

# Trabajo Fin de Grado

## Revisión del potencial de ciclos de dióxido de carbono supercrítico aplicados a centrales nucleares

**Autor:** Carlos Muñoz López

**Tutor:** Prof. Dr. D. David Tomás Sánchez Martínez

**Cotutor:** Dr. D. Francesco Maria Crespi

**Dpto. Ingeniería energética.  
Grupo de máquinas y motores térmicos.**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2021



**GMTS** | GRUPO DE MÁQUINAS Y MOTORES  
TÉRMICOS DE SEVILLA



Proyecto Fin de Carrera  
Ingeniería de Tecnologías Industriales

# **Revisión del potencial de ciclos de dióxido de carbono supercrítico aplicados a centrales nucleares**

Autor:

Carlos Muñoz López

Tutor:

Prof. Dr. D. David Tomás Sánchez Martínez  
Catedrático de Universidad

Cotutor:

Dr. D. Francesco Maria Crespi  
Investigador post-doctoral

Dpto. de Ingeniería Energética.  
Grupo de máquinas y motores térmicos.  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2021



Proyecto Fin de Carrera: Revisión del potencial de ciclos de dióxido de carbono supercrítico aplicados a centrales nucleares

Autor: Carlos Muñoz López

Tutor: David Tomás Sánchez Martínez

Cotutor: Francesco Maria Crespi

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2021

El Secretario del Tribunal



*A ti.*





# Agradecimientos

---

A mis padres.

A mi hermano.

A mis amigos.

A todos los que me han hecho la persona que soy hoy.

*Carlos Muñoz López*

*Sevilla, 2021*



Se ha realizado un estudio del diseño de sistemas principales y una simulación de Ciclos de potencia Brayton de CO<sub>2</sub> supercrítico para su aplicación en reactores nucleares de IV Generación. Se ha realizado el diseño y simulación de un ciclo Rankine de vapor para su aplicación en reactores nucleares de IV Generación. El entorno de simulación utilizado es MatLab ©.

El proyecto, consta en la primera parte de un análisis de los fundamentos, la historia y las principales aplicaciones de los ciclos de sCO<sub>2</sub>. En la segunda parte de un análisis del estado del arte (en cuanto a ciclos de sCO<sub>2</sub> y a reactores nucleares de IV Generación), un análisis de la oportunidad de aplicación de ciclos de sCO<sub>2</sub> a reactores de IV Generación como los SFR, VHTR y GFR y finalmente una selección de un reactor nuclear de referencia SFR y dos ciclos de sCO<sub>2</sub> con condiciones de contorno específicamente seleccionadas. En la tercera parte, se presenta el procedimiento de resolución de los ciclos de sCO<sub>2</sub> así como sus resultados numéricos, gráficas y análisis de sensibilidad, también el diseño de un ciclo Rankine de vapor con condiciones de contorno que permitan la comparación de resultados entre esta y los ciclos de sCO<sub>2</sub>.

La simulación y la representación de datos se llevan a cabo con el uso del software MatLab© y MiniRefProp©. Los códigos, disponibles en los anexos, son una imagen de los fundamentos teóricos y metodológicos que se desarrollan a lo largo del trabajo y que permiten cálculos iterativos necesarios para la determinación numérica de los ciclos. Se desarrollan aproximaciones más exactas mediante el uso de la metodología Nellis & Klein para el cálculo del punto de “pinch”.

Los resultados obtenidos son lógicos y coherentes con investigaciones anteriores como la de Vaclav Dostal [1] o Yoonhan Ahn et al, [2]. Para una potencia de 600 MW, temperatura máxima de 500 °C y temperatura mínima de 32 °C el ciclo de sCO<sub>2</sub> de recompresión resulta más eficiente que el simple con recuperación, 41,8 % frente a 36,85 %. No obstante, el ciclo de Rankine con mismas condiciones de contorno obtiene una eficiencia térmica mayor, del 43,32 %. Reactores de IV Generación como los SFR se pueden emparejar de manera satisfactoria con ciclos de conversión de potencia de sCO<sub>2</sub> como el de recompresión o simple con recuperación. En general, se puede afirmar que en lo que a este estudio respecta, se ha demostrado el futuro potencial del ciclo de recompresión de CO<sub>2</sub> supercrítico en su aplicación a energía nuclear, aunque un análisis de optimización tecno-económico sería necesario para comprobar si el ciclo de recompresión, a pesar de tener menor eficiencia, seguiría siendo viable frente al ciclo convencional Rankine.

# Abstract

---

A study of the design of main systems and a simulation of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycles have been carried out for its application in Generation IV nuclear reactors. The design and simulation of a steam Rankine cycle has been performed for its application in Generation IV nuclear reactors. The simulation environment used is MatLab ©.

The project consists in the first part of an analysis of the fundamentals, history, and main applications of the sCO<sub>2</sub> cycles. In the second part, an analysis of the state of the art (in terms of sCO<sub>2</sub> cycles and Generation IV nuclear reactors), an analysis of the opportunity to apply sCO<sub>2</sub> cycles to Generation IV reactors such as SFR, VHTR and GFR and finally a selection of a reference SFR nuclear reactor and two representative cycles of sCO<sub>2</sub> with specifically selected boundary conditions. In the third part, the resolution procedure of the sCO<sub>2</sub> cycles is presented as well as its numerical results, graphs, and sensitivity analysis, also the design of a Rankine steam cycle with boundary conditions that allow the comparison of results between this and sCO<sub>2</sub> cycles.

Simulation and data representation are carried out with the use of MatLab © and MiniRefProp © software. The codes, available in the annexes, are an image of the theoretical and methodological foundations that are developed throughout the work and that allow iterative calculations necessary for the numerical determination of the cycles. More exact approximations are developed by using the Nellis & Klein methodology to calculate the pinch point.

The results obtained are logical and consistent with previous research such as that of Vaclav Dostal [1] or Yoonhan Ahn et al, [2]. For a power of 600 MW, a maximum temperature of 500 °C and a minimum temperature of 32 °C, the recompression sCO<sub>2</sub> cycle is more efficient than the simple recuperated, 41.8% versus 36,85%. However, the Rankine cycle with the same boundary conditions obtained a higher thermal efficiency of 43.32%. Generation IV reactors such as SFRs can be successfully coupled with sCO<sub>2</sub> power conversion cycles such as recompression or simple recuperated. Overall, it can be stated that as far as this study is concerned, the future potential of the supercritical CO<sub>2</sub> recompression cycle in nuclear energy application has been demonstrated, although a techno-economic optimization analysis would be necessary to check whether the recompression cycle, despite have lower efficiency, it would still be viable compared to the conventional Rankine cycle.

<b>Agradecimientos</b>	<b>ix</b>
<b>Resumen</b>	<b>xi</b>
<b>Abstract</b>	<b>xii</b>
<b>Índice</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xv</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xvi</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación	1
1.2. Panorama energético actual	2
1.3. Fundamentos y potencial de los ciclos de potencia de sCO <sub>2</sub>	4
1.4. Historia y aplicaciones del CO <sub>2</sub> supercrítico	7
1.4.1. Aplicación en energía nuclear	8
1.4.2. Aplicación en energías renovables	9
1.5. Objetivos y estructura del trabajo	10
1.5.1. Objetivo principal	10
1.5.2. Objetivos secundarios	10
<b>2 Análisis de la tecnología</b>	<b>11</b>
2.1. Centrales nucleares: Contexto histórico y tecnologías.	11
2.1.1. Centrales nucleares de IV Generación	17
2.1.1.1. Very high-temperature reactor (VHTR)	19
2.1.1.2. Sodium-cooled fast reactor (SFR)	20
2.1.1.3. Gas-cooled fast reactor (GFR)	21
2.1.2. Oportunidad de la aplicación de ciclos de sCO <sub>2</sub> en aplicación a IV Generación	21
2.2. Reactor de referencia	23
2.2.1. Condiciones de contorno del reactor	24
2.3. Ciclos de sCO <sub>2</sub>	25
2.4. Ciclo convencional Rankine	27
2.5. Selección y propuestas más prometedoras	32
2.6. Condiciones de contorno de las plantas de referencia	32
<b>3 Análisis termodinámico</b>	<b>35</b>
3.1. Características del software	35
3.2. Proceso de simulación	36
3.2.1. Librería CoolProp	37
3.3. Análisis simple recuperated	38
3.4. Estudio detallado de los intercambiadores de calor	42
3.5. Análisis ciclo con recompresión	45
3.6. Análisis ciclo Rankine de vapor	51
3.7. Análisis de resultados	53
3.7.1. Resultados ciclo simple con recuperación	53
3.7.2. Resultados ciclo de recompresión	57
3.7.2.1. Análisis de sensibilidad	61

3.8. Resultados ciclo Rankine	64
3.9. Validación	66
3.10. Comparación con planta de vapor	68
<b>4 Conclusiones y recomendaciones para futuros trabajos</b>	<b>70</b>
<b>Referencias</b>	<b>71</b>
<b>Anexos</b>	<b>74</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 2-1. Tipos de reactores en funcionamiento, 2014 [3].	15
Tabla 2-2. Miembros del Generation-IV International Forum (GIF) [4]	17
Tabla 2-3. Potencial de cada sistema para alcanzar las metas propuestas por la IV Generación [4].	18
Tabla 2-4. Principales características de los reactores de IV Generación [5].	19
Tabla 2-5. Resultados finales [5].	23
Tabla 2-5.1. Área de viabilidad del concepto [5].	30
Tabla 2-5.2. Área de diseño y seguridad nuclear [5].	30
Tabla 2-5.3. Área de economía [5].	30
Tabla 2-5.4. Área de sustentabilidad [5].	31
Tabla 2-5.5. Área de resistencia a la proliferación [5].	31
Tabla 2-5.6. Área de combustibles [5].	31
Tabla 2-5.7. Condiciones de servicio – Área de materiales [5].	32
Tabla 2-5.8. Propiedades de los materiales – Área de materiales [5].	32
Tabla 2-5.9. Necesidades de investigación y desarrollo – Área de materiales [5].	32
Tabla 2-5.10. Área de materiales [5].	33
Tabla 2-5.11. Área de balance de planta [5].	33
Tabla 2-6. Condiciones de contorno reactor SFR de referencia.	24
Tabla 2-7. Comparación del diseño de ciclos integrales existentes de sCO <sub>2</sub> .	32
Tabla 2-8. Pérdidas de presión en equipos.	33
Tabla 2-9. Condiciones de contorno ciclo de recompresión y simple con recuperación.	33
Tabla 3-1. Tabla de resultados de los puntos del ciclo “simple recuperated”.	54
Tabla 3-2. Tabla de resultados de parámetros de interés del ciclo simple con recuperación.	57
Tabla 3-3. Tabla de resultados de los puntos del ciclo de recompresión.	58
Tabla 3-4. Tabla de resultados de parámetros de interés del ciclo de recompresión.	61
Tabla 3-5. Resultado de los puntos principales del ciclo de Rankine simulado.	64
Tabla 3-6. Presiones de extracción siguiendo el procedimiento de salto de temperatura igual en cada precalentador.	64
Tabla 3-7. Temperatura y entalpía de las extracciones del cuerpo de alta.	65
Tabla 3-8. Temperatura y entalpía de las extracciones del cuerpo de baja.	65
Tabla 3-9. Fracciones de vapor de cada una de las extracciones.	65
Tabla 3-10. Parámetros resultantes del ciclo de Rankine.	66
Tabla 3-11. Condiciones de contorno del ciclo “Simple recuperated” simulado en el trabajo de Yoonhan Ahn et al. [2].	66
Tabla 3-12. Condiciones de contorno del ciclo “Recompression” simulado en el trabajo de Yoonhan Ahn et al. [2].	67

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1-1. Sistema CCS de captura de CO <sub>2</sub> .	3
Figura 1-2. Requerimientos de energía parasitaria debido a la captura de CO <sub>2</sub> .	3
Figura 1-3. (a) Potencia instalada nacional. (b) Estructura de la generación por tecnologías nacional. [6]	4
Figura 1-4. Diagrama de fases del CO <sub>2</sub> . (J.Rodríguez)	5
Figura 1-5. Trabajo de compresor ciclo CO <sub>2</sub> (Dostal, 2004)	5
Figura 1-6. Variación de la densidad con la presión a 31°C. Librería Coolprop.	6
Figura 1-7. Variación del volumen específico con la presión de entrada al compresor.	6
Figura 1-8. Potencial de aplicación de ciclos supercríticos de CO <sub>2</sub> .	8
Figura 1-9. Eficiencia de sistemas de conversión de potencia y condiciones de operación de algunos tipos de reactores. [7]	9
Figura 2-1. Representación de la fisión nuclear del isótopo 235-U [8].	11
Figura 2-2. Funcionamiento de las barras de control en un reactor nuclear refrigerado por agua.	12
Figura 2-3. Reacción de fusión nuclear [8].	12
Figura 2-4. Interior del Reactor de Fusión europeo JET (Joint European Torus), a las afueras de Oxford (Imagen © CCFE).	13
Figura 2-5. Imagen aérea del complejo ITER aún en construcción.	13
Figura 2-6. Evolución de los desarrollos tecnológicos en centrales nucleares [3].	14
Figura 2-7. Esquema de equipos de central nuclear PWR [9].	15
Figura 2-8. Diagrama cualitativo de equipos de central nuclear PWR [9].	15
Figura 2-9. Esquema de equipos de central nuclear BWR [9].	16
Figura 2-10. Diagrama cualitativo de equipos de central nuclear BWR [9].	16
Figura 2-11. Circuito primario de reactor PWR [3].	16
Figura 2-12. Diagrama de ciclo directo BWR con recalentamiento y separadores de humedad [9].	17
Figura 2-13. Generaciones de los sistemas de energía nuclear.	18
Figura 2-14. Very high-temperature reactor (VHTR) [4].	19
Figura 2-15. Sodium-cooled fast reactor (SFR) [4].	20
Figura 2-16. Comparación de eficiencia entre ciclos de potencia avanzados [1]	22
Figura 2-17. Resultados finales [5].	24
Figura 2-18. Ciclos de sCO <sub>2</sub> , configuraciones de flujo simple [2].	25
Figura 2-19. Ciclos de sCO <sub>2</sub> , configuraciones de flujo dividido (“split flow”) [2]	26
Figura 2-20. Ciclos de Rankine ideal, diagramas (a) P-v y (b) T-s. CP = punto crítico.	27
Figura 2-21. Ciclo de Rankine ideal vs real.	27
Figura 2-22. Irreversibilidades externas ciclo de Rankine.	28
Figura 2-23. Influencia de la dirección del flujo en irreversibilidades externas: (a) Flujo paralelo, (b) Flujo a contracorriente.	29



Figura 2-24. Influencia del tipo de fluido de intercambio de calor en las irreversibilidades externas (a) agua, (b) gases o metales líquidos.	29
Figura 2-25. Influencia del sobrecalentamiento en las irreversibilidades externas de un ciclo Rankine: (a) Nuclear, (b) Planta de carbón.	30
Figura 2-26. Esquema de un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y un recalentamiento intermedio.	30
Figura 2-27. Esquema de un ciclo de Rankine de 512MW con recalentamiento intermedio y siete extracciones.	31
Figura 2-28. Impacto de la temperatura del vapor en la eficiencia.	31
Figura 3-1. Añadir la librería CoolProp a MatLab y seleccionarla.	37
Figura 3-2. Ciclo “Simple Recuperated” de sCO <sub>2</sub> [2].	38
Figura 3-3. Recuperador del ciclo “Simple Recuperated” de sCO <sub>2</sub> .	39
Figura 3-4. Recuperador contracorriente y flujo paralelo, evolución de las temperaturas.	39
Figura 3-5. División de un intercambiador en sub-intercambiadores según método de Nellis & Klein.	42
Figura 3-5 bis. División de un intercambiador en sub-intercambiadores según método de Nellis & Klein.	44
Figura 3-6. Diferencia de temperatura del pinch y intercambio de calor [10].	42
Figura 3-7. Diagrama T-s del ciclo de recompresión de sCO <sub>2</sub> [2].	45
Figura 3-8. Análisis de pérdidas para ciclos de CO <sub>2</sub> con condensación [11].	46
Figura 3-9. Ciclo de sCO <sub>2</sub> con recompresión (numeración utilizada).	47
Figura 3-10. Esquema del ciclo Rankine de vapor diseñado.	51
Figura 3-11 Representación gráfica del DTT y el DCA. Temperatura frente a sección de paso.	52
Figura 3-12 Diagrama T-s del ciclo simple con recuperación de sCO <sub>2</sub> simulado.	55
Figura 3-13. Diagrama log P-h del ciclo simple con recuperación de sCO <sub>2</sub> simulado.	56
Figura 3-14. Diagrama T-s del ciclo de recompresión simulado.	59
Figura 3-15. Diagrama log P-h del ciclo de recompresión simulado.	60
Figura 3-16. Eficiencia del ciclo de recompresión para varios valores del “flow split ratio”.	62
Figura 3-17. Eficiencia del ciclo de recompresión para varios valores de presión mínima (CIP).	63
Figura 3-18. Eficiencia del ciclo de recompresión para varios valores de temperatura mínima (CIT).	63
Figura 3-19. Resultados de Yoonhan Ahn et al., comparación del rendimiento de distintos ciclos de sCO <sub>2</sub> [9].	67
Figura 3-20. Resultados de Yoonhan Ahn et al., comparación de la influencia del parámetro de split ( $\lambda$ ) en distintos ciclos de sCO <sub>2</sub> [9].	68



# 1 INTRODUCCIÓN

---

## 1.1 Motivación

El aumento de eficiencia en plantas de producción de potencia es uno de los objetivos principales del sector energético. En muchas ocasiones gran parte de la energía del combustible se pierde en forma de calor residual; cuando es posible, esto se solventa con recuperadores de calor e intercambiadores que pueden reducir los costes de operación y de la electricidad producida [1]. En definitiva, con esto, lo que buscamos es aumentar la eficiencia. Muchos de los esfuerzos hasta ahora se han dirigido también a reducir los costes iniciales de equipos. Aun así, el verdadero potencial está en la investigación de ciclos de potencia que puedan suponer un aumento de la eficiencia y una disminución de costes.

Para llegar a ser una sociedad libre de emisiones y residuos debe haber una transición energética que introduzca fuentes de energías renovables de manera sostenible y elimine, en la medida de lo posible, las centrales de combustibles fósiles y nuclear. La implementación de dicha transición es, no obstante, objeto de numerosas discusiones y posiciones enfrentadas pues debe cumplir un buen número de objetivos no siempre compatibles entre sí:

- Seguridad de suministro. Esto supone, simultáneamente, garantía de suministro eléctrico (fiabilidad de la red en la entrega de energía eléctrica) e independencia respecto del suministro de energía primaria por parte de terceros países.
- Reducción de emisiones contaminantes, fundamentalmente emisiones de dióxido de carbono pero también otros contaminantes como óxidos de nitrógeno o azufre o residuos nucleares.
- Control de los precios de energía eléctrica, tanto en el ámbito doméstico como industrial. Esta cuestión es muy importante porque afecta al desarrollo económico y competitividad de cada país.
- Fiabilidad de la red. Es decir, capacidad para abastecer una demanda esencialmente variable y hacer frente a eventualidades tales como fallos de sistemas de producción de potencia que deben ser suplidos por la reserva de potencia de la red.

Como se aprecia, no es fácil desarrollar soluciones que, de manera sencilla y económicamente accesible, consigan satisfacer todos estos requerimientos. Por ejemplo, la mayoría de fuentes renovables tienen huella de carbono muy baja (nótese que, en términos de ciclo de vida, estas tecnologías no tienen una huella de carbono nula) y no son gestionables. Las centrales nucleares generan residuos cuyo manejo no es trivial y además no pueden responder a cambios de demanda muy

rápidos. Estos pueden ser atendidos por las centrales de combustible fósil, en particular las centrales de gas, pero estas generan importantes emisiones de dióxido de carbono. Como se ve, es necesario buscar soluciones que incorporen diferentes tecnologías y fuentes de energía para hacer frente a los múltiples retos del sector energético.

Consecuentemente, el ciclo Brayton de CO<sub>2</sub> supercrítico ha ganado bastante atención, sobre todo, en la aplicación a reactores nucleares de nueva generación y en centrales de gas que permiten la captura de dióxido de carbono. Los reactores nucleares convencionales funcionan a bajas temperaturas (300°C) mientras que los de nueva generación (IV gen) lo hacen a temperaturas más altas ~500-900°C. Esto proporciona una mejora en la eficiencia de la planta nuclear ya que aumenta la temperatura de salida del reactor y la de entrada a la turbina. En estos reactores de IV generación se podría ver el uso de un ciclo Rankine de vapor, sin embargo, temperaturas a la entrada de la turbina > 550°C harían necesario un ciclo de vapor ultra-supercrítico (USC) para poder mejorar la eficiencia del ciclo Rankine. De todos modos, las altas temperaturas y presiones de operación hacen que los equipos sufran y por tanto reducen considerablemente la fiabilidad de la instalación. Dadas estas circunstancias, ciclos como el de sCO<sub>2</sub> y el de helio cobran importancia. El ciclo de CO<sub>2</sub> supercrítico es considerado como una de las opciones más viables para poder aumentar la eficiencia en reactores nucleares de IV generación, así como garantizar seguridad y fiabilidad en la instalación [2]. Además, investigaciones anteriores demuestran las posibles ventajas de un ciclo como este y su posible aplicación a otras plantas con distintas fuentes de energía como combustibles fósiles, energía térmica residual y energía termosolar.

El principal propósito de este trabajo es hacer uso de todas las investigaciones pasadas para poder simular un ciclo de sCO<sub>2</sub> aplicado a un reactor nuclear de referencia y poder evaluar sus posibles beneficios frente a un ciclo Rankine convencional de vapor.

## 1.2 Panorama energético actual

La energía eléctrica es desde hace ya un siglo una necesidad fundamental del ser humano, usándose tanto para calentar un vaso de agua como para mantener activo un hospital. Es tan grande la demanda que el mundo ha cambiado debido a la producción de potencia eléctrica, el calentamiento global impulsado por la combustión de combustibles fósiles que originan emisiones de CO<sub>2</sub>, la disminución de ozono en la estratosfera que contribuye al efecto invernadero o el aumento de ozono en la troposfera que crea ese humo fotoquímico tan perjudicial para la salud y tan común en grandes ciudades. Aunque no todo esto se origina a raíz de la producción de energía eléctrica. El transporte es un foco principal de emisiones y un foco muy complicado de controlar. Es más fácil controlar focos grandes como son las centrales térmicas que muchos focos muy pequeños como son los vehículos. Únicamente el 30% de las emisiones globales de CO<sub>2</sub> tienen su origen en la industria y en la producción de potencia, pero al ser focos grandes de emisiones se imponen muchas regulaciones. Estas regulaciones de emisiones imponen un máximo de los principales contaminantes como son el CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, VOC (“volatile organic carbons”) y PM (“particulate matter”). Esto aumenta el precio de una planta térmica que a su vez aumentara el precio de la electricidad. Pero no solo eso, el uso de equipos de eliminación de partículas como los ciclones o los ESP (“electrostatic precipitators”), equipos de control de NO<sub>x</sub> con uso de NH<sub>3</sub> como catalizador, depuradores húmedos con caliza para control de SO<sub>x</sub> o instalaciones con CCS (“carbon capture and storage”) harán que la eficiencia térmica de la planta disminuya considerablemente. En la figura siguiente se puede apreciar un ejemplo de una planta térmica de combustible fósil y ciclo de vapor que tiene equipado un sistema control de CO<sub>2</sub>, SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub> y de eliminación de partículas. La reducción de estos contaminantes con estos sistemas es muy efectiva e incluso da lugar a subproductos útiles en otras aplicaciones industriales como puede ser la captura de CO<sub>2</sub> para su uso en ciclos supercríticos como se verá a lo largo de este trabajo.

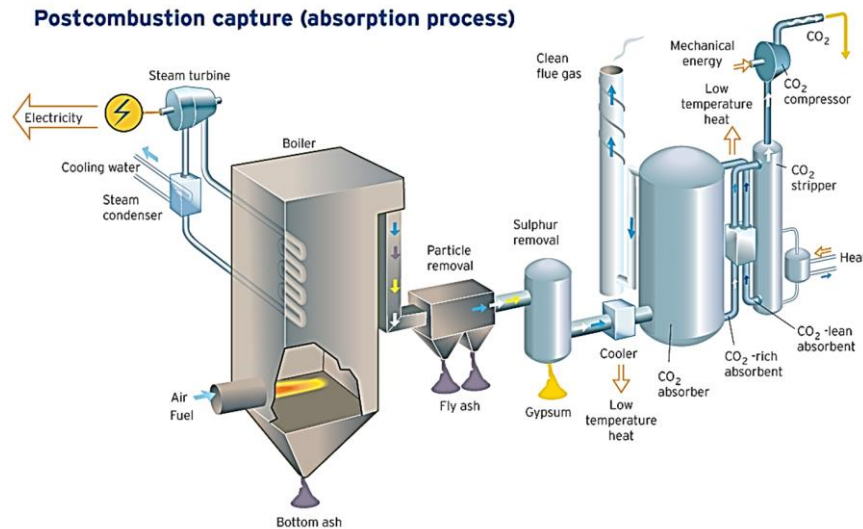


Figura 1-1. Sistema CCS de captura de CO<sub>2</sub>.

Sin embargo, estos equipos e instalaciones, aparte de suponer un coste de inversión y de mantenimiento adicional, suponen una pérdida importante de eficiencia en la planta. Como se puede ver en la siguiente figura, para una planta de carbón pulverizado y ciclo Rankine ultra-supercrítico con instalaciones de reducción de emisiones como las de la anterior figura, el descenso de eficiencia es de 9,2 puntos. Esto en muchas ocasiones no es asumible. Se crea pues el dilema de las instalaciones CCS, menor emisión de CO<sub>2</sub> pero mayor producción de CO<sub>2</sub> y mayor consumo de combustible debido a las menores eficiencias.

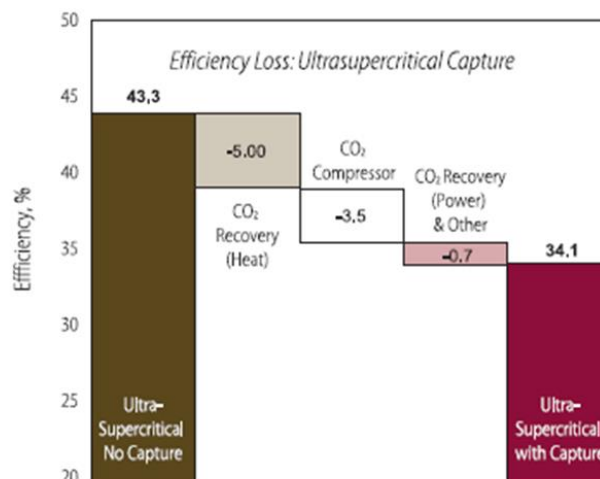


Figura 1-2. Requerimientos de energía parasitaria debido a la captura de CO<sub>2</sub>.

Por tanto, se reducen las emisiones considerablemente en las plantas de producción de potencia que usan combustibles fósiles (carbón y gas natural) pero aumenta el coste de producción de electricidad y por tanto aumentara el precio final al consumidor.

Una solución directa para eliminar las emisiones de dióxido de carbono y óxidos de nitrógeno son las energías renovables y la energía nuclear. En efecto, la energía nuclear no emite dióxido de carbono y por ello puede ser un contribución positiva para abordar los efectos del cambio climático y facilitar la transición energética en Europa y en el mundo. De la misma forma, renovables como las turbinas

eólicas, solar PV, solar térmica o hidroeléctricas contribuyen en gran medida a esta transición. Ambas tecnologías, renovables y nuclear, presentan no obstante problemas importantes. En primer lugar, las centrales nucleares generan residuos nocivos para la salud y el medio ambiente que requieren de largos periodos de tiempo para su neutralización. Además, estas centrales no permiten responder a cambios de carga pronunciados en cortos periodos de tiempo ya que su velocidad de respuestas es muy lenta. Por lo general, operan a cargas elevadas de manera continuada.

Las energías renovables presentan problemas de intermitencia y disponibilidad. Los paneles fotovoltaicos dependen de la luz solar difícilmente predecible e intermitente, la energía eólica depende de las corrientes y cambios de presión en la atmosfera, la energía hidroeléctrica de las precipitaciones, etc. Al ser un suministro de energía eléctrica no gestionable, es necesario una gran capacidad de almacenamiento para evitar el “curtailment” (desechar energía eléctrica cuando hay disponibilidad de energía renovable pero no demanda eléctrica) y asegurar la seguridad de suministro cuando ocurre lo contrario. Algunas tecnologías de almacenamiento que pueden habilitar esta solución son los sistemas de aire comprimido CAES (compressed air energy storage), superconductores magnético SMES (superconducting magnetic energy storage), baterías o, la más usada globalmente, las centrales de bombeo o “Pump-hydro”. Este último es similar a una planta hidroeléctrica con la distinción de que tiene capacidad de bombear agua del reservorio inferior al superior, esto se hace en las horas “valle” de la curva de demanda eléctrica consumiendo potencia y posteriormente, en las horas pico se utiliza esta agua para producir energía eléctrica girando una turbina hidráulica transformando energía potencial en eléctrica.

En la siguiente figura se puede ver el panorama actual en cuanto a la potencia instalada en España, donde la energía nuclear representa tan solo un 6,4% pero suele proporcionar entre el 23% y el 26% del suministro eléctrico diario nacional. Se puede apreciar claramente cómo afecta el carácter variable de las renovables en la oferta y demanda de electricidad, viendo como distan entre sí la potencia instalada y la cobertura de demanda diaria.

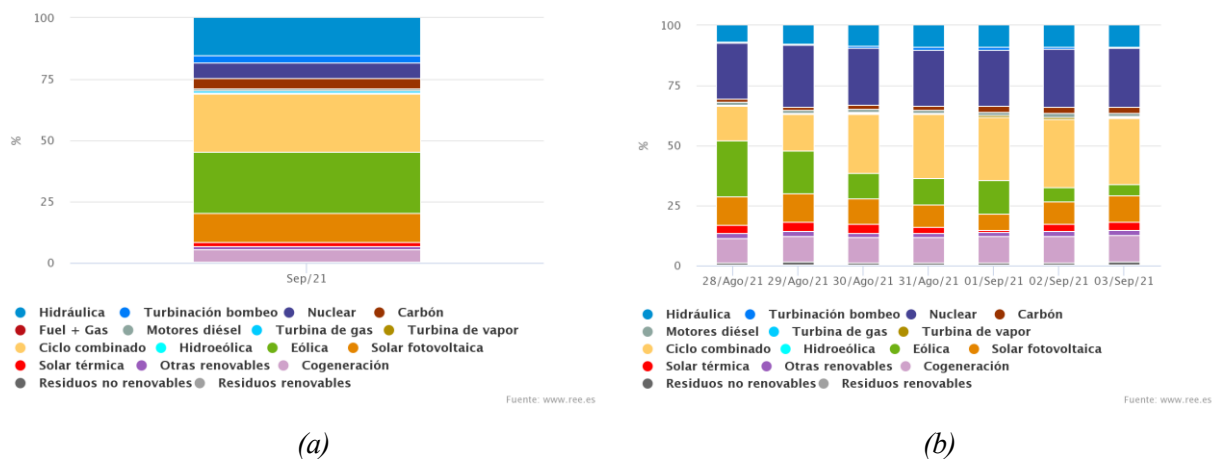


Figura 1-3. (a) Potencia instalada nacional. (b) Estructura de la generación por tecnologías nacional. [6]

### 1.3 Fundamentos y potencial de los ciclos de potencia de sCO<sub>2</sub>

El propósito de este trabajo es estudiar la viabilidad de los ciclos de CO<sub>2</sub> supercrítico en aplicaciones nucleares. Se considera necesario introducir una serie de conceptos y analizar el potencial de los ciclos de potencia de sCO<sub>2</sub> frente a los métodos tradicionales de producción.

En el rango de presiones y temperaturas de operación de un ciclo de CO<sub>2</sub> supercrítico, el gas de trabajo

se comporta en ocasiones como un gas no ideal. Esto se debe a que estas condiciones llevan al fluido muy cerca del punto crítico, donde sus propiedades son muy sensibles a cambios de presión y temperatura. En estas condiciones, el fluido supercrítico se comporta a medio camino entre líquido y gas y sus propiedades (por ejemplo la densidad) experimentan grandes variaciones ante pequeños cambios de presión y temperatura. El punto crítico del dióxido de carbono se encuentra a 7.38 MPa y 30.98°C. En la figura 1-1 podemos ver gráficamente el diagrama de fases del CO<sub>2</sub>.

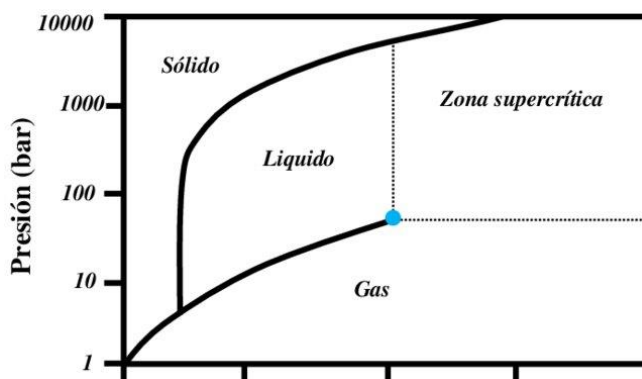


Figura 1-4. Diagrama de fases del CO<sub>2</sub>. (J.Rodríguez)

En ciclos de potencia de CO<sub>2</sub> supercrítico uno de los principales mecanismos para mejorar la eficiencia es mediante la reducción de trabajo ejercido por el compresor. El trabajo de compresión baja porque, operándolo cerca del punto crítico, el volumen específico a la entrada del compresor es muy bajo. (Figura 1-5).

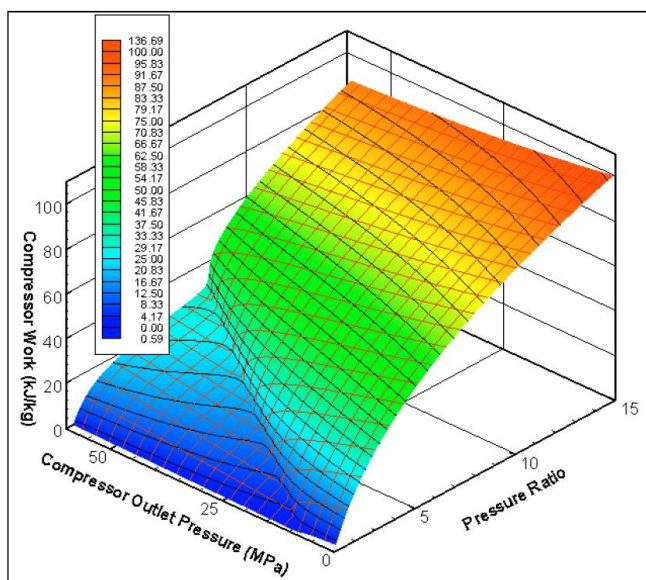


Figura 1-5. Trabajo de compresor ciclo CO<sub>2</sub> (Dostal, 2004)

En la figura 1-6 podemos ver el efecto del punto crítico del CO<sub>2</sub> sobre su densidad. A una temperatura constante de 31°C, ligeramente superior a la temperatura crítica, aumentamos la presión y vemos la influencia de esto sobre la densidad. Se puede observar como la densidad aumenta con la presión de

manera aproximadamente lineal hasta que la presión está en el entorno de la presión crítica (7,38 MPa) donde vemos un incremento abrupto de la densidad con un cambio muy leve de la presión. La misma información puede verse en la figura 1-7, donde se observa que el efecto de la presión es mucho más notable a la temperatura crítica que a temperaturas superiores.

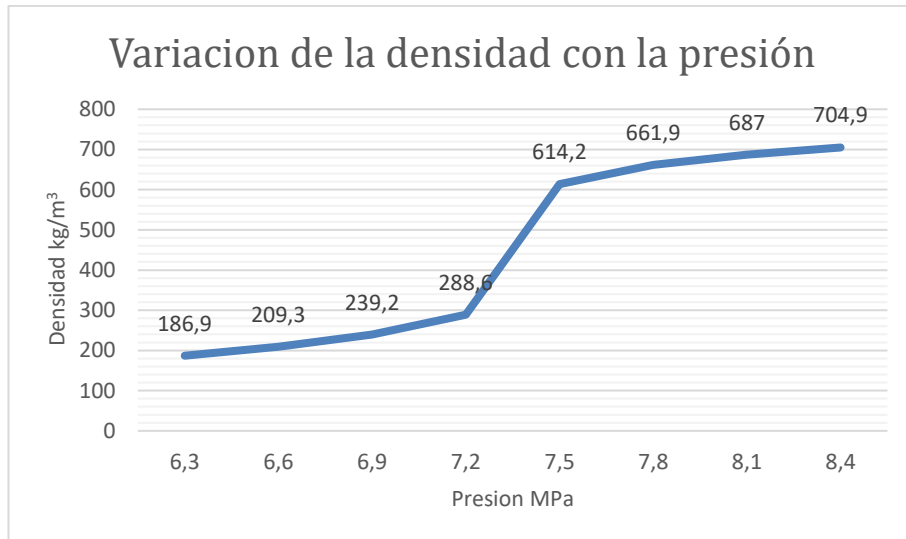


Figura 1-6. Variación de la densidad con la presión a 31°C. Librería Coolprop.

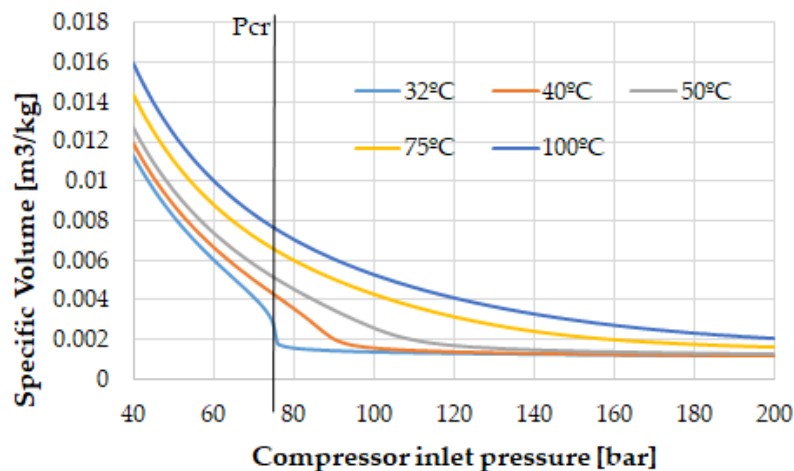


Figura 1-7. Variación del volumen específico con la presión de entrada al compresor.

El segundo motivo por el cual el rendimiento de un ciclo sCO<sub>2</sub> es elevado es el gran potencial de regeneración de energía térmica. Como consecuencia de la relación de compresión moderada y la baja temperatura de salida del compresor, es posible precalentar el CO<sub>2</sub> comprimido con los gases de escape de la turbina sin necesidad de acudir a una fuente de energía externa. En consecuencia, el rendimiento aumenta de manera notable.

Los beneficios de ciclo de sCO<sub>2</sub> se pueden resumir de la siguiente manera. (1) La eficiencia térmica puede mejorar la del ciclo Rankine de vapor (para temperaturas cercanas a los 700 °C y con configuraciones como la de recompresión). (2) Las turbomáquinas a emplear en el ciclo pueden ser mucho más pequeñas, por tanto, el tamaño específico del sistema al completo puede reducirse hasta 4



veces comparado con el ciclo convencional Rankine de vapor. (3) El CO<sub>2</sub> es un fluido relativamente más barato y seguro que otras opciones [2].

## 1.4 Historia y aplicaciones del CO<sub>2</sub> supercrítico

El ciclo de sCO<sub>2</sub> tiene una historia que se remonta a 1948, cuando Sulzer Bros patentó un ciclo Brayton de condensación parcial de CO<sub>2</sub>. Las ventajas que el CO<sub>2</sub> podía proporcionar se vieron rápidamente como oportunidades y comenzó la investigación de ciclos de CO<sub>2</sub> supercrítico. En la unión soviética Gokhstein y Verhivker [1], Angelino en Italia [11], Feher en los Estados Unidos [13] y Sulzer Brown en Suiza son los investigadores más importantes del siglo XX.

Estos descubrimientos motivaron una rápida investigación y desarrollo debido a las altas eficiencias demostradas en los primeros resultados. En los años 60 y 70, los ciclos de sCO<sub>2</sub> empezaron a proponerse como una posible alternativa a los sistemas de producción de potencia convencionales en plantas nucleares.

En 1970, Feher diseñó y construyó el primer prototipo usando sCO<sub>2</sub> para un reactor nuclear [14]. Esta investigación fue apoyada por investigaciones anteriores que defendían que un ciclo con un único calentamiento usando esta sustancia podría estar por encima de un ciclo Rankine con recalentamiento intermedio.

Sin embargo, los ciclos de sCO<sub>2</sub> no fueron bien recibidos en el Energy Conversion Alternatives Study (ECAS) llevado a cabo por "General Electric" en 1976 que estudiaba la viabilidad de estos ciclos y muchos otros en aplicación a plantas convencionales de combustibles fósiles. La rentabilidad en el sector de la energía en esa época era proporcionada por plantas de carbón y fue así hasta varias décadas después por lo que la investigación en el campo del sCO<sub>2</sub> se detuvo esperando un cambio, una oportunidad en la que los nuevos ciclos de sCO<sub>2</sub> tuvieran una aplicación económicamente viable.

Con el reciente milenio, surgieron nuevas oportunidades. Las limitaciones técnicas que impidieron la aparición de centrales eléctricas basadas en dióxido de carbono supercrítico fueron superadas por intercambiadores de calor compactos, aumentando así el conocimiento de las máquinas de turbina.

Combs propuso en 1977 su uso en la propulsión naval por su compacidad y economía de combustible, y encontró una vía adecuada en la extracción química de sustancias y la recuperación de calor residual.

Ahora que el dióxido de carbono supercrítico ha recuperado gran interés, Crespi [15] enumera las 10 principales plantas experimentales del mundo y revisa los escenarios actuales. Su tratado tiene 42 ciclos independientes, 38 ciclos compuestos y varios ciclos clasificados en la categoría de "otros". La presencia de sCO<sub>2</sub> para un diseño de planta de energía tipo DEMO es especialmente importante para este trabajo.

Como hemos mencionado anteriormente, sCO<sub>2</sub> es la opción principal para esta futura instalación, y la confianza europea en la disponibilidad de la tecnología proviene de los buenos resultados y las buenas perspectivas para el sector de sCO<sub>2</sub>. Para aprender más sobre la historia de sCO<sub>2</sub> y sus etapas actuales, se recomienda leer la tesis doctoral de Dostal y Crespi [15].

Como se verá a continuación, los ciclos de CO<sub>2</sub> supercrítico tienen un amplio rango de aplicación en centrales térmicas de producción de potencia. Esto es, cualquier tecnología que pueda proporcionar una fuente de calor estable y constante puede ser emparejada a un ciclo de sCO<sub>2</sub>.

El sCO<sub>2</sub> puede ser considerado como una de las mejores alternativas al ciclo convencional de Rankine, cuando la temperatura máxima de la planta se sitúa entre 600 y 1250°C aproximadamente, por ello puede ser aplicado en centrales nucleares menos avanzadas con reactores de agua a presión hasta

centrales nucleares de nueva generación con reactores más avanzados. Incluso tendría cabida la aplicación en centrales de fusión nuclear.

Más allá de la aplicación en energía nuclear, los ciclos de  $s\text{CO}_2$  se pueden utilizar como ciclo principal en plantas térmicas de combustibles fósiles y como ciclo de cola en plantas de ciclo combinado. Prometedoras fuentes de calor como energías renovables y las pilas de combustible de alta temperatura, energía termosolar de concentración y energía geotérmica aumentan el rango de aplicación del  $s\text{CO}_2$ . En la figura Figura 1-8 se pueden ver las distintas áreas de aplicación del ciclo  $s\text{CO}_2$ .

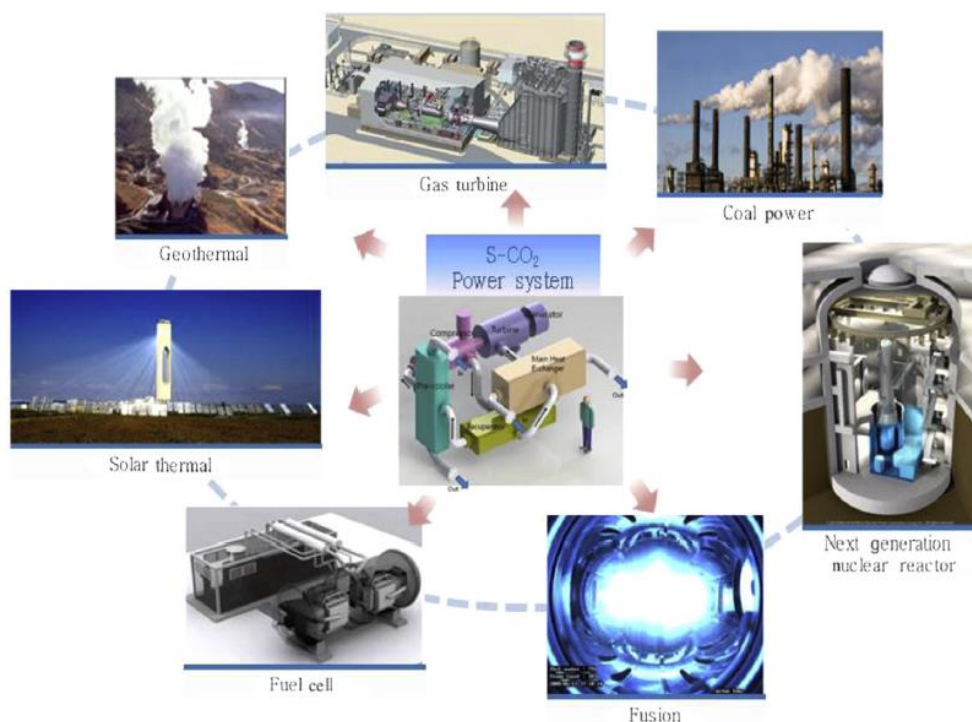


Figura 1-8. Potencial de aplicación de ciclos supercríticos de  $\text{CO}_2$ .

### 1.4.1 Aplicación en energía nuclear

El ciclo de potencia de  $s\text{CO}_2$  está siendo investigado y desarrollado para aplicaciones en reactores SFR (“Sodium-cooled fast reactor”). de forma que se pueda reemplazar la posible y violenta reacción sodio-agua con una leve reacción sodio- $\text{CO}_2$  y así conseguir incrementar la seguridad del sistema nuclear, así como la eficiencia térmica. Por otro lado, no solo es posible utilizar ciclos de  $s\text{CO}_2$  en aplicaciones nucleares, los ciclos Brayton de helio también presentan una posible mejora respecto de los ciclos de potencia convencionales. No obstante, los ciclos de  $s\text{CO}_2$  poseen una eficiencia mayor que los ciclos de helio y a su vez que los ciclos de vapor sobrecalentado cuando la temperatura de entrada a la turbina está por encima de los  $450\text{ }^\circ\text{C}$ , como se puede ver en la Figura 1-9.

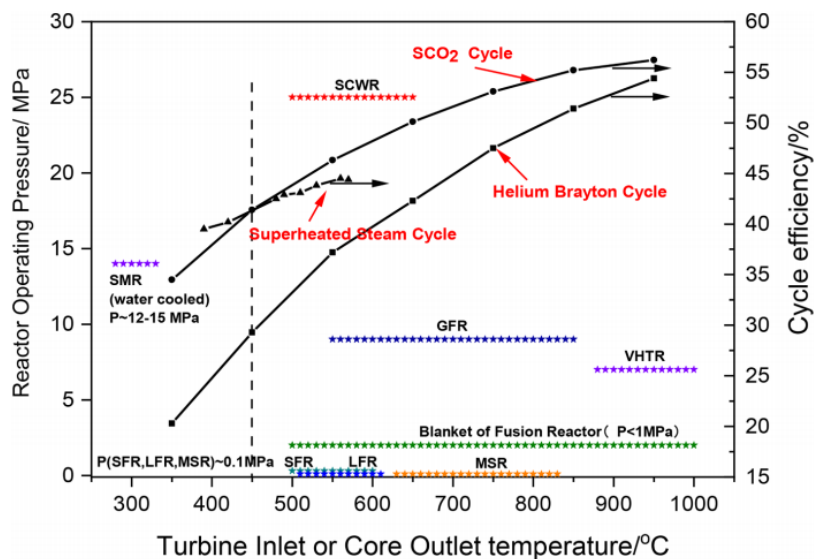


Figura 1-9. Eficiencia de sistemas de conversión de potencia y condiciones de operación de algunos tipos de reactores. [7]

Distintos conceptos de reactores incluyendo los de IV Generación y los de fusión tienen una temperatura de salida del reactor superior a 450 °C, lo que convierte al ciclo Brayton de sCO<sub>2</sub> en el posible sustituto para ciclos de helio o de Rankine. Para SMR (“Small and Medium sized Reactors”) refrigerado por agua que tiene una temperatura de salida del reactor más baja, en torno a los 300 °C, el beneficio termodinámico del ciclo sCO<sub>2</sub> es discutible aunque el sistema puede beneficiarse de la compacidad de esta tecnología a fin de extender la aplicación de estos reactores y reducir los costes.

Los reactores nucleares de IV Generación tienen generalmente temperaturas de funcionamiento más altas, 500-900 °C. Esto es así para poder aumentar la temperatura a la entrada de la turbina y en consecuencia la eficiencia térmica (segunda ley de la termodinámica) en comparación con reactores anteriores que poseen valores de eficiencia menores que las centrales térmicas de combustibles fósiles. Este potencial aumento de la eficiencia puede ayudar a solucionar problemas que presentan las centrales nucleares como el consumo de agua para refrigeración que es claramente superior al de otras centrales térmicas de producción de potencia. Esto presenta limitaciones económicas, logísticas y un impacto ambiental desfavorable que puede ser mitigado con reactores de IV Generación.

En conclusión, los ciclos de Brayton de sCO<sub>2</sub> son importantes para acelerar el proceso de desarrollo e investigación de la energía nuclear, así como para su optimización y presentan ventajas abiertas a futuros desarrollos.

## 1.4.2 Aplicación en energías renovables

Los ciclos de sCO<sub>2</sub> se pueden utilizar como ya se ha mencionado para distintas fuentes de calor, incluyendo energía solar de concentración, calor residual de células de combustible de alta temperatura, y energía geotérmica. El ciclo de sCO<sub>2</sub> tiene el potencial de mejorar considerablemente el rendimiento económico de sistemas de energías renovables.

Los ciclos de potencia de sCO<sub>2</sub> son capaces de proporcionar valores de LCoE (“Levelized Cost of Energy”) comparables a los de las plantas CSP-STE (“Concentrated solar power – Solar thermal electricity”) basadas en turbinas de vapor, o incluso ligeramente inferiores. Los ciclos de potencia de sCO<sub>2</sub> son una alternativa interesante para mejorar la competitividad de las plantas CSP-STE a mediano y largo plazo [16].

## 1.5 Objetivos y estructura del trabajo

### 1.5.1 Objetivo principal

El objetivo principal de este trabajo es realizar una labor de investigación con el propósito de evaluar el potencial de ciclos de dióxido de carbono supercrítico aplicados a centrales nucleares. En concreto, a su aplicación en centrales nucleares de IV Generación.

- Se evaluará la eficiencia térmica obtenida con distintos ciclos de  $s\text{CO}_2$  y se comparará esta con la de un ciclo convencional de Rankine. Los resultados de este ciclo de vapor Rankine servirán para dar perspectiva a los resultados obtenidos usando diferentes configuraciones de ciclos  $s\text{CO}_2$  y proporcionará un criterio base para evaluar hasta qué punto son o no son de interés en la actualidad.
- Realización de distintos análisis de sensibilidad de parámetros de interés en el ciclo de recompresión.

### 1.5.2 Objetivos secundarios

Los objetivos secundarios son aquellos que deben cumplirse a fin de alcanzar el objetivo principal ya que todo trabajo contiene parte de investigación, aprendizaje y desarrollo para poder llegar a conclusiones y recomendaciones.

En primer lugar, estudiar las existentes o posibles aplicaciones tecnológicas de estos “nuevos” ciclos. Realizar un estudio del estado del arte sobre los “layouts” o configuraciones más prometedoras en ciclos de  $s\text{CO}_2$ .

Investigación de las tecnologías correspondientes a la IV Generación de reactores nucleares para poder seleccionar un reactor de referencia y unas condiciones de contorno adecuadas. A su vez, seleccionar los “layouts” a priori más representativos del potencial de los ciclos de  $s\text{CO}_2$  para su simulación.

Para poder comparar, seleccionar una configuración de ciclo de Rankine que pueda aplicarse al reactor nuclear de IV Generación escogido y que a su vez sea representativo de los ciclos de vapor convencionales.

Escoger unas condiciones de contorno adecuadas y análogas entre cada ciclo para que la comparación sea veraz y representativa. Finalmente, elaborar un proceso de simulación en.

No obstante, el propósito más importante de este trabajo es el aprendizaje. Se intentará guiar al lector por el mismo camino de aprendizaje que siguió el escritor. Para ello, se intentará en la medida de lo posible explicar con toda claridad los conceptos expuestos y las metodologías usadas. En cuanto al proceso de simulación, se detallará muy minuciosamente cada paso para que el lector no solo sea capaz de entender el código, sino que también sea capaz de modificarlo, ampliarlo o utilizarlo para profundizar más en la investigación o en trabajos similares.

## 2 ANÁLISIS DE LA TECNOLOGÍA

### 2.1 Centrales nucleares: Contexto histórico y tecnologías.

Las centrales nucleares o térmicas nucleares son instalaciones de generación de potencia eléctrica para el suministro a red. Esta energía eléctrica es generada a partir de la energía térmica liberada en una reacción nuclear. La utilización de combustibles nucleares mediante reacciones de desintegración radiactiva proporciona calor que es usado en un ciclo termodinámico para su conversión en electricidad. El material radiactivo se sitúa en contenedores realizados con material aislante (grafito o hormigón). El combustible nuclear constituido por isótopos fisibles suele ser uranio-235 o plutonio-239.

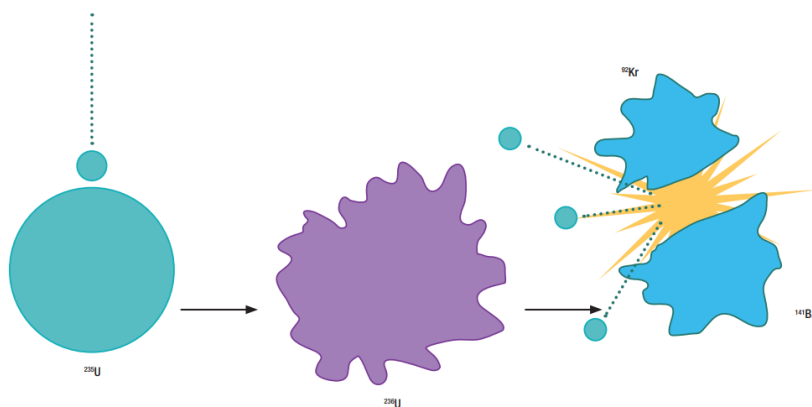


Figura 2-1. Representación de la fisión nuclear del isótopo  $^{235}\text{U}$  [8].

Existen dos procesos para obtener energía nuclear: la fisión y la fusión. En la fisión colisionan neutrones con núcleos pesados que cuentan con muchos neutrones y protones, lo que da lugar a la división del núcleo en dos fragmentos de similar tamaño, y se produce una liberación de energía. Por otra parte, la combinación de núcleos muy ligeros para formar un núcleo más pesado se denomina fusión, y el resultado es también la liberación de gran cantidad de energía. El motivo por el cual estas reacciones son tan energéticas es porque las fuerzas nucleares son mucho mayores que los enlaces químicos, de manera que la energía liberada en reacciones nucleares es inmensa en comparación con la energía de las reacciones de combustión [8].

La fisión se lleva a cabo de forma controlada gracias a unos elementos llamados moderadores y

elementos de control que se encargan de absorber el exceso de neutrones emitidos manteniendo controlada y estable en todo momento la reacción en cadena. El elemento refrigerante extrae el calor generado por el combustible. Normalmente suelen ser líquidos como el agua o gaseosos como el  $\text{CO}_2$  y el Helio.

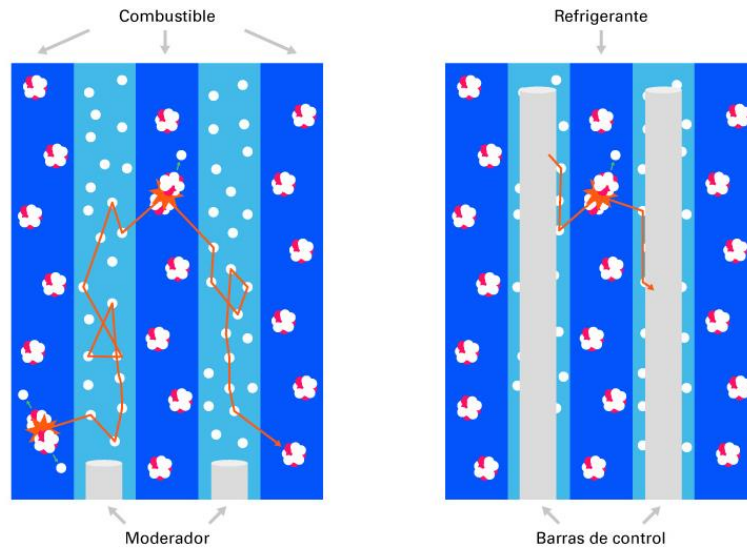


Figura 2-2. Funcionamiento de las barras de control en un reactor nuclear refrigerado por agua.

El blindaje es otro elemento fundamental en el reactor de una central nuclear, este evita que los neutrones de alta energía y las radiaciones escapen al exterior. Como norma general se suelen usar materiales como el hormigón, acero o plomo.

La fusión es la reacción nuclear que tiene lugar en el Sol y otras estrellas. Los núcleos de hidrógeno colisionan gracias a la alta temperatura y la fuerza de gravedad que se producen en el núcleo de estos cuerpos estelares, fusionándose hasta formar átomos de helio más pesados y liberando enormes cantidades de energía. La reacción de fusión más eficiente es la conocida como DT que se produce entre dos isótopos de hidrógeno, el deuterio y el tritio.

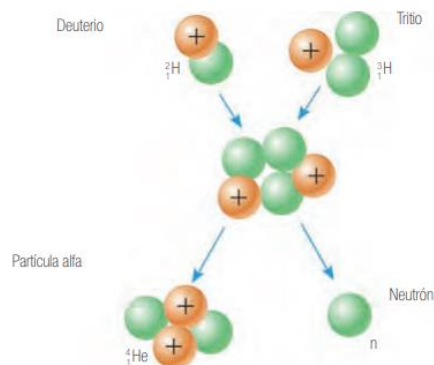
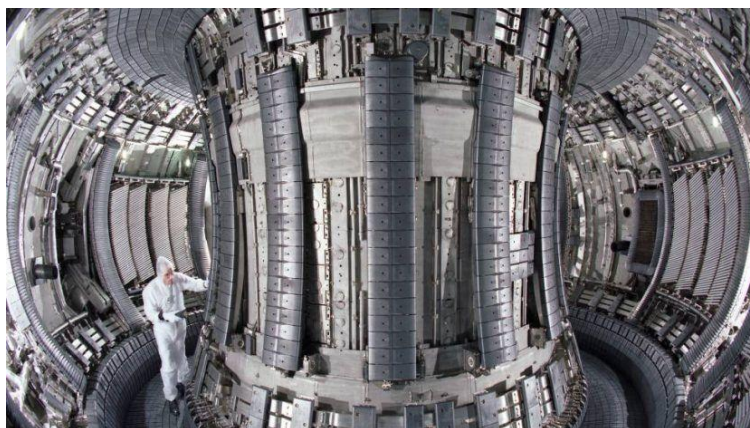


Figura 2-3. Reacción de fusión nuclear [8].

Para poder obtener fusión y utilizarlo como medio para la generación de energía eléctrica se requieren unas condiciones muy extremas, temperaturas de aproximadamente 100 millones de grados Celsius para crear un plasma que debe tener una densidad suficiente durante un tiempo mínimo determinado.



*Figura 2-4. Interior del Reactor de Fusión europeo JET (Joint European Torus), a las afueras de Oxford (Imagen © CCFE).*

No es trivial diseñar y crear un reactor de fusión nuclear, es por esto por lo que llevan muchos años bajo investigación ya que alcanzar la rentabilidad, generar más energía de la que se necesita para empezar y mantener la reacción no es tan fácil. Así nace una de las grandes promesas para la fusión nuclear, el proyecto ITER. Para demostrar que la fusión nuclear es factible, en 1986 se formó un consorcio internacional llamado ITER (International Thermonuclear Experimental Reactor, en español Reactor Termonuclear Experimental Internacional) en Cadarache (Francia). Su objetivo es probar todos los elementos necesarios para la construcción y funcionamiento de un reactor de fusión nuclear que serviría de demostración comercial, además de reunir los recursos tecnológicos y científicos de los programas de investigación desarrollados hasta entonces.

La energía se absorbe dentro del Tokamak en forma de calor, adherido a las paredes de la vasija. La central de fusión utiliza este calor para producir vapor y después electricidad mediante turbinas y generadores. Un total de 35 países colaboran en el proyecto ITER que sigue en proceso de construcción.



*Figura 2-5. Imagen aérea del complejo ITER aún en construcción.*

En este trabajo el propósito es la investigación de la viabilidad de ciertos ciclos en aplicación a centrales de fisión, por lo que es importante tener un contexto histórico de las tecnologías. El desarrollo de la

industria de fisión nuclear comienza en los años 50. La evolución de la tecnología y los cambios en nuevas centrales nucleares da origen a una clasificación:

- Generación I: constituida por los primeros prototipos iniciales, que fueron construidos a lo largo de las décadas de los años 50 y 60 del pasado siglo.
- Generación II: constituida por las centrales que se construyeron en las décadas de los años 70, 80 y 90 del pasado siglo, y representan la mayor parte de los reactores en funcionamiento en el mundo.
- Generación III y III+: constituida por las centrales cuyo diseño es el resultado de un desarrollo de las centrales de generación II y reúnen “mejoras evolutivas”, basadas en la experiencia adquirida en las centrales nucleares actuales. Estos adelantos afectan sobre todo a los sistemas de seguridad, a la fiabilidad, a la operabilidad y a la estandarización de los diseños.
- Generación IV: constituida por una serie de proyectos, programas e iniciativas para el desarrollo y prueba de varios sistemas nucleares muy innovadores, utilizables comercialmente hacia la década de los años 40 de este siglo y que ofrecen ventajas muy marcadas con respecto a las centrales nucleares actuales y en los campos de la sostenibilidad, la economía, la seguridad, la fiabilidad, la no proliferación y la protección física. Estas centrales se encuentran en su mayoría en fase de diseño y su desarrollo plantea grandes desafíos, sobre todo en aspectos de materiales y combustibles.

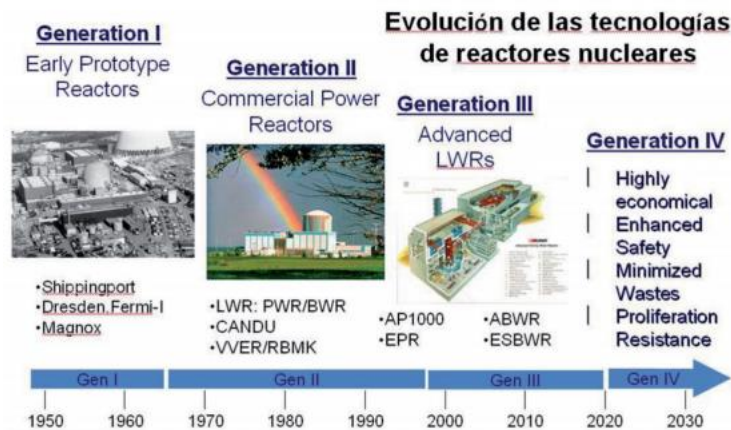


Figura 2-6. Evolución de los desarrollos tecnológicos en centrales nucleares [3].

En la actualidad, de los más de 430 reactores nucleares en funcionamiento en el mundo, más de un 80% corresponden a dos tipos de reactores nucleares de la Generación II que utilizan el agua ligera como moderador y como refrigerante. Centrales de agua a presión, pressurized water reactors (PWR) y centrales de agua en ebullición, boiling water reactors (BWR) [3].



Tipo	Nombre descriptivo del tipo de reactor	Número de reactores
FBR	Reactor reproductor rápido	2
GCR	Reactor refrigerado por gas y moderado con grafito	15
LWGR	Reactor refrigerado por agua ligera y moderado con grafito	15
PHWR	Reactor de agua pesada	48
BWR	Reactor de agua en ebullición	84
PWR	Reactor de agua a presión	273
<b>Total</b>		<b>437</b>

Tabla 2-1. Tipos de reactores en funcionamiento, 2014 [3].

En una central nuclear de ciclo de conversión de potencia Rankine la configuración del ciclo dependerá del tipo de reactor.

- Reactor de agua a presión (PWR): En estos reactores existen dos circuitos de agua independiente de forma que el intercambio de calor tiene lugar de forma indirecta. El fluido del ciclo no entra en contacto en ningún momento con el reactor [9].

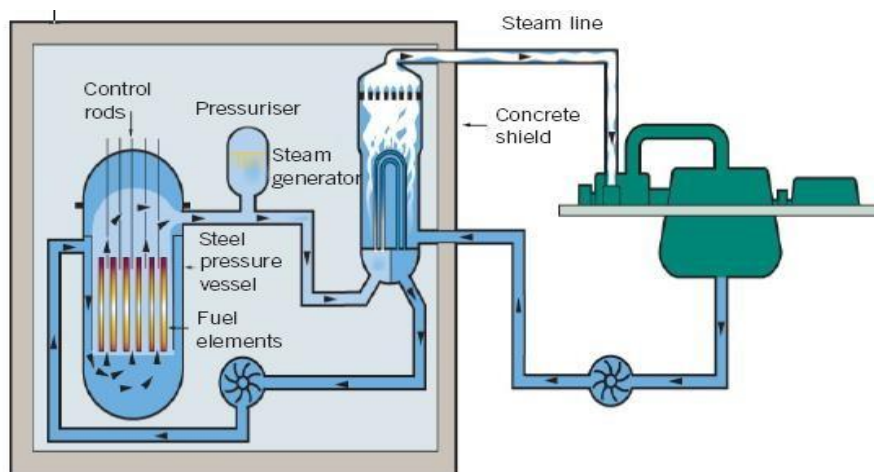


Figura 2-7. Esquema de equipos de central nuclear PWR [9].

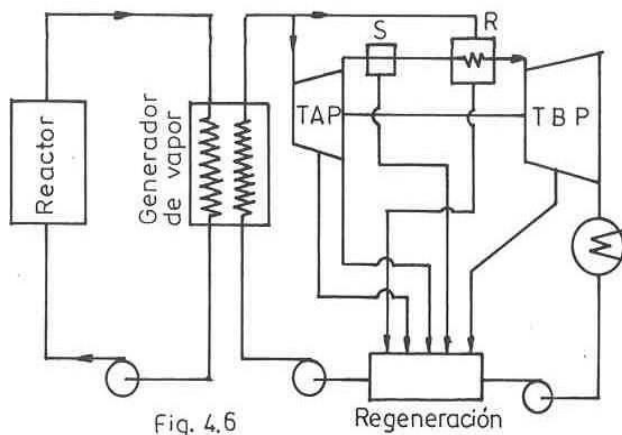


Figura 2-8. Diagrama cualitativo de equipos de central nuclear PWR [9].

- Reactor de agua en ebullición (BWR): El agua del ciclo de vapor se emplea directamente para refrigerar la turbina, proceso durante el cual ésta se evapora.

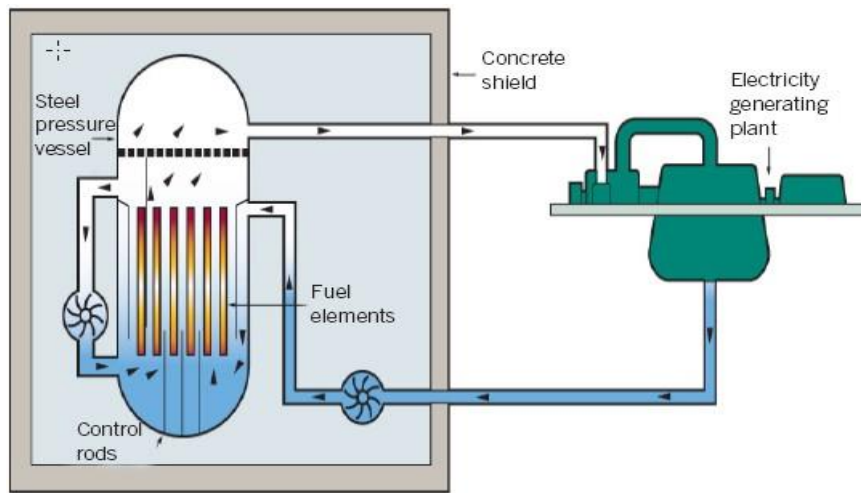


Figura 2-9. Esquema de equipos de central nuclear BWR [9].

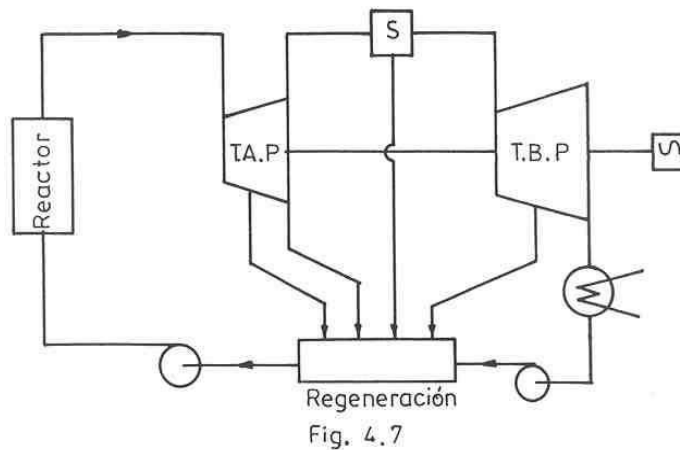


Figura 2-10. Diagrama cualitativo de equipos de central nuclear BWR [9].

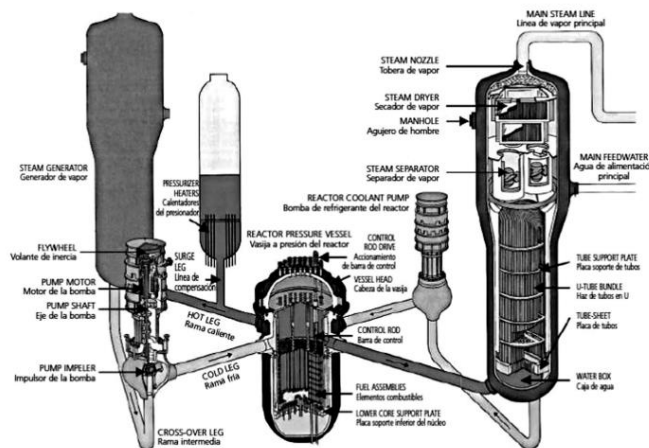


Figura 2-11. Circuito primario de reactor PWR [3].

El rendimiento de instalaciones como las de la figura 2-12 oscila entre el 30 y el 35%, diez puntos menos que las centrales térmicas convencionales como podría ser una CFPP (Coal Fired Power Plant) entre las que están las PC-CFPP (Pulverized Coal – Coal Fired Power Plant).

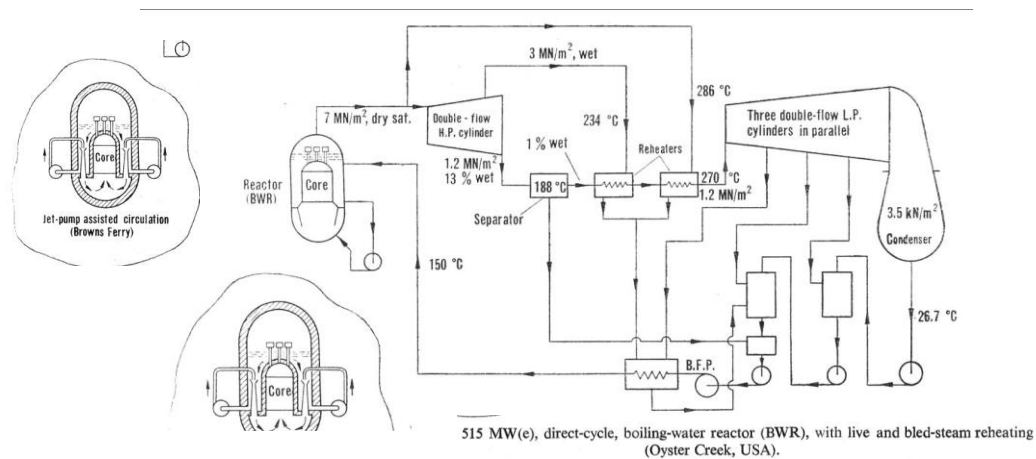


Figura 2-12. Diagrama de ciclo directo BWR con recalentamiento y separadores de humedad [9].

### 2.1.1 Centrales nucleares de 4ª Generación.

La iniciativa internacional IV Generación se establece en el año 2000 con el propósito de amparar las investigaciones y desarrollos de una nueva generación de sistemas de energía nuclear. La actividad de este desarrollo es guiada por el GIF (Generation-IV International Forum), los miembros activos de este comité se pueden ver en la tabla 2-2.

Signatories to the GIF framework agreement	Non-signatories
Canada	Argentina
China	Brazil
EURATOM	Russia
France	South Africa
Japan	UK
South Korea	
Switzerland	
USA	

Tabla 2-2. Miembros del Generation-IV International Forum (GIF) [4].

Los sistemas de IV Generación están destinados a ofrecer avances significativos en comparación con los actuales reactores de agua ligera (ALWR, los llamados sistemas de Generación III) en el ámbito de la economía, seguridad y desempeño ambiental. Se espera que los sistemas de la IV Generación se desarrollen hasta el punto de su implementación comercial en 2030 [4].

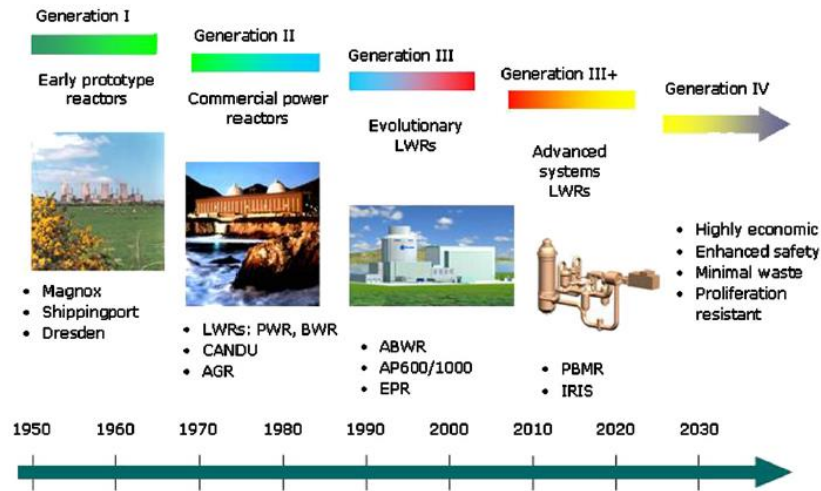


Figura 2-13. Generaciones de los sistemas de energía nuclear [3].

Los miembros del GIF han identificado seis sistemas distintos de reactores que tienen el potencial de poder cumplir las metas propuestas por la IV Generación:

- Very high-temperature gas-cooled reactor (VHTR).
- Gas-cooled fast reactor (GFR).
- Sodium-cooled fast reactor (SFR).
- Lead-cooled fast reactor (LFR).
- Molten salt reactor (MSR).
- Super-critical water-cooled reactor (SCWR).

Según Tim Abram (Professor of Nuclear Fuel Technology, University of Manchester) y Sue Ion (UK representative on the International Atomic Energy Agency) el potencial de cada reactor para cumplir las metas impuestas por la IV Generación se pueden observar en la tabla 2-3.

Generation-IV goal	VHTR	GFR	SFR	LFR	SCWR	MSR
Efficient electricity generation	Very high	High	High	High	High	High
Flexibility: availability of high-temperature process heat	Very high	High	Low	Low	Low	Low
Sustainability: creation of fissile material	Medium/low	High	High	High	Low	Medium/low
Sustainability: transmutation of waste	Medium	Very high	Very high	Very high	Low	High
Potential for 'passive' safety	High	Very low	Medium/low	Medium	Very Low	Medium
Current technical feasibility	High	Medium/low	High	Medium	Medium/low	Low

Tabla 2-3. Potencial de cada sistema para alcanzar las metas propuestas por la IV Generación [4].

	VHTR	GFR	SFR	SCWR	LFR	MSR
<b>Espectro</b>	Térmico	Rápido	Rápido	tér / ráp	rápido	tér / ráp
<b>Refrigerante</b>	He	He	Na líquido	H <sub>2</sub> O supercrít.	Pb líquido	Sal fundida
<b>Temperatura primaria (°C)</b>	900-1000	850	550	510-625	480-800	700-800
<b>Presión primaria (atm)</b>	70	70	1	250	1	1
<b>Potencia (MWe)</b>	250-300	1200	30-1500	300-1500	20-1200	1000
<b>Combustible</b>	- TRISO - UO <sub>2</sub>	- Placa / barra - MOX UC-N	- Barra - MOX	- Barra - UO <sub>2</sub>	- Barra - MOX	Sal fundida: LiF-UF <sub>4</sub> - PuF <sub>3</sub>
<b>Quemado (MWd/t)</b>	150000 / 200000	140000	150000	45000	100000 / 150000	
<b>Ciclo de combustible</b>	abierto	cerrado	cerrado	abierto / cerrado	cerrado	abierto / cerrado
<b>Eficiencia térmica (%)</b>	50	50	42	44	42 / 44	50
<b>Ciclo térmico</b>	Brayton (He)	Brayton (He)	Brayton o Rankine	Rankine H <sub>2</sub> O superc.	Brayton o Rankine	Brayton (He)

Tabla 2-4. Principales características de los reactores de IV Generación [5].

### 2.1.1.1 Very high-temperature reactor (VHTR)

Los reactores VHTR (figura 2-14) representan una extensión de los reactores de alta temperatura (HTR) que se propusieron ya en los años 50. El sistema es característico por su forma de combustible, el cual consiste en pequeñas partículas de combustible incorporadas a una matriz de grafito situada en el núcleo de grafito que a su vez es refrigerado por helio. La naturaleza refractaria de los elementos del núcleo hace que las temperaturas que se puedan alcanzar sean muy altas (900-1000°C) [4]. Estas altas temperaturas suponen un posible incremento en la eficiencia a la hora de generar electricidad.

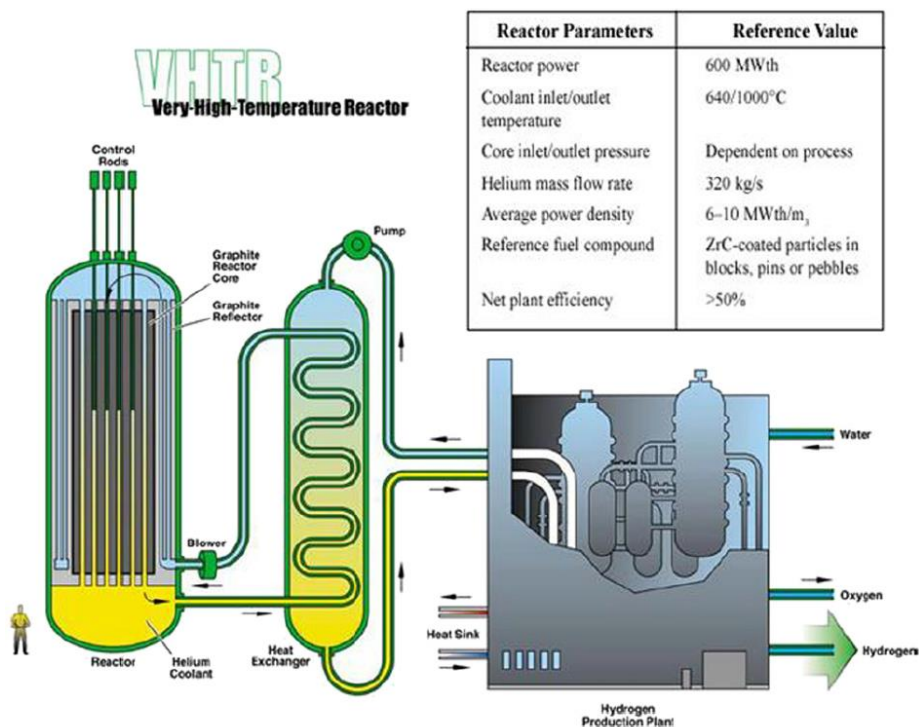


Figura 2-14. Very high-temperature reactor (VHTR) [4].

A diferencia de los reactores HTR que usaban calderas y turbinas convencionales para la operación de un ciclo de Rankine, los reactores VHTR tienen la intención de operar con ciclos directos de helio para la generación de potencia o para la distribución de calor para procesos mediante un intercambiador intermedio. El principal problema al que se enfrentan investigadores e ingenieros es la resistencia de los materiales y compuestos sujetos a muy altas temperaturas durante un tiempo prolongado de operación, lo que daría lugar al temido “creep” (deformación por termofluencia) de los materiales. Más aún cuando la meta de este VHTR es alcanzar una vida útil de 50000h frente a las 15000h de la sección caliente de un ciclo combinado convencional.

### 2.1.1.2 Sodium-cooled fast reactor (SFR)

Ya cuando la energía nuclear era muy reciente, se sabía que las reservas de uranio no eran infinitas. Por ello, el desarrollo de sistemas que pudiesen maximizar el potencial energético disponible del uranio se convirtió en primera prioridad. La capacidad de los reactores de neutrones rápidos de fisionar todos los elementos transuránicos y de convertir el  $^{238}\text{U}$  no fisionable a  $^{239}\text{Pu}$  fisible, proporcionó un grado mucho más alto de sostenibilidad que el alcanzado con reactores térmicos. Las altas densidades energéticas necesarias en el núcleo de un reactor rápido necesitaban de un medio de intercambio de calor muy eficiente. Las dificultades a la hora de desarrollar materiales estructurales capaces de soportar temperaturas extremas y fluencia de neutrones hicieron que se seleccionaran metales líquidos como fluidos de transmisión de calor de alta eficiencia.

El sodio fue seleccionado debido a su relativamente baja temperatura de fusión ( $98^\circ\text{C}$ ), buenas características de flujo, buena compatibilidad con el combustible y materiales estructurales (tanto el plomo como el mercurio han sido rechazados por diferentes motivos) [4]. La alta reactividad química del sodio no sería un problema a no ser que quedara expuesto al aire o a agua.

Reino Unido fue uno de los pioneros a la hora del desarrollo de SFRs y estuvieron operándolos en Escocia entre 1959 – 1994. Durante este tiempo quedó establecida la viabilidad técnica del sistema SFR.

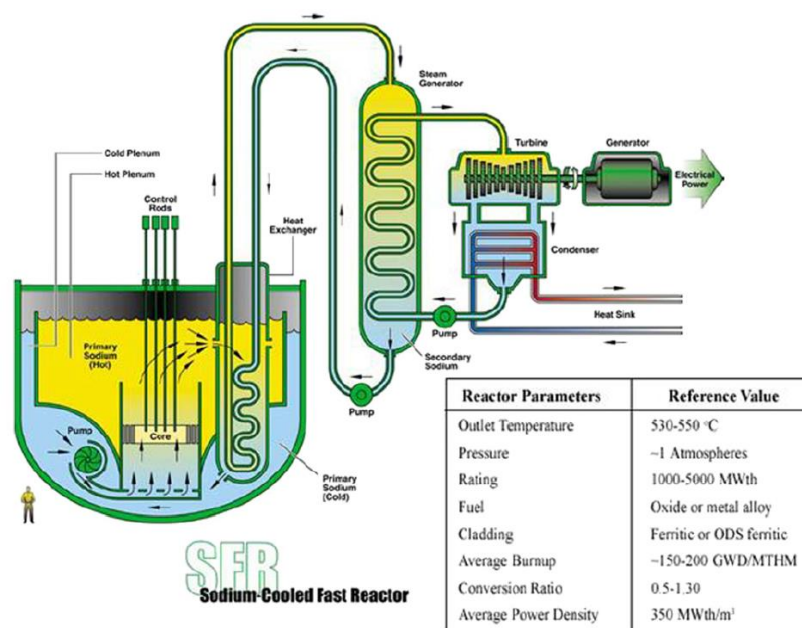


Figura 2-15. Sodium-cooled fast reactor (SFR) [4].

Hoy en día, con el descubrimiento de nuevos depósitos de uranio, la escasez de este no es constituye una preocupación inmediata. Sin embargo, la longevidad de los residuos nucleares lo son, por ello, la atención se centra ahora en la capacidad de los SFR de “quemar” o transformar los elementos transuránicos que constituyen los componentes de mayor longevidad dentro de los residuos nucleares. Un propósito de gran importancia en las investigaciones actuales es poder incrementar la viabilidad económica de los SFR lo que se podría conseguir indirectamente aumentando el rendimiento de los existentes ciclos de producción de potencia o implementando nuevos ciclos con mejores prestaciones o reducción de costes.

### 2.1.1.3 Gas-cooled fast reactor (GFR)

El reactor rápido refrigerado por gas (GFR) es una variante del SFR, pero con un refrigerante gaseoso, siendo el helio la propuesta más usual, aunque también existen propuestas como el CO<sub>2</sub> y vapor. La selección de un refrigerante gaseoso evita problemas como la evaporación de fluido refrigerante y su notable incremento en reactividad. Además de evitar problemas de reactividad química y corrosión, las temperaturas que podría alcanzar este refrigerante (850°C) [17] serían mayores que en el caso de los metales fundidos. Ya que se está usando helio para refrigerar el reactor, no sería necesario usar otro fluido caloportador. De hecho, es posible una configuración de ciclo directo donde el propio helio que refrigera el núcleo es el fluido de trabajo del ciclo termodinámico que se encarga de la producción de potencia.

Aparentemente los GFR pueden parecer superiores a los SFR sin embargo poseen un gran problema o reto tecnológico. Los gases tienen un coeficiente de transmisión de calor muy bajo, muy inferior al de los metales fundidos. Esto supone un reto tecnológico ya que el núcleo debe refrigerarse para poder mantenerse estable y un sobrecalentamiento podría tener consecuencias catastróficas. Debido a este problema, no se ha construido ningún reactor GFR.

### 2.1.2 Oportunidad de aplicación de ciclos de CO<sub>2</sub> supercrítico en centrales nucleares de 4<sup>a</sup> generación.

Diversos análisis de ciclos de CO<sub>2</sub> supercrítico han demostrado que este tiene una serie de ventajas frente a los ciclos Rankine de vapor tradicionales. Ventajas como una mayor eficiencia, equipos más pequeños y baratos, menos equipos y “layouts” más simples son las que les dan el potencial a estos ciclos. Para alcanzar esta mayor eficiencia, la temperatura del CO<sub>2</sub> a la entrada de la turbina deberá ser lo suficientemente elevada [1].

La siguiente figura muestra los beneficios en la eficiencia del ciclo de sCO<sub>2</sub> frente a un ciclo de vapor sobrecalentado para temperaturas de entrada a turbina superiores a 450°C, frente a ciclos de vapor supercríticos con temperaturas superiores a 550°C.

No obstante, los resultados que se muestran en esta figura fueron de los primeros resultados obtenidos para ciclos de sCO<sub>2</sub>. Importantes consideraciones prácticas como las pérdidas de carga en tuberías y las pérdidas en turbomáquinas fueron ignoradas. Por tanto, una curva de la eficiencia más fiel a la realidad estaría algo más baja que la mostrada en la figura 2-16. En una primera valoración, podría afirmarse que el ciclo de sCO<sub>2</sub> es capaz de alcanzar una eficiencia mayor a la del ciclo de vapor sobrecalentado con temperaturas por encima de 550°C.

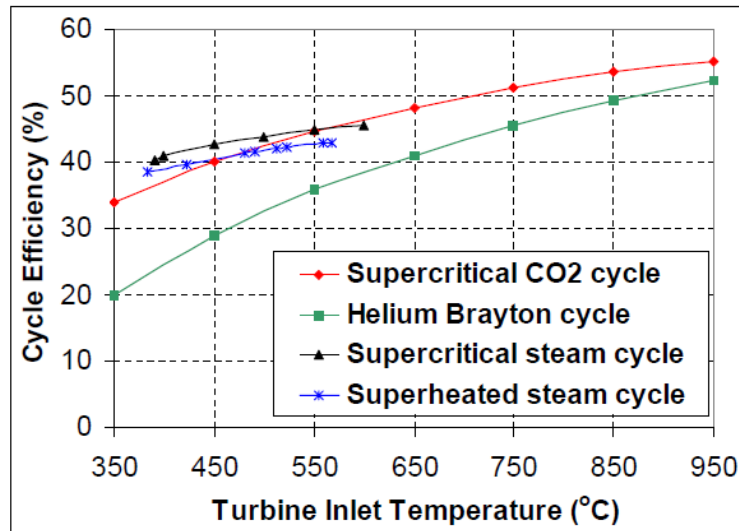


Figura 2-16. Comparación de eficiencia entre ciclos de potencia avanzados [4].

Las investigaciones y desarrollos más recientes de ciclos de  $s\text{CO}_2$  se han centrado en gran amplitud en centrales nucleares de 4ª generación con el propósito de servir como un convertidor de potencia para reactores rápidos refrigerados por sodio (SFRs). Para un SFR, una temperatura de salida típica del núcleo ronda los 500-550°C. Debido a las pérdidas de temperatura (20-30°C) a lo largo de este circuito intermedio, se calcula que la temperatura de entrada a la turbina de  $s\text{CO}_2$  es de 470°C. Como se ve en la anterior figura, los beneficios que presenta el ciclo de  $s\text{CO}_2$  frente al de Rankine tradicional son, en cuanto a eficiencia, muy pequeños o incluso inexistentes para ciertas temperaturas de entrada a turbina. El potencial de los ciclos de  $s\text{CO}_2$  va más allá de la eficiencia. Para estos límites de temperatura, el ciclo de  $s\text{CO}_2$  presenta otros beneficios como el de una inversión inicial de capital menor, ciclos más simples que beneficiarían el coste de operación y de mantenimiento y turbomáquinas de menores dimensiones. Esto es lo que hace a los ciclos de  $s\text{CO}_2$  una opción atractiva como convertidores de potencia para SFR y en general centrales nucleares de IV Generación.

Específicamente para los reactores SFR, el ciclo de  $s\text{CO}_2$  presenta una importante ventaja, elimina la necesidad de tener que lidiar con reacciones entre el sodio y el agua lo que aumenta la seguridad de la central y simplifica las licencias. Se podría decir que esta es uno de los principales motivos para considerar el ciclo Brayton de  $s\text{CO}_2$  como un ciclo avanzado de conversión de potencia para SFRs.

Para reactores SFR, se han explorado muchas mejoras de eficiencia del ciclo de  $s\text{CO}_2$  siempre evaluando el impacto económico que supondrían dichas mejoras.

- *Ciclo de recompresión.* La configuración de ciclo con recompresión se ha convertido en una referencia para los ciclos de  $s\text{CO}_2$ . Emplea una separación del caudal total durante el proceso de compresión para mejorar el comportamiento en el equipo de refrigeración principal de la central, incrementando de este modo la eficiencia. Estos ciclos tienen un beneficio en eficiencia apreciable frente a los ciclos simples. El “layout” de este ciclo se presentará y comentará en las próximas secciones.
- *Optimización de la presión y temperatura mínima del ciclo.* La eficiencia del ciclo de  $s\text{CO}_2$  es muy sensible a las condiciones de operación.
- *Ciclos con “Intercooling”.* El enfriamiento entre etapas de compresión es muy usado en ciclos Brayton de gas ideal para incrementar la eficiencia. Interesaría determinar la aplicación de estas configuraciones a ciclos de  $s\text{CO}_2$ .
- *Ciclos con recalentamiento (reheating).* El uso de recalentamiento entre etapas de turbinas es



muy común en ciclos de Rankine y podría tener gran potencial en ciclos de sCO<sub>2</sub>.

- *Tamaño y optimización de equipos.* En investigaciones y análisis anteriores, la selección de distintos equipos y componentes se realiza de forma más o menos “arbitraria” basada en la compensación entre precio y rendimiento. Las capacidades específicas de los ciclos de sCO<sub>2</sub> pueden hacer que cambios aparentemente no rentables como puede ser doblar las etapas de turbinas para incrementar la eficiencia en valores muy pequeños, se conviertan en rentables debido a los menores tamaños de turbina usados en estos ciclos [18].

## 2.2 Reactor de referencia

El principal propósito es estudiar la viabilidad de todos estos distintos sistemas es tener suficiente criterio para poder seleccionar un reactor de referencia y en consecuencia unas condiciones de contorno que se adapten a la función del trabajo y cuyos resultados sean de interés.

A continuación, se mostrarán una serie de tablas y resultados fruto de una investigación llevada a cabo por Azpitarte, [5] en su trabajo “Evaluación comparativa de los reactores nucleares seleccionados en el marco del proyecto GIF” [5]. Este estudio se basa en la estimación de una serie de requerimientos, denominados “indicadores” que son los parámetros seleccionados para evaluar la performance de un sistema nuclear en una determinada área de interés. Las áreas de interés seleccionadas para evaluar los reactores fueron las siguientes: Viabilidad del Concepto, Diseño y Seguridad Nuclear, Economía, Sustentabilidad, Resistencia a la Proliferación, Combustibles, Reprocesamiento, Materiales y Balance de Planta.

En los anexos se encontrarán tablas en las que, se proporciona un valor en la escala del 1 al 6, correspondiendo el 6 a una performance óptima. Finalmente se suman todos los valores de cada indicador para cada tipo de reactor proporcionándole una nota que se normaliza a la unidad para poder comparar. A continuación, se muestra la tabla (2-5) y la figura (2-17) correspondiente a los resultados finales de dicha investigación que resulta de gran interés.

Áreas	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR		VHTR	MSR
					R	T		
Viabilidad del Concepto	2	0.88	0.46	0.33	0.25	0.29	0.83	0.25
Seguridad Nuclear y Diseño	3	0.69	0.66	0.71	0.68	0.67	0.78	0.63
Economía	2	0.67	0.79	0.67	0.69	0.55	0.74	0.69
Sustentabilidad	2	0.92	0.92	0.92	0.92	0.17	0.17	1.00
Resistencia a la Proliferación	2	0.42	0.42	0.42	0.33	0.92	0.75	0.75
Combustible	3	0.72	0.61	0.61	0.67	0.67	0.81	0.64
Materiales	2	0.66	0.61	0.52	0.52	0.61	0.64	0.42
Reprocesamiento	2	0.83	0.33	0.83	1.00	1.00	0.33	0.50
Balance de Planta	1	0.54	0.75	0.50	0.63	0.67	0.83	0.46
Suma		13.52	11.61	11.84	12.09	11.77	12.52	11.49
Suma normalizada		<b>0.71</b>	<b>0.61</b>	<b>0.62</b>	<b>0.64</b>	<b>0.62</b>	<b>0.66</b>	<b>0.60</b>

Tabla 2-5. Resultados finales [5].

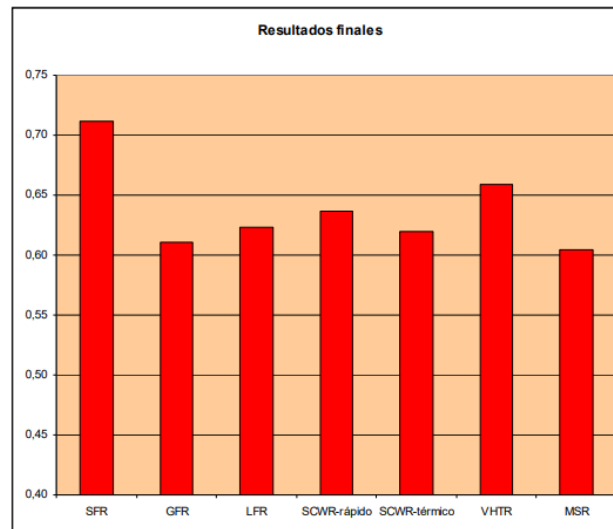


Figura 2-17. Resultados finales [5].

Concluimos que el reactor SFR, según Azpitarte, es el reactor con más viabilidad de las opciones presentadas, con gran nivel de sustentabilidad, materiales y combustible. Se selecciona el reactor nuclear de IV Generación SFR por sus ventajas ya destacadas tanto en este apartado como en el 2.1.1.3.

### 2.2.1 Condiciones de contorno del reactor

Las condiciones de contorno del reactor de referencia se obtienen del trabajo de Yoonhan Ahn et al. (2015) sobre el estado actual de las investigaciones sobre ciclos de  $s\text{CO}_2$  [2]. Entre las condiciones de contorno se encuentran las temperaturas de salida y entrada del sodio al reactor, el caudal de sodio, temperatura de entrada y salida del intercambiador intermedio Na –  $\text{CO}_2$  y el caudal de sodio en este circuito intermedio. Los valores numéricos se pueden ver en la tabla 2-6.

#### Sistema de referencia SFR

Temperatura de entrada del sodio (reactor) (°C)	545	Temperatura de entrada del sodio (intercambiador) (°C)	526
Temperatura de salida del sodio (reactor) (°C)	390	Temperatura de salida del sodio (intercambiador) (°C)	364
Caudal másico de sodio (reactor) (kg/s)	508.0	Caudal másico de sodio (intercambiador) (kg/s)	484.5

Tabla 2-6. Condiciones de contorno reactor SFR de referencia.

## 2.3 Ciclos de sCO<sub>2</sub>

Como se ha visto, los ciclos Brayton de sCO<sub>2</sub> pueden ser de flujo simple o flujo dividido. Nos centramos en el ciclo Brayton de sCO<sub>2</sub> de recompresión, de flujo dividido, el cual presenta un interesante equilibrio entre eficiencia alcanzable y complejidad del sistema. Uno de los autores que publican estudios sobre el mismo es Reyes-Belmonte et al. [19]. En su trabajo describe una serie de factores que influyen en la eficiencia del ciclo de recompresión. Estos factores influyentes son:

- Temperatura de entrada de la turbina y el compresor.
- Efectividad de los recuperadores de calor.
- Fracción (bypass) de recompresión.

Existen otras publicaciones que analizan los ciclos de sCO<sub>2</sub> en condiciones “fuera de diseño”, extrapolando datos obtenidos en laboratorio a turbomáquinas de tamaño industrial a través de un análisis dimensional, análisis que asigna a turbomáquinas eficiencia isentrópica, atendiendo al tamaño de esta, parámetros de entrada del sCO<sub>2</sub> y velocidad de giro del eje. La transferencia de calor dentro de los recuperadores de calor y la caída de presión también se afectan bajo condiciones “fuera de diseño”, que se optimizan realizando un análisis dimensional. La temperatura de entrada al compresor se mantiene constante.

Algunas investigaciones establecen las siguientes configuraciones de ciclo como las de mayor interés:

- Simple.
- Precompresión.
- Simple regenerativo.
- Recompresión.
- Recalentamiento.

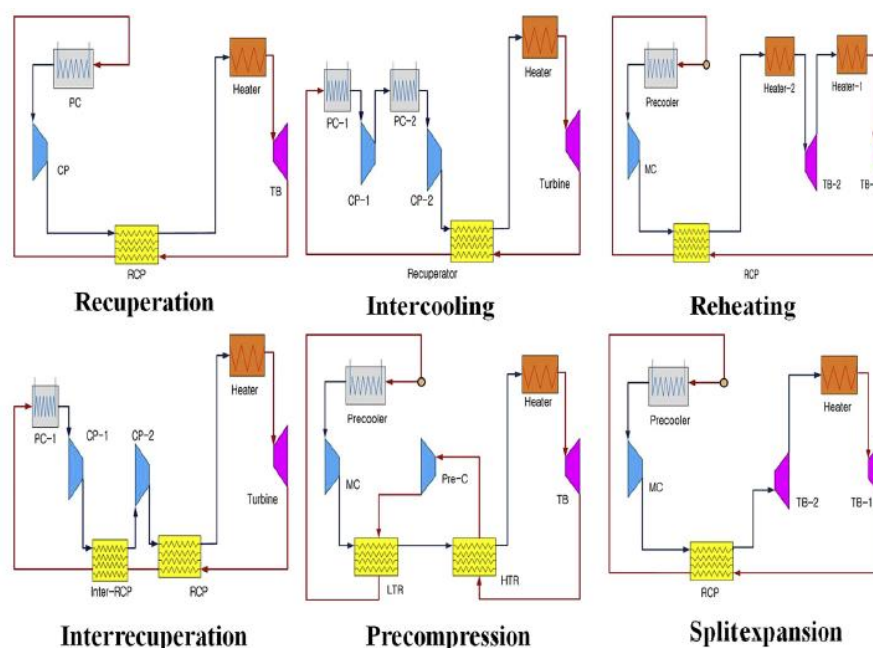


Figura 2-18. Ciclos de sCO<sub>2</sub>, configuraciones sin flujo dividido [2].

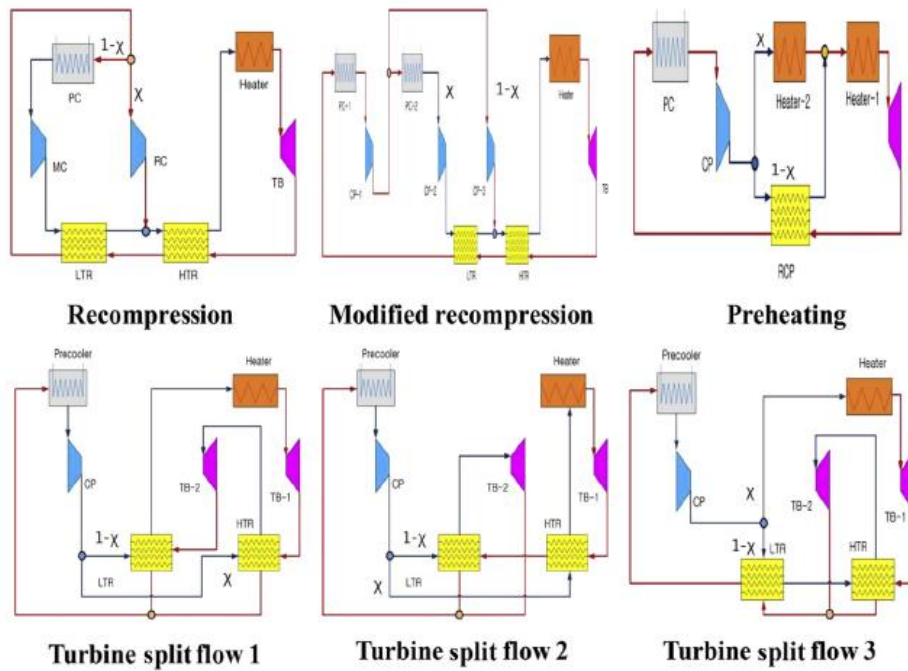


Figura 2-19. Ciclos de  $s\text{CO}_2$ , configuraciones con flujo dividido (“split flow”) [2].

En las figuras anteriores podemos ver una clasificación de ciclos de  $s\text{CO}_2$ , algunos de ellos ya muy asentados y reconocidos. En el diseño del ciclo de Brayton cerrado, el proceso de recuperación es generalmente necesario para mejorar la eficiencia del ciclo, minimizando la cesión de calor al entorno. Por ello, el ciclo de  $s\text{CO}_2$  regenerativo (“Recuperation”) podría considerarse como la referencia sobre la que se diseñan los ciclos de  $s\text{CO}_2$ .

El flujo de  $\text{CO}_2$  se puede separar en función de la aplicación y, por tanto, el ciclo se puede categorizar dependiendo de si el flujo se divide o no. Los ciclos de flujo único (“nonsplit”) son los ciclos compuestos con refrigeración o recalentamiento intermedio, precompresión, interrecuperación y de expansión dividida como se puede ver en la Figura 2-18. Las configuraciones de refrigeración y recalentamiento se usan para minimizar o maximizar el trabajo de compresión o expansión respectivamente.

Una de las particularidades más características de los ciclos de  $s\text{CO}_2$  es su baja relación de compresión y expansión debido al límite de presión mínima en el ciclo condicionado por la presión crítica de 7.38 MPa, la cual es relativamente elevada cuando comparamos con un ciclo de vapor Rankine ( $\approx 0.07$  MPa) o con un ciclo de Brayton convencional ( $\approx 0.1$  MPa). Como la temperatura del flujo de  $\text{CO}_2$  a la salida de la turbina sigue siendo alta, la energía térmica en el escape se puede recuperar de varias maneras, como se ve en las configuraciones de ciclo de interrecuperación, precompresión y expansión dividida mostradas en la figura 2-19.

Los diseños de flujo dividido incluyen el ciclo con recompresión, recompresión modificada, precalentamiento y flujos divididos de turbina 1, 2 y 3. La diferencia entre el diseño de recompresión y los demás es el método de recuperación.

Para mejorar la eficiencia del ciclo, el flujo se divide en el ciclo con recompresión, a fin de equilibrar las capacidades caloríficas en el recuperador de baja temperatura (LTR). En el esquema de recompresión modificado, la expansión se extiende por debajo de la presión crítica para producir más trabajo. El compresor 1 comprime  $\text{CO}_2$  hacia el punto crítico y los otros procedimientos son idénticos a la configuración de recompresión original.

Por otro lado, el diseño de precalentamiento y flujo dividido de turbina 1, 2 y 3, maximiza la diferencia

de temperatura en el intercambiador de calor intermedio. Por ejemplo, en los sistemas de plantas de energía de cogeneración o recuperación de energía térmica residual, los grandes cambios de temperatura en la fuente de calor son proporcionales al calor que fluye hacia el sistema de conversión de energía. Cuando el calor absorbido es sustancial, se puede producir más energía incluso con una eficiencia termodinámica más baja. El cambio de temperatura del  $\text{CO}_2$  en el intercambiador de calor intermedio limita la cantidad de calor que se puede transferir.

## 2.4 Ciclo convencional Rankine

Para que este trabajo sirva como referencia en el conjunto de los ciclos térmicos es importante hacer la comparación con el ciclo térmico de producción de potencia más antiguo y utilizado desde la industrialización, el ciclo de Rankine. El fluido de trabajo como bien es conocido es el agua, pero también pueden ser usados fluidos orgánicos para fuentes de calor de menor temperatura (recuperación de calores residuales y energía geotérmica); estos se llaman ORC (Organic Rankine Cycles). En estos casos ocurre que la salida de la turbina está sobrecalentada al tener pendiente positiva la línea de vapor saturado en el diagrama T-s. Estos fluidos se caracterizan por tener entalpía de evaporación reducida, presión crítica inferior al agua y presión de condensación superior a la atmosférica en muchos de los casos.

El ciclo de vapor convencional de Rankine en su forma ideal:

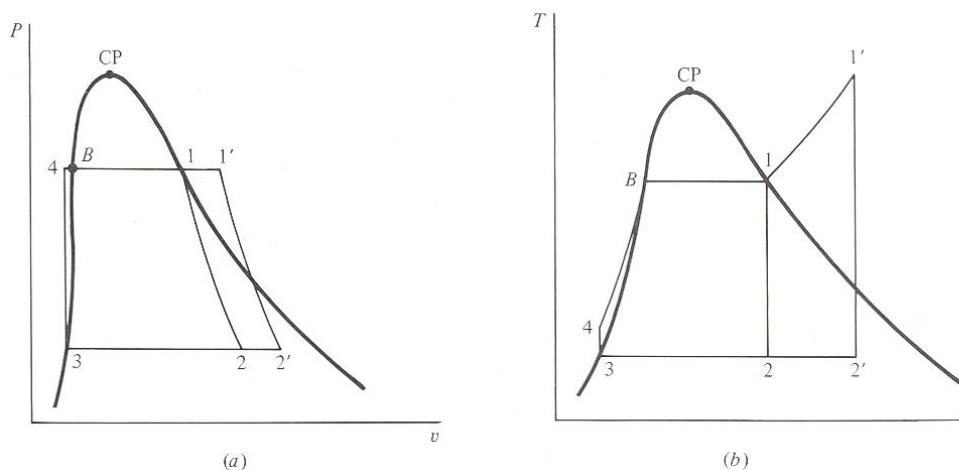


Figura 2-20. Ciclos de Rankine ideal, diagramas (a) P-v y (b) T-s. CP = punto crítico.

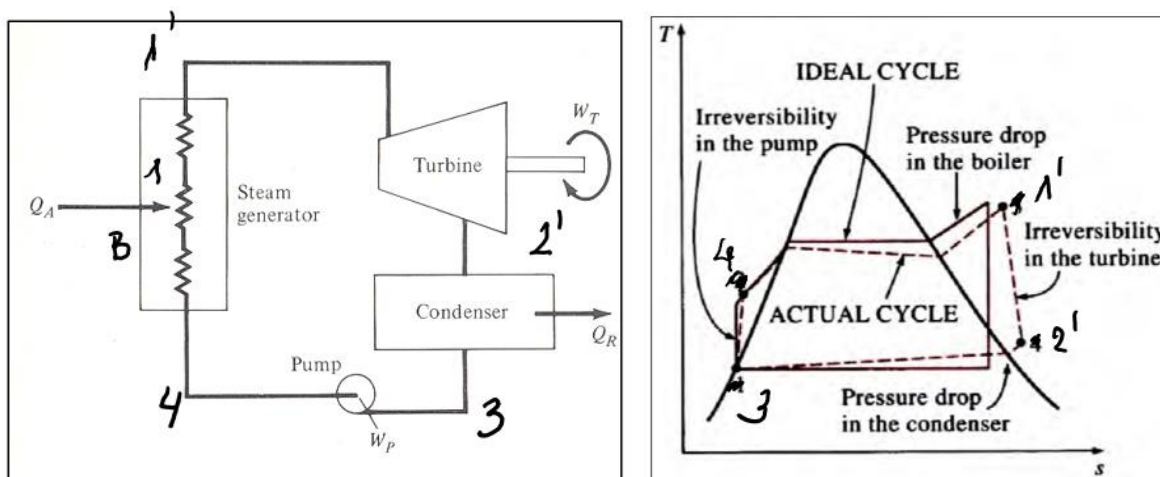


Figura 2-21. Ciclo de Rankine ideal vs real.

Como podemos ver en la anterior figura, el ciclo de Rankine más simple está compuesto por una turbina, una bomba, y dos intercambiadores, un generador de vapor en el que aporta calor y otro, el condensador, que lo extrae del sistema. Las discrepancias entre el ciclo ideal y el real son las irreversibilidades internas y externas que reducen la eficiencia.

Irreversibilidades internas:

- Los procesos de expansión y compresión no son isentrópicos aunque sí adiabáticos.
- Existen pérdidas de carga en los intercambiadores de calor.

Irreversibilidades externas:

- Los procesos de aportación y cesión de calor al ciclo son irreversibles por las diferencias de temperatura entre la fuente/sumidero de energía y el fluido de trabajo en el ciclo.
- Existen pérdidas mecánicas en la transmisión de potencia hacia y desde el ciclo.

Irreversibilidades externas:

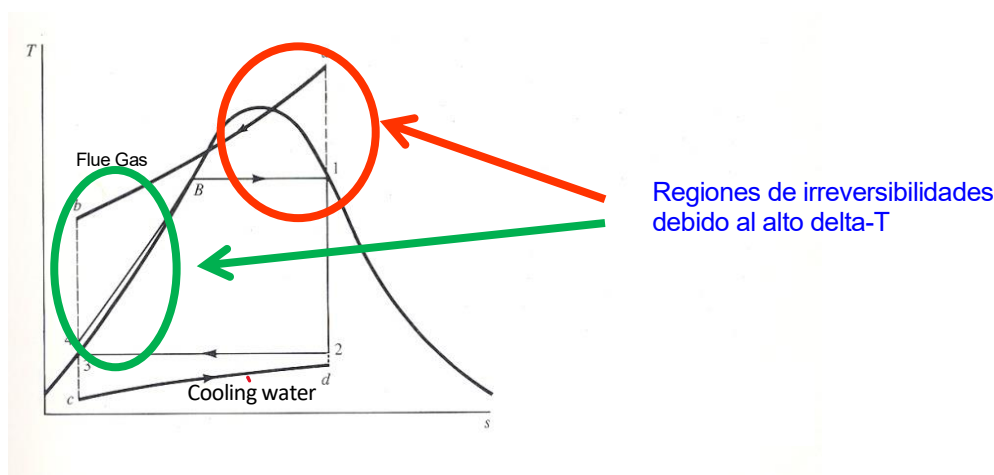


Figura 2-22. Irreversibilidades externas ciclo de Rankine.

Como se puede ver en la anterior figura, en un ciclo termodinámico se dan diferencias de temperatura que originan pérdidas categorizadas como irreversibilidades externas. En el ciclo, la mayor diferencia de temperatura se suele dar en el evaporador, donde los gases de combustión (central de carbón o CCGT) o el fluido intermedio (central nuclear) entran en contacto indirecto con agua a baja temperatura.

El uso de precalentamiento regenerativo en ciclos de Rankine es frecuente. Tiene por objetivo precalentar el agua de alimentación a la caldera mediante vapor extraído de la turbina, con el fin de elevar la temperatura media de aportación de calor al ciclo. Esto tiene lugar en los precalentadores de agua de alimentación. Para estos intercambiadores se suelen preferir los de flujo a contracorriente en comparación con los de flujo paralelo ya que presentan una diferencia de temperatura media menor y por tanto mejor comportamiento. Lo mismo aplica a los intercambiadores de la caldera y el condensador en los que la irreversibilidad se ve reducida en la configuración a contracorriente.

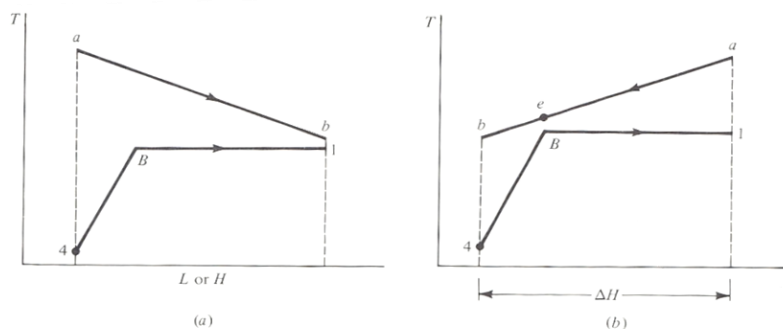


Figura 2-23. Influencia de la dirección del flujo en irreversibilidades externas: (a) Flujo paralelo, (b) Flujo a contracorriente.

Es importante valorar también el tipo de fluido usado para el intercambio de calor. Si el fluido es líquido como en el caso de centrales nucleares, el descenso de la temperatura para una cantidad de calor intercambiado será más pequeña y la curva más plana. Mientras que para un fluido de intercambio gaseoso el descenso de temperatura será mayor y la curva tendrá por tanto una mayor pendiente como se puede ver en la siguiente figura.

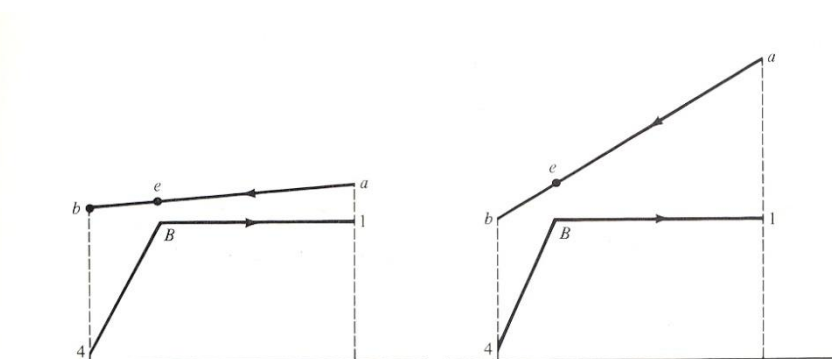


Figura 2-24. Influencia del tipo de fluido de intercambio de calor en las irreversibilidades externas (a) agua, (b) gases o metales líquidos.

Con todas estas irreversibilidades, el ciclo real se aleja bastante del ciclo ideal y por eso, con el propósito de mejorar el desempeño de este se suele recurrir a lo siguiente:

- Para mejorar el rendimiento de “Carnot” del ciclo Rankine ideal:
  - Se debe añadir calor a mayor temperatura.
  - Se debe ceder calor al ambiente a menor temperatura (menor presión de condensación).
- Para reducir irreversibilidades internas:
  - Reducir la caída de presión en intercambiadores.
  - Aumentar la eficiencia de turbina y bomba.
- Para reducir irreversibilidades externas:
  - Reducir la diferencia de temperatura entre fluidos en generador de vapor y condensador.
- Modificando el ciclo también se pueden obtener eficiencias mayores:
  - Añadir sobrecalentamiento, recalentamiento intermedio y regeneración.

- Emplear ciclos supercríticos y ultra-supercríticos.

En términos generales, se puede concluir que, al añadir sobrecalentamiento, recalentamiento intermedio o regeneración y combinaciones de estas, aumentamos el rendimiento del ciclo. Sobrecalentar el vapor antes de su expansión en la turbina reduce las irreversibilidades internas del sistema por disminución de humedad en la turbina, además de mejorar el rendimiento térmico por la mayor temperatura media de aportación de calor.

Sin embargo, cuando el fluido primario de intercambio es líquido (centrales nucleares), el sobrecalentamiento alcanzable es muy pequeño, dados los límites de temperatura máxima admisibles. Por ello, es habitual que estos ciclos empleen vapor saturado a la entrada de la turbina.

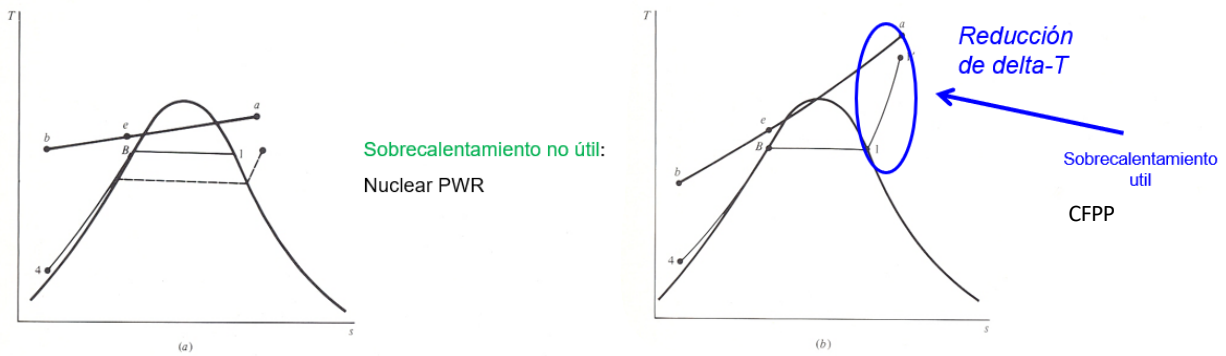


Figura 2-25. Influencia del sobrecalentamiento en las irreversibilidades externas de un ciclo Rankine: (a) Nuclear, (b) Planta de carbón.

El recalentamiento intermedio se usa para reducir la humedad en los últimos escalonamientos de la turbina lo que aumentará el rendimiento interno de esta. A su vez, al reducir la presión de entrada a los cuerpos de menor presión, los materiales pueden soportar una mayor temperatura por lo que normalmente en los segundos y terceros recalentamientos la temperatura del vapor a la entrada de la correspondiente turbina es mayor. En la siguiente figura se puede ver un ejemplo de un ciclo con sobrecalentamiento y recalentamiento intermedio.

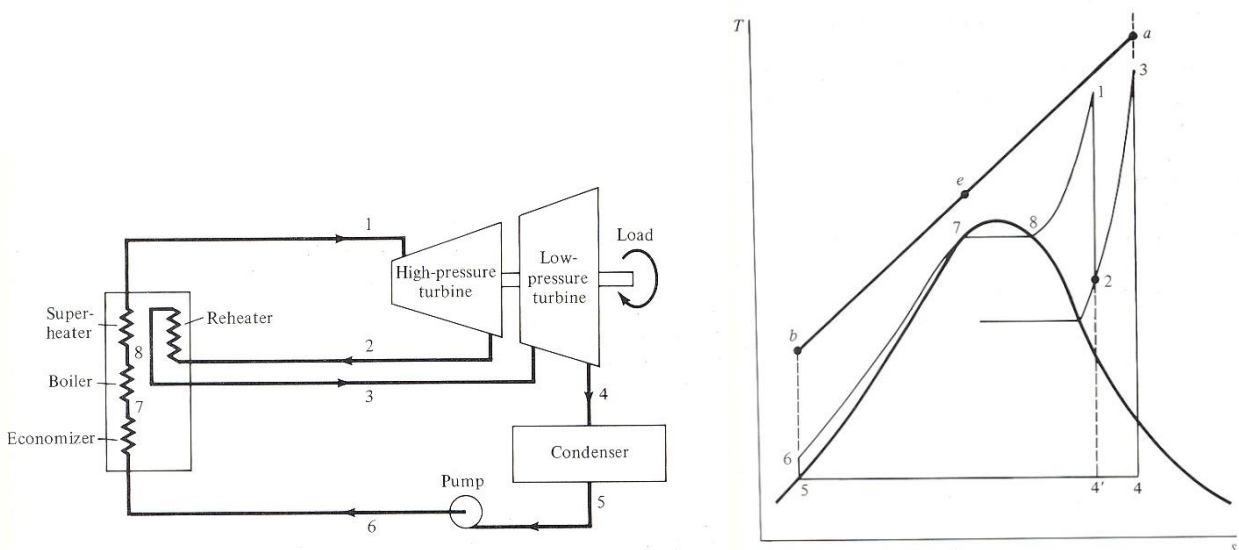


Figura 2-26. Esquema de un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y un recalentamiento intermedio.



Con los ciclos regenerativos lo que se intenta es extraer el calor de la turbina durante la expansión y aportarlos al agua de alimentación en la caldera, de forma que el rendimiento sea similar al del ciclo de Carnot que trabaja entre las mismas temperaturas extremas [12]. El propósito principal es reducir las irreversibilidades externas en el economizador de la caldera, reduciendo el gradiente de temperaturas en este intercambiador. Para ello se recurre a precalentar el agua con vapor (parcialmente expandido) extraído en puntos intermedios de la turbina como podemos ver en la figura 2-27.

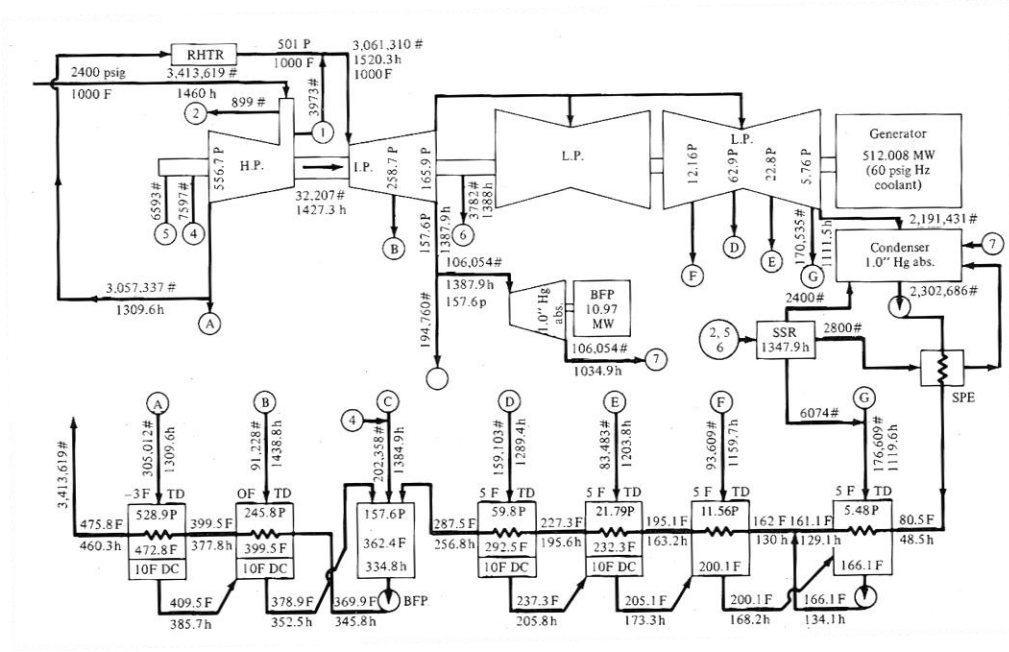


Figura 2-27. Esquema de un ciclo de Rankine de 512MW con recalentamiento intermedio y siete extracciones.

En la figura 2-28 podemos ver cómo influyen los distintos niveles de temperatura y presión en la eficiencia de una planta de carbón. Ciclos supercríticos y ultra-supercríticos que en el caso del proyecto AD700 podría llegar a eficiencias entorno al 50% [22].

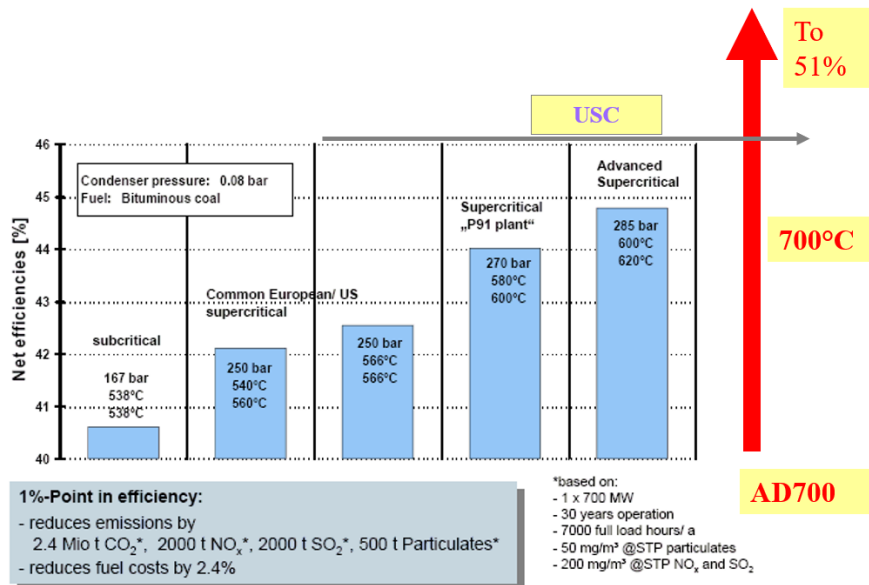


Figura 2-28. Impacto de las condiciones de vapor vivo en el rendimiento.

## 2.5 Selección y propuestas más prometedoras

La Tabla 2-7 muestra las condiciones operativas y parámetros de diseño de ciclos sCO<sub>2</sub> actualmente alcanzados y los valores objetivo que la industria pretende alcanzar en el futuro, para instalaciones de tamaño moderado. Estas investigaciones actuales centran sus esfuerzos en dos configuraciones de ciclo distintas, la configuración simple con recuperación y la configuración de recompresión.

	Sandia National Lab (US)	Knolls Atomic Power Lab (US)	Institute of Applied Energy (Japan)
Turbomachinery type	2-TAC	1-TAC, 1-turbine	1-TAC (2-recuperaters)
Cycle layout	Recompressing	Simple recuperated	Simple recuperated
Heat (kW)	780	834.9	160
Efficiency (%)	31.5	14.7	7
Mass flow rate (kg/sec)	3.5 (target)	5.35 (target)	1.4 (achieved)
	2.7 (achieved)	3.54 (achieved)	
T.I.T (°C)	537 (target)	300 (target)	277 (achieved)
	342 (achieved)		
Pressure ratio	1.8 (target)	1.8 (target)	1.4 (achieved)
	1.65 (achieved)	1.44 (achieved)	
Rotating speed (×1,000 rpm)	75 (target)	75 (target)	69 (achieved)
	52 (achieved)	55-60 (achieved)	
Turbine efficiency (%)	86 (turbine 1)	79.8	65
	87 (turbine 2)	(power turbine)	
		79.7	
		(compressor driving turbine)	
S-CO <sub>2</sub> , supercritical CO <sub>2</sub> .			

Tabla 2-7. Comparación del diseño de ciclos integrales existentes de sCO<sub>2</sub>.

Estos ciclos desarrollados por los anteriormente mencionados institutos se han construido y diseñado con motivo experimental, a menor escala. Ninguno de ellos llega a 1 MW de potencia generada. Es por eso por lo que en este trabajo se van a simular dos ciclos de sCO<sub>2</sub>, el simple con recuperación y el de recompresión, pero se simularán para una potencia mayor (600MW) a fin de poder evaluar la viabilidad de instaurar estos ciclos como nuevos ciclos estándar de conversión de potencia en centrales nucleares de IV Generación.

El ciclo de recompresión es reconocido como una de las mejores propuestas de ciclos supercríticos de CO<sub>2</sub>. Esto se debe a su relativa simplicidad y la capacidad de alcanzar mejores rendimientos con iguales condiciones de contorno (presión y temperatura de entrada a turbina) que el resto de las configuraciones. Por ello, es de interés que este ciclo sea uno de los simulados y estudiados en este trabajo.

Por otro lado, como ya se ha mencionado, el ciclo simple con recuperación es el ciclo base o referencia en cuanto a ciclos de sCO<sub>2</sub> ya que el proceso de recuperación es necesario para mejorar la eficiencia del ciclo minimizando el calor residual. Es por esto, que este ciclo también será simulado en este trabajo para poder evaluar el ciclo de recompresión con perspectiva.

## 2.6 Condiciones de contorno de las plantas de referencia

Los ciclos a evaluar en este trabajo, como ya se ha justificado, serán el de recompresión y el simple con recuperación. Estos ciclos se adaptarán al reactor de referencia de IV Generación de tipo SFR que se ha presentado y desglosado en el apartado 2.2. y sus condiciones de contorno en el 2.2.1.

Los “layouts” de ambos ciclos se pueden ver representados en el apartado 2.3. aunque se volverán a representar con más detalle en apartados siguientes.

Para que la simulación sea lo más representativa posible, se incluirán pérdidas de presión. Por

simplicidad, solo se consideran las pérdidas de presión en los intercambiadores de calor. Se ignoran las pérdidas de presión en las tuberías. En la siguiente tabla se pueden ver los elementos y las magnitudes.

<b>Pérdidas de presión (%)</b>			
<b>Recompresión</b>		<b>Simple con recuperación</b>	
Cooler	1	Cooler	1
Heater	1,5	Heater	1,5
HTR Cold (Recuperador de alta T, caudal frío)	1,5	Recuperador, caudal caliente	1
HTR Hot (Recuperador de alta T, caudal caliente)	1	Recuperador, caudal frío	1,5
LTR Cold (Recuperador de baja T, caudal frío)	1,5		
LTR Hot (Recuperador de baja T, caudal caliente)	1		

*Tabla 2-8. Pérdidas de presión en equipos.*

Generalmente el lado caliente del recuperador tiene más pérdida de carga que el lado frío, aunque en este caso se supone, al contrario. A efectos prácticos de comparación de los ciclos no influye ya que las pérdidas de presión serán iguales en todos ellos.

Como los ciclos de estudio en este trabajo son en aplicación al reactor SFR anteriormente expuesto, la temperatura de entrada a turbina se mantiene a 500°C. Estudios anteriores han demostrado que la eficiencia del ciclo depende no solo de esta temperatura sino también de la presión de entrada a turbina, aunque la presión máxima estará limitada por una optimización tecno-económica del sistema de tuberías. En este trabajo, las presión máxima y mínima están fijadas en 25MPa y 7,5MPa respectivamente para simplificar la comparación. Los rendimientos isentrópicos de las turbinas y los compresores son 92% y 88% respectivamente. Iguales en ambas configuraciones.

<b>Condiciones de contorno</b>			
<b>Recompresión</b>		<b>Simple con recuperación</b>	
Temperatura de entrada a turbina	500 °C	Temperatura de entrada a turbina	500 °C
Temperatura de entrada a compresor	32 °C	Temperatura de entrada a compresor	32 °C
Presión de entrada del compresor	7,5 MPa	Presión de entrada del compresor	7,5 MPa
Presión de salida del compresor	25 MPa	Presión de salida del compresor	25 MPa
Rendimiento isentrópico turbina & compresor	92/88 %	Rendimiento isentrópico turbina & compresor	92/88 %
Rendimiento de recuperador de alta T	95 %	Rendimiento de recuperador	95 %
Rendimiento de recuperador de baja T	95 %		
Ratio de división del flujo (split ratio) $\lambda$	0,31		

*Tabla 2-9. Condiciones de contorno ciclo de recompresión y simple con recuperación..*

La potencia que estos ciclos van a suministrar es de 600MW y el caudal másico de CO<sub>2</sub> será calculado para que el ciclo sea capaz de generar esta potencia.

La presión y temperatura de entrada al compresor influye en la eficiencia final del ciclo, por eso, se realizará un análisis de sensibilidad para analizar como hace variar la eficiencia y encontrar si lo hubiese, el valor óptimo. En cuanto a  $\lambda$ , el “Split ratio”, se hará otro análisis de sensibilidad para ver cómo influye también en la eficiencia del ciclo.

## 3 ANÁLISIS TERMODINÁMICO

### 3.1 Características del software

A lo largo de este trabajo se usarán distintas herramientas, aunque la más destacable y principal es el software MatLab con el que se obtendrán resultados numéricos y se crearán las gráficas principales. MatLab es un sistema de cómputo numérico que ofrece un entorno de desarrollo integrado (IDE) con un lenguaje de programación propio, lenguaje M. Entre sus prestaciones básicas se hallan la manipulación de matrices, la representación de datos y funciones, la implementación de algoritmos y la comunicación con programas en otros lenguajes. Actualmente es distribuido por MathWorks, Inc desde 1984. Este software está disponible de forma gratuita para estudiantes de la Universidad de Sevilla. La licencia es fácilmente obtenible con el usuario y contraseña propio de la universidad.

Otro software que se podría haber utilizado es EES “Engineering Equation Solver”, un programa muy útil para resolución de sistemas de ecuaciones no lineales. Este software presenta una gran ventaja frente a MatLab, que es la simplicidad de poder iterar cuando se tiene un sistema con dos incógnitas. No obstante, aunque en MatLab es más complicado poder iterar un sistema, una vez hecho el bucle iterativo este es más limpio y directo. En este trabajo se han realizado bucles iterativos en MatLab de mayor y menor complejidad con los que se puede iterar el sistema que constituye a un ciclo termodinámico y hallar parámetros dependientes de interés.

Finalmente se decide la utilización de MatLab por una serie de motivos. Es un software mucho más conocido y utilizado por la comunidad científica, tecnológica y sobre todo estudiante, por ello, el trabajo podrá llegar a un colectivo mayor y ser fácilmente comprensible por aquél que sepa usar MatLab. Aun así, el trabajo está realizado de forma que los conocimientos previos necesarios para entender el propósito y la conclusión del trabajo puedan ser muy vagos. Otro motivo para seleccionar MatLab en este trabajo es la capacidad de computación, versatilidad y opciones que este ofrece. Además de una interfaz mucho más intuitiva y limpia que otras opciones. Cabe añadir la facilidad de MatLab para generar gráficas mediante el comando “plot”, lo que a rasgos divulgativos es muy útil.

### 3.2 Proceso de simulación

Para el proceso de simulación, como ya se ha mencionado, el software utilizado será MatLab. Todas las funciones creadas tienen un apartado llamado “Cycle Specifications” en el cual se definen variables de distinta naturaleza que son las condiciones de contorno del problema (rendimientos de equipos,

perdidas de presión, temperaturas y presiones de referencia y cuando necesario, inicializaciones de variables usadas posteriormente en bucles iterativos). En el apartado “Cycle Model” disponemos del modelo del ciclo termodinámico al completo. En este apartado se escribirán las ecuaciones necesarias para obtener los parámetros de cada punto del ciclo. Se modelarán los equipos presentes en el ciclo como lo son turbinas, compresores, recuperadores, mixer, etc.

También, en cada uno de los códigos, se elabora un apartado de resultados, donde se calcularán parámetros de interés como pueden ser los trabajos específicos, potencias y rendimientos haciendo uso de los puntos del ciclo ya definido anteriormente en el código. Para visualizar los resultados se implementa también un apartado que crea distintas gráficas representativas de los ciclos como son los diagramas p-h y T-s.

Los bucles iterativos realizados en estos códigos se usan para poder hallar ciertas variables que precisan de una iteración y una aproximación que no es directa. Como ejemplo y a modo de aprendizaje, veremos que se ha simulado en MatLab el ciclo “Simple Recuperated” que cuenta con un compresor, una turbina, un heater, un cooler y un recuperador. Con las condiciones de contorno utilizadas para este ciclo proporcionadas en la referencia [2] se puede resolver el sistema y obtener todos los puntos del ciclo simplemente definiendo las ecuaciones que gobiernan los procesos termodinámicos en los equipos. Sin embargo, con propósitos de aprendizaje y preparación para el modelaje del ciclo “Recompression” se ha hecho un código que modela este primer ciclo de sCO<sub>2</sub> haciendo uso de un bucle iterativo que a priori no es necesario pero que con él podemos variar determinadas incógnitas y ver su impacto en otras.

El bucle se implementa de la siguiente forma:

```
%% Estructura general bucle iterativo
%Se inicializan las variables
Resultado = 200;
Variable_Target=75e6;
err=100;
k=0;
tol=0.01;
g=0.5;          %g = factor sub-relajación

while err>tol

    Resultado = Resultado * (1 - g*k);

    %código ciclo
    |
    |
    |
    %fin código ciclo

    k = Variable/Variable_Target - 1;
    err = 100 * abs(k);

end
```

Es necesario el uso de factores de sub-relajación “g” que ayudan a que el proceso iterativo converja más rápido. El factor “k” es en el que se va almacenando la dispersión del valor conocido con el valor calculado. Esta “k” se usa para calcular el error que volverá al principio del bucle y comparará este error con la tolerancia seleccionada, si el error es menor que la tolerancia, se sale del bucle y obtenemos “Resultado”. Si por el contrario el error aun no es menor que la tolerancia, se entra en el bucle y la variable “Resultado” se modifica mediante estos factores ya mencionados para dar lugar a una nueva iteración del ciclo.

En definitiva, el uso de bucles iterativos en este trabajo cuando no es necesario para obtener los

resultados se justifica con el poder de realizar tantos análisis de sensibilidad como el que esto lee se proponga. El motivo de hacerlo de esta manera es para facilitar el trabajo de aquellos que quieran usar este código en futuras investigaciones y que así pueda servir como “ciclo base” para elaborar ciclos de mayor complejidad y obtener tantos resultados como se desee.

### 3.2.1 Librería CoolProp

Para poder empezar a usar MatLab en cálculo de ciclos termodinámicos, necesitaremos acceso a librerías de datos. CoolProp es una librería (paquete informático) de propiedades termodinámicas. Algunas de las ventajas que presenta son su compatibilidad con diversos sistemas operativos y softwares de ingeniería como MatLab, C++, Python, Excel, etc. Esta librería contiene las propiedades termodinámicas de muchos elementos, aunque en este trabajo se dará uso solamente a las del CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O. Será de gran utilidad para la estimación de propiedades, determinación de estados y elaboración de diagramas. Las unidades utilizadas por CoolProp se basan en el S.I. (kg, m, s, K, Pa, J). Una vez descargada la librería al ordenador, para poder empezar a usarla en MatLab debemos crear un “script” nuevo y asociar esta librería al “path”. En la figura 3-1 se ve cómo hacerlo.

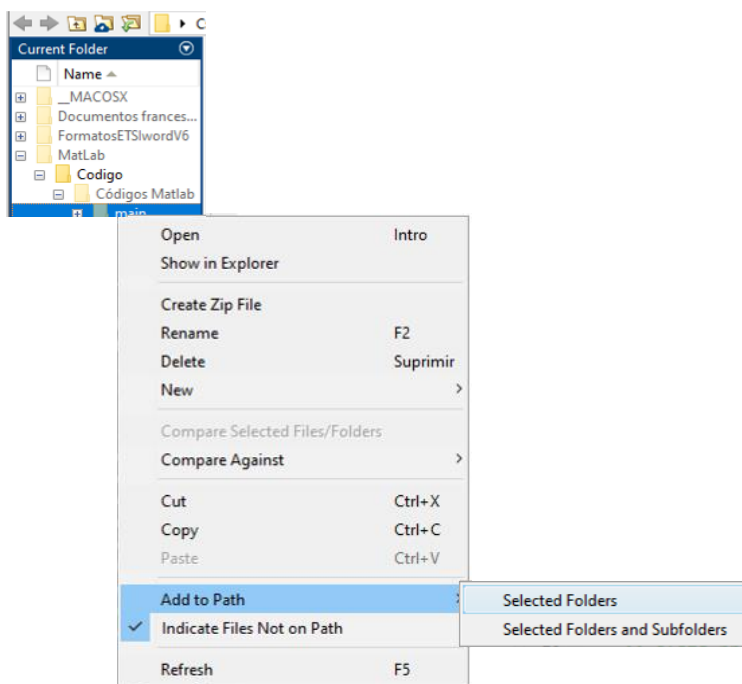


Figura 3-1. Añadir la librería CoolProp a MatLab y seleccionarla.

Para hacer la llamada a la función dentro del código, el procedimiento es simple. Véase un ejemplo:

```
T = 32 + 273.15; % T en Kelvin
P = 7.5e6; % Presión en Pascal (7500000 Pa = 7.5 MPa)

h = CoolProp.PropsSI('H','T', T,'P', P,'CO2'); % CO2, justo por encima del
punto critico
h= 3.6221e+05
```

La primera letra indica la propiedad que queremos estimar (en este caso la entalpia), la segunda y la tercera indican las propiedades de las cuales ya disponemos y que podemos usar para calcular la

primera (en este caso, temperatura y presión). La última variable “string” indica el fluido que se quiere considerar, en este caso CO<sub>2</sub>.

CoolProp es un programa de libre distribución y toda la información necesaria se encuentra en el enlace dado en la bibliografía [23].

### 3.3 Análisis del ciclo “Simple Recuperated”

El primer ciclo de sCO<sub>2</sub> que se va a modelar en este trabajo es el conocido como “Simple Recuperated”. Este ciclo se usará para comparar los primeros desarrollos en ciclos de sCO<sub>2</sub> con los desarrollos más avanzados y prometedores como es el ciclo de “Recompression”. Como su propio nombre indica, es un ciclo simple Brayton que consta de una turbina, un compresor, un calentador, un enfriador y un recuperador. En el proceso de modelado en MatLab, como se verá más adelante, ni la turbina ni el compresor son isentrópicos lo que supondrá pérdidas con respecto al ciclo ideal. También se incluirán pérdidas de presión, haciendo la simulación lo más real posible.

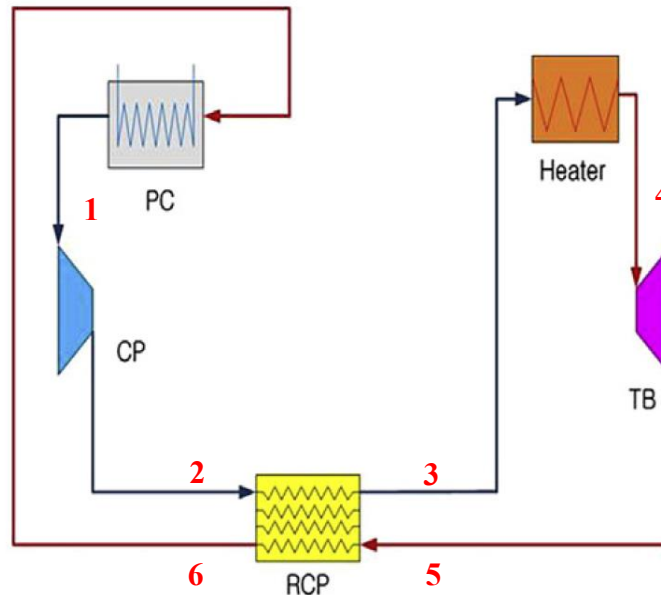


Figura 3-2. Ciclo “Simple Recuperated” de sCO<sub>2</sub> [2].

Este ciclo introduce una mejora con respecto al ciclo Brayton simple no regenerativo, el recuperador. El recuperador no es más que un intercambiador de calor que suele ser a contracorriente pues así presenta valores más altos de rendimiento. Su función es mejorar el rendimiento general del ciclo, reduciendo la energía térmica cedida al ambiente y aportada desde la fuente de energía. Esto lo hace precalentando el fluido “frio” antes del “heater” mediante el contacto indirecto con la corriente de fluido “caliente” extraída de la turbina.



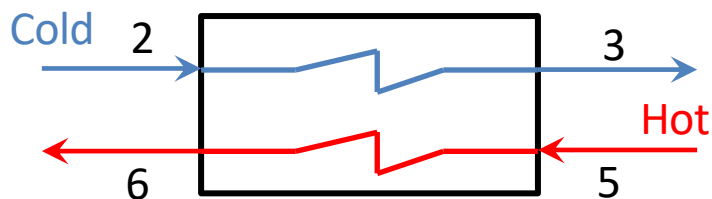


Figura 3-3. Recuperador del ciclo "Simple Recuperated" de  $s\text{CO}_2$ .

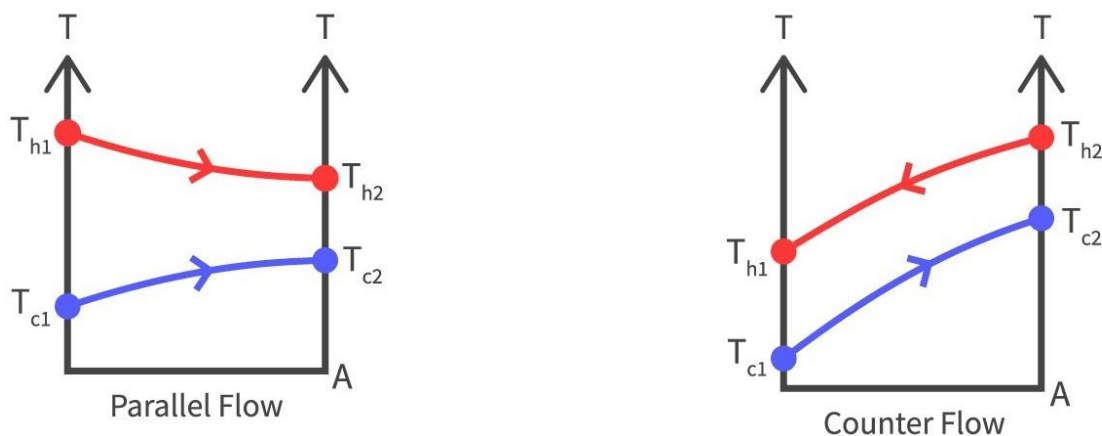


Figura 3-4. Recuperador contracorriente y flujo paralelo, evolución de las temperaturas.

En los recuperadores la transferencia de calor sucede gracias a dos fluidos a distinta temperatura que intercambiaran calor intentando alcanzar el equilibrio térmico entre ambos. La transferencia de calor es proporcional al gradiente de temperaturas y a la superficie de intercambio, fundamentalmente. En la figura 3-4 podemos ver los gradientes de temperaturas en el caso de un intercambiador paralelo y uno a contracorriente. En el contracorriente el gradiente es aproximadamente constante lo que implica una transferencia de calor constante en cada punto a lo largo del equipo. Mientras que en el paralelo el gradiente inicial es muy alto, pero va disminuyendo. Sin embargo, la transferencia de calor global, esta es mayor en el intercambiador a contracorriente y por eso es generalmente preferido ante el paralelo.

Para definir el compresor se debe usar la ecuación de su rendimiento ya que este no es isentrópico, de serlo no estaríamos teniendo en cuenta las irreversibilidades internas del mismo. La ecuación es la siguiente:

$$\eta_{comp} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (i)$$

Donde  $h_{2s}$  es la entalpía del hipotético punto 2 si el compresor fuese isentrópico. Este  $h_{2s}$  se obtiene a partir de  $s_{2s}$  que es igual que la entropía del punto 1. Con la ecuación (i) podemos hallar la entalpía real del punto 2 ya que conocemos el rendimiento del compresor. A partir de esta entalpía la obtención de  $T_2$  y de  $s_2$  es trivial con CoolProp.

En el caso de la turbina, la ecuación que gobierna el rendimiento de la maquina es la siguiente:

$$\eta_{turb} = \frac{(h_4 - h_5)}{(h_4 - h_{5s})} \quad (\text{ii})$$

El procedimiento es análogo al del compresor, llegando a obtener  $h_5$  y por consiguiente  $T_5$  y  $s_5$ .

La corriente “fría” que pasa por el recuperador está compuesta por los puntos “2” a la entrada y “3” a la salida mientras que la corriente de fluido “caliente” está compuesta por “5” a la entrada y “6” a la salida. Si consideramos el recuperador como un sistema para estudio, con las condiciones de contorno obtenidas [2], conocemos:

$P_2, T_2, h_2, s_2$  (salida compresor)

$$\varepsilon = 0,95$$

$\dot{m}$

$P_5, P_6, P_3$

Al definir con anterioridad los puntos de entrada y salida de la turbina, “4” y “5” respectivamente, podemos realizar los siguientes cálculos en el recuperador.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\min(\dot{Q}_{max,H}, \dot{Q}_{max,C})} \quad (1)$$

Siendo  $\varepsilon$ , la eficiencia del recuperador,  $\dot{Q}_{rec}$  la potencia intercambiada y  $\dot{Q}_{max}$  la potencia térmica máxima intercambiable.

De cada corriente tendremos una capacidad calorífica:

$$C = m \cdot c_p \quad (W/K)$$

La mínima sirve para obtener el calor máximo recuperable mientras que con ambas se puede calcular el calor realmente transferido en el recuperador.

$C_{min}$

$C_{max}$

$$\dot{Q}_{rec} = C_{min} \cdot \Delta T_1 = C_{max} \cdot \Delta T_2$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot \Delta T_{max}$$

Estas entalpías máximas se obtienen mediante la librería de propiedades de fluidos CoolProp entrando con los valores de temperatura y presión de los que dependen. También, de realizar el cálculo a mano, se podrían utilizar las tablas termodinámicas del CO<sub>2</sub>. A efectos prácticos es lo mismo. Con estas entalpías podemos hallar las  $\dot{Q}_{max,H}$  y  $\dot{Q}_{max,C}$ . La que sea menor de ambas, se usara para los cálculos siguientes como  $\dot{Q}_{max}$ .

Al despejar de (1):

$$\dot{Q}_{rec,C} = \dot{m}(h_3 - h_2) = \varepsilon \dot{Q}_{max}$$

$$\dot{Q}_{rec,H} = \dot{m}(h_5 - h_6) = \varepsilon \dot{Q}_{max}$$

$$h_3 = h_2 + \frac{\varepsilon \dot{Q}_{max}}{\dot{m}}$$

$$h_6 = h_5 - \frac{\varepsilon \dot{Q}_{max}}{\dot{m}}$$

Habiendo obtenido entonces  $h_3$  y  $h_6$ , se pueden saber  $T_3$ ,  $T_6$ ,  $s_3$ ,  $s_6$  simplemente entrando a la librería de CoolProp con la entalpia calculada y con la presión como dato por las condiciones de contorno del sistema. Todos estos cálculos se han llevado a cabo con un bucle iterativo como ya se mencionó anteriormente. Para implementar un bucle iterativo de estas características lo primero es inicializar las presiones y temperaturas conocidas de antemano. Después calcular las propiedades de los puntos a la entrada y salida del compresor. Es ahora cuando se debe suponer una temperatura, en este caso particular del “Simple Recuperated” se supone  $T_5$ .

**Ejemplo;** Calcular caudal másico necesario para una planta que usa un ciclo “Simple Recuperated” de sCO<sub>2</sub>. Sabiendo que la potencia producida son 75 MW.

El resultado es 736,28 kg/s. Se obtiene directamente dando los 75 MW como dato en el bucle, y dejando el caudal másico como variable desconocida. En cada iteración se calculará un valor de potencia, este se compara con el valor objetivo (75 MW) y dependiendo de lo alejado que esté del mismo, se va modificando el valor del caudal másico hasta que después de muchas iteraciones, se llega a un valor de caudal que hace que la potencia calculada y la objetivo sean iguales con un error impuesto por el mismo usuario.

En definitiva, el ciclo Simple regenerativo supercrítico o “Simple Recuperated” es un ciclo Brayton adaptado a la región supercrítica en la que estará el fluido de trabajo. Está dirigido a superar (en la medida de lo posible) las limitaciones inherentes que presenta un ciclo clásico de Brayton, como el alto trabajo de compresión y las grandes áreas de transferencia de calor debido a un alto volumen específico. Aprovechando las propiedades del dióxido de carbono en la región supercrítica, no solo se reduce drásticamente el trabajo de compresión, sino que el sistema resultante también es mucho más compacto y menos sensible a las caídas de presión. La reducción del trabajo del compresor produce una temperatura de salida del compresor más baja que, en combinación con la baja relación de presión y la naturaleza regenerativa del ciclo permite eficiencias térmicas sustancialmente más altas. Este proceso es, sin embargo, más complejo que en un ciclo estándar Brayton, debido a las grandes variaciones de las propiedades del CO<sub>2</sub> cerca del punto crítico, y también tiene implicaciones tecnológicas diferentes en el diseño de turbomáquinas e intercambiadores de calor [24]. De hecho, el diseño aerodinámico del compresor está entre el de una máquina hidráulica y una térmica y también

es probable que se produzca un punto interno de “pinch point” en el recuperador de baja temperatura o en el condensador. Esta última circunstancia es debido a la fuerte influencia de la temperatura y la presión sobre el calor específico que genera diferencias notables en la capacidad calorífica en ambos lados del intercambiador. La principal diferencia de este ciclo con los también analizados en este trabajo es que no tendremos recompresión, por lo que usaremos solo un compresor.

### 3.4 Estudio detallado de los intercambiadores de calor

Dado el riesgo de pinch-point interno en el recuperador de baja temperatura, se propone ahora un estudio detallado de este intercambiador. Para ello se subdivide este equipo en un número de sub-intercambiadores elementales [10].

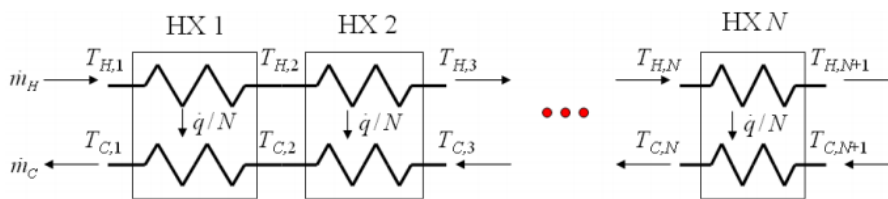


Figura 3-5. División de un intercambiador en sub-intercambiadores según método de Nellis & Klein.

Esta metodología es usada para la detección del punto de pinch. Este punto es la diferencia mínima de temperaturas entre las curvas de corriente caliente y fría. El método permite igualmente trabajar con propiedades constantes en cada sub-intercambiador, hipótesis que no es posible para el intercambiador en su conjunto dada la variabilidad de propiedades del fluido de trabajo a través de este equipo. En este trabajo se utiliza para comprobar que el pinch point correspondiente a la efectividad propuesta por el recuperador (95%), siempre sea mayor o igual a 5°C. En el caso que así no fuera, se bajará la efectividad del recuperador hasta satisfacer esta condición. Este número se selecciona con un proceso de optimización técnico-económico con el cual se determina para que valores de pinch el intercambiador se estaría sobredimensionando o infra dimensionando. Este método es la base del diseño de intercambiadores en plantas de procesos.

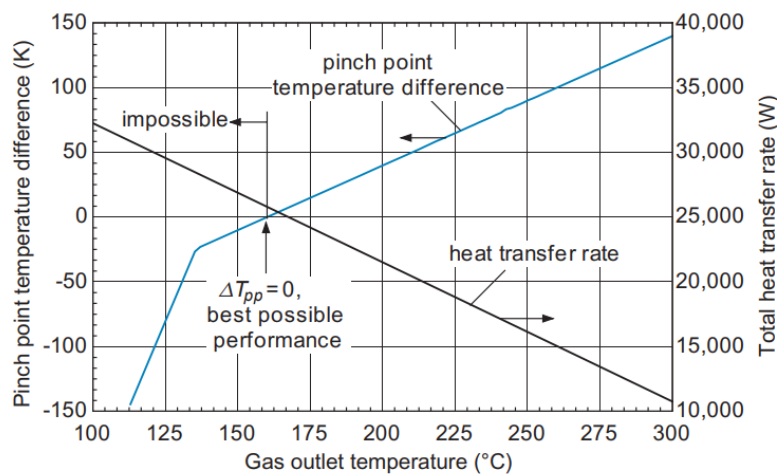


Figura 3-6. Diferencia de temperatura del pinch y intercambio de calor [10].

Sabiendo que el método se basa en dividir el recuperador en N sub-intercambiadores, de manera tal que las propiedades termodinámicas del CO<sub>2</sub> se puedan considerar constantes y poder calcular la diferencia de temperatura del lado caliente y del lado frío de manera sencilla. Se supone que el intercambio de calor es uniforme a lo largo de todo el recuperador (mismo calor intercambiado en cada división). Los pasos a seguir son los siguientes:

- Asumir una temperatura de salida en uno de los dos lados, usando esta temperatura calcular el intercambio de calor total del equipo.
- Dividir el intercambiador en sub-intercambiadores asignando un intercambio de calor igual en cada tramo.
- Resolver balances de energía para determinar las temperaturas de las corrientes que entran y salen de cada sub-intercambiador [10].
- Calcular el pinch de cada sub-intercambiador.
- Haciendo el paso anterior con un bucle iterativo habremos hallado el pinch de nuestro intercambiador.

Este tipo de procedimientos solo es viable cuando se usa un software de cálculo ya que para mayor precisión es necesario dividir el intercambiador en muchos sub-intercambiadores lo cual es inviable a mano, pero resulta trivial con un simple bucle iterativo en MatLab.

Si consideramos de nuevo el siguiente recuperador:

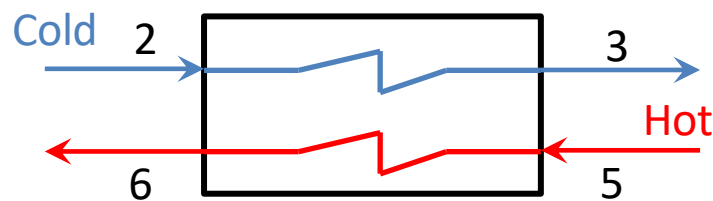


Figura 3-3. Recuperador del ciclo "Simple Recuperated" de sCO<sub>2</sub>.

El cual se divide en "N" sub-recuperadores como veíamos en la figura 3-6 se puede ejemplificar la metodología teniendo en cuenta los siguientes datos conocidos y/o supuestos:

- Conocidos "P", "T", "h" y "s" de las dos corrientes, salida y entrada.
- Gastos másicos ( $\dot{m}$ ) conocidos.
- Conocido  $\dot{m}$  y h, el calor intercambiado se puede calcular.
- Se supone un número de sub-HX (por ejemplo 40).

$$\dot{Q}_{HX1} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{N}$$

$\dot{Q}_{HX1}$  es el calor intercambiado en cada sub-recuperador o sub-HX que se calcula dividiendo el calor intercambiado por el recuperador inicial  $\dot{Q}_{rec}$  y N.

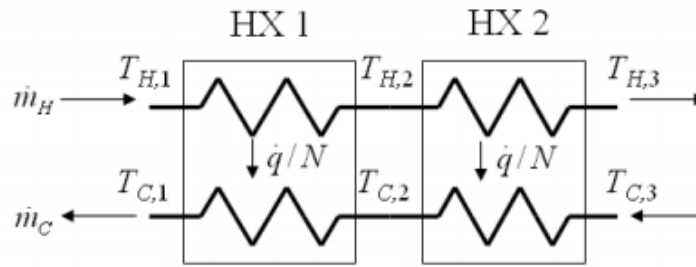


Figura 3-5 bis. División de un intercambiador en sub-intercambiadores según método de Nellis & Klein.

Atendiendo a cada corriente en su paso por HX 1 en la figura 3-6 bis, llegamos a los siguientes balances de energía, donde  $\dot{Q}_{HX1}$  ha sido calculado previamente,  $\dot{m}$  es dato y las entalpías de las cuales solo  $h_{H,1}$  y  $h_{C,1}$  son conocidas ya que estos puntos coinciden con los puntos de uno de los extremos del intercambiador general que se está estudiando.

$$\dot{Q}_{HX1} = \dot{m} (h_{H,2} - h_{H,1})$$

$$\dot{Q}_{HX1} = \dot{m}(h_{C,2} - h_{C,1})$$

Por tanto, despejando se obtienen las entalpías de entrada del lado caliente y de salida del lado frío,  $h_{C,2}$  y  $h_{H,2}$  respectivamente.

De forma directa se pueden obtener ahora las temperaturas de dichos puntos con la librería de propiedades de fluidos CoolProp [23].

$$T_{H,2}(h_{H,2}, P_{H,2})$$

$$T_{C,2}(h_{C,2}, P_{C,2})$$

Conocidas estas temperaturas, se obtiene la diferencia de temperatura al final de este primer sub-recuperador. Nótese que la diferencia de temperatura al final de este sub-recuperador no será la misma que al principio o a cualquier punto entre medias. Si el número de sub-intercambiadores en que se divide el sistema es muy pequeño, el método pierde rigurosidad y exactitud. Es necesario hacer el mayor número de sub-divisiones posibles para que en cierto modo se estén calculando intercambiadores infinitesimales.

$$\Delta T_{HX1} = T_{H,2} - T_{C,2}$$

Este procedimiento se repite tantas veces como sub-recuperadores haya (N). Así, podemos verificar que el pinch point no es inferior a un cierto valor en este trabajo fijado en 5°C.

$$\min (\Delta T_{HX1\dots N}) \geq 5^{\circ}\text{C}$$

### 3.5 Análisis ciclo con recompresión

La configuración más eficiente de ciclo de  $s\text{CO}_2$  según muchos trabajos anteriores es el de recompresión, así lo manifiestan Feher [25] y Angelino [11] en sus trabajos y más tarde Dostal [1] et al para aplicación en reactores de siguiente generación.

Una característica muy importante de los ciclos Brayton de  $s\text{CO}_2$  es que en los recuperadores el calor específico del flujo del lado frío es de dos a tres veces más alto que el del flujo del lado caliente, debido a su cercanía al punto crítico. Es especialmente importante para el diseño del ciclo de  $s\text{CO}_2$  y también explica por qué el diseño de recompresión puede tener una alta eficiencia como se muestra en las siguientes figuras. En otras palabras, el flujo de  $\text{CO}_2$  se divide para compensar la diferencia de calor específico en el recuperador de baja temperatura, mejorando de esta manera la eficiencia del proceso de intercambio de calor. Por lo tanto, el calor cedido al ambiente disminuye y la eficiencia térmica mejora [2].

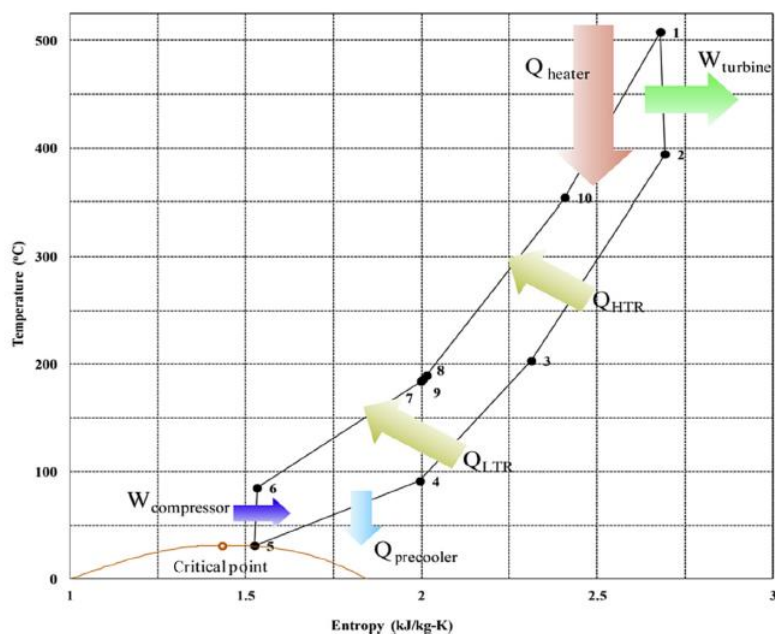


Figura 3-7. Diagrama T-s del ciclo de recompresión de  $s\text{CO}_2$  [2].

Angelino [11] compara y sugiere muchas configuraciones distintas para ciclos de  $s\text{CO}_2$ . En su trabajo se centra en ciclos de condensación, aunque también sugiere configuraciones como la de recompresión, “Partial cooling” y precompresión que hoy en día se siguen investigando en el campo del  $s\text{CO}_2$ . Angelino muestra que la eficiencia del ciclo de recompresión con una temperatura de entrada a turbina de 650°C puede competir con el ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio. Explica que para rangos de 450-550°C los beneficios son la simpleza del ciclo y el volumen específico de la instalación. Sin embargo, para rangos de temperaturas más altos 650-800°C, el beneficio no solo radica en lo anterior si no también en una alta eficiencia.

El ciclo de recompresión es el segundo ciclo de  $s\text{CO}_2$  que será objeto de estudio en este trabajo. Con el “layout” seleccionado y las condiciones de contorno que ya se han expuesto anteriormente, se redactará e implementará un código de MatLab que simule el ciclo en su totalidad. Con esto, se obtendrán resultados importantes para poder comparar esta configuración con la “Simple Recuperated” y también con un ciclo Rankine de vapor. Para la validación de la simulación se usará el rendimiento del ciclo entre otros parámetros.

A diferencia del ciclo “Simple Recuperated”, este ciclo como su nombre bien indica, tiene dos compresores. A uno de ellos, el de la izquierda según la figura 3-8, se lo puede llamar el principal, a partir de ahora compresor 1. Es el principal ya que es el que tiene el “cooler” aguas arriba y además el caudal másico que maneja es mayor al del otro compresor. Esto da pie a la siguiente gran diferencia con el ciclo simple. Como ya se ha explicado, el flujo se divide (split flow) para compensar la diferencia de calor específico en el recuperador de baja temperatura y para maximizar la recuperación de calor. El parámetro característico de “Split Flow” será a partir de ahora  $\lambda$ . De modo que por el compresor 1 circula un caudal másico de  $\dot{m} \cdot (1 - \lambda)$  mientras que por el compresor 2 circulará un caudal de  $\dot{m} \cdot \lambda$ .

También, este ciclo se caracteriza por el uso de dos recuperadores, uno de alta “HTR: High Temperature Recuperator” y uno de baja “LTR: Low Temperature Recuperator”. Finalmente, un “heater” aguas arriba de la turbina. Como se verá, la configuración de recompresión ofrece una de las mejores eficiencias en cuanto a ciclos de  $sCO_2$ . Sin embargo, requiere un tamaño de recuperadores mayor [2].

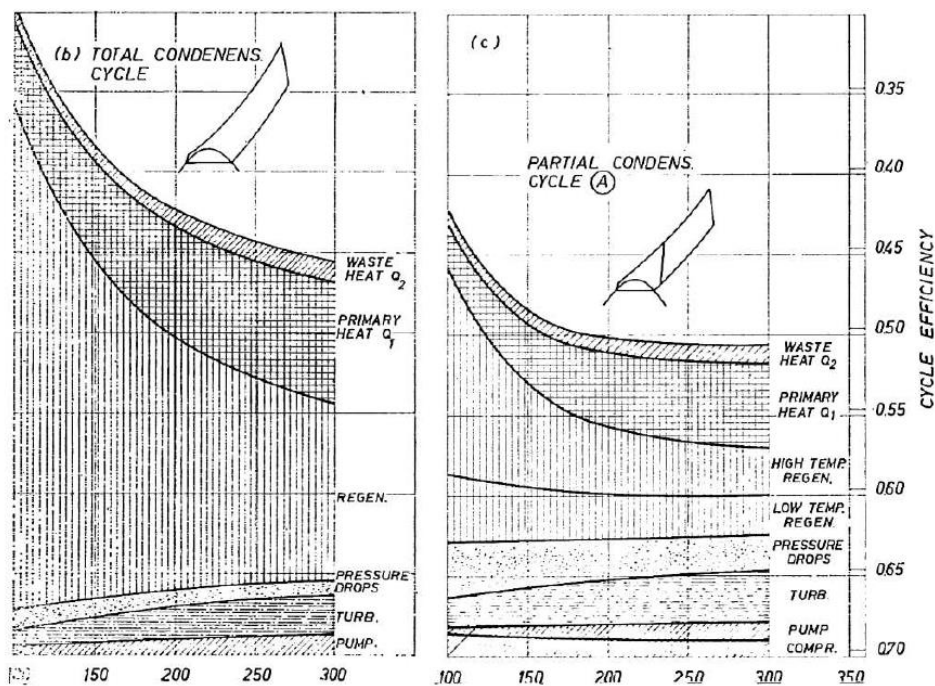


Figura 3-8. Análisis de pérdidas para ciclos de  $CO_2$  con condensación [11].

El ciclo de recompresión consigue reducir significativamente las pérdidas exergéticas del ciclo (con respecto al simple regenerativo), en particular en el recuperador. Los ciclos de la figura 3-10 son con condensación porque Angelino en su trabajo [11] consideraba una temperatura mínima subcrítica, usando una bomba en vez de un compresor. Pasando al ciclo completamente supercrítico [2] [1] el efecto no cambia.



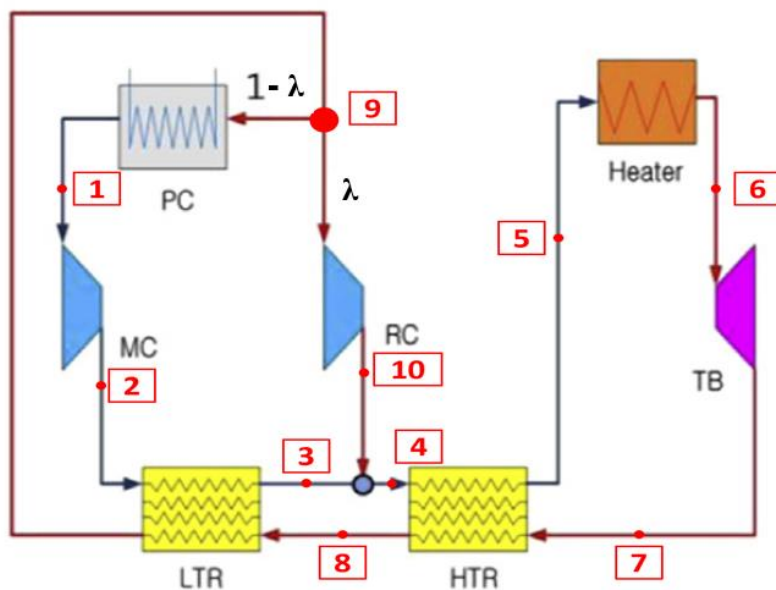


Figura 3-9. Ciclo de  $s\text{CO}_2$  con recompresión (numeración utilizada) [2].

En la figura 3-11 se puede ver el “layout” del ciclo de recompresión que se modela en este trabajo. La numeración se ha escogido de forma que resulte fácil la visualización del ciclo. La simulación en el software MatLab es análoga a la ya explicada para el ciclo “Simple Recuperated” que se usa como referencia y de manera pedagógica para llegar a entender con facilidad las herramientas y métodos usados en el ciclo que ahora se trata. La principal diferencia en términos de simulación es la obligatoriedad de realizar bucles iterativos en el código para poder resolver ambos recuperadores. Antes de crear los bucles, se inicializan las variables pertinentes como son las presiones, a las que se les añade una pérdida de carga dependiendo del punto y donde este esté situado ya que distintos equipos tendrán distintas pérdidas de carga. Se modela a continuación la turbina de manera análoga al “Simple Recuperated” siguiendo la siguiente ecuación de rendimiento:

$$\eta_{turb} = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_{7s} - h_6)}$$

El compresor 1 mediante:

$$\eta_{comp,1} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

Se realizan dos bucles iterativos, uno dentro del otro. El bucle interior es para hallar la temperatura del punto 8  $T_8$  la cual desconocemos a priori. Esta temperatura es la de la corriente caliente que circula entre el recuperador de alta temperatura HTR y el de baja LTR. Se impone una tolerancia de 0.001 lo cual ofrece una mayor precisión sin añadir mucho coste computacional. Se inicializa el factor de sub-relajación en 0.5 y el error en 100. La fórmula de actualización de la variable a obtener ( $T_8$ ) es la siguiente:

$$T_8 = \frac{T_8}{(1 - g_{T8} \cdot k_{T8})}$$

En MatLab se implementa de la siguiente forma:

```
err_T8=100;
k_T8=0;
tol_T8=0.001;
g_T8=0.5;

while err_T8>tol_T8

    T(8) = T(8)/(1 - g_T8*k_T8);
```

Dentro de este bucle interior se realizan los cálculos en primer lugar del recuperador de baja temperatura LTR. La forma de hacer los cálculos y las ecuaciones que gobiernan al recuperador están explicadas en el apartado 3.4. ya que son análogas al del ciclo simple. No obstante, hay una importante consideración a tener en cuenta y esta es el “split flow” que hace que no el mismo caudal circule por la corriente fría y caliente del recuperador. De hecho, la corriente caliente de este recuperador de baja trabaja con el caudal al completo mientras que la corriente fría lo hace con el caudal por el factor  $(1 - \lambda)$ . Esto es importante a la hora de calcular los intercambios de calor en forma de potencias caloríficas. Los puntos de este recuperador son el 3, 8, 2 y 9. Dentro del bloque de código de este recuperador se calcula  $h_8$  con la librería CoolProp dándole una  $T_8$  que se ha inicializado fuera del bucle y la  $P_8$  que es conocida.

El procedimiento sigue con la implementación de las ecuaciones del mixer/splitter. El mixer/splitter no es más que la unión de dos corrientes o la separación de una de ellas. En este caso particular tenemos una separación (punto 9, Split flow) y una unión de la corriente 10 y la 3 para dar la 4. Las ecuaciones que se deben incorporar al código no son más que simple balances de energía eligiendo un volumen de control que contenga únicamente las tres ramificaciones. El balance en el mixer 10, 3, 4 es el siguiente:

$$h_4 = (1 - \lambda) \cdot h_3 + \lambda \cdot h_{10}$$

Se continúa con el recuperador de alta temperatura HTR en el cual se incluyen las ecuaciones ya conocidas y se recalcula una nueva  $h_8$ . Con esta nueva  $h_8$  llamando a la librería CoolProp y dando además la presión 8, podemos recalculamos una nueva  $T_8$ , que en el código tendrá el nombre de  $T_{8\_new}$ .

Para finalizar el bucle, se compara esta nueva  $T_8$  con la obtenida al principio del bucle de la siguiente forma:

$$k_{T8} = \frac{T_{8,New}}{T_8} - 1$$

Y se calcula el error:

$$Err_{T8} = 100 \cdot |k_{T8}|$$

Escrito en MatLab de la siguiente forma:

```
k_T8 = T8_new/T(8) -1;
err_T8=100*abs(k_T8);
end % Fin del bucle interior
```

Con esto habría finalizado el bucle interior. Dentro del bucle exterior, se incluye también la definición del compresor 2:

$$\eta_{comp,2} = \frac{(h_{10s} - h_9)}{(h_{10} - h_9)}$$

Al igual que se ha hecho al final del bucle interior, se actualiza ahora la variable objeto de estudio que en este caso es  $T_{10}$  creando una  $T_{10\_new}$ . En la variable  $k_{T10}$  se almacena la comparación de la  $T_{10}$  nueva con la de la anterior iteración. Se calcula el error y se actualiza el valor de  $T_{10}$  para entrar de nuevo al bucle si la condición del bloque “while” se satisface.

$$k_{T10} = \frac{T_{10,New}}{T_{10}} - 1$$

$$Err_{T10} = 100 \cdot |k_{T10}|$$

$$T_{10,actualizado} = \frac{T_{10}}{(1 - g_{T10} \cdot k_{T10})}$$

Una vez fuera del bucle anidado, se procede a calcular ciertos resultados de interés. Como son la potencia eléctrica demandada por los compresores, la potencia generada por la turbina, el calor aportado por el “Heater”, el calor sustraído por el “Cooler” y la eficiencia del ciclo.

- Potencia demandada por los compresores. La potencia necesaria de estos compresores no es más que el caudal másico que mueven multiplicado por la diferencia de entalpías salida-entrada o el trabajo por el caudal másico.

- Compresor 1.

$$W_{C,1} = (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{C,1} = \dot{m} \cdot (1 - \lambda) \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot (1 - \lambda) \cdot W_{C,1}$$

- Compresor 2.

$$W_{C,2} = (h_{10} - h_9)$$

$$\dot{W}_{C,2} = \dot{m} \cdot (h_{10} - h_9) = \dot{m} \cdot W_{C,2}$$

$$W_C = W_{C,1} + W_{C,2}$$

$$\dot{W}_C = \dot{W}_{C,1} + \dot{W}_{C,2}$$

- Trabajo y potencia generada por la turbina.

$$W_T = (h_6 - h_7)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot W_T$$

- Calor cedido por el “Heater” y absorbido por el “Cooler”.

$$Q_H = (h_6 - h_5)$$

$$Q_C = (1 - \lambda) \cdot (h_9 - h_1)$$

- Potencia calorífica de “Heater” y “Cooler”.

$$\dot{Q}_H = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5) = \dot{m} \cdot Q_H$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m} \cdot (1 - \lambda) \cdot (h_9 - h_1) = \dot{m} \cdot Q_C$$

- Potencia neta y eficiencia del ciclo.

$$P_{neta} = \dot{W}_T - \dot{W}_C$$

$$\eta_{cycle} = \frac{P_{neta}}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{m} \cdot (h_6 - h_5)}$$

Habiendo implementado todos estos conceptos teóricos en forma de código de MatLab como se puede consultar en los anexos, los resultados están disponibles para comparar con otros ciclos y para elaborar distintas gráficas de interés.

### 3.6 Análisis ciclo Rankine

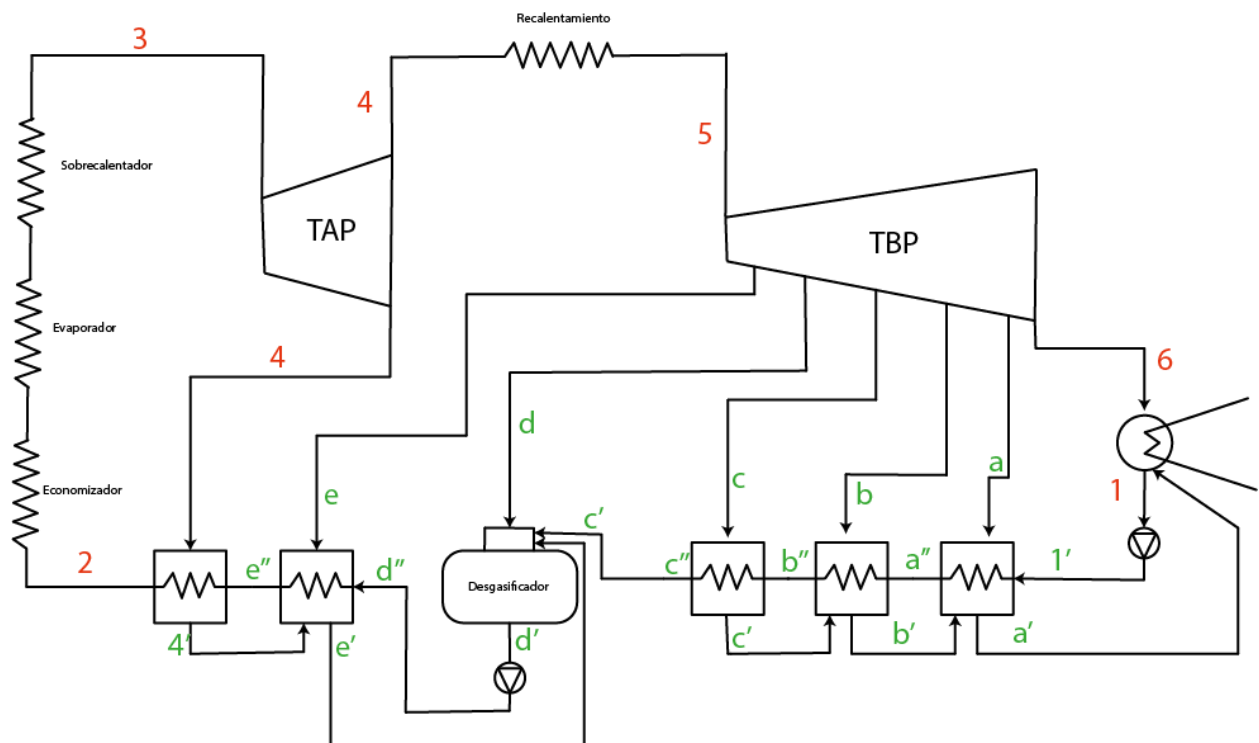


Figura 3-10. Esquema del ciclo Rankine de vapor diseñado.

Los resultados de la simulación de este ciclo se compararán con el ciclo de  $s\text{CO}_2$  de recompresión. Para que la comparación sea lo más justa y veraz posible el ciclo de Rankine que se simula tiene las siguientes condiciones. Una potencia de 600 MW igual a la del ciclo de  $s\text{CO}_2$ . Una temperatura mínima de 32 °C y una temperatura máxima de 500 °C, iguales a la del ciclo de  $s\text{CO}_2$ . Una pérdidas de carga del 20% en el generador de vapor y un 10% en el recalentador.

Al ser un ciclo de potencia relativamente alta (600MW), se opta por la configuración que se ve en la figura del ciclo. La experiencia enseña que una cantidad adecuada está entre cuatro y nueve precalentadores para potencias entre 60 y 1000 MWe. Esta consta de seis en total, cinco precalentadores de superficie y uno de mezcla. Tres precalentadores de superficie (precalentadores 1, 2, 3) correspondientes al cuerpo de baja presión y los dos restantes de superficie (precalentadores 5, 6) más el de mezcla (desgasificador) correspondientes a las extracciones de alta. Se consideran dos bombas, una de condensado a la salida del condensador y, otra de alimentación al generador de vapor a la salida del desgasificador. Se desprecian las pérdidas de presión en los precalentadores.

Los rendimientos de la turbina de alta y de baja son 90% y 92% respectivamente. Se imponen la diferencia terminal de temperatura (DTT) y la temperatura de aproximación de drenaje (DCA) en 3 y 5 °C respectivamente.

$$DTT = T_c - T_{sa}$$

$$DCA = T_{sv} - T_{ea}$$

Donde:

$T_c$  la temperatura de saturación a la presión de la extracción,

$T_{sa}$  la temperatura de salida del agua del precalentador,

Tea la temperatura de entrada del agua al precalentador, y  
Tsv la temperatura de salida del drenaje del precalentador.

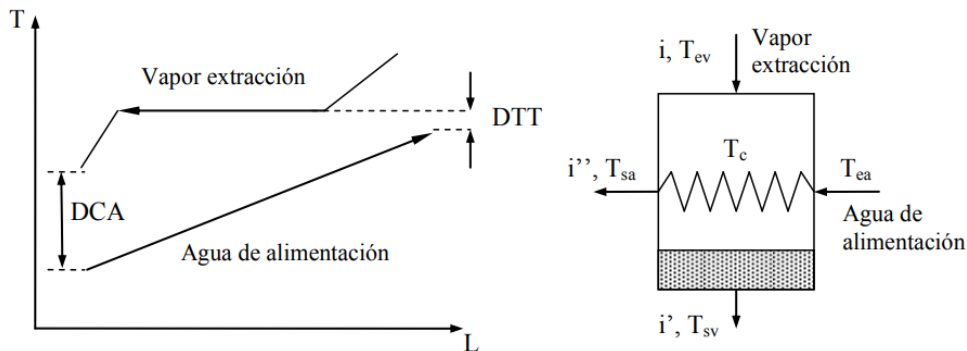


Figura 3-11. Representación gráfica del DTT y el DCA. Temperatura frente a sección de paso.

La presión de condensación está impuesta por la temperatura del punto 1 (32 °C) sabiendo que el fluido es líquido saturado. Las presiones de entrada a turbina son seleccionadas de forma que se cumpla que el porcentaje de humedad en el escape de la turbina de baja presión sea, como máximo, del 15%.

Para proceder a la resolución del ciclo es necesario el diseño de las presiones de extracción. Las presiones de extracción que proporcionan el máximo beneficio son aquellas que producen el mismo salto entálpico del agua de alimentación en los precalentamientos [26].

Para el tren de precalentadores en baja presión se tiene desgasificador y precalentadores 3, 2 y 1 mientras que alta presión se tienen los precalentadores 5 y 6. Todos los precalentadores son de superficie menos el desgasificador que es de mezcla. El salto total de temperatura se calcula con el DTT imponiendo la presión de extracción del punto 4. Este salto total se divide entre el número de precalentadores del tren en este caso seis para obtener el salto individual de temperatura en cada precalentador.

Como ejemplo se explica la obtención de la presión de extracción del punto a:

- La temperatura de entrada del agua de alimentación son 32°C por lo que la temperatura de salida será 32 más el salto de temperatura en el precalentador.
- Por la definición del DTT podemos calcular la presión de a. La temperatura ya calculada de salida del agua de alimentación más el DTT resultan en la temperatura de saturación de la corriente de la extracción por tanto con “CoolProp” obtenemos la presión.

Para calcular la temperatura del drenaje simplemente sumamos el DCA y la temperatura de entrada del agua de alimentación al precalentador.

Para la resolución de las turbinas y la obtención de las temperaturas y entalpías de las extracciones se han considerado que las líneas de expansión de la turbina son rectas.

En el caso de la turbina de baja:

$$\eta_{TB} = \frac{(h_5 - h_6)}{(h_5 - h_{6s})}$$

Para obtener las fracciones de extracción  $\alpha_a, \alpha_b, \alpha_c, \alpha_d$  y  $\alpha_e$  se realizan los balances de energía y

materia pertinentes.

$$\alpha_4 = \frac{h_2 - h_e''}{h_4 - h_4'}$$

$$\alpha_e = \frac{(h_e'' - h_d'') + \alpha_4 \cdot (h_e' - h_4')}{h_e - h_e'}$$

$$\alpha_d = \frac{h_d' - (\alpha_e + \alpha_4) \cdot h_e' - h_c''(1 - \alpha_e - \alpha_4)}{h_d - h_c''}$$

$$\alpha_c = \frac{(h_c'' - h_b'') \cdot (1 - \alpha_e - \alpha_4 - \alpha_d)}{h_c - h_c'}$$

$$\alpha_b = \frac{(h_b'' - h_a'') \cdot (1 - \alpha_e - \alpha_4 - \alpha_d) + \alpha_c \cdot (h_b' - h_c')}{h_b - h_b'}$$

$$\alpha_a = \frac{(h_a'' - h_1'') \cdot (1 - \alpha_e - \alpha_4 - \alpha_d) + (\alpha_c + \alpha_b) \cdot (h_a' - h_b')}{h_a - h_a'}$$

Finalmente, se calculan los trabajos, las potencias y la eficiencia del ciclo de manera análoga a como se ha hecho en los ciclos anteriores.

## 3.7 Análisis de resultados

### 3.7.1 Resultados ciclo simple con recuperación

El ciclo simple con recuperación simulado en MatLab consta de seis puntos. Mediante la metodología explicada anteriormente se han obtenido todos los parámetros que definen cada punto. Siendo los más importantes la temperatura (K), presión (MPa), entropía (kJ/kg·K) y entalpía (kJ/kg). En la siguiente tabla se pueden observar dichas soluciones numéricas:

Simple recuperated				
	Temperatura (K)	Presión (MPa)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg·K)
1	305.1500	7.5000	362.2057	1.5310
2	371.8606	25.0000	401.5611	1.5438
3	560.1591	24.6250	702.2471	2.2134

4	773.1500	24.2556	969.8047	2.6214
5	639.0474	7.6523	828.5919	2.6408
6	376.8646	7.5758	527.9059	2.0350

*Tabla 3-1. Tabla de resultados de los puntos del ciclo "simple recuperated".*

Conociendo todos estos puntos se puede representar gráficamente el ciclo. En las figuras 3-12 y 3-13 se han representado el diagrama T-s y el log P-h respectivamente ya que son las gráficas más comunes para representar estos ciclos. Para crear las gráficas se ha usado el programa "miniREFPROP" que permite introducir una tabla con todos los puntos para posteriormente plasmarlos en un diagrama. Lo que resulta interesante de este programa es que con gran facilidad se puede superponer el ciclo con el diagrama de fases del CO<sub>2</sub> lo que lo hace mucho más fácil de comprender y visualizar.



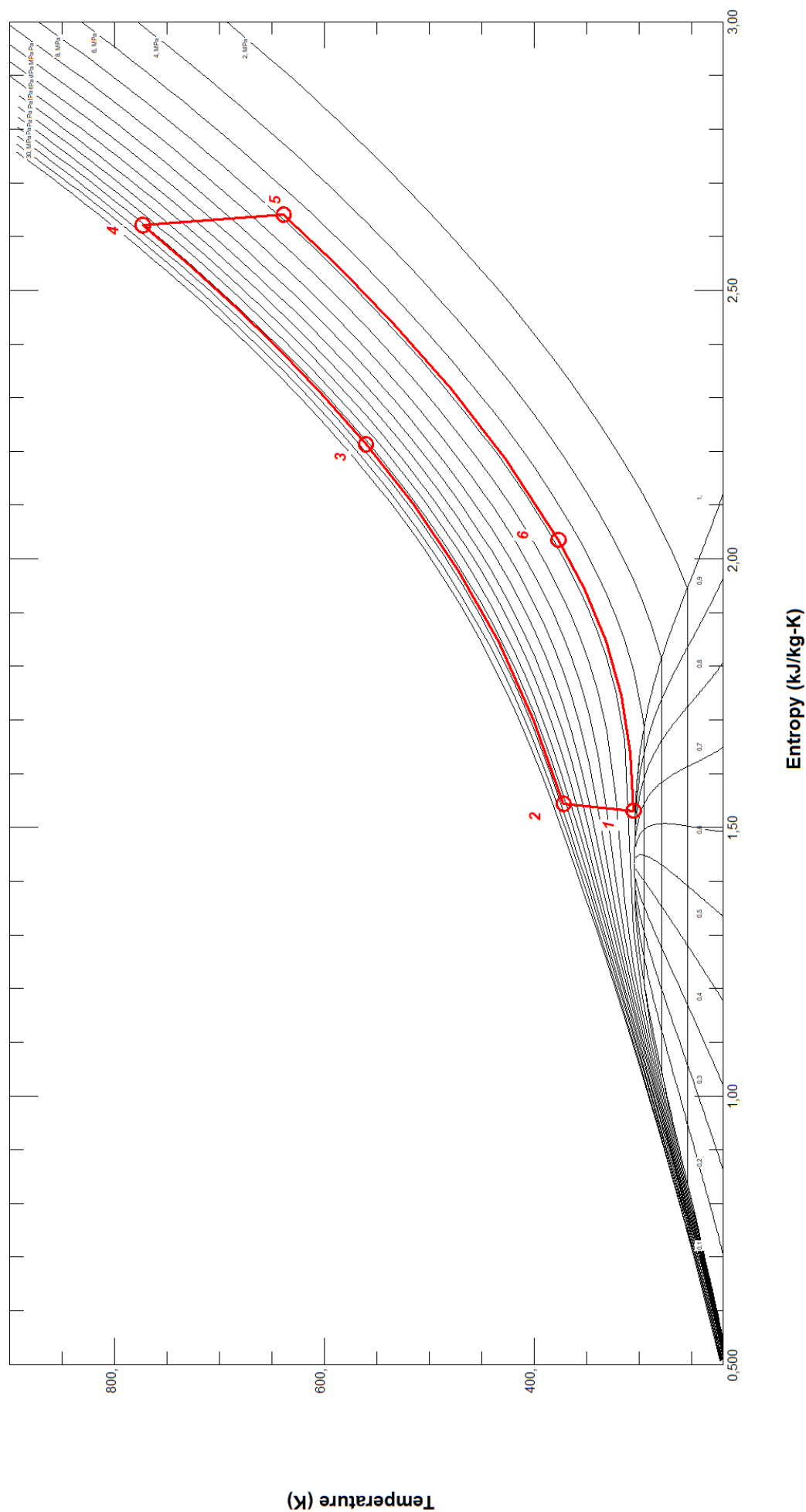


Figura 3-12. Diagrama T-s del ciclo simple con recuperación de sCO<sub>2</sub> simulado.

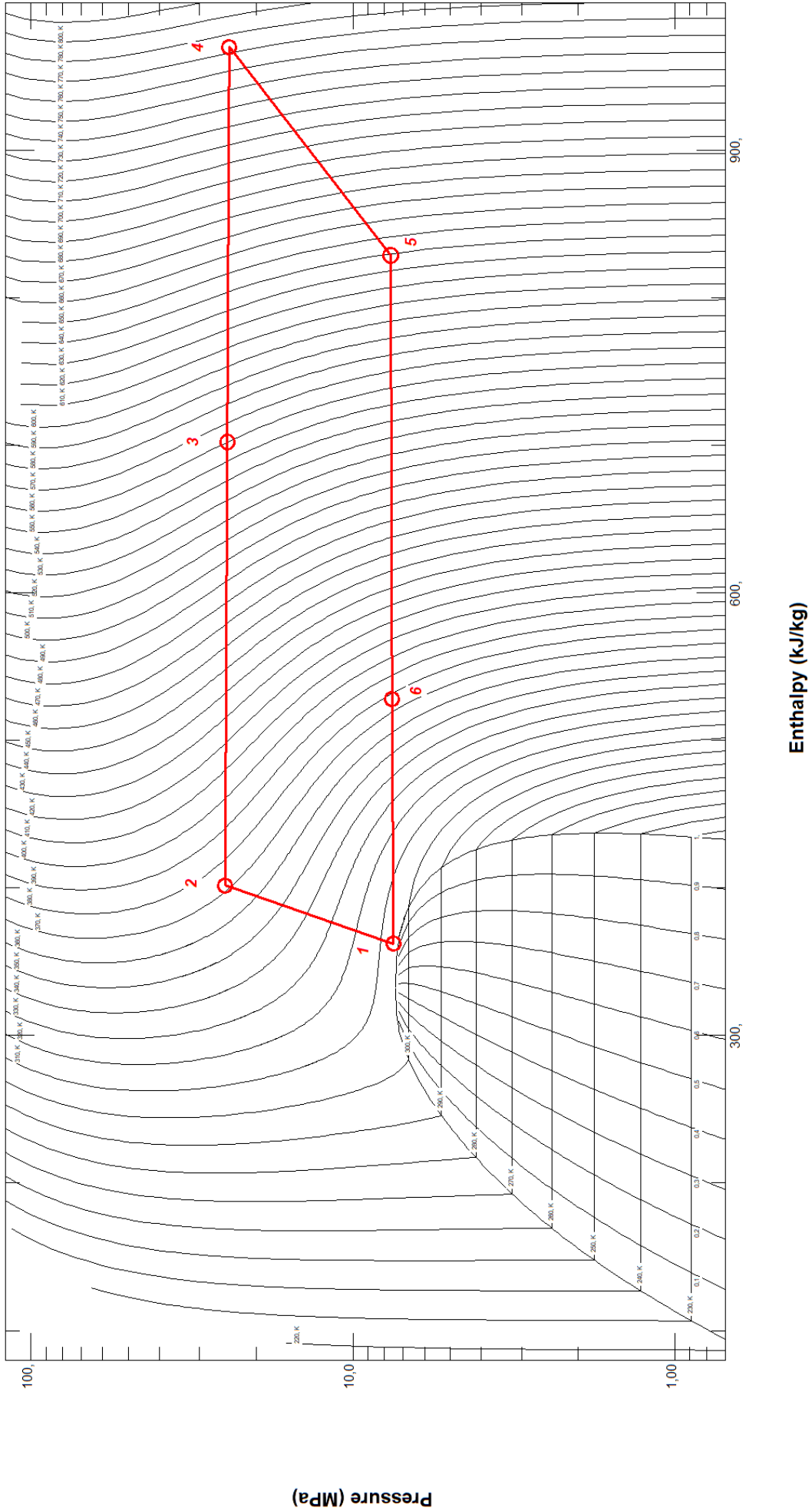


Figura 3-13. Diagrama log P-h del ciclo simple con recuperación de sCO<sub>2</sub> simulado.

Importante destacar que, para una representación más precisa de los diagramas, tanto para el ciclo simple con recuperación como para el ciclo de recompresión que se verá en el apartado 3.6.2., se han calculado puntos intermedios. En los recuperadores se han calculado diez puntos intermedios para cada corriente y también diez puntos intermedios en los “heater” y “cooler”. Con esto conseguimos en el diagrama T-s unir los puntos del ciclo mediante una curva que se ajusta a la isobara correspondiente en cada caso, obteniendo una representación más rigurosa del ciclo.

<b>Resultados ciclo simple con recuperación</b>	
Trabajo Compresor ( $W_C$ )	39,36 kJ/kg
Potencia Compresor ( $\dot{W}_C$ )	231,81 MW
Trabajo Turbina ( $W_T$ )	141,21 kJ/kg
Potencia Turbina ( $\dot{W}_T$ )	831,75 MW
Potencia neta ciclo ( $P$ )	600 MW
Calor “Heater” ( $Q_H$ )	267,56 kJ/kg
Potencia “Heater” ( $\dot{Q}_H$ )	1575,90 MW
Calor “Cooler” ( $Q_C$ )	165,70 kJ/kg
Potencia “Cooler” ( $\dot{Q}_C$ )	975,98 MW
Eficiencia del ciclo ( $\eta_{cycle}$ )	36,85 %
Pinch recuperador	11,99

Tabla 3-2. Tabla de resultados de parametros de interés del ciclo simple con recuperación.

Habiéndose aplicado la discretización del intercambiador en sub-intercambiadores, se obtienen las temperaturas de los “n” puntos intermedios en los que hemos dividido los recuperadores, tanto el de alta temperatura como el de baja. Con estas temperaturas de los puntos intermedios podemos calcular la diferencia de temperatura entre los “n” puntos del caudal caliente y el caudal frío del recuperador. La mínima diferencia de temperatura será el “pinch point” del recuperador. Se debe comprobar que el valor de pinch mínimo en cada recuperador es mayor o igual a cinco. Un valor de pinch en torno a 5 es un valor aceptable y muy estándar. Si el valor fuese mucho más bajo de 5, el recuperador se estaría sobredimensionando, por el contrario, si es mucho mayor se estaría infra dimensionando.

En cuanto al valor de eficiencia, 36,85%, es un valor bajo pero coherente y esperado ya que el ciclo representado es el ciclo de Brayton de sCO<sub>2</sub> más simple.

### 3.7.2 Resultados ciclo con recompresión

El ciclo de recompresión simulado en MatLab consta de diez puntos. Mediante la metodología explicada anteriormente se han obtenido todos los parámetros que definen cada punto. Siendo los más importantes temperatura (K), presión (MPa), entropía (kJ/kg·K) y entalpía (kJ/kg). En la siguiente tabla se pueden observar dichas soluciones numéricas:

<b>Recompresión</b>				
	<b>Temperatura</b> (K)	<b>Presión</b> (MPa)	<b>Entalpía</b> (kJ/kg)	<b>Entropía</b> (kJ/kg·K)
<b>1</b>	305.1500	7.5000	362.2057	1.5310
<b>2</b>	371.8606	25.0000	401.5611	1.5438
<b>3</b>	490.6026	24.6250	608.9525	2.0354
<b>4</b>	493.3034	24.6250	612.7478	2.0431
<b>5</b>	614.7180	24.2556	772.3271	2.3356
<b>6</b>	773.1500	23.8918	970.0904	2.6248
<b>7</b>	641.8128	7.7296	831.6326	2.6437
<b>8</b>	500.7731	7.6523	672.0533	2.3649
<b>9</b>	377.6856	7.5758	528.9584	2.0378
<b>10</b>	499.3630	24.6250	621.1912	2.0601

*Tabla 3-3. Tabla de resultados de los puntos del ciclo de recompresión.*

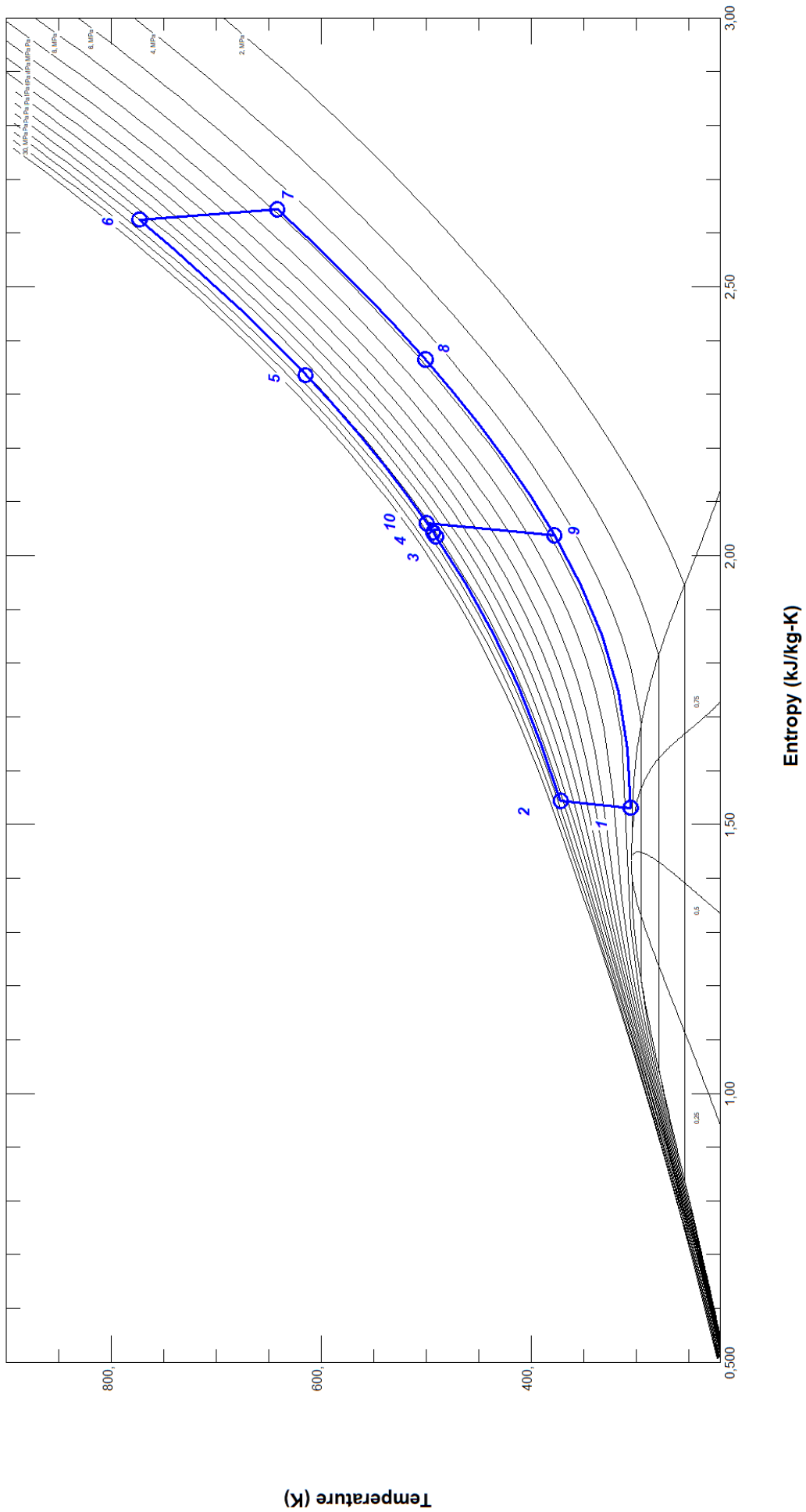


Figura 3-14. Diagrama T-s del ciclo de recompresión simulado.

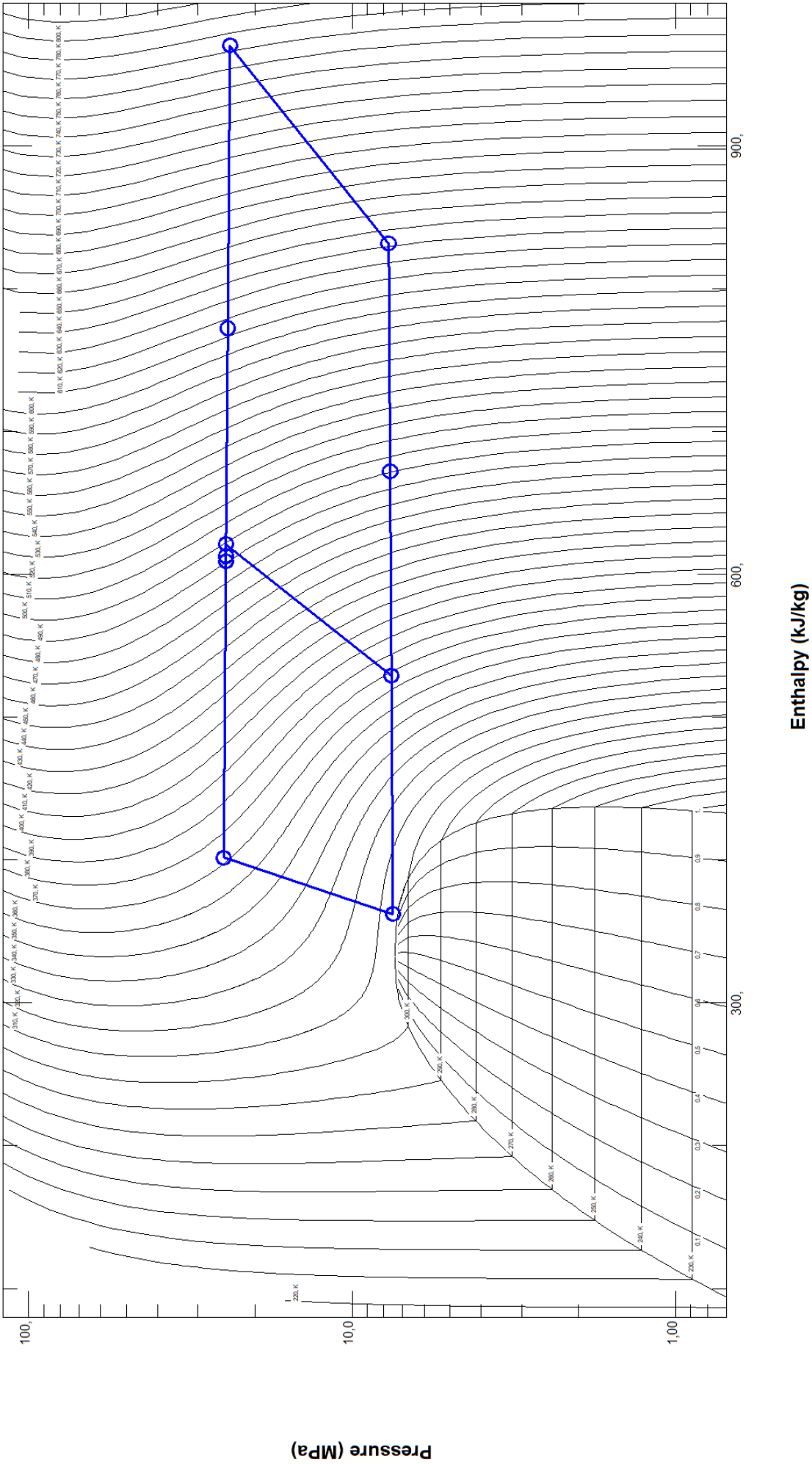


Figura 3-15. Diagrama log P-h del ciclo de recompresión simulado.

Con el conocimiento de las propiedades del CO<sub>2</sub> en cada uno de los puntos del ciclo este queda definido y podemos obtener parámetros de interés como la eficiencia, el trabajo y la potencia de la turbina y los compresores, el calor aportado en el “heater” el calor cedido en el “cooler”, el trabajo específico y el “pinch point” de los intercambiadores (recuperadores).

<b>Resultados ciclo con recompresión</b>	
Trabajo C1 ( $W_{C1}$ )	39,36 kJ/kg
Potencia C1 ( $\dot{W}_{C1}$ )	196,98 MW
Trabajo C2 ( $W_{C2}$ )	92,23 kJ/kg
Potencia C2 ( $\dot{W}_{C2}$ )	207,40 MW
Potencia total compresores ( $\dot{W}_{CT}$ )	404,38 MW
Trabajo Turbina ( $W_T$ )	138,46 kJ/kg
Potencia Turbina ( $\dot{W}_T$ )	1004,3 MW
Potencia neta ciclo ( $P$ )	600 MW
Calor “Heater” ( $Q_H$ )	197,76 kJ/kg
Potencia “Heater” ( $\dot{Q}_H$ )	1434,5 MW
Calor “Cooler” ( $Q_C$ )	166,75 kJ/kg
Potencia “Cooler” ( $\dot{Q}_C$ )	834,61 MW
Eficiencia del ciclo ( $\eta_{cycle}$ )	41,82 %
Pinch recuperador de alta	7,47
Pinch recuperador de baja	5,82

Tabla 3-4. Tabla de resultados de parametros de interés del ciclo de recompresión.

Los puntos de pinch obtenidos para el recuperador de alta temperatura y el de baja temperatura son 7,47 y 5,82 respectivamente. Son valores aceptables de pinch, al no ser menores de 5 se puede según el criterio seguido asegurar que no se está sobredimensionando el intercambiador, en cualquier caso, podría estar ligeramente infra dimensionado, aunque un análisis tecno-económico más preciso sería necesario para determinar el valor de pinch óptimo.

La eficiencia del ciclo de 41,8 % es a priori un valor coherente ya que es superior al 36,85% del ciclo simple con recuperación, aunque habrá que analizarlo en más detalle y validarlo con otros estudios.

### 3.7.2.1 Análisis de sensibilidad

Se han realizado tres análisis de sensibilidad en el ciclo de recompresión. En primer lugar, se analiza la ratio de división del flujo (“Split flow”)  $\lambda$ . Utilizando valores de  $\lambda$  desde 0,2 hasta 0,4 con un step de 0,02 se recalcula la eficiencia adaptando el código de simulación. Se obtiene la figura 3-16 que se muestra a continuación. En ella se puede apreciar como el valor óptimo de  $\lambda$  se encuentra para 0,32

con una eficiencia asociada de 41,836 % mientras que la eficiencia para  $\lambda=0,31$  que es el valor correspondiente a las condiciones de contorno del ciclo principal es 41,823 %. La diferencia es del orden de  $10^{-2}$  por lo que el ciclo principal simulado se puede considerar óptimo en términos de la ratio de división de flujo ( $\lambda$ ).

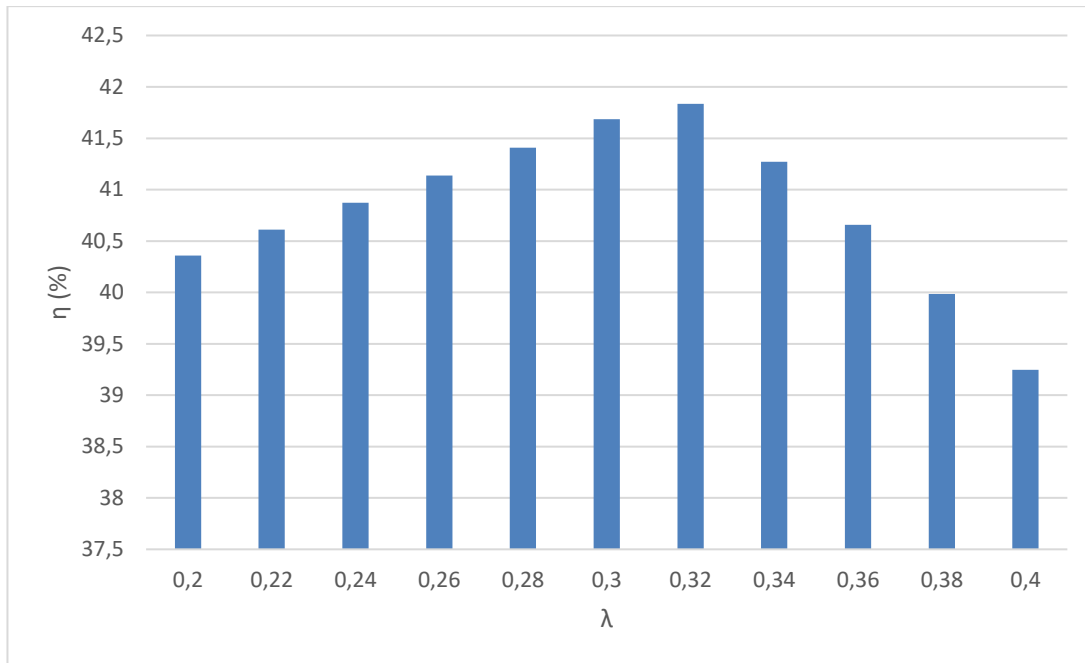


Figura 3-16. Eficiencia del ciclo de recompresión para varios valores del “flow split ratio”.

En el siguiente análisis de sensibilidad se evalúa la influencia sobre la eficiencia del ciclo de la presión a la entrada del compresor principal (Compresor 1), es decir, la presión mínima del ciclo CIT “Compressor inlet pressure”. Como se puede ver en la figura 3-17, la eficiencia se maximiza para una presión mínima de 7,75 MPa. Clarificar que este análisis de sensibilidad se realiza con las condiciones base del ciclo de recompresión principal, es decir, el valor de  $\lambda$  es 0,31.

Para poder realizar este análisis se debe cumplir con la hipótesis impuesta de  $\text{pinch} \geq 5^\circ\text{C}$ . Como se explica en el capítulo 2, para el caso base se fija la efectividad del recuperador a 95% en concordancia con las condiciones de contorno [2], y se controla el pinch point para averiguar que este no sea inferior a  $5^\circ\text{C}$  (considerado como representativo de un recuperador “viable” desde un punto de vista termo económico). Cambiando la presión mínima y manteniendo el rendimiento de los recuperadores igual, el pinch quedará por debajo de  $5^\circ\text{C}$  por tanto para que el análisis sea representativo, para cada presión se disminuye el rendimiento del recuperador y se comprueba que se cumple con la condición de  $\text{pinch} \geq 5^\circ\text{C}$ .

A paridad de condiciones se comprueba que existe una presión mínima óptima y un rendimiento de recuperador óptimo, 7,75 MPa y 94% respectivamente. Alcanzándose una eficiencia del ciclo del 42,9%. A partir de este punto, se aprecia como el rendimiento térmico baja cuando la presión mínima del ciclo sube.



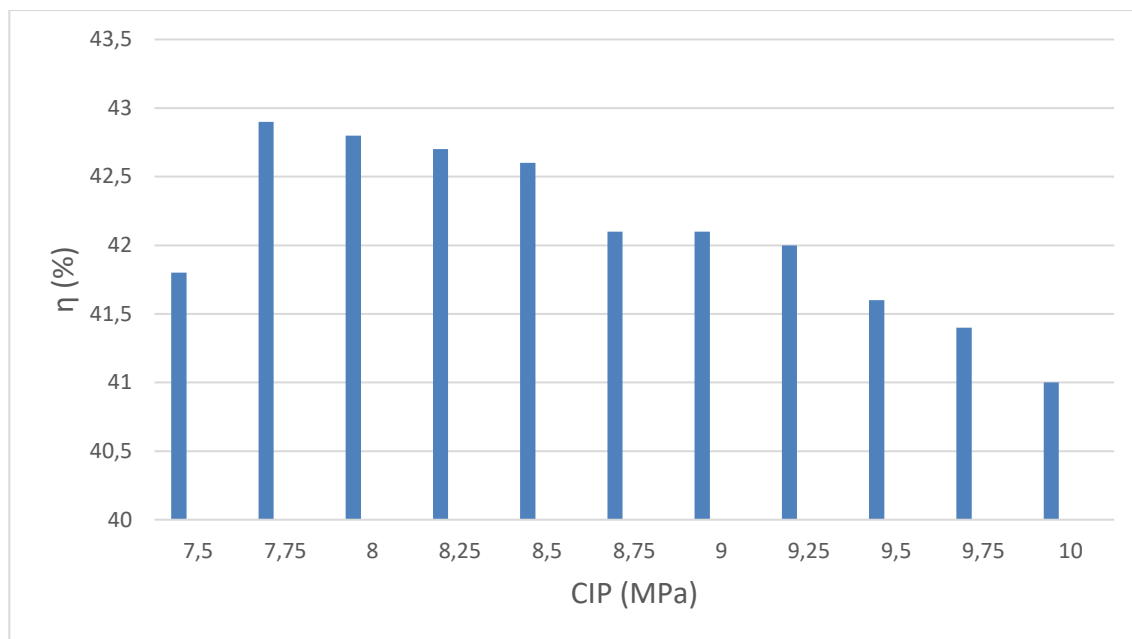


Figura 3-17. Eficiencia del ciclo de recompresión para varios valores de presión mínima (CIP).

El último análisis de sensibilidad evalúa la influencia de la temperatura del CO<sub>2</sub> en la entrada del compresor principal (Compresor 1). No se pueden establecer valores de temperatura menores de 32 °C por la restricción de las condiciones de fluido supercrítico del CO<sub>2</sub> (la temperatura crítica es 31 °C). Como se observa en la figura 3-18, el aumento de la temperatura a la entrada del compresor supone una disminución de la eficiencia.

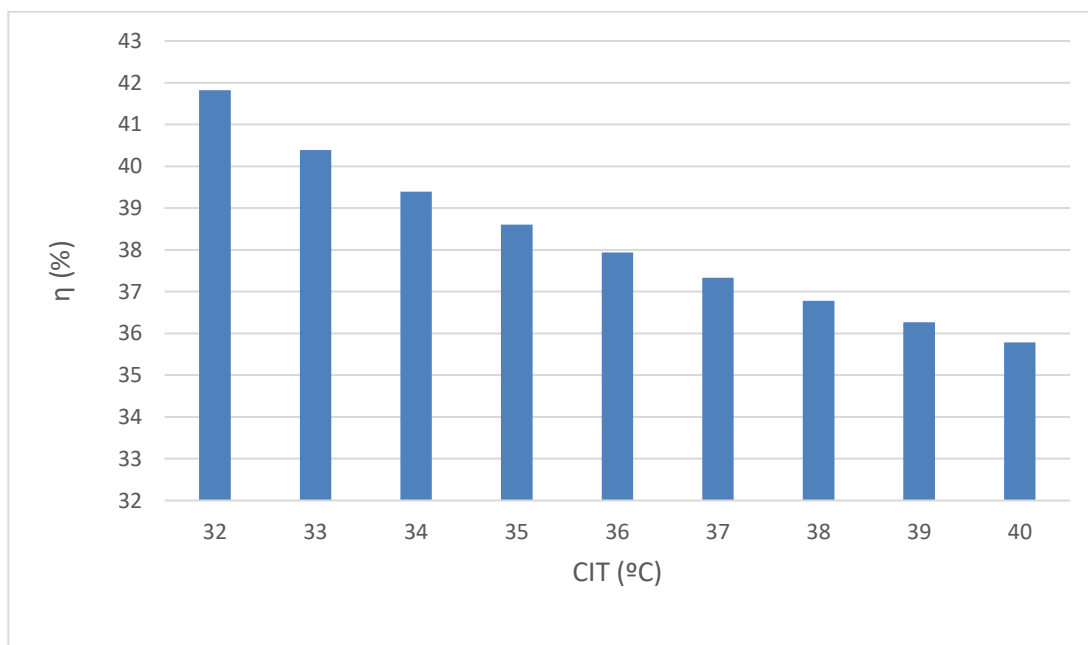


Figura 3-18. Eficiencia del ciclo de recompresión para varios valores de temperatura mínima (CIT).

Con el resultado de estos análisis se concluye que se podría incrementar la eficiencia del ciclo de recompresión de sCO<sub>2</sub> simulado en este trabajo subiendo la CIP hasta 7,75 MPa, manteniendo la CIT en 32 °C, cambiando el rendimiento del recuperador al 94% y incrementando λ hasta 0,32 (aunque

esto suponga un incremento de eficiencia prácticamente despreciable). Tomando todas estas medidas simultáneamente se obtiene una eficiencia del 43,12 %. Lo que supone un incremento de 1,3 puntos con respecto al caso base.

### 3.8 Resultados ciclo de Rankine

El ciclo de Rankine simulado en MatLab consta de seis principales puntos. Mediante la metodología explicada anteriormente se han obtenido todos los parámetros que definen cada punto. Siendo los más importantes temperatura (K), presión (MPa), entropía (kJ/kg·K) y entalpía (kJ/kg). En la siguiente tabla se pueden observar dichas soluciones numéricas:

Rankine				
	Temperatura (K)	Presión (MPa)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg·K)
1	305.1500	0.0048	134.1	0.4642
2	512.7074	14.0000	1036.9	2.6754
3	773.1500	11.2000	3360.1	6.5323
4	605.0949	3.5000	3060.5	6.5879
5	773.1500	3.1500	3455.5	7.2117
6	307.0261	0.0053	2305.7	7.5374

Tabla 3-5. Resultado de los puntos principales del ciclo de Rankine simulado.

Como se explicó en el apartado 3.6., el resultado de las presiones de extracción óptimas es el siguiente:

Rankine						
	a	b	c	d	e	4
Presión de extracción (MPa)	0.0307	0.1175	0.3492	0.8589	1.8313	3.5000

Tabla 3-6. Presiones de extracción siguiendo el procedimiento de salto de temperatura igual en cada precalentador.

Resolución del cuerpo de alta: En la resolución de las turbinas, como ya se ha mencionado anteriormente, se consideran las líneas de expansión rectas.

Rankine		
	3	4
Temperatura (K)	773.1500	605.0949
Entalpía (kJ/kg)	3360.1	3060.5

Tabla 3-7. Temperatura y entalpía de las extracciones del cuerpo de alta.

Resolución cuerpo de baja:

Rankine							
	5	e	d	c	b	a	6
Temperatura (K)	773.1500	691.7191	591.2815	490.3557	391.6521	342.7429	307.0261
Entalpía (kJ/kg)	3455.5	3291.7	3093.7	2899.0	2711.7	2518.9	2305.7

Tabla 3-8. Temperatura y entalpía de las extracciones del cuerpo de baja.

Haciendo uso del DTT, DCA y de los saltos en cada precalentador, los puntos “prima” y “prima prima” también quedan definidos. Conocidas las entalpías de todos los puntos y teniendo en cuenta la configuración del ciclo, se calculan las fracciones de vapor en cada una de las extracciones.

Rankine						
	$\alpha_e$	$\alpha_d$	$\alpha_c$	$\alpha_b$	$\alpha_a$	
Valor	0.0836	0.0682	0.1021	0.0595	0.0589	0.0531

Tabla 3-9. Fracciones de vapor de cada una de las extracciones.

Con todo esto, se obtienen los siguientes valores para los siguientes parámetros:

<b>Resultados ciclo Rankine</b>	
Trabajo TAP ( $W_{TAP}$ )	299.62 kJ/kg
Potencia TAP ( $\dot{W}_{TAP}$ )	167.98 MW
Trabajo TBP ( $W_{TBP}$ )	780.02 kJ/kg
Potencia TBP ( $\dot{W}_{TBP}$ )	437.32 MW
Potencia total Turbinas ( $\dot{W}_T$ )	605.31 MW
Potencia total Bombas ( $\dot{W}_B$ )	5.35 MW
Potencia neta ciclo ( $P$ )	600 MW
Potencia aportada ( $\dot{Q}_H$ )	1384.8 MW
Potencia cedida ( $\dot{Q}_C$ )	943.27 MW
Caudal másico ( $\dot{m}$ )	-560.66 kg/s
Eficiencia del ciclo ( $\eta_{cycle}$ )	43.32 %

Tabla 3-10. *Parametros resultantes del ciclo de Rankine.*

### 3.9 Validación

Para la validación de los resultados obtenidos se recurre al trabajo de Yoonhan Ahn et al. en su trabajo “Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development” [2]. En este trabajo se simulan distintos ciclos de sCO<sub>2</sub> entre los que están el simple con recuperación “Simple recuperated” y el de recompresión “Recompression”. Las condiciones de contorno de estos ciclos son las mismas que los simulados en este trabajo como se puede ver en las siguientes dos tablas. Y estos ciclos son simulados con una fuente de calor proveniente de un reactor nuclear de tipo SFR y de iguales características al usado en este trabajo.

Layout	Recuperation
Turbine inlet temperature (°C)	500
IHX inlet temperature (°C)	275.9
CO <sub>2</sub> mass flow rate (kg/sec)	354.4
Compressor inlet temperature (°C)	32
Compressor inlet & outlet pressure (MPa)	7.5/25
Turbine & compressor isentropic efficiency (%)	92/88
HT/LT recuperator effectiveness (%)	95/95

Tabla 3-11. *Condiciones de contorno del ciclo “Simple recuperated” simulado en el trabajo de Yoonhan Ahn et al. [2].*

Layout	Recompression
Turbine inlet temperature (°C)	
IHX inlet temperature (°C)	335.5
CO <sub>2</sub> mass flow rate (kg/sec)	486.1
Compressor inlet temperature (°C)	32
Compressor inlet & outlet pressure (MPa)	7.5/25
Turbine & compressor isentropic efficiency (%)	92/88
HT/LT recuperator effectiveness (%)	95/95
Flow split ratio (m <sub>HT</sub> /m <sub>T</sub> )	0.31

Tabla 3-12. Condiciones de contorno del ciclo "Recompression" simulado en el trabajo de Yoonhan Ahn et al. [2].

Los resultados del trabajo de Yoonhan Ahn et al., son los mostrados en la siguiente gráfica extraída de [2].

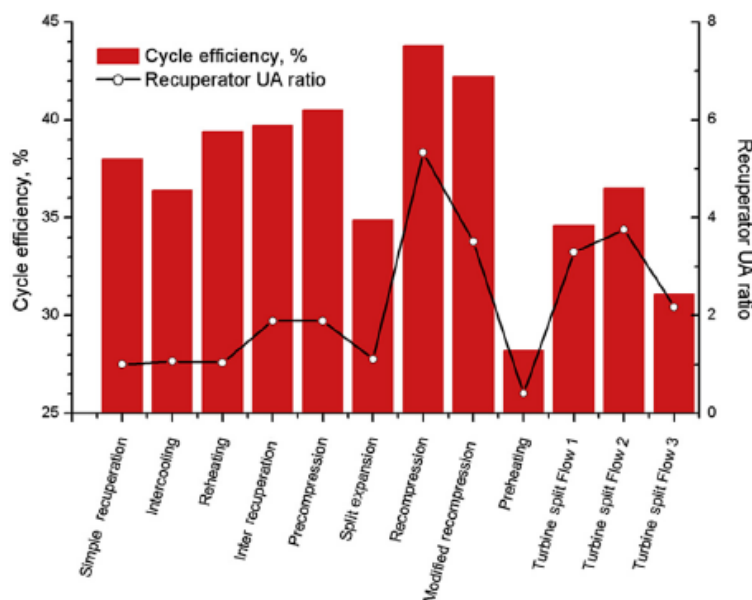


Figura 3-19. Resultados de Yoonhan Ahn et al., comparación del rendimiento de distintos ciclos de sCO<sub>2</sub> [2].

El resultado de eficiencia para el ciclo de recompresión es 43,8 %. En este caso hay una discrepancia mayor entre el resultado obtenido por Yoonhan Ahn et al. y el obtenido en este trabajo (41,8 %). Esto se debe al hecho de que por simplicidad, Yoonhan Ahn et al. no han considerado ningún tipo de pérdidas de presión en los equipos mientras que en esta simulación si se han tenido en cuenta y están expuestos en la tabla 2-8. Para comprobar que el origen de la discrepancia son las pérdidas de presión, se ha simulado de nuevo el ciclo de recompresión pero esta vez sin las pérdidas de carga, obteniendo una eficiencia del ciclo de 43,82 %, lo que confirma la hipótesis.

Como podemos ver en la figura 3-19, para el ciclo simple con recuperación (primera barra en el diagrama de barras) la eficiencia es del 38 % la cual es mayor que la resultante la simulación (36,85%), ya que en este trabajo si se tienen en cuenta las pérdidas de presión. Se valida la simulación despreciando las pérdidas de carga, con lo que se obtiene una eficiencia del 38,04% prácticamente idéntica a la del trabajo de Yoonhan Ahn et al.

En el estudio de Yoonhan Ahn et al. se realiza un análisis de sensibilidad del parámetro lambda ( $\lambda$ ) de “split flow” en el ciclo de recompresión, los resultados (figura 3-20) se usaran para validar también el analisis de sensibilidad del mismo parámetro llevado a cabo en este trabajo.

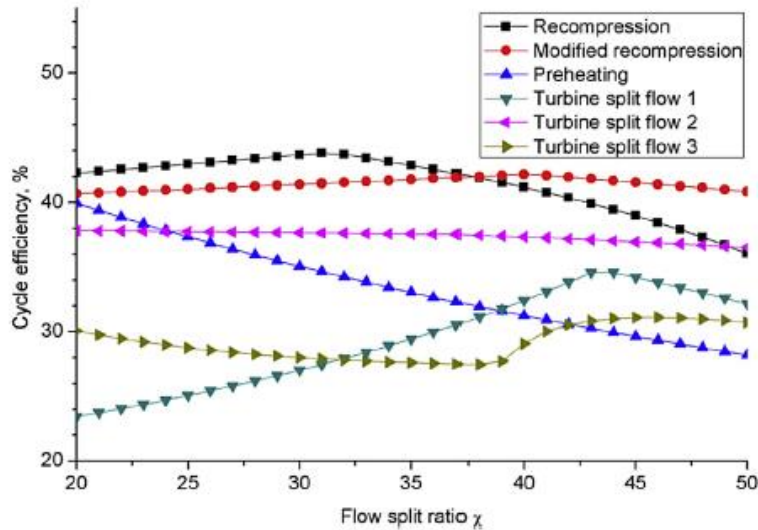


Figura 3-20. Resultados de Yoonhan Ahn et al., comparación de la influencia del parámetro de split ( $\lambda$ ) en distintos ciclos de  $s\text{CO}_2$  [2].

Comparando la curva correspondiente al ciclo de recompresión en esta figura 3-20 con la gráfica resultante del estudio de sensibilidad llevado a cabo en este trabajo (figura 3-16) se puede ver como en ambas los resultados son análogos, obteniendo el valor óptimo de  $\lambda$  en torno a 0,32.

### 3.10 Comparación con planta de vapor

Tanto el ciclo de Brayton de  $\text{CO}_2$  supercrítico en su variante de recompresión como el ciclo de Rankine se han intentado representar en este trabajo de forma que la comparación entre ellos sea lo más fiable posible. Para esto, como se ve en los apartados 2.6 y 3.6 las condiciones de contorno se han igualado. Las pérdidas de presión tomadas en el ciclo de Rankine son del 20% en el generador de vapor y el 10% en el recalentador. El ciclo de  $s\text{CO}_2$  simple con recompresión presenta una eficiencia térmica bastante inferior al ciclo Rankine, 36,85 % frente a 43,32 %. Al ser una diferencia relativamente grande, no se ve interesante este ciclo de  $s\text{CO}_2$  a la hora de sustituir un ciclo Rankine convencional de las características del simulado en este proyecto. El otro ciclo de  $s\text{CO}_2$  simulado, el de recompresión presenta una eficiencia del 41,82 % la cual, a pesar de seguir siendo inferior a la del ciclo de vapor (43,32%), no dista tanto de la misma. El ciclo de Rankine convencional es superior en 1,5 puntos para la misma potencia instalada de 600 MW. Por tanto, no se puede asegurar la viabilidad del ciclo de recompresión a la hora de sustituir al de vapor (concretamente al ciclo Rankine simulado en este proyecto) desde un punto de vista estrictamente termodinámico. Un análisis tecno-económico de ambos ciclos sería necesario para comprobar si el ciclo de recompresión, a pesar de tener menor eficiencia térmica, seguiría siendo viable económicamente por el tamaño específico de la instalación o por las características de las turbomáquinas necesarias. El ciclo de Rankine tiene elementos como el recalentamiento o el precalentamiento mediante extracciones que aumentan la eficiencia y que se llevan desarrollando muchos años mientras que los ciclos de  $s\text{CO}_2$  se podría decir que son una tecnología aún por desarrollar, aunque los presentasen Angelino [11] y Feher [23] en los años 60-70.

Se puede concluir que, para una potencia de 600 MW, temperatura máxima de 500 °C y temperatura mínima de 32 °C el ciclo de recompresión de sCO<sub>2</sub> es inferior en términos de eficiencia al de vapor. En cualquier caso, no significa que el ciclo de sCO<sub>2</sub> sea menos viable que el de vapor convencional ya que teniendo en cuenta el tamaño de las turbomáquinas empleadas, las de vapor pueden llegar a ser significativamente mayores como especifica Dostal 2004 [1].

## 4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES PARA FUTUROS TRABAJOS

---

Se ha realizado un estudio del diseño de sistemas principales y una simulación de Ciclos de potencia Brayton de CO<sub>2</sub> supercrítico para su aplicación en reactores nucleares de IV Generación. Se ha realizado el diseño y simulación de un ciclo Rankine de vapor para su aplicación en reactores nucleares de IV Generación.

Los ciclos de potencia de CO<sub>2</sub> supercrítico pueden alcanzar eficiencias relativamente altas para una temperatura de entrada a turbina de 500 °C. En comparación con un ciclo Rankine convencional el ciclo de sCO<sub>2</sub> no presenta una mejora de eficiencia (41,8% frente a 43,32%). El principal beneficio de los ciclos supercríticos de CO<sub>2</sub> es el tamaño del sistema. Un análisis tecno-económico de ambos ciclos sería necesario para comprobar si el ciclo de recompresión, a pesar de tener menor eficiencia, seguiría siendo viable económicamente por el tamaño específico de la instalación o por las características de las turbomáquinas necesarias. Reactores de IV Generación como los SFR se pueden emparejar de manera satisfactoria con ciclos de conversión de potencia de sCO<sub>2</sub> como el de recompresión o simple con recuperación. La aplicación de estos ciclos va más allá de la energía nuclear, tanto para energía solar de concentración, energía geotérmica tiene cabida la aplicación de estos ciclos de potencia. En general aplicable a cualquier fuente de calor capaz de proporcionar la temperatura necesaria.

Dos ciclos distintos de sCO<sub>2</sub> se han comparado y la configuración de recompresión es la que ha mostrado una eficiencia superior. Los ciclos de sCO<sub>2</sub> tienen una característica muy importante, en los recuperadores, la capacidad calorífica del flujo del lado frío es de dos a tres veces más alto que el del flujo del lado caliente. Esto explica por qué el diseño de recompresión tiene una eficiencia más alta que el ciclo simple con recuperación, ya que el flujo de CO<sub>2</sub> se divide para compensar dicha diferencia en el recuperador de baja temperatura y para maximizar la recuperación de calor. Por lo tanto, el calor residual se reduce lo que hace mejorar la eficiencia. Esta eficiencia resultante es comparable con la obtenida por Yoonhan Ahn et al. [2].

Los ciclos de sCO<sub>2</sub> en la configuración de recompresión podrán obtener mejores eficiencias que los ciclos de Rankine convencionales con temperaturas de entrada a turbina mayores a la usada en este trabajo (500 °C). Se debe destacar, que no se han tenido en cuenta todos los consumos de elementos auxiliares de las plantas simuladas. De haberse tenido en cuenta, estas podrían haber sido mayores en el caso del ciclo de Rankine debido a una mayor complejidad y equipos de apoyo como plantas de tratamiento de agua. Lo que habría hecho que el ciclo de sCO<sub>2</sub> de recompresión pudiese llegar a tener una eficiencia igual o incluso mayor a la del ciclo de Rankine. Consiguiendo esto con un sistema más simple, un tamaño específico menor y una inversión de capital inferior.

Una desventaja que se encuentra en los ciclos de sCO<sub>2</sub> cuando comparamos con ciclos Rankine de vapor es con respecto a los recuperadores. La diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de la fuente de calor es relativamente baja. En el ciclo de recompresión de sCO<sub>2</sub> simulado, la diferencia es de 158,45 °C, mientras que en el Rankine es de 260,44 °C. Este rango de operación tan estrecho fuerza a que los recuperadores del ciclo de sCO<sub>2</sub> sean muy eficientes. El calor recuperado en el ciclo de recompresión es de 366,97 kJ/kg mientras que el calor aportado por el reactor es prácticamente la mitad, 197,76 kJ/kg. Es importante la valoración y el estudio de los recuperadores en mayor detalle ya que, aunque la planta se beneficie de turbomáquinas más compactas los recuperadores pueden ser de grandes dimensiones y el coste de la instalación más elevado.



Los ciclos de  $s\text{CO}_2$  se deben considerar para aplicaciones futuras, en concreto el ciclo de recompresión por las ventajas presentadas frente a otros ciclos de  $s\text{CO}_2$  y a ciclos de Rankine. Una investigación más detallada del ciclo de recompresión y su comparación con otras propuestas se debe llevar adelante para poder demostrar su viabilidad a gran escala. En general, se puede afirmar que en lo que a este estudio respecta, se ha demostrado el futuro potencial del ciclo de recompresión de  $\text{CO}_2$  supercrítico en su aplicación a energía nuclear, aunque un análisis de optimización tecno-económico sería necesario para comprobar si el ciclo de recompresión, a pesar de tener menor eficiencia, seguiría siendo viable frente al ciclo convencional Rankine.



# REFERENCIAS

---

- [1] V. Dostal, «“A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors,”» *Dissertation, Massachusetts Institute of Technology, Department of Nuclear Engineering*, January 2004.
- [2] S. J. B. M. K. S. K. C. S. B. J. I. L. a. J. E. C. YOONHAN AHN, «REVIEW OF SUPERCRITICAL CO<sub>2</sub> POWER CYCLE TECHNOLOGY AND CURRENT STATUS OF RESEARCH AND DEVELOPMENT,» *Elsevier*, p. 15, 2015.
- [3] A. G. Jiménez, «Centrales nucleares: Una visión histórica,» *Dyna*, vol. 89 , nº 2, 2014.
- [4] S. Tim Abram, «Generation-IV nuclear power: A review of the state of the science,» *Elsevier*, 2008.
- [5] O. V. A. Azpitarte, «Evaluación comparativa de los reactores nucleares seleccionados en el marco del proyecto GIF,» *Universidad Austral*, p. 20, 2011.
- [6] «Red eléctrica de España,» [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/datos/generacion>. [Último acceso: 03 09 2021].
- [7] P. W. e. al., «A review of research and development of supercritical carbon dioxide Brayton cycle technology in nuclear engineering applications,» *Nuclear Engineering and Design*, vol. 368, 2020.
- [8] N. G. R. Silva, «Energía nuclear: Ventajas y peligros,» *Universidad de los Andes*, 2014.
- [9] E. C. T. G. S. M. M. T. G. DAVID TOMAS SANCHEZ MARTINEZ, *Máquinas y Motores Térmicos*, Sevilla: Universidad de Sevilla.
- [10] S. K. Gregory Nellis, *Heat Transfer*, New York: Cambridge University Press, 2009.
- [11] G. Angelino, «Carbon dioxide condensation cycles for power production,» *ASME paper*, pp. 287-295, 1968.
- [12] G. d. m. y. m. t. d. Sevilla., «Máquinas y motores térmicos,» vol. 1, 2020.
- [13] E. G. Feher, «The Supercritical Thermodynamic Power Cycle,» *Energy Conversion*, nº 8, pp. 85-90, 1968.
- [14] J. R. Hofman, «150 kWe Supercritical Closed Cycle System,» *ASME*, nº 70, p. 89, 1970.
- [15] G. G. S. D. a. M. G. S. Crespi F., «Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: A review.,» *Applied Energy*, vol. 195, 2017.
- [16] F. Crespi, «Thermo-Economic Assessment of Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles for Concentrated Solar Power Plants.,» *Department of Energy Engineering, University of Seville.*, pp. 119-122, 2019.

- [17] C. M. Moreno, «Reactores nucleares de IV Generación,» *Universitat Politècnica de Catalunya*, 2017.
- [18] A. N. Laboratory, «Performance Improvement Options for the Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle,» *Nuclear Engineering Division*, p. 52, June 6, 2007.
- [19] A. S. M. R. a. J. G.-A. MA Reyes-Belmonte, «Optimization of a recompression supercritical carbon dioxide cycle for an innovative central receiver solar power plant.,» *Energy.*, vol. 112, pp. 17-27, 2016.
- [20] S. J. R. Blum, «Development of a PF fired high efficiency power plant (AD700),» *Materials Science*, 2007.
- [21] S. Q. ., V. L. Ian Bell, CoolProp, Liege, Belgium: University of Liege, 2012.
- [22] N. d. P. Ávila, Diseño de compresor para ciclo de co2 supercrítico y análisis de operación., Sevilla, 2019.
- [23] F. E., The supercritical thermodynamic power cycle, Miami beach, 1967.
- [24] B. O. Delgado, «Comparación económica de la integración de tecnologías de desalinización en una planta termosolar de 5MW con captadores cilindroparabólicos de generación directa de vapor.,» *Escuela Técnica Superior de Ingenieros : Universidad de Sevilla*, 2010.
- [25] Y. C. S. T. R. B. R. M. a. W. S. Ricardo Vasquez Padilla, «Multi-objective thermodynamic optimization of supercritical co2 Brayton cycles integrated with solar central receivers.,» *International Journal of Sustainable Energy*, vol. 37, pp. 1-20, 2018.
- [26] D. M. R. M. a. A. A. Minh Tri Luu, «Advanced control strategies for dynamic operation of a solar-assisted recompression supercritical co2 Brayton power cycle.,» *Applied Thermal Engineering.*, vol. 136, p. 682–700, 2018.
- [27] S. A. M. A. S. R. a. P. A. J. Rajinesh Singh, «Dynamic characteristics of a direct-heated supercritical carbon-dioxide Brayton cycle in a solar thermal power plant.,» *Energy.*, vol. 50, p. 194–204., 2013.



# ANEXO

## Anexo I

Código MatLab para la simulación del ciclo “Simple recuperated”:

```

%-----
%           s-CO2 Simple Recuperated cycle
%           Units: SI (kg, m, s, K, Pa, J)
%-----
% Las Propiedades termodinámicas de la CO2 se pueden calcular con la base de
datos
% Coolprop. Para poder usarla, hay que añadir al path de matlab la
% carpeta "main".
% A diferencia de EES, modelando un ciclo de potencia en Matlab se necesita
% construir un bucle de convergencia para poder resolver el modelo del
% ciclo, modelando cada componente individualmente y "enlazandolos" en el
% bucle, suponiendo los valores de temperatura que no tienes y haciendolos
% converger.

% CICLO FIJANDO LA POTENCIA ESPECIFICA PT-PC Y OBTENIENDO UN M_DOT.
% CICLO ITERATIVO TAMBIEN FIJANDO UN PINCH DE 5° Y OBTENIENDO LA ETA_REC
% CORRESPONDIENTE.

%%
T = 32 + 273.15; % T en Kelvin
P = 7.5e6; % Presión en Pascal (7500000 Pa = 7.5 MPa)

h = CoolProp.PropsSI('H','T',T,'P',P,'CO2'); % CO2, justo por encima del
punto critico
%% Estructura general bucle iterativo
% tarea: encontrar gasto másico para obtener Potencia nominal de 600MW
m_dot = 200;
W_target=600e6;
err=100;
k=0;
tol=0.01;
g=0.5;

while err>tol
    m_dot = m_dot*(1 - g*k); %g = factor sub-relajación
    %código ciclo
    %% Cycle Specifications
    %Eficiencias
    eta_compr=0.88;
    eta_turb=0.92;
    eta_rec=0.95;

    %Pressure drops ([%])
    dp_Cooler = 0.01;
    dp_Rec_h = 0.01;
    dp_Rec_c = 0.015;
    dp_Heater = 0.015;

    %Cycle definition
    CIT = 32+273.15; %Compressor Inlet Temperature
    CIP = 7.5e6; %Compressor Inlet Pressure
    COP = 25e6; %Compressor Outlet Pressure

```

```

TIT = 500 + 273.15;
m_dot=354.4;           %Mass flow rate

%% Cycle Model
% Inicialización y definición presiones

T(1) = CIT;
P(2) = COP;
P(3) = P(2)*(1-dp_Rec_c); % pérdida carga = 1,5%
P(4) = P(3)*(1-dp_Heater); % pérdida carga = 1,5%
P(1) = CIP; % pérdida carga = 1%
P(6) = P(1)/(1-dp_Rec_h);
P(5) = P(6)/(1-dp_Cooler);
T(4) = TIT;

% Modelo del Ciclo
% Compresor
h(1) = CoolProp.PropsSI('H','T',T(1),'P',P(1),'CO2');
s(1) = CoolProp.PropsSI('S','T',T(1),'P',P(1),'CO2');
s2s = s(1);
h2s = CoolProp.PropsSI('H','P',P(2),'S',s2s,'CO2');
h(2) = h(1)+(h2s-h(1))/eta_compr;
T(2) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(2),'H',h(2),'CO2');
s(2) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(2),'H',h(2),'CO2');

%Turbine
h(4) = CoolProp.PropsSI('H','T',T(4),'P',P(4),'CO2');
s(4) = CoolProp.PropsSI('S','T',T(4),'P',P(4),'CO2');
s5s = s(4);
h5s = CoolProp.PropsSI('H','P',P(5),'S',s5s,'CO2');
h(5) = h(4)+(h5s-h(4))*eta_turb;
T(5) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(5),'H',h(5),'CO2');
s(5) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(5),'H',h(5),'CO2');

% Recuperator

%Iterativo pinch
N = 40;
eta_rec=0.95;
min_pinch_target=5.0;
error=100;

j=0;
tolerance=0.1;
r=0.005;

while error>tolerance
    eta_rec = eta_rec/(1 - r*j); %i = factor sub-relajación -
-> en este caso pongo un '/'
    %código ciclo

    % Initialization

    h6min =
CoolProp.PropsSI('H','T',T(2),'P',P(6),'CO2');
    h3max =
CoolProp.PropsSI('H','T',T(5),'P',P(3),'CO2');

    Q_dot_max_H = m_dot*(h(5)-h6min);
    Q_dot_max_C = m_dot*(h3max-h(2));

```

```

Q_dot_max_rec = min(Q_dot_max_H,Q_dot_max_C);

h(3) = h(2)+((eta_rec*Q_dot_max_rec)/m_dot);
h(6) = h(5)-((eta_rec*Q_dot_max_rec)/m_dot);

T(6) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(6),'H',h(6),'CO2');
s(6) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(6),'H',h(6),'CO2');

T(3) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(3),'H',h(3),'CO2');
s(3) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(3),'H',h(3),'CO2');
%-----%
h_H(1) = h(5);
T_H(1) = T(5);
P_H(1) = P(5);

h_C(1) = h(3);
T_C(1) = T(3);
P_C(1) = P(3);

Q_Rec_h = (h(5)-h(6)); % [W]
Q_rec_shx = Q_Rec_h/N;

Perd_T_C = P(3)-P(2);
Perd_T_H = P(5)-P(6);

for i = 1:N+1
    P_H(i) = P_H(1);
    P_C(i) = P_C(1);
    h_H(i) = h_H(1);
    h_C(i) = h_C(1);
end

for i = 2:N+1
    P_H(i) = P_H(i-1) - Perd_T_H/N;
    h_H(i) = h_H(i-1) - Q_Rec_h/N;
    T_H(i) =
CoolProp.PropsSI('T','P',P_H(i),'H',h_H(i),'CO2');

    P_C(i) = P_C(i-1) - Perd_T_C/N;
    h_C(i) = h_C(i-1) - Q_Rec_h/N;
    T_C(i) =
CoolProp.PropsSI('T','P',P_C(i),'H',h_C(i),'CO2');
end

% T_H
% T_C
% comprobar que T_H(N+1) = T(6), T_C(N+1) = T(2)
pinch = T_H-T_C;
min_pinch = min(pinch);

j = (min_pinch/min_pinch_target) -1;
error=100*abs(j);

end

%% Results
% Electric Power & work

```



```

P_comp = m_dot*(h(2)-h(1)); % [W]
P_turb = m_dot*(h(4)-h(5)); % [W]

W_comp = P_comp/m_dot;
W_turb = P_turb/m_dot;

W_esp = P_turb - P_comp;

% Heating & Cooling

Q_heater = (h(4)-h(3));
Q_cooler = (h(6)-h(1));

Q_dot_heater = m_dot*(h(4)-h(3)); % [W]
Q_dot_cooler = m_dot*(h(6)-h(1)); % [W]

Q_Rec_h = (h(5)-h(6)); % [W]
Q_Rec_c = (h(3)-h(2)); % [W]

% Efficiency

eta_cycle = ((W_turb - W_comp)/(Q_heater))*100; % [%]
% specific work (trabajo especifico)

%% Nellis & Klein
% Estructura general bucle iterativo

k = W_esp/W_target -1;
err=100*abs(k);

end

%% cooler

N = 5;

% Inizialization
h_CC(1) = h(6);
T_CC(1) = T(6);
P_CC(1) = P(6);

Perd_T_C = P(6)-P(1);

for i = 1:N+1
    P_CC(i) = P_CC(1);
    h_CC(i) = h_CC(1);

end

for i = 2:N+1
    P_CC(i) = P_CC(i-1) - Perd_T_C/N;
    h_CC(i) = h_CC(i-1) - (h(6)-h(1))/N;
    T_CC(i) = CoolProp.PropsSI('T','P',P_CC(i),'H',h_CC(i),'CO2');
end

```

```

%% Heater

N = 5;

% Inizialization
h_HH(1) = h(4);
T_HH(1) = T(4);
P_HH(1) = P(4);

Perd_T_H = P(3)-P(4);

for i = 1:N+1
    P_HH(i) = P_HH(1);
    h_HH(i) = h_HH(1);
end

for i = 2:N+1
    P_HH(i) = P_HH(i-1) + Perd_T_H/N;
    h_HH(i) = h_HH(i-1) - (h(4)-h(3))/N;
    T_HH(i) = CoolProp.PropsSI('T','P',P_HH(i),'H',h_HH(i),'CO2');
end

```

Código MatLab para la simulación del ciclo “Recompression”:

```

%-----
%           s-CO2 Recompression cycle
%           Units: SI (kg, m, s, K, Pa, J)
%-----

clear all
close all
clc

%% Propiedades termodinámicas
% CoolProp funciona con las unidades del S.I. La primera letra indica la
% propiedad que queremos estimar (en este caso la entalpia), la segunda y
% la tercera indican las propiedades de las cuales ya disponemos y que
% podemos usar para calcular la primera (en este caso, temperatura y
% presión. La última string indica el fluido que se quiere considerar,
% en este caso la CO2. CoolProp es un programa completamente
% open-access, toda la info en el siguiente
% enlace: http://www.coolprop.org/v4/index.html

T = 32 + 273.15; % T en Kelvin
P = 7.5e6; % Presión en Pascal (7500000 Pa = 7.5 MPa)

h = CoolProp.PropsSI('H','T',T,'P',P,'CO2'); % CO2, justo por encima del
punto critico

%% Cycle Specifications
%Efficiencias
eta_compr=0.88;
eta_turb=0.92;
eta_rec_LT=0.95;

```

```

eta_rec_HT=0.95;

%Pressure drops ([%])
dp_Cooler = 0.01;
dp_HTR_h = 0.01;
dp_HTR_c = 0.015;
dp_LTR_h = 0.01;
dp_LTR_c = 0.015;
dp_Heater = 0.015;

%      %Pressure drops ([%])
%      dp_Cooler = 0;
%      dp_HTR_h = 0;
%      dp_HTR_c = 0;
%      dp_LTR_h = 0;
%      dp_LTR_c = 0;
%      dp_Heater = 0;

%Cycle definition
CIT = 32+273.15;      %Compressor Inlet Temperature
CIP = 7.5e6;          %Compressor Inlet Pressure
COP = 25e6;           %Compressor Outlet Pressure
TIT = 500 + 273.15;  %Is assumed same T as in Simple Recuperated as
there is no further information.
%Tm_dot = 486.1;      %Mass flow rate%
lambda = 0.31;

T(8) = 800; % Inicializar T8
T(10) = 800; % Inicializar T10
h(8)=0; %Inicializar h8
%% CYCLE MODEL

m_dot = 200;
Pot_target=600e6;
err=100;
k=0;
tol=0.01;
g=0.5;
while err>tol
    m_dot = m_dot*(1 - g*k); %g = factor sub-relajación

    % Inizialización y definición presiones

    T(6) = TIT;
    T(1) = CIT;

    P(1) = CIP;
    P(2) = COP;

    P(3) = P(2)*(1-dp_LTR_c);
    P(4) = P(3); %%%%%%%%%

    P(5) = P(4)*(1-dp_HTR_c);
    P(6) = P(5)*(1-dp_Heater);

    P(9) = P(1)/(1-dp_Cooler);
    %      P(11) = CIP;
    P(10) = P(3);

```

```

P(8) = P(9)/(1-dp_LTR_h);
P(7) = P(8)/(1-dp_HTR_h);

% Turbine (6 --> 7)

h(6) = CoolProp.PropsSI('H','T',T(6),'P',P(6),'CO2');
s(6) = CoolProp.PropsSI('S','T',T(6),'P',P(6),'CO2');
s1s = s(6);
h1s = CoolProp.PropsSI('H','P',P(7),'S',s1s,'CO2');
h(7) = h(6)+(h1s-h(6))*eta_turb;
T(7) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(7),'H',h(7),'CO2');
s(7) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(7),'H',h(7),'CO2');

% Compressor_1 (1-lambda)(1 --> 2)

h(1) = CoolProp.PropsSI('H','T',T(1),'P',P(1),'CO2');
s(1) = CoolProp.PropsSI('S','T',T(1),'P',P(1),'CO2');
s6s = s(1);
h6s = CoolProp.PropsSI('H','P',P(2),'S',s6s,'CO2');
h(2) = h(1)+(h6s-h(1))/eta_compr;
T(2) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(2),'H',h(2),'CO2');
s(2) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(2),'H',h(2),'CO2');

%otro bucle para mixer
err_T10=100;
k_T10=0;
tol_T10=0.001;
g_T10=0.5;
while err_T10>tol_T10
    T(10) = T(10)/(1 - g_T10*k_T10);

%otro bucle para LT Rec
err_T8=100;
k_T8=0;
tol_T8=0.001;
g_T8=0.5;
while err_T8>tol_T8
    T(8) = T(8)/(1 - g_T8*k_T8);

% Calculamos el Recuperador de baja temperatura

h9min = CoolProp.PropsSI('H','T',T(2),'P',P(9),'CO2');
h3max = CoolProp.PropsSI('H','T',T(8),'P',P(3),'CO2');

Q_dot_max_H_LT = m_dot*abs(h(8)-h9min);
Q_dot_max_C_LT = m_dot*(1-lambda)*(h3max-h(2));

Q_dot_max_rec_LT = min(Q_dot_max_H_LT,Q_dot_max_C_LT);

h(3) = h(2)+((eta_rec_LT*Q_dot_max_rec_LT)/(m_dot*(1-
lambda)));

h(8) = CoolProp.PropsSI('H','P',P(8),'T',T(8),'CO2');
h(9) = h(8)-((eta_rec_LT*Q_dot_max_rec_LT)/m_dot);

T(9) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(9),'H',h(9),'CO2');
s(9) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(9),'H',h(9),'CO2');

T(3) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(3),'H',h(3),'CO2');

```

```

s(3) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(3),'H',h(3),'CO2');

% Calculamos el mixer (balance energía y masa)

h(10) = CoolProp.PropsSI('H','P',P(10),'T',T(10),'CO2');
h(4) = (1-lambda)*h(3) + lambda*h(10);
T(4) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(4),'H',h(4),'CO2');
s(4) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(4),'H',h(4),'CO2');

% Calculamos el recuperador de alta temperatura

h8min = CoolProp.PropsSI('H','T',T(4),'P',P(8),'CO2');
h5max = CoolProp.PropsSI('H','T',T(7),'P',P(5),'CO2');

Q_dot_max_H_HT = m_dot*(h(7)-h8min);
Q_dot_max_C_HT = m_dot*(h5max-h(4));

Q_dot_max_rec_HT = min(Q_dot_max_H_HT,Q_dot_max_C_HT);

h(5) = h(4)+((eta_rec_HT*Q_dot_max_rec_HT)/m_dot);
h(8) = h(7)-((eta_rec_HT*Q_dot_max_rec_HT)/m_dot);

%Recalcularnos la salida lado caliente del HT Rec (obtener
T2_new)

T8_new = CoolProp.PropsSI('T','P',P(8),'H',h(8),'CO2');
s(8) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(8),'H',h(8),'CO2');

T(5) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(5),'H',h(5),'CO2');
s(5) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(5),'H',h(5),'CO2');

k_T8 = T8_new/T(8) -1;
err_T8=100*abs(k_T8);
end

%Calculamos compresor_2

T(9)=T(9);
T(9)=T(9);
h(9) = CoolProp.PropsSI('H','T',T(9),'P',P(9),'CO2');

h(9) = CoolProp.PropsSI('H','T',T(9),'P',P(9),'CO2');
s(9) = CoolProp.PropsSI('S','T',T(9),'P',P(9),'CO2');
s10s = s(9);
h10s = CoolProp.PropsSI('H','P',P(10),'S',s10s,'CO2');
h(10) = h(9)+(h10s-h(9))/eta_compr;

T10_new =
CoolProp.PropsSI('T','P',P(10),'H',h(10),'CO2');
s(10) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(10),'H',h(10),'CO2');

%Obtengo T10new

```

```

k_T10 = (T10_new/T(10)) -1;
err_T10=100*abs(k_T10);

end

%% Results
% Electric Power & work

P_comp = m_dot*((1-lambda)*(h(2)-h(1)) + lambda*(h(10)-h(9))); %
[W]
P_turb = m_dot*(h(6)-h(7));% [W]

W_comp = (h(2)-h(1)) + (h(10)-h(9));
W_turb = (h(6)-h(7));

Pot = P_turb - P_comp;

% Heating & Cooling

Q_heater = (h(6)-h(5)); % [W]
Q_dot_heater = Q_heater * m_dot;
Q_cooler = (h(9)-h(1));% [W]
Q_dot_cooler = Q_cooler * m_dot*(1-lambda);

% Efficiency

eta_cycle = ((Pot)/(Q_heater * m_dot))*100; % [%]

k = Pot/Pot_target -1;
err=100*abs(k);

end

%% Nellis & Klein LT
N = 5;

% Inizialization
h_H_LT(1) = h(8);
T_H_LT(1) = T(8);
P_H_LT(1) = P(8);

h_C_LT(1) = h(3);
T_C_LT(1) = T(3);
P_C_LT(1) = P(3);

Q_Rec_h_LT=eta_rec_LT*Q_dot_max_rec_LT;
Q_rec_shx_LT = Q_Rec_h_LT/N;

Perd_T_C_LT = P(3)-P(2);
Perd_T_H_LT = P(8)-P(9);

for i = 1:N+1
    P_H_LT(i) = P_H_LT(1);
    P_C_LT(i) = P_C_LT(1);

```

```

    h_H_LT(i) = h_H_LT(1);
    h_C_LT(i) = h_C_LT(1);
end

for i = 2:N+1
    P_H_LT(i) = P_H_LT(i-1) - Perd_T_H_LT/N;
    h_H_LT(i) = h_H_LT(i-1) - Q_rec_shx_LT/m_dot;
    T_H_LT(i) = CoolProp.PropsSI('T','P',P_H_LT(i),'H',h_H_LT(i),'CO2');

    P_C_LT(i) = P_C_LT(i-1) - Perd_T_C_LT/N;
    h_C_LT(i) = h_C_LT(i-1) - Q_rec_shx_LT/(m_dot*(1-lambda)); %añadir lambda
    T_C_LT(i) = CoolProp.PropsSI('T','P',P_C_LT(i),'H',h_C_LT(i),'CO2');
end

pinch_LT = min(T_H_LT-T_C_LT)

%% Nellis & Klein HT
N = 5;

% Inizialization
h_H_HT(1) = h(7);
T_H_HT(1) = T(7);
P_H_HT(1) = P(7);

h_C_HT(1) = h(5);
T_C_HT(1) = T(5);
P_C_HT(1) = P(5);

Q_Rec_h_HT=eta_rec_HT*Q_dot_max_rec_HT;
Q_rec_shx_HT = Q_Rec_h_HT/N;

Perd_T_C_HT = P(5)-P(4);
Perd_T_H_HT = P(7)-P(8);

for i = 1:N+1
    P_H_HT(i) = P_H_HT(1);
    P_C_HT(i) = P_C_HT(1);
    h_H_HT(i) = h_H_HT(1);
    h_C_HT(i) = h_C_HT(1);
end

for i = 2:N+1
    P_H_HT(i) = P_H_HT(i-1) - Perd_T_H_HT/N;
    h_H_HT(i) = h_H_HT(i-1) - Q_rec_shx_HT/m_dot;
    T_H_HT(i) = CoolProp.PropsSI('T','P',P_H_HT(i),'H',h_H_HT(i),'CO2');

    P_C_HT(i) = P_C_HT(i-1) - Perd_T_C_HT/N;
    h_C_HT(i) = h_C_HT(i-1) - Q_rec_shx_HT/m_dot; %añadir lambda
    T_C_HT(i) = CoolProp.PropsSI('T','P',P_C_HT(i),'H',h_C_HT(i),'CO2');
end

pinch_HT = min(T_H_HT-T_C_HT)

%% Heater

N = 5;

% Inizialization

```

```

h_H(1) = h(6);
T_H(1) = T(6);
P_H(1) = P(6);

Perd_T_H = P(5)-P(6);

for i = 1:N+1
    P_H(i) = P_H(1);
    h_H(i) = h_H(1);
end

for i = 2:N+1
    P_H(i) = P_H(i-1) + Perd_T_H/N;
    h_H(i) = h_H(i-1) - (m_dot*(h(6)-h(5)))/(N*m_dot);
    T_H(i) = CoolProp.PropsSI('T','P',P_H(i),'H',h_H(i),'CO2');
end

%% cooler

N = 5;

% Inizialization
h_C(1) = h(9);
T_C(1) = T(9);
P_C(1) = P(9);

Perd_T_C = P(9)-P(1);

for i = 1:N+1
    P_C(i) = P_C(1);
    h_C(i) = h_C(1);
end

for i = 2:N+1
    P_C(i) = P_C(i-1) - Perd_T_C/N;
    h_C(i) = h_C(i-1) - (h(9)-h(1))/N;
    T_C(i) = CoolProp.PropsSI('T','P',P_C(i),'H',h_C(i),'CO2');
end

eta_cycle

```

Código MatLab para la simulación del ciclo Rankine:

```

%-----
%           Rankine Simple cycle
%           Units: SI (kg, m, s, K, Pa, J)
%-----

clear all
close all

```



```

clc

%% Propiedades termodinámicas
% CoolProp funciona con las unidades del S.I. La primera letra indica la
% propiedad que queremos estimar (en este caso la entalpia), la segunda y
% la tercera indican las propiedades de las cuales ya disponemos y que
% podemos usar para calcular la primera (en este caso, temperatura y
% presión. La última string indica el fluido que se quiere considerar,
% en este caso H2O. CoolProp es un programa completamente
% open-access, info al siguiente
% enlace: http://www.coolprop.org/v4/index.html

T = 32 + 273.15; % T en Kelvin
P = 7.5e6; % Presión en Pascal (7500000 Pa = 7.5 MPa)

h = CoolProp.PropsSI('H','T',T,'P',P,'H2O'); % H2O

%% Cycle Specifications

    %Eficiencias
    eta_TAP=0.90;
    eta_TBP=0.92;

    %Pressure drops ([%])
    dp_Cooler = 0.1;
    dp_Heater_BP = 0.1; %Baja presión
    dp_Heater_AP = 0.2; %Alta presión

%     %Pressure drops ([%])
%     dp_Cooler = 0;
%     dp_Heater_BP = 0; %Baja presión
%     dp_Heater_AP = 0; %Alta presión

    %Temperatures
    T(5)=500+273.15; %Vapor vivo
    T(3)=500+273.15; %Vapor recalentado
    T(1) = 32 +273.15;
    T(6)= 32 +273.15;

    P(1) = CoolProp.PropsSI('P','T',T(1),'Q',0,'H2O');
    P(6) = P(1)/(1-dp_Cooler);
    P(4) = 3.5e6;
    P(5) = P(4)*(1-dp_Heater_BP);
    P(2) = 1.4e7;
    P(3) = P(2)*(1-dp_Heater_AP);

    DTT=3;
    DCA=5;

%% CYCLE MODEL

m_dot = 100;
Pot_target=600e6;
err=100;
k=0;

```

```

tol=0.01;
g=0.5;

while err>tol
    m_dot = m_dot*(1 - g*k); %g = factor sub-relajación

    %Punto 3:
    h(3) = CoolProp.PropsSI('H','T',T(3),'P',P(3),'H2O');
    s(3) = CoolProp.PropsSI('S','T',T(3),'P',P(3),'H2O');

    %Punto 5:
    h(5) = CoolProp.PropsSI('H','T',T(5),'P',P(5),'H2O');
    s(5) = CoolProp.PropsSI('S','T',T(5),'P',P(5),'H2O');

    %Punto 1:
    h(1) = CoolProp.PropsSI('H','P',P(1),'Q',0,'H2O');
    s(1) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(1),'H',h(1),'H2O');

    %% Turbina AP:

    %Punto 4:

    h4s = CoolProp.PropsSI('H','P',P(4),'S',s(3),'H2O');
    h(4) = h(3) - eta_TAP*(h(3) - h4s);
    T(4) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(4),'H',h(4),'H2O');
    s(4) = CoolProp.PropsSI('S','T',T(4),'P',P(4),'H2O');

    %% Salto de temperatura en precalentador 1, 2, 3, 4

    T_sv = CoolProp.PropsSI('T','P',P(4),'Q',0,'H2O');
    T_sa = T_sv-DTT;
    T_salto = (T_sa - T(1))/6;

    %% Precalentador 1

    T_1p = T(1);
    T_app = T_1p + T_salto;
    P_a = CoolProp.PropsSI('P','T',T_app+DTT,'Q',0,'H2O');
    T_ap = T_1p + DCA;

    %% Precalentador 2

    T_bpp = T_app + T_salto;
    P_b = CoolProp.PropsSI('P','T',T_bpp+DTT,'Q',0,'H2O');
    T_bp = T_app + DCA;

    %% Precalentador 3

    T_cpp = T_bpp + T_salto;
    P_c = CoolProp.PropsSI('P','T',T_cpp+DTT,'Q',0,'H2O');
    T_cp = T_bpp + DCA;

    %% Desgasificador

```

```

T_dpp = T_cpp + T_salto;
P_d = CoolProp.PropsSI('P','T',T_dpp+DTT,'Q',0,'H2O');
T_dp = CoolProp.PropsSI('T','P',P_d,'Q',0,'H2O');

%% Precaentador 5

T_epp = T_dpp + T_salto;
P_e = CoolProp.PropsSI('P','T',T_epp+DTT,'Q',0,'H2O');
T_ep = T_dpp + DCA;

%% Precaentador 6

T(2) = T_epp + T_salto;
P_4 = CoolProp.PropsSI('P','T',T(2)+DTT,'Q',0,'H2O');
T_4p = T(2) + DCA;
h(2) = CoolProp.PropsSI('H','P',P(2),'T',T(2),'H2O');

s(2) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(2),'H',h(2),'H2O');

%%Turbina BP: se han considerado que las lineas de expansión de la
turbina son rectas.

h6s = CoolProp.PropsSI('H','P',P(6),'S',s(5),'H2O');
h(6) = h(5) - eta_TBP*(h(5) - h6s);
T(6) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(6),'H',h(6),'H2O');
s(6) = CoolProp.PropsSI('S','P',P(6),'H',h(6),'H2O');

has = CoolProp.PropsSI('H','P',P_a,'S',s(5),'H2O');
h_a = h(5) - eta_TBP*(h(5) - has);
T_a = CoolProp.PropsSI('T','P',P_a,'H',h_a,'H2O');
hbs = CoolProp.PropsSI('H','P',P_b,'S',s(5),'H2O');
h_b = h(5) - eta_TBP*(h(5) - hbs);
T_b = CoolProp.PropsSI('T','P',P_b,'H',h_b,'H2O');
hcs = CoolProp.PropsSI('H','P',P_c,'S',s(5),'H2O');
h_c = h(5) - eta_TBP*(h(5) - hcs);
T_c = CoolProp.PropsSI('T','P',P_c,'H',h_c,'H2O');

hds = CoolProp.PropsSI('H','P',P_d,'S',s(5),'H2O');
h_d = h(5) - eta_TBP*(h(5) - hds);
T_d = CoolProp.PropsSI('T','P',P_d,'H',h_d,'H2O');

hes = CoolProp.PropsSI('H','P',P_e,'S',s(5),'H2O');
h_e = h(5) - eta_TBP*(h(5) - hes);
T_e = CoolProp.PropsSI('T','P',P_e,'H',h_e,'H2O');

%%Entalpías
h_lp = CoolProp.PropsSI('H','P',P_d,'T',T_lp,'H2O');
h_app = CoolProp.PropsSI('H','P',P_d,'T',T_app,'H2O'); %Con la presión
de la extracción d ya que se mezclan en el desgasificador
h_ap = CoolProp.PropsSI('H','P',P_a,'T',T_ap,'H2O');
h_bpp = CoolProp.PropsSI('H','P',P_d,'T',T_bpp,'H2O');
h_bp = CoolProp.PropsSI('H','P',P_b,'T',T_bp,'H2O');
h_cpp = CoolProp.PropsSI('H','P',P_d,'T',T_cpp,'H2O');
h_cp = CoolProp.PropsSI('H','P',P_c,'T',T_cp,'H2O');
h_dp = CoolProp.PropsSI('H','P',P_d,'T',T_dpp,'H2O');

```

```

h_dpp = CoolProp.PropsSI('H','P',P(2),'T',T_dpp,'H2O');
h_epp = CoolProp.PropsSI('H','P',P(2),'T',T_epp,'H2O');
h_ep = CoolProp.PropsSI('H','P',P_e,'T',T_ep,'H2O');
h_4p = CoolProp.PropsSI('H','P',P_4,'T',T_4p,'H2O');

%% Bomba condensador
rend_BC = 0.88;
h_1p = h(1) + (P_a - P(6))/(10*rend_BC);

%% Turbina AP:

h4s = CoolProp.PropsSI('H','P',P(4),'S',s(3),'H2O');
h(4) = h(3) - eta_TAP*(h(3) - h4s);
T(4) = CoolProp.PropsSI('T','P',P(4),'H',h(4),'H2O');

%% Fracciones de vapor de extracciones

% Precalentador 1

alfa_4 = (h(2)-h_epp)/(h(4)-h_4p);

% Precalentador 2
alfa_e = (h_epp-h_dpp+alfa_4*(h_ep-h_4p))/(h_e-h_ep);
% Precalentador 3, 4
% alfa_4=0.06;
% alfa_e=0.08;

alfa_d = (h_dp-(alfa_e+alfa_4)*h_ep-h_cpp*(1-alfa_e-alfa_4))/(h_d-h_cpp)

% Precalentador 4

alfa_c=((h_cpp-h_bpp)*(1-alfa_4-alfa_e-alfa_d))/(h_c-h_cp)

% Precalentador 5

alfa_b=((h_bpp-h_app)*(1-alfa_4-alfa_e-alfa_d)+alfa_c*(h_bp-h_cp))/(h_b-h_bp)

%alfa_b = ((h_bpp-h_app)*(1-alfa_e-alfa_d-alfa_4-alfa_c))/(h_b-h_bp);

%Precalentador 6
alfa_a=((h_app-h_1p)*(1-alfa_4-alfa_e-alfa_d)+(alfa_c+alfa_b)*(h_ap-
h_bp))/(h_a-h_ap)

%alfa_a = ((h_app-h_1p)*(1-alfa_e-alfa_d-alfa_4-alfa_c)+alfa_b*(h_ap-
h_bp))/(h_a-h_ap);

%% Resultados

W_TAP = (h(3)-h(4));
W_TBP = (1-alfa_4)*(h(5)-h_e) + (1-alfa_e-alfa_4)*(h_e-h_d) + (1-alfa_e-
alfa_d-alfa_4)*(h_d-h_c) + (1-alfa_e-alfa_d-alfa_4-alfa_c)*(h_c-h_b) + (1-

```

```

alfa_e-alfa_d-alfa_4-alfa_c-alfa_b)*(h_b-h_a) + (1-alfa_e-alfa_d-alfa_4-
alfa_c-alfa_b-alfa_a)*(h_a-h(6)) ;

```

```

P_TAP = W_TAP * m_dot;

```

```

P_TBP = W_TBP * m_dot;

```

```

P_pump = m_dot*( (1-alfa_e-alfa_d-alfa_4)*(h_1p-h(1)) + (h_dpp-h_dp));

```

```

Pot = P_TAP + P_TBP - P_pump;

```

```

eta_cycle = (Pot/(m_dot*(h(3)-h(2))+ m_dot*(1-alfa_4)*(h(5)-h(4))))*100;

```

```

k = Pot/Pot_target -1;

```

```

err=100*abs(k);

```

end

```

eta_cycle

```

```

Q = (h(3)-h(2)) + (h(5)-h(4))*(1-alfa_4)

```

```

Q_dot= Q*m_dot

```

```

Q_cond=(h(6)-h(1))*(1-alfa_e-alfa_d-alfa_4)

```

```

Q_dot_cond = Q_cond*m_dot

```

## Anexo II

	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR	VHTR	MSR	
Cooperación internacional	1	4	3	1	2	6	1	
Grado de avance	1	6	4	3	1	4	1	
Experiencia en operación	1	6	1	2	1	5	2	
Sistemas/tecnologías probados	1	5	3	2	R	T	5	2
					2	3		
Suma		21	11	8	R	T	20	6
					6	7		
Suma normalizada		0.88	0.46	0.33	R	T	0.83	0.25
					0.25	0.29		

Tabla 2-5.1. Área de viabilidad del concepto [5].

	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR	VHTR	MSR	
Número de barreras para la liberación de productos de fisión	4	24	24	20	20	20	8	
Coefficientes de reactividad	3	6	9	18	18	15	18	
Reactividad en exceso	2	8	8	8	R	T	6	12
					8	6		
Uso de sistemas pasivos de seguridad	3	12	3	12	12	18	15	
Eficiencia del refrigerante	2	12	2	8	6	2	10	
Estabilidad de fase del refrigerante	3	9	18	6	9	18	6	
Reactividad química del refrigerante / toxicidad / activación	2	8	12	8	8	12	4	
Presión de operación	1	6	2	6	1	2	5	
Capacidad de inspección	1	2	5	3	4	5	1	
Suma		87	83	89	R	T	98	79
					86	84		
Suma normalizada		0.69	0.66	0.71	0.68	0.67	0.78	0.63

Tabla 2-5.2. Área de diseño y seguridad nuclear [5].

	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR		VHTR	MSR
Simplicidad en el diseño del BOP	1	2	4	2	3		4	2
Simplicidad en el diseño de sistemas	1	3	3	2	4		5	1
Eficiencia térmica	1	4	5	4	R	T	6	4
					4	5		
Intervalo entre dos recambios de combustible	1	5	5	5	R	T	6	6
					5	6		
Capacidad para reproducir material fisil	1	6	6	6	R	T	1	6
					6	1		
Otras aplicaciones (transmutación/hidrógeno)	1	3	6	4	R	T	3	4
					3	1		
Quemado	1	5	4	5	R	T	6	6
					4	3		
Suma		28	33	28	R	T	31	29
					29	23		
Suma normalizada		0.67	0.79	0.67	R	T	0.74	0.69
					0.69	0.55		

Tabla 2-5.3. Área de economía [5].

	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR		VHTR	MSR
Volumen de residuos	1	5	5	5	R	T	1	6
					5	1		
Reproducción de material fisil	1	6	6	6	R	T	1	6
					6	1		
Suma		11	11	11	R	T	2	12
					11	2		
Suma normalizada		0.92	0.92	0.92	0.92	0.17	0.17	1

Tabla 2-5.4. Área de sustentabilidad [5].

	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR		VHTR	MSR
Grado de enriquecimiento	1	2	2	2	R	T	3	6
					1	5		
Reproducción de material fisil	1	3	3	3	R	T	6	3
					3	6		
Suma		5	5	5	4	11	9	9
Suma normalizada		0.42	0.42	0.42	0.33	0.92	0.75	0.75

Tabla 2-5.5. Área de resistencia a la proliferación [5].

	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR	VHTR	MSR
Experiencia en la utilización del compuesto	1	6	3	2	6	6	1
Fabricación del combustible	1	4	2	3	4	4	5
Exigencia térmica	1	4	4	5	4	5	6
Exigencia al <i>cladding</i>	1	5	5	4	3	5	6
Capacidad para retener productos de fisión	1	4	5	4	4	6	3
Factibilidad de modelado	1	3	3	4	3	3	3
Suma		26	22	22	24	29	23
Suma normalizada		0.72	0.61	0.61	0.67	0.81	0.64

Tabla 2-5.6. Área de combustibles [5].

	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR		VHTR	MSR
Resistencia a alta temperatura	1	5	2	4	5		1	3
Resistencia a la radiación	1	2	4	3	R	T	5	1
					3	5		
Corrosividad del refrigerante	1	4	5	2	3		5	1
Suma		11	11	9	R	T	11	5
					11	13		
Suma Normalizada		0.61	0.61	0.50	R	T	0.61	0.28
					0.61	0.72		

Tabla 2-5.7. Condiciones de servicio – Área de materiales [5].

	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR	VHTR	MSR
<i>Cladding</i>	1	4	3	4	4	4	-
En el núcleo	1	3	4	3	4	4	4
Fuera del núcleo	1	3	3	3	3	4	4
Suma		10	10	10	11	12	8
Suma Normalizada		0.55	0.55	0.55	0.61	0.66	0.66

Tabla 2-5.8. Propiedades de los materiales – Área de materiales [5].



	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR		VHTR	MSR
					R	T		
Esfuerzos necesarios en I&D de materiales	1	5	4	3	R	T	4	2
					2	3		
Suma		5	4	3	R	T	4	2
					2	3		
Suma Normalizada		0.83	0.66	0.5	R	T	0.66	0.33
					0.33	0.5		

Tabla 2-5.9. Necesidades de investigación y desarrollo – Área de materiales [5].

	SFR	GFR	LFR	SCWR		VHTR	MSR
				R	T		
Condiciones de Servicio	0.61	0.61	0.50	0.61	0.72	0.61	0.28
Propiedades de los Materiales	0.55	0.55	0.55	0.61	0.61	0.66	0.56
Necesidades de Investigación y Desarrollo	0.83	0.66	0.5	0.33	0.5	0.66	0.33
Promedio	0.66	0.61	0.52	0.52	0.61	0.64	0.42

Tabla 2-5.10. Área de materiales [5].

	Coef	SFR	GFR	LFR	SCWR		VHTR	MSR
					R	T		
Sencillez del diseño del ciclo	1	3	5	3	R	T	5	2
					4	4		
Grado de avance	1	3	2	1	R	T	3	1
					2	2		
Eficiencia termodinámica	1	4	5	4	R	T	6	4
					4	5		
Seguridad frente a reacción química	1	3	6	4	R	T	6	4
					5	5		
Suma		13	18	12	R	T	20	11
					15	16		
Suma normalizada		0.54	0.75	0.5	R	T	0.83	0.46
					0.63	0.67		

Tabla 2-5.11. Área de balance de planta [5].