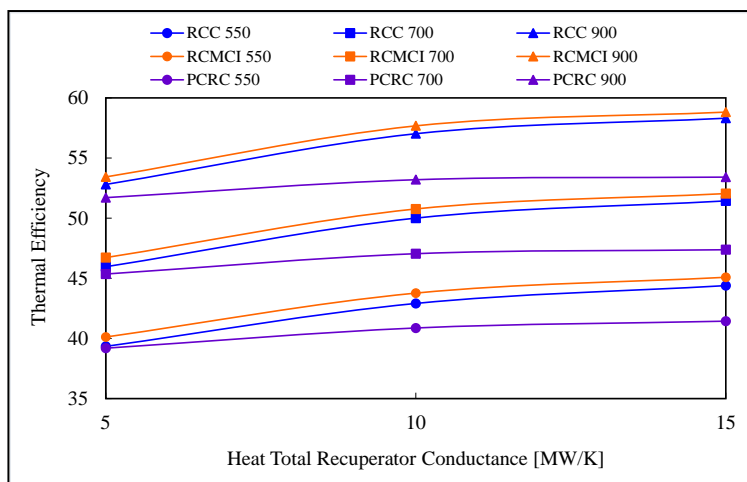


(b)

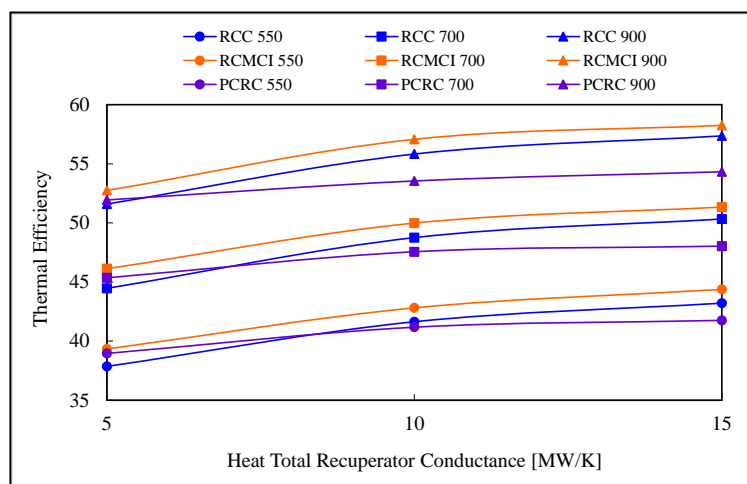


(c)

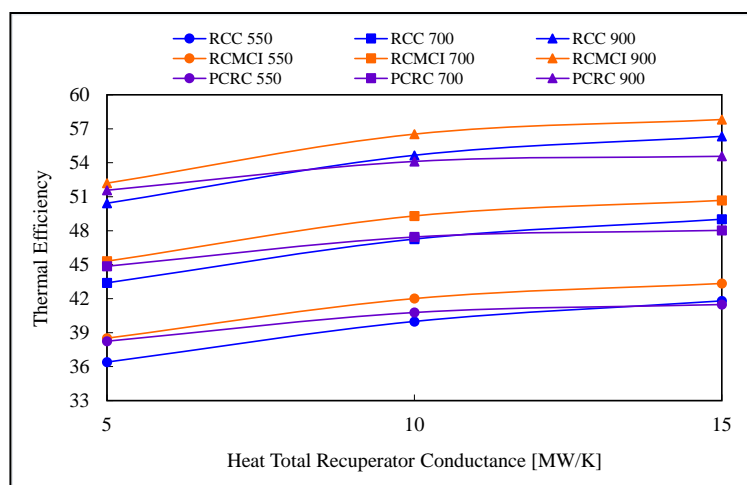
Figura A.3: Eficiencia térmica vs Conductancia total del recuperador de calor para la mezcla de  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  (a)  $\text{CIT} = 51\text{ °C}$ , (b)  $\text{CIT} = 55\text{ °C}$  y (c)  $\text{CIT} = 60\text{ °C}$



(a)



(b)



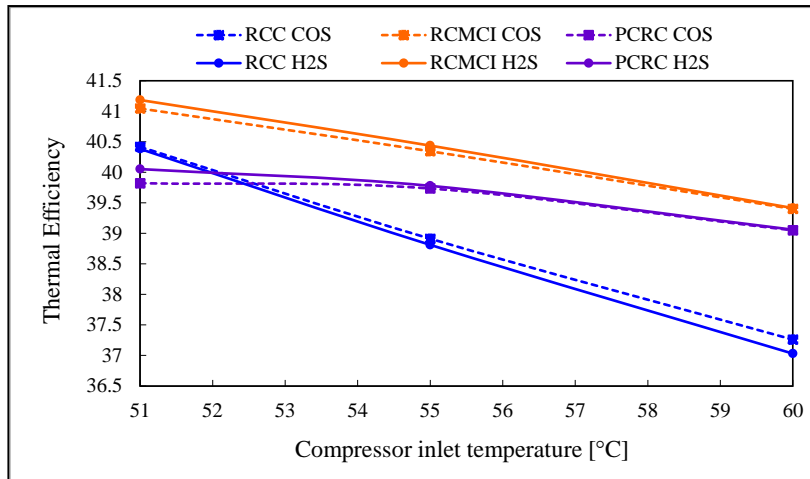
(c)

Figura A.4: Eficiencia térmica vs Conductancia total del recuperador de calor para la mezcla de  $\text{CO}_2/\text{SO}_2$  (a)  $\text{CIT} = 51\text{ }^\circ\text{C}$ , (b)  $\text{CIT} = 55\text{ }^\circ\text{C}$  y (c)  $\text{CIT} = 60\text{ }^\circ\text{C}$

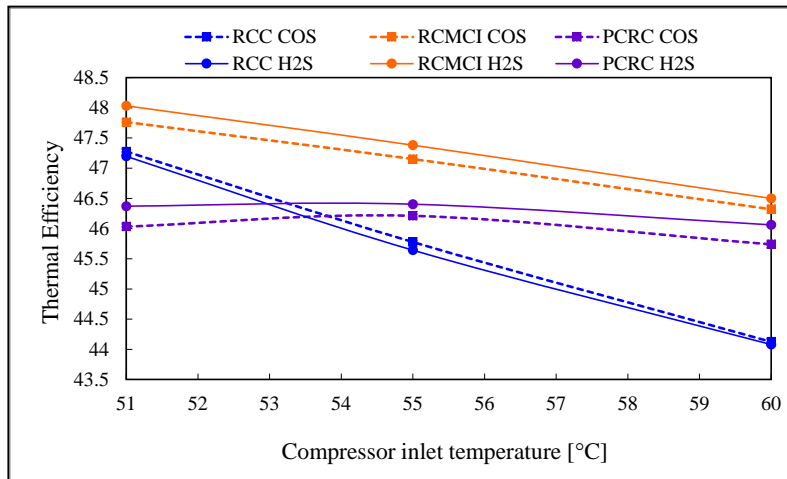


## **Apéndice B**

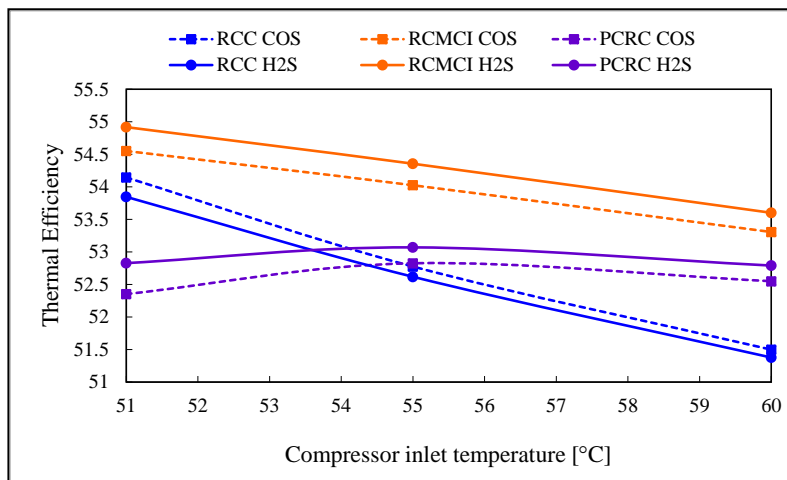
### **Eficiencia Térmica vs Temperatura de Entrada al Compresor**



(a)

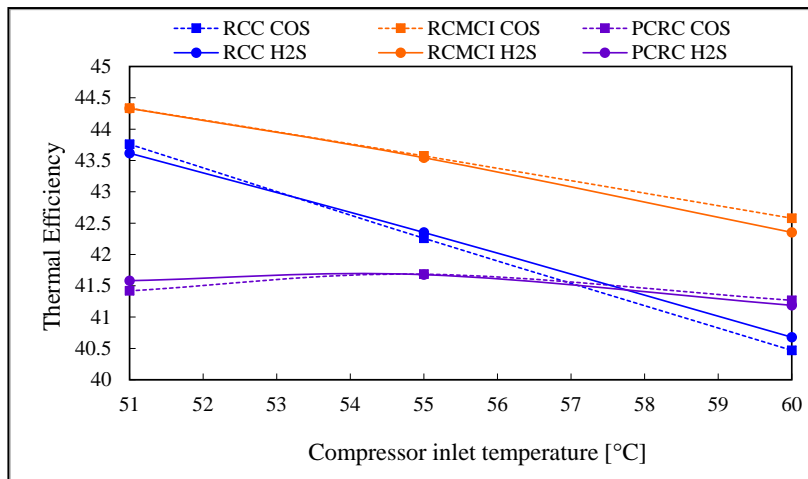


(b)

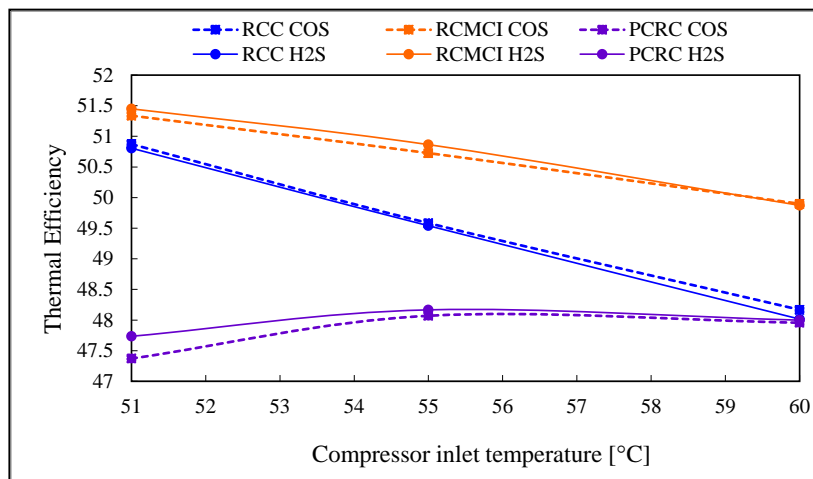


(c)

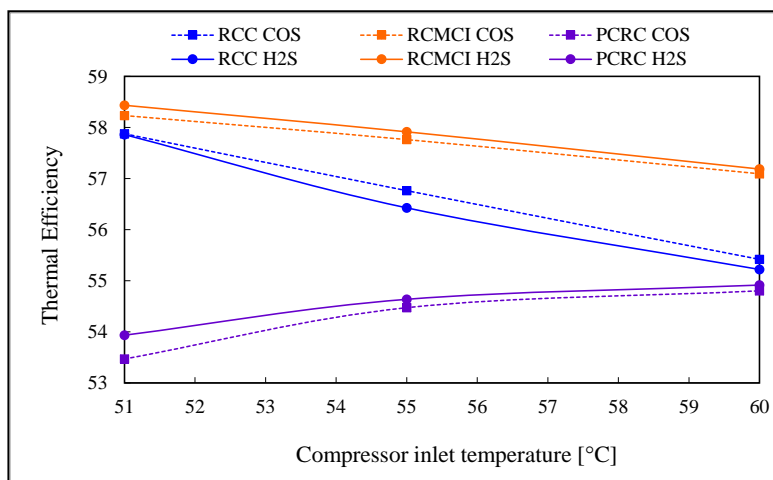
Figura B.1: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 5 MW/K para la mezcla de  $\text{CO}_2/\text{COS}$  y  $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{S}$  (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C



(a)

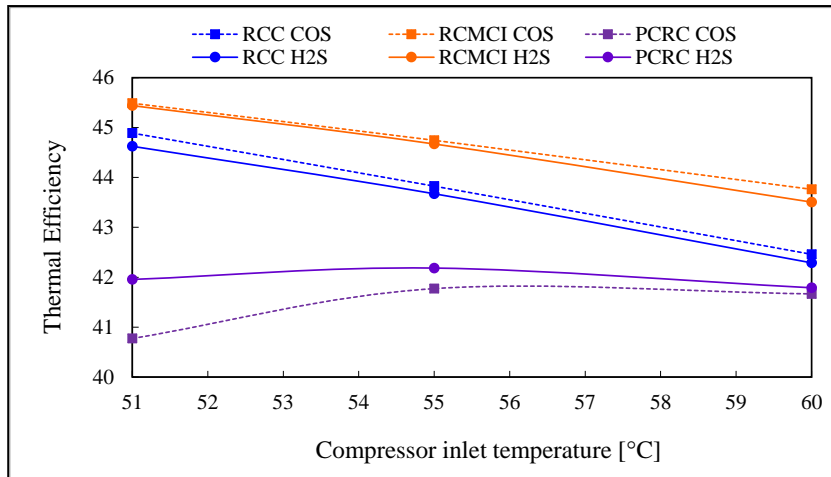


(b)

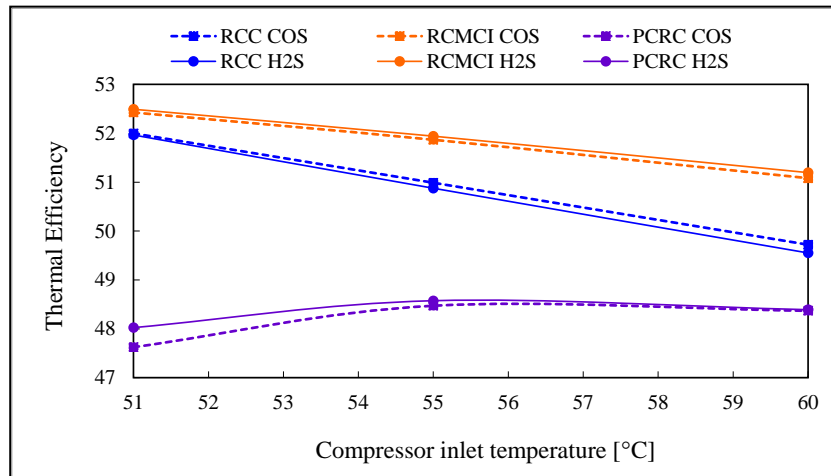


(c)

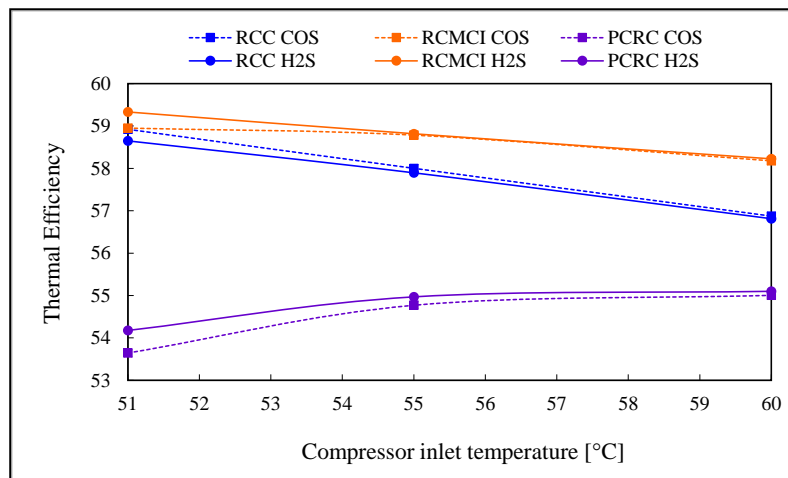
Figura B.2: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con un UA de 10 MW/K para la mezcla de  $\text{CO}_2/\text{COS}$  y  $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{S}$  (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C



(a)

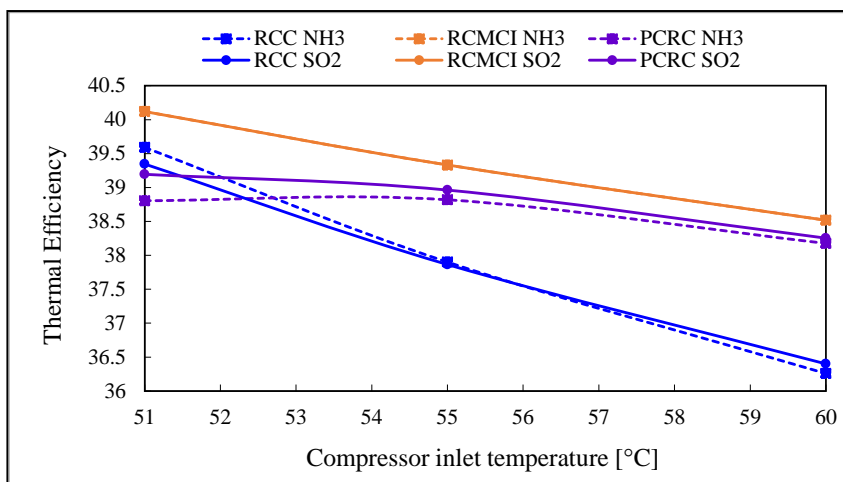


(b)

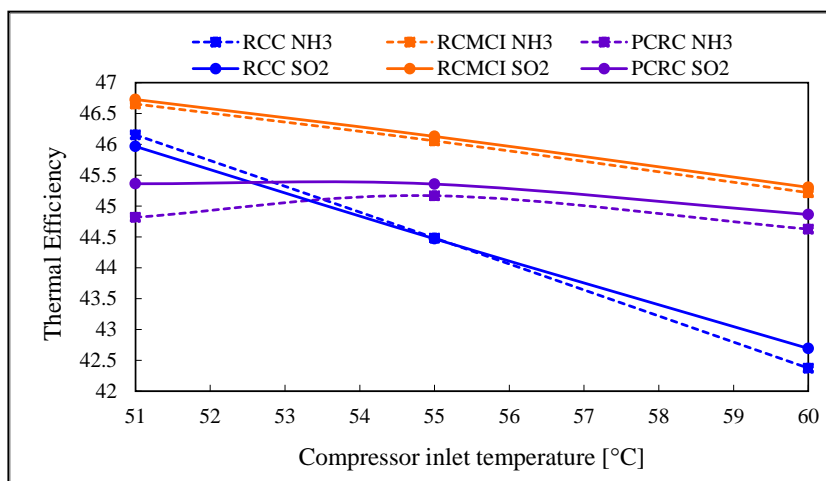


(c)

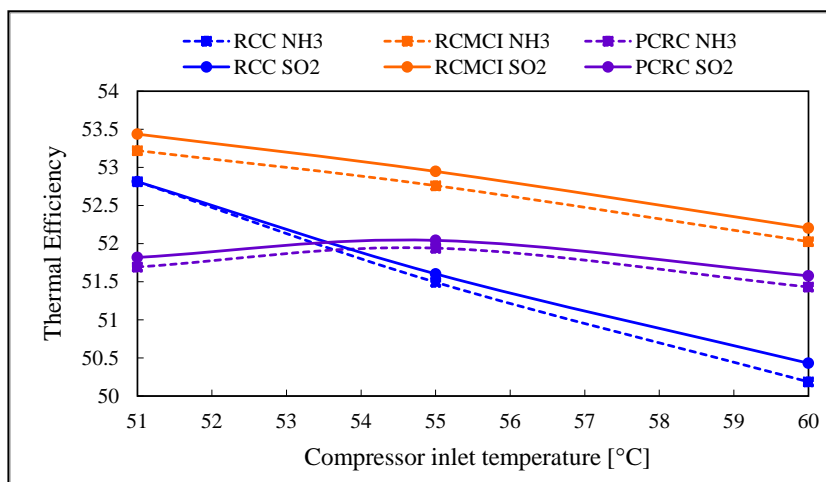
Figura B.3: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 15 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C



(a)

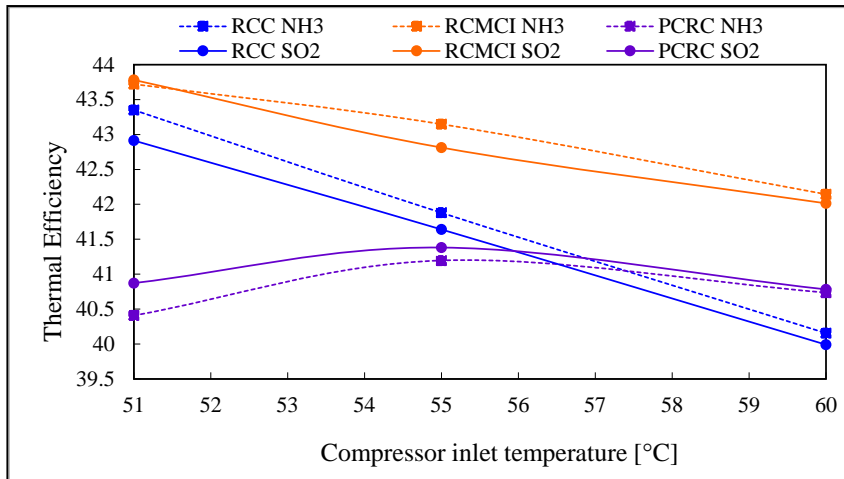


(b)

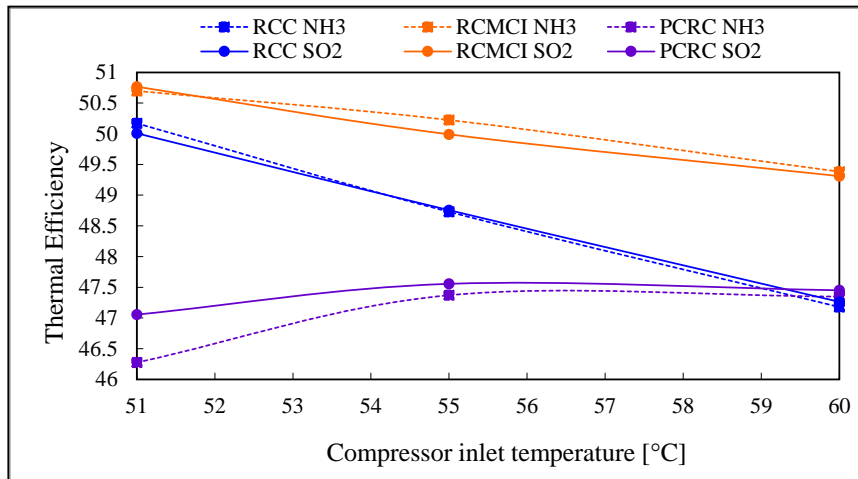


(c)

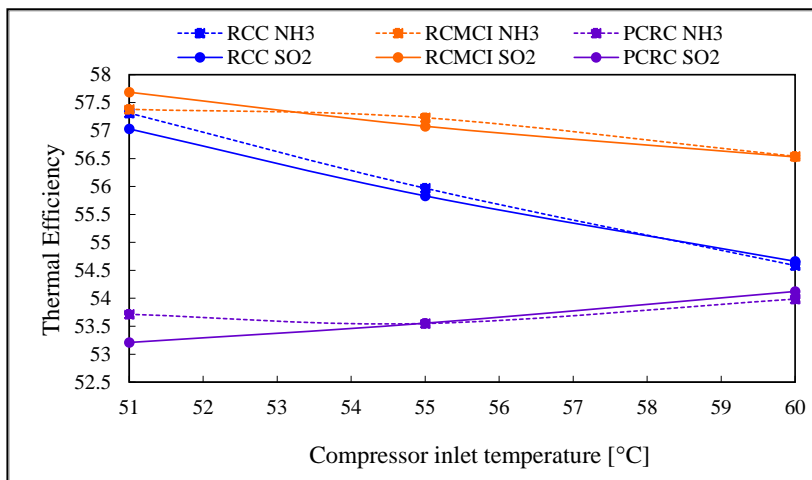
Figura B.4: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 5 MW/K para la mezcla de  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  y  $\text{CO}_2/\text{SO}_2$  (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C



(a)

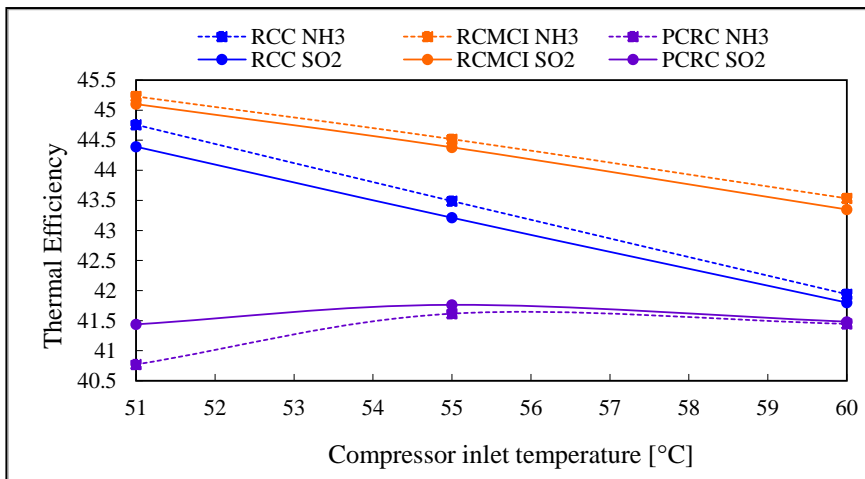


(b)

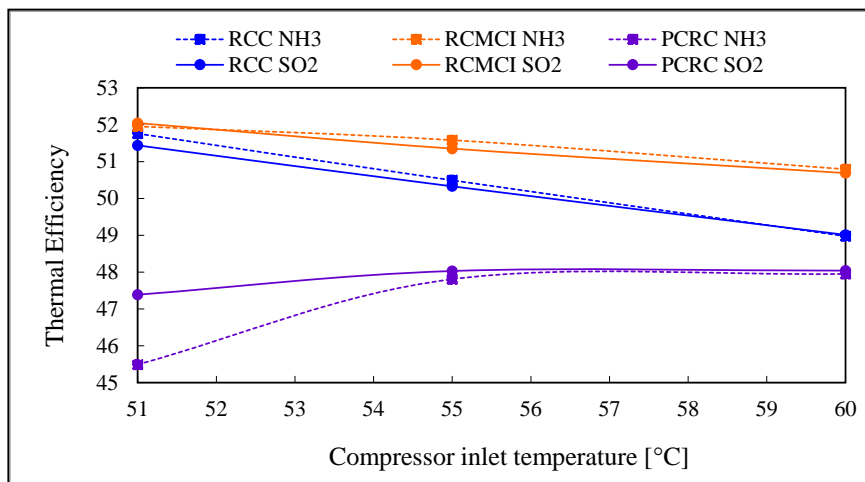


(c)

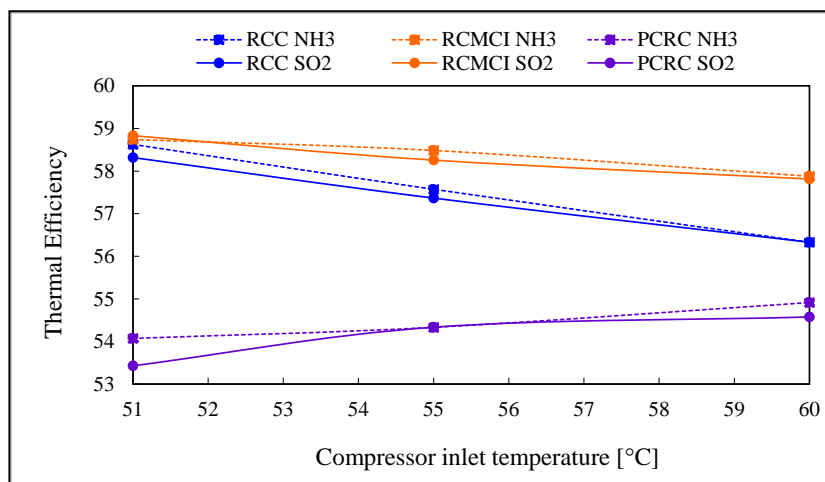
Figura B.5: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 10 MW/K para la mezcla de  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  y  $\text{CO}_2/\text{SO}_2$  (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C



(a)



(b)



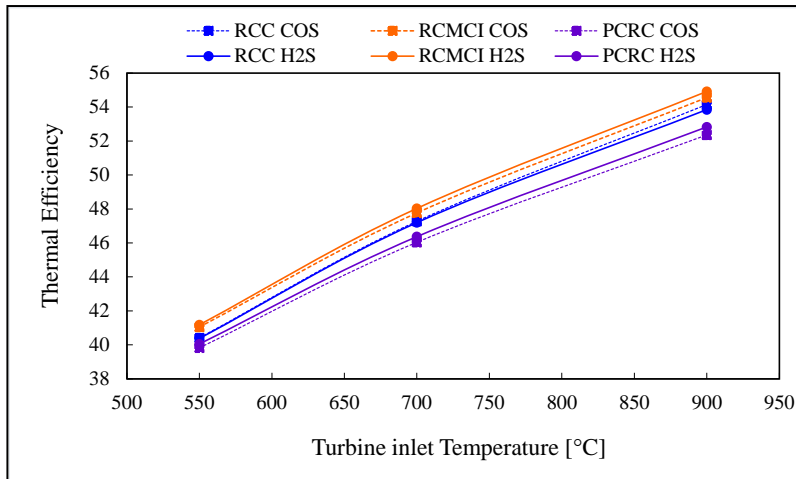
(c)

Figura B.6: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada al Compresor con una UA de 15 MW/K para la mezcla de  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  y  $\text{CO}_2/\text{SO}_2$  (a) TIT = 550 °C, (b) TIT = 700 °C y (c) TIT = 900 °C

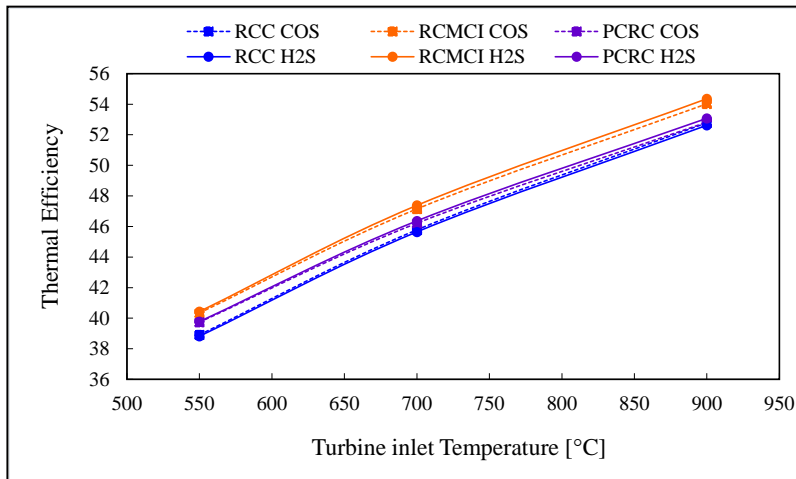


## Apéndice C

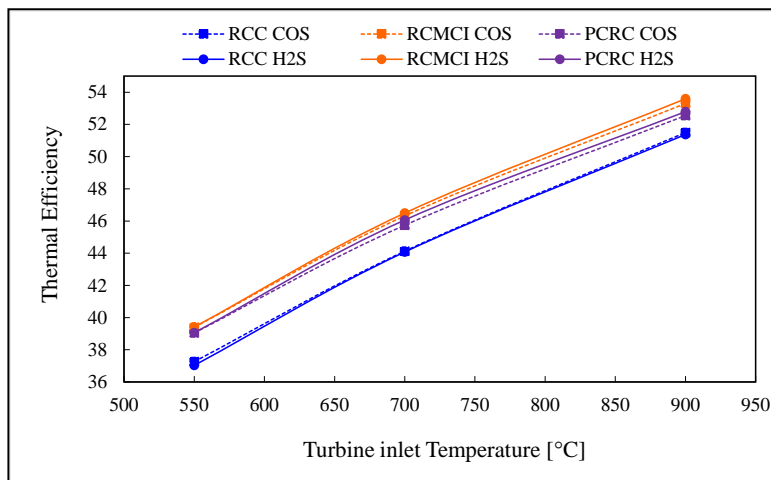
### Eficiencia Térmica vs Temperatura de Entrada a la Turbina



(a)

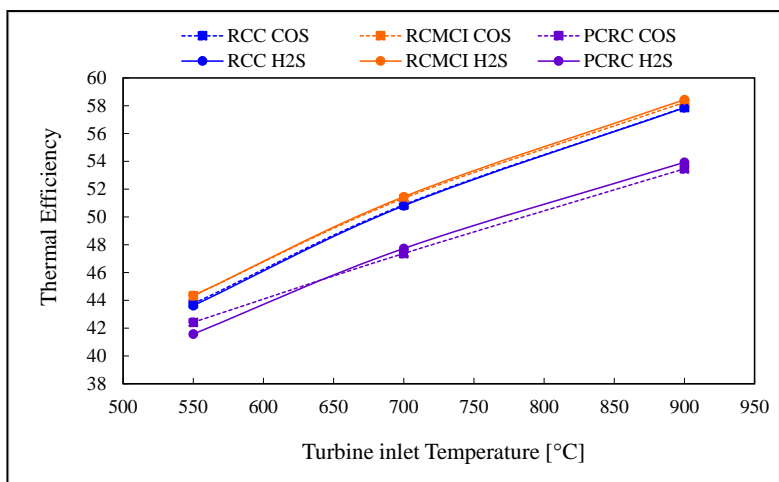


(b)

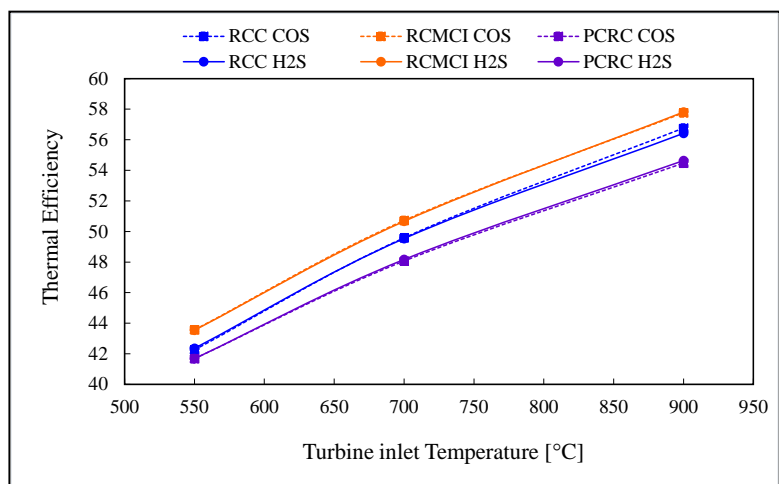


(c)

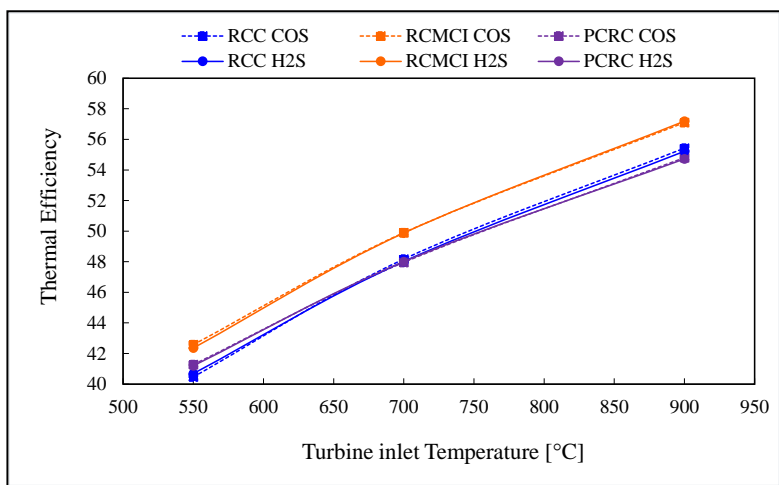
Figura C.1: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 5 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C



(a)

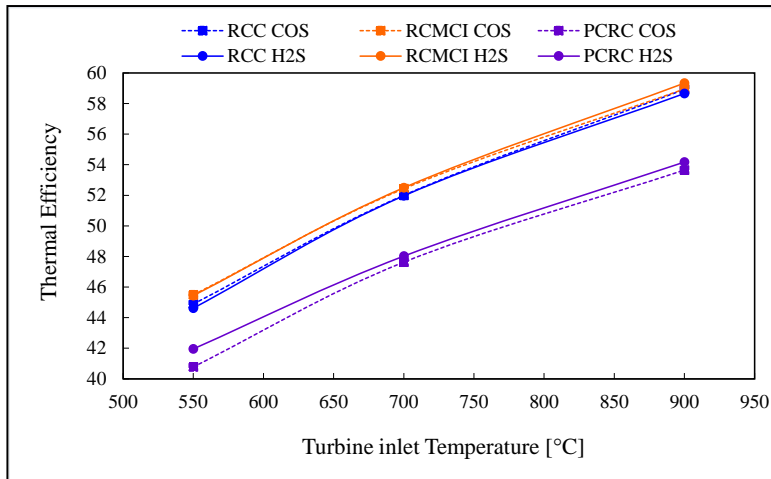


(b)

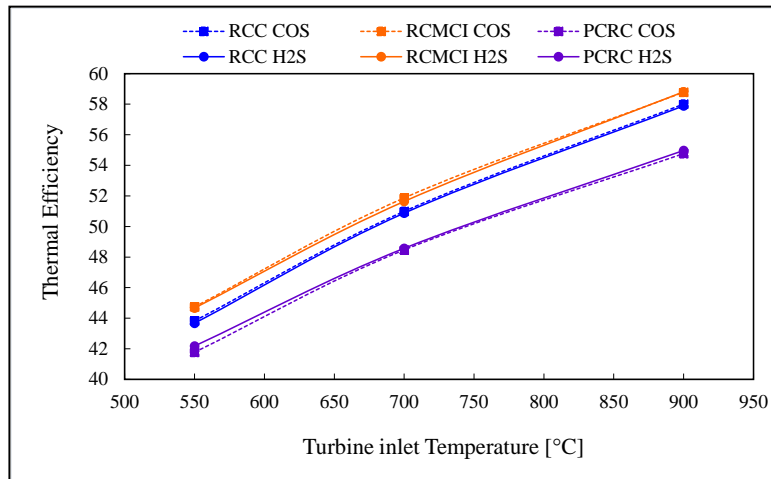


(c)

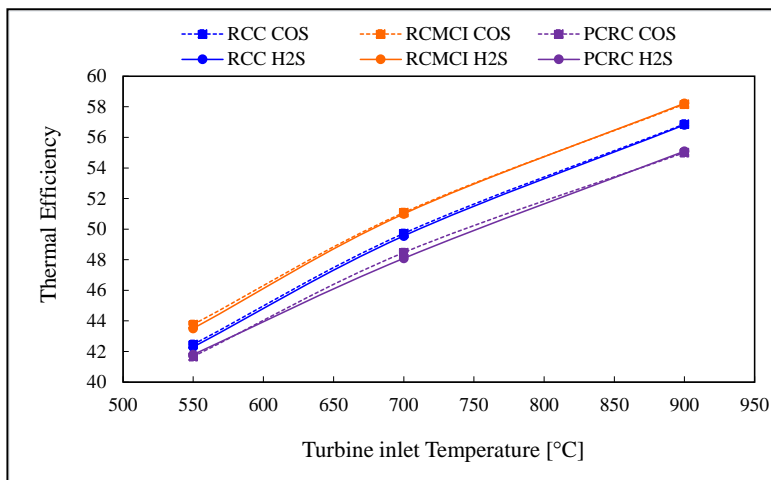
Figura C.2: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 10 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C



(a)

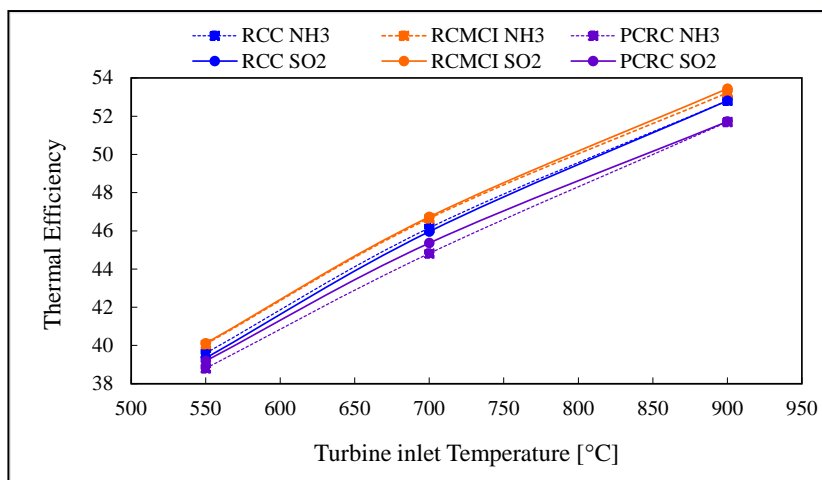


(b)

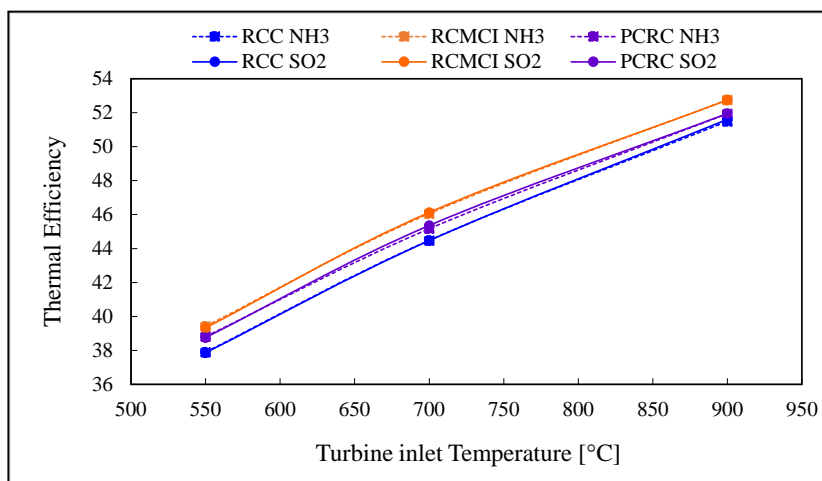


(c)

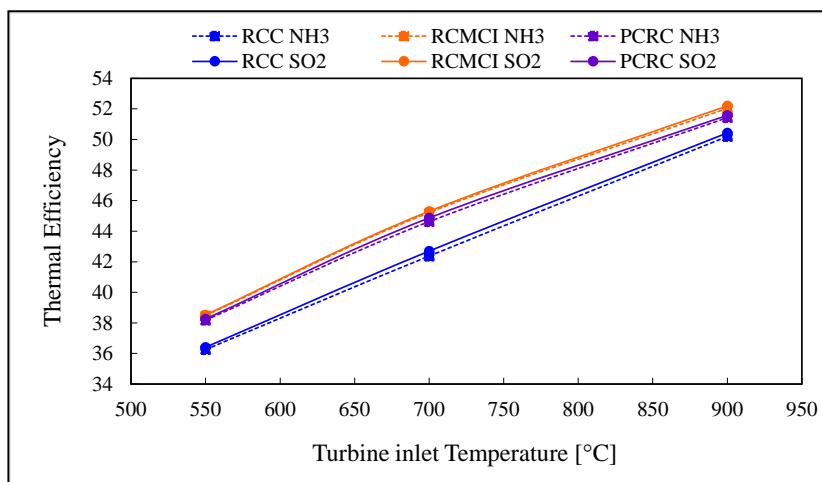
Figura C.3: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 15 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C



(a)

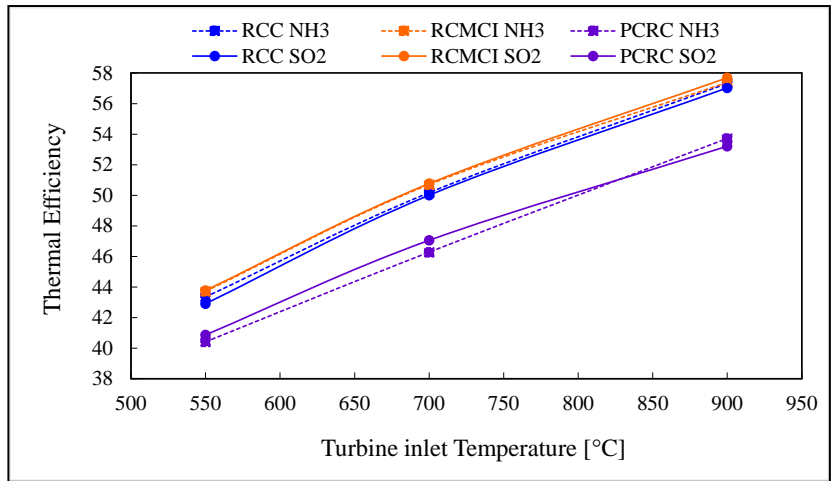


(b)

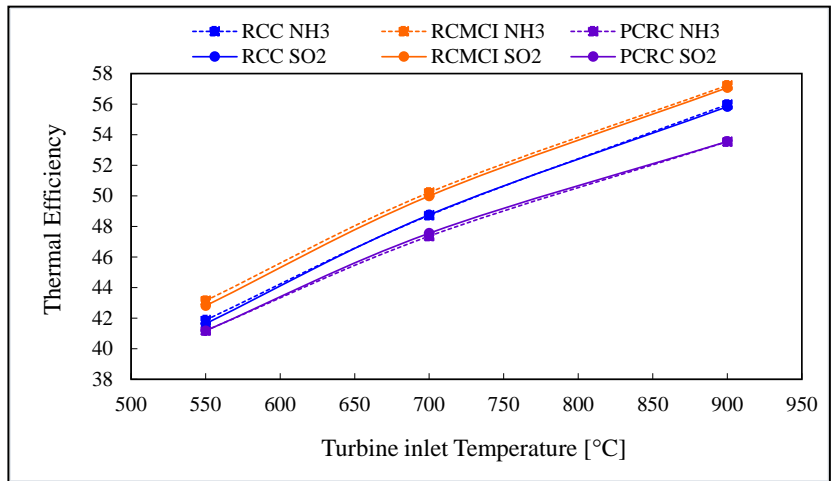


(c)

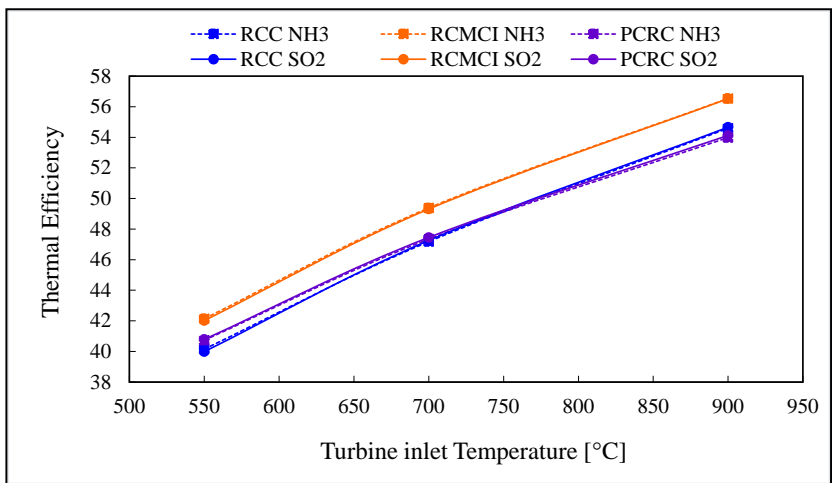
Figura C.4: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 5 MW/K para la mezcla de  $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{S}$  y  $\text{CO}_2/\text{SO}_2$  (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C



(a)

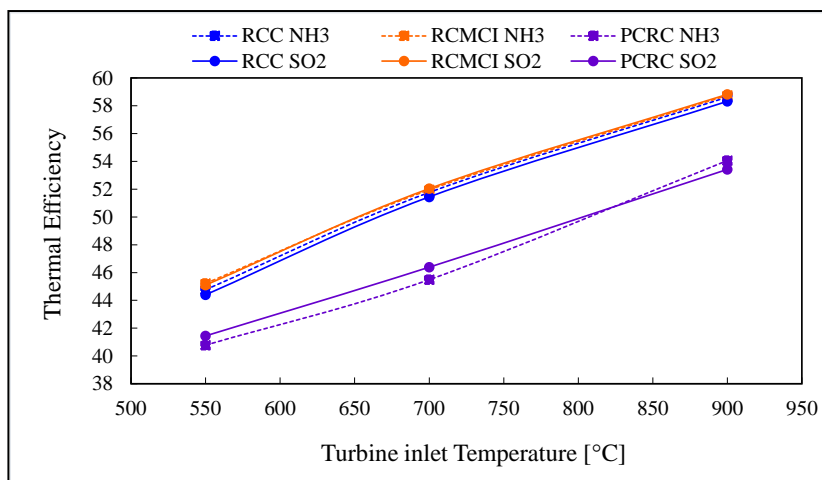


(b)

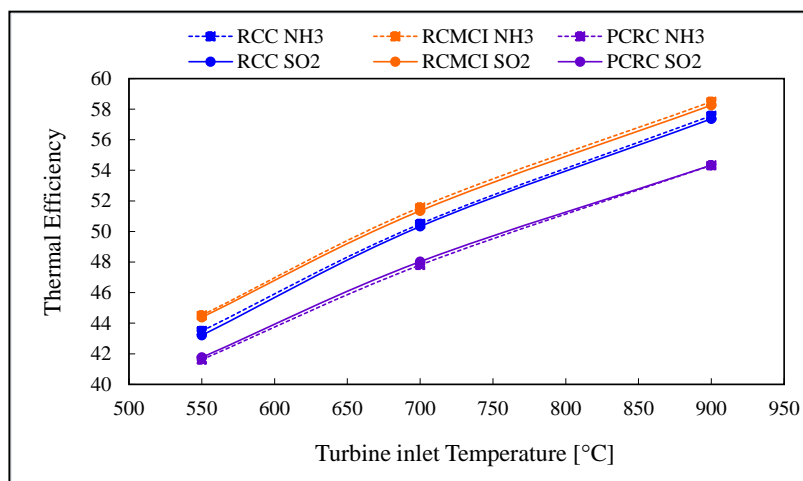


(c)

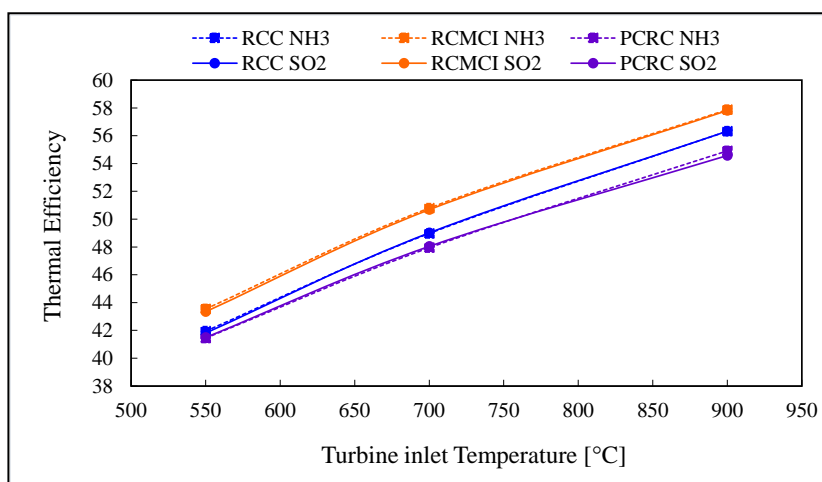
Figura C.5: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 10 MW/K para la mezcla de CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C



(a)



(b)



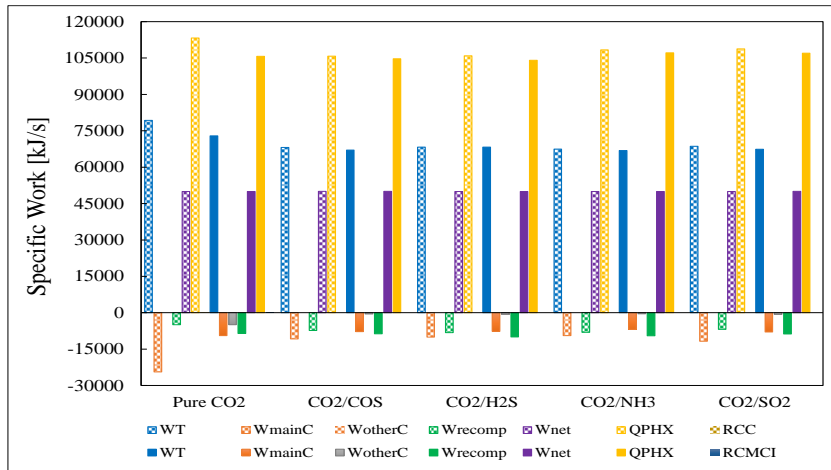
(c)

Figura C.6: Eficiencia térmica vs la Temperatura de Entrada a la Turbina con una UA de 15 MW/K para la mezcla de  $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{S}$  y  $\text{CO}_2/\text{SO}_2$ . (a) CIT = 51 °C, (b) CIT = 55 °C y (c) CIT = 60 °C

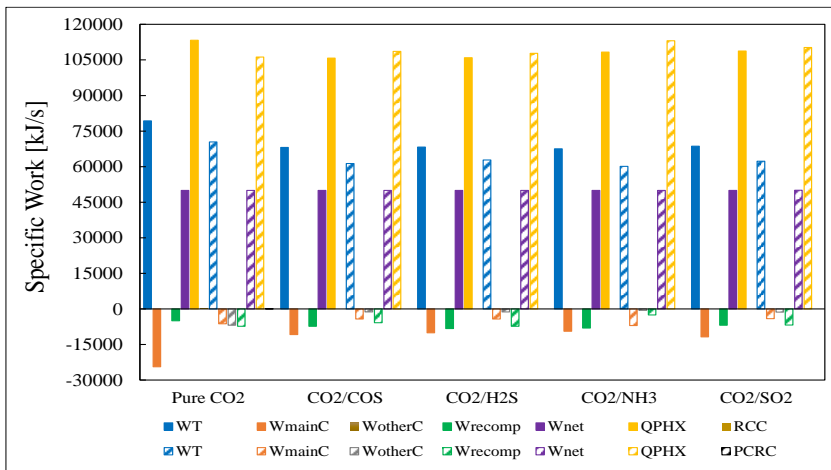


## **Apéndice D**

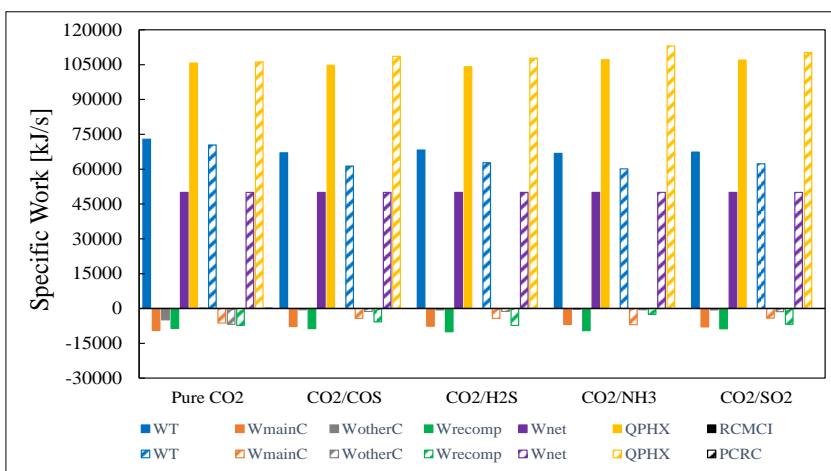
**Comparación del Trabajo Específico realizado por los fluidos de trabajo en los componentes de las diferentes topologías de ciclos Brayton s-CO<sub>2</sub>**



(a)

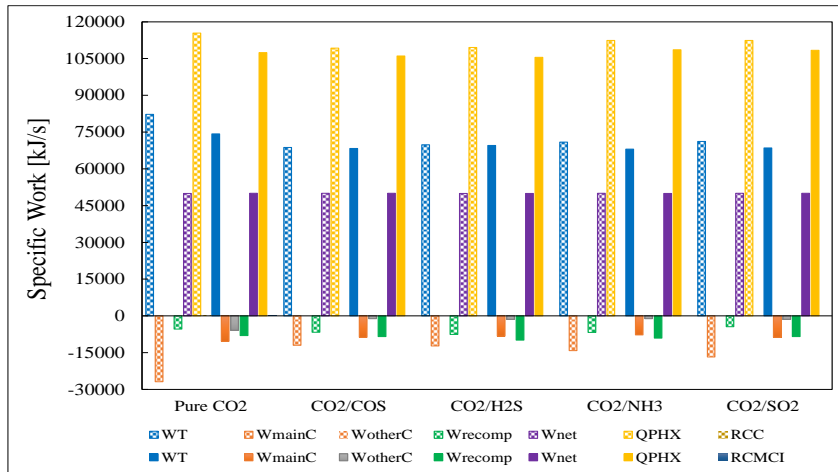


(b)

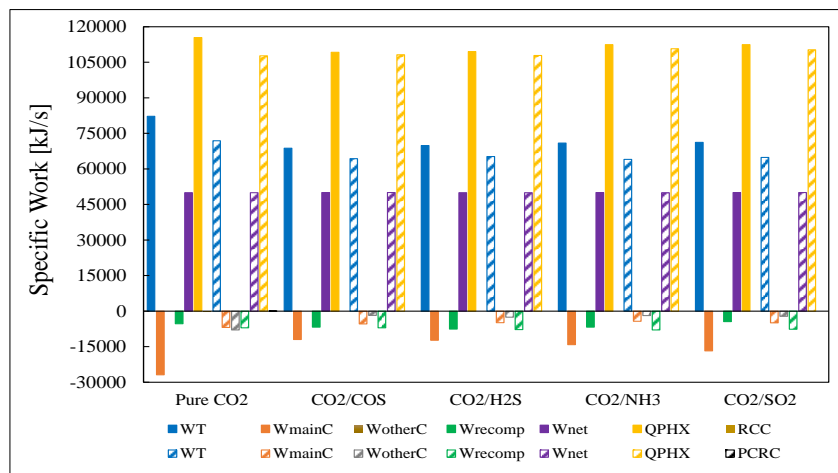


(c)

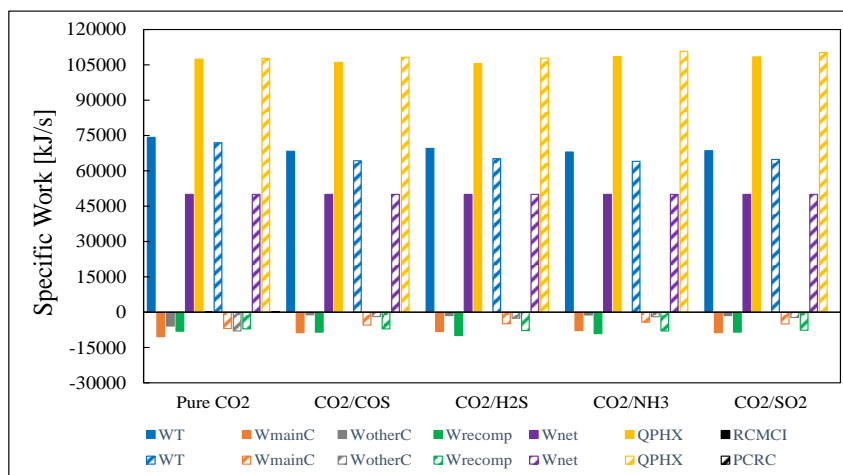
Figura D.1: Comparación del trabajo específico realizado por fluidos de trabajo en las diferentes configuraciones de ciclos Brayton s-CO<sub>2</sub> para una UA=5 MW/K, CIT =51 °C y TIT=700 °C. (a) RCC/RCMCI, (b) RCC/PCRC y (c) RCMCI/PCRC.



(a)

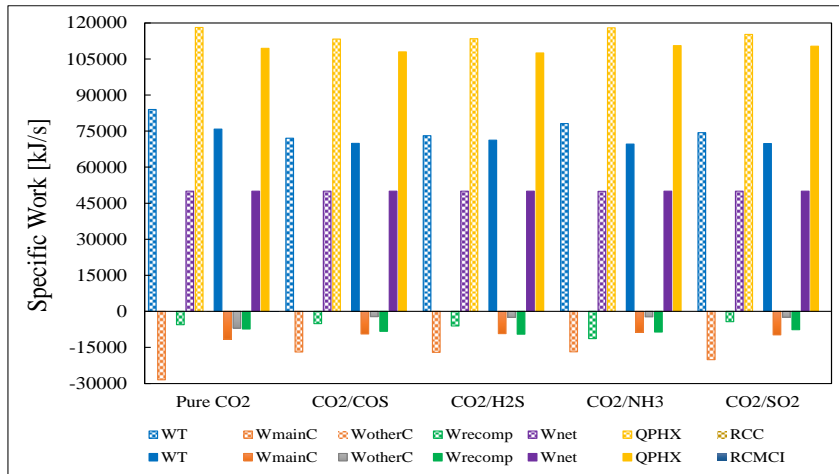


(b)

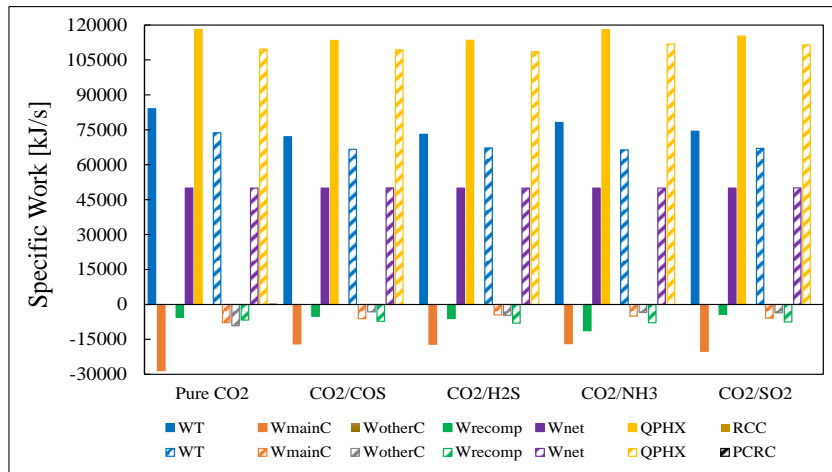


(c)

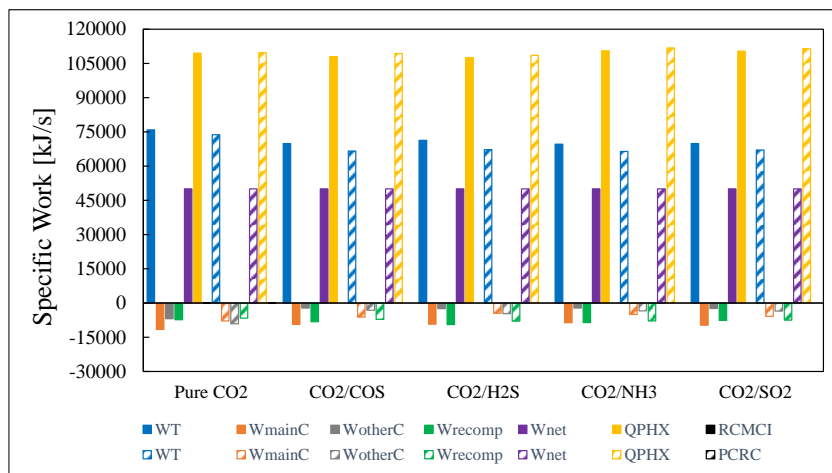
Figura D.2: Comparación del trabajo específico realizado por fluidos de trabajo en las diferentes configuraciones de ciclos Brayton s-CO<sub>2</sub> para una UA=5 MW/K, CIT =55 °C y TIT=700 °C. (a) RCC/RCMCI, (b) RCC/PCRC y (c) RCMCI/PCRC.



(a)



(b)

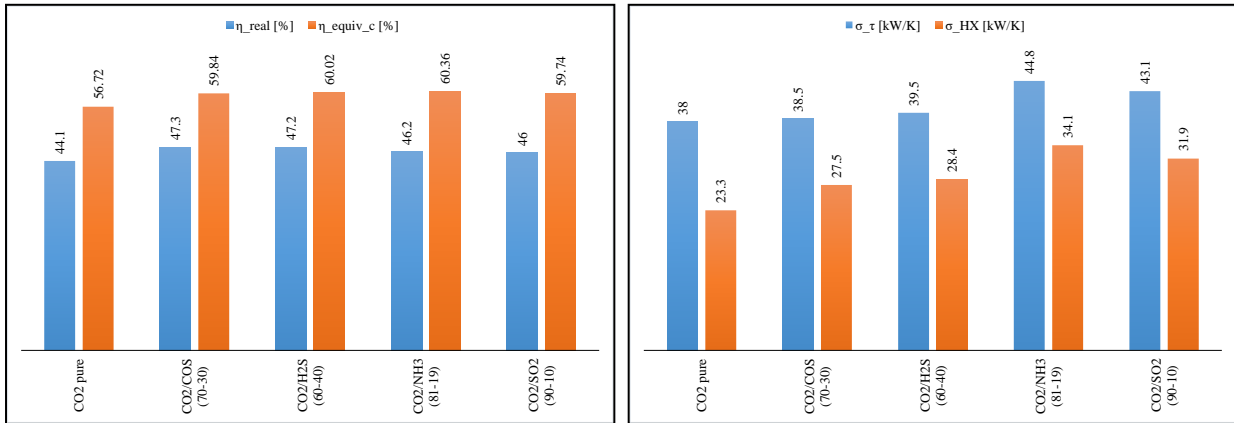


(c)

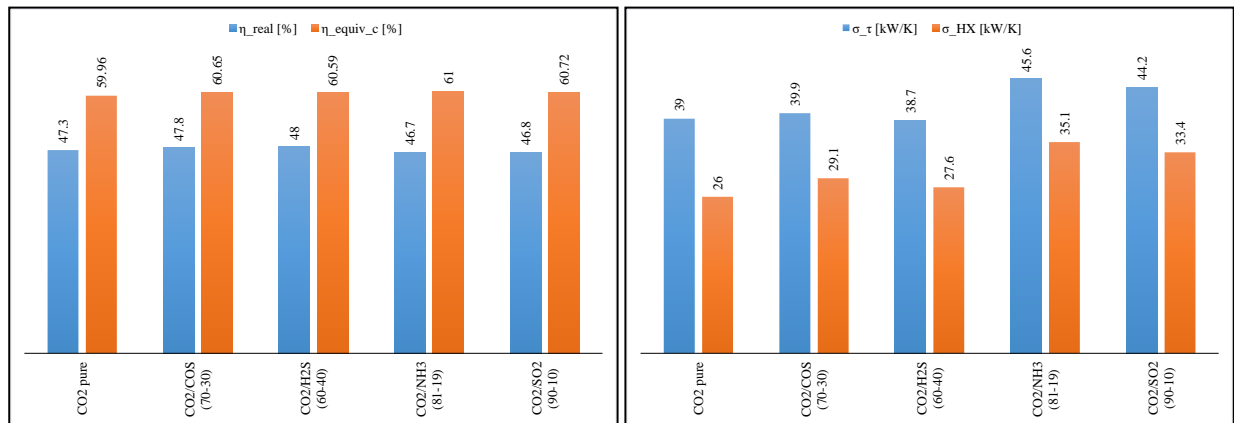
Figura D.3: Comparación del trabajo específico realizado por fluidos de trabajo en las diferentes configuraciones de ciclos Brayton s-CO<sub>2</sub> para una UA=5 MW/K, CIT =60 °C y TIT=700 °C. (a) RCC/RCMCI, (b) RCC/PCRC y (c) RCMCI/PCRC

## Apéndice E

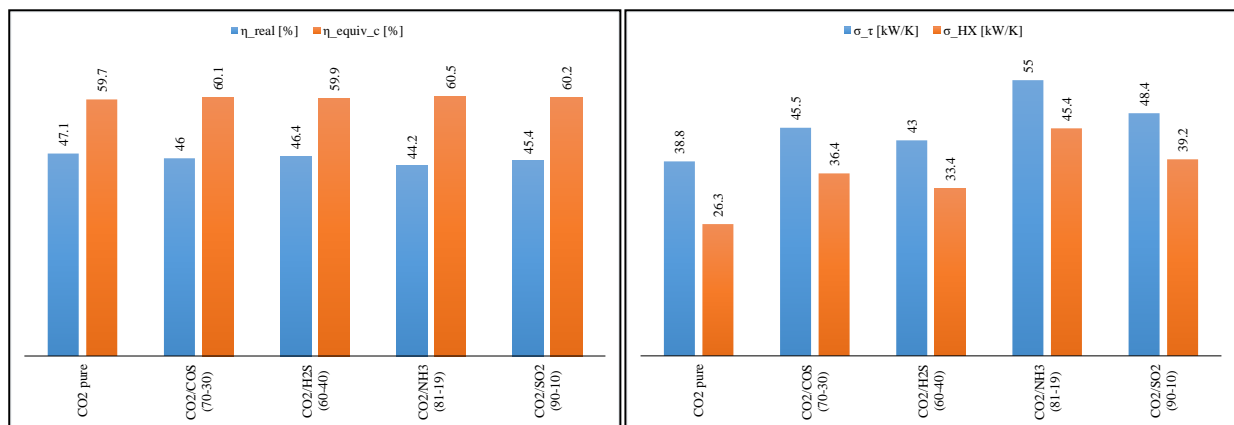
**Eficiencia Real y Eficiencia de Carnot Equivalente, Generación de Entropía Total y Generación de Entropía de la Regeneración (LTR + HTR)**



(a)



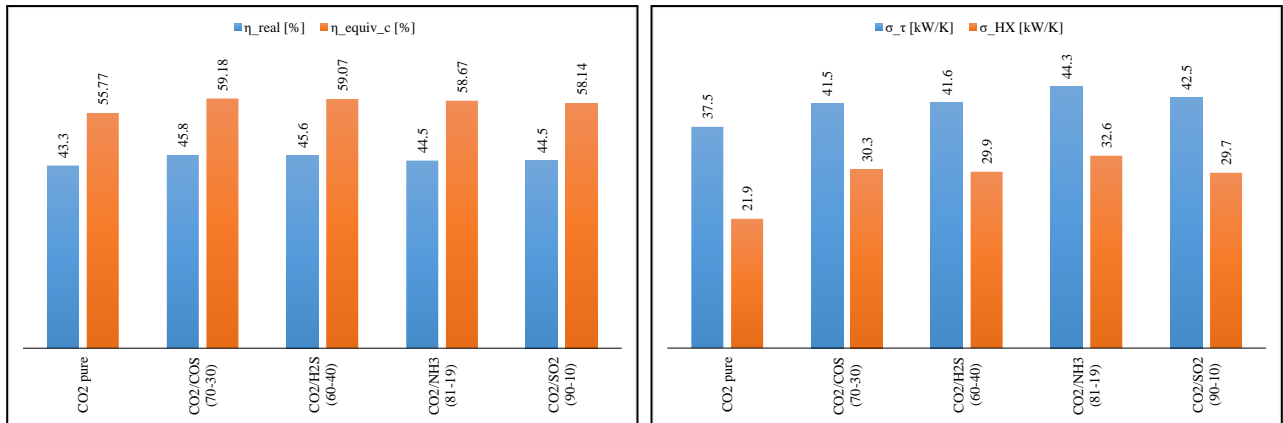
(b)



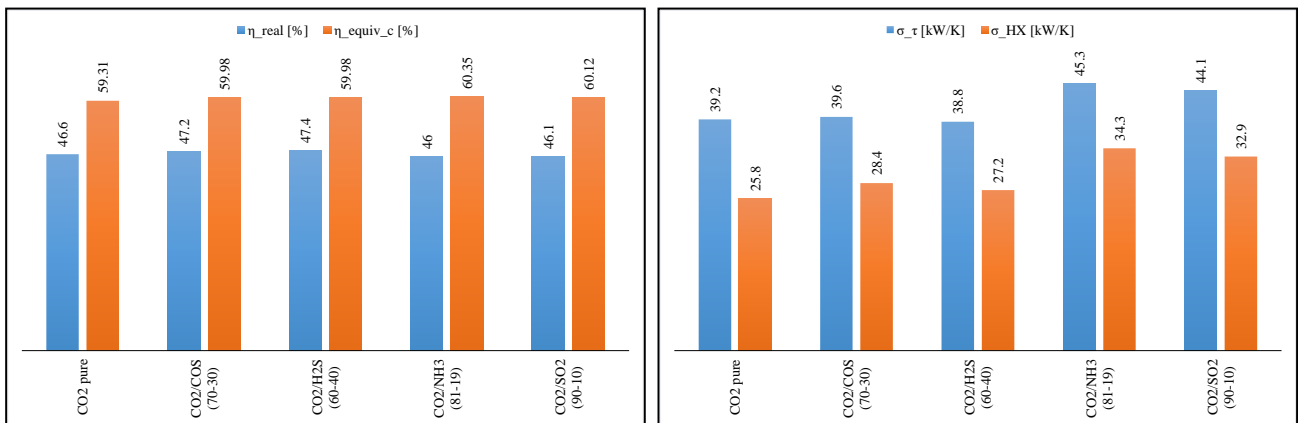
(c)

Figura E.1: Eficiencia del ciclo, eficiencia del ciclo de Carnot equivalente, generación de entropía total y generación de entropía de la regeneración (LTR+HTR) para un UA de 5000 MW/K, CIT = 51°C y TIT = 700 °C. (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC

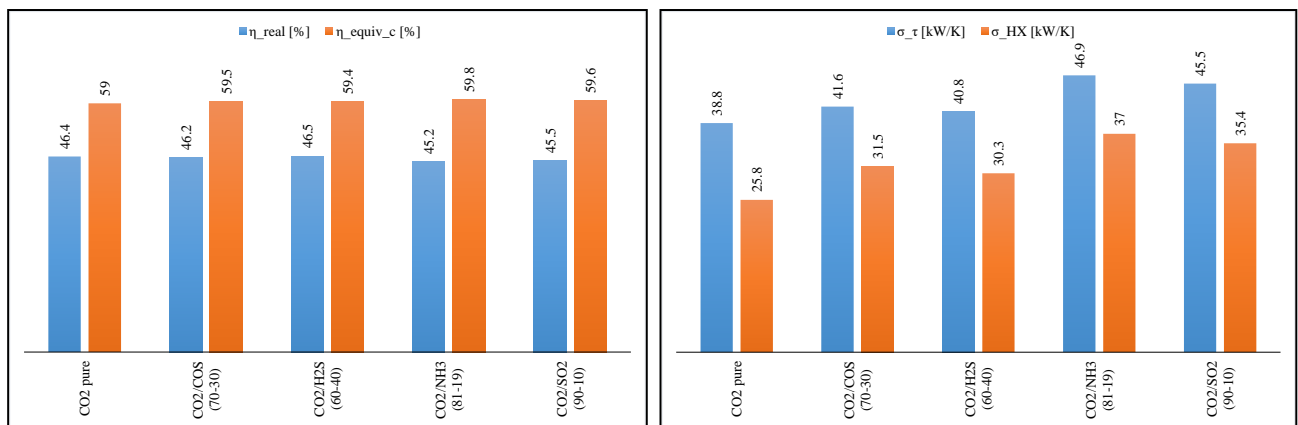
## Eficiencia Real y Eficiencia de Carnot Equivalente, Generación de Entropía Total y Generación de Entropía de la Regeneración (LTR + HTR)



(a)



(b)



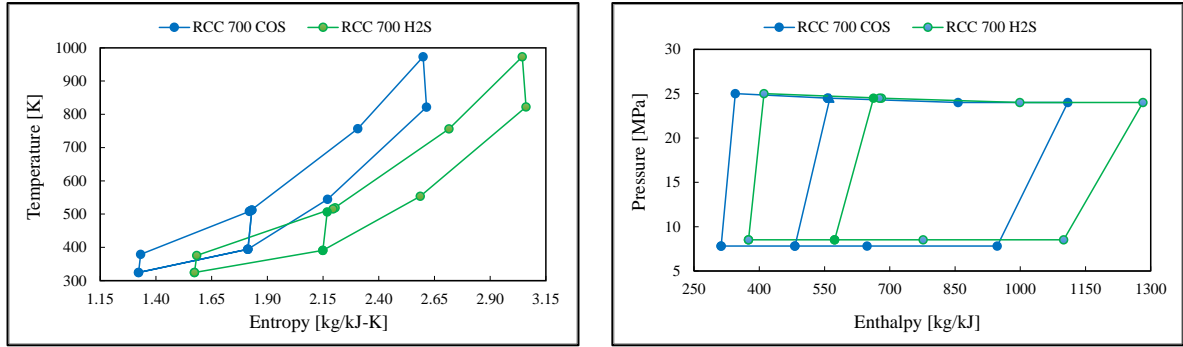
(c)

**Figura E.2:** Eficiencia del ciclo, eficiencia del ciclo de Carnot equivalente, generación de entropía total y generación de entropía de la regeneración (LTR+HTR) para un UA de 5000 MW/K, CIT = 55°C y TIT = 700 °C. (a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC

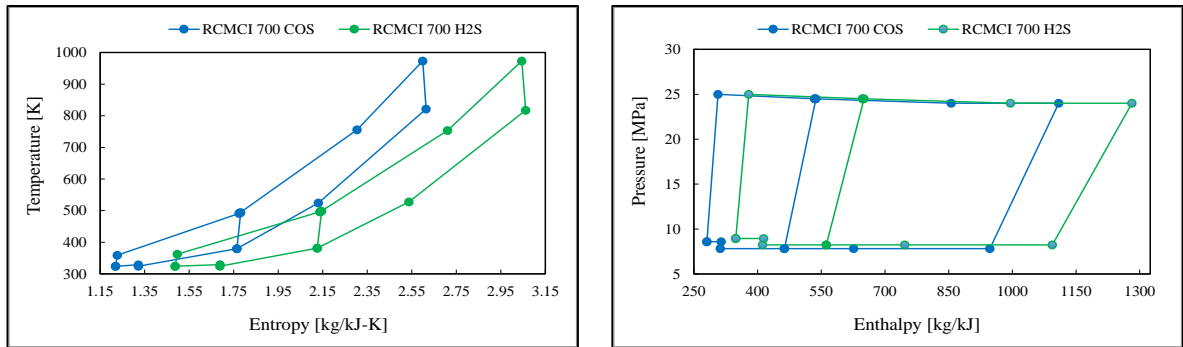


## **Apéndice F**

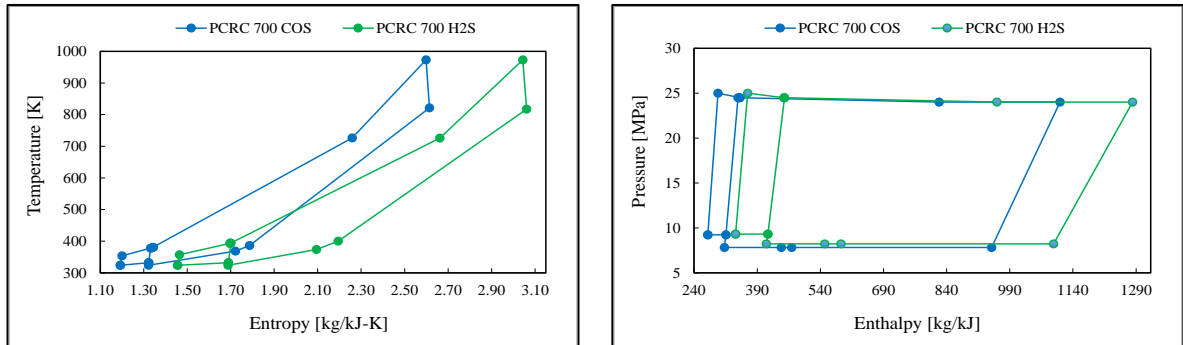
**Comparación de Diagramas Termodinámicos de Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las Mezclas y Topologías de Ciclos Brayton.**



(a)



(b)

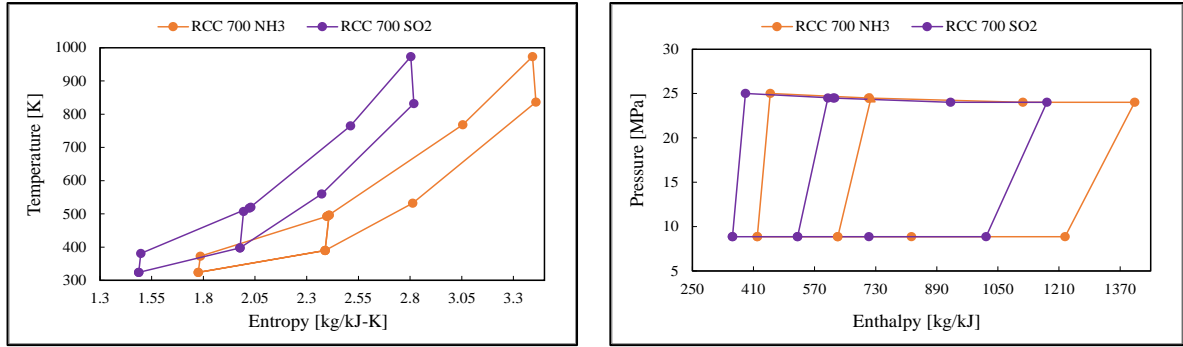


(c)

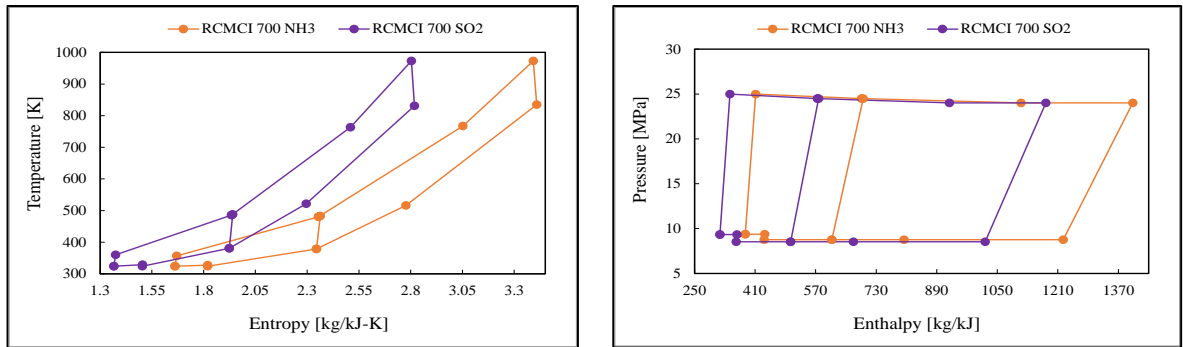
Figura F.1: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas  $\text{CO}_2/\text{COS}$  y  $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{S}$  para un  $\text{CIT} = 51^\circ\text{C}$ ,  $\text{TIT} = 700^\circ\text{C}$  y  $\text{UA} = 5 \text{ MW/K}$

(a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC

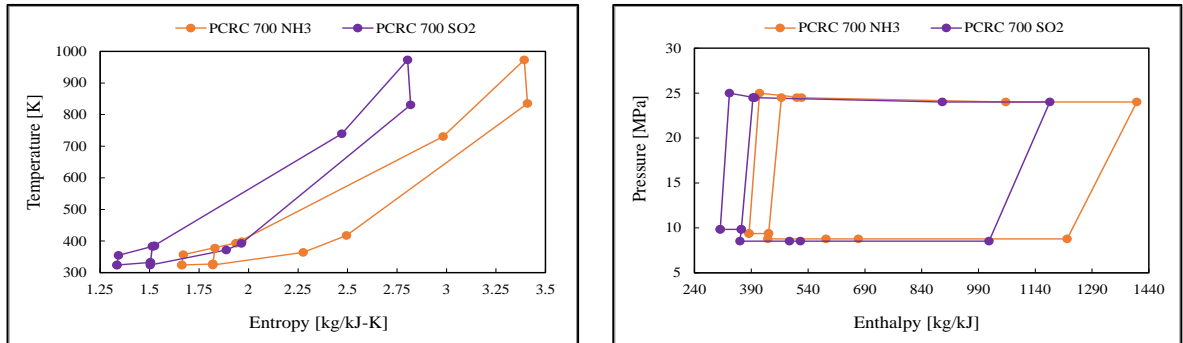
## Comparación de Diagramas Termodinámicos de Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las Mezclas y Topologías de Ciclos Brayton.



(a)



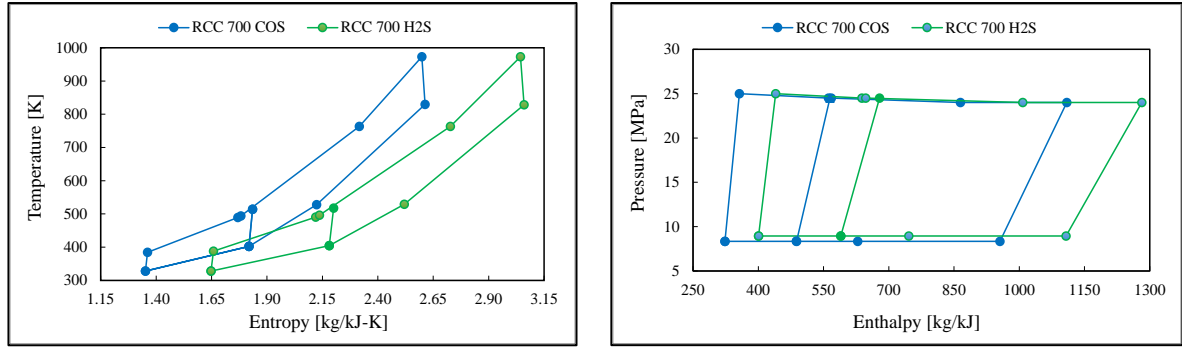
(b)



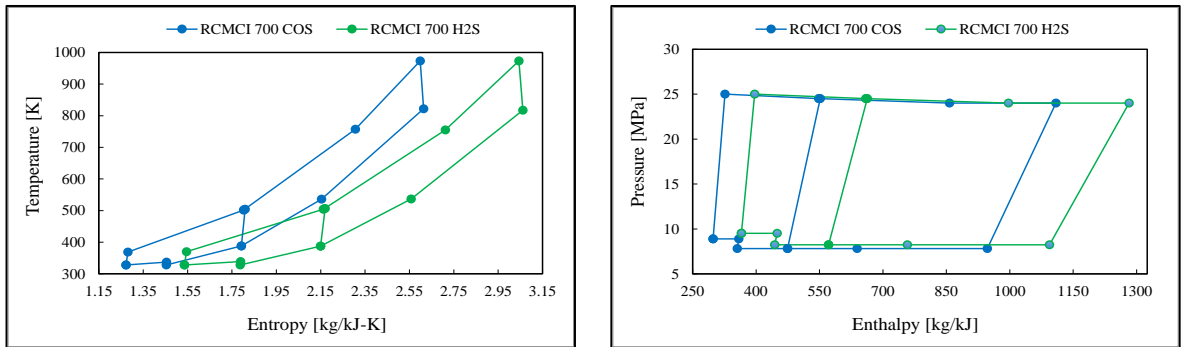
(c)

**Figura F.2:** Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> para un CIT = 51 °C, TIT = 700 °C y UA = 5 MW/K

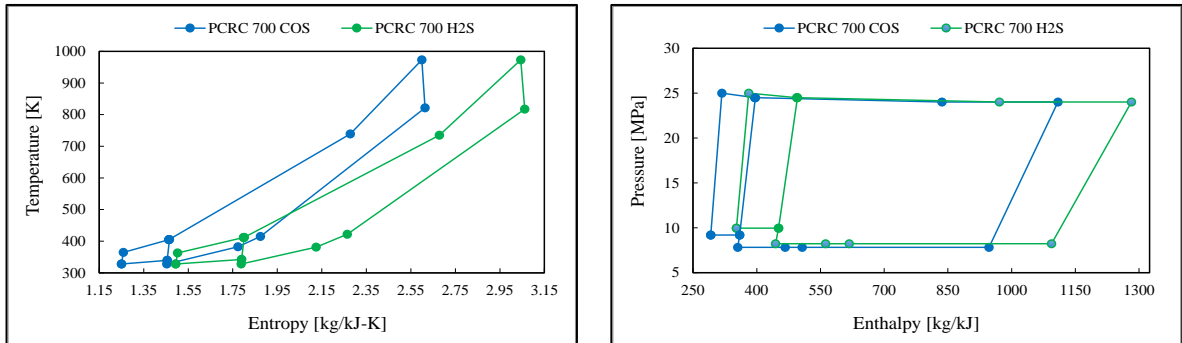
(a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC



(a)



(b)

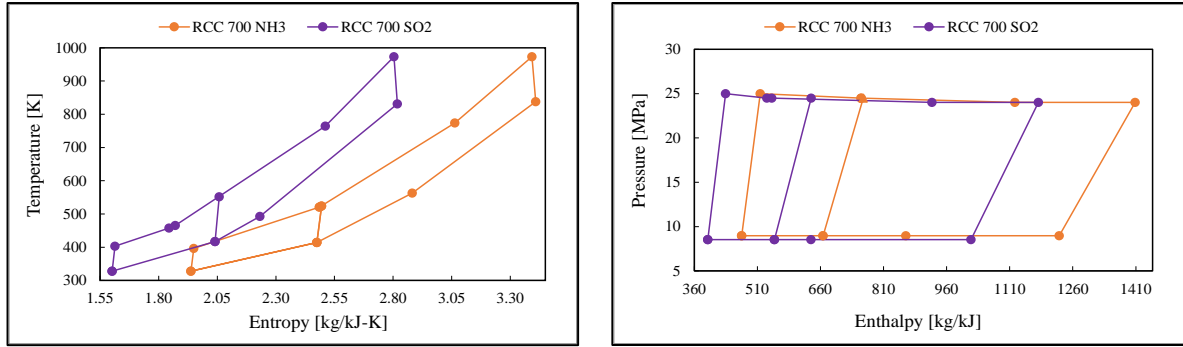


(c)

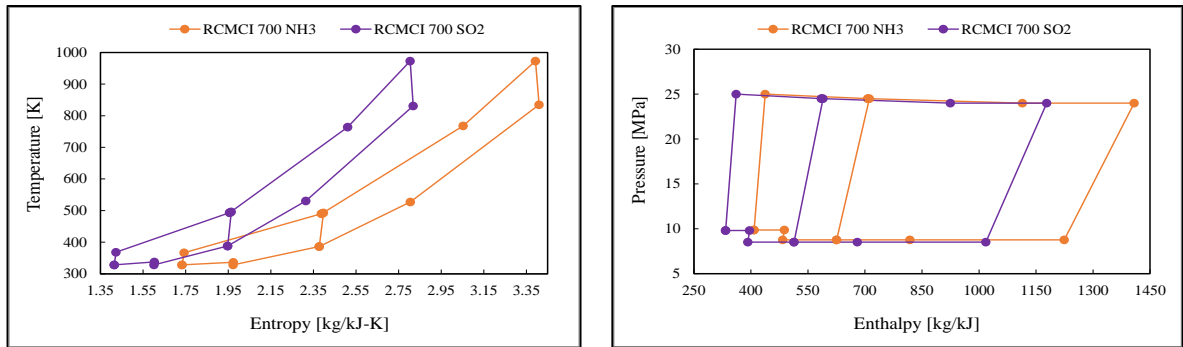
Figura F.3: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S para un CIT = 55 °C, TIT = 700 °C y UA = 5 MW/K

(a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC

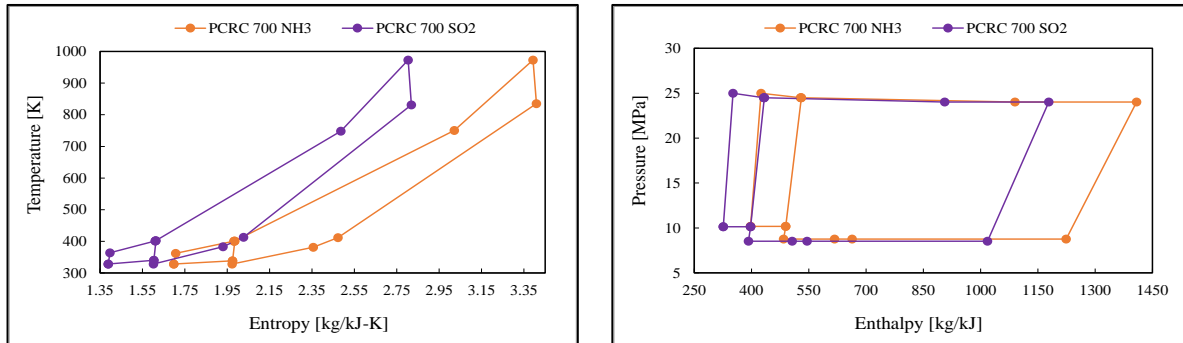
Comparación de Diagramas Termodinámicos de Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las Mezclas y Topologías de Ciclos Brayton.



(a)



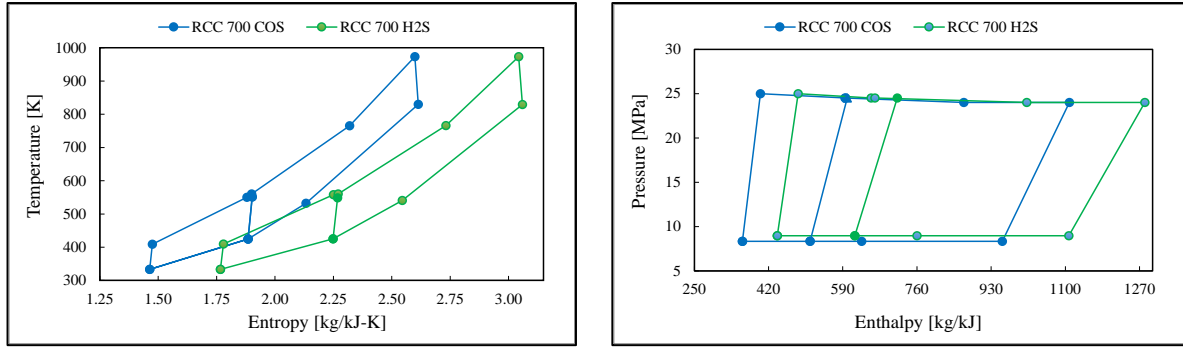
(b)



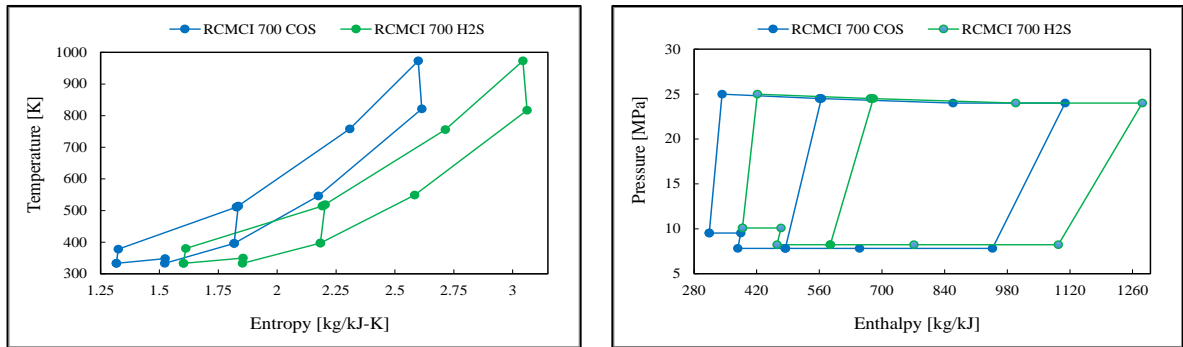
(c)

Figura F.4: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  y  $\text{CO}_2/\text{SO}_2$  para un  $\text{CIT} = 55^\circ\text{C}$ ,  $\text{TIT} = 700^\circ\text{C}$  y  $\text{UA} = 5 \text{ MW/K}$

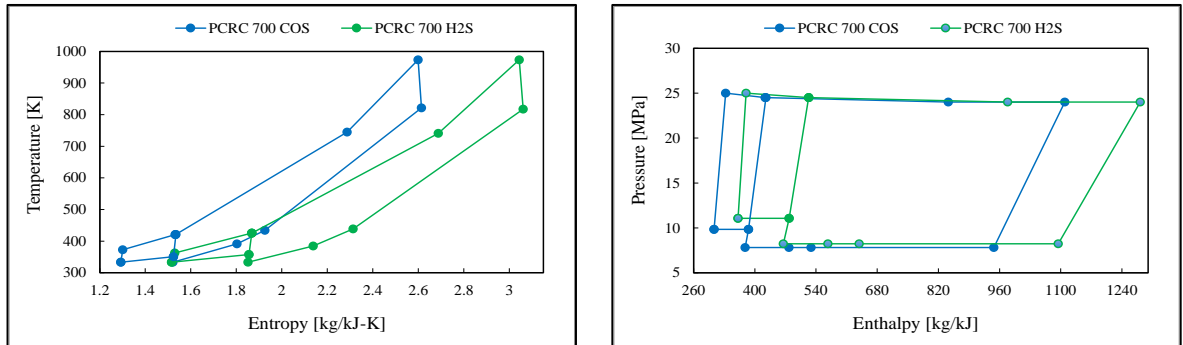
(a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC



(a)



(b)

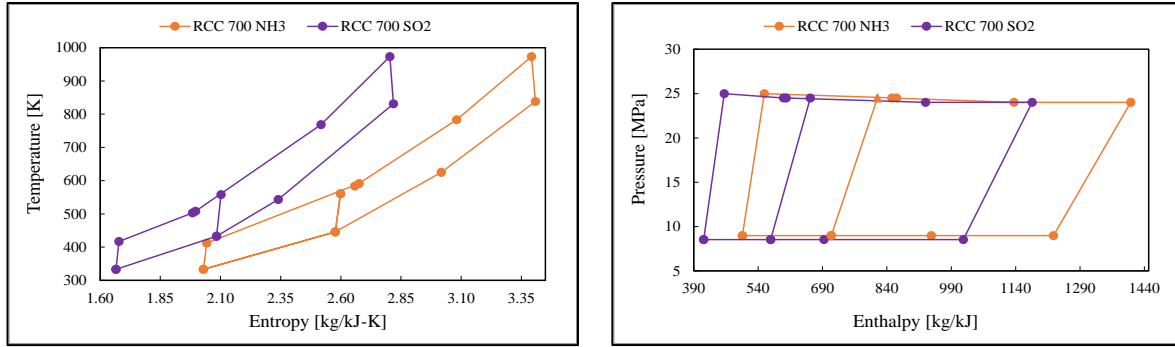


(c)

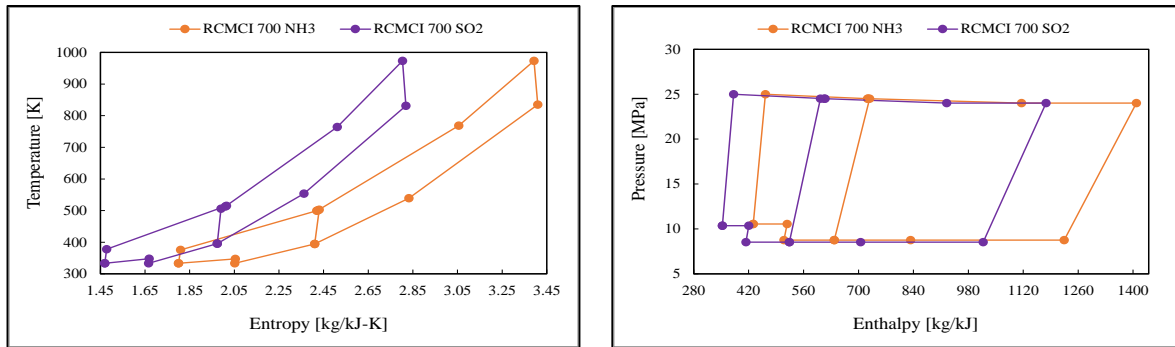
Figura F.5: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas CO<sub>2</sub>/COS y CO<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>S para un CIT = 60 °C, TIT = 700 °C y UA = 5 MW/K

(a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC

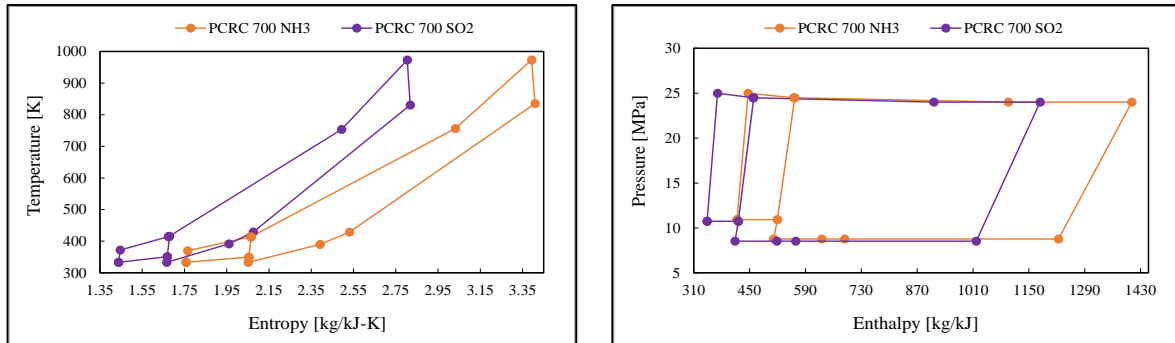
Comparación de Diagramas Termodinámicos de Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las Mezclas y Topologías de Ciclos Brayton.



(a)



(b)



(c)

Figura F.6: Diagramas Termodinámicos: Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía de las mezclas CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> y CO<sub>2</sub>/SO<sub>2</sub> para un CIT = 60 °C, TIT = 700 °C y UA = 5 MW/K

(a) RCC, (b) RCMCI y (c) PCRC