



POLITÉCNICA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID

José Gutiérrez Abascal, 2. 28006 Madrid
Tel.: 91 336 3060
info.industriales@upm.es

www.industriales.upm.es



TRABAJO FIN DE MASTER

ANÁLISIS DE LOS EFECTOS POR EL USO DE ADITIVOS EN CICLOS BRAYTON SUPERCRITICOS DE CO₂

05 TRABAJO FIN DE MASTER

INDUSTRIALES

JUNIO 2023

TRABAJO FIN DE MÁSTER
PARA LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE MÁSTER EN
INGENIERÍA DE LA
ENERGÍA

Lara Fernández Fernández

DIRECTORES DEL TRABAJO FIN
DE MÁSTER:

Ignacio López Paniagua

Ángel Jiménez Álvaro





UNIVERSIDAD
POLITÉCNICA
DE MADRID



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

Máster en Ingeniería de la Energía

TRABAJO FIN DE MÁSTER

TÍTULO: ANÁLISIS DE LOS EFECTOS POR EL USO DE ADITIVOS EN CICLOS BRAYTON SUPERCRÍTICOS DE CO₂

AUTOR: LARA FERNÁNDEZ FERNÁNDEZ

Tutor:
Ignacio López Paniagua
Departamento: Ingeniería Energética

Tutor:
Ángel Jiménez Álvaro
Departamento: Ingeniería Energética

Madrid, junio 2023

Agradecimientos

Quisiera dar las gracias en primer lugar a la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales por darme la oportunidad de cursar mis estudios en el Máster de Ingeniería de la Energía.

Gracias a mis profesores y en especial a mis tutores del trabajo, Ignacio López Paniagua y Ángel Jiménez Álvaro, por su ayuda, sus consejos y su paciencia. Gracias a los dos por haberme permitido realizar un Trabajo Fin de Máster tan interesante.

Gracias a mis compañeros y amigos que me han apoyado a lo largo de estos años de estudios.

Por último, dar las gracias a mi familia, sin ellos hoy no estaría en este punto de mi vida.

Muchas gracias a todos.

RESUMEN

En el presente Trabajo Fin de Máster se plantea el estudio de nuevos fluidos de trabajo basados en el dióxido de carbono supercrítico, empleados en ciclos de potencia Brayton para centrales solares de concentración (CSP).

Inicialmente se realiza una revisión bibliográfica de las centrales solares de concentración existentes actualmente y se centra el foco de estudio en el ciclo de potencia, en concreto en el ciclo Brayton. Posteriormente se estudian las propiedades del CO₂ supercrítico como fluido de trabajo para centrales solares de concentración.

Con estas premisas se parte del trabajo realizado por Tafur-Escanta, et al. (2022), en el cuál estudia diferentes aditivos (mezclas) que mejoran los rendimientos de las CSP y su correlación con la presión crítica de las diferentes mezclas.

Se decide estudiar las tres configuraciones del ciclo Brayton más investigadas hoy en día: el ciclo de recompresión (RCC), el ciclo recompresión con enfriamiento del compresor principal (RCMCI) y el ciclo de enfriamiento parcial con recompresión (PCRC). En el caso de las mezclas estudiadas en este Trabajo, se parte de las investigadas en el artículo de Tafur-Escanta, et al. (2022) y en la Tesis de Valencia-Chapi (2020) y se añaden al estudio alguna más: s-CO₂/C₂H₆, s-CO₂/CH₄, s-CO₂/He, s-CO₂/H₂S, s-CO₂/Kr, s-CO₂/C₅H₁₂, s-CO₂/C₆H₆, s-CO₂/C₃H₈, s-CO₂/C₄H₈, s-CO₂/C₄H₁₀, s-CO₂/C₅H₁₀

Con la introducción clara, la metodología de este trabajo consta de cuatro fases principales: modelización, validación, simulación y análisis.

1. En la fase de modelización, se generan modelos para reproducir las simulaciones de Tafur-Escanta et al. (2022). Para ello se definen los parámetros de diseño para cada ciclo con varias ecuaciones de estado y se construyen los modelos en UniSim®.
2. En la fase de validación, se verifica la exactitud de los modelos construidos comparándolos con los resultados de Tafur-Escanta et al. (2022) y se ajustan los parámetros de diseño del ciclo.
3. En la fase de simulación, se construye un banco de datos del estudio de las simulaciones de los modelos de UniSim® ya construidos y validados, y se seleccionan las condiciones de operación que determinan el rendimiento óptimo para cada topología de ciclo y con cada una de las sustancias consideradas.
4. En la fase de simulación, se analiza la influencia del fluido de trabajo sobre el rendimiento del ciclo. Se realiza un análisis termodinámico con el objeto de descomponer el rendimiento térmico obtenido cuantificando dos aspectos, con ellos se estudia la correlación existente con las propiedades termofísicas estudiadas:
 - El rendimiento correspondiente a la máquina de Carnot equivalente: determinado por la temperatura media de adición y rechazo del ciclo.
 - El término negativo proporcional a las irreversibilidades del ciclo.

Finalmente, los resultados obtenidos en este Trabajo demuestran que el empleo de aditivos en el fluido de trabajo proporciona un impacto positivo en la eficiencia global de los ciclos estudiados, sobre todo en el ciclo RCMCI.

Aunque no se ha encontrado una correlación clara entre las diferentes propiedades termofísicas de los fluidos y la eficiencia global de cada ciclo, puede decirse que este Trabajo Fin de Máster proporciona información de investigación relevante para líneas de investigación futuras.

ABSTRACT

In this Master's Thesis we propose the study of new working fluids based on supercritical carbon dioxide, used in Brayton power cycles for concentrating solar power plants (CSP).

Initially, a bibliographic review of the currently existing CSP plants is carried out and the focus of the study is centered on the power cycle, specifically on the Brayton cycle. Subsequently, the properties of supercritical CO₂ as a working fluid for concentrating solar power plants are studied.

With these premises, we start from the work done by Tafur-Escanta, et al. (2022), in which he studies different additives (mixtures) that improve the performance of CSP and their correlation with the critical pressure of the different mixtures.

It was decided to study the three Brayton cycle configurations most investigated today: the recompression cycle (RCC), the recompression cycle with main compressor cooling (RCMCI) and the partial cooling cycle with recompression (PCRC). In the case of the mixtures studied in this work, we start from those investigated in the article by Tafur-Escanta, et al. (2022) and in the thesis of Valencia-Chapi (2020) and some more are added to the study: s-CO₂/C₂H₆, s-CO₂/CH₄, s-CO₂/He, s-CO₂/H₂S, s-CO₂/Kr, s-CO₂/C₅H₁₂, s-CO₂/C₆H₆, s-CO₂/C₃H₈, s-CO₂/C₄H₈, s-CO₂/C₄H₁₀, s-CO₂/C₅H₁₀

With the clear introduction, the methodology of this work consists of four main phases: modeling, validation, simulation and analysis.

1. In the modeling phase, models are generated to reproduce the simulations of Tafur-Escanta et al. (2022). For this purpose, the design parameters for each cycle are defined with several state equations and the models are built in UniSim®.
2. In the validation phase, the accuracy of the constructed models is verified by comparing them with the results of Tafur-Escanta et al. (2022) and the cycle design parameters are adjusted.
3. In the simulation phase, a data bank is built from the study of the simulations of the UniSim® models already built and validated, and the operating conditions that determine the optimum performance for each cycle topology and with each of the substances considered are selected.
4. In the simulation phase, the influence of the working fluid on the cycle performance is analyzed. A thermodynamic analysis is carried out to break down the thermal efficiency obtained by quantifying two aspects, with which the correlation with the thermophysical properties studied is studied:
 - The yield corresponding to the equivalent Carnot machine: determined by the average temperature of addition and rejection of the cycle.
 - The negative term proportional to the irreversibilities of the cycle.

Finally, the results obtained in this work show that the use of additives in the working fluid provides a positive impact on the overall efficiency of the studied cycles, especially in the RCMCI cycle.

Although no clear correlation has been found between the different thermophysical properties of the fluids and the overall efficiency of each cycle, it can be said that this Master Thesis provides relevant research information for future research lines.

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	1
1.1	TIPOS DE CENTRALES DE ENERGÍA SOLAR CONCENTRADA (CSP)	4
1.1.1	CAMPO SOLAR.....	7
1.1.2	ALMACENAMIENTO TÉRMICO	8
1.1.3	BLOQUE DE POTENCIA	9
2.	OBJETIVOS	13
3.	CICLOS BRAYTON SUPERCRÍTICOS PARA CENTRALES SOLARES DE CONCENTRACIÓN	13
3.1	CENTRALES SOLARES DE CONCENTRACIÓN	13
3.2	CO ₂ SUPERCRÍTICO PARA CENTRALES TERMOSOLARES.....	16
4.	METODOLOGÍA.....	18
4.1	MODELIZACIÓN	21
4.1.1	PARÁMETROS GENERALES	21
4.2	VALIDACIÓN	29
4.2.1	SELECCIÓN CASO DE REFERENCIA	29
4.3	SIMULACIÓN.....	31
4.3.1	DEFINICIÓN CASOS DE SIMULACIÓN Y AMPLIACIÓN DE SUSTANCIAS	31
4.4	ANÁLISIS	34
4.4.1	METODOLOGÍA TERMODINÁMICA	34
4.4.2	METODOLOGÍA DEL ANÁLISIS DE PROPIEDADES TERMOFÍSICAS	35
5	RESULTADOS	36
5.1	CATEGORIZACIÓN DE LA COLECCIÓN COMPLETA DE SUSTANCIAS	37
5.1.1	CICLO RCC.....	37
5.1.2	CICLO RCMCI	40
5.1.3	CICLO PCRC.....	42
5.2	CATEGORIZACIÓN DE LAS MEZCLAS SEGÚN LA TEMPERATURA CRÍTICA	45
5.2.1	CICLO RCC.....	45
5.2.2	CICLO RCMCI	46
5.2.3	CICLO PCRC.....	47
5.3	CATEGORIZACIÓN DE LAS MEZCLAS POR COMPUESTOS ORGÁNICOS	48
5.3.1	CICLO RCC.....	48
5.4	ANÁLISIS ESTADÍSTICO PREMILINAR	50
6	CONCLUSIONES	54
7	BIBLIOGRAFÍA	58
8	ANEXO 1: FUNCIONAMIENTO DE UNISIM®	61

9	ANEXO 2: RESULTADOS DE LOS CICLOS BRAYTON ESTUDIADOS CON DIFERENTES PÉRDIDAS DE CARGA.....	67
---	--	----

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de centrales solares de concentración (CSP) clasificadas según el tipo de concentración.....	1
Figura 2. Diagrama esquemático de la planta solar térmica de concentración de colector cilíndrico-parabólico (Belgasim, et al., 2018).....	5
Figura 3. Diagrama esquemático de la planta solar térmica de concentración de colector lineal Fresnel (Belgasim, et al., 2018).....	5
Figura 4. Diagrama esquemático de la planta solar térmica de concentración de colector disco parabólico (Belgasim, et al., 2018).....	6
Figura 5. Diagrama esquemático de la planta solar térmica de concentración de torre central (Belgasim, et al., 2018).....	6
Figura 6. Diferentes cargas/descargas de potencia aportadas por el almacenamiento energético en centrales CSP (Lovegrove & Stein, 2012).....	8
Figura 7. Ciclo Rankine simple y su diagrama T-s.....	10
Figura 8. Ciclo Rankine con turbina con recalentamientos y su diagrama T-s (Aboelwafa, et al., 2018).....	11
Figura 9. Ciclo Brayton simple y su diagrama T-s.....	11
Figura 10. Diferenciación de ciclo Brayton (parte superior) y de ciclo Rankine (parte inferior), con sus respectivos diagramas T-s (Lovegrove & Stein, 2012).....	12
Figura 11. Elementos de una central solar de concentración (CSP) de tipo torre central (Moreno-Gamboa, F. & Nieto-Londoño, C. 2018).....	14
Figura 12. Ciclo Brayton simple, SBC (Valencia-Chapi, 2020).....	16
Figura 13. Diagrama presión-temperatura del CO ₂ (Muñoz, 2010).....	17
Figura 14. Plan seguidos durante la realización de este trabajo (realización propia).....	20
Figura 15. Ciclo Brayton de recompresión, RCC (Tafur-Escanta et al., 2022).....	22
Figura 16. Diagrama T-s perteneciente al ciclo RCC (Tafur-Escanta, et al., 2022).....	23
Figura 17. Modelo del ciclo RCC en UniSim®.....	24
Figura 18. Ciclo Brayton de recompresión con enfriamiento del compresor principal, RCMCI (Tafur-Escanta et al., 2022).....	25
Figura 19. Diagrama T-s perteneciente al ciclo RCMCI (Tafur-Escanta, et al., 2022).....	25
Figura 20. Modelo del ciclo RCMCI en UniSim®.....	26
Figura 21. Ciclo Brayton de recompresión con enfriamiento parcial con recompresión, PCRC (Tafur-Escanta et al., 2022).....	27
Figura 22. Diagrama T-s perteneciente al ciclo PCRC (Tafur-Escanta, et al., 2022).....	28
Figura 23. Modelo del ciclo PCRC en UniSim®.....	29
Figura 24. Introducción en UniSim® de las nuevas sustancias a estudiar.....	32
Figura 25. Simulación nueva para el ciclo RCC en UniSim®.....	33
Figura 26. Simulación nueva para el ciclo RCMCI en UniSim®.....	33
Figura 27. Simulación nueva para el ciclo PCRC en UniSim®.....	33
Figura 28. Rendimientos del ciclo RCMCI en UniSim®.....	35
Figura 29. Categorización de los ensayos realizados (realización propia).....	36
Figura 30. Rendimiento térmico del ciclo frente a la Tc para el ciclo RCC (realización propia)..	38
Figura 31. Rendimiento térmico del ciclo frente a la Pc para el ciclo RCC (realización propia)..	39
Figura 32. Rendimiento del ciclo frente al Peso molecular para el ciclo RCC (realización propia).....	39
Figura 33. Rendimiento del ciclo frente a la Densidad para el ciclo RCC (realización propia)....	40

Figura 34. Rendimiento térmico del ciclo frente a la T_c para el ciclo RCMCI (realización propia)	41
Figura 35. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c para el ciclo RCMCI (realización propia)	41
Figura 36. Rendimiento del ciclo frente al Peso molecular para el ciclo RCMCI (realización propia)	42
Figura 37. Rendimiento del ciclo frente a la Densidad para el ciclo RCMCI (realización propia)	42
Figura 38. Rendimiento térmico del ciclo frente a la T_c del ciclo PCRC (realización propia)	43
Figura 39. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c para el ciclo PCRC (realización propia)	44
Figura 40. Rendimiento térmico del ciclo frente al Peso molecular para el ciclo PCRC (realización propia)	44
Figura 41. Rendimiento térmico del ciclo frente a la Densidad para el ciclo PCRC (realización propia)	45
Figura 42. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c de las mezclas con T_c superior a la del CO_2 para el ciclo RCC (realización propia)	45
Figura 43. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c de las mezclas con T_c inferiores a la del CO_2 para el ciclo RCC (realización propia)	46
Figura 44. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c de las mezclas con T_c superior a la del CO_2 para el ciclo RCMCI (realización propia)	46
Figura 45. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c de las mezclas con T_c inferior a la del CO_2 para el ciclo RCMCI (realización propia)	47
Figura 46. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c de las mezclas con T_c superior a la del CO_2 para el ciclo PCRC (realización propia)	47
Figura 47. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c de las mezclas con T_c inferior a la del CO_2 para el ciclo PCRC (realización propia)	48
Figura 48. Rendimiento del ciclo frente a la T_c para el ciclo RCC (realización propia)	48
Figura 49. Rendimiento del ciclo frente a la P_c para el ciclo RCC (realización propia)	49
Figura 50. Rendimiento del ciclo frente al Peso molecular para el ciclo RCC (realización propia)	49
Figura 51. Rendimiento del ciclo frente a la Densidad para el ciclo RCC (realización propia)	50
Figura 52. Temperatura crítica frente a la eficiencia del ciclo, para el ciclo RCC (elaboración propia)	51
Figura 53. Presión crítica frente a la eficiencia del ciclo, para el ciclo RCC (elaboración propia)	51
Figura 54. Peso molecular frente a la eficiencia del ciclo, para el ciclo RCC (elaboración propia)	52
Figura 55. Densidad frente a la eficiencia del ciclo, para el ciclo RCC (elaboración propia)	52
Figura 56. Temperatura crítica frente a la eficiencia del ciclo de Carnot, para el ciclo RCC (elaboración propia)	53
Figura 57. Selección componentes del ciclo en UniSim®	61
Figura 58. Selección modelo termodinámico del ciclo en UniSim®	62
Figura 59. Entorno de simulación de UniSim®	62
Figura 60. Ciclo RCC en UniSim®	63
Figura 61. Ciclo RCC simulado en UniSim®	63
Figura 62. Ciclo RRC completo simulado en UniSim®	64
Figura 63. Valores del ciclo RCC del "SpreadSheet"	65
Figura 64. Herramienta "Case Studies"	65
Figura 65. Obtención del rendimiento máximo del ciclo para las condiciones $TIT=550\text{ }^\circ\text{C}$ y $T1=51\text{ }^\circ\text{C}$	66

Figura 66. Ciclo RCMCI simulado en UniSim®	66
Figura 67. Ciclo PCRC simulado en UniSim®	67

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Resultados para el primer criterio de validación (realización propia).....	29
Tabla 2. Resultados para el segundo y tercer criterio de validación para el ciclo Brayton RCC (realización propia)	30
Tabla 3. Resultados para el segundo y tercer criterio de validación para el ciclo Brayton RCMCI (realización propia)	30
Tabla 4. Resultados para el segundo y tercer criterio de validación para el ciclo Brayton PCRC (realización propia)	30
Tabla 5. Correlación entre la presión crítica y los rendimientos de las mezclas que aumentan la temperatura crítica del CO ₂ para el ciclo RCC (realización propia).....	38
Tabla 6. Correlación entre la presión crítica y los rendimientos de las mezclas que aumentan la temperatura crítica del CO ₂ para el ciclo RCMCI (realización propia)	40
Tabla 7. Correlación entre la presión crítica y los rendimientos de las mezclas que aumentan la temperatura crítica del CO ₂ para el ciclo PCRC (realización propia).....	43
Tabla 8. Media y varianza de las propiedades termofísicas estudiadas y de las eficiencias para el ciclo RCC (elaboración propia)	50
Tabla 9. Valores de temperatura y presión crítica obtenidas con los simuladores UniSim® y REFPROP.....	67
Tabla 10. Resultados CO ₂ puro para el ciclo RCC (realización propia)	68
Tabla 11. Resultados CO ₂ puro para el ciclo RCMCI (realización propia).....	69
Tabla 12. Resultados con CO ₂ puro para el ciclo PCRC (realización propia)	70
Tabla 13. Resultados CO ₂ puro para el ciclo RCC (realización propia)	71
Tabla 14. Resultados CO ₂ puro para el ciclo RCMCI (realización propia).....	72
Tabla 15. Resultados CO ₂ puro para el ciclo PCRC (realización propia)	73

ABREVIATURAS

γ : Fracción dividida al recompresor (Fraction divided at recompressor)

γ_c : Fracción dividida al compresor principal (Fraction divided at main compressor)

CSP: Central solar de concentración (Concentrated Solar Power)

DNI: Radiación directa (Direct Normal Irradiation)

DHI: Radiación difusa (Direct Horizontal Irradiation)

DSG: Generación de energía directa (Direct Steam Generation)

HTR: Recuperador de calor de alta temperatura (High Temperature Recompressor)

LCOE: Coste normalizado de la Energía (Levelized Cost of Energy)

LK: Lee-Kessler

LTR: Recuperador de calor de baja temperatura (Low Temperature Recompressor)

MC: Compresor primario (Main Compressor)

P1: Presión de entrada al compresor principal (Inlet pressure to main compressor)

PC: Preenfriador (Pre-Cooler)

PCRC: Ciclo de enfriamiento parcial con recompresión (Partial Cooling Recompression Cycle)

PHX: Intercambiador de calor primario (Primary Heater Exchanger)

PR: Peng-Robinson

RC: Recompresor (Recompressor)

RCC: Ciclo de recompresión (Recompression Cycle)

RCMCI: Ciclo de recompresión con enfriamiento del compresor principal (Recompression Cycle with Main Compressor Intercooling)

REFPROP: Propiedades termodinámicas y de transporte de referencia (Reference Thermodynamic and Transport Properties)

SBC: Ciclo Brayton simple (Simple Brayton Cycle)

s-CO₂: Dióxido de carbono supercrítico (Supercritical Carbon Dioxide)

SRK: Soave-Redlich-Kwong

T: Turbina (Turbine)

T1: Temperatura de entrada al compresor principal (Main Compressor Inlet Temperature)

TIT: Temperatura de entrada a la turbina (Turbine Inlet Temperature)

TES: Sistema de almacenamiento de energía térmica (Thermal Energy Storage systems)

1. INTRODUCCIÓN

La energía del sol puede emplearse para producir energía eléctrica mediante plantas termosolares de concentración, también llamadas CSP (Concentrated Solar Power). Estas tecnologías convierten la radiación solar en energía térmica, que es almacenada en un fluido, llamado fluido de trabajo; esta conversión es a veces directa y a veces mediante procesos intermedios. El fluido de trabajo al ser turbinado en un conjunto turbina-generador, produce energía eléctrica.

Las CSP se componen de tres bloques diferenciados principales: el llamado campo solar, el almacenamiento térmico y el bloque de potencia (Valencia-Chapi, 2022).

En el bloque de campo solar la irradiación procedente del sol es concentrada en un área pequeña mediante el uso de espejos. Este calor concentrado es absorbido por el fluido caloportador de energía térmica, que generará vapor o aire caliente, lo cual será usado para alimentar a la turbina del bloque de potencia y producir así electricidad.

En caso de existir exceso de energía térmica captada, esta se almacena en el bloque de almacenamiento térmico, para posteriormente cuando sea necesario emplear esta energía en la turbina del bloque de potencia (Ortega y Gutiérrez, 2020), (Liu, et al. 2016).

Para alcanzar densidades de energía adecuadas es necesario concentrar la radiación solar mediante espejos. La Figura 1 muestra un esquema de los diferentes tipos de plantas termosolares, cuyas diferencias vienen determinadas fundamentalmente por el tipo de espejo empleado.

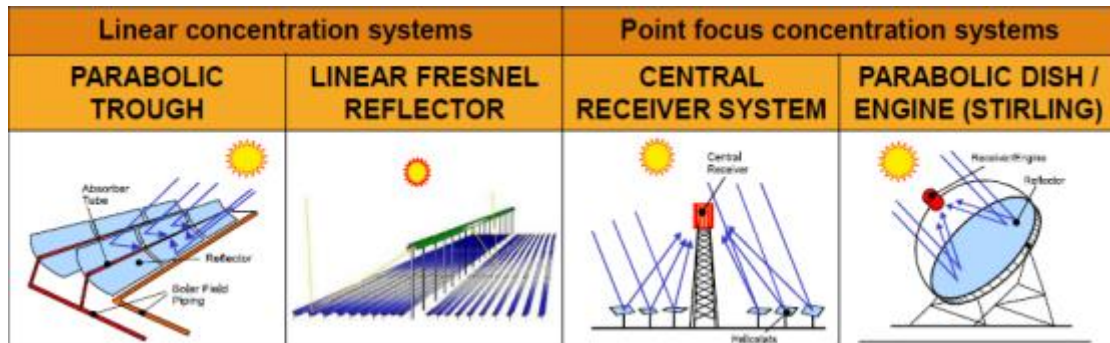


Figura 1. Tipos de centrales solares de concentración (CSP) clasificadas según el tipo de concentración

Los espejos suelen distribuirse por amplias extensiones de terreno llamadas campos de colectores o campo solar. En las plantas de tipo torre central, el campo solar concentra la radiación sobre un único punto, situado aproximadamente en el centro del campo, a cierta altura sobre el terreno en una torre. Por este punto se circula el fluido térmico, que almacenará la energía elevando su temperatura. Por diversas razones relacionadas tanto con cuestiones de tipo práctico como por sus propiedades termofísicas, es muy frecuente que este fluido no se pueda enviar a la turbina directamente. En ese caso, su energía se transfiere en un intercambiador de calor al fluido de trabajo, que será el que circulará por la turbina.

En otro tipo de plantas, tales como las de colectores cilindro-parabólicos, las Fresnel y las de disco parabólico, el fluido térmico se calienta en cada espejo. Los colectores de tipo cilindro-parabólico tienen sección parabólica y son alargados, y el fluido térmico circula por un conducto que recorre el eje de la parábola. Los colectores de tipo Fresnel son planos y alargados, y se

enfocan sobre un eje elevado por el que circula el fluido térmico. Tanto en campos solares de colectores cilindro-parabólicos como en Fresnel, se emplea un fluido térmico que se distribuye por todo el campo mediante un circuito de tuberías, y posteriormente se conduce a un intercambiador de calor donde cede la energía al fluido de trabajo. En cambio, las plantas de colectores de disco parabólico están formadas por unidades independientes. Cada una tiene forma circular y sección parabólica, de forma que concentra la radiación sobre un único punto en el que se encuentra el fluido térmico, y que forma parte de un motor de tipo Stirling, acoplado a un generador que realiza la conversión a energía eléctrica en ese punto (Abanades, et al., 2010).

Como se ha comentado, la opción más frecuente es emplear un fluido térmico para recibir la energía solar en el campo solar, y un fluido distinto, de trabajo, para el ciclo de potencia. La parte de las plantas solares por las que circula el fluido térmico se llama bloque solar y la parte del fluido de trabajo bloque de potencia. Ya se han comentado los diferentes tipos de bloque solar según el tipo de colector que empleen. Los bloques de potencia suelen ser de ciclo Rankine mayoritariamente o también de ciclo Brayton, empleándose uno u otro, dependiendo de las características del campo solar y del fluido de trabajo.

La energía primaria de las plantas termosolares es la radiación solar directa, cuya disponibilidad está sujeta a una variación cíclica compleja. Por un lado, los valores máximos variarán significativamente dependiendo de la estación del año y por otro dependiendo de la hora del día. El recurso solar realmente disponible en un momento concreto dependerá además de la presencia de nubes, la oclusión parcial por presencia de aves u otras sombras y la humedad ambiente entre otros factores. La producción de energía eléctrica de las plantas termosolares seguirá la suma de todos estos factores, por lo que será nominal durante las horas de mayor radiación, parcial en periodos de radiación intermedia y nula durante las noches o periodos de baja radiación (Xinhai Xu, et al., 2016).

Esta característica plantea algunas cuestiones de importancia. Por una parte, el carácter estacional hace que la energía termosolar ofrezca una disponibilidad reducida durante algunos periodos, comprometiendo la seguridad de suministro. Por otro lado, hace que las horas de operación de las plantas a lo largo de un año se sitúe entorno a las 2000h en España (Dinter & Mayorga, 2013), que implica un factor de capacidad reducido, lo que puede comprometer la rentabilidad de las plantas (Zhang, et al., 2013). Por último, los continuos cambios de régimen de funcionamiento debido a nubes u otros factores transitorios, así como los arranques y paradas al iniciarse el día o llegar la noche someten a los equipos -especialmente a las turbinas- a un deterioro mayor que en plantas de otra naturaleza.

Con el fin de mitigar estos efectos, con frecuencia se incluyen sistemas de almacenamiento de energía acoplados a las plantas. Estos sistemas permiten almacenar el exceso de energía que pudiera darse durante periodos de alta radiación solar, para poder usarla durante otros momentos en los que el recurso solar sea bajo (nubes, noche, etc.). Los sistemas de almacenamiento más comunes, ampliamente implementados, consisten en dos tanques en los que se almacenan sales fundidas a alta y a baja temperatura respectivamente. Genéricamente se llaman TES: Thermal Energy Storage systems. Cuando el campo solar recibe más energía de la que el bloque de potencia puede procesar, el exceso se utiliza para calentar parte de las sales del tanque frío y enviársela al caliente. Cuando la radiación solar es baja, parte de las sales calientes se usan para alimentar de energía el bloque de potencia y seguir produciendo energía eléctrica. Las plantas que incorporan TES suelen diseñarse con campos solares grandes, de forma que puedan abastecer al sistema de almacenamiento durante suficientes horas al año. Con estas

técnicas, se logra que las plantas termosolares puedan producir energía en ausencia de sol durante varias horas.

Los parámetros de diseño básico del ciclo de potencia de las plantas termosolares son la temperatura de entrada a la turbina (TIT) y la temperatura del foco frío. La tendencia general es que cuanto mayor sea la TIT (Turbine Inlet Temperature) y menor la del foco frío, mayor será el rendimiento del ciclo. La temperatura del foco frío normalmente es una variable dada por la localización de la planta, ya que se empleará como foco frío típicamente bien el agua de un río, y en la mayoría de los casos el aire ambiente. Dado que los emplazamientos habituales de las plantas termosolares suelen encontrarse en lugares de poca abundancia de agua, el último caso suele ser común, empleando aerocondensadores para la cesión de calor. Esto hace que la temperatura inferior del ciclo termodinámico tenga que ser relativamente elevada, en torno a 25°C o incluso superior (Xinhai, et al., 2016) (Alexopoulos & Hoffschmidt, 2010).

Por otra parte, la TIT máxima la fijará el fluido térmico de la planta. La mayoría de las plantas existentes en España actualmente (Protermosolar, 2004) (NREL, 1997) emplea aceite térmico como fluido térmico, lo que sitúa la TIT necesariamente por debajo de 393°C, temperatura de ebullición de este fluido. En el caso de emplear otro fluido, tal como podrían ser las sales fundidas, por ejemplo, empleadas en la central denominada Gemasolar situada en Sevilla (Andalucía, España), o poder usar el fluido térmico directamente como fluido de trabajo (Laing, et al., 2011) (Steinmann & Eck, 2006) (Valencia-Chapi, 2020) (Tafur-Escanta, et al., 2022), la TIT podría elevarse considerablemente, favoreciendo un mayor rendimiento.

En este trabajo se va a continuar la investigación ya publicada en (Valencia-Chapi, 2020) (Tafur-Escanta, et al., 2022). Estas investigaciones están centradas en varias variantes de ciclos Brayton de potencia: RCC, RCMCI y PCRC, y estudian el máximo rendimiento posible con cada una de ellas con diversos fluidos de trabajo, todos ellos mezclas de CO₂, en los que el fluido de trabajo se hace funcionar en condiciones supercríticas. Estos ciclos resultan interesantes por dos motivos fundamentales:

- La temperatura inferior de operación (temperatura de entrada al compresor), que como se ha comentado debe situarse ligeramente por encima de las condiciones ambientales, está en el entorno de la temperatura crítica del CO₂.
- Las absorciones y cesiones de calor se producen con calor sensible, lo que permite por una parte realizar una regeneración efectiva y por otra, adecuar los perfiles de temperatura en los intercambiadores de calor tanto con el fluido térmico como con el aire ambiente, reduciendo así las irreversibilidades en los procesos de transferencia de calor.

En investigaciones anteriores se ha tratado de identificar una relación entre las propiedades termofísicas de las mezclas de CO₂ empleadas como fluido de trabajo, y el máximo rendimiento obtenible con cada una de las topologías estudiadas. Dado que en el último trabajo de Tafur-Escanta, et al., (2022) pareció identificarse una relación con la presión crítica de la mezcla, pero en un número reducido de sustancias, en este estudio se pretende verificar esta tendencia sobre un mayor número de mezclas.

Uno de los puntos innovadores de la investigación es la metodología de análisis termodinámico empleada, que permite distinguir dos aspectos clave en las prestaciones de la planta. Por una parte, la influencia de las temperaturas a las que el ciclo absorbe y cede calor, que como se ha comentado deben de ser lo más diferentes posible, y por otro la influencia de las irreversibilidades. Puede darse el caso de que para mejorar el primer aspecto sea necesario operar el ciclo en unas condiciones que empeoren el segundo, por lo que la situación óptima requeriría un compromiso. En esta investigación se desea continuar con la aplicación de esta metodología.

El estudio se ha basado en un simulador para los ciclos estudiados construido en Unisim® (HoneyWell Forge). Este simulador se ha construido y se ha validado frente a los estudios anteriores antes de ser empleado para el análisis de las nuevas mezclas estudiadas. En este proceso se ha tenido en cuenta la base de datos de propiedades termofísicas usada, ya que se ha verificado que tiene cierta influencia sobre los cálculos. Además, se ha comprobado el cálculo de las propiedades críticas de las mezclas, que ha requerido cierta atención debido a la dificultad de su estimación.

En la sección 1.1 se describen brevemente los tipos de centrales de energía termosolar mencionados arriba, incluyendo los sistemas de almacenamiento y los ciclos termodinámicos usuales.

La sección 2 enumera los objetivos de este estudio y la sección 3 se describen los ciclos Brayton supercríticos en los que se basa este estudio.

La sección 4 se dedica a la metodología que se ha empleado, describiendo las distintas fases, las dificultades técnicas en cada una, los casos de estudio considerados, la construcción y validación del simulador y se explica brevemente la metodología de análisis termodinámico empleada.

Finalmente, la sección 5 presenta los resultados obtenidos de las simulaciones: el rendimiento máximo de las distintas configuraciones con las distintas mezclas estudiadas.

Las conclusiones del estudio se comentan en la sección 6.

1.1 TIPOS DE CENTRALES DE ENERGÍA SOLAR CONCENTRADA (CSP)

En este apartado se va a realizar una revisión bibliográfica de los tipos de centrales solares de concentración existentes hoy en día, haciendo más hincapié en las de tipo de torre central por ser el área de estudio donde mayor importancia está teniendo la aplicación del ciclo Brayton de s-CO₂.

Para clasificar los tipos de centrales solares de concentración, primero se debe realizar un breve estudio de la fuente de energía.

La energía solar que emite el sol no llega completamente a la superficie ya que se dan los fenómenos de absorción, difusión y reflexión. Entre los factores que disminuyen la intensidad de la radiación solar se encuentran la latitud y altitud de la zona en la que inciden los rayos solares, la época del año, la hora del día, las condiciones meteorológicas y el índice de reflexión del suelo (Blanco, 2017).

Estos parámetros son de gran importancia a la hora del diseño de una central térmica de concentración, por ello se debe estudiar previamente la distribución de la radiación, que se encuentra clasificada en tres tipos de radiaciones (Enriquez, 2017):

- Radiación directa o Direct Normal Irradiation (DNI): radiación que llega directamente del sol sin ninguna perturbación, la cual es esencial para el diseño de los proyectos de las CSP.
- Radiación difusa o Direct Horizontal Irradiation (DHI): radiación dispersada de su dirección original, no puede ser enfocada o concentrada por ningún sistema óptico existente.
- Radiación reflejada: radiación reflejada por la superficie terrestre.

El estudio de la energía solar ha permitido que actualmente existan varios tipos de centrales solares de concentración, entre las que destacan (Crespi, 2019):

a) Planta solar térmica de concentración de colectores cilíndrico-parabólicos.

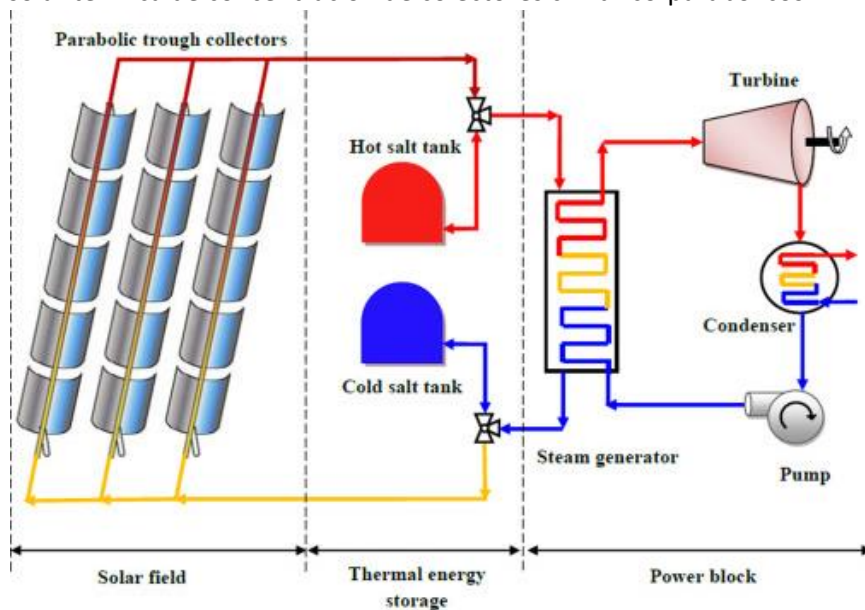


Figura 2. Diagrama esquemático de la planta solar térmica de concentración de colector cilíndrico-parabólico (Belgasim, et al., 2018)

b) Planta solar térmica de concentración de colectores lineales Fresnel.

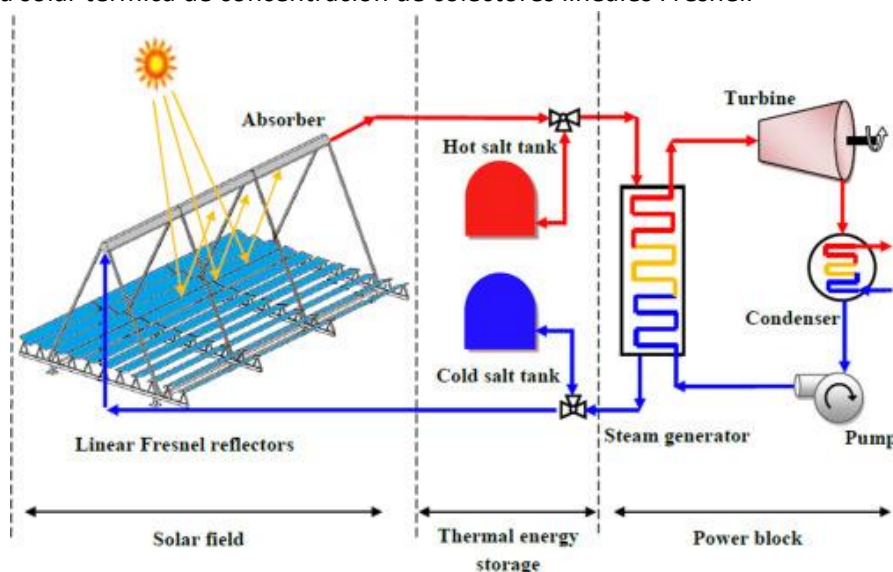


Figura 3. Diagrama esquemático de la planta solar térmica de concentración de colector lineal Fresnel (Belgasim, et al., 2018)

c) Planta solar térmica de concentración de colectores de disco parabólico.

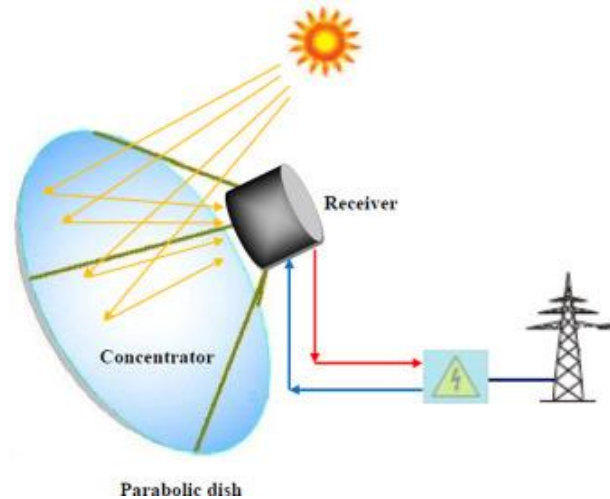


Figura 4. Diagrama esquemático de la planta solar térmica de concentración de colector disco parabólico (Belgasim, et al., 2018)

d) Planta solar térmica de concentración de torre central.

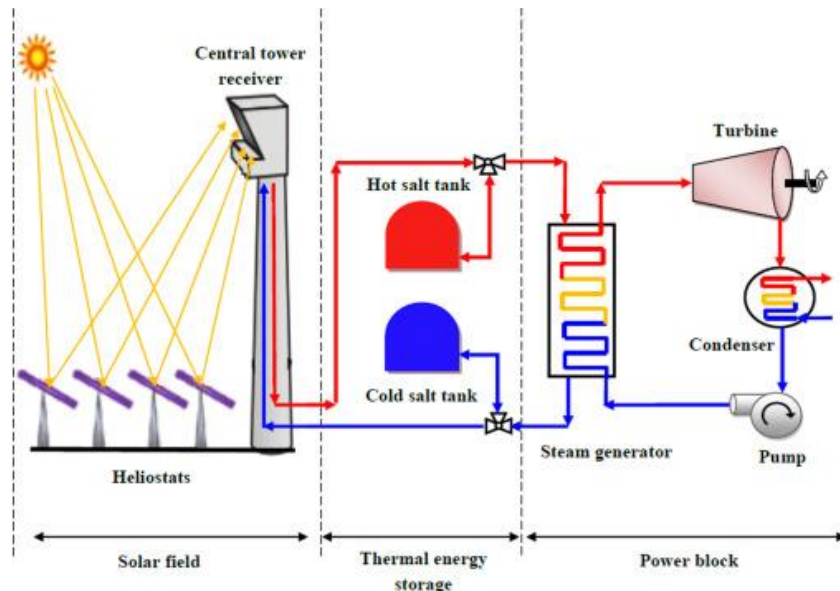


Figura 5. Diagrama esquemático de la planta solar térmica de concentración de torre central (Belgasim, et al., 2018)

Como se ha comentado anteriormente estas centrales se componen de tres bloques principales: el bloque de potencia, el de almacenamiento térmico y el de campo solar. Estos bloques serán explicados a continuación.

En las diferentes Figuras 2, 3, 4 y 5, se observa que existen varias semejanzas entre estas tecnologías, siendo la principal diferencia el bloque de campo solar. Esta diferencia es la que genera la clasificación de las centrales solares de concentración.

A continuación, se va a exponer la diferenciación de este tipo de centrales atendiendo a los diferentes bloques de los que se componen.

1.1.1 CAMPO SOLAR

Este bloque es el encargado de concentrar la radiación solar en el fluido caloportador, según el tipo de colector empleado para la concentración se diferencian cuatro tipos.

a) Colector cilíndrico-parabólico

El bloque de campo solar se compone de numerosos colectores cilíndrico-parabólicos, el tubo de absorción se dispone en la zona intermedia para poder concentrar toda la irradiación, esta disposición puede verse en la Figura 2.

Los colectores se disponen en dirección norte-sur y presentan un sistema de seguimiento para seguir al sol en todas las horas del día (Lovegrove, K., Stein, W., 2012).

Estos colectores concentran muy bien la irradiación, pero tienen una estructura compleja y costosa. Emplean agua, aceites o siliconas sintéticas como fluido caloportador (Blanco, 2017).

b) Colector lineal Fresnel

El bloque de campo solar se compone de numerosos colectores lineales Fresnel, estos están formados por placas rectangulares que captan la radiación solar.

Se disponen en una única dirección, norte-sur, por lo que reflejan la irradiación en un tubo superior para concentrarla, disponen de un sistema de seguimiento para poder moverse en dirección este-oeste cuando sea necesario (Bhatia, 2014) (Lovegrove, K., Stein, W., 2012).

El tubo que se encuentra en la parte superior tiene otro reflector semicircular para ayudar en la concentración de la irradiación. Por el tubo circula el fluido caloportador que posteriormente se conduce al bloque de potencia. Esta configuración puede verse en la Figura 3.

Estos colectores son sencillos, baratos y de fácil instalación. Como fluido caloportador principalmente se usan agua o aceites orgánicos (Sun, 2021).

c) Colector disco parabólico

El bloque de campo solar se compone de varios colectores disco parabólicos, se emplea un reflector parabólico para concentrar la irradiación y llevarla al foco caliente.

El motor de combustión externa se encuentra entre el foco caliente y el foco frío. El reflector se mueve en dos direcciones, norte-sur y este-oeste (Sun, 2021).

Tiene pocas pérdidas ya que los receptores y la generación eléctrica están muy próximos. Esta tecnología está en fase de investigación, además es la que mayores diferencias presenta respecto a las demás. Su configuración puede verse en la Figura 4.

d) Torre central

El bloque de campo solar se compone de una torre rodeada por espejos, denominados heliostatos. La función de los heliostatos es captar la irradiación para concentrarla en el punto alto de la torre, es decir, en el receptor. Por este receptor fluye el fluido caloportador, el cual absorbe el calor concentrado que posteriormente dirige hacia el bloque de potencia.

Los heliostatos presentan dos grados de libertad pudiendo moverse en dirección este-oeste y norte-sur, lo que les permite aprovechar toda la irradiación en todas las horas del día y en todas las estaciones del año.

El fluido caloportador empleado puede ser agua, aceites sintéticos, sales fundidas o aire. Debido al alto grado de concentración es posible usar ciclos Brayton en lugar de ciclos Rankine, que tienen menor rendimiento.

Este tipo de campo solar suele emplearse para aplicaciones de alta temperatura, por encima de los 550 °C, lo que consigue una eficiencia mayor en comparación con las anteriores tecnologías descritas (Sun, 2021) (Lovegrove, K., Stein, W., 2012). Su configuración puede verse en la Figura 5.

1.1.2 ALMACENAMIENTO TÉRMICO

El siguiente bloque del que se componen las CSP es el almacenamiento térmico. No todas las centrales disponen de él, pero cada vez es más empleado por sus grandes ventajas.

El almacenamiento de energía térmica consigue que las centrales de concentración solar puedan trabajar en horarios prolongados, como por ejemplo por la noche o en días nublados o lluviosos, atenuando así las fluctuaciones del sol. Además, como puede verse en la Figura 6 con el almacenamiento térmico la generación de electricidad puede desplazarse a periodos de alta demanda, lo que provoca un aumento en su valor económico (Lovegrove & Stein, 2012).

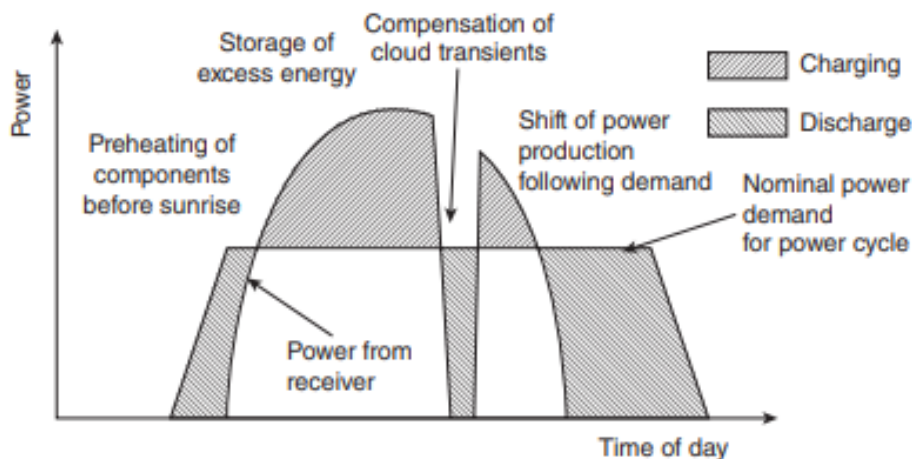


Figura 6. Diferentes cargas/descargas de potencia aportadas por el almacenamiento energético en centrales CSP (Lovegrove & Stein, 2012)

La energía térmica concentrada por el campo solar se almacena en depósitos para convertirla en electricidad, con el bloque de potencia, cuando sea necesario.

Existen diversas formas de almacenamiento, así como tipo de materiales y métodos que cumplen los requerimientos exigidos a las centrales. Para el dimensionamiento y la elección de los equipos es primordial que se tenga en cuenta la velocidad de respuesta a la demanda de energía de la red (Liu et al., 2016) (Pelay et al., 2017).

Los tipos de almacenamiento se clasifican en dos: en serie y en paralelo.

- El almacenamiento en serie almacena directamente el fluido caloportador que atraviesa los colectores y lo emplea posteriormente para alimentar el ciclo de potencia.

- En el almacenamiento en paralelo, se sobredimensionan los colectores respecto a la potencia que producen las turbinas y el fluido calentado excedente se emplea para calentar el depósito de sales. Cuando la irradiación disminuye parte del fluido caloportador que circula por los colectores es llevado hacia un intercambiador para calentarse con las sales fundidas que han sido calentadas previamente y así mantener el ciclo funcionando a plena carga.

El almacenamiento más utilizado hoy en día es el paralelo, en concreto el uso de dos tanques con sales fundidas, uno para almacenar el calor y otro para almacenar el frío. Las grandes ventajas son la alta eficiencia y el poco riesgo de la tecnología (Liu et al., 2016).

Por bibliografía se sabe que existen numerosos estudios para implantar nuevos sistemas de almacenamiento que permitan aumentar el rango de temperatura y reducir costes. Las tecnologías más estudiadas son el almacenamiento en tanque por termoclina (calor sensible) o el almacenamiento con materiales de cambio de fase (calor latente).

El acoplamiento de dos tecnologías de almacenamiento, como puede ser sensible-latente, sensible-termoquímico o sensible-sensible, proporciona un aumento en la capacidad de almacenamiento, aumenta la temperatura a la que puede trabajar el bloque de potencia y reduce los tiempos de los ciclos (carga/descarga), además de aumentar la eficiencia del ciclo. El problema es el diseño complejo de estos sistemas (Pelay et al., 2017).

La implantación de nuevos sistemas de almacenamiento debe tener en cuenta ciertos requisitos para garantizar un almacenamiento dinámico y de larga duración. Como establecen Kuravi et al., (2013), los principales requisitos son:

- Alta densidad energética del material de almacenamiento.
- Alta transferencia de calor entre el fluido caloportador y el medio de almacenamiento.
- Compatibilidad química entre el fluido caloportador, intercambiador de calor y el medio de almacenamiento.
- Reversibilidad para un elevado número de ciclos de carga y descarga.
- Pequeñas pérdidas térmicas.
- Bajo coste e impacto ambiental.

Integrar el almacenamiento energético en el diseño de las centrales CSP aporta grandes beneficios, puesto que se puede lograr un coste mínimo o un impacto cero mejorando considerablemente la eficiencia general de la central y además reduciendo el coste de la energía generada (Lovegrove & Stein, 2012).

1.1.3 BLOQUE DE POTENCIA

El último bloque que forma parte de las centrales solares de concentración es el bloque de potencia, en él se da la transformación de energía térmica en eléctrica.

El bloque de potencia consiste en la generación de electricidad a partir de la energía térmica obtenida por la concentración de la irradiación solar. Se diferencian dos tipos: el ciclo de potencia Rankine y el ciclo de potencia Brayton, que son descritos a continuación.

a) Ciclo de potencia Rankine

El ciclo de potencia Rankine es un ciclo termodinámico de presión constante que convierte parte del calor en trabajo mecánico. Es el ciclo más común actualmente instalado y además el más competitivo económicamente para la generación de energía eléctrica a partir de la energía solar térmica (Aboelwafa, et al., 2018).

Como puede verse en la Figura 7, el ciclo Rankine simple se compone principalmente de una caldera que se encarga de evaporar el fluido de trabajo, una turbina, dónde el fluido de trabajo se expande y provoca la generación de energía, un condensador que condensa el fluido por la bajada de presión y una bomba que aumenta la presión del fluido condensado. En las CSP, se emplea el colector solar como evaporador.

Atendiendo al diagrama T-s del ciclo Rankine simple, el tramo 1-2 corresponde a la bomba que comprime el fluido, el tramo 2-3 corresponde al evaporador, el tramo 3-4 corresponde a la turbina, donde al expandir el fluido disminuye la temperatura, y el tramo 4-1 corresponde al condensador. En este ciclo se produce una condensación y cambio de fase del fluido.

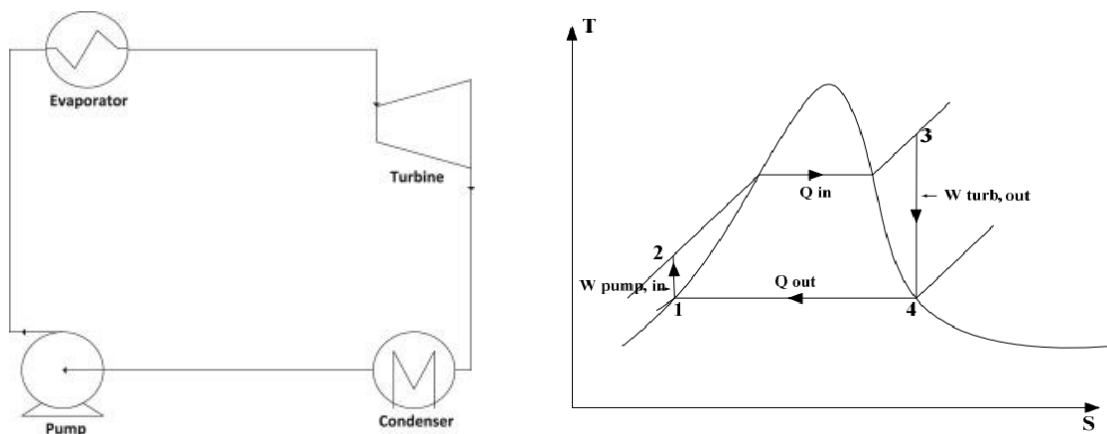


Figura 7. Ciclo Rankine simple y su diagrama T-s

El fluido más empleado en este ciclo es el vapor de agua, puesto que experimenta un cambio de fase, de líquido a vapor y viceversa a una temperatura fácil de alcanzar. Aunque es menos común, también suelen usarse hidrocarburos o refrigerantes como fluidos de trabajo (Aboelwafa, et. al, 2018).

Las principales limitaciones de los ciclos Rankine atienden a la presión y temperatura de entrada a la turbina lo que provoca, por el Principio de Carnot, reducción en el rendimiento del ciclo y por ende en la central.

Para lograr una mayor eficiencia de conversión la temperatura de entrada a la turbina debe ser elevada. Para lograr este aumento de temperatura se realizan uno o más recalentamientos en la turbina, es decir, se realizan extracciones de vapor en la turbina que atraviesan la caldera para aumentar la temperatura del fluido y posteriormente esta extracción se introduce de nuevo en la turbina. En el diagrama T-s de la Figura 8 se representa este fenómeno.

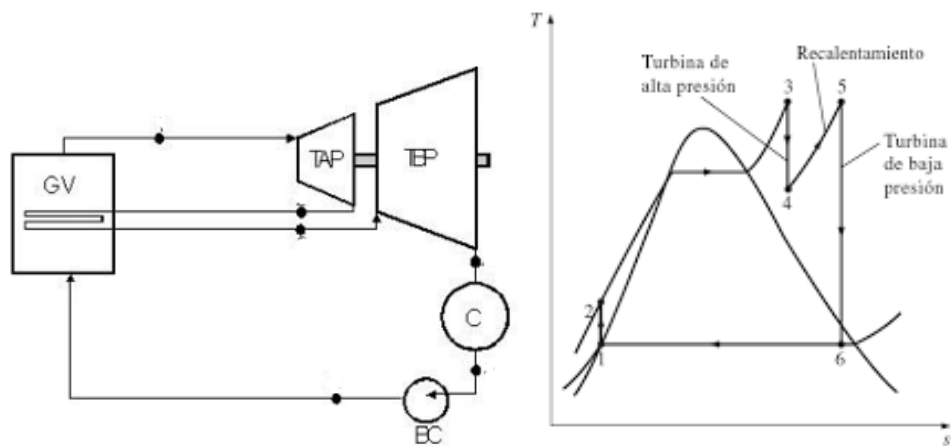


Figura 8. Ciclo Rankine con turbina con recalentamientos y su diagrama T-s (Aboelwafa, et al., 2018)

Los recalentamientos en las turbinas de alta y media incrementan la eficiencia del ciclo, pero el número de estos recalentamientos se encuentra limitado por el diseño y por las pérdidas de presión en las etapas de la turbina (Connor, 2020).

b) Ciclo de potencia Brayton

El ciclo de potencia Brayton es un ciclo termodinámico de presión constante que convierte parte del calor en trabajo mecánico. Hoy en día se considera este ciclo como una tecnología prometedora por ser compacto y simple.

Este ciclo se compone de un compresor, donde se aumenta la presión del fluido, de un intercambiador de calor que actúa como foco caliente, donde se transfiere el calor al fluido, de una turbina, donde al expandir el fluido se produce energía y de otro intercambiador de calor que actúa como foco frío. Esta configuración del ciclo puede verse en la Figura 9.

Observando el diagrama T-s del ciclo Brayton, el tramo 1-2 corresponde a la compresión del fluido, el tramo 2-3 corresponde al intercambio de calor con el fluido (foco caliente), el tramo 3-4 corresponde a la turbina, donde se expande el fluido y el tramo 4-1 corresponde al intercambio de calor (foco frío).

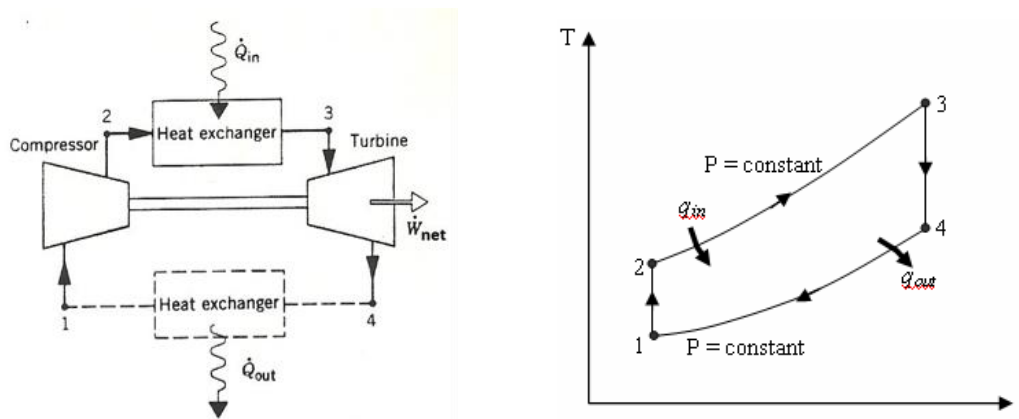


Figura 9. Ciclo Brayton simple y su diagrama T-s

Este ciclo puede configurarse y dar lugar a diseños más complejos cuando se añaden sistemas de recompresión, de recalentamiento, de precompresión o una combinación de los mencionados.

En el caso del ciclo Brayton simple el fluido no sufre ningún cambio de estado ni condensación, es decir, se mantiene en estado gaseoso en todo momento. Este ciclo suele emplear sales o aceites como fluido de trabajo, pero diversas investigaciones concuerdan que el CO₂ supercrítico presenta mejores propiedades como fluido de trabajo (Valencia-Chapi, 2022), (Lovegrove & Stein, 2012).

Se logran mayores rendimientos debido a las diferentes propiedades termodinámicas del CO₂ en comparación con el aire. Además, el s-CO₂ es menos costoso puesto que su densidad es mayor a la del vapor, emplea componentes simples que requieren poco mantenimiento y además se adapta mejor a la adaptación térmica logrando así una mejora en la eficiencia del ciclo (Connor, 2020).

Este tipo de ciclo presenta varias ventajas según la bibliografía, ya que permite lograr mejores eficiencias a temperaturas más bajas en comparación con las condiciones del ciclo Rankine. Al trabajar a temperaturas cercanas al ambiente, presenta una mejor adaptación térmica en lo que se refiere a la variación de temperatura entre el fluido de trabajo y la fuente de calor. Además, los análisis económicos realizados por diversos autores concuerdan en que el ciclo Brayton presenta menores costes operativos.

En la Figura 10, puede verse una diferencia de la configuración de ambos ciclos comentados, ciclo Brayton en la parte superior de la Figura 10 y ciclo Rankine en la parte inferior de la Figura 10, junto a sus diagramas T-s.

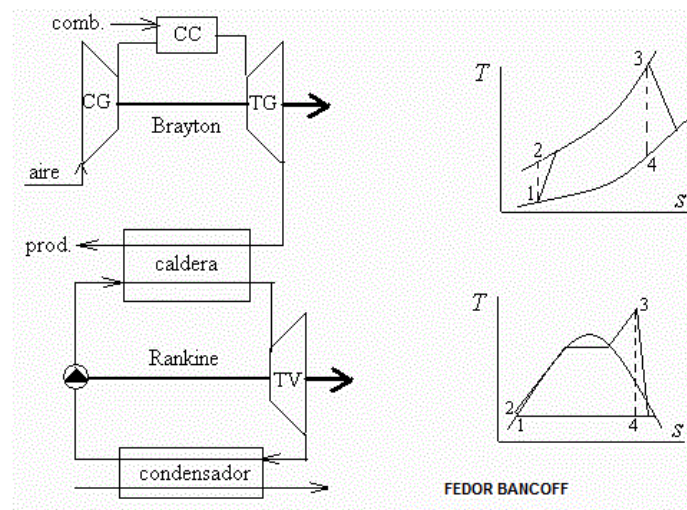


Figura 10. Diferenciación de ciclo Brayton (parte superior) y de ciclo Rankine (parte inferior), con sus respectivos diagramas T-s (Lovegrove & Stein, 2012)

A lo largo de este trabajo se van a estudiar los ciclos Brayton supercríticos, en concreto tres de las topologías de Brayton que mejoran el rendimiento del ciclo Brayton simple. Este tipo de ciclo tiene interés científico por su aplicación en otros campos como es en aplicaciones nucleares, en aplicaciones de recuperación de calor o aplicaciones de la oxidación (Valencia-Chapi, 2022)

2. OBJETIVOS

Este trabajo parte del artículo Tafur-Escanta, et al., (2022), realizado en el Grupo de Investigación de Termodinámica y Termotecnia en una fase anterior. En este artículo se estudia la dependencia del rendimiento de tres topologías de ciclo Brayton supercrítico con el fluido de trabajo considerado: CO₂ puro y cuatro mezclas de CO₂. Se identificaron indicios de relación entre el rendimiento (η) y la presión crítica (P_c).

Los objetivos de este trabajo son:

- Validar la relación η - P_c ampliando el catálogo de fluidos de trabajo estudiados. Se considerarán los fluidos tratados en la tesis doctoral Valencia-chapi (2020).
- Estudiar la relación del rendimiento de los ciclos (η) con otras propiedades termofísicas de los fluidos.

Como objetivos secundarios:

- Aplicar la metodología de análisis termodinámico basada en el concepto de máquina de Carnot equivalente y estudio de irreversibilidades de ciclo, empleada por primera vez en Tafur-Escanta, et al., (2022).
- Crear modelos parametrizables de los ciclos Brayton supercríticos en UniSim®.

3. CICLOS BRAYTON SUPERCRÍTICOS PARA CENTRALES SOLARES DE CONCENTRACIÓN

Como se ha comentado anteriormente el estudio de este trabajo se centra en las centrales solares de concentración, por lo que en este apartado se va a realizar una revisión bibliográfica de estas centrales, en concreto del tipo de torre central que emplean un ciclo Brayton.

Recientes estudios de investigación, como el de Turchi, et al., (2012) o el de Yin, et al., (2019), han establecido que el fluido de trabajo que mejores rendimientos aporta a este tipo de centrales es el CO₂ supercrítico. Otros autores, como Valencia-Chapi (2022) o Linares, et al., (2020), aportan evidencias del uso de aditivos junto con el s-CO₂ para una mejora del rendimiento de las CSP de torre central.

Siguiendo el camino de estos recientes resultados, en este trabajo se va a realizar una investigación sobre los pasos de estos diferentes autores.

3.1 CENTRALES SOLARES DE CONCENTRACIÓN

Las CSP son aquellas centrales que generan electricidad a partir de la radiación solar como fuente de energía. Esta tecnología se basa en concentrar la radiación solar mediante diferentes componentes ópticos (espejos), tras lo cual, el receptor absorbe el calor de esta concentración y se la cede al fluido, el cual genera el vapor que fluye hasta el llamado bloque de potencia, dónde una turbina transforma la energía térmica en eléctrica.

De forma teórica, las plantas de energía termosolar más estudiadas y con mayor avance de futuro son las que presentan un bloque de almacenamiento térmico, lo que permite un autoabastecimiento en aquellos momentos que no hay radiación solar.

Las centrales de energía solar concentrada están compuestas por tres bloques principales, los cuáles son el campo solar, el bloque de potencia y el almacenamiento térmico.

En la Figura 11 se encuentra representada una central solar de concentración de tipo torre central, su funcionamiento se basa en que los rayos solares inciden sobre los espejos dispuestos en el campo solar (concentradores). Los espejos están dispuestos de forma que pueden reflejar la máxima irradiación al receptor de la torre central que cede el calor absorbido al fluido.

En cuanto al ciclo de potencia Brayton, la planta se compone de un compresor, una turbina, un recuperador, un intercambiador de calor al ambiente y una cámara de combustión. El fluido que circula por este circuito se encuentra conectado al receptor, el cuál absorbe el calor de los concentradores.

El acoplamiento del compresor a la turbina provoca el movimiento del generador produciendo así energía eléctrica. La energía eléctrica producida se introduce en la red eléctrica gracias a la acción de un transformador (Burkholder y Kutscher, 2009).

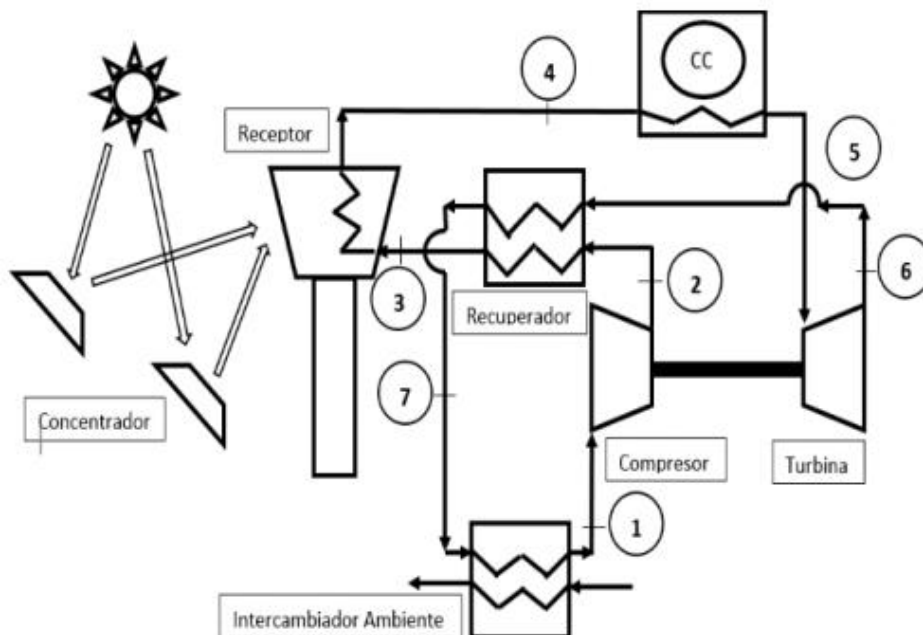


Figura 11. Elementos de una central solar de concentración (CSP) de tipo torre central (Moreno-Gamboa, F. & Nieto-Londoño, C. 2018).

Una vez conocido el funcionamiento de una CSP es importante centrarse en la eficiencia de este tipo de centrales puesto que puede verse afectada por diferentes parámetros, entre los parámetros que más afectan a la eficiencia se encuentran (Siefert et al., 2016):

- a) Los espejos del campo solar: se debe realizar un diseño para calcular de forma exhaustiva el número de espejos que deben emplearse en el campo solar, así como el tamaño de estos y su disposición para la captura de los rayos solares.
- b) El fluido de trabajo empleado: ciertos fluidos aportan mejores eficiencias que otros por sus propiedades termofísicas.
También afecta a la eficiencia la forma en la que se emplea este fluido, existiendo así dos formas de generación de energía solar térmica (Liu et al., 2016).

- La primera de ellas es la denominada generación directa, que se da cuando el fluido calentado por la radiación se usa directamente como fluido de trabajo en el ciclo de potencia.
 - La segunda es, la generación indirecta, que se da cuando el fluido calentado por la radiación se lleva a un intercambiador de calor dónde transmite parte de su calor al fluido que se emplea en el ciclo de potencia. Las propiedades necesarias del fluido para la absorción de la radiación varían mucho en comparación con las propiedades del fluido del ciclo de potencia, por ello el uso de la generación indirecta optimiza el ciclo.
- c) El lugar de emplazamiento de la planta: es importante la ubicación de la central, puesto que se dan localizaciones con mayores horas de radiación directa anual aprovechables, aumentando así la producción de energía, así como lugares calurosos con temperaturas óptimas para el mejor funcionamiento de ciertos equipos de la planta (Kuravi et al. 2013).
 - d) El dimensionamiento de la central: es una de las partes más importantes teniendo en cuenta el arranque y apagado por las variaciones de radiación que afectan considerablemente al rendimiento del sistema.
 - e) El tipo de materiales de los equipos y de la instrumentación: cuando el ciclo de potencia trabaja en estado supercrítico es importante el uso de materiales específicos que deben ser resistentes a la corrosión lo que provoca un aumento de los costes.

Otro parámetro muy importante en la eficiencia de las centrales es el tipo de ciclo empleado en el ciclo de potencia. Las CSP construidas o que se encuentran en vías de desarrollo son mayoritariamente impulsadas por ciclo de potencia de vapor sobrecalentado o saturado, es decir, por ciclos Rankine. Como establecen Yin, et al. (2019), este ciclo presenta una eficiencia térmica baja y su diseño es complejo lo que provoca un alto LCOE (Levelized Cost of Energy) que provoca que no puedan competir en términos de costes con las centrales de combustibles fósiles.

Como alternativa al ciclo de potencia Rankine se consideran los ciclos de potencia Brayton, en concreto los que emplean s-CO₂ como fluido de trabajo, ya que presentan una alta eficiencia, su diseño es simple, necesitan menos mantenimiento y operan con niveles de temperatura intermedios debido a la alta densidad del CO₂ en comparación con el vapor, lo que favorece su adaptación a variaciones de temperatura del fluido de trabajo y la fuente de calor. Además, presenta menores costes y bajo LCOE (un 8% menor al Rankine), lo que permite competir con otras fuentes de generación de energía (Zhu et al., 2017) (Linares et al., 2020).

Según la bibliografía, empleando ciclos Brayton de s-CO₂ se han obtenido eficiencias mayores al trabajar con temperaturas de entrada a la turbina por encima de los 600 °C, además el pinch-point en los intercambiadores de calor y trabajo específico de los compresores tienen valores mejores que en los ciclos Rankine. También tiene menor inercia térmica y tiempo de respuesta, lo que lleva a un mejor acoplamiento a la intermitencia del recurso solar (Linares et al., 2020).

Hay en estudio diversas configuraciones del ciclo s-CO₂ Brayton, la principal y de la cual han derivado las demás configuraciones es el ciclo de Brayton simple (Simple Brayton Cycle, SBC). Observando la Figura 3 se pueden diferenciar los equipos que componen el ciclo.

En la Figura 12 se representa el ciclo Brayton simple construido y denominado así por Valencia-Chapi (2020), se ha decidido mantener su nomenclatura, pero es importante recalcar que ciertamente no es un ciclo Brayton simple puesto que presenta regeneración (recuperador TR).

En este ciclo el camino que recorre el fluido es el siguiente: la corriente fría 1 entra al compresor (MC) para aumentar su presión, tras esto la corriente 2 aumenta su temperatura en el recuperador (TR) y en el intercambiador primario o foco caliente (PHX). La corriente 4 de alta temperatura entra en la turbina (T) donde se genera energía y se reduce la presión de la corriente 5 que pasa a través del recuperador y del precoolador o foco frío (PC) para enfriarse y comenzar el ciclo de nuevo.

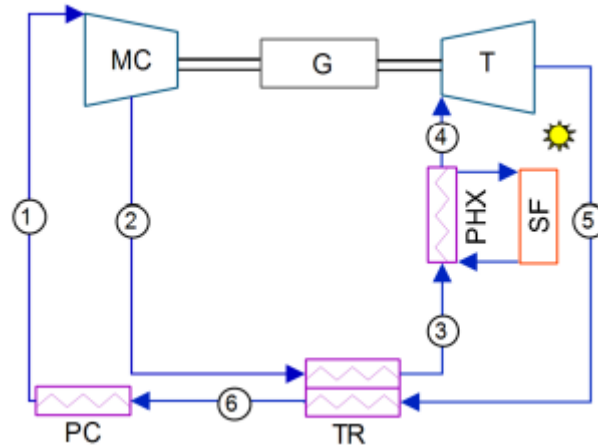


Figura 12. Ciclo Brayton simple, SBC (Valencia-Chapi, 2020)

Para la mejora de estas centrales los diversos estudios de investigación se han enfocado en añadir sistemas de recompresión, sistemas de precompresión, sistemas de recalentamiento o una combinación de estos sistemas al ciclo simple.

Con estas premisas la mayoría de los ciclos que se han propuesto en los diferentes estudios presentan una configuración muy compleja que los hace excesivamente costosos para el rendimiento que ofrecen y por ello no se ha seguido su estudio para una posible implantación a la realidad.

De los ciclos con configuraciones menos complejas los más estudiados son el ciclo de recompresión (RCC), el ciclo de recompresión con enfriamiento del compresor principal (RCMCI) y ciclo de enfriamiento parcial con recompresión (PCRC).

La eficiencia de los ciclos Brayton mejora cuando se emplea $s\text{-CO}_2$ como fluido de trabajo, dato comentado con regularidad a lo largo de este trabajo, por ello es importante conocer las características termofísicas de los fluidos de trabajo. En el siguiente apartado de este trabajo se comentarán las características termofísicas y termodinámicas del CO_2 supercrítico.

3.2 CO_2 SUPERCRÍTICO PARA CENTRALES TERMOSOLARES

El comportamiento fluido de una sustancia presenta cuatro zonas diferenciadas: la zona de líquido, la de vapor, la bifásica y la supercrítica. Los comportamientos extremos están categorizados, por una parte, para el líquido por su alta densidad y, por otra parte, para el vapor por su baja densidad.

En lo referente a la presión de los fluidos, cuando se dan valores inferiores de presión tomando como referencia la presión característica de cada sustancia, este valor de presión se conoce como presión crítica. En este punto la transición de líquido a vapor pasa por estados intermedios en los que coexisten los dos estados de agregación formando dos fases.

Por encima de esta presión crítica comentada, tomando como ejemplo el CO₂ y señalada con línea roja en la Figura 13, se puede pasar de estados de alta densidad (típico de líquidos) a estados de baja densidad (típico de vapores) de forma continua. A los estados fluidos a presiones superiores a la crítica se les conoce como estados supercríticos, representados por el área rayada de la Figura 13.

Si se realizan calentamientos o enfriamientos isóbaros en la región supercrítica, tales como los que tienen lugar en intercambiadores de calor, éstos tendrán lugar mediante calor sensible, ya que no se pasa por estados bifásicos. Es decir, que toda absorción o cesión de calor irá acompañada de una variación de temperatura. Esta característica puede ser ventajosa si la otra corriente, que aporta o recibe el calor, tampoco pasa por estados bifásicos. Este sería el caso del CO₂ si se emplease como fluido de trabajo en una central termosolar, es decir, el CO₂ recibiría el calor en un intercambiador de una corriente de aceite térmico, mientras que este aceite iría enfriándose a medida que el CO₂ se calentase. Se podría lograr que el salto de temperatura entre ambas corrientes se redujese considerablemente controlando sus caudales relativos. En cambio, si una de las dos sustancias experimentase un cambio de fase no se podría reducir tanto este salto, dando lugar a una pérdida de eficiencia en el intercambio de calor.

Esta característica es precisamente la que se trata de aprovechar mediante los ciclos Brayton supercríticos tratados en este estudio. Si bien el principio de funcionamiento recién descrito sería válido para cualquier sustancia, se trata el CO₂ específicamente porque su temperatura crítica se ajusta a los rangos de funcionamiento típicos de las centrales termosolares, además es un gas incoloro, inodoro, no tóxico, no inflamable y de bajo coste. El punto crítico del CO₂ se encuentra a 30,98°C y 73,8 bar. La temperatura crítica, como se puede observar, sería adecuada para un ciclo que rechazase calor a un ambiente de hasta unos 28°C, condiciones de diseño típicas de centrales termosolares (Muñoz, 2010).

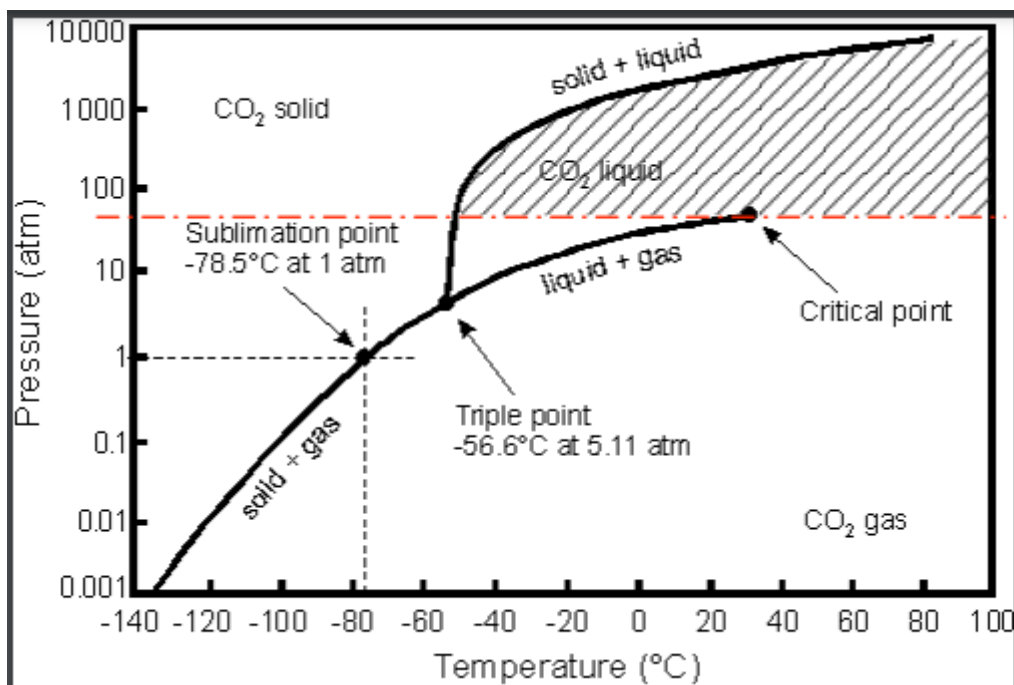


Figura 13. Diagrama presión-temperatura del CO₂ (Muñoz, 2010)

La similitud entre la temperatura crítica del CO₂ y la temperatura ambiental permite que las centrales tengan que realizar menos trabajo de compresión en el ciclo de potencia y, además, la temperatura de entrada al compresor es similar a la temperatura ambiente lo que conlleva a evitar grandes pérdidas en el equipo y a poder obtener una mejor adaptación en el intercambio de calor (Valencia-Chapi, 2022).

Por otra parte, el s-CO₂ presenta una alta densidad lo que implica un trabajo de compresión sencillo y por consiguiente un fácil dimensionamiento del diseño de las turbomáquinas, es decir, de las turbinas y de los compresores. Esta ventaja no se da en el dimensionamiento de equipos de otros ciclos de potencia.

Otra ventaja de la alta densidad del s-CO₂ es que su compresibilidad isotérmica es elevada lo que ocasiona que se reduzca el trabajo de compresión y por ello sea posible aumentar la potencia neta de salida y la eficiencia general del ciclo termodinámico (Crespi, 2019).

Por otra parte, se debe tener en cuenta que el CO₂ puede presentar impurezas debido al proceso de captura. Entre las impurezas se encuentran compuestos como el argón, el nitrógeno, el oxígeno, el agua, el hidrógeno, el metano, el dióxido de carbono, el helio y el sulfuro de dihidrógeno. Estas impurezas, en grandes cantidades, pueden ocasionar la disminución del rendimiento del ciclo (Chen, et al., 2020) y deberían eliminarse.

4. METODOLOGÍA

La metodología seguida en este trabajo se representa en la Figura 14. Tiene cuatro fases principales:

1. Modelización: el objetivo es generar modelos en UniSim[®] que reproduzcan las simulaciones de Tafur-Escanta, et al., (2022). Estos modelos servirán para futuras investigaciones del grupo. Los parámetros generales de las simulaciones están tomados del artículo Tafur-Escanta, et al., (2022). Para cada ciclo, la modelización se divide en:
 - a. Definición de parámetros de diseño tomados de Tafur-Escanta, et al., (2022).
 - b. Simulación de cada ciclo con varias ecuaciones de estado, es decir, con varios paquetes de propiedades termofísicas como son Peng-Robinson, Lee-Kessler, etc. y con reglas de mezcla.
 - c. Construcción de los modelos en UniSim[®] asegurando su convergencia.
2. Validación: el objetivo es verificar la exactitud de los modelos en UniSim[®] de la fase 1 comparándolos con los resultados de Tafur-Escanta, et al., (2022). El proceso consiste en:
 - a. Comparación de rendimientos: los resultados referencia de Tafur-Escanta, et al., (2022) han sido comparados con los obtenidos para cada ciclo con cada una de las ecuaciones de estado consideradas (punto 1.a anterior). Tras esto se realiza un análisis sobre cuál es la que ofrece un mejor ajuste y se selecciona para los cálculos futuros.
 - b. Una vez seleccionada la ecuación de estado a utilizar, se revisan los parámetros de diseño del ciclo para mejorar el ajuste, fundamentalmente pérdidas de carga en intercambiadores y rendimientos de compresores y turbinas.

3. Simulación: el objetivo de esta fase es construir el banco de datos del estudio mediante series de simulaciones con los modelos de UniSim® ya contruidos y validados.
 - a. Construcción del catálogo de sustancias: se van a tomar las mezclas de la tesis doctoral de Valencia-Chapi (2020). Se han investigado sobre todo sus propiedades críticas, ya que el cálculo correcto comporta algunas dificultades que fue necesario estudiar.
 - b. La simulación propiamente dicha ha consistido en hallar el rendimiento óptimo posible para cada topología de ciclo y con cada una de las sustancias consideradas. Este cálculo se ha realizado simulando cada caso en todo el rango de condiciones de operación y seleccionando el óptimo.

4. Análisis: el análisis de la influencia del fluido de trabajo sobre el rendimiento del ciclo no puede realizarse directamente, ya que no se ha observado ninguna tendencia clara. En Tafur-Escanta, et al., (2022) la metodología empleada permitió explicar el rendimiento del ciclo (η) como suma de dos componentes: el rendimiento correspondiente a la máquina de Carnot equivalente η_c ; y el término negativo (IRR) proporcional a las irreversibilidades del ciclo: $\eta = \eta_c - \text{IRR}$. Esta separación ha permitido discriminar exactamente cuál es el efecto de cada fluido de trabajo sobre ambos parámetros.
 - a. Para cada uno de los casos óptimos identificados en la fase 3, se ha realizado la descomposición del rendimiento η en las dos componentes, η_c e IRR.
 - b. Tras ello se ha estudiado la dependencia de ambas componentes con la variable estudiada, comenzando por P_c siguiendo con el peso molecular, la densidad, etc.

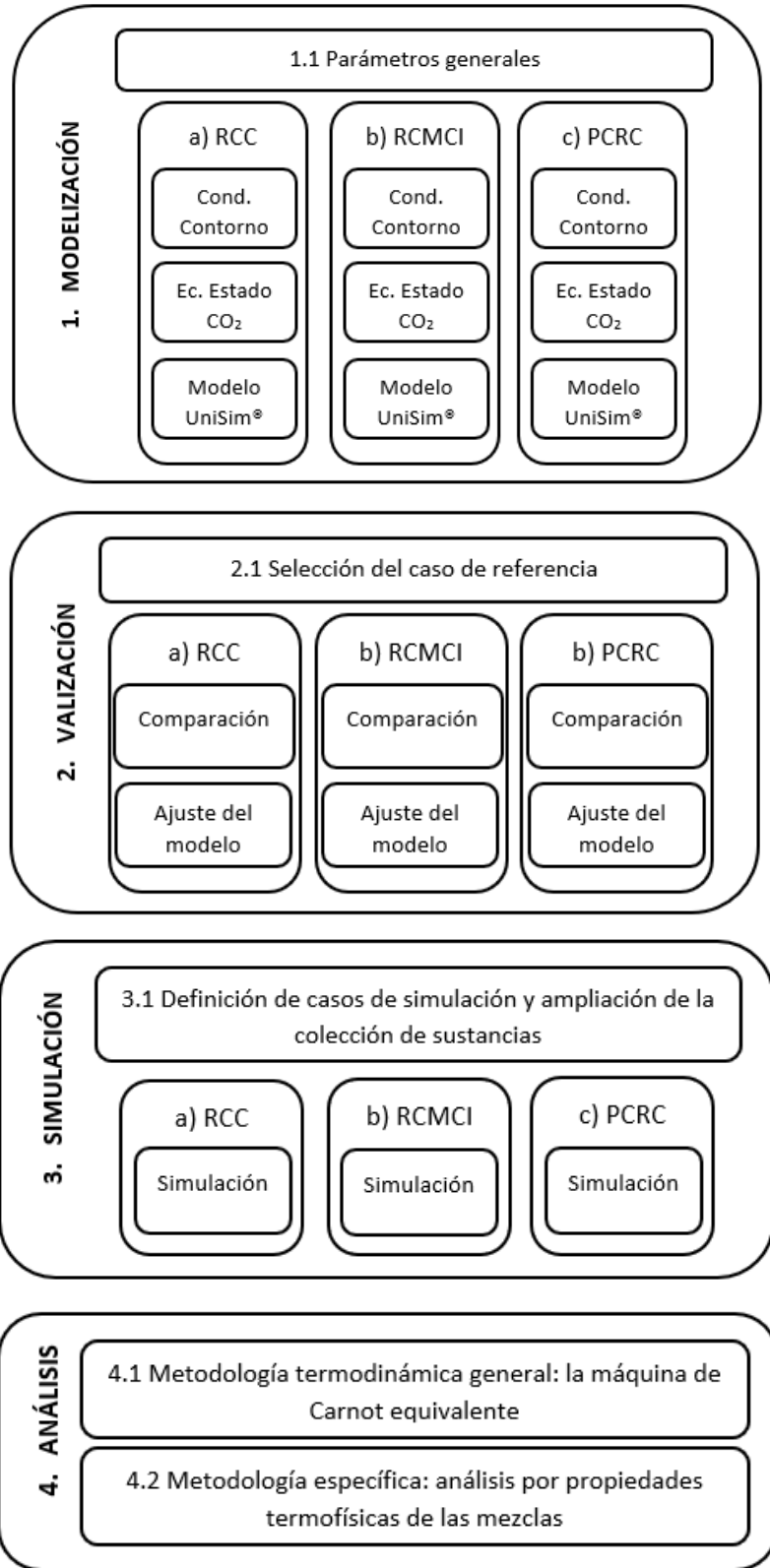


Figura 14. Plan seguidos durante la realización de este trabajo (realización propia)

4.1 MODELIZACIÓN

La creación y programación de los modelos termodinámicos de los ciclos caso de estudio en este trabajo se va a realizar con la herramienta de simulación denominada UniSim®.

UniSim® es un software que calcula con gran precisión las propiedades físicas, cinéticas, de transporte, separación, etc. de cualquier proceso de ingeniería, gracias a la información de diversas librerías y paquetes de los que dispone. En el apartado 8. Anexos se explica con detalle el funcionamiento del software.

Atendiendo al estudio de Tafur-Escanta, et al. (2022) y a la creación de los modelos se podrán establecer criterios, estrategias y selecciones para la validación de los modelos de ciclo Brayton de s-CO₂ estudiados en este trabajo.

Se han modelado los ciclos Brayton RCC, RCMCI y PCRC empleando inicialmente como fluido de trabajo CO₂ puro.

4.1.1 PARÁMETROS GENERALES

Una vez conocida la clasificación de las centrales solares de concentración y las propiedades termodinámicas y termofísicas del CO₂ supercrítico, todo ello descrito en el apartado 1 y 3 de este trabajo.

Siguiendo el estudio de Tafur-Escanta, et al., 2022, las hipótesis planteadas para los parámetros de los equipos del ciclo son las siguientes:

1. Potencias netas de salida de 50 MW son habituales en las centrales solares de concentración, sobre todo en el caso de España.
2. Las temperaturas ambiente habituales de las zonas dónde se construyen las plantas solares de concentración se encuentran en un rango entre 45 – 60 °C, por ser zonas de alta radiación, por ello, como establece Valencia-Chapi, (2020) se estudian diversos valores de temperaturas de entrada al compresor.
3. Sabiendo por bibliografía que se obtienen rendimientos mayores cuando la turbina tiene temperaturas de entrada por encima de 600 °C, se estudian diversos valores de temperatura. Pero se debe tener en cuenta que la temperatura de entrada a la turbina se ve limitada por los materiales de los equipos y por la temperatura máxima del fluido de trabajo (Turchi et al., 2012).
4. En cuanto a la presión de entrada a la turbina, Valencia-Chapi, (2020) toma el valor constante de 25 MPa por obtener los rendimientos más grandes con este valor. Pero en su estudio realizó una comprobación, aumentó la presión de entrada a la turbina por encima de 25 MPa y obtuvo un aumento del rendimiento termodinámico, pero este aumento no compensa los costes mayores que deben asumirse.
5. En cuanto al valor de UA se considera un rango entre 2,5 – 7,5 MW/°C para cada recuperador por ser los valores óptimos definidos por bibliografía (Dyreby, 2014).
6. El rendimiento isentrópico establecido para la turbina es del 93%, para el caso del rendimiento isentrópico del compresor principal y del recompresor es del 89%, siendo estos valores típicos de eficiencia.
7. En cuanto a las pérdidas de carga del preenfriador, del intercambiador de calor PHX y de los recuperadores de alta y baja temperatura (LTR y HTR) se establecen en un 2%.

Se exponen a continuación las tres configuraciones de ciclo Brayton más prometedoras para las centrales de concentración solar:

a) *Ciclo Brayton de recompresión (RCC)*

En este apartado se detalla el ciclo de recompresión Brayton (RCC) que es el ciclo más sencillo de los tres que se estudian. Este ciclo se compone de un compresor (C), un recompresor (RC), una turbina (T), un intercambiador primario (PHX), un precoolero y dos recuperadores, uno de alta temperatura (HTR) y otro de baja temperatura (LTR). Se diferencia del ciclo Brayton simple (Figura 3) porque tener un recompresor, un enfriamiento previo al compresor principal y dos recuperadores (LTR y HTR) en vez de un único recuperador.

Como se ve en la Figura 15 el fluido sale de la turbina (corriente 7) y es dirigido al recuperador de alta (HTR) para calentar la corriente 4 y posteriormente al recuperador de baja (LTR) para calentar la corriente 2. Una vez el fluido sale del LTR, se divide en dos corrientes, una que va dirigida al recompresor (corriente 9) y otra que se enfría en el precoolero y se dirige al compresor principal (corriente 1). Por último, estas dos corrientes divididas se combinan para dirigirse a la turbina, para ello la mezcla de las corrientes se calienta en el recuperador de alta y en el PHX.

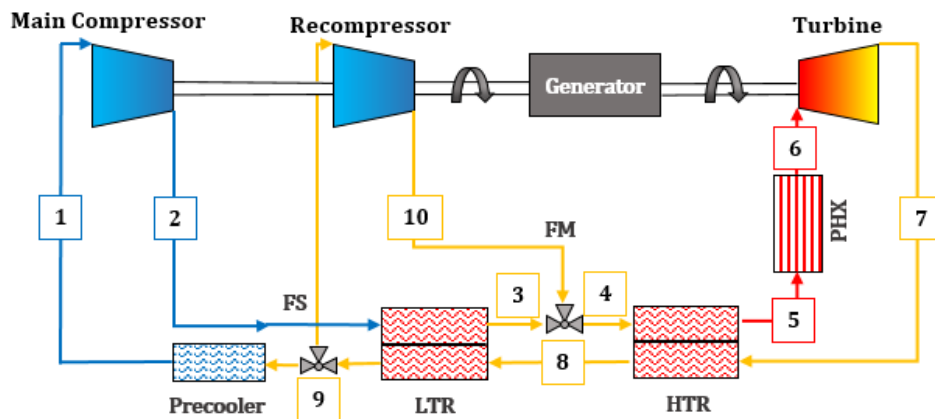


Figura 15. Ciclo Brayton de recompresión, RCC (Tafur-Escanta et al., 2022)

Como establece Valencia-Chapi (2022) en su Tesis, el análisis de este ciclo contempla que para obtener el mayor rendimiento del ciclo hay que optimizar la temperatura y presión de entrada al compresor, trabajando con un $UA_{total} = 15 \text{ MW}/^{\circ}\text{C}$ y empleando como fluido de trabajo $s\text{-CO}_2$.

Disponiendo en el diagrama de temperatura-entropía (Figura 16) todos los puntos del ciclo se puede obtener el trabajo de la turbina, del compresor principal y del recompresor, así como del calor específico del intercambiador de calor y el incremento de la entalpía entre la salida del intercambiador de calor y la salida de la turbina. Con estos parámetros el rendimiento total del ciclo se expresa como en la siguiente ecuación, siendo γ la fracción de flujo dividida al recompresor.

$$\eta_{th} = \frac{W_{T1} - (1 - \gamma) \cdot W_{MC} - \gamma \cdot W_{RC}}{Q_{PHX}}$$

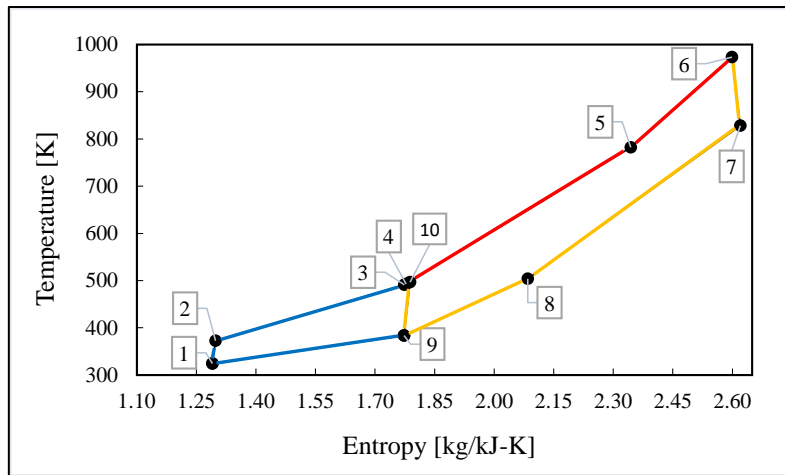


Figura 16. Diagrama T-s perteneciente al ciclo RCC (Tafur-Escanta, et al., 2022)

Para las simulaciones realizadas en este trabajo y siguiendo la bibliografía se han tomado como **condiciones de contorno** las siguientes:

1. Potencia neta del ciclo: 50 MW
2. Temperatura de entrada al compresor: se decide estudiar tres temperaturas de entrada, 45°C, 51°C y 55°C, y así poder obtener conclusiones sobre cómo afecta la temperatura al rendimiento del ciclo.
3. Presión de entrada al compresor: durante la simulación se optimizará la presión para conseguir el rendimiento máximo del ciclo.
4. Temperatura de entrada a la turbina: se decide estudiar tres temperaturas de entrada, 500°C, 700°C y 900°C, y así poder obtener conclusiones sobre cómo afecta la temperatura de la turbina al rendimiento del ciclo.
5. Presión de entrada a la turbina: 250 bar.
6. Rendimiento isentrópico del compresor principal y del recompresor: 89%
7. Rendimiento isentrópico de la turbina: 93%
8. UA para el intercambiador de calor de baja temperatura (LTR): 5 MW/°C
9. UA para el intercambiador de calor de alta temperatura (HTR): 5 MW/°C
10. Fracción del flujo dividida al recompresor: durante la simulación se optimizará la presión para conseguir el rendimiento máximo del ciclo.
11. Caída de presión para los intercambiadores (LTR, HTR, PHX y preenfriador): $\frac{\Delta P}{P_i} = 2,0\%$

Para el ciclo se estudia la simulación con CO₂ puro como fluido de trabajo, igual que lo aplica Tafur-Escanta, et al., (2022) en su estudio. Para poder obtener relaciones entre las variables termodinámicas de estado del sistema es necesario emplear las ecuaciones de estado correspondientes. Para las propiedades termofísicas del fluido Tafur-Escanta, et al., (2022) aplica como ecuación de estado las dadas en la base de datos de REFPROP v10.0 (Reference Thermodynamic and Transport Properties).

En este trabajo se ha optado por emplear como **ecuaciones de estado** Peng-Robinson (PR), Lee-Kessler (LK) y Soave-Redlich-Kwong (SRK). La decisión de selección de estas ecuaciones se debe a que para la simulación se emplea como fluido CO₂ supercrítico a altas temperaturas y presiones por lo tanto para la elección de la ecuación de estado se deben emplear ecuaciones cúbicas de estado que son las más precisas para gases y líquidos. Entre las que destacan se

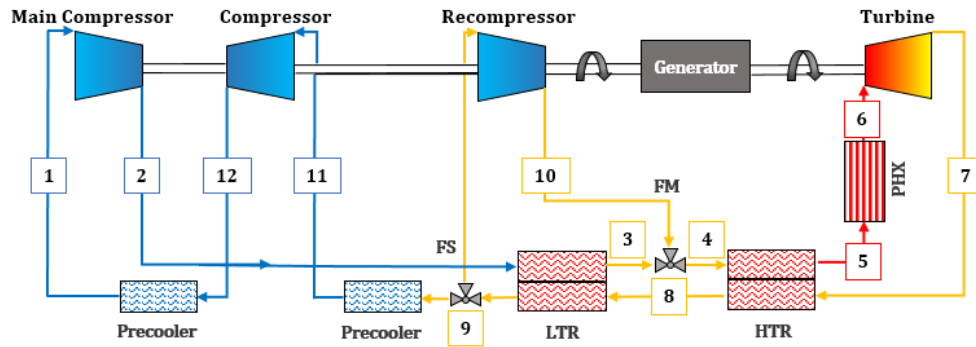


Figura 18. Ciclo Brayton de recompresión con enfriamiento del compresor principal, RCMCI (Tafur-Escanta et al., 2022)

Como se ha comentado para el ciclo RCC y establece Valencia-Chapi (2020) en su Tesis, en el análisis de este ciclo se emplea un $UA_{total} = 15 \text{ MW}/^\circ\text{C}$ y como fluido de trabajo $s\text{-CO}_2$, para obtener el mayor rendimiento del ciclo.

Como se hizo anteriormente con el ciclo RCC, disponiendo en el diagrama de temperatura-entropía (Figura 19) todos los puntos del ciclo se pueden conocer los trabajos de los equipos principales y el calor específico del PHX. Con estos parámetros el rendimiento total del ciclo se expresa como en la siguiente ecuación, siendo γ la fracción de flujo dividida al recompresor.

$$\eta_{th} = \frac{W_{T1} - (1 - \gamma) \cdot W_C - (1 - \gamma) \cdot W_{MC} - \gamma \cdot W_{RC}}{Q_{PHX}}$$

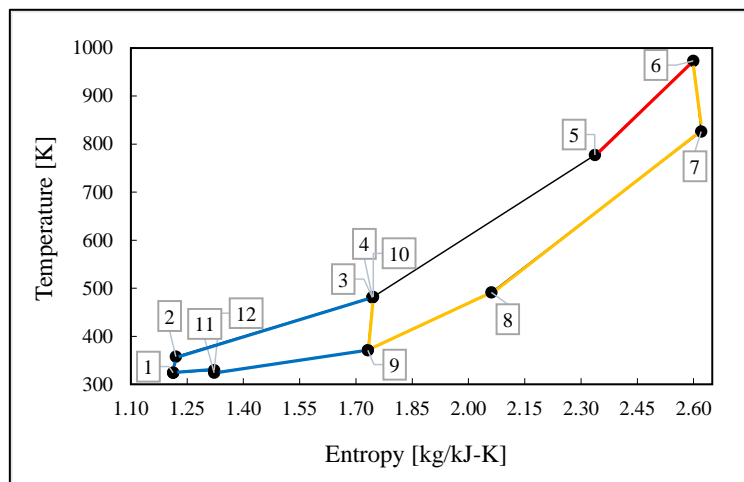


Figura 19. Diagrama T-s perteneciente al ciclo RCMCI (Tafur-Escanta, et al., 2022)

Las **condiciones de contorno** son las siguientes:

1. Potencia neta del ciclo: 50 MW
2. Temperatura de entrada al compresor: se decide estudiar tres temperaturas de entrada, 45°C, 51°C y 55°C, y así poder obtener conclusiones sobre cómo afecta la temperatura al rendimiento del ciclo.
3. Presión de entrada al compresor: durante la simulación se optimizará la presión para conseguir el rendimiento máximo del ciclo.
4. Temperatura de entrada a la turbina: se decide estudiar tres temperaturas de entrada, 500°C, 700°C y 900°C, y así poder obtener conclusiones sobre cómo afecta la temperatura de la turbina al rendimiento del ciclo.
5. Presión de entrada a la turbina: 25 MPa
6. Rendimiento isentrópico del compresor principal y del recompresor: 89%
7. Rendimiento isentrópico de la turbina: 93%
8. UA para el intercambiador de calor de baja temperatura (LTR): 5 MW/°C
9. UA para el intercambiador de calor de alta temperatura (HTR): 5 MW/°C
10. Fracción del flujo dividida al recompresor: durante la simulación se optimizará la presión para conseguir el rendimiento máximo del ciclo.
11. Caída de presión para los intercambiadores (LTR, HTR, PHX y preenfriador): $\frac{\Delta P}{P_i} = 2,0\%$

Como en el anterior ciclo, se emplea CO₂ puro como fluido de trabajo y en cuanto a las **ecuaciones de estado** se simulan los ciclos con Peng-Robinson (PR) y Lee-Kessler (LK). La decisión de selección de estas ecuaciones se debe a que las ecuaciones han dado buenos resultados en la simulación del ciclo RCC. Aunque se debe comentar que aún no existe ninguna ecuación de estado que prediga correctamente el comportamiento de todas las sustancias en todas las condiciones.

Con los parámetros comentados para la modelización del ciclo RCMCI se pretende conseguir la mayor eficiencia, para ello se debe conseguir la optimización de la fracción dividida al recompresor (γ) y la optimización de la presión de entrada al compresor principal (P1).

En la Figura 20 puede verse el **modelo del ciclo RCMCI** en UniSim®.

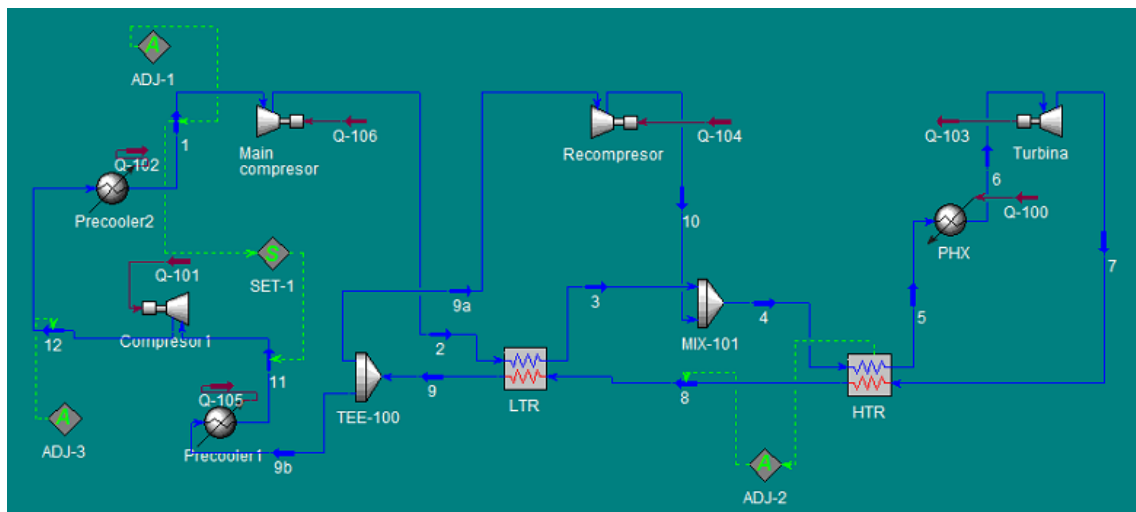


Figura 20. Modelo del ciclo RCMCI en UniSim®

c) *Ciclo Brayton de enfriamiento parcial con recompresión (PCRC)*

En este apartado se describe el ciclo Brayton de enfriamiento parcial con recompresión (PCRC). Este ciclo se compone de un compresor principal (MC), un precompresor (PC), un recompresor (RC), una turbina (T), dos intercambiadores de enfriamiento previos a los compresores, un intercambiador primario (PHX) y dos recuperadores de calor, uno de baja temperatura (LTR) y otro de alta temperatura (HTR).

Como se ve en la Figura 21 el fluido sale de la turbina (corriente 7) y es dirigido al recuperador de alta (HTR) para calentar la corriente 4 y posteriormente al recuperador de baja (LTR) para calentar la corriente 2. Una vez el fluido sale del LTR, se dirige al precompresor (corriente 11). Al salir del precompresor el fluido se divide en dos corrientes, una que va dirigida al recompresor (corriente 12) y otra que se enfría en el precoolero y se dirige al compresor principal (corriente 1). Por último, las dos corrientes divididas se combinan para dirigirse a la turbina, para ello la mezcla de las corrientes se calienta en el recuperador de alta y en el PHX.

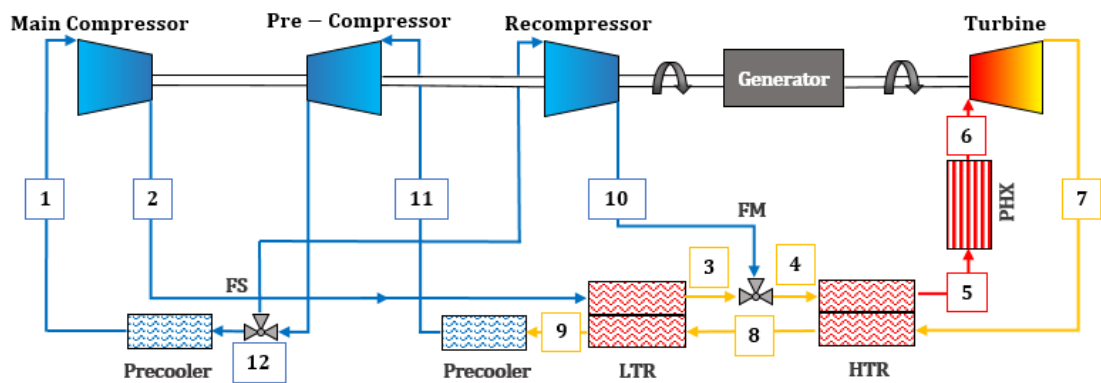


Figura 21. Ciclo Brayton de recompresión con enfriamiento parcial con recompresión, PCRC (Tafur-Escanta et al., 2022)

Como se ha comentado para el ciclo RCC y establece Valencia-Chapi (2020) en su Tesis, en el análisis de este ciclo se debe optimizar la temperatura y presión del compresor trabajando con un $UA_{total} = 15 \text{ MW}/^{\circ}\text{C}$ y empleando como fluido de trabajo $s\text{-CO}_2$, para obtener el mayor rendimiento del ciclo.

Como se hizo anteriormente con el ciclo RCC y el RCMCI, disponiendo en el diagrama de temperatura-entropía (Figura 22) todos los puntos del ciclo se pueden conocer los trabajos de los equipos principales y el calor específico del PHX. Con estos parámetros el rendimiento total del ciclo se expresa como en la siguiente ecuación, siendo γ la fracción de flujo dividida al recompresor.

$$\eta_{th} = \frac{W_{T1} - W_{Pre-C} - (1 - \gamma) \cdot W_{MC} - \gamma \cdot W_{RC}}{Q_{PHX}}$$

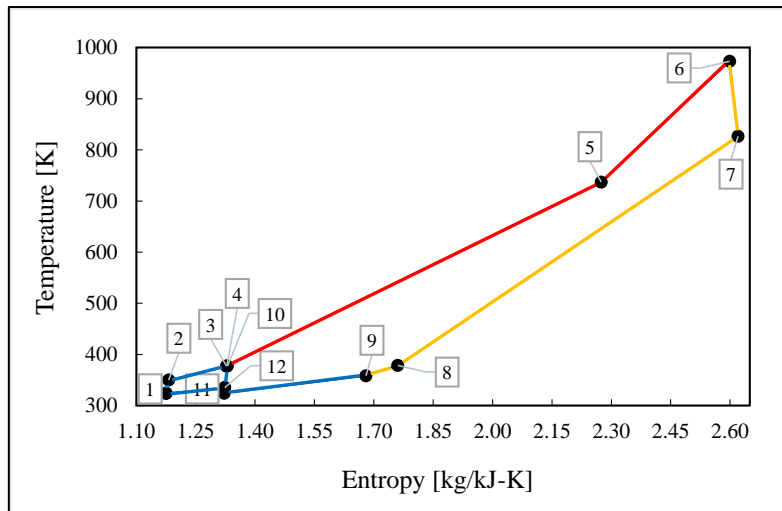


Figura 22. Diagrama T-s perteneciente al ciclo PCRC (Tafur-Escanta, et al., 2022)

Las **condiciones de contorno** para el ciclo PCRC son las siguientes:

1. Potencia neta del ciclo: 50 MW
2. Temperatura de entrada al compresor: se decide estudiar tres temperaturas de entrada, 45°C, 51°C y 55°C, y así poder obtener conclusiones sobre cómo afecta la temperatura al rendimiento del ciclo.
3. Presión de entrada al compresor: durante la simulación se optimizará la presión para conseguir el rendimiento máximo del ciclo.
4. Temperatura de entrada a la turbina: se decide estudiar tres temperaturas de entrada, 500°C, 700°C y 900°C, y así poder obtener conclusiones sobre cómo afecta la temperatura de la turbina al rendimiento del ciclo.
5. Presión de entrada a la turbina: 25 MPa
6. Rendimiento isentrópico del compresor principal y del recompresor: 89%
7. Rendimiento isentrópico de la turbina: 93%
8. UA para el intercambiador de calor de baja temperatura (LTR): 5 MW/°C
9. UA para el intercambiador de calor de alta temperatura (HTR): 5 MW/°C
10. Fracción del flujo dividida al recompresor: durante la simulación se optimizará la presión para conseguir el rendimiento máximo del ciclo.
11. Caída de presión para los intercambiadores (LTR, HTR, PHX y preenfriador): $\frac{\Delta P}{P_i} = 2,0\%$

Como en el anterior ciclo, se emplea CO₂ puro como fluido de trabajo y en cuanto a las **ecuaciones de estado** se simulan los ciclos con Peng-Robinson (PR) y Lee-Kessler (LK). La decisión de selección de estas ecuaciones se debe a que las ecuaciones han dado buenos resultados en la simulación del ciclo RCC. Aunque se debe comentar que aún no existe ninguna ecuación de estado que prediga correctamente el comportamiento de todas las sustancias en todas las condiciones.

Con los parámetros comentados para la modelización del ciclo RCMCI se pretende conseguir la mayor eficiencia, para ello se debe conseguir la optimización de la fracción dividida al recompresor (γ) y la optimización de la presión de entrada al compresor principal (P1).

En la Figura 23 puede verse el **modelo del ciclo PCRC** en UniSim®.

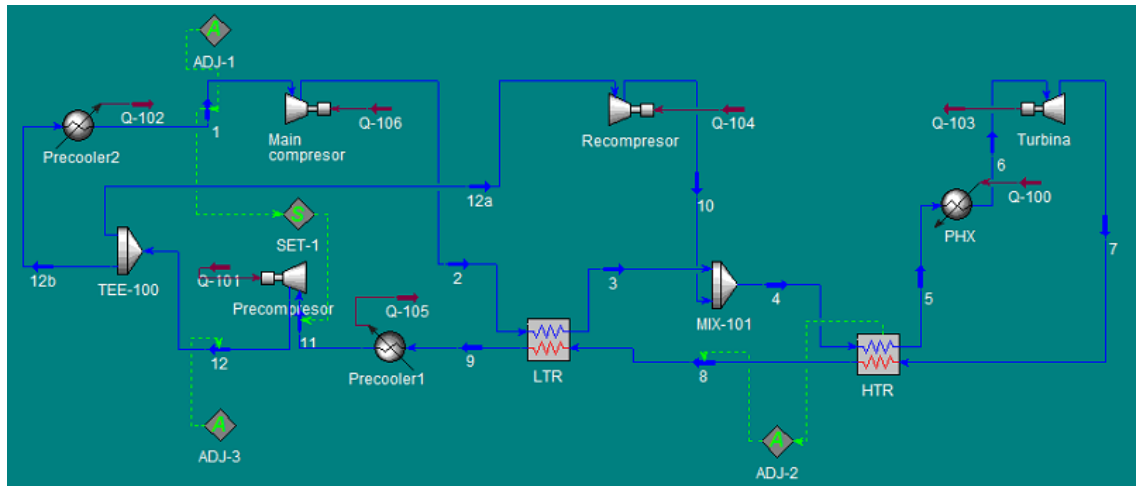


Figura 23. Modelo del ciclo PCRC en UniSim®

4.2 VALIDACIÓN

Siguiendo las condiciones de contorno que se han establecido en el punto 4.1 de este trabajo y los pasos seguidos en el artículo de Tafur-Escanta, et al., (2022), se han realizado las simulaciones correspondientes a cada ciclo.

4.2.1 SELECCIÓN CASO DE REFERENCIA

Estas simulaciones se han dado con diferentes valores de temperatura de entrada al compresor principal, es decir con valores de 45°C, de 51°C y de 55°C, y de temperatura de entrada a la turbina, con valores de 500°C, de 700°C y de 900°C.

Durante las simulaciones se han optimizado los valores respecto a la presión de entrada al compresor y la fracción dividida al recompresor para obtener el máximo rendimiento del ciclo. Los resultados expuestos a continuación han sido obtenidos con estas dos condiciones de funcionamiento optimizadas.

a) Comparación de los ciclos para la validación

El primer criterio de validación ha sido comparar los resultados obtenidos de cada ciclo con los mismos valores de temperatura de entrada al compresor principal y a la turbina, ver Tabla 1.

Tabla 1. Resultados para el primer criterio de validación (realización propia)

	η_{th} PARA EL CICLO RCC	η_{th} PARA EL CICLO RCMCI	η_{th} PARA EL CICLO PCRC
T1=45°C y TIT=500°C	41,1 %	42,53 %	42,04 %
T1=45°C y TIT=700°C	48,68 %	50,72 %	49,17 %
T1=45°C y TIT=900°C	56,15 %	58,74 %	56,22 %

Inicialmente se empleó como ecuación de estado la correspondiente a Peng-Robinson, por ser la que mejor se adapta al fluido de trabajo. Se realizaron las simulaciones con otras dos ecuaciones de estado. La segunda ecuación de estado empleada ha sido Soave-Redlich-Kwong, por ser similar a Peng-Robinson. La tercera ecuación de estado empleada ha sido Lee-Kessler, similar a las anteriores, pero con alguna diferencia y que se emplea habitualmente cuando las condiciones de temperatura son muy elevadas.

La elección de realizar las simulaciones con diferentes ecuaciones de estado ha sido tomada como segundo criterio para validar los ciclos creados en UniSim®. Además, como tercer criterio de validación ha sido comparar los rendimientos máximos obtenidos de cada ciclo con los obtenidos en el artículo de Tafur-Escanta, et al., (2022).

A continuación, se exponen algunos de los resultados obtenidos (Tabla 2, 3 y 4). Los demás resultados pueden verse completos en el Anexo 9 de este trabajo.

Tabla 2. Resultados para el segundo y tercer criterio de validación para el ciclo Brayton RCC (realización propia)

T1=45°C y TIT=900°C	Simulador UniSim®			Simulador SCSP	Error (PR – SCSP)
	Ecuación Peng-Robinson	Ecuación Lee-Kessler	Ecuación SRK		
	$\eta_{th} = 56,15 \%$	$\eta_{th} = 57,32 \%$	$\eta_{th} = 55,83 \%$	$\eta_{th} = 58,00 \%$	3,29 %

Tabla 3. Resultados para el segundo y tercer criterio de validación para el ciclo Brayton RCMCI (realización propia)

T1=45°C y TIT=900°C	Simulador UniSim®		Simulador SCSP	Error (PR – SCSP)
	Ecuación Peng-Robinson	Ecuación Lee-Kessler		
	$\eta_{th} = 58,74 \%$	$\eta_{th} = 57,87 \%$	$\eta_{th} = 60,00 \%$	2,15 %

Tabla 4. Resultados para el segundo y tercer criterio de validación para el ciclo Brayton PCRC (realización propia)

T1=45°C y TIT=900°C	Simulador UniSim®		Simulador SCSP	Error (PR – SCSP)
	Ecuación Peng-Robinson	Ecuación Lee-Kessler		
	$\eta_{th} = 56,22 \%$	$\eta_{th} = 56,07 \%$	$\eta_{th} = 57,40 \%$	2,10 %

b) Ajuste de los modelos de validación

Tras la aplicación de los criterios de validación y la comprobación de mejores rendimientos con ciertas condiciones, se han aplicado ciertos ajustes a los modelos.

Los resultados obtenidos han sido calculados con diferentes ecuaciones de estado, Peng-Robinson, Lee-Kessler y SRK. Para los ciclos RCMCI y PCRC se decidió no obtener resultados con la ecuación de estado SRK por dar valores muy similares a los obtenidos cuando se aplicó la ecuación de estado Peng-Robinson.

Como en la mayoría de los casos aplicando la ecuación Peng-Robinson se han obtenido mejores resultados se establece esta ecuación de estado como la general para los siguientes estudios.

Durante la validación de las simulaciones se esperaban mejores resultados en cuanto a la eficiencia de los ciclos, es decir, se esperaban eficiencias más cercanas a las obtenidas en la investigación del Grupo del artículo de Tafur-Escanta, et al. (2022) y por ende menores errores.

Por este motivo la caída de presión para los intercambiadores (LTR, HTR, PHX y preenfriador), que tenían un valor inicial de $\frac{\Delta P}{P_i} = 2,0\%$, se decide reducir y pasan al $\frac{\Delta P}{P_i} = 1,0\%$, por ser estas condiciones más cercanas a la realidad.

Los resultados obtenidos con esta nueva condición de pérdida de carga son más cercanos a los del artículo de Tafur-Escanta, et al. (2022), por lo que se establece como condición general para los siguientes estudios.

Los resultados con ambas pérdidas de carga pueden verse en el apartado 9. Anexo de este trabajo. En las tablas de este Anexo se identifican los rendimientos térmicos obtenidos para los diferentes parámetros de entrada estudiados, así como la presión de entrada al compresor (P_1) o la presión de entrada al precompresor (P_{11}) y la fracción molar que va al compresor (γ_c) para cada caso.

Finalmente, los modelos de los ciclos quedan validados con estas premisas, sin embargo, a lo largo del estudio de este trabajo pueden surgir modificaciones necesarias por mejoras de los modelos.

4.3 SIMULACIÓN

A lo largo de este trabajo se ha comentado la existencia de diversas configuraciones de ciclos Brayton que mejoran la eficiencia del ciclo Brayton simple, como se ha descrito con anterioridad de entre estas configuraciones, tres de ellas son las más estudiadas por su sencilla configuración y menor coste en comparación con otras configuraciones. Estas configuraciones comentadas son el ciclo Brayton RCC, el ciclo Brayton RCMCI y el ciclo Brayton PCRC.

Por estas razones los ciclos caso de estudio de este trabajo son estos tres.

4.3.1 DEFINICIÓN CASOS DE SIMULACIÓN Y AMPLIACIÓN DE SUSTANCIAS

a) Colección de sustancias

Todos los estudios bibliográficos actuales sobre los ciclos Brayton de $s\text{-CO}_2$ se basan en encontrar soluciones o mejorar ciertos parámetros del ciclo con el objetivo de aumentar la eficiencia termodinámica del ciclo.

Principalmente las soluciones estudiadas se corresponden con el empleo de mezclas binarias o ternarias adecuadas basadas en el CO_2 supercrítico como fluido de trabajo. Por esta razón, en este trabajo se decide centrar únicamente el estudio en el empleo de mezclas binarias como fluido de trabajo.

El empleo de mezclas binarias además de mejorar la eficiencia del ciclo, como las sustancias presentan presiones críticas menores a las del CO_2 , se consigue que el circuito trabaje a menores presiones (Valencia-Chapi, 2020). Esto es una gran ventaja porque así disminuyen los posibles riesgos asociados a trabajar a presiones muy altas.

Las sustancias seleccionadas para este trabajo son las estudiadas por Valencia-Chapi (2020) en su Tesis. Para el estudio de dichas mezclas se deben introducir en UniSim® todas las sustancias a estudiar cómo puede verse en la Figura 24.



Figura 24. Introducción en UniSim® de las nuevas sustancias a estudiar

Las mezclas estudiadas son las siguientes:

- Mezcla CO₂/C₃H₈ (propano), con fracción molar máxima 72,5/27,5
- Mezcla CO₂/C₄H₈ (1-buteno), con fracción molar máxima 92,5/7,5
- Mezcla CO₂/C₄H₁₀ (butano), con fracción molar máxima 90/10
- Mezcla CO₂/C₅H₁₀ (ciclopentano), con fracción molar máxima 97,5/2,5
- Mezcla CO₂/C₅H₁₂ (isopentano), con fracción molar máxima 95/5
- Mezcla CO₂/C₆H₆ (benceno), con fracción molar máxima 92,5/7,5
- Mezcla CO₂/H₂S (sulfuro de hidrógeno), con fracción molar máxima 66/34
- Mezcla CO₂/He (helio), con fracción molar máxima 90/10
- Mezcla CO₂/Kr (kriptón), con fracción molar máxima 68/32
- Mezcla CO₂/CH₄ (metano), con fracción molar máxima 67/33
- Mezcla CO₂/C₂H₆ (etano), con fracción molar máxima 68/32

Estas composiciones son tomadas de la Tesis de Valencia-Chapi (2020), siendo ajustadas por este autor de manera que las mezclas presenten una temperatura crítica de 45°C, que es el valor tomado en sus simulaciones como temperatura de entrada al compresor. De esta manera se consigue un ciclo con rendimiento óptimo que a su vez mantenga un funcionamiento enteramente subcrítico.

En este trabajo se ha decidido estudiar las mezclas con las mismas fracciones molares.

b) Definición de los casos de simulación

Los modelos de los ciclos han sido validados en el apartado 4.2 (la explicación detalla de la creación de los ciclos se encuentra en el Anexo 8), pero tras las diversas simulaciones realizadas se observó que los ciclos funcionaban mejor realizando una leve modificación.

En la Figura 25 se representa la ligera modificación para el ciclo Brayton RCC.

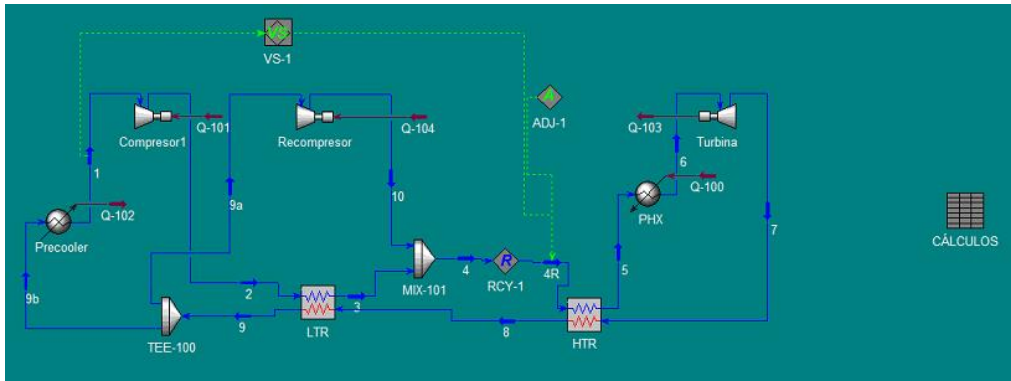


Figura 25. Simulación nueva para el ciclo RCC en UniSim®

En la Figura 26 se presenta la nueva configuración para el ciclo Brayton RCMCI.

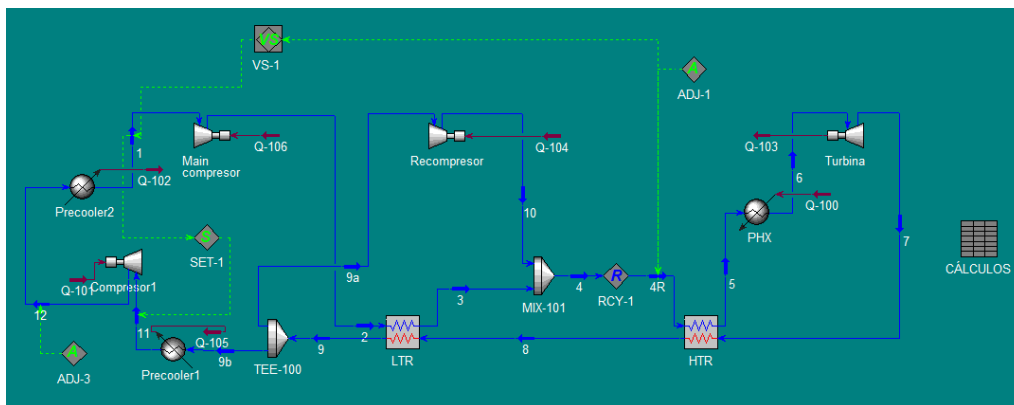


Figura 26. Simulación nueva para el ciclo RCMCI en UniSim®

Por su parte, en la Figura 27 se puede ver la nueva configuración para el ciclo Brayton PCRC.

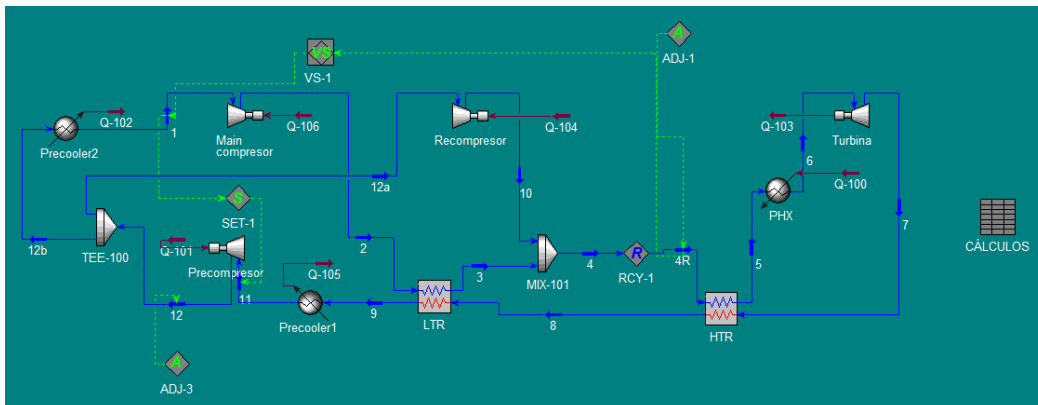


Figura 27. Simulación nueva para el ciclo PCRC en UniSim®

4.4 ANÁLISIS

Siguiendo la línea de trabajo, en este apartado se va a desarrollar el análisis de la modelización y simulación de los casos de estudio para posteriormente presentar los resultados obtenidos de este trabajo.

4.4.1 METODOLOGÍA TERMODINÁMICA

A parte de la evaluación de diferentes ciclos Brayton de s-CO₂, también se ha evaluado de forma detallada el rendimiento termodinámico del ciclo.

El rendimiento termodinámico del ciclo está siempre limitado por el rendimiento de Carnot, el cual se define como el rendimiento del ciclo ideal que se da entre las temperaturas del foco frío y del foco caliente, es decir es el rendimiento máximo que puede alcanzar un ciclo en función de sus temperaturas (Feidt, et al., 2007) (Sofrata, 1993).

De esta forma, desde el punto de vista termodinámico aumentar lo máximo posible la diferencia de temperaturas entre ambos focos ocasiona un aumento del rendimiento termodinámico. Al ser el foco frío normalmente la temperatura ambiente no es posible controlar esta temperatura por ello la única forma es aumentar la temperatura del foco caliente lo máximo posible.

El problema reside en que no es posible aumentar la temperatura del foco caliente todo lo que se quiera, puesto que existen limitaciones. Entre las limitaciones se encuentran principalmente la temperatura máxima que es capaz de soportar el material de los equipos que componen el ciclo y que por naturaleza siempre hay diversas pérdidas llamadas irreversibilidades.

Estas irreversibilidades externas e internas son las causantes de que ningún proceso real pueda alcanzar el rendimiento máximo de Carnot, la única solución posible para incrementar la eficiencia de los procesos industriales es reducir lo máximo posible las irreversibilidades (Feidt, et al., 2007) (Sofrata, 1993).

Para la obtención del rendimiento de Carnot, se calcula de la siguiente manera:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{rej}}{T_{abs}}$$

Para el ciclo RCC las temperaturas del foco frío y del foco caliente se definen:

$$T_{rej\ RCC} = \frac{h_1 - h_9}{s_1 - s_9}$$
$$T_{abs\ RCC} = \frac{h_6 - h_5}{s_6 - s_5}$$

Para el ciclo RCMCI las temperaturas del foco frío y del foco caliente se definen:

$$T_{rej\ RCMCI} = x_1 \cdot \frac{h_{11} - h_{9b}}{s_{11} - s_{9b}} + x_2 \cdot \frac{h_1 - h_{12}}{s_1 - s_{12}}$$

Siendo $x_1 = \frac{Q_1}{Q_T}$ y $x_2 = \frac{Q_2}{Q_T}$, y por su parte $Q_T = Q_1 + Q_2$

$$Q_1 = m_{11} \cdot (h_{11} - h_9) \text{ y } Q_2 = m_{11} \cdot (h_1 - h_{12})$$

$$T_{abs\ RCMCI} = \frac{h_6 - h_5}{s_6 - s_5}$$

Para el ciclo PCRC las temperaturas del foco frío y del foco caliente se definen:

$$T_{rej\ PCRC} = x_1 \cdot \frac{h_{11} - h_9}{s_{11} - s_9} + x_2 \cdot \frac{h_1 - h_{12b}}{s_1 - s_{12b}}$$

Siendo $x_1 = \frac{Q_1}{Q_T}$ y $x_2 = \frac{Q_2}{Q_T}$, y por su parte $Q_T = Q_1 + Q_2$

$$Q_1 = m_9 \cdot (h_{11} - h_9) \text{ y } Q_2 = m_1 \cdot (h_1 - h_{12})$$

$$T_{abs\ RCMCI} = \frac{h_6 - h_5}{s_6 - s_5}$$

Para la obtención del rendimiento debido a las irreversibilidades, la fórmula a seguir es la siguiente para todos los ciclos de estudio:

$$\eta_{Irreversibilidades} = \frac{T_{rej} \cdot \sigma_T}{Q_{PHX}}$$

$$\sigma_T = \sigma_{Turbina} + \sigma_{Recuperador} + \sigma_{Recompresor} + \sigma_{Compresor} + \sigma_{Main\ Compresor}$$

$$\sigma_{Turbina} = \dot{m}_6 \cdot (s_7 - s_6)$$

$$\sigma_{Recuperador} = \dot{m}_8 \cdot (s_9 - s_7) + \dot{m}_4 \cdot (s_5 - s_4) + \dot{m}_2 \cdot (s_3 - s_2)$$

$$\sigma_{Recompresor} = \dot{m}_{10} \cdot (s_{10} - s_{9a})$$

$$\sigma_{Compresor} = \dot{m}_{11} \cdot (s_{12} - s_{11})$$

$$\sigma_{Main\ Compresor} = \dot{m}_1 \cdot (s_2 - s_1)$$

Aplicando estas ecuaciones en el "SpreadSheet" se obtienen los resultados en UniSim® como se observa en la Figura 28.

rend ciclo	58.79
rendCarnot	66.42
rendIrrevers	7.638
rendCiclo(calc)	58.78

Figura 28. Rendimientos del ciclo RCMCI en UniSim®

4.4.2 METODOLOGÍA DEL ANÁLISIS DE PROPIEDADES TERMOFÍSICAS

En este trabajo se estudian como propiedades termofísicas de las mezclas su temperatura crítica, su presión crítica, su peso molecular y su densidad.

Como se observa en la Figura 29, se han realizado tres categorizaciones de los ensayos:

1. Categorización de las correlaciones de los rendimientos del ciclo frente a las propiedades termofísicas de las mezclas para la colección completa de fluidos estudiados en este trabajo.
2. Categorización de las correlaciones de los rendimientos del ciclo frente a las propiedades termofísicas de las mezclas para una clasificación de los fluidos según su temperatura crítica con respecto a la del CO₂.

- Categorización de las correlaciones de los rendimientos del ciclo frente a las propiedades termofísicas de las mezclas para una clasificación de los fluidos orgánicos.

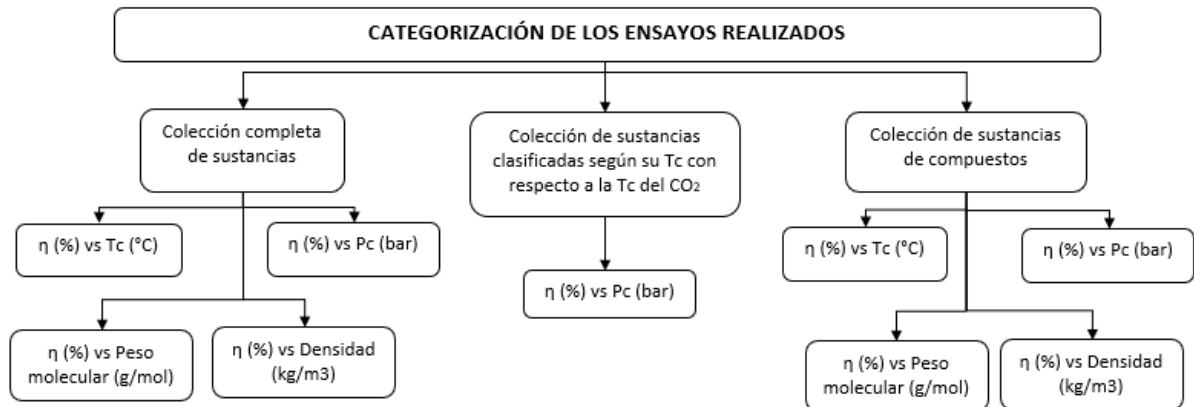


Figura 29. Categorización de los ensayos realizados (realización propia)

Para la primera categorización se estudiaron las correlaciones con las cuatro propiedades termofísicas estudiadas. Este estudio se aplicó a los 3 ciclos, RCC, RCMCI y PCRC.

Con la segunda categorización, sólo se estudió la correlación con la presión crítica. Este estudio se aplicó a los 3 ciclos estudiados en este trabajo.

Por último, para la tercera categorización se estudió la correlación con las cuatro propiedades termofísicas estudiadas, pero sólo se aplicó el estudio al ciclo RCC.

Con estas categorizaciones se pretende identificar las correlaciones positivas o negativas existentes entre las componentes del rendimiento y las variables explicativas seleccionadas.

Los resultados obtenidos de la descomposición del rendimiento global de los ciclos estudiados, el estudio de la influencia de las propiedades termofísicas estudiadas sobre el rendimiento y la identificación de las correlaciones se explica de forma detallada en los apartados posteriores.

5 RESULTADOS

En este apartado se van a exponer los resultados obtenidos de los casos de estudio.

Se disponen los rendimientos obtenidos para las mezclas estudiadas de forma que sea posible un estudio preliminar para conocer si existen tendencias en el comportamiento de ciertos parámetros del ciclo con ciertas propiedades termofísicas de las mezclas a estudiar.

Por su parte, se han obtenido con UniSim® las temperaturas y presiones críticas para cada mezcla, pero al no obtenerse los mismos resultados que en la Tesis de Valencia-Chapi (2020), se decide obtener estos valores con REFPROP, una base de datos del NIST, y realizar una comparación (ver Anexo 1). Con esta misma premisa se han obtenido los valores de los parámetros de densidad y peso molecular de las mezclas.

En cuanto a los rendimientos térmicos globales, el rendimiento asumiendo que el ciclo se comporta como una máquina de Carnot y el rendimiento que corresponde a las irreversibilidades, estos han sido obtenidos con UniSim®.

El estudio de las mezclas se ha realizado con las condiciones que mejores resultados se han alcanzado. Estas condiciones son:

- a) Ecuación de estado: Peng-Robinson.
- b) Pérdidas de carga para los equipos que componen el ciclo: 1%
- c) Intercambiadores de calor: $UA_{total} = 15 \text{ MW/}^\circ\text{C}$ ($UA = 7,5 \text{ MW/}^\circ\text{C}$)
- d) Temperatura de entrada a la turbina: $900 \text{ }^\circ\text{C}$
- e) Temperatura de entrada al compresor principal: $50 \text{ }^\circ\text{C}$

Para conocer si existe alguna tendencia con ciertas propiedades termofísicas se debe realizar un tratamiento matemático de los datos, para ello se siguen los siguientes pasos:

1. Se deben considerar incrementos variables con respecto al CO_2 para las variables involucradas, es decir, para la presión crítica y para los rendimientos: $\Delta x = x - x_{\text{CO}_2}$
2. Se debe eliminar el problema de aquellas variables que tienen órdenes de magnitud muy diferentes normalizándolas al máximo: $x_i^* = \frac{\Delta x_i^*}{\max(\Delta x_i^*)}$
3. Así para cada topología, el parámetro (x) de cada fluido de trabajo (i) está asociado a un incremento (x_i^*) cuyo valor se comprende entre 0 y 1.

A continuación, se van a exponer los resultados según la categorización de los ensayos (Figura 29).

En el Anexo 3 de este trabajo se realiza un análisis estadístico básico de los resultados obtenidos.

5.1 CATEGORIZACIÓN DE LA COLECCIÓN COMPLETA DE SUSTANCIAS

En este apartado se disponen los resultados obtenidos al estudiar la correlación con la temperatura crítica, con la presión crítica, con el peso molecular y con la densidad de las mezclas estudiadas.

5.1.1 CICLO RCC

Para el ciclo RCC se han dispuesto los resultados en forma de tabla, las mezclas se han clasificado según su temperatura crítica con respecto a la del CO_2 y se han ordenado de menor a mayor temperatura crítica (Tabla 5).

Tabla 5. Correlación entre la presión crítica y los rendimientos de las mezclas que aumentan la temperatura crítica del CO₂ para el ciclo RCC (realización propia)

CICLO RCC								
Mezclas	Tc (°C) REFPROP	Pc (bar) REFPROP	Peso Molecular (g/mol)	Densidad (kg/m ³)	Fracción molar	ηciclo	ηcarnot	ηirrev
s-CO ₂ /He	1,09	70,200	40,010	386,23	90/10	54,75%	64,90%	10,150%
s-CO ₂ /Kr	1,65	75,237	56,742	740,28	68/32	54,77%	64,34%	9,568%
s-CO ₂ /CH ₄	1,66	88,267	34,781	383,87	67/33	54,24%	64,96%	10,720%
s-CO ₂ /C ₂ H ₆	17,69	59,998	39,549	352,31	68/32	55,11%	65,63%	10,520%
s-CO ₂ puro	30,98	73,773	44,010	467,60	-	56,01%	66,35%	10,340%
s-CO ₂ /C ₅ H ₁₀	41,33	82,823	44,663	461,22	97,5/2,5	56,39%	66,77%	10,380%
s-CO ₂ /C ₃ H ₈	42,72	67,831	44,033	354,91	72,5/27,5	56,19%	67,26%	11,070%
s-CO ₂ /C ₄ H ₈	43,09	78,617	44,917	435,81	92,5/7,5	56,48%	66,82%	10,340%
s-CO ₂ /C ₄ H ₁₀	44,32	76,977	45,421	411,74	90/10	56,39%	67,08%	10,690%
s-CO ₂ /C ₅ H ₁₂	45,92	83,242	45,417	433,30	95/5	56,27%	67,13%	10,860%
s-CO ₂ /H ₂ S	46,36	82,615	40,630	439,80	66/34	57,91%	67,34%	9,427%
s-CO ₂ /C ₆ H ₆	59,92	73,795	46,567	243,21	92,5/7,5	56,88%	67,62%	10,740%

Tras el tratamiento de los datos, se han representado de forma gráfica los resultados (Figuras 30, 31, 32 y 33).

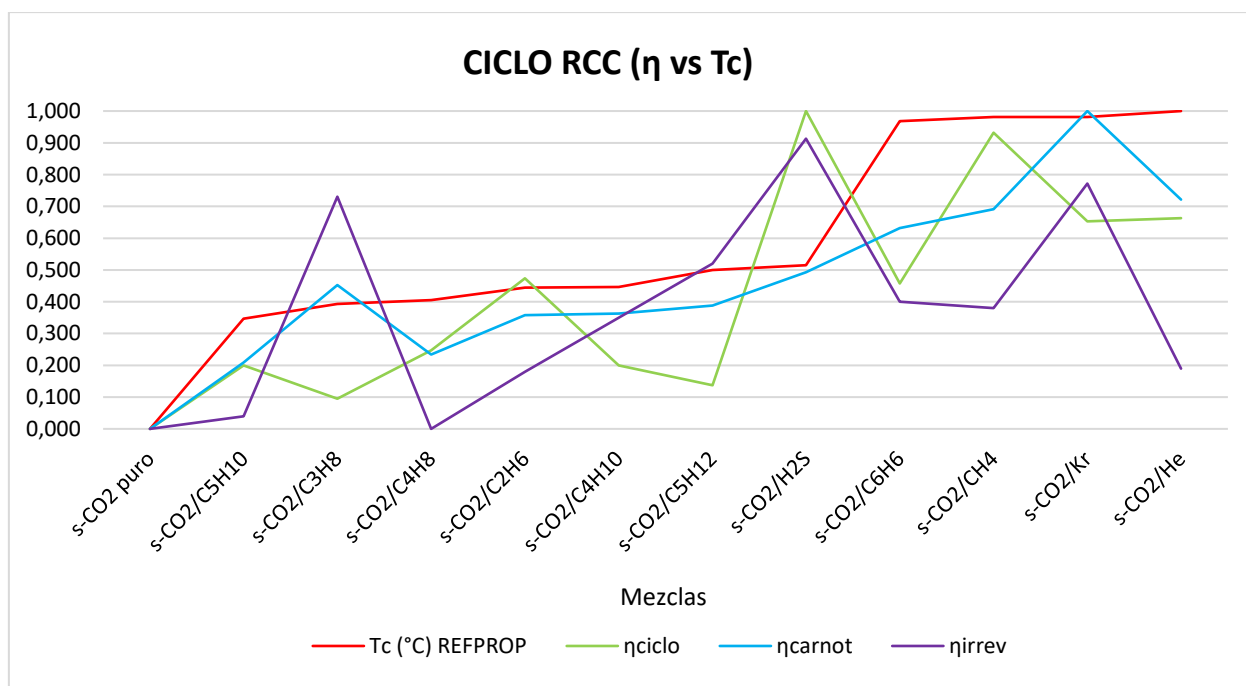


Figura 30. Rendimiento térmico del ciclo frente a la Tc para el ciclo RCC (realización propia)

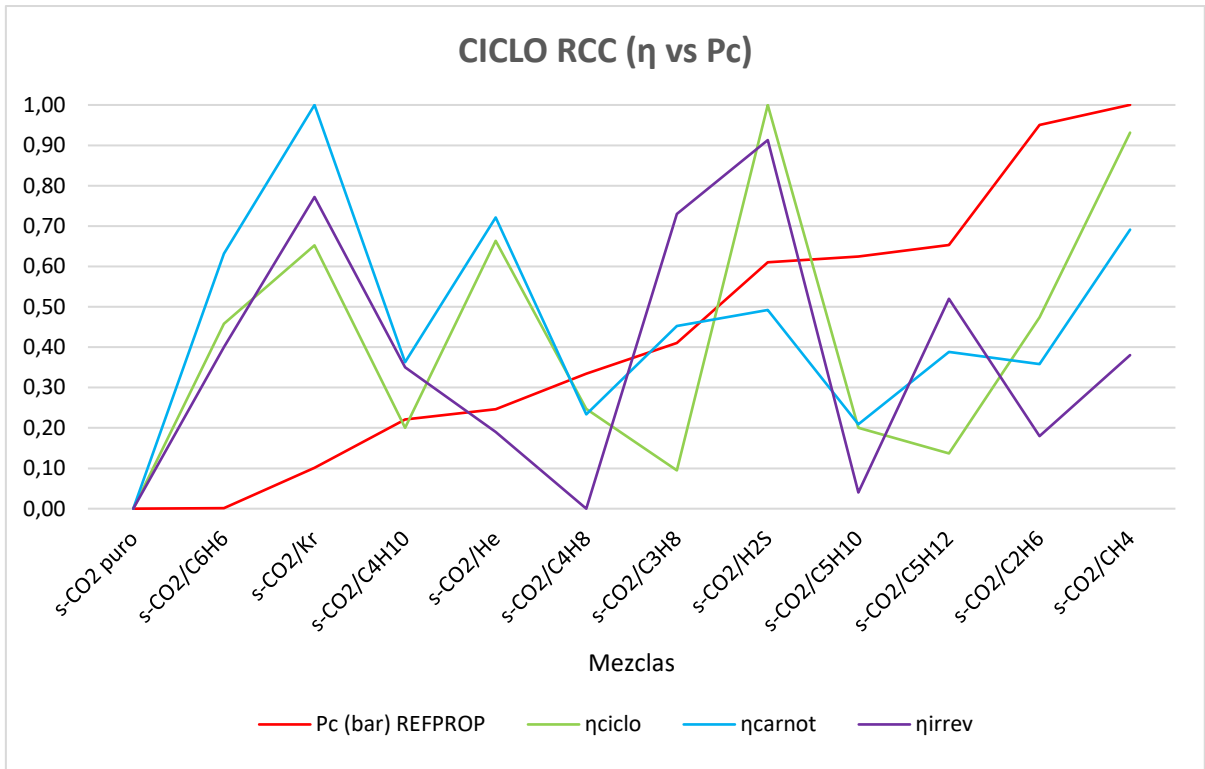


Figura 31. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c para el ciclo RCC (realización propia)

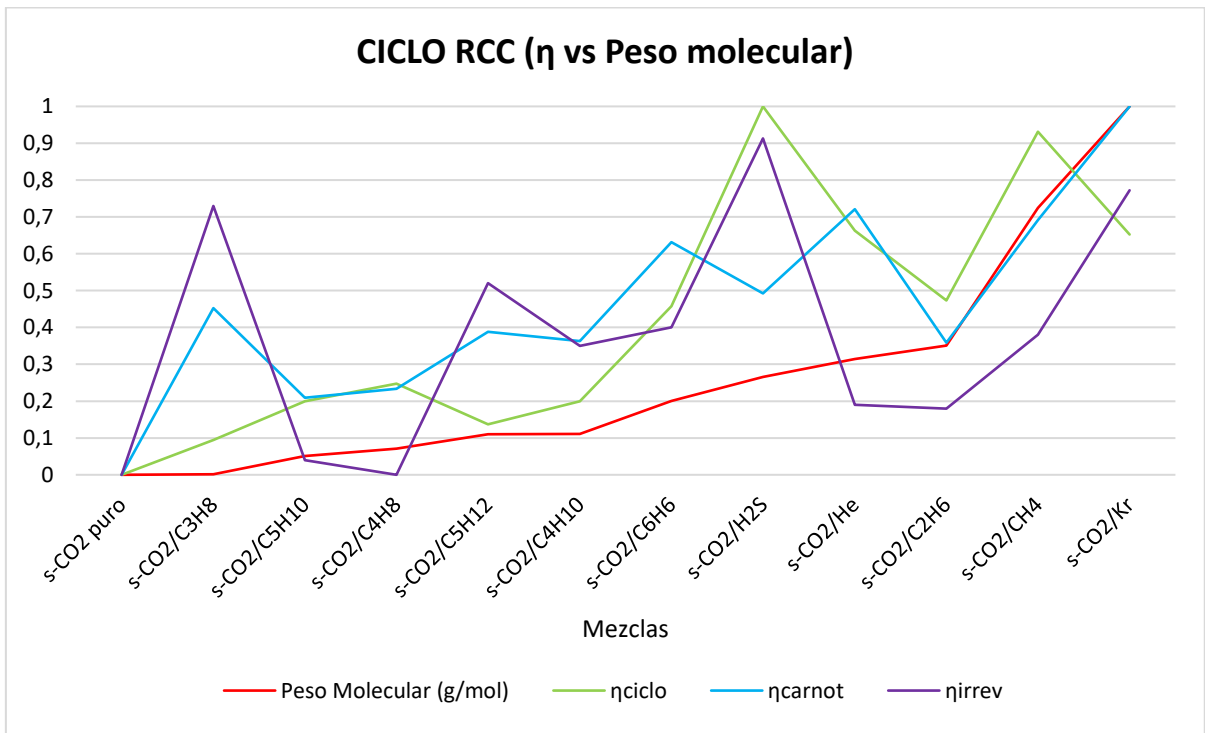


Figura 32. Rendimiento del ciclo frente al Peso molecular para el ciclo RCC (realización propia)

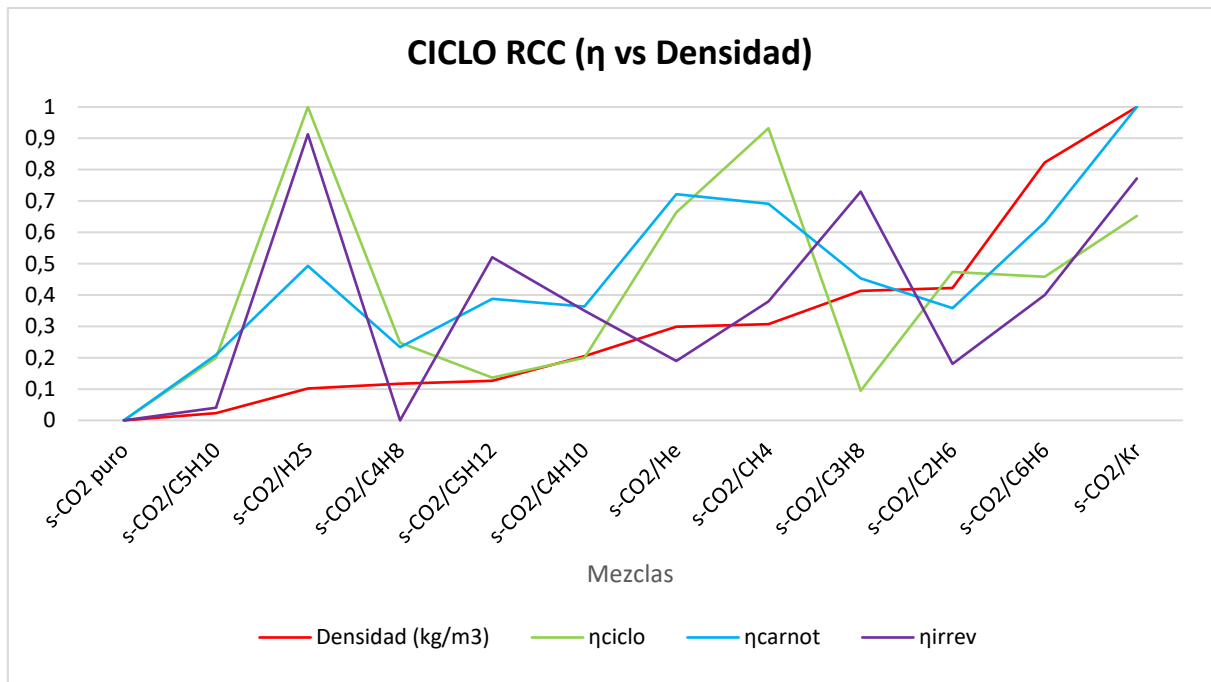


Figura 33. Rendimiento del ciclo frente a la Densidad para el ciclo RCC (realización propia)

5.1.2 CICLO RCMCI

Para el ciclo RCMCI se han dispuesto los resultados en forma de tabla, las mezclas se han clasificado según su temperatura crítica con respecto a la del CO₂ y se han ordenado de menor a mayor temperatura crítica (Tabla 6).

Tabla 6. Correlación entre la presión crítica y los rendimientos de las mezclas que aumentan la temperatura crítica del CO₂ para el ciclo RCMCI (realización propia)

CICLO RCMCI								
Mezclas	Tc (°C) REFPROP	Pc (bar) REFPROP	Peso Molecular (g/mol)	Densidad (kg/m ³)	Fracción molar	ηciclo	ηcarnot	ηirrev
s-CO ₂ /He	1,09	70,200	40,010	386,23	90/10	54,75%	64,90%	10,150%
s-CO ₂ /Kr	1,65	75,237	56,742	740,28	68/32	54,77%	64,34%	9,568%
s-CO ₂ /CH ₄	1,66	88,267	34,781	383,87	67/33	54,24%	64,96%	10,720%
s-CO ₂ /C ₂ H ₆	17,69	59,998	39,549	352,31	68/32	55,11%	65,63%	10,520%
s-CO ₂ puro	30,98	73,773	44,010	467,60	-	58,26%	66,65%	8,389%
s-CO ₂ /C ₅ H ₁₀	41,33	82,823	44,663	461,22	97,5/2,5	58,54%	66,73%	8,200%
s-CO ₂ /C ₃ H ₈	42,72	67,831	44,033	354,91	72,5/27,5	58,98%	67,21%	8,226%
s-CO ₂ /C ₄ H ₈	43,09	78,617	44,917	435,81	92,5/7,5	58,74%	66,74%	8,000%
s-CO ₂ /C ₄ H ₁₀	44,32	76,977	45,421	411,74	90/10	58,78%	67,06%	8,282%
s-CO ₂ /C ₅ H ₁₂	45,92	83,242	45,417	433,30	95/5	58,64%	66,83%	8,190%
s-CO ₂ /H ₂ S	46,36	82,615	40,630	439,80	66/34	58,79%	66,42%	7,638%
s-CO ₂ /C ₆ H ₆	59,92	73,795	46,567	243,21	92,5/7,5	59,24%	67,19%	7,954%

Tras el tratamiento de los datos, se han representado de forma gráfica los resultados (Figuras 34, 35, 36 y 37).

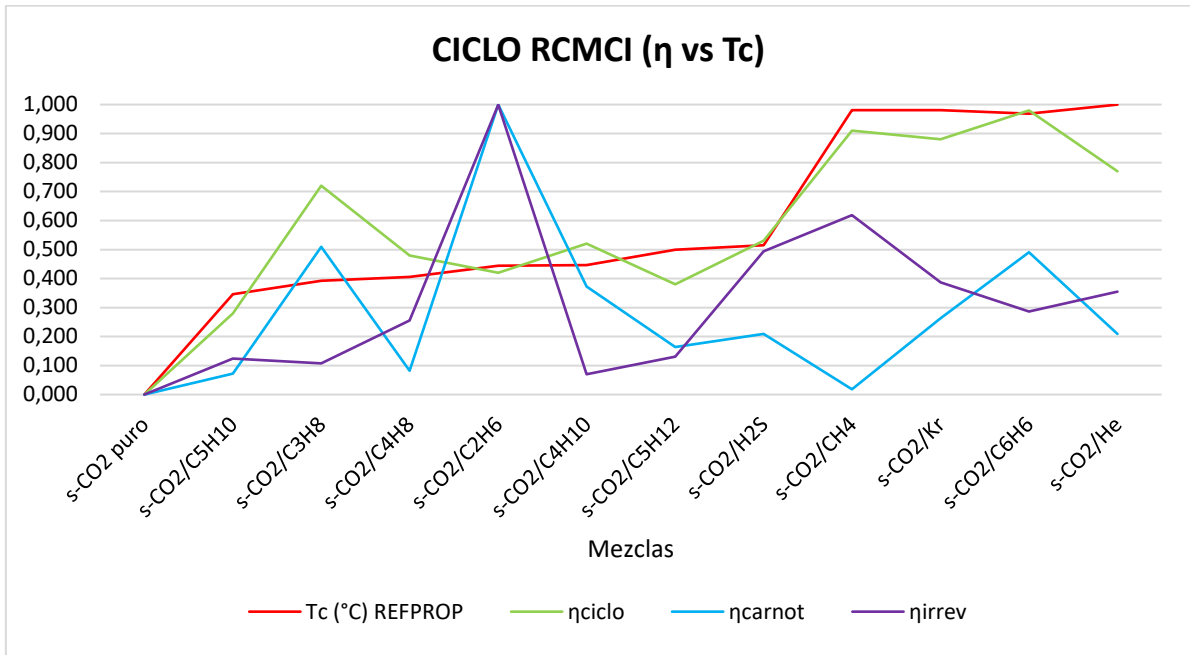


Figura 34. Rendimiento térmico del ciclo frente a la T_c para el ciclo RCMCI (realización propia)

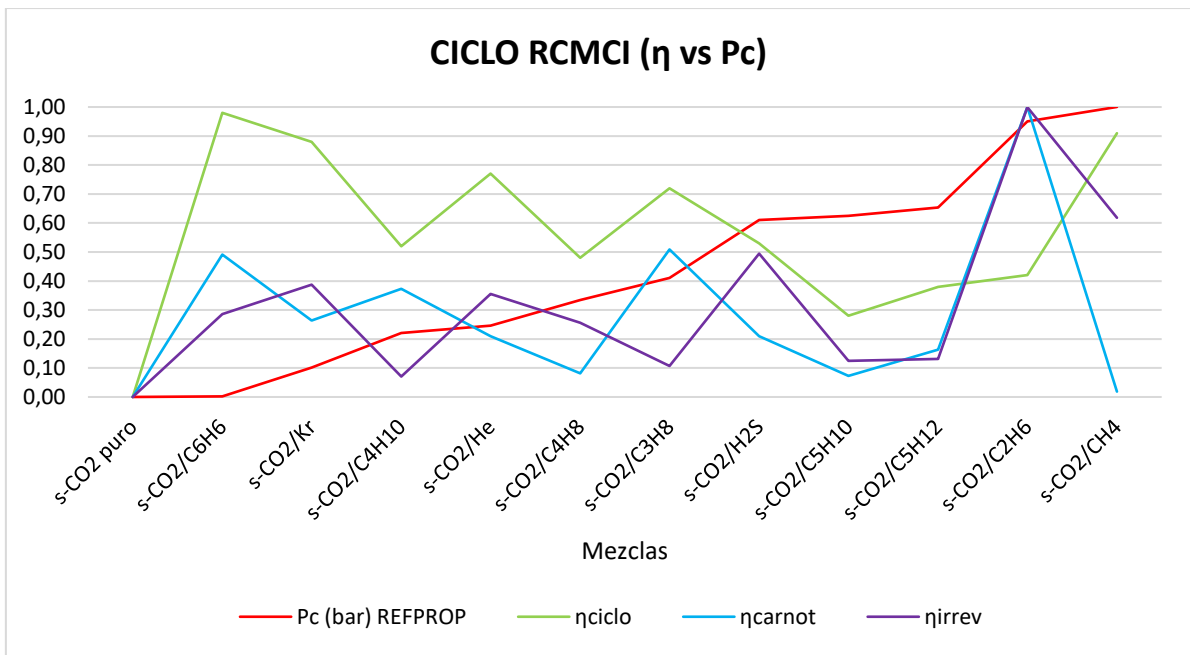


Figura 35. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c para el ciclo RCMCI (realización propia)

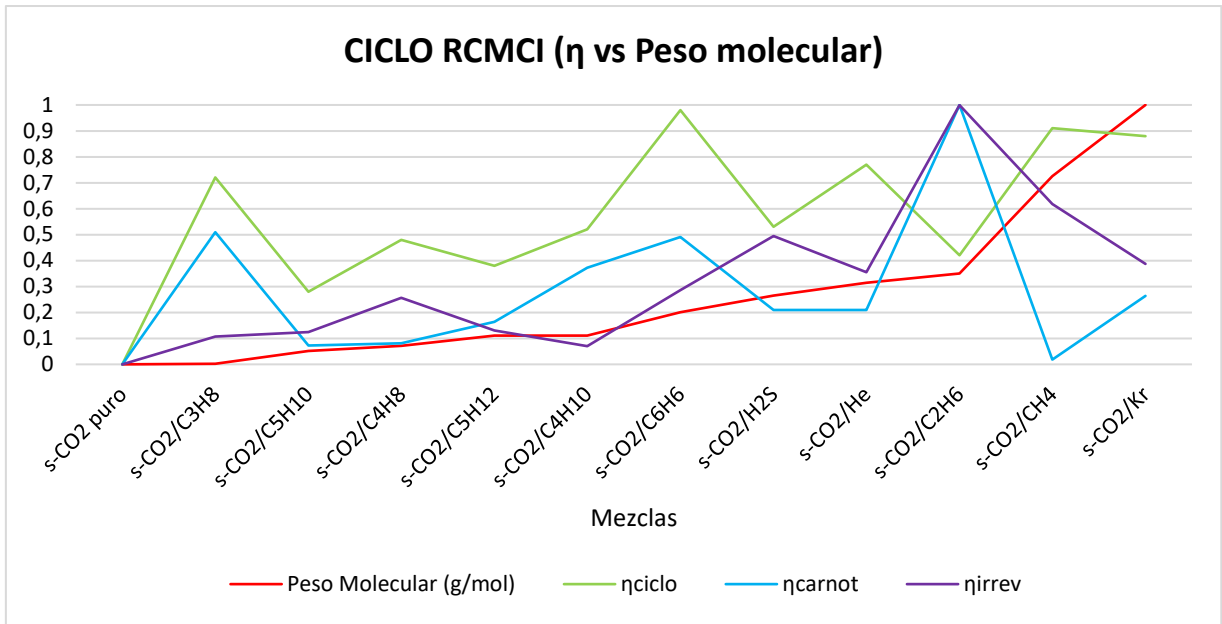


Figura 36. Rendimiento del ciclo frente al Peso molecular para el ciclo RCMCI (realización propia)

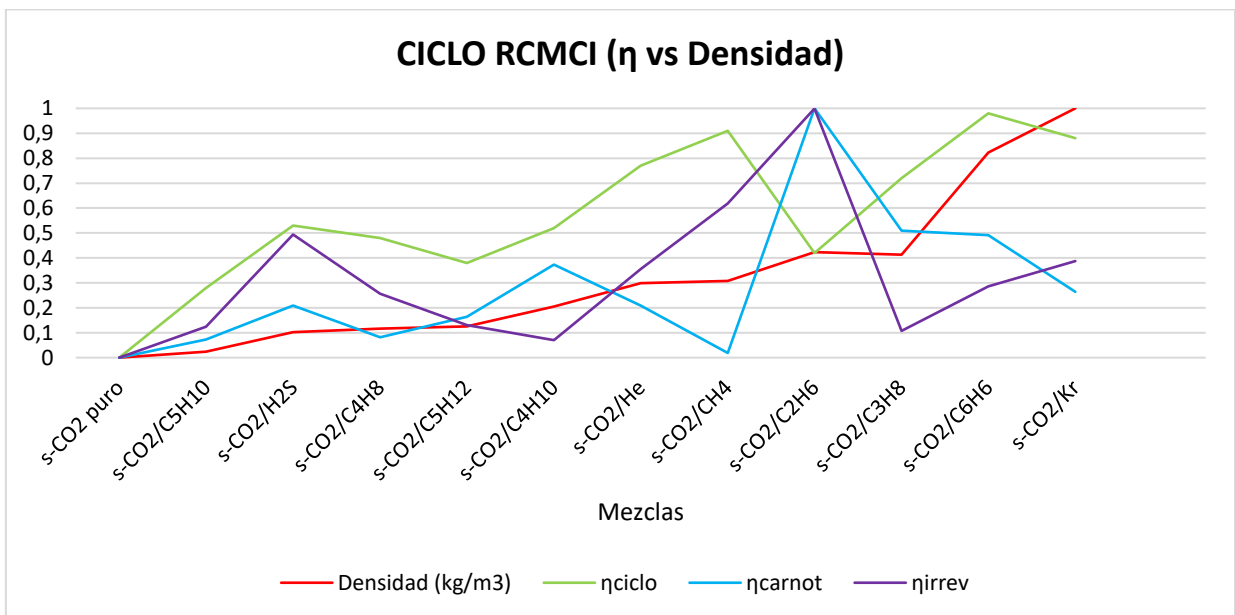


Figura 37. Rendimiento del ciclo frente a la Densidad para el ciclo RCMCI (realización propia)

5.1.3 CICLO PCRC

Para el ciclo PCRC se han dispuesto los resultados en forma de tabla, las mezclas se han clasificado según su temperatura crítica con respecto a la del CO₂ y se han ordenado de menor a mayor temperatura crítica (Tabla 7).

Tabla 7. Correlación entre la presión crítica y los rendimientos de las mezclas que aumentan la temperatura crítica del CO₂ para el ciclo PCRC (realización propia)

CICLO PCRC								
Mezclas	Tc (°C) REFPROP	Pc (bar) REFPROP	Peso Molecular (g/mol)	Densidad (kg/m ³)	Fracción molar	ηciclo	ηcarnot	ηirrev
s-CO ₂ /He	1,09	70,200	40,010	386,23	90/10	54,75%	64,90%	10,150%
s-CO ₂ /Kr	1,65	75,237	56,742	740,28	68/32	54,77%	64,34%	9,568%
s-CO ₂ /CH ₄	1,66	88,267	34,781	383,87	67/33	54,24%	64,96%	10,720%
s-CO ₂ /C ₂ H ₆	17,69	59,998	39,549	352,31	68/32	55,11%	65,63%	10,520%
s-CO ₂ puro	30,98	73,773	44,010	467,60	-	56,74%	66,30%	9,560%
s-CO ₂ /C ₅ H ₁₀	41,33	82,823	44,663	461,22	97,5/2,5	57,10%	66,56%	9,472%
s-CO ₂ /C ₃ H ₈	42,72	67,831	44,033	354,91	72,5/27,5	57,90%	67,50%	9,599%
s-CO ₂ /C ₄ H ₈	43,09	78,617	44,917	435,81	92,5/7,5	57,42%	66,87%	9,461%
s-CO ₂ /C ₄ H ₁₀	44,32	76,977	45,421	411,74	90/10	57,49%	66,86%	9,370%
s-CO ₂ /C ₅ H ₁₂	45,92	83,242	45,417	433,30	95/5	57,30%	66,79%	9,520%
s-CO ₂ /H ₂ S	46,36	82,615	40,630	439,80	66/34	57,58%	66,39%	8,807%
s-CO ₂ /C ₆ H ₆	59,92	73,795	46,567	243,21	92,5/7,5	56,34%	67,25%	10,920%

Tras el tratamiento de los datos, se han representado de forma gráfica los resultados (Figuras 38, 39, 40 y 41).

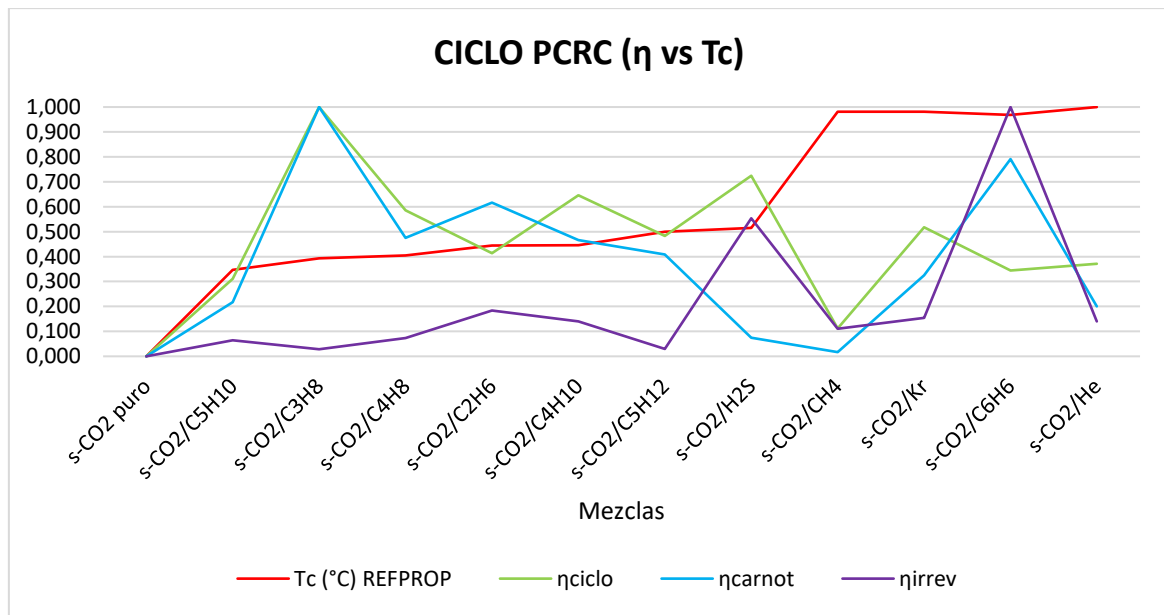


Figura 38. Rendimiento térmico del ciclo frente a la Tc del ciclo PCRC (realización propia)

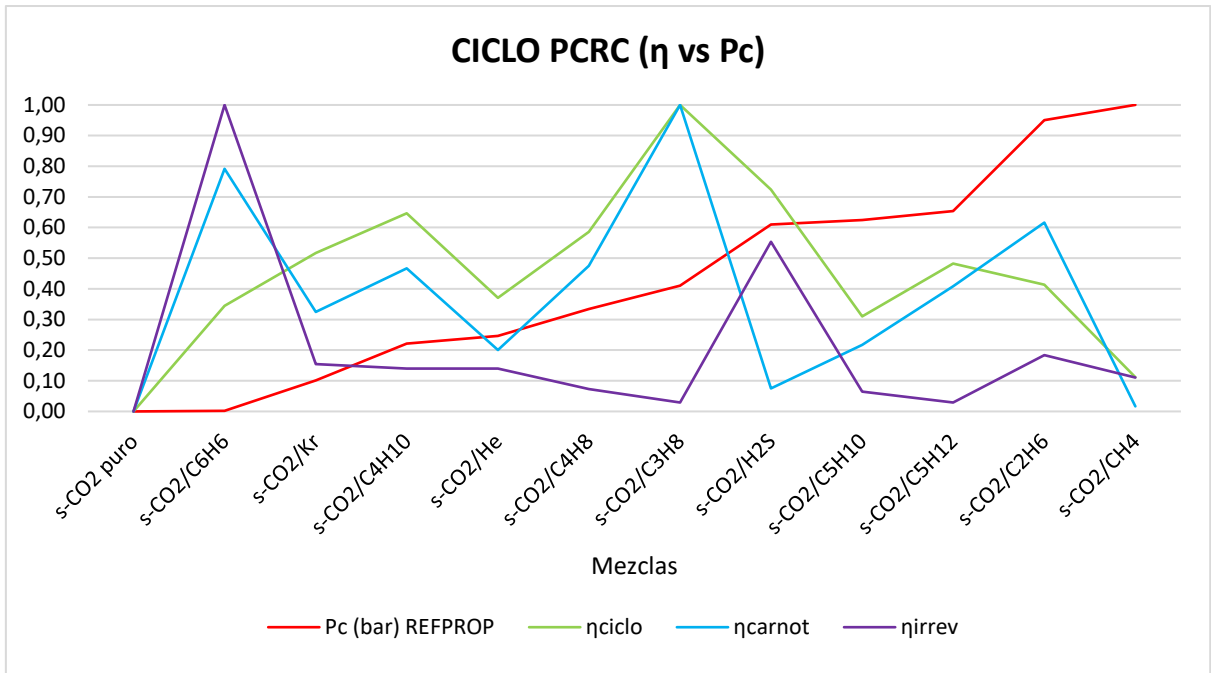


Figura 39. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c para el ciclo PCRC (realización propia)

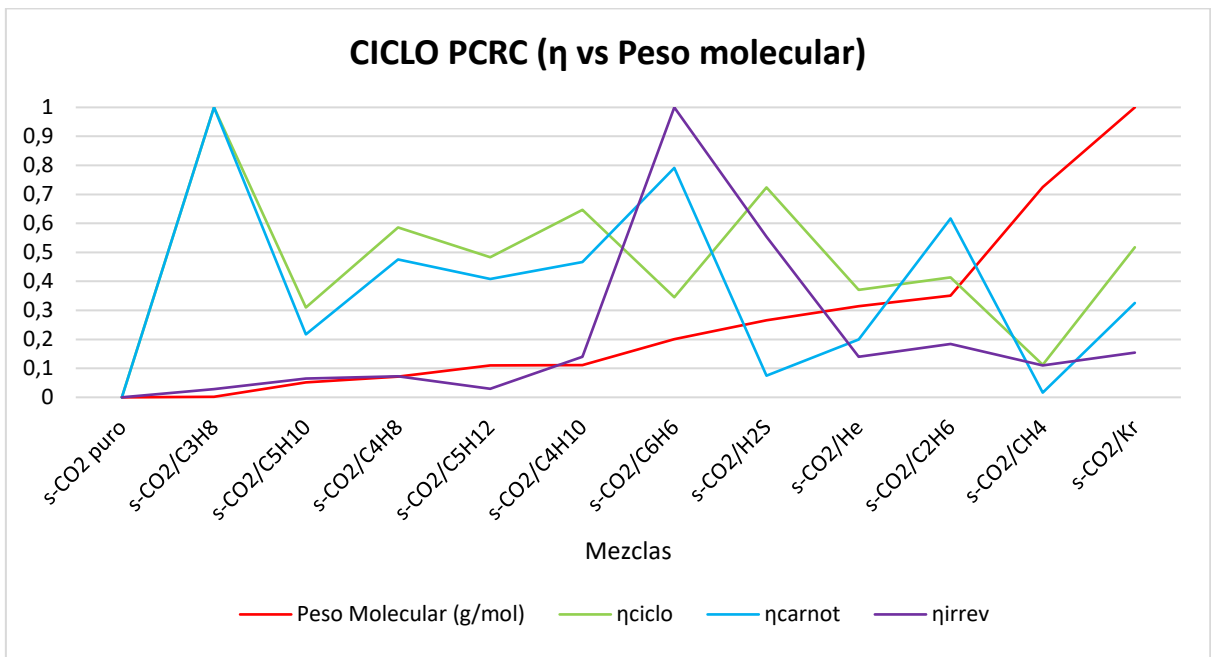


Figura 40. Rendimiento térmico del ciclo frente al Peso molecular para el ciclo PCRC (realización propia)

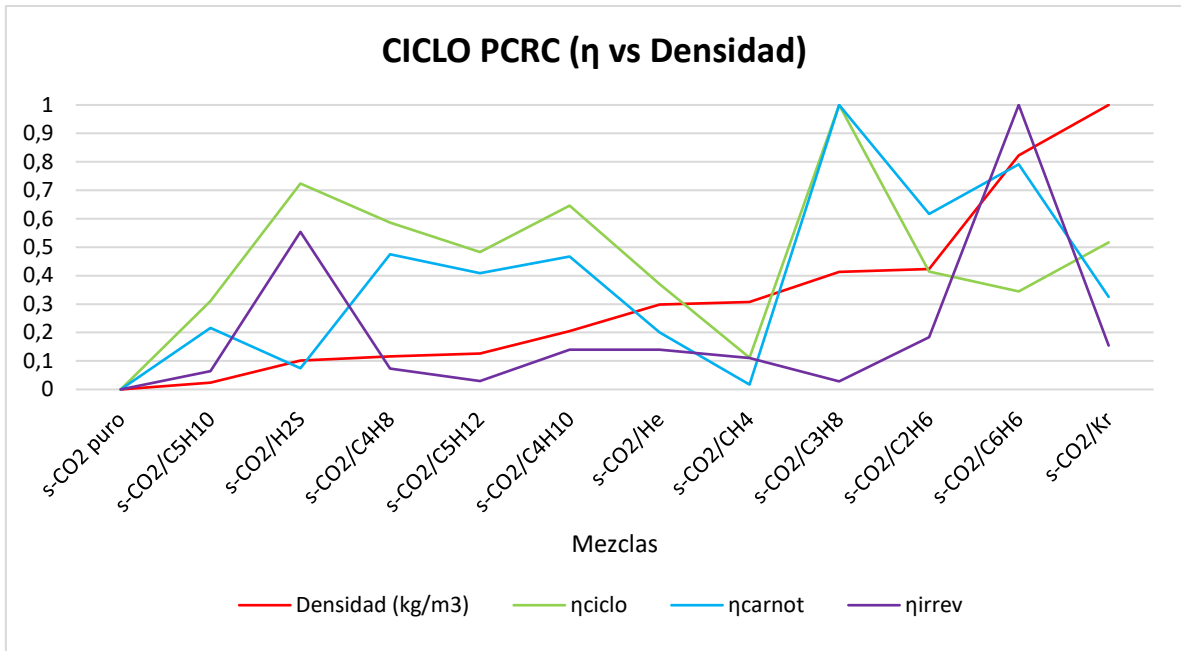


Figura 41. Rendimiento térmico del ciclo frente a la Densidad para el ciclo PCRC (realización propia)

5.2 CATEGORIZACIÓN DE LAS MEZCLAS SEGÚN LA TEMPERATURA CRÍTICA

En este apartado se disponen los resultados obtenidos al estudiar la correlación con la presión crítica de las mezclas estudiadas.

5.2.1 CICLO RCC

Para el ciclo RCC se han dispuesto los resultados en forma de gráfica (Figuras 42, 43).

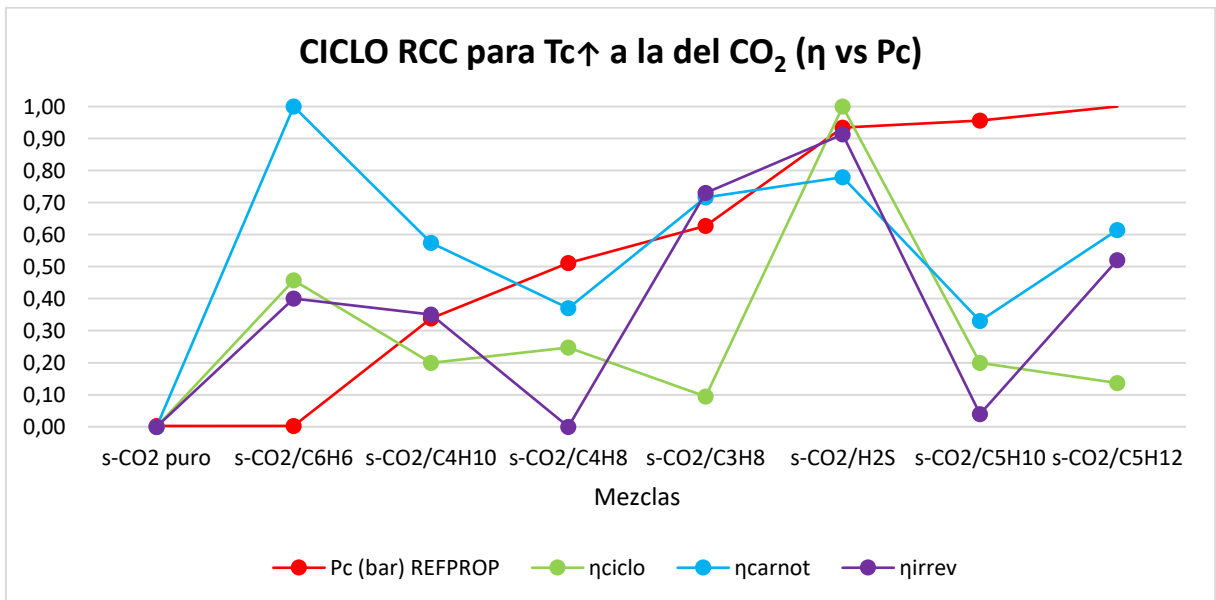


Figura 42. Rendimiento térmico del ciclo frente a la Pc de las mezclas con Tc superior a la del CO₂ para el ciclo RCC (realización propia)

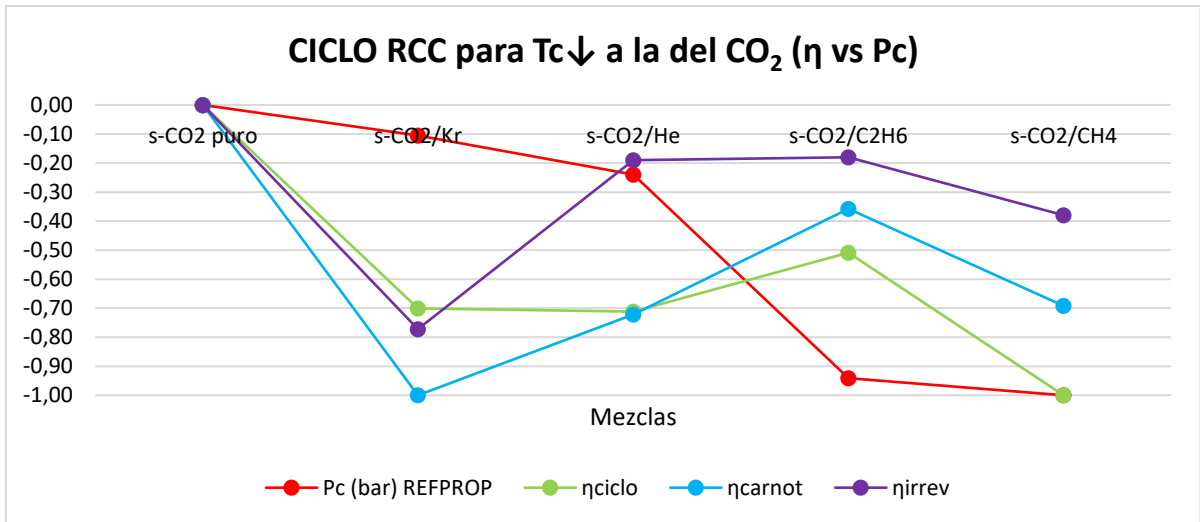


Figura 43. Rendimiento térmico del ciclo frente a la Pc de las mezclas con Tc inferiores a la del CO₂ para el ciclo RCC (realización propia)

5.2.2 CICLO RCMCI

Para el ciclo RCMCI se han dispuesto los resultados en forma de gráfica (Figuras 44, 45).

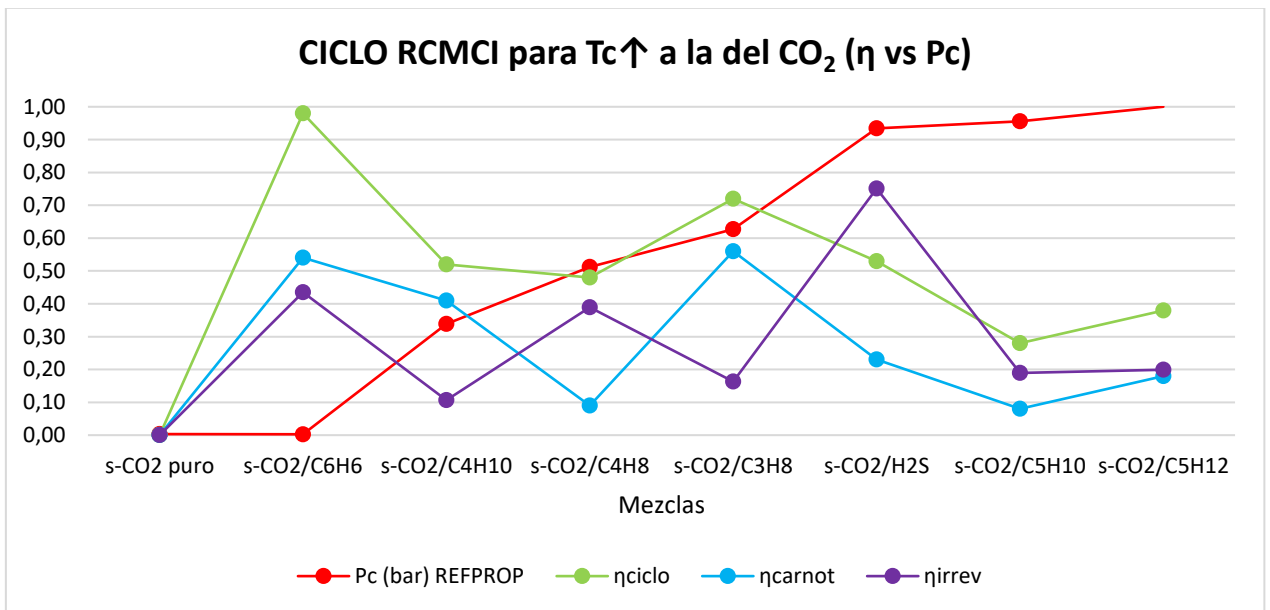


Figura 44. Rendimiento térmico del ciclo frente a la Pc de las mezclas con Tc superior a la del CO₂ para el ciclo RCMCI (realización propia)

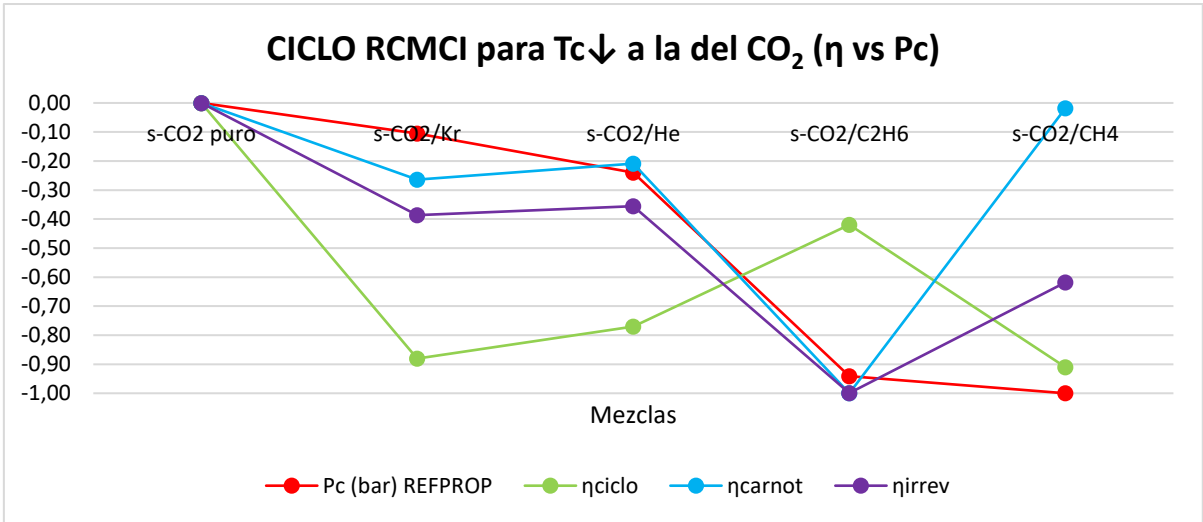


Figura 45. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c de las mezclas con T_c inferior a la del CO_2 para el ciclo RCMCI (realización propia)

5.2.3 CICLO PCRC

Para el ciclo PCRC se han dispuesto los resultados en forma de gráfica (Figuras 46, 47).

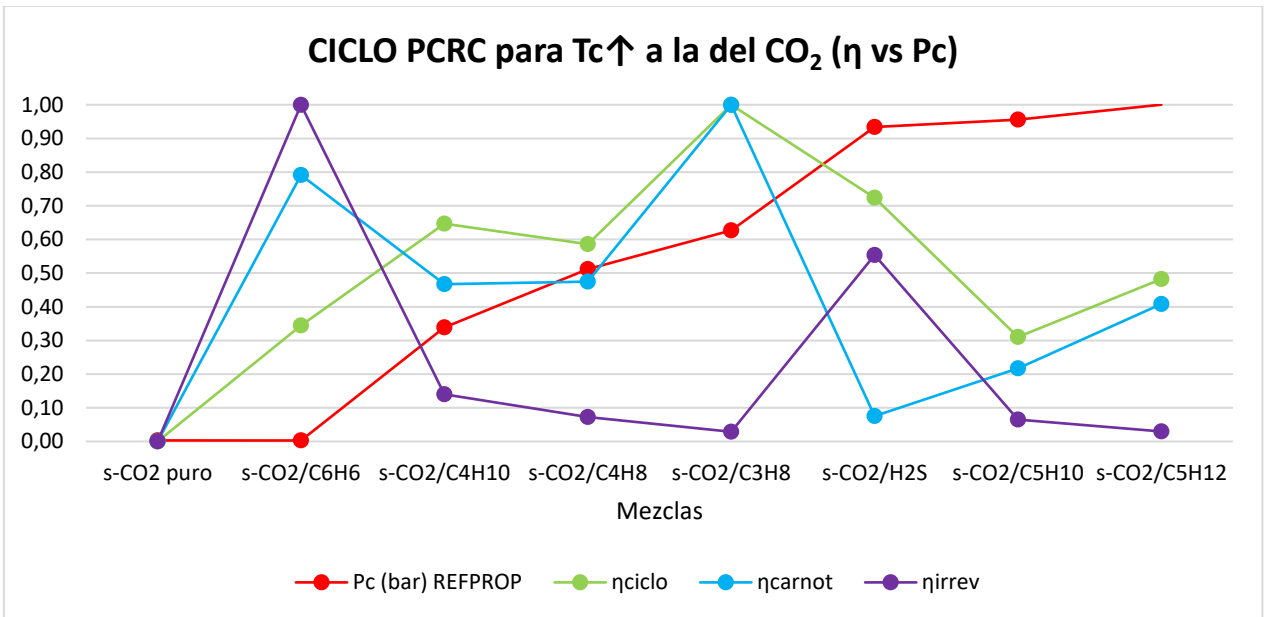


Figura 46. Rendimiento térmico del ciclo frente a la P_c de las mezclas con T_c superior a la del CO_2 para el ciclo PCRC (realización propia)

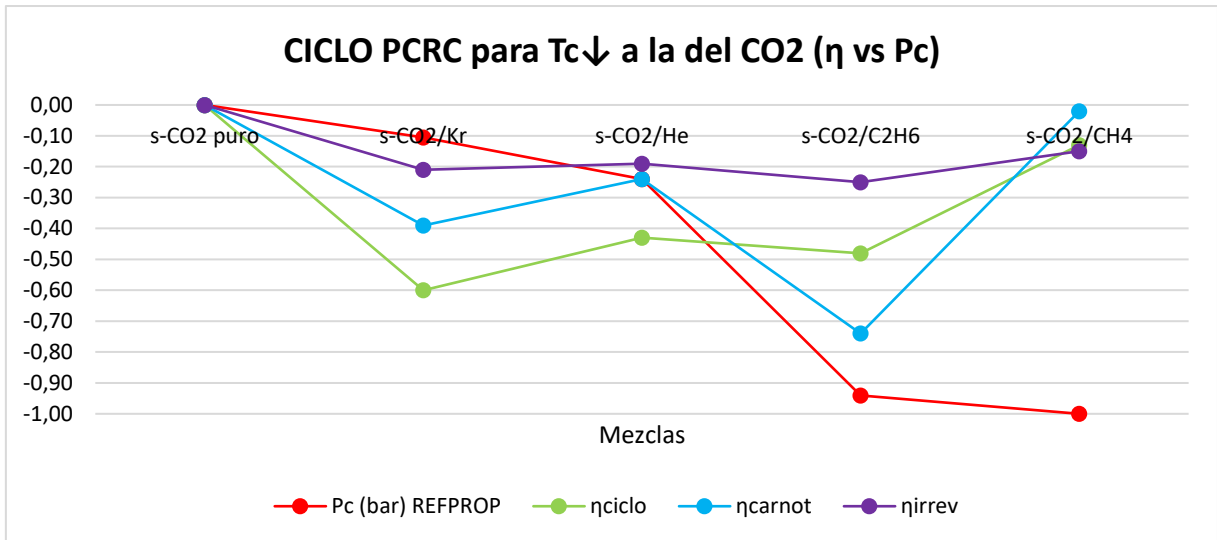


Figura 47. Rendimiento térmico del ciclo frente a la Pc de las mezclas con Tc inferior a la del CO₂ para el ciclo PCRC (realización propia)

5.3 CATEGORIZACIÓN DE LAS MEZCLAS POR COMPUESTOS ORGÁNICOS

En este apartado se representan de forma gráfica los resultados para las mezclas de compuestos orgánicos estudiadas frente a las propiedades termofísicas estudiadas para el ciclo RCC (Figuras 48, 49, 50 y 51).

5.3.1 CICLO RCC

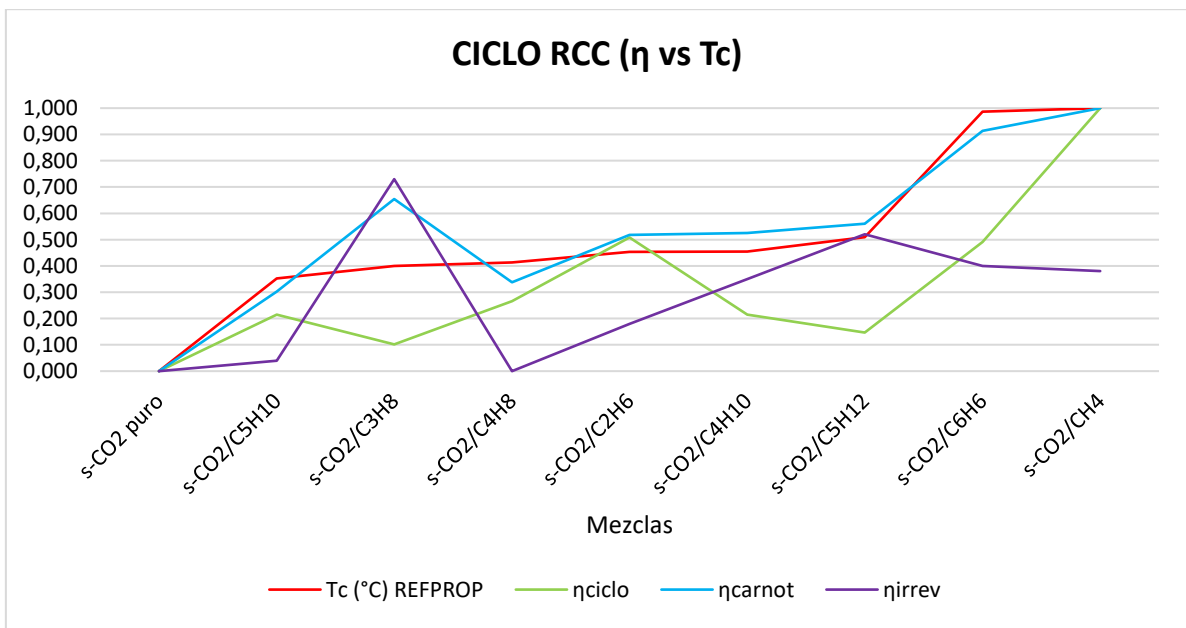


Figura 48. Rendimiento del ciclo frente a la Tc para el ciclo RCC (realización propia)

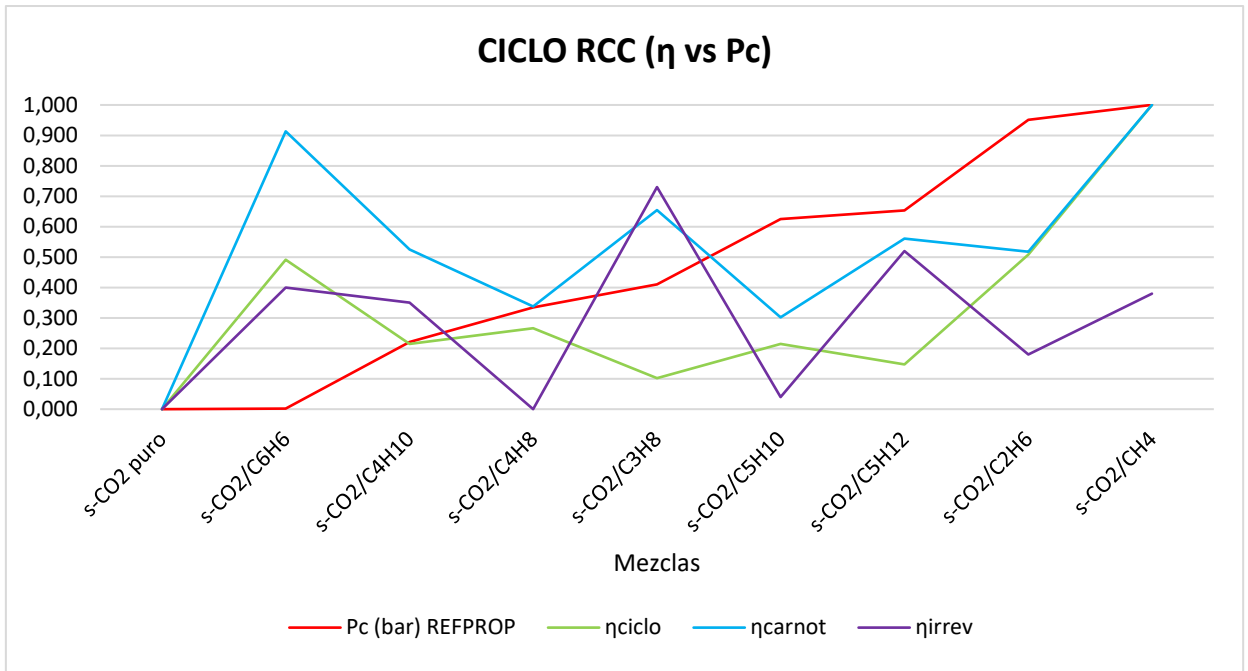


Figura 49. Rendimiento del ciclo frente a la P_c para el ciclo RCC (realización propia)

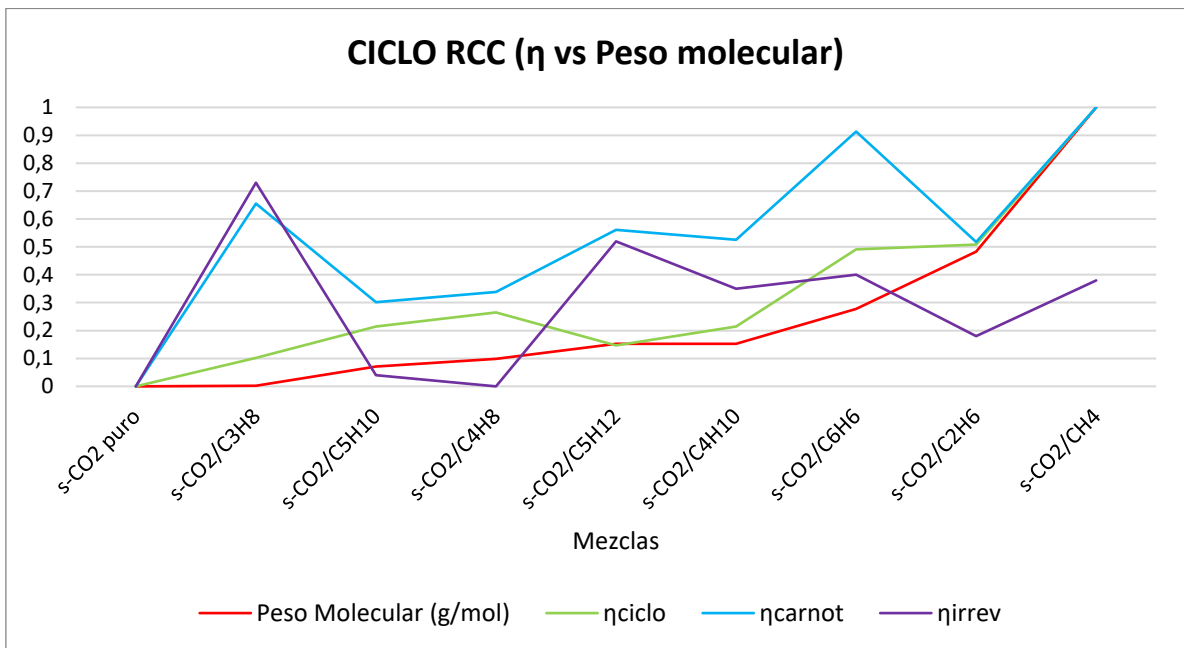


Figura 50. Rendimiento del ciclo frente al Peso molecular para el ciclo RCC (realización propia)

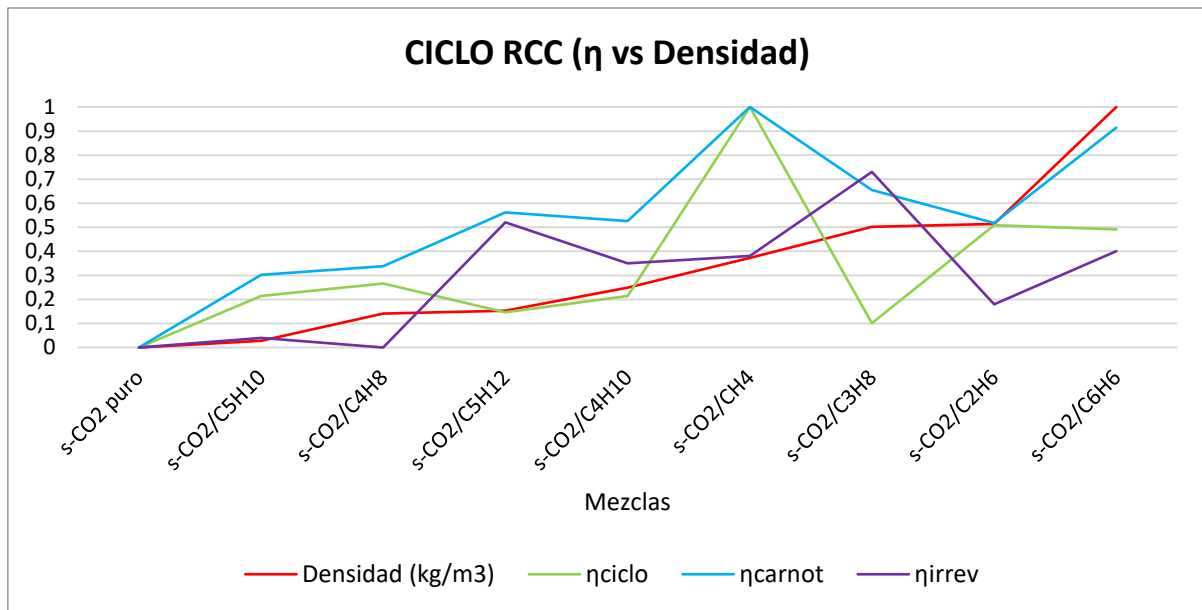


Figura 51. Rendimiento del ciclo frente a la Densidad para el ciclo RCC (realización propia)

5.4 ANÁLISIS ESTADÍSTICO PREMILINAR

Con los resultados presentados se ha decidido realizar un análisis estadístico preliminar.

Se quieren conocer los resultados marginales de los valores estudiados, así como las correlaciones de los pares de valores.

El estudio de los valores marginales estudiados se ha basado en el cálculo de la media y la varianza de las propiedades termofísicas estudiadas, es decir, de la temperatura crítica, de la presión crítica, de la densidad y del peso molecular, así como de la eficiencia del ciclo, la eficiencia asociada al comportamiento como una máquina de Carnot y a la eficiencia asociada a las irreversibilidades. Se exponen los resultados obtenidos para el ciclo RCC (Tabla 8).

La media (\bar{x}) se calcula según la siguiente ecuación:

$$\bar{x} = \frac{\sum(x_i + x_{i+1})}{n}$$

La varianza (σ^2) se calcula según la siguiente ecuación:

$$\sigma^2 = \frac{\sum(x_i - \bar{x})^2}{n - 1}$$

Siendo “ x_i ” el primer valor de datos y “ n ” el número total de datos estudiados.

Tabla 8. Media y varianza de las propiedades termofísicas estudiadas y de las eficiencias para el ciclo RCC (elaboración propia)

CICLO RCC							
	Tc (°C) REFPROP	Pc (bar) REFPROP	Peso Molecular (g/mol)	Densidad (kg/m ³)	ηciclo	ηcarnot	ηirrev
Media	31,30	76,115	43,895	425,86	55,95%	66,35%	10,40%
Varianza	365,29	60,702	27,837	13594,43	0,011%	0,012%	0,002%

Para el estudio de las correlaciones se ha obtenido el coeficiente de determinación (R^2) para los pares de variables estudiados, en este caso se exponen los resultados para el ciclo RCC con el estudio de las propiedades termofísicas frente a la eficiencia del ciclo y frente a la eficiencia correspondiente al ciclo de Carnot (Figuras 52, 53, 54, 55 y 56).

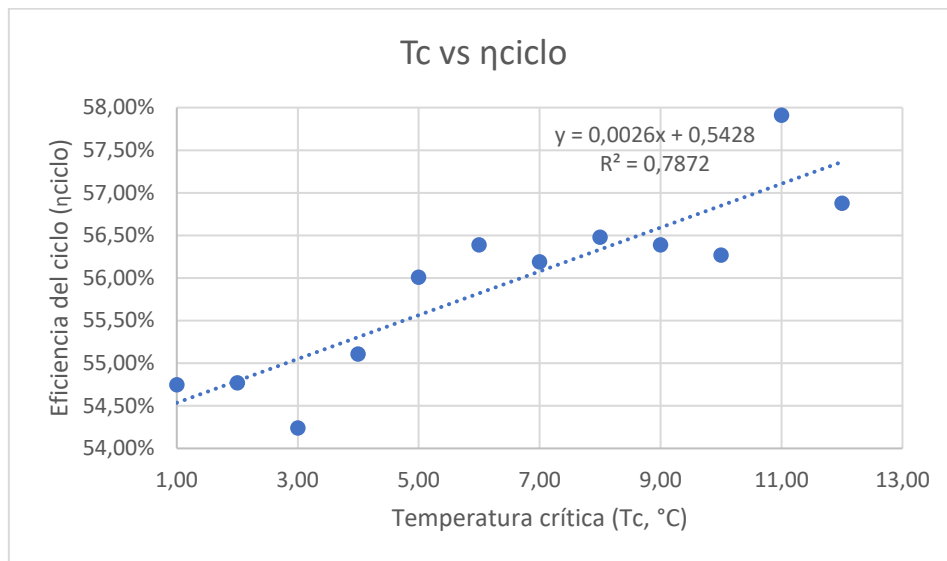


Figura 52. Temperatura crítica frente a la eficiencia del ciclo, para el ciclo RCC (elaboración propia)

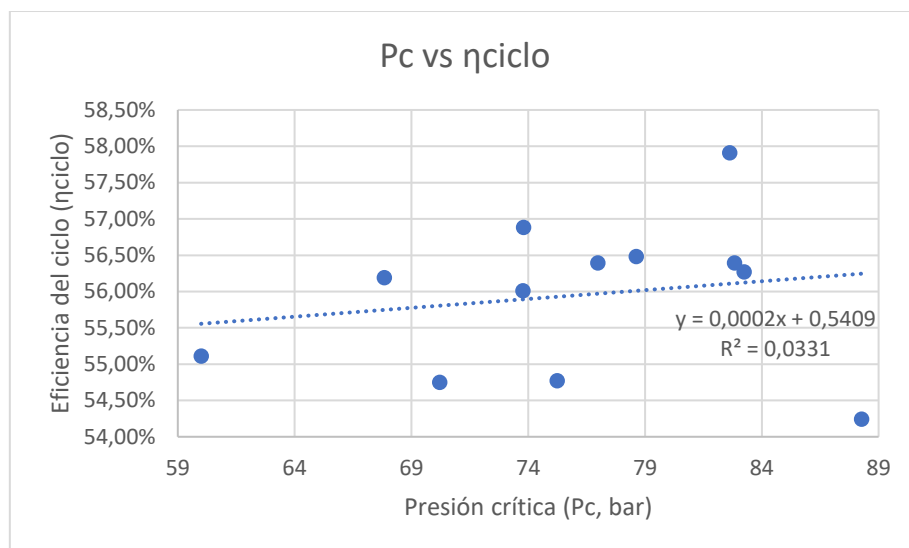


Figura 53. Presión crítica frente a la eficiencia del ciclo, para el ciclo RCC (elaboración propia)

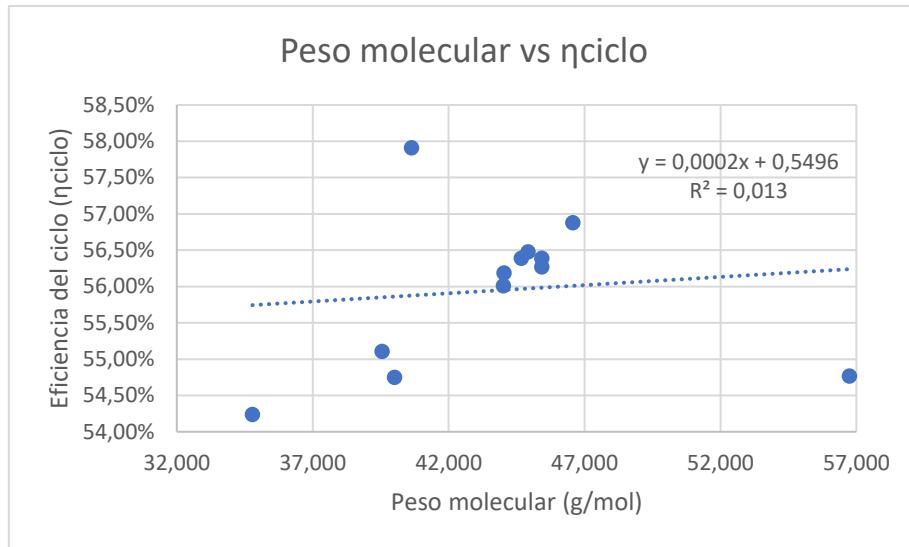


Figura 54. Peso molecular frente a la eficiencia del ciclo, para el ciclo RCC (elaboración propia)

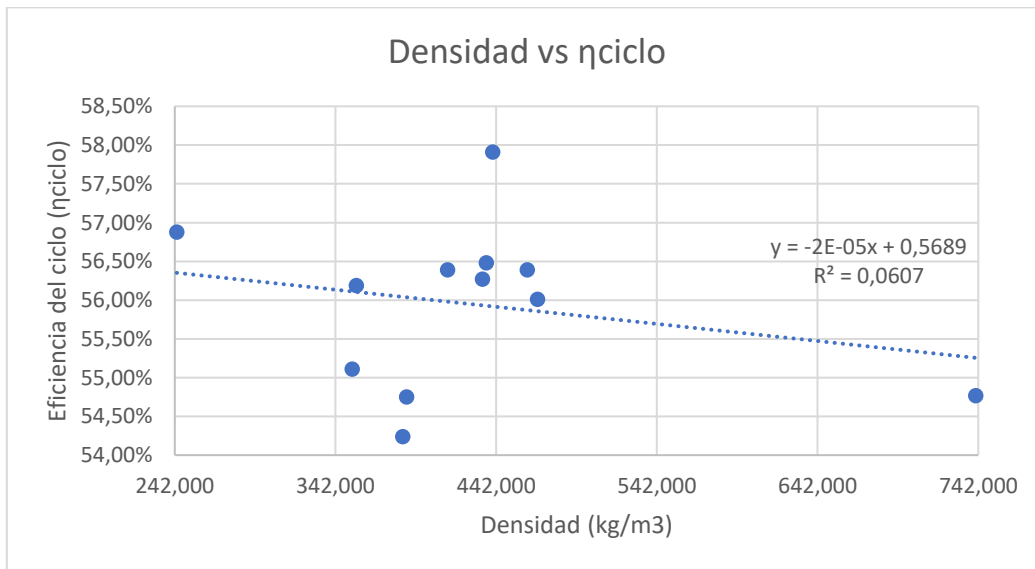


Figura 55. Densidad frente a la eficiencia del ciclo, para el ciclo RCC (elaboración propia)

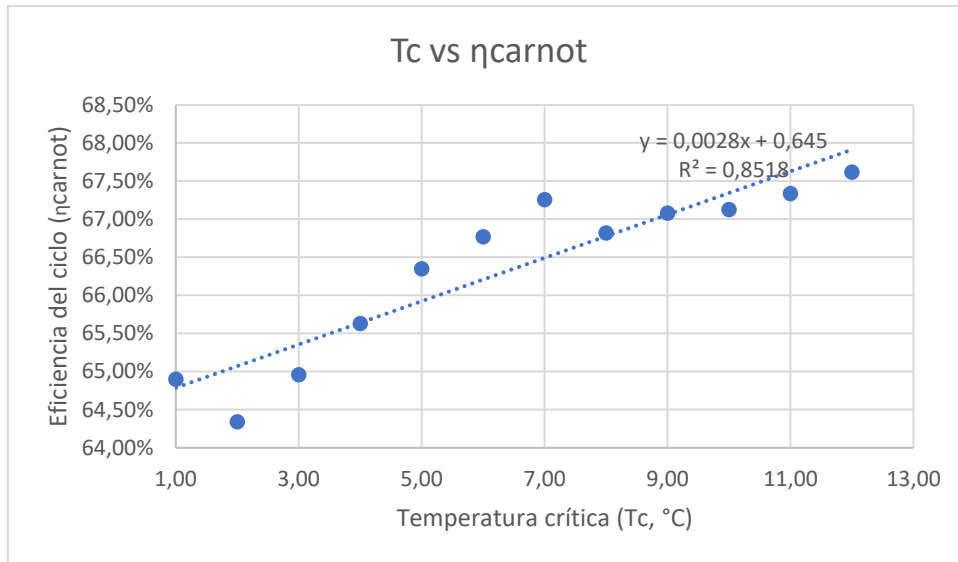


Figura 56. Temperatura crítica frente a la eficiencia del ciclo de Carnot, para el ciclo RCC (elaboración propia)

6 CONCLUSIONES

En el presente proyecto se realiza un estudio bibliográfico de las centrales solares de concentración centrando el foco en las que emplean en su ciclo de potencia el ciclo Brayton, es decir, en las centrales solares de concentración de torre central. El estudio del ciclo Brayton se debe a que es posible emplear como fluido de trabajo CO_2 supercrítico, este fluido tiene mucho interés científico debido a sus peculiares propiedades termofísicas.

El objetivo de este estudio fue analizar la influencia de las propiedades termofísicas de las mezclas de CO_2 en el rendimiento de las variantes supercríticas del ciclo Brayton orientadas a aplicaciones termosolares. Para lograrlo, se llevaron a cabo simulaciones de cada variante en su punto de máximo rendimiento, considerando diferentes mezclas de CO_2 en la serie estudiada. A continuación, se analizó el rendimiento de cada caso en relación con las propiedades termofísicas de cada mezcla, como la presión crítica, temperatura crítica, peso molecular, entre otras.

Durante las etapas de construcción y validación de modelos, se observó que la base de datos termofísica y las ecuaciones de estado utilizadas en los cálculos tuvieron un efecto significativo en los resultados obtenidos. La ecuación de Peng-Robinson modificada demostró ser la que mejor se ajustaba a los resultados. Por el contrario, algunas ecuaciones de estado incluso dificultaban la convergencia de los ciclos, lo que afectaba la precisión de los cálculos y la eficiencia del proceso. Este hallazgo resalta la importancia de seleccionar cuidadosamente la ecuación de estado adecuada para garantizar resultados confiables y un diseño óptimo en sistemas termodinámicos complejos.

Se identificó una desviación significativa en el cálculo de las presiones y temperaturas críticas de las mezclas, dependiendo de las reglas de mezcla empleadas. En el caso de este trabajo se empleó para este criterio las reglas de mezcla dadas por los softwares UniSim® y REFPROP. De ambos, los resultados más confiables fueron los obtenidos con REFPROP.

Además, se perfeccionó la metodología de análisis termodinámico utilizada para evaluar los rendimientos. Esta metodología se basó en la descomposición del rendimiento total en dos componentes que dependen de fenómenos físicos diferentes pero relacionados. Esto permitió discernir el efecto que cada mezcla tiene sobre el rendimiento total, ya sea afectando al rendimiento de la máquina de Carnot equivalente o a las irreversibilidades del ciclo.

La aplicación de esta metodología de análisis termodinámico permitió separar el efecto de diferentes propiedades termofísicas en las prestaciones de los ciclos.

Para el análisis de los resultados, es importante plantear dos puntos de vista, el estadístico y el termodinámico, para obtener conclusiones sólidas. Es por este motivo que las conclusiones se han clasificado según el enfoque a estudiar.

El enfoque estadístico se basa en datos y muestras representativas, mientras que el enfoque termodinámico considera las leyes fundamentales de la energía y la entropía. Por ello, al estudiar o combinar ambos enfoques se puede llegar a una comprensión de los resultados más completa y precisa.

En cuanto al punto de vista estadístico:

Observando la Figura 53, que relaciona la temperatura crítica con la eficiencia del ciclo, puede verse una ligera correlación positiva con ligera curvatura en la parte central.

Por su parte, tras analizar la Figura 56, que relaciona la temperatura crítica con la eficiencia relativa a la máquina de Carnot, se determina que al aumentar la temperatura crítica mejora la eficiencia relativa a la máquina de Carnot.

Por este motivo comentado, para optimizar los ciclos supercríticos estudiados se debe ajustar la composición de las mezclas estudiadas estableciendo como parámetro que la temperatura crítica sea igual a la temperatura de rechazo de calor. Esta optimización puede ser una línea de investigación futura.

Sin embargo, se han encontrado dos problemas fundamentales:

1) La población de sustancias analizada es demasiado escasa como para poder extraer conclusiones significativas.

2) En cualquier caso, no se trata de poblaciones homogéneas ya que existen similitudes entre grupos de aditivos (ej. orgánicos frente a no-orgánicos), algunas identificables a simple vista y otras implícitas por su naturaleza, lo que haría necesario segmentar las poblaciones haciéndolas aún más reducidas.

La imposibilidad de llevar a cabo un análisis estadístico obliga a realizar una inspección categorizada por dos criterios: a) topología del ciclo termodinámico y b) variables termofísicas: temperatura y presión crítica, peso molecular y densidad.

Mediante la implementación de la metodología de análisis termodinámico, fue posible identificar cómo diferentes propiedades termofísicas afectan el rendimiento de los ciclos. Sin embargo, se encontraron tendencias débiles que no permitieron realizar generalizaciones concluyentes.

El aumento de eficiencia con la temperatura crítica de la mezcla que se ha observado se puede explicar desde el punto de vista termodinámico. Al aumentar la temperatura crítica de la mezcla, la isóbara de rechazo de calor queda más “tumbada” en el diagrama T-s y por lo tanto disminuye la temperatura media de rechazo de calor al ciclo. Este efecto sería especialmente patente en un ciclo transcrito donde el rechazo de calor se lleve a cabo con un tramo de cambio de fase y por tanto a temperatura constante. Por tanto, puede ser posible obtener aún mayores ganancias de rendimiento explorando la posibilidad de transformar el ciclo supercrítico en transcrito, empleando mezclas con una temperatura crítica mayor que la de rechazo de calor.

Las características particulares de cada uno de los ciclos analizados se resumen a continuación:

- En lo referente al ciclo RCC:
 - Atendiendo a la Figura 30, se observa que la correlación entre la temperatura crítica frente al rendimiento relativo a la máquina de Carnot presenta una ligera tendencia creciente.
 - Con los resultados obtenidos se ha detectado que las irreversibilidades (IRR) presentan valores muy dispares y no siguen una tendencia.
 - Observando las Figuras, puede verse que la mezcla $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{S}$ presenta un comportamiento inusual.
- En lo referente al ciclo RCMCI:

- Se ha encontrado que la mezcla $\text{CO}_2/\text{C}_2\text{H}_6$ tenía un comportamiento singular en todos los casos, donde el rendimiento del ciclo dependía tanto del rendimiento relativo a la máquina de Carnot como al relativo a las irreversibilidades y no podía ser explicado por ninguno de los dos por separado.
 - Observando la Figura 34, en lo referente a la correlación entre la temperatura crítica y el rendimiento del ciclo puede verse una tendencia creciente si se exceptúa la mezcla $\text{CO}_2/\text{C}_3\text{H}_8$.
 - En cuanto a la Figura 36, en la que se relaciona el rendimiento relativo a la máquina de Carnot y el de irreversibilidades frente al peso molecular, parece haber una tendencia que se rompe a partir de los pesos moleculares iguales o superiores al de C_2H_6 .
 - Si se observa la Figura 37, la correlación entre el rendimiento del ciclo y la densidad puede verse una tendencia creciente exceptuando la mezcla $\text{CO}_2/\text{C}_2\text{H}_6$.
- En lo referente al ciclo PCRC:
- Atendiendo a los resultados se ha determinado que el rendimiento del ciclo está principalmente determinado por el rendimiento relativo a la máquina de Carnot, es decir, las irreversibilidades asociadas a los equipos que componen el ciclo PCRC son leves.
 - Por la razón anterior, queda claro que aquella mezcla que favorezca más el rendimiento relativo a la máquina de Carnot mejorará el rendimiento global del ciclo.
 - Sin embargo, como ocurre para el ciclo RCMCI, se encontró que la mezcla $\text{CO}_2/\text{C}_3\text{H}_8$ se comporta de manera atípica a las demás mezclas estudiadas y por ello queda como excepción a las conclusiones anteriormente comentadas.

En definitiva, como resumen termodinámico general de todas las topologías analizadas se determina lo siguiente:

- 1) Primero, con el análisis de resultados obtenidos se concluye que el rendimiento del ciclo sigue de cerca el rendimiento relativo a la máquina de Carnot como factor principal, por lo que las irreversibilidades (IRR) no presentan un patrón claro.
- 2) Segundo, se observan casos excepcionales en cada ciclo en los que las irreversibilidades toman valores atípicos y contrarrestaban el efecto anterior.
- 3) Tercero, de las correlaciones estudiadas en este trabajo con las diferentes propiedades termofísicas, la correlación más fuerte se da con la temperatura crítica, especialmente en aquellas mezclas que contienen fluidos orgánicos.
- 4) Cuarto, se aprecia que a menudo, una mejora brusca en el rendimiento relativo a la máquina de Carnot se compensa con un empeoramiento en las irreversibilidades (IRR), mejorando así el rendimiento general del ciclo. Esta observación sugiere posibles áreas de investigación futuras muy interesantes.

- 5) Quinto, se identificaron aditivos como el H_2S , el C_2H_6 y el C_3H_8 que mostraron comportamientos muy atípicos, lo que podría indicar, por ejemplo, la existencia de interacciones moleculares, que podrían ser objeto de futuras investigaciones.

Finalmente, es posible afirmar que los objetivos establecidos al inicio de este trabajo han sido alcanzados, pero no han podido obtenerse conclusiones precisas.

Este trabajo deja abiertas posibles investigaciones futuras estimulantes.

7 BIBLIOGRAFÍA

- Abanades, A. Et al. *Thermoelectric solar energy. Technology and Development*. DYNA (2010), volume 85, pg. 563-574. [10.6036/3871](https://doi.org/10.6036/3871)
- Aboelwafa, O. Et al. *A review on solar Rankine cycles: working fluids, applications and cycle modifications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews (2018), volume 82, pg. 868-885. [10.1016/j.rser.2017.09.097](https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.097)
- Bailera, M. & Lisbona, P. *Energy storage in Spain: Forecasting electricity excess and assessment of power-to-gas potential up to 2050*. Energy (2018), volume 143, pg. 900-910. [10.1016/j.energy.2017.11.069](https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.069)
- Belgasim, B. Et al. *The potential of concentrating solar power (CSP) for electricity generation in Libya*. Renewable and Sustainable Energy Reviews (2018), volume 90, pg. 1-15, ISSN 1364-0321. [10.1016/j.rser.2018.03.045](https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.045)
- Bhatia, S. *Solar thermal energy*. Advanced Renewable Energy Systems (2014), pg. 94-143. [10.1016/B978-1-78242-269-3.50004-8](https://doi.org/10.1016/B978-1-78242-269-3.50004-8)
- Blanco, M., Miller, S. *Introduction to concentrating solar thermal (CST) technologies*. Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology (2017), pg. 3.25. [10.1016/B978-0-08-100516-3.00001-0](https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100516-3.00001-0)
- Burkholder, F., Kutscher, C. *Heat loss testing of Schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver*. NREL (2009). doi.org/10.2172/1369635
- Chen, J., Engeda, A. *A review of the prospect and challenges for developing and marketing a Brayton-Cycle based power genset gas-turbine using supercritical CO₂. Part I: the general system challenges*. Turbomachinery Technical Conference and Exposition (2020). [10.1115/GT2020-14270](https://doi.org/10.1115/GT2020-14270)
- Connor, N. *¿Qué es el ciclo Brayton?* Thermal Engineering, 2020. (Consultado el 10 de diciembre de 2022) <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-ciclo-brayton-motor-de-turbina-de-gas-definicion/>
- Connor, N. *¿Qué es el ciclo Rankine?* Thermal Engineering, 2020. (Consultado el 10 de diciembre de 2022) <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-ciclo-de-rankine-ciclo-de-la-turbina-de-vapor-definicion/>
- Crespi, F. (2019) *Thermo-economic assessment of supercritical CO₂ power cycles for concentrated solar power plants*. (Tesis Doctoral) Universidad Politécnica de Sevilla, Sevilla.
- Cruz, I. (2019) *I+D en almacenamiento de energía: actividades del CIEMAT*. Jornada sobre almacenamiento de energía. [1192042363_205201911157.pdf](https://www.ciemat.es/1192042363_205201911157.pdf)
- Dinter, F & Mayorga, D. *Operability, reliability, and economic benefits of CSP with thermal energy storage: first year of operation of ANDASOL 3*. Energy Procedia (2013), volume 49, pg. 2472-2481. [10.1016/j.egypro.2014.03.262](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.262)
- Dyreby, J. (2014) *Modeling the supercritical carbon dioxide Brayton cycle with recompression*. (Tesis Doctoral) University of Wisconsin-Madison, United States.

Enriquez, L. (2017) *Nueva generación de centrales termosolares con colectores solares lineales acoplados a ciclos supercríticos de potencia*. (Tesis Doctoral). Universidad Politécnica de Navarra, Navarra.

Feidt, M. Et al. *Optimization of the direct Carnot cycle*. Applied Thermal Engineering (2007), volume 27, issues 5-6, pg. 829-839. [10.1016/j.applthermaleng.2006.09.020](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.09.020)

Exera Energía (2008). Planta termosolar Gemasolar (Sevilla, Andalucía). (Consultado el 20 de mayo de 2023). www.exeraenergia.es/gemasolar/

HoneyWell Forge. *UniSim® Design: How it works*. (Consultado el 27 de mayo de 2023). www.honeywellforge.ai/us/en/products/industrials/unisim-design

Kuravi, S. Et al. *Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants*. Progress in Energy and Combustion Science (2013), volume 39, issue 4, pg. 285-319, ISSN 0360-1285. [10.1016/j.pecs.2013.02.001](https://doi.org/10.1016/j.pecs.2013.02.001)

Laing, D. Et al. *Thermal energy storage for direct steam generation*. Solar Energy (2011), volume 85, issue 4, pg. 627-633. [10.1016/j.solener.2010.08.015](https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.08.015)

Linares, J. Et al. *A novel supercritical CO₂ recompression Brayton power cycle for power tower concentrating solar plants*. Applied Energy (2020), volume 263, ISSN 0306-2619. [10.1016/j.apenergy.2020.114644](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114644)

Liu, M. Et al. *Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews (2016), volume 53, pg. 1411-1432, ISSN 1364-0321. [10.1016/j.rser.2015.09.026](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.026)

Löffler, K. Et al. *Modeling the low-carbon transition of the European energy system – A quantitative assessment of the stranded assets problem*. Energy Strategy Reviews (2019), volume 26, ISSN 2211-467X. [10.1016/j.esr.2019.100422](https://doi.org/10.1016/j.esr.2019.100422)

Lovegrove, K., Stein, W. *Concentrating solar power technology: principles, developments, and applications*. Woodhead Publishing Series in Energy, number 21 (2012). sku.ac.ir/Datafiles/BookLibrary

Moreno-Gamboa, F. & Nieto-Londoño, C. *Thermodynamic modeling of a Brayton cycle hybrid solar thermal plant in Colombia*. INGE CUC (2018), volume 14, pg. 126-136. [10.17981/ingecuc.14.2.2018.12](https://doi.org/10.17981/ingecuc.14.2.2018.12)

Muñoz, G. *La teoría de perturbaciones discreta aplicada a fluidos con potenciales intermoleculares continuos que exhiben anomalías del tipo de las del agua*. (2010) [10.13140/2.1.3741.3126](https://doi.org/10.13140/2.1.3741.3126)

NREL (1997). *National Renewable Energy Laboratory (NREL)*. (Consultado el 2 de mayo de 2023). www.nrel.gov/about/

Ortega, I., Gutiérrez, M. (2020). *Almacenamiento térmico: el camino hacia la optimización de la gestión energética*. CIC Energy Gune (Consultado el 10 de mayo de 2023). cicenergigune.com/es/blog/almacenamiento-termico-optimizar-gestion-energetica

Pelay, U. Et al. *Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants*. Renewable and Sustainable Energy Reviews (2017), volume 79, pg. 82-100. [10.1016/j.rser.2017.03.139](https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.139)

- Protermosolar (2004). *Energía térmica solar*. (Consultado el 27 de mayo de 2023). www.protermosolar.com/quienes-somos/protermosolar/
- REN21, Renewable Energy Policy Network for the 21st Century. *Advancing the global renewable energy transition*, 2017. (Consultado el 10 de mayo de 2023). www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2017_Highlights_English.pdf
- Sayigh, A. *Renewable energy and sustainable buildings: Selected papers from the World Renewable Energy Congress (WREC)*. Innovative Renewable Energy (2018), chapter 26, pg. 336. [10.1007/978-3-030-18488-9](https://doi.org/10.1007/978-3-030-18488-9)
- Siefert, J. Et al. *Concentrating solar power (CSP) power cycle improvements through application of advanced materials*. AIP Conference Proceedings (2016), volume 1734. [10.1063/1.4949177](https://doi.org/10.1063/1.4949177)
- Sofrata, H. *Carnot and Lorenz cycles for dual absorption system*. *Warme – und Stoffübertragung* (1993), volume 28, pg. 107-116. [10.1007/BF01541106](https://doi.org/10.1007/BF01541106)
- Steinmann, W. & Eck, M. *Buffer storage for direct steam generation*. *Solar Energy* (2006), volume 80, issue 10, pg. 1277-1282. [10.1016/j.solener.2005.05.013](https://doi.org/10.1016/j.solener.2005.05.013)
- Sun, J. *Hybrid solar power system*. *Advances in Clean Energy Technologies* (2021), pg. 405-448. [10.1016/B978-0-12-821221-9.00011-6](https://doi.org/10.1016/B978-0-12-821221-9.00011-6)
- Turchi, C., Et al. *Supercritical carbon dioxide power cycle configurations for use in concentrating solar power systems*. *National Renewable Energy* (2012), pg. 1–7. [10.1115/GT2012-68932](https://doi.org/10.1115/GT2012-68932)
- Valencia-Chapi, R. (2022). *Evaluación y análisis de ciclos Brayton con mezclas de s-CO₂ en plantas de energía solar concentrada*. (Tesis Doctoral) Universidad Politécnica de Madrid, Madrid.
- Valencia-Chapi, R. Et al. *Supercritical CO₂ mixtures for advanced Brayton power cycles in line-focusing solar power plants*. *Applied Sciences* (2020), volume 10, issue 55. [10.3390/app10010055](https://doi.org/10.3390/app10010055)
- Xinhai Xu, Et al. *Prospects and problems of concentrating solar power technologies for power generation in the desert regions*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2016), volume 53, pg. 1106-1131. [10.1016/j.rser.2015.09.015](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.015)
- Yin, J. Et al. *Review of supercritical CO₂ power cycles integrated with CSP*. *International Journal of energy Research* (2019), pg. 1-33. [10.1002/er.4909](https://doi.org/10.1002/er.4909)
- Zhang, H. Et al. *Concentrated solar power plants: Review and Design methodology*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2013), volume 22, pg. 466-481. [10.1016/j.rser.2013.01.032](https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.032)
- Zhu, H. Et al. *Thermodynamic analysis, and comparison for different direct-heated supercritical CO₂ Brayton cycles integrated into a solar thermal power tower system*. *Energy* (2017), volume 140, pg. 144-157, ISSN 0360-5442. [10.1016/j.energy.2017.08.067](https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.08.067)

8 ANEXO 1: FUNCIONAMIENTO DE UNISIM®

En este apartado va a desglosarse una explicación del funcionamiento y los pasos a seguir en UniSim® para crear los modelos termodinámicos que son investigados en ese trabajo.

La explicación va a ser dada tomando como ejemplo el ciclo RCC empleando como fluido de trabajo CO₂ puro y Peng-Robinson como ecuación de estado del modelo termodinámico.

Durante la realización de este trabajo se ha empleado la versión v.3 de UniSim®.

Una vez iniciado el software y seleccionando “New File”, aparece en la pantalla el entorno de propiedades.

En este entorno se debe seleccionar el botón “Add” y como se ve en la Figura 57, aparece una nueva pantalla en la que aparecen numerosas sustancias. En esta pantalla se debe seleccionar el componente o componentes necesarios que van a emplearse como fluido o fluidos de trabajo, para añadirlos se debe pulsar en “Add Pure”.

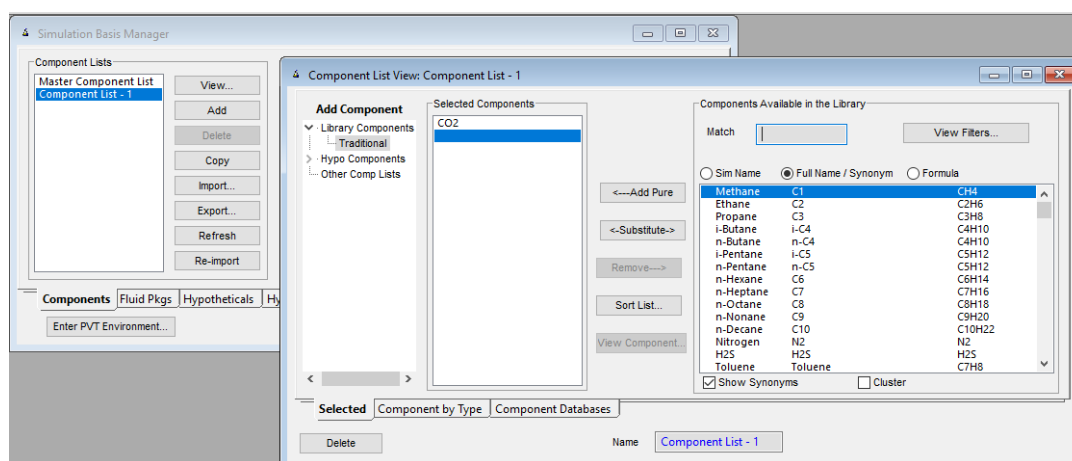


Figura 57. Selección componentes del ciclo en UniSim®

Tras la selección de los componentes se tiene que escoger el modelo o modelos termodinámicos adecuados para el ciclo, para ello se selecciona la pestaña “Fluid Pkgs” (Figura 58). En esta pestaña se debe seleccionar el botón “Add”, aparecerá una nueva con todas las ecuaciones de estado y los modelos termodinámicos de los que dispone UniSim®. Se pueden escoger diferentes modelos termodinámicos según los componentes y el proceso seleccionado. El simulador también permite seleccionar un modelo de actividades para el líquido y una ecuación de estado para el vapor.

Entre los paquetes de propiedades con los que cuenta UniSim® podemos destacar:

- La ecuación de Antoine, la cual describe la relación entre la temperatura y la presión de saturación del vapor de sustancias puras.
- El modelo termodinámico NRTL (non-random two-liquid model) es un modelo de coeficiente de actividad que correlaciona los coeficientes de actividad de un compuesto con sus fracciones molares en la fase líquida correspondiente.
- El modelo de actividad Van-Laar que describe el equilibrio de fases de mezclas líquidas.
- La ecuación cúbica de estado de Soave-Redlich-Kwong (SRK) que relaciona la temperatura, la presión, y el volumen de los gases.

- e) La ecuación cúbica de estado de Peng-Robinson (PR) para sistemas hidrostáticos que describe el estado de agregación de la materia como una relación matemática entre la temperatura, la presión, el volumen, la densidad y la energía interna. Es la más precisas para gases y líquidos.
- f) La ecuación de Lee-Kessler (LK) que estima la presión de vapor saturado para una temperatura concreta.
- g) El modelo UNIQUAC que se utiliza para calcular la energía libre excesiva y los coeficientes de actividad de gases y líquidos, se emplea en sistemas poco ideales.

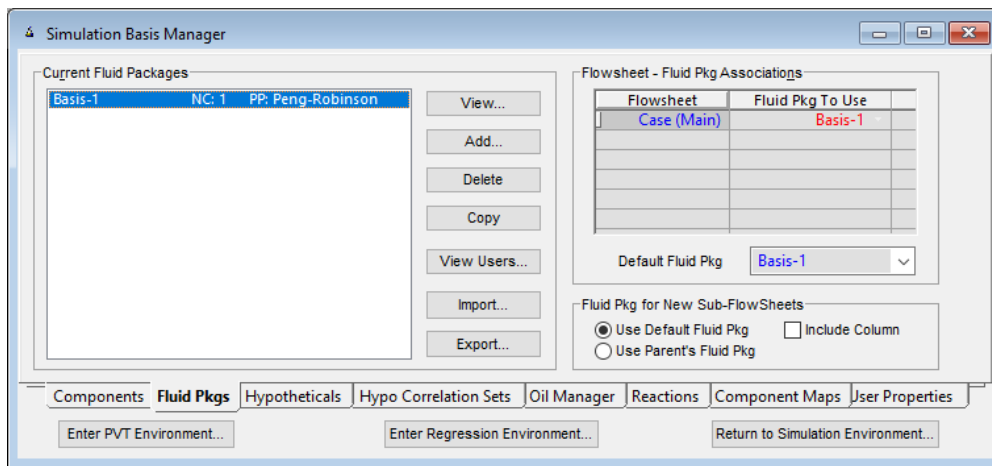


Figura 58. Selección modelo termodinámico del ciclo en UniSim®

Con la selección del fluido de trabajo y del modelo termodinámico el simulador calcula las propiedades en todos los puntos del ciclo.

Tras esto, se pasa al entorno de simulación, en el cual se dispondrá el ciclo diseñado. Los equipos que componen el ciclo deben seleccionarse en la barra que aparece a la izquierda en la Figura 59.

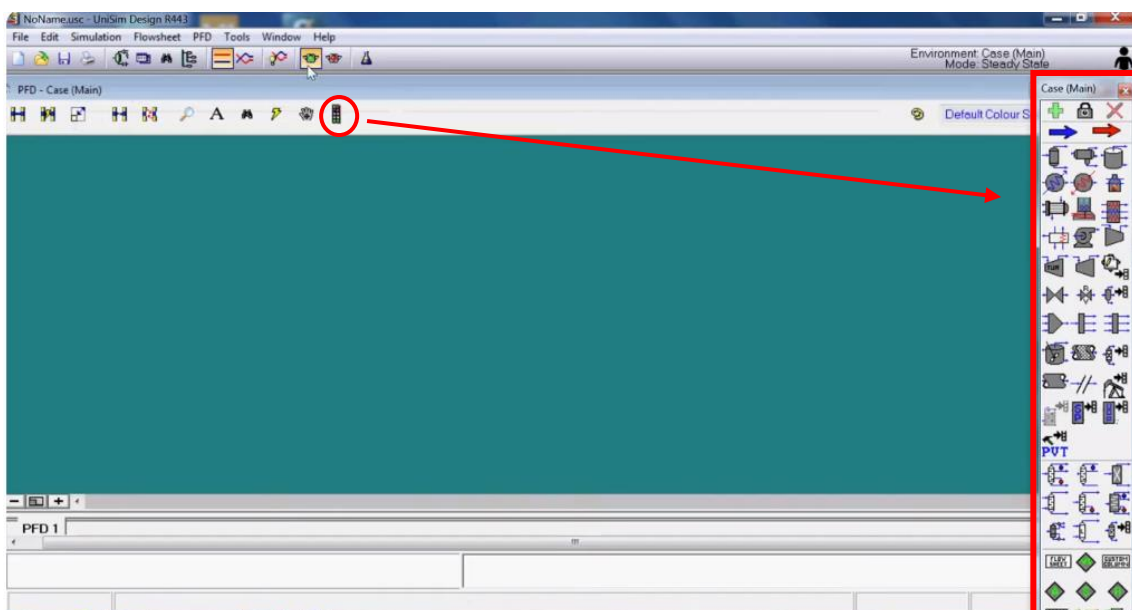


Figura 59. Entorno de simulación de UniSim®

Seleccionados los equipos y unidos mediante las corrientes, se deben introducir los valores de las variables de estado de cada corriente que compone el ciclo.

Las corrientes aparecen en azul claro cuando faltan los valores de las variables que las definen y aparecen en azul oscuro, cuando están especificados los valores de las variables que definen las corrientes. Lo mismo sucede con los equipos, aparecen en rojo cuando no están definidos y en gris cuando están definidos (Figura 60 y 61).

Se debe saber que únicamente con dos variables de estado conocidas de una corriente el simulador es capaz de calcular el resto de las propiedades de dicha corriente.

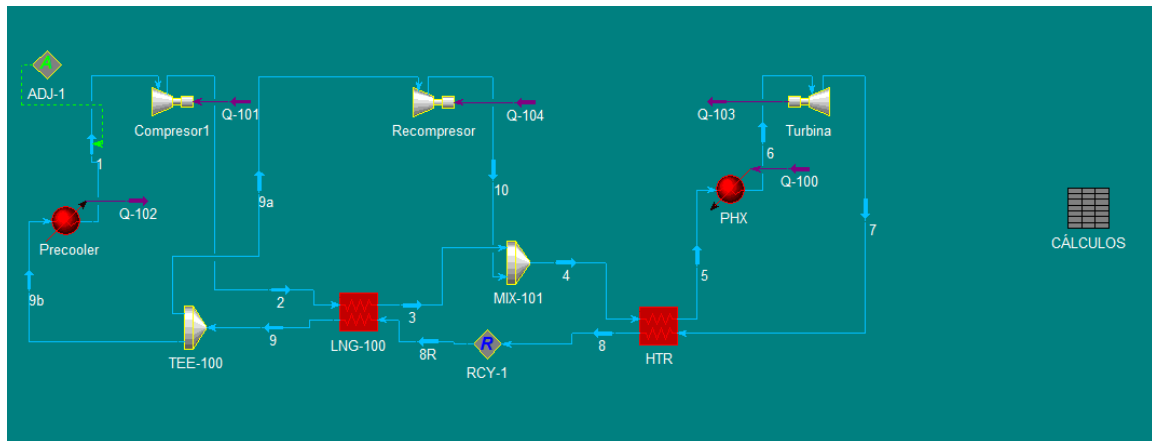


Figura 60. Ciclo RCC en UniSim®

El simulador contiene la opción de realizar cálculos de forma similar a una hoja Excel, para ello se emplea la hoja de cálculo denominada "SpreadSheet".

Esta herramienta permite introducir especificaciones en las corrientes del proceso, para ello se importan las variables conocidas a la hoja de cálculo, se realizan los cálculos necesarios y se exportan los resultados a las corrientes correspondientes. Una característica importante del simulador es que solo se pueden exportar variables a las corrientes cuando sean el resultado de una operación. La mayor ventaja de la hoja de cálculo es que se puede modificar el valor de las variables desde el entorno de la hoja.

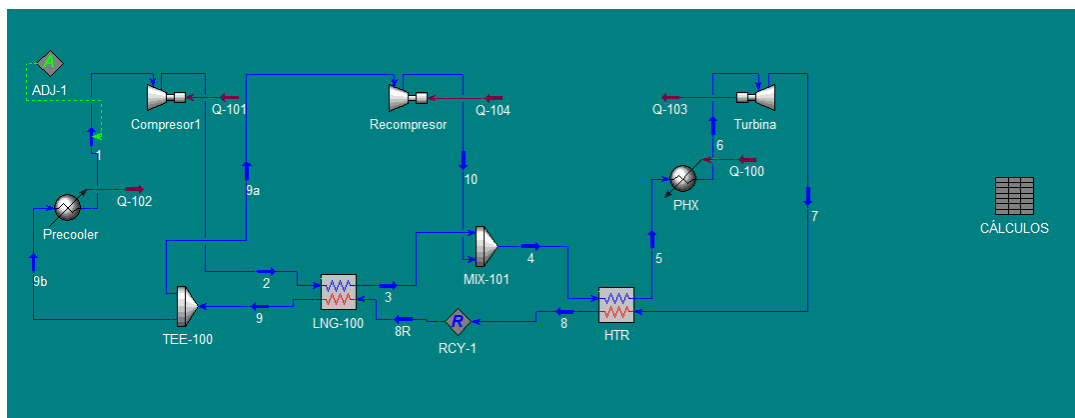


Figura 61. Ciclo RCC simulado en UniSim®

Hay casos en los cuales es complejo conocer varias variables que definen las corrientes o los equipos, por ello existe la herramienta denominada "Recycle". Para este ciclo, esta herramienta se ha empleado para calcular el valor de temperatura de una corriente. Aportando una

temperatura supuesta la herramienta es capaz de recircular la corriente dónde se ha colocado iterando hasta que el simulador converge y se obtiene la temperatura real de esa corriente para las condiciones dadas.

También existe otra herramienta denominada “Adjust” que permite imponer condiciones al ciclo y de esta manera el ciclo puede ser simulado sin necesidad de conocer numerosas variables. Para el ciclo RCC, se aplica un “Adjust” para fijar el caudal según la especificación del valor de la potencia neta del ciclo. Para que con esta especificación la simulación no de errores se elimina el “Recycle” anteriormente definido y se impone otro “Adjust” con el que se fija la temperatura según la especificación del valor de UA del intercambiador de alta temperatura.

De esta forma el ciclo RCC completo queda definido como en la Figura 62.

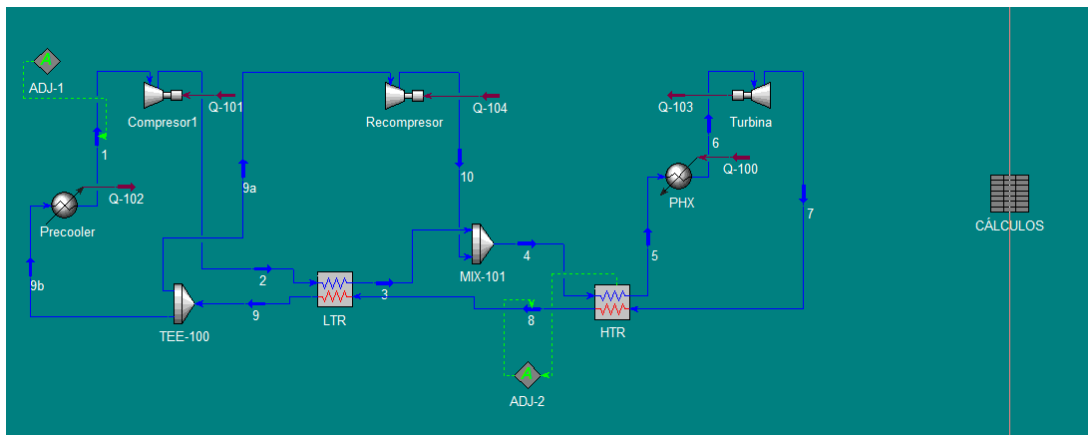


Figura 62. Ciclo RCC completo simulado en UniSim®

En la Figura 63 se observa el “SpreadSheet” con los cálculos realizados de las presiones de las corrientes, la potencia del ciclo y el rendimiento. Las ecuaciones empleadas son las descritas a lo largo del apartado 4 de este trabajo.



Figura 63. Valores del ciclo RCC del "SpreadSheet"

Como uno de los objetivos de este trabajo es optimizar los ciclos para obtener el mayor rendimiento térmico, el simulador permite obtener esta optimización. Para ello en la barra de "Opciones" se selecciona la herramienta "Case Studies", como se ve en la Figura 64 se deben seleccionar las variables caso de estudio para la optimización y se disponen los rangos de estudio para que el simulador realice los cálculos.

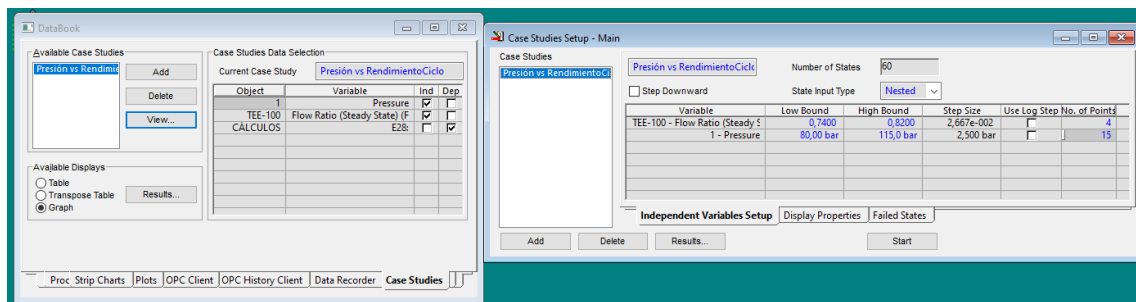


Figura 64. Herramienta "Case Studies"

Los resultados de las variables caso de estudio pueden verse en forma de tabla o en forma de gráfico, en la Figura 65 aparecen en forma de gráfico.

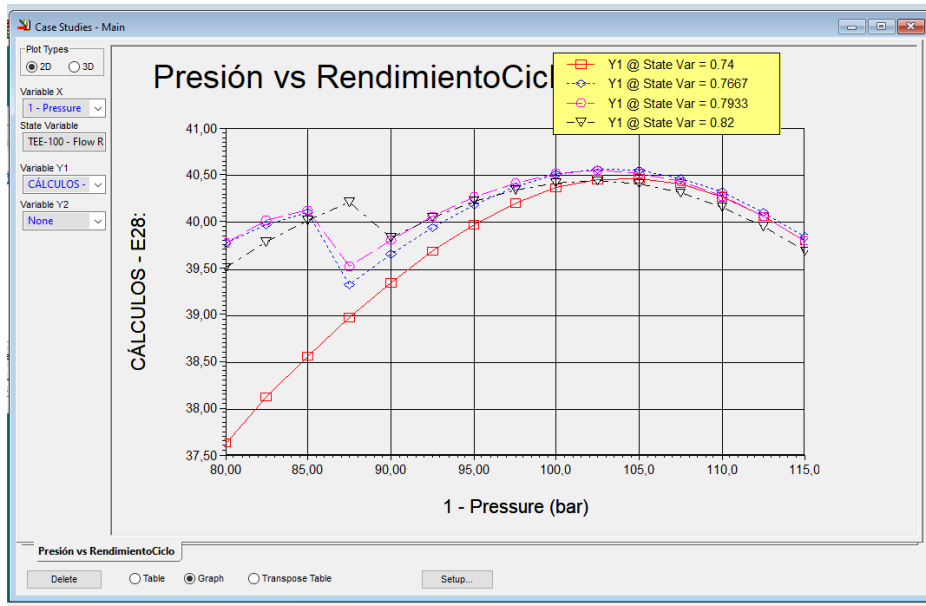


Figura 65. Obtención del rendimiento máximo del ciclo para las condiciones $TIT=550\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T1=51\text{ }^{\circ}\text{C}$

Estos pasos han sido seguidos para la modelización de los tres ciclos estudiados en este trabajo.

Como los ciclos RCMCI y PCRC difieren en algunas características del RCC, se explican a continuación.

Para el ciclo RCMCI se parte del ciclo RCC, se añade otra etapa de compresión y de enfriamiento (Figura 66). Mediante la herramienta "SpreadSheet", como anteriormente, se realizan los cálculos de las presiones en cada corriente. Sabiendo que la etapa de alta y media compresión deben consumir la misma potencia, se aplica un "Adjust" que calcule la presión óptima de la corriente 12 manteniendo iguales los consumos de potencia del Main Compresor y del Compresor1. La corriente 11 y la 1 deben tener la misma temperatura, por ello se aplica la herramienta "Set", que iguala dos variables de diferentes corrientes.

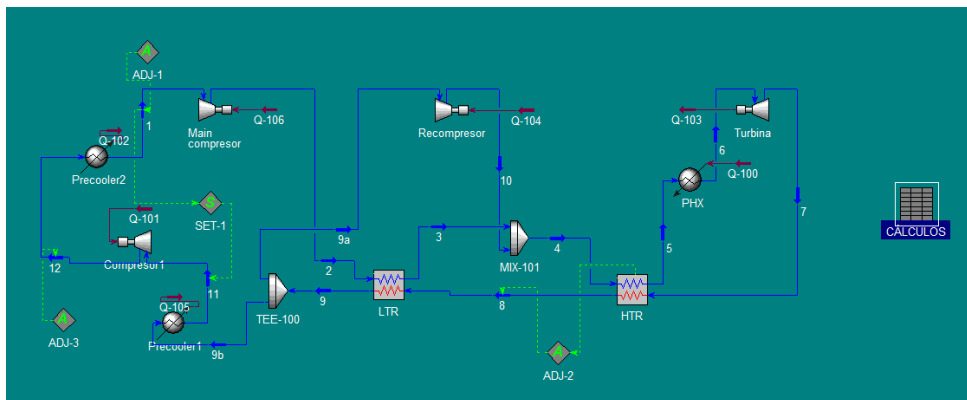


Figura 66. Ciclo RCMCI simulado en UniSim®

Para el caso del ciclo PCRC se siguen los mismos pasos que para el ciclo RCMCI, el ciclo queda definido como se ve en la Figura 67.

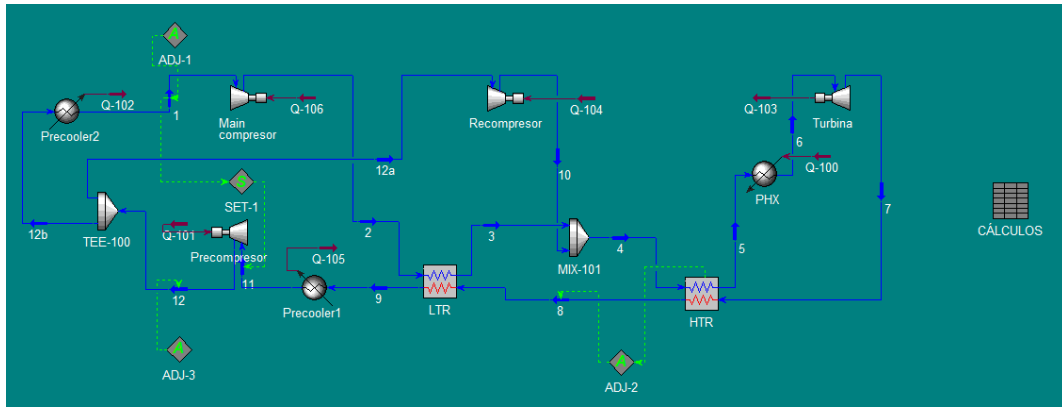


Figura 67. Ciclo PCRC simulado en UniSim®

Para el caso de las temperaturas y presiones críticas de las mezclas se han obtenido sus valores mediante el empleo de UniSim® y REFPROP. Puesto que los valores obtenidos presentan grandes diferencias se decide emplear los resultados obtenidos con REFPROP durante los cálculos de este trabajo. En la Tabla 9 puede verse la diferencia de los valores obtenidos con los diferentes simuladores.

Tabla 9. Valores de temperatura y presión crítica obtenidas con los simuladores UniSim® y REFPROP.

Mezclas	Tc (°C) UniSim	Tc (°C) REFPROP	Pc (bar) UniSim	Pc (bar) REFPROP
s-CO ₂ /He	29,52	1,09	100,5	70,200
s-CO ₂ /Kr	10,87	1,65	78,34	75,237
s-CO ₂ /CH ₄	4,27	1,66	77,81	88,267
s-CO ₂ /C ₂ H ₆	21,56	17,69	65,74	59,998
s-CO ₂ puro	30,95	30,98	73,70	73,773
s-CO ₂ /C ₅ H ₁₀	39,6	41,33	75,06	82,823
s-CO ₂ /C ₃ H ₈	41,24	42,72	63,82	67,831
s-CO ₂ /C ₄ H ₈	41,37	43,09	68,66	78,617
s-CO ₂ /C ₄ H ₁₀	42,28	44,32	69,9	76,977
s-CO ₂ /C ₅ H ₁₂	44,81	45,92	57,4	83,242
s-CO ₂ /H ₂ S	44,51	46,36	79,41	82,615
s-CO ₂ /C ₆ H ₆	112,4	59,92	70,03	73,795

9 ANEXO 2: RESULTADOS DE LOS CICLOS BRAYTON ESTUDIADOS CON DIFERENTES PÉRDIDAS DE CARGA

Todos los resultados de las Tablas 10, 11 y 12 han sido obtenidos aplicando unas pérdidas de carga del 2% para todos los equipos que componen los ciclos correspondientes, y con UA_{total} de 15 MW/°C (UA de 7,5 MW/°C para cada intercambiador de calor).

Además, se puede observar la comparativa de los rendimientos térmicos obtenidos para cada caso en comparación con los obtenidos en el artículo de Tafur-Escanta, et al (2022), así como el error cometido.

Tabla 10. Resultados CO₂ puro para el ciclo RCC (realización propia)

Condiciones de contorno	Simulador UniSim®			Simulador SCSP	Error (PR-SCSP)
	Ecuación Peng-Robinson	Ecuación Lee-Kessler	Ecuación SRK		
T1=45°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 41,1\%$	$\eta_{th} = 41,92$	$\eta_{th} = 40,59$	$\eta_{th} = 44,2\%$	7,54 %
	$\gamma_c = 0,75$	$\gamma_c = 0,69$	$\gamma_c = 0,75$		
	P1 = 98,67 bar	P1 = 91,43 bar	P1 = 98,18 bar		
T1=45°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 48,68\%$	$\eta_{th} = 49,12\%$	$\eta_{th} = 48,17\%$	$\eta_{th} = 51,25\%$	5,18%
	$\gamma_c = 0,74$	$\gamma_c = 0,69$	$\gamma_c = 0,75$		
	P1 = 83,56 bar	P1 = 84,29 bar	P1 = 83,64 bar		
T1=45°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 56,15\%$	$\eta_{th} = 57,32\%$	$\eta_{th} = 55,83\%$	$\eta_{th} = 58,00\%$	3,30%
	$\gamma_c = 0,74$	$\gamma_c = 0,69$	$\gamma_c = 0,75$		
	P1 = 73,33 bar	P1 = 70 bar	P1 = 80 bar		
T1=51°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 39,02\%$	$\eta_{th} = 39,38\%$	$\eta_{th} = 38,55\%$	$\eta_{th} = 42,00\%$	7,64%
	$\gamma_c = 0,79$	$\gamma_c = 0,76$	$\gamma_c = 0,78$		
	P1 = 102,4 bar	P1 = 102 bar	P1 = 102 bar		
T1=51°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 46,5\%$	$\eta_{th} = 46,98\%$	$\eta_{th} = 46,06\%$	$\eta_{th} = 50,00\%$	7,53%
	$\gamma_c = 0,8$	$\gamma_c = 0,75$	$\gamma_c = 0,767$		
	P1 = 96,7 bar	P1 = 88,55 bar	P1 = 97,7 bar		
T1=51°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 54,00\%$	$\eta_{th} = 54,62\%$	$\eta_{th} = 54,18\%$	$\eta_{th} = 57,20\%$	5,93%
	$\gamma_c = 0,8$	$\gamma_c = 0,75$	$\gamma_c = 0,767$		
	P1 = 90 bar	P1 = 72,36 bar	P1 = 69,38 bar		
T1=55°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 37,76\%$	$\eta_{th} = 38,14\%$	$\eta_{th} = 37,28\%$	$\eta_{th} = 41,00\%$	8,58%
	$\gamma_c = 0,8$	$\gamma_c = 0,8$	$\gamma_c = 0,8$		
	P1 = 102,4 bar	P1 = 102,1 bar	P1 = 105,5 bar		
T1=55°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 45,45\%$	$\eta_{th} = 46,41\%$	$\eta_{th} = 45,19\%$	$\eta_{th} = 49,00\%$	7,81%
	$\gamma_c = 0,8$	$\gamma_c = 0,75$	$\gamma_c = 0,75$		
	P1 = 98,67 bar	P1 = 83,64 bar	P1 = 80,91 bar		
T1=55°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 53,16\%$	$\eta_{th} = 53,74\%$	$\eta_{th} = 53,4\%$	$\eta_{th} = 56,00\%$	5,34%
	$\gamma_c = 0,8$	$\gamma_c = 0,75$	$\gamma_c = 0,75$		
	P1 = 90 bar	P1 = 72,36 bar	P1 = 77,27 bar		

Tabla 11. Resultados CO₂ puro para el ciclo RCMCI (realización propia)

Condiciones de contorno	Simulador UniSim®		Simulador SCSP	Error (PR-SCSP)
	Ecuación (Peng-Robinson)	Ecuación (Lee-Kessler)		
T1=45°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 42,53\%$	$\eta_{th} = 42,57\%$	$\eta_{th} = 45,90\%$	7,92%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,65$		
	P11 = 58,57 bar	P11 = 60 bar		
T1=45°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 50,72\%$	$\eta_{th} = 50,53\%$	$\eta_{th} = 53,00\%$	4,50%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,65$		
	P11 = 54,64 bar	P11 = 52,50 bar		
T1=45°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 58,74\%$	$\eta_{th} = 57,87\%$	$\eta_{th} = 60,00\%$	2,15%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,65$		
	P11 = 48,21 bar	P11 = 56,67 bar		
T1=51°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 41,09\%$	$\eta_{th} = 41,19\%$	$\eta_{th} = 45,00\%$	9,52%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,65$		
	P11 = 64,29 bar	P11 = 73,33 bar		
T1=51°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 49,68\%$	$\eta_{th} = 49,15\%$	$\eta_{th} = 52,00\%$	4,67%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,65$		
	P11 = 51,43 bar	P11 = 67,50 bar		
T1=51°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 57,98\%$	$\eta_{th} = 56,83\%$	$\eta_{th} = 59,00\%$	1,76%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,65$		
	P11 = 45 bar	P11 = 63,75 bar		
T1=55°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 40,18\%$	$\eta_{th} = 40,50\%$	$\eta_{th} = 43,00\%$	7,02%
	$\gamma_c = 0,7$	$\gamma_c = 0,65$		
	P11 = 73,93 bar	P11 = 67,50 bar		
T1=55°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 48,47\%$	$\eta_{th} = 49,06\%$	$\eta_{th} = 51,00$	5,22%
	$\gamma_c = 0,7$	$\gamma_c = 0,65$		
	P11 = 55,71 bar	P11 = 52,50 bar		
T1=55°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 56,72\%$	$\eta_{th} = 56,91\%$	$\eta_{th} = 58,00\%$	2,26%
	$\gamma_c = 0,7$	$\gamma_c = 0,7$		
	P11 = 50 bar	P11 = 48,75 bar		

Tabla 12. Resultados con CO₂ puro para el ciclo PCRC (realización propia)

Condiciones de contorno	Simulador UniSim®		Simulador SCSP	Error (PR-SCSP)
	Ecuación Peng-Robinson	Ecuación Lee-Kessler		
T1=45°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 42,04\%$	$\eta_{th} = 41,87\%$	$\eta_{th} = 44,20\%$	5,14%
	$\gamma_c = 0,6$	$\gamma_c = 0,6$		
	P11 = 68,57 bar	P11 = 67,50 bar		
T1=45°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 49,17\%$	$\eta_{th} = 48,97\%$	$\eta_{th} = 50,90\%$	3,52%
	$\gamma_c = 0,6$	$\gamma_c = 0,6$		
	P11 = 68,57 bar	P11 = 63,75 bar		
T1=45°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 56,22\%$	$\eta_{th} = 56,07\%$	$\eta_{th} = 57,40\%$	2,10%
	$\gamma_c = 0,6$	$\gamma_c = 0,6$		
	P11 = 64,64 bar	P11 = 60,00 bar		
T1=51°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 40,79\%$	$\eta_{th} = 40,59\%$	$\eta_{th} = 43,00\%$	5,42%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,6$		
	P11 = 68,57 bar	P11 = 75,00 bar		
T1=51°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 48,14\%$	$\eta_{th} = 47,82\%$	$\eta_{th} = 50,50\%$	4,90%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,6$		
	P11 = 64,64 bar	P11 = 67,50 bar		
T1=51°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 55,41\%$	$\eta_{th} = 55,08\%$	$\eta_{th} = 57,00\%$	2,87%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,6$		
	P11 = 60,71 bar	P11 = 63,75 bar		
T1=55°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 39,83\%$	$\eta_{th} = 39,74\%$	$\eta_{th} = 42,50\%$	6,70%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,6$		
	P11 = 76,43 bar	P11 = 78,75 bar		
T1=55°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 47,3\%$	$\eta_{th} = 47,08\%$	$\eta_{th} = 50,00\%$	5,71%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,6$		
	P11 = 60,71 bar	P11 = 71,25 bar		
T1=55°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 54,89\%$	$\eta_{th} = 54,58\%$	$\eta_{th} = 56,80\%$	3,48%
	$\gamma_c = 0,65$	$\gamma_c = 0,65$		
	P11 = 60,71 bar	P11 = 56,25 bar		

Al obtener unos errores algo elevados, se decide reducir las pérdidas de carga al 1% manteniendo los demás parámetros igual a las condiciones anteriores. Con esta decisión los resultados pueden verse en las Tablas 13, 14 y 15.

Tabla 13. Resultados CO₂ puro para el ciclo RCC (realización propia)

Condiciones de contorno	Simulador UniSim®			Simulador SCSP	Error (PR-SCSP)
	Ecuación Peng-Robinson	Ecuación Lee-Kessler	Ecuación SRK		
T1=45°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 42,45\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 98,57 bar	$\eta_{th} = 42,64\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 87,86 bar	$\eta_{th} = 42,02\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 98,57 bar	$\eta_{th} = 44,2\%$	4,12%
T1=45°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 49,99\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 84,29 bar	$\eta_{th} = 50,22\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 77,14 bar	$\eta_{th} = 49,18\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 95 bar	$\eta_{th} = 51,2\%$	2,42%
T1=45°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 57,27\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 73,23 bar	$\eta_{th} = 57,36\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 77,14 bar	$\eta_{th} = 56,89\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 73,57 bar	$\eta_{th} = 58\%$	1,27%
T1=51°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 40,57\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 102,5 bar	$\eta_{th} = 40,84\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 91,43 bar	$\eta_{th} = 40,14\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 102,1 bar	$\eta_{th} = 42\%$	3,52%
T1=51°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 48,26\%$ $\gamma_c = 0,8$ P1 = 82,5 bar	$\eta_{th} = 48,93\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 80,71 bar	$\eta_{th} = 48,12\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 84,29 bar	$\eta_{th} = 50\%$	3,61%
T1=51°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 56,23\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 75 bar	$\eta_{th} = 56,65\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 73,57 bar	$\eta_{th} = 55,88\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 73,57 bar	$\eta_{th} = 57,2\%$	1,73%
T1=55°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 39,42\%$ $\gamma_c = 0,8$ P1 = 105,7 bar	$\eta_{th} = 40,08\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 95 bar	$\eta_{th} = 38,98\%$ $\gamma_c = 0,8$ P1 = 105,7 bar	$\eta_{th} = 41\%$	4,01%
T1=55°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 47,52\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 84,29 bar	$\eta_{th} = 48,11\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 80,71 bar	$\eta_{th} = 47,2\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 84,29 bar	$\eta_{th} = 49\%$	3,11%
T1=55°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 55,36\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 73,57 bar	$\eta_{th} = 56,06\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 73,57 bar	$\eta_{th} = 55,07\%$ $\gamma_c = 0,75$ P1 = 73,57 bar	$\eta_{th} = 56\%$	1,16%

Tabla 14. Resultados CO₂ puro para el ciclo RCMCI (realización propia)

Condiciones de contorno	Simulador UniSim®		Simulador SCSP	Error (PR-SCSP)
	Ecuación (Peng-Robinson)	Ecuación (Lee-Kessler)		
T1=45°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 43,53\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 61,07 bar	$\eta_{th} = 43,56\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 67,14 bar	$\eta_{th} = 45,9\%$	5,44%
T1=45°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 51,60\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 54,64 bar	$\eta_{th} = 51,70\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 58,57 bar	$\eta_{th} = 53\%$	2,71%
T1=45°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 59,39\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 48,21 bar	$\eta_{th} = 59,62\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 55,71 bar	$\eta_{th} = 60\%$	1,03%
T1=51°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 42,22\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 77,14 bar	$\eta_{th} = 42,32\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 73,93 bar	$\eta_{th} = 45\%$	6,58%
T1=51°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 51,00\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 57,86 bar	$\eta_{th} = 50,67\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 57,86 bar	$\eta_{th} = 52\%$	1,96%
T1=51°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 59,04\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 48,21 bar	$\eta_{th} = 59,18\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 64,29 bar	$\eta_{th} = 59,2\%$	0,27%
T1=55°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 41,37\%$ $\gamma_c = 0,7$ P11 = 77,14 bar	$\eta_{th} = 41,53\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 80,36 bar	$\eta_{th} = 43,2\%$	4,42%
T1=55°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 50,05\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 54,64 bar	$\eta_{th} = 50,11\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 57,86 bar	$\eta_{th} = 51,1\%$	2,10%
T1=55°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 58,14\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 51,43 bar	$\eta_{th} = 58,24\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 48,21 bar	$\eta_{th} = 58,2\%$	0,10%

Tabla 15. Resultados CO₂ puro para el ciclo PCRC (realización propia)

Condiciones de contorno	Simulador UniSim®		Simulador SCSP	Error (PR-SCSP)
	Ecuación Peng-Robinson	Ecuación Lee-Kessler		
T1=45°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 42,92\%$ $\gamma_c = 0,6$ P11 = 72,5bar	$\eta_{th} = 43,05\%$ $\gamma_c = 0,6$ P11 = 67,5 bar	$\eta_{th} = 44,2\%$	2,98%
T1=45°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 50,00\%$ $\gamma_c = 0,6$ P11 = 67,86 bar	$\eta_{th} = 50,00\%$ $\gamma_c = 0,6$ P11 = 63,75 bar	$\eta_{th} = 50,9\%$	1,80%
T1=45°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 56,93\%$ $\gamma_c = 0,6$ P11 = 64,29 bar	$\eta_{th} = 57,05\%$ $\gamma_c = 0,6$ P11 = 52,5 bar	$\eta_{th} = 57,4\%$	0,83%
T1=51°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 41,86\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 71,43 bar	$\eta_{th} = 41,55\%$ $\gamma_c = 0,6$ P11 = 75 bar	$\eta_{th} = 43\%$	2,72%
T1=51°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 48,99\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 67,86 bar	$\eta_{th} = 48,67\%$ $\gamma_c = 0,6$ P11 = 67,50 bar	$\eta_{th} = 50,5\%$	3,08%
T1=51°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 56,14\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 60,71 bar	$\eta_{th} = 55,81\%$ $\gamma_c = 0,6$ P11 = 63,75 bar	$\eta_{th} = 57\%$	1,53%
T1=55°C TIT=550°C	$\eta_{th} = 40,87\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 76,43bar	$\eta_{th} = 40,75\%$ $\gamma_c = 0,6$ P11 = 78,75 bar	$\eta_{th} = 42,5\%$	3,99%
T1=55°C TIT=700°C	$\eta_{th} = 48,18\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 60,71 bar	$\eta_{th} = 48,04\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 67,50 bar	$\eta_{th} = 50\%$	3,78%
T1=55°C TIT=900°C	$\eta_{th} = 55,67\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 60,71 bar	$\eta_{th} = 55,36\%$ $\gamma_c = 0,65$ P11 = 56,25 bar	$\eta_{th} = 56,8\%$	2,03%

