

UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS DE MADRID
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)
(Departamento de Ingeniería Mecánica)

**ANÁLISIS DE SISTEMAS DE
CONVERSIÓN DE POTENCIA EN
REACTORES NUCLEARES DE
GENERACIÓN IV REFRIGERADOS
POR METALES LÍQUIDOS**

Tesis para la obtención del grado de Doctor

Directores: Prof. Dr. D. José Ignacio Linares Hurtado
Dr. D. Luis E. Herranz

Autor: Ing. D. Germán David Pérez Pichel



Madrid 2011

CONSTANCIA REGISTRAL DEL TRIBUNAL DEL ACTO DE LA DEFENSA DE TESIS DOCTORAL

TÍTULO: ANÁLISIS DE SISTEMAS DE CONVERSIÓN DE POTENCIA EN REACTORES NUCLEARES DE GENERACIÓN IV REFRIGERADOS POR METALES LÍQUIDOS

AUTOR: D. Germán David Pérez Pichel

**CO-DIRECTORES: Dr. D. José Ignacio Linares Hurtado
Dr. D. Luis E. Herranz Puebla**

TUTOR-PONENTE: Dr. D. José Ignacio Linares Hurtado

DEPARTAMENTO: Ingeniería Mecánica

FACULTAD O ESCUELA: Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI)

Miembros del Tribunal Calificador:

PRESIDENTE: Dr. D. José María Martínez-Val Peñalosa Firma:

VOCAL: Dr. D. José Miguel Corberán Salvador Firma:

VOCAL: Dr. D. Manuel Valdés del Fresno Firma:

VOCAL: Dr. D. Rafael Palacios Hielscher Firma:

VOCAL: Dr. D. Alberto Carnicero López Firma:

SECRETARIO: Dr. D. Alberto Carnicero López Firma:

Fecha de lectura:

Calificación:

A Raquel Pichel Guerrero, mi madre

Agradecimientos

Quisiera con estas breves líneas expresar mi profundo agradecimiento a todas aquellas personas sin las cuales esta tesis no habría podido llegar a ser una realidad.

En primer lugar, agradezco al Dr. D. José Ignacio Linares Hurtado y al Dr. D. Luis Enrique Herranz Puebla, Directores de esta Tesis, así como al Dr. D. Antonio Arenas Alonso, la motivación que en mí despertaron por la ingeniería térmica a través de su docencia durante mis años de estudios de Ingeniería Industrial en el ICAI. Motivación sin la cual no me habría atrevido a lanzarme posteriormente a la exigente aventura que supone el desarrollo de una tesis doctoral. Además, me han sabido dar los consejos y sugerencias precisos para la satisfactoria resolución de cada una de las fases de la tesis, haciéndome partícipe, con gran generosidad, de su conocimiento y experiencia.

Como no puede ser de otra manera, doy las gracias de forma intensa y afectuosa a toda mi familia: mis padres, mis hermanos Javier, Miguel y Jorge; y a mi abuela Engracia y mis tías Maruja, Lola y Pilar, a las que agradezco sus consejos y oraciones. El apoyo que en todos ellos he encontrado a lo largo, no solo de la realización de la tesis, sino de toda mi vida, hacen que una buena parte de lo bueno que yo pueda tener o hacer, se lo deba a ellos, siendo estas palabras especialmente significativas en el caso de mi padre, siempre para mí un modélico ejemplo a seguir, y de mi madre, dueña de mi dedicatoria. Ella ha sido mi primera gran maestra de ciencias (con ella aprendí a sumar y restar), y de todos los aspectos verdaderamente importantes de la vida.

Finalmente, he querido reservar mis últimas palabras de agradecimiento para Gwénaëlle, a quien desde hace poco ya puedo llamar esposa. Para una chica de letras, como a ella le gusta decir, ha debido ser duro aguantar durante tantos meses los problemas “ingenieriles” con los que algunas veces he querido entretenerla al compartir con ella las dificultades que a lo largo de la tesis han ido surgiendo. Ella ha sabido siempre escuchar, a veces entre simpáticos e inocentes bostezos, transmitiéndome con cariño una confianza y sosiego que yo no habría llegado a conocer sin ella. Me alegra saber que sus ánimos, atenciones y palabras de aliento, me acompañarán toda la vida.

Germán
Madrid, Mayo 2011

Resumen

El reactor rápido refrigerador por sodio (SFR) es considerado en la actualidad como uno de los conceptos de reactor más interesantes para satisfacer a corto plazo los requerimientos impuestos dentro del marco de la Generación IV. La experiencia acumulada tradicionalmente mediante prototipos, plantas demostración e incluso alguna planta comercial ha permitido desarrollar en gran grado la tecnología directamente vinculada al reactor, y por ser esta la prioridad, se ha venido optando siempre por el uso de ciclos convencionales (Rankine subcríticos) para la conversión de potencia. Esta experiencia, las importantes innovaciones tecnológicas y los cambios sustanciales en los parámetros de funcionamiento de los nuevos SFR, así como la propuesta de nuevos y más eficientes ciclos de potencia, pavimentan el camino de los reactores SFR frente a otras opciones barajadas para el futuro inmediato de la energía nuclear.

A lo largo de esta tesis, se analiza la totalidad de ciclos de potencia que puedan ajustarse a las particularidades tecnológicas de un reactor de sodio, buscando así satisfacer el requerimiento de sostenibilidad que deben cumplir los futuros reactores, al elegir finalmente aquel que proporcione mejores prestaciones en cuanto a rendimiento.

Adoptando los parámetros estimados de operación de los próximos reactores SFR, se comienza el estudio mediante el análisis de ciclos Rankine tanto subcríticos como supercríticos, para a continuación investigar posibilidades más novedosas tales como los ciclos Brayton de Helio o de otros gases en principio basados en mezclas de Helio, e incluso ciclos Brayton de recompresión supercrítica de CO_2 (S- CO_2).

La metodología se basa en el desarrollo de códigos que resuelvan de manera optimizada cada ciclo propuesto, explorando además numerosas configuraciones nunca antes consideradas, basándose algunas en acoplamientos con ciclos orgánicos ORC para el óptimo aprovechamiento del calor de rechazo. Esto supone una importante novedad especialmente interesante en el caso del todavía poco explorado ciclo S- CO_2 .

El desarrollo de un detallado análisis exergético ayuda a cumplir con el objetivo de concluir, justificadamente y tras un exhaustivo estudio de todas las alternativas, con la

elección del óptimo ciclo para el reactor SFR tanto a corto o medio plazo, como en un mayor horizonte temporal.

Así, el esfuerzo realizado en la tesis para el cálculo detallado de los ciclos Rankine optimizados para un reactor moderno SFR, lleva a concluir que esta sería la opción adecuada a corto plazo gracias a que su tecnología es más conocida, y a que se obtiene un considerable rendimiento de aproximadamente un 43% en el caso subcrítico y 45% en el caso supercrítico. Dada su mayor sencillez, concretamente la opción subcrítica sería la más indicada para las primeras plantas.

Por otra parte, mientras que los ciclos Brayton de He no consiguen alcanzar rendimientos superiores al 36% o en el mejor de los casos hasta un 38% utilizando nitrógeno a alta presión, la tesis demuestra tras estudiar multitud de configuraciones, que el ciclo S-CO₂ es una opción comparable a los ciclos Rankine en lo referido a la eficiencia, pudiendo incluso sobrepasar el 45% de rendimiento en el caso de utilizar regeneradores de nueva generación. Ello, sumado a su turbomaquinaria de reducidas dimensiones y a la mayor simplicidad del ciclo en cuanto al menor número de componentes comparado con un ciclo Rankine, convierte a esta última opción, a pesar de la inexistente experiencia en su operación real, en la más interesante a más largo plazo.

Índice General

ÍNDICE GENERAL	11
ÍNDICE DE FIGURAS	15
ÍNDICE DE TABLAS	21
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	27
1.1. MOTIVACIÓN	27
1.2. OBJETIVOS.....	29
1.3. METODOLOGÍA	30
1.4. ESTRUCTURA DE LA TESIS.....	31
CAPÍTULO 2. REACTOR RÁPIDO REFRIGERADO POR SODIO (SFR)	33
2.1. GENERACIÓN IV Y REACTORES RÁPIDOS	33
2.2. ANTECEDENTES Y PROTOTIPOS	39
2.3. GENERALIDADES TECNOLÓGICAS DEL REACTOR SFR.....	43
2.4. REACTOR ESFR Y SUS POSIBLES CICLOS DE POTENCIA	47
CAPÍTULO 3. CICLOS DE POTENCIA: ESTADO DEL ARTE	55
3.1. INTRODUCCIÓN.....	55
3.2. CICLO RANKINE.....	55
3.2.1. Ciclo Rankine Subcrítico.....	55
3.2.2. Ciclo Rankine Supercrítico.....	58
3.3. CICLO BRAYTON DE HELIO Y MEZCLAS.....	59
3.4. CICLO BRAYTON DE CO ₂ SUPERCRÍTICO.....	61
3.5. CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC).....	64
CAPÍTULO 4. MODELADO TERMODINÁMICO	65
4.1. METODOLOGÍA	65
4.2. VALIDACIÓN Y VERIFICACIÓN.....	67
4.3. CICLOS RANKINE.....	68
4.4. CICLOS BRAYTON DE GAS IDEAL HELIO Y MEZCLAS	75

4.5.	CICLOS BRAYTON SUPERCRÍTICOS DE CO ₂ (S-CO ₂).....	84
4.6.	CICLOS RANKINE ORGÁNICO (ORC)	90
4.7.	DIMENSIONES Y TIEMPO DE CÁLCULO DE CADA MODELO	92
CAPÍTULO 5. CICLO RANKINE SUBCRÍTICO		93
5.1.	INTRODUCCIÓN	93
5.2.	PARÁMETROS E HIPÓTESIS DE PARTIDA	93
5.3.	DESCRIPCIÓN DEL CICLO Y RESULTADO DEL ANÁLISIS	94
5.4.	CONCLUSIONES	101
CAPÍTULO 6. CICLO RANKINE SUPERCRÍTICO.....		103
6.1.	INTRODUCCIÓN	103
6.2.	PARÁMETROS E HIPÓTESIS DE PARTIDA	105
6.3.	Descripción del ciclo y resultado del análisis	106
6.3.1.	Configuración con un recalentamiento: Opción I.....	106
6.3.2.	Configuración con dos recalentamientos: Opción II.....	113
6.4.	CONCLUSIONES	119
CAPÍTULO 7. CICLO BRAYTON DE HELIO		123
7.1.	INTRODUCCIÓN	123
7.2.	PARÁMETROS E HIPÓTESIS DE PARTIDA	124
7.3.	DESCRIPCIÓN DEL CICLO Y RESULTADO DEL ANÁLISIS	125
7.3.1.	Configuración CBTX de helio puro.....	125
7.3.1.1.	CBTX Simple.....	126
7.3.1.2.	Variante CBTX con ORC	129
7.3.2.	Configuración CICBTX de helio puro.....	133
7.3.2.1.	CICBTX Simple.....	133
7.3.2.2.	Variante CICBTX con ORC de una caldera de recuperación.....	136
7.3.2.3.	Variante CICBTX con ORC de dos calderas de recuperación	140
7.3.3.	Configuración CICBTRTX de helio puro.....	143
7.3.3.1.	CICBTRTX Simple.....	143
7.3.3.2.	Variante CICBTRTX con ORC de una caldera de recuperación.....	147
7.3.3.3.	Variante CICBTRTX con ORC de dos calderas de recuperación	151
7.3.4.	Efecto de Mezclas He-N ₂ , He-Ar y He-Xe	154

7.4.	CONCLUSIONES.....	160
CAPÍTULO 8. CICLO BRAYTON CO ₂ SUPERCRÍTICO		163
8.1.	INTRODUCCIÓN.....	163
8.2.	PARÁMETROS E HIPÓTESIS DE PARTIDA.....	164
8.3.	DESCRIPCIÓN DEL CICLO Y RESULTADO DEL ANÁLISIS.....	166
8.3.1.	Ciclo S-CO ₂ Básico	166
8.3.2.	Ciclo S-CO ₂ con doble regenerador de alta temperatura: S-CO ₂ -2HTR.....	171
8.3.3.	Ciclo S-CO ₂ dual con Rankine subcrítico: S-CO ₂ -Dual.....	174
8.3.4.	Ciclos combinados.....	175
8.3.4.1.	Ciclo S-CO ₂ con ORC antes del precoolero: Variante S-CO ₂ -ORC-I	176
8.3.4.2.	Ciclo S-CO ₂ con ORC antes del precoolero: Variante S-CO ₂ -ORC-II	178
8.3.4.3.	Ciclo S-CO ₂ con ORC antes del precoolero: Variante S-CO ₂ -ORC-III.....	181
8.3.4.4.	Ciclo S-CO ₂ con ORC antes de la interrefrigeración entre dos compresores auxiliares: Variante S-CO ₂ -ORC-IV	183
8.3.4.5.	Ciclo S-CO ₂ sin regeneración HTR-LTR, con ORC regenerativo: Variante S-CO ₂ -ORC-V	187
8.3.4.6.	Ciclo S-CO ₂ sin regeneración HTR-LTR, con Rankine de agua: Variante S-CO ₂ -H ₂ O.....	189
8.3.5.	Análisis detallado del ciclo S-CO ₂ Básico	190
8.4.	CONCLUSIONES.....	200
CAPÍTULO 9. CONCLUSIONES		203
9.1.	CONCLUSIONES.....	203
9.2.	APORTACIONES.....	209
9.3.	FUTUROS DESARROLLOS	212
CAPÍTULO 10. BIBLIOGRAFÍA		215
CAPÍTULO 11. ANEXOS		225
11.1.	ANEXO A: LISTA DE SÍMBOLOS.....	225
11.1.1.	Variables termodinámicas	225
11.1.2.	Letras griegas.....	226
11.1.3.	Otras variables	227

11.2.	ANEXO B: NOMENCLATURA DE EQUIPOS	227
11.2.1.	Nomenclatura general	227
11.2.2.	Nomenclatura de ciclos Rankine.....	228
11.2.3.	Nomenclatura de ciclos Brayton	228

Índice de Figuras

CAPÍTULO 1.

Figura 1.1. Gráficas que representan la necesidad de reducción de emisiones para lograr un desarrollo sostenible [INTE02]	28
---	----

CAPÍTULO 2.

Figura 2.1. Gráfica de la evolución de las generaciones de reactores nucleares [INTE08].....	33
Figura 2.2. Los seis conceptos de reactor considerados para Generación IV [INTE08].....	36
Figura 2.3. Aplicaciones de cada concepto de reactor [INTE02].....	38
Figura 2.4. Planta BN-350 y sección del reactor [IAEA99].....	39
Figura 2.5. Planta BN-600 y sección del reactor [IAEA99].....	40
Figura 2.6. Planta Phenix y sección del reactor [IAEA99].....	40
Figura 2.7. Super Phenix y sección del reactor [IAEA99]	41
Figura 2.8. Planta SNR-300 y sección del reactor [IAEA99].....	41
Figura 2.9. Planta PFR y esquema del evaporador, sobrecalentador y recalentador [IAEA99]	42
Figura 2.10. Planta Monju y sección del reactor [IAEA99]	42
Figura 2.11. Esquema del reactor SFR, concepto tipo lazo [INTE02], y reactor estudiado en [MUTO07].....	45
Figura 2.12. Esquema del reactor SFR, concepto tipo piscina [INTE02]	46
Figura 2.13. Comparación de los dos conceptos de reactor SFR: lazo y piscina [SAGA09].....	46
Figura 2.14. Esquema general de la planta del proyecto ESFR [INTE09].....	48
Figura 2.15. Corte del reactor ESFR y esquema de sus sistemas del circuito primario [EURO09] y [INTE09]	49
Figura 2.16. Ejemplo detallado del acoplamiento del reactor al ciclo de potencia	50
Figura 2.17. Esquema simplificado del acoplamiento del reactor a un ciclo Rankine subcrítico.....	51

Figura 2.18. Esquema simplificado del acoplamiento del reactor a un ciclo Rankine supercrítico de un solo recalentamiento	52
Figura 2.19. Esquema simplificado del acoplamiento del reactor a un ciclo Rankine supercrítico de dos recalentamientos.....	53
Figura 2.20. Esquemas simplificados del acoplamiento del reactor a un ciclo Brayton	54

CAPÍTULO 3.

Figura 3.1. Esquema del ciclo de potencia de la planta Super Phenix [IAEA07].....	56
Figura 3.2. Esquema del ciclo de potencia de la planta SNR-300 [IAEA07]	56
Figura 3.3. Esquema del ciclo de potencia de la planta PFR [IAEA07]	56
Figura 3.4. Esquema del ciclo de potencia de la planta Monju [GOTO06].....	57
Figura 3.5. Esquema del ciclo de potencia supercrítico de la planta SCWR [BUON03]	59
Figura 3.6. Esquema del reactor compacto GTHT300 [YAN03].....	60
Figura 3.7. Algunos esquemas estudiados en [LINA06] y [LINA07]	60
Figura 3.8. Reactores de alta temperatura refrigerados por gas: GT-MHR y PBMR [ZHAO06]	60
Figura 3.9. Comparativa entre distintos ciclos de potencia [HEJZ06].....	62
Figura 3.10. Parámetros resultantes en ciclo S-CO ₂ para reactor SFR [MOIS09].....	63
Figura 3.11. Diagramas T-S de distintos ciclos ORC [SALE05].....	64

CAPÍTULO 4.

Figura 4.1. Nomenclatura basada en subíndices y superíndices	66
Figura 4.2. Designación de propiedades según la corriente del regenerador	76
Figura 4.3. Pérdidas de carga normalizadas [El-G07]	80
Figura 4.4. Coeficiente de convección forzada normalizado [El-G07].....	81
Figura 4.5. Volumen del intercambiador de calor normalizado respecto al de He [El-G07]	82
Figura 4.6. Esquema de pérdidas de carga	83
Figura 4.7. Calor específico del CO ₂ a presión constante [LINA10].....	85
Figura 4.8. Diagrama descriptivo del programa principal	86
Figura 4.9. Diagrama descriptivo de la subrutina para cálculo de calores específicos ...	87
Figura 4.10. Diagrama descriptivo de la subrutina para la resolución del ciclo	88

Figura 4.11. Curvas de saturación en el diagrama T-s para distintas sustancias orgánicas [NISH09]	91
CAPÍTULO 5.	
Figura 5.1. Configuración del ciclo Rankine Subcrítico	95
Figura 5.2. Reparto de irreversibilidades del ciclo Rankine Subcrítico	100
CAPÍTULO 6.	
Figura 6.1. Configuración de referencia para el ciclo Rankine Supercrítico.....	103
Figura 6.2. Configuración del ciclo Rankine Supercrítico Opción I	107
Figura 6.3. Evolución de temperaturas a lo largo de IHX1 en ciclo Rankine Supercrítico Opción I.....	109
Figura 6.4. Evolución de temperaturas a lo largo de IHX2 en ciclo Rankine Supercrítico Opción I.....	110
Figura 6.5. Evolución de temperaturas a lo largo del Recalentador en ciclo Rankine Supercrítico Opción I.....	110
Figura 6.6. Reparto de irreversibilidades del ciclo Rankine Supercrítico Opción I.....	112
Figura 6.7. Configuración del ciclo Rankine Supercrítico Opción II.....	113
Figura 6.8. Evolución de temperaturas a lo largo de IHX1 en ciclo Rankine Supercrítico Opción II	115
Figura 6.9. Evolución de temperaturas a lo largo de IHX2 en ciclo Rankine Supercrítico Opción II	116
Figura 6.10. Evolución de temperaturas a lo largo del Recalentador 1 en ciclo Rankine Supercrítico Opción II	116
Figura 6.11. Evolución de temperaturas a lo largo del Recalentador 2 en ciclo Rankine Supercrítico Opción II	116
Figura 6.12. Reparto de irreversibilidades del ciclo Rankine Supercrítico Opción II..	119
CAPÍTULO 7.	
Figura 7.1. Configuración CBTX simple.....	126
Figura 7.2. Reparto de irreversibilidades del ciclo CBTX simple.....	128
Figura 7.3. Configuración CBTX con ciclo ORC acoplado	129
Figura 7.4. Rendimiento en función de la relación de presión para distintas presiones máximas del ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado	131

Figura 7.5. Reparto de irreversibilidades del ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado....	133
Figura 7.6. Configuración CICBTX simple	134
Figura 7.7. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTX simple	136
Figura 7.8. Configuración CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	136
Figura 7.9. Rendimiento en función de la presión mínima, para distintas presiones máximas e intermedias del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	138
Figura 7.10. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	140
Figura 7.11. Configuración CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación	140
Figura 7.12. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación.....	143
Figura 7.13. Configuración CICBTRTX simple.....	144
Figura 7.14. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTRTX simple	147
Figura 7.15. Configuración CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	147
Figura 7.16. Rendimiento en función de la presión mínima, para distintas presiones máximas e intermedias del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	148
Figura 7.17. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	151
Figura 7.18. Configuración CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación	151
Figura 7.19. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación.....	154
Figura 7.20. Evolución del rendimiento de CBTX-ORC 1 HRVG con N ₂ en función de la presión máxima.....	157
Figura 7.21. Comparación de tamaños de turbomaquinaria en función del fluido de trabajo [TOUR08]	158
Figura 7.22. Resumen del resultado del análisis de ciclos de helio	160

CAPÍTULO 8.

Figura 8.1. Configuración S-CO ₂	167
Figura 8.2. Diagrama T-S del ciclo S-CO ₂	167
Figura 8.3. Diagrama T-S del CO ₂ en la zona de trabajo del ciclo S-CO ₂	168
Figura 8.4. Configuración S-CO ₂ con recalentamiento	171
Figura 8.5. Configuración S-CO ₂ -2HTR	172
Figura 8.6. Configuración S-CO ₂ -Dual	174
Figura 8.7. Configuración S-CO ₂ -ORC-I	176
Figura 8.8. Configuración S-CO ₂ -ORC-II	179
Figura 8.9. Configuración S-CO ₂ -ORC-III	181
Figura 8.10. Configuración S-CO ₂ -ORC-IV	185
Figura 8.11. Diagrama T-S del ciclo S-CO ₂ -ORC-IV	185
Figura 8.12. Configuración S-CO ₂ -ORC-V	188
Figura 8.13. Configuración S-CO ₂ -H ₂ O	189
Figura 8.14. Evolución del rendimiento en función de la relación de presiones	191
Figura 8.15. Evolución de temperaturas a lo largo del intercambiador IHX _{Na-CO₂}	192
Figura 8.16. Evolución de temperaturas a lo largo del intercambiador HTR	192
Figura 8.17. Evolución de temperaturas a lo largo del intercambiador LTR	192
Figura 8.18. Evolución de temperaturas a lo largo del Precooler	193
Figura 8.19. Evolución del rendimiento y fracción de gas en función de la caída de presión	193
Figura 8.20. Evolución del rendimiento y fracción de gas en función de la temperatura a la entrada del precooler	194
Figura 8.21. Evolución de la efectividad del precooler en función de su temperatura de entrada	195
Figura 8.22. Evolución del rendimiento en función de la temperatura de entrada del IHX para distintas caídas de presión	196
Figura 8.23. Evolución de la efectividad del IHX en función de su temperatura de entrada para distintas caídas de presión	196
Figura 8.24. Evolución de la fracción de gas en función de la temperatura de entrada al IHX para distintas caídas de presión	196
Figura 8.25. Evolución del rendimiento en función de la efectividad del IHX para distintas caídas de presión	197
Figura 8.26. Reparto de irreversibilidades del ciclo S-CO ₂	200

Figura 8.27. Resumen de rendimientos y potencias de todos los ciclos propuestos201

CAPÍTULO 9.

Figura 9.1. Resumen del resultado de los ciclos analizados en la tesis.....206

Figura 9.2. Esquema de un regenerador basado en tecnología de intercambiador de circuito impreso [KIM06]208

Figura 9.3. Comparativa de dimensiones de turbinas de similares potencias: turbina de vapor (superior), turbina de gas helio (intermedia) y turbina de CO₂ (inferior) [DOST04].....209

Índice de Tablas

CAPÍTULO 2.

Tabla 2.1. Resumen de las características de los distintos conceptos de reactor para Generación IV [INTE08]	37
Tabla 2.2. Parámetros fundamentales del reactor considerado en la tesis (reactor ESFR) [INTE08]	49

CAPÍTULO 3.

Tabla 3.1. Evolución de las centrales de carbón en Gran Bretaña durante el siglo XX [HAYW01].....	57
Tabla 3.2. Parámetros de algunas centrales supercríticas actuales [HAYW01]	59

CAPÍTULO 4.

Tabla 4.1. Propiedades de los gases analizados.....	78
Tabla 4.2. Dimensiones y tiempo de cálculo de los principales modelos de la tesis	92

CAPÍTULO 5.

Tabla 5.1. Resultados globales de la simulación del ciclo Rankine Subcrítico.....	97
Tabla 5.2. Presiones de las turbinas del ciclo Rankine Subcrítico	97
Tabla 5.3. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo Rankine Subcrítico.....	97
Tabla 5.4. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo Rankine Subcrítico.....	98
Tabla 5.5. Irreversibilidades por componentes en el ciclo Rankine Subcrítico.....	99
Tabla 5.6. Resumen de irreversibilidades y eficiencias más relevantes del ciclo Rankine Subcrítico.....	100

CAPÍTULO 6.

Tabla 6.1. Comparación de resultados globales	104
Tabla 6.2. Rendimientos isentrópicos obtenidos entre etapas de extracciones	104

Tabla 6.3. Resultados globales de la simulación del ciclo Rankine Supercrítico	
Opción I.....	108
Tabla 6.4. Presiones de las turbinas del ciclo Rankine Supercrítico Opción I.....	108
Tabla 6.5. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo Rankine Supercrítico Opción I.....	108
Tabla 6.6. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo Rankine Supercrítico Opción I.....	110
Tabla 6.7. Irreversibilidades por componentes en el ciclo Rankine Supercrítico Opción I.....	111
Tabla 6.8. Resumen de irreversibilidades y eficiencias más relevantes del ciclo Rankine Supercrítico Opción I.....	111
Tabla 6.9. Resultados globales de la simulación del ciclo Rankine Supercrítico Opción II.....	114
Tabla 6.10. Presiones de las turbinas del ciclo Rankine Supercrítico Opción II.....	114
Tabla 6.11. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo Rankine Supercrítico Opción II.....	115
Tabla 6.12. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo Rankine Supercrítico Opción II.....	117
Tabla 6.13. Irreversibilidades por componentes en el ciclo Rankine Supercrítico Opción II.....	118
Tabla 6.14. Resumen de irreversibilidades y eficiencias más relevantes del ciclo Rankine Supercrítico Opción II.....	118
 CAPÍTULO 7.	
Tabla 7.1. Resultados globales de la simulación del ciclo CBTX simple.....	127
Tabla 7.2. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CBTX simple.....	127
Tabla 7.3. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CBTX simple.....	127
Tabla 7.4. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CBTX simple.....	128
Tabla 7.5. Resultados globales de la simulación del ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado.....	130

Tabla 7.6. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado.....	130
Tabla 7.7. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado.....	132
Tabla 7.8. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado	132
Tabla 7.9. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTX simple	134
Tabla 7.10. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTX simple	135
Tabla 7.11. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTX simple	135
Tabla 7.12. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTX simple.....	135
Tabla 7.13. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	137
Tabla 7.14. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	137
Tabla 7.15. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	139
Tabla 7.16. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación.....	139
Tabla 7.17. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación	141
Tabla 7.18. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación.....	142
Tabla 7.19. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación.....	142
Tabla 7.20. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación.....	143
Tabla 7.21. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTRTX simple	145
Tabla 7.22. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX simple	145
Tabla 7.23. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX simple	146

Tabla 7.24. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTRTX simple	146
Tabla 7.25. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación.....	149
Tabla 7.26. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	149
Tabla 7.27. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	150
Tabla 7.28. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación	150
Tabla 7.29. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación	152
Tabla 7.30. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación	153
Tabla 7.31. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación	153
Tabla 7.32. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación	154
Tabla 7.33. Comparativa de resultados según la mezcla elegida	155
Tabla 7.34. Comparativa de resultados según la mezcla elegida, readaptando la instalación del ciclo.....	156
Tabla 7.35. Evolución del rendimiento de CBTX-ORC 1 HRVG con N ₂ en función de la presión máxima	157
Tabla 7.36. Comparación de dimensiones de turbomáquinas para distintos fluidos de trabajo [TOUR08]	158
Tabla 7.37. Resultado del redimensionado de la tubería.....	159
Tabla 7.38. Resumen del resultado del análisis de ciclos de helio.....	160
 CAPÍTULO 8.	
Tabla 8.1. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO ₂	169
Tabla 8.2. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂	170
Tabla 8.3. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂	170

Tabla 8.4. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO ₂ -2HTR.....	173
Tabla 8.5. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂ -2HTR.....	173
Tabla 8.6. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂ -2HTR.....	174
Tabla 8.7. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO ₂ -ORC-I.....	177
Tabla 8.8. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂ -ORC-I.....	177
Tabla 8.9. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂ -ORC-I.....	178
Tabla 8.10. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO ₂ -ORC-II.....	180
Tabla 8.11. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂ -ORC-II	180
Tabla 8.12. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂ -ORC-II	181
Tabla 8.13. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO ₂ -ORC-III	182
Tabla 8.14. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂ -ORC-III	182
Tabla 8.15. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂ -ORC-III	183
Tabla 8.16. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO ₂ -ORC-IV	186
Tabla 8.17. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂ -ORC-IV	186
Tabla 8.18. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO ₂ -ORC-IV	187
Tabla 8.19. Parámetros característicos del ciclo S-CO ₂ -ORC-V.....	188
Tabla 8.20. Parámetros característicos del ciclo S-CO ₂ -H ₂ O.....	190
Tabla 8.21. Sensibilidad del rendimiento de la planta.....	198
Tabla 8.22. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo S-CO ₂	199
Tabla 8.23. Resumen de rendimientos de todos los ciclos propuestos.....	201

Capítulo 1. Introducción

1.1. Motivación

El panorama energético internacional evoluciona aumentando continuamente la demanda de energía como consecuencia del crecimiento mundial de la población, aumento de la calidad de vida en los países desarrollados, mayores expectativas de vida, gran desarrollo industrial de ciertos países (especialmente llamativo hoy día el caso de China), etc. En definitiva, el desarrollo de los países siempre está vinculado a un aumento de la demanda energética que viene siendo imparable en todo el mundo desde el comienzo de la revolución industrial.

Para satisfacer esta ingente demanda, cada país dispone de un cierto *mix* energético basado en el uso de un conjunto de fuentes energéticas distinto en función de la disponibilidad del terreno y de los acuerdos internacionales de comercio de energía ya sea en forma de energía primaria o secundaria. Así es como a lo largo del siglo XX los combustibles fósiles como fuente de energía han dominado el comercio de energía tanto en el sector del transporte como en el de la producción de energía eléctrica.

Sin embargo, aunque el petróleo, derivados y gases, han venido siendo básicamente la gran solución para poder satisfacer la demanda energética, estas fuentes son hoy día totalmente puestas en cuestión al primar cada vez más las consideraciones de contaminación y polución atmosférica. En parte por esto, y también por sus bajos costes de producción, en la segunda mitad del siglo XX surge con gran interés la energía nuclear como alternativa a las fuentes fósiles. Así, desde las primeras centrales nucleares de Generación I hasta las actuales en construcción de Generación III, la energía nuclear no ha parado de desarrollarse tecnológicamente, habiéndose hecho un gran y exitoso esfuerzo en materia de seguridad. Por el contrario, fundamentalmente debido al grave accidente de la planta de Chernobil en el año 1986, la energía nuclear experimentó un considerable freno en su expansión comercial, empezándose a construir muchas menos centrales en todo el mundo.

Ante el evidente problema del aumento de emisiones de gases con efecto invernadero debido fundamentalmente al creciente uso de combustibles fósiles, y la desconfianza en

el sector nuclear ante determinadas políticas en su contra sobre todo desde el citado accidente, surge la esperanza de que las energías renovables puedan ser la solución. Esto supuso un notable esfuerzo en el desarrollo de la muy diversa tecnología asociada a estas fuentes, en función del recurso energético a aprovechar: energía eólica, biomasa, solar, geotérmica, mareomotriz o incluso energía extraída de las olas del mar. Sin embargo, a pesar del esfuerzo, el resultado viene a afirmar que este tipo de fuentes no son viables ni técnica ni económicamente de cara a solucionar por si solos el problema de las emisiones.

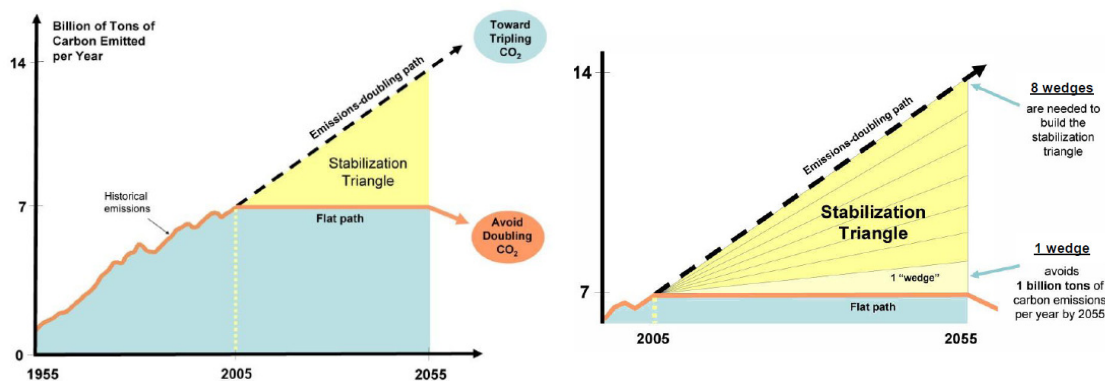


Figura 1.1. Gráficas que representan la necesidad de reducción de emisiones para lograr un desarrollo sostenible [INTE02]

Hoy día, al tomarse conciencia de la necesidad de un desarrollo mundial sostenible (Figura 1.1.) tanto desde un punto de vista ecológico como económico, existe un generalizado consenso en el sector energético, en el que se afirma que la verdadera solución en la actualidad pasa por un *mix* energético basado en variadas tecnologías, en las que no se puede excluir desde luego la energía nuclear. Por otra parte, modelos de reactor nuclear como el PWR o el BWR llevan utilizándose desde hace ya muchos años, habiéndose acumulado una gran experiencia que garantiza unas condiciones de seguridad excelentes. Además, existen nuevos conceptos de reactor sobre los que se trabaja en el marco de la llamada Generación IV. Con estos reactores, se conseguiría mejorar la seguridad y se ganaría en rendimiento de la planta, se podrían utilizar para producir hidrógeno (futura alternativa limpia al combustible fósil para el transporte) a la vez que se daría un gran paso en la solución del mayor inconveniente real de las plantas nucleares actuales: la formación de residuos radiactivos de alta actividad. Con estas centrales de Generación IV se lograría aprovechar el combustible hasta casi consumir todos los actínidos, no solo peligrosos desde el punto de vista de su largo período de vida media, sino también por la cuestión de la proliferación de armas nucleares.

La presente tesis estudia precisamente uno de los conceptos de reactor más interesante a corto plazo dentro de los seis considerados para Generación IV. Se trata del reactor reproductor rápido refrigerado por sodio: SFR (del inglés Sodium Fast Reactor), del cual se puede decir que solo con sus excelentes características, en buena medida gracias a que es reproductor, no se logran satisfacer las condiciones que exige la Generación IV, sino que éste debe estar además acoplado a un sistema de conversión de potencia adecuado para así lograr una operación eficiente. Es precisamente en este último aspecto del reactor SFR, en el que se centrará el desarrollo del trabajo que se expondrá a lo largo de los siguientes capítulos.

1.2. Objetivos

Se puede decir que el principal objetivo de la tesis viene implícito en el título de la misma, pues fundamentalmente se buscará proponer y analizar los más interesantes y apropiados sistemas de conversión de potencia para un reactor nuclear de Generación IV refrigerado por sodio, cuyos parámetros fundamentales de operación vienen impuestos a partir del reactor estudiado en el marco del proyecto ESFR [FIOR09].

Para ello, se tomará como punto de partida el análisis de un ciclo Rankine subcrítico adaptado para ser operado bajo las particularidades del reactor de sodio, resultando una configuración similar a la seguida hasta ahora en cada uno de los prototipos y plantas de demostración de reactor SFR construidos hasta la actualidad.

Posteriormente, todos los ciclos a analizar tratarán de mejorar dicho resultado, empezando por proponer dos configuraciones de ciclo Rankine supercrítico, para seguidamente comenzar con análisis de ciclos radicalmente opuestos, basados en distintas configuraciones de ciclos de gas Brayton de helio y de CO₂ en condiciones supercríticas (ciclo de recompresión supercrítica de CO₂, S-CO₂).

El interés de la tesis, en comparación con otros trabajos realizados sobre el mismo tema, radica en que el análisis de ciclos se hará proponiendo configuraciones novedosas que se compararán con otras más convencionales, y de muy diferentes tipos, analizándolos además no solo desde la perspectiva del balance de planta (cálculo del rendimiento térmico), sino también atendiendo a consideraciones exergéticas. El estudio conjunto de tantas soluciones, convencionales e innovadoras (como el uso de ciclos ORC acoplados a los ciclos Brayton, o el estudio de mezclas de gas basadas en helio, nitrógeno, xenon y

argon), supone un trabajo de investigación que trata de aportar a la presente tesis una riqueza que la distinga de precedentes trabajos que, por otra parte, han resultado de gran utilidad para utilizarlos como referencias y así validar los modelos aquí desarrollados.

1.3. Metodología

Para poder llevar a cabo los distintos análisis termodinámicos y procesos de optimización de cada una de las configuraciones, se desarrollarán códigos en EES (Engineering Equation Solver) [KLEI93], lo cual resulta muy práctico dada la potencia de este programa en el campo de la ingeniería y en concreto en el de la Termodinámica y Transferencia de Calor. Se trata de un entorno en el que introduciendo todas las ecuaciones que describen la física del problema (un ciclo de potencia), se comprueba la coherencia en cuanto a número de ecuaciones igual a número de variables independientes, y se resuelve numéricamente. Cabe la posibilidad además de dejar una serie de variables preparadas para ser optimizadas en busca de una cierta función objetivo.

Esta última posibilidad mencionada resulta muy potente dado que la optimización de cada ciclo se llevará a cabo mediante la búsqueda de ciertos parámetros que maximicen el rendimiento del ciclo. Así, en el caso de los ciclos Rankine, los parámetros a analizar son las extracciones de cada turbina de vapor, mientras que en los ciclos Brayton se buscará la óptima relación de presión.

También mediante EES se programarán las ecuaciones que describan los balances de entropía y exergía necesarios para identificar los componentes del ciclo con mayor irreversibilidad, y calcular sus eficiencias exergéticas. Esto permitirá extraer conclusiones en relación a la verdadera oportunidad de mejora de operación del ciclo ya sea mejorando tecnológicamente cada componente o mejorando sus condiciones de funcionamiento.

En todos los ciclos se ha llevado una doble labor de validación y verificación. Para validar cada modelo desarrollado, se ha utilizado diferentes trabajos de referencia cuyos resultados han podido ser reproducidos mediante los modelos de esta tesis, adaptando los parámetros a lo indicado en dichos estudios. Posteriormente, se remodela según los avances introducidos en esta tesis utilizando además los parámetros convenientes, para

por último realizar la verificación al comprobar a través de distintas vías que el resultado es matemática y termodinámicamente correcto.

Finalmente, antes de dar por concluido el trabajo con una determinada configuración, ha de comprobarse que los intercambiadores están trabajando de una manera realista. Así, cada modelo debe incorporar una rutina de cálculo del máximo acercamiento de las temperaturas de las dos corrientes (Pinch Point), de manera que este valor no debería pasar de un cierto valor límite asumido. El cálculo de su irreversibilidad y de su eficiencia serán también claves a la hora de verificar su correcto funcionamiento.

1.4. Estructura de la tesis

La tesis se ha estructurado en un total de once capítulos donde los tres últimos se corresponden a las conclusiones, al listado de referencias y a los anexos, siendo además el presente primer capítulo el destinado a la introducción, con el fin de enmarcar y poner en contexto la tesis, justificando su interés.

En el segundo capítulo se exponen con cierto detalle las generalidades más importantes del reactor SFR, orientando la información dada sobre todo a aquellos aspectos tecnológicos que más afectarán al acoplamiento del reactor con el ciclo de conversión de potencia.

Ya en el tercer capítulo se realiza un exhaustivo estudio del estado del arte, comentando todos los avances principales mostrados en algunos de los más interesantes artículos existentes sobre los ciclos que son objeto de estudio en la presente tesis.

No es hasta el cuarto capítulo que se entra en la exposición detallada de la metodología seguida para el desarrollo de todos los modelos de la tesis. Aquí se mostrarán y explicarán cada una de las expresiones que describen el comportamiento de cada configuración analizada, quedando finalmente en disposición de comentar los resultados obtenidos a lo largo de los capítulos cinco, seis, siete y ocho.

Los ciclos Rankine serán estudiados en los capítulos cinco y seis. Se empieza por la exposición de los resultados obtenidos en el ciclo Rankine subcrítico, el cual supondrá además un punto de referencia para los resultados de los demás ciclos. Posteriormente, en el capítulo 6, se muestra el resultado de dos ciclos Rankine supercríticos, a partir de

los cuales se podrá comparar el resultado con el obtenido en el caso subcrítico, y así comprobar si vale la pena la mayor complejidad de un ciclo supercrítico.

A continuación, capítulo siete, se expone el resultado de los estudios realizados para ciclos Brayton cerrados, utilizando como fluido de trabajo helio, y mezclas de helio con xenon, argon, y nitrógeno, llegándose al extremo en el último caso, de utilizar incluso nitrógeno puro a alta presión. Además, se investigan ciertas configuraciones con ORC (Rankine de Ciclo Orgánico) integrado.

En el capítulo ocho, se continúa con la línea de investigación de los ciclos Brayton, pero en este caso basada en un tipo de ciclo más innovador, y cuyas interesantes ventajas compensan, pensando en su uso a más largo plazo, el inconveniente de la todavía inexistente experiencia en su aplicación: ciclos Brayton de recompresión supercrítica de CO_2 (S- CO_2). Se propondrán nuevas variantes del ciclo básico, y se realizarán detallados estudios de la mejor opción para el reactor SFR.

Finalmente, en el capítulo nueve, se resumen las principales conclusiones a partir del resultado de cada ciclo y de la comparación de los resultados entre sí para dar respuesta clara a la cuestión planteada en el objetivo principal de la tesis: encontrar el óptimo ciclo de conversión de potencia para el reactor SFR estudiado. Posteriormente se muestran las más interesantes lecciones aprendidas a lo largo de la tesis, y por último se termina realizando una serie de recomendaciones para futuras líneas de trabajo.

Capítulo 2. Reactor Rápido Refrigerado por Sodio (SFR)

2.1. Generación IV y reactores rápidos

Desde el comienzo del desarrollo de la tecnología nuclear, ha estado muy presente el concepto de reactor rápido refrigerado por metal líquido, y más concretamente por sodio, también conocido como reactor SFR de sus siglas en inglés (Sodium Fast Reactor). Diversas dificultades técnicas, sin embargo, han hecho que hasta la actualidad sólo se hayan podido construir desde entonces un cierto número de prototipos y plantas de demostración, sin que se llegara a extender comercialmente su uso a lo largo del mundo.

El reactor SFR se caracteriza ante todo por tratarse de un reactor rápido, ya que esa es la circunstancia de la que surgen todas sus grandes ventajas y particularidades de diseño. Precisamente por ello es hoy día uno de los candidatos para marcar la pauta de cómo serán las plantas de energía nuclear en un futuro cercano. En definitiva, para poder entender en qué consiste el SFR, antes hay que hablar de los reactores rápidos, y el marco en el que se encuentran hoy día: la Generación IV de reactores de fisión nuclear.

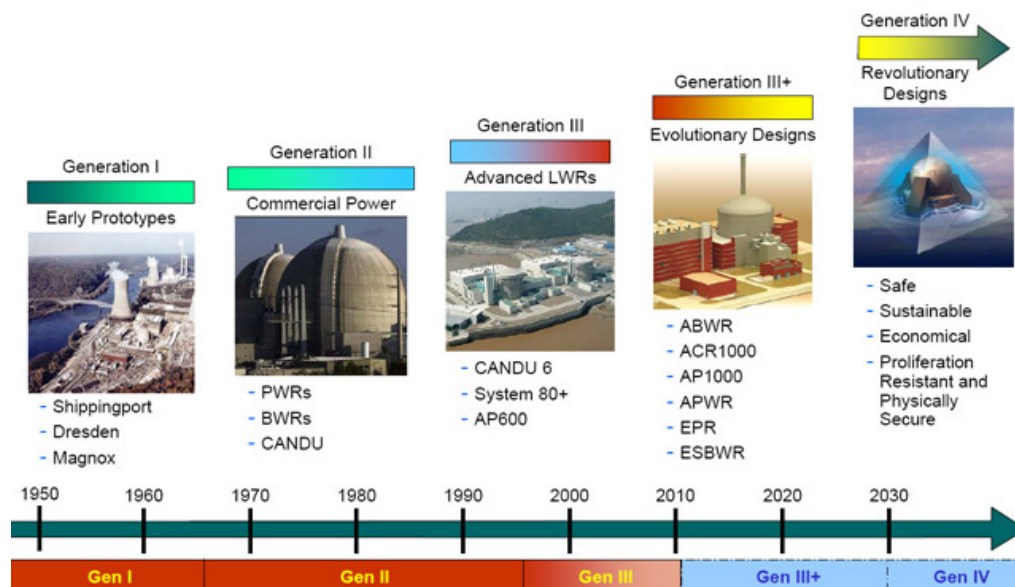


Figura 2.1. Gráfica de la evolución de las generaciones de reactores nucleares [INTE08]

Desde los primeros prototipos enmarcados en la llamada Generación I, pasando por los actuales reactores de Generación II, hasta los más modernos de Generación III y

Generación III (+), la energía nuclear se ha mostrado como una fuente realmente segura y económica, así como limpia en lo que se refiere a las emisiones atmosféricas. Sólo la problemática de los residuos quedaría pendiente y es precisamente ahí donde radica el interés de los futuros reactores de Generación IV. Estos, previstos para un futuro cercano en el tiempo (en torno al año 2030), están basados en diseños que tienen como principales objetivos (véase la Figura 2.1.): optimizar la seguridad (se buscará alcanzar la seguridad intrínseca mediante la cual el propio diseño excluye determinados escenarios accidentales), la sostenibilidad, los aspectos económicos y finalmente, minimizar la amenaza de la proliferación de armas nucleares.

Para poder desarrollar la tecnología necesaria de cara a lograr los objetivos de la Generación IV, se establece en el año 2001 un acuerdo internacional, llamado *Generation IV International Forum* (GIF), en el que se fija el interés en seis conceptos de reactor por considerarlos como los más adecuados para lograr los objetivos. Estos son:

- Very-High Temperature Reactor (VHTR)
- Supercritical-Water Reactor (SCWR)
- Gas-Cooled Fast Reactor (GFR)
- Lead-Cooled Fast Reactor (LFR)
- Molten Salt Reactor (MSR)
- Sodium Cooled Fast Reactor (SFR)

El reactor de muy alta temperatura (Very-High Temperature Reactor – VHTR), consiste en un reactor térmico que utiliza helio como refrigerante y grafito como moderador, alcanzando éste una temperatura máxima de más de 900°C. Se trataría de reactores más bien pequeños en cuanto a potencia (unos 250MW), con combustible de partículas recubiertas en lecho de bolas o elementos prismáticos de grafito. Como principales virtudes de esta tecnología, cabe destacar que sería un buen sistema de cara a cogeneración combinando la producción eléctrica con la producción de hidrógeno (debido a las altas temperaturas), o de calor de proceso. Además, tiene un alto grado de seguridad pasiva y una alta eficiencia térmica. Sudáfrica, Francia y Euratom ya han mostrado su interés.

Al reactor SCWR (Supercritical-Water Reactor) se le puede considerar una evolución de los conocidos reactores BWR. En él, se tendría agua como refrigerante por encima

de las condiciones supercríticas (374°C y 221 bar), resultando una temperatura de salida del núcleo de entre 510°C y 625°C, y una potencia total entorno 1500 MWe. Estas condiciones harían que este reactor, con capacidad de operar como térmico o rápido, pudiera ser utilizado para producción eléctrica mediante un ciclo Rankine supercrítico con un rendimiento de entorno al 45%. Hasta ahora los países más interesados son fundamentalmente Canadá, Japón y Euratom.

El reactor rápido refrigerado por gas (Gas-Cooled Fast Reactor - GFR), se caracteriza por utilizar gas helio a alta temperatura como fluido refrigerante, como en el caso del VHTR (en esta ocasión, serían unos 850°C de salida del núcleo), pero a diferencia de este, operado mediante un espectro de neutrones rápidos. El espectro rápido proporcionaría a este modelo mayor aprovechamiento del combustible, así como menor producción de residuos, manteniendo además una alta eficiencia térmica gracias a la alta temperatura del refrigerante (se pueden conseguir elevados rendimientos en el ciclo de conversión de potencia gracias a la elevada temperatura de la fuente). Podría usarse este mismo gas para utilizarlo directamente como fluido de trabajo en un ciclo Brayton (configuración directa), o para transmitir a través de un lazo intermedio el calor a un ciclo de CO₂ supercrítico (configuración indirecta). Estaría indicado para trabajar a potencias de unos 1100 MWe, y manejaría como combustible óxidos mixtos (MOX) de plutonio y uranio. Francia, Japón, Suiza y Euratom ya han mostrado interés por esta tecnología.

También el reactor LFR (Lead-Cooled Fast Reactor) constaría de un núcleo funcionando con un espectro rápido y refrigerado por plomo o Pb/Bi fundido. La temperatura de salida del refrigerante en el núcleo estaría esta vez entre 550°C y 800°C, abarcando un amplio rango de potencias (de 300MWe a 1200MWe). Sería idóneo para producción eléctrica, de hidrógeno o incluso para potabilización de agua. También entre sus ventajas se pueden citar su alto grado de seguridad pasiva y la mínima generación de residuos. Euratom y Japón son los principales interesados. Existen ya en la actualidad dos propuestas de diseños de prototipos de tipo reactor-piscina: el Small Secure Transportable Autonomous Reactor (SSTAR) y el European Lead-Cooled System (ELSY). En cualquier caso, el sistema de conversión de potencia elegido como idóneo hasta el momento es el ciclo Brayton de recompresión supercrítica de CO₂.

El concepto de tipo Molten Salt Reactor (MSR) utilizaría combustible líquido a partir de uranio y plutonio con Li, Be, Na y otros. Alcanzaría una temperatura máxima de entre

los 700°C y 800°C a baja presión (menos de 9,5 MPa), pudiendo alimentar a centrales de hasta 1000 MWe. Se conseguiría minimizar los residuos, un alto grado de seguridad pasiva, capacidad de operar con un espectro térmico con elevado flujo para así minimizar el inventario de material fisible y se eliminan las recargas periódicas, así como el transporte del plutonio. En esta ocasión, solo Europa a través de Francia y nuevamente Euratom, han mostrado cierto interés.

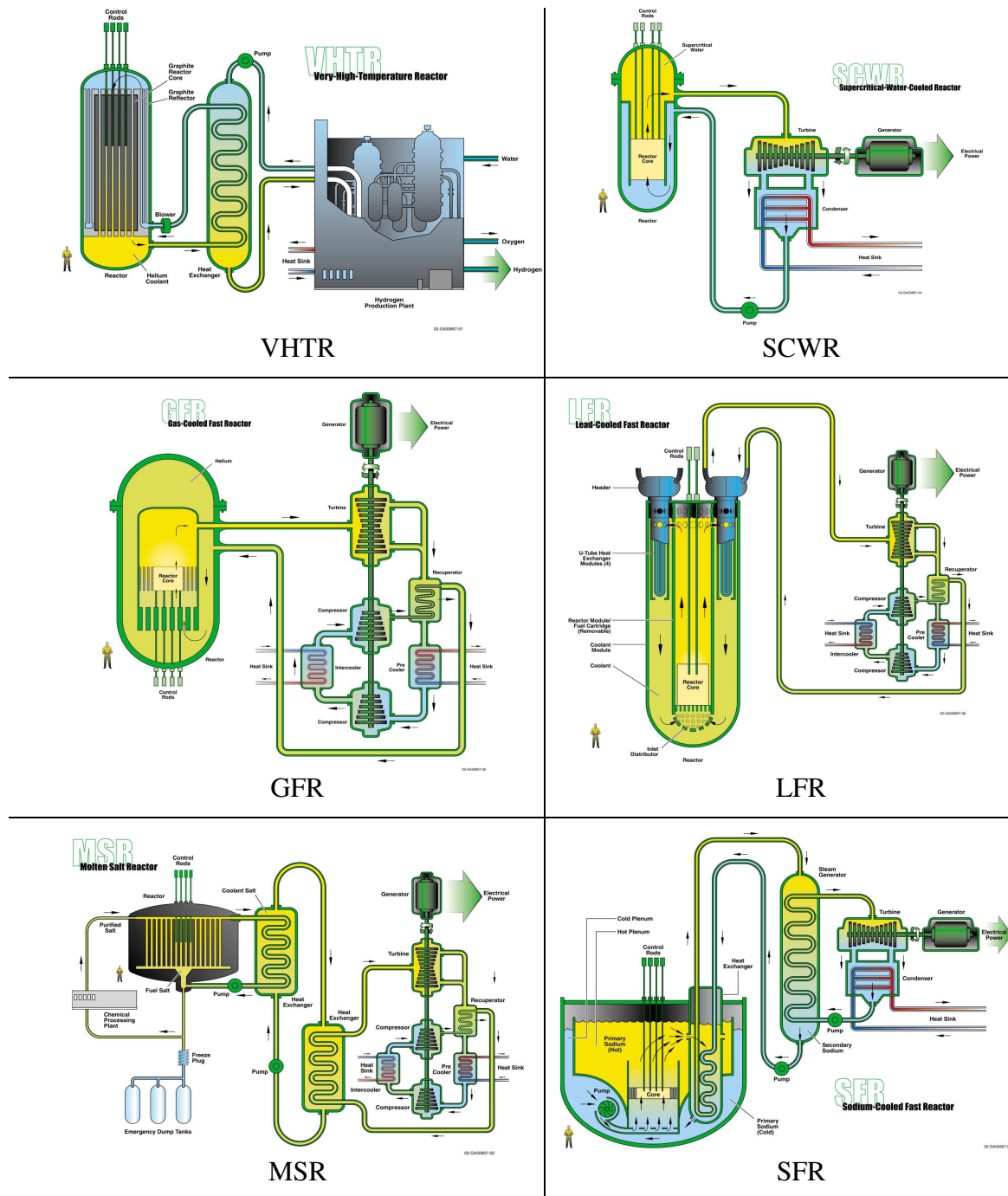


Figura 2.2. Los seis conceptos de reactor considerados para Generación IV [INTE08]

Por último, el concepto que mayor expectación e interés está despertando hasta ahora de los seis propuestos para la Generación IV, y además objeto de estudio en la presente tesis, es el reactor rápido refrigerado por sodio: Sodium Cooled Fast Reactor (SFR). Se trata de un reactor con cierto parecido al ya mencionado LFR, pero en esta ocasión refrigerado por sodio (metal líquido), con una temperatura máxima tras atravesar el núcleo de unos 550°C. Tendría capacidad para ser adaptado a usos modulares (50MWe) o para producir electricidad a mayor escala: 300MWe, 600MWe ó 1500MWe. El combustible serían nuevamente óxidos mixtos (MOX) de plutonio y uranio, con opción de piroprocesado. Como ventajas, cabe citar su alto rendimiento, alto consumo de actínidos (99%), es reproductor y además existe ya una amplia experiencia con la principal tecnología involucrada. Países como EEUU, Japón, Francia, Euratom, Corea y Rusia han mostrado su interés, siendo especialmente relevante el proyecto europeo ESFR para el pronto desarrollo de un primer prototipo.

Tabla 2.1. Resumen de las características de los distintos conceptos de reactor para Generación IV [INTE08]

Sistema	Espectro	Ciclo Combustible	Potencia (MW)	Aplicaciones	Investigación Requerida
VHTR	Térmico	Abierto	250	Electricidad, Hidrógeno, Calor de proceso	Combustible, Materiales, Producción H ₂
SCWR	Térmico, Rápido	Abierto, Cerrado	1500	Electricidad	Materiales, Termohidráulica
GFR	Rápido	Cerrado	200-1200	Electricidad, Hidrógeno, Gestión de Actínidos	Combustible, Materiales, Termohidráulica
LFR	Rápido	Cerrado	50-150-300-600-1200	Electricidad, Producción de Hidrógeno	Combustibles Materiales
MSR	Epitérmico	Cerrado	1000	Electricidad, Producción de Hidrógeno, Gestión de Actínidos	Tratamiento de Combustibles, Materiales
SFR	Rápido	Cerrado	300-1500	Electricidad, Gestión de Actínidos	Combustibles, Opciones Avanzadas de Reciclaje

Tal y como ya se ha mencionado, el reactor que más expectativas está levantando por el momento es el SFR. Debido a la temperatura del refrigerante, su aplicación estaría fundamentalmente destinada a la producción eléctrica (véase la Figura 2.2.), sin olvidar las ventajas asociadas al hecho de que sea un reactor rápido, característica compartida con otros modelos mencionados, y que le concede al reactor una importante capacidad

de consumo y gestión de actínidos, alargando el tiempo de uso de combustible por ser mejor aprovechado, y disminuyendo enormemente los residuos de larga vida.

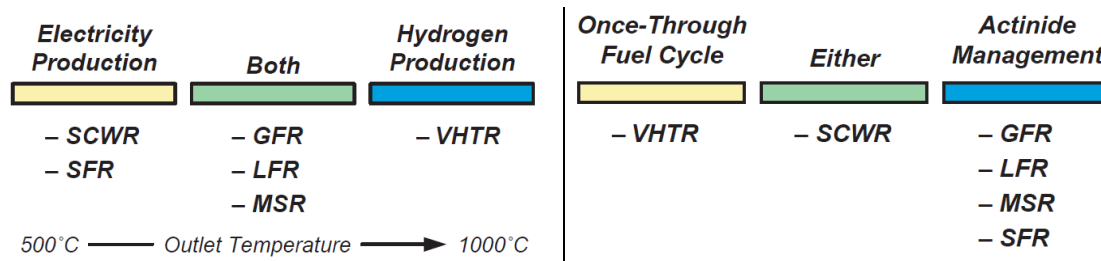


Figura 2.3. Aplicaciones de cada concepto de reactor [INTE02]

Un reactor rápido se caracteriza por conseguir fisiónar los núcleos del combustible mediante un espectro de neutrones rápidos, motivo por el cual se elimina el elemento moderador de neutrones indispensable en todo reactor con espectro térmico. Se trata por tanto, de un reactor en el que la mayoría de las fisiones se producen por absorción de neutrones de alta energía, superior a 0,1 MeV.

La gran ventaja de este tipo de reactor, radica en la posibilidad de operarlos como reactores reproductores, lo que implicaría una mayor producción que consumo de material fisible gracias a la capacidad de los neutrones rápidos para fisiónar átomos que los neutrones térmicos habrían desperdiciado. Así, mediante la irradiación de núclidos fértiles como el ^{232}Th , ^{238}U , ^{240}Pu , se logra generar núclidos físiiles para los neutrones de alta energía del reactor, tales como el ^{233}U , ^{239}Pu , ^{241}Pu .

Todo esto conlleva directamente una triple ventaja: por una parte se generan menos residuos (menos actínidos por haberlos consumido produciendo energía y generando otras sustancias con períodos de vida media mucho menores), se logra un mayor control sobre la amenaza de la proliferación de armas nucleares al reducir enormemente los niveles de plutonio en los residuos, y finalmente, se optimiza el consumo de combustible de manera que las reservas de uranio existentes en la actualidad serían mucho más duraderas. Comparativamente, un reactor rápido es capaz de aprovechar prácticamente la totalidad de la energía contenida en el uranio natural, mientras que un reactor térmico solo consigue aprovechar alrededor del 1%. De hecho, en los reactores de agua ligera sólo es utilizable como combustible el ^{235}U con una abundancia natural del 0,7%, siendo el 99,3% restante átomos de ^{238}U , estériles y desaprovechados por los neutrones térmicos, por ser fértiles y no físiiles para ellos. Los reactores rápidos por el contrario, aprovecharían la energía del ^{238}U al convertirlo en ^{239}Pu ya sí fisiónable mediante la absorción de neutrones rápidos.

Al poco de comenzar la investigación con los primeros prototipos de reactores rápidos, surge el interés por el concepto de reactor rápido refrigerado por sodio, iniciándose pronto la construcción de distintos prototipos de considerables dimensiones, y algunos de ellos operados comercialmente durante una serie de años. Todo ello ha proporcionado una experiencia muy valorada hoy día ante el creciente interés de esta tecnología en el marco de la Generación IV.

2.2. Antecedentes y prototipos

Desde la construcción en 1946 del primer prototipo de un reactor nuclear rápido, Clementine, en el laboratorio “Los Alamos National Laboratory” de Estados Unidos, hubo que esperar hasta la década de los setenta para ver cómo se construían los primeros grandes prototipos de reactores rápidos refrigerados por sodio [IAEA99]. Algunos de los más importantes construidos desde entonces son [IAEA99]: BN-350 y BN-600 en la antigua Unión Soviética; Phenix y Super Phenix en Francia; SNR-300 en Alemania; PFR en el Reino Unido; y finalmente, MONJU en Japón. Se pasa a continuación a realizar una breve descripción de cada uno de ellos, para lo cual será necesario mencionar ciertas características tecnológicas (como el reactor en configuración de tipo piscina o de tipo lazo), que serán explicadas con mayor detalle en el siguiente epígrafe 2.3.

- BN-350: Situada en Kazajstán, esta central ha operado durante 20 años. Construida entre 1965 y 1971, se alcanza el 29 de Noviembre de 1972 la primera criticidad del reactor. En 1989 sufrió incidentes en los dos generadores de vapor modulares, los cuales fueron reparados para volver a la operación en 1993 hasta 1999, fecha de su clausura. Fue utilizado para producción eléctrica (un máximo de 150 MWe) combinándolo con desalinización de agua (llegando a producir unas 100.000 toneladas de agua desalinizada al día). El reactor tenía una configuración de tipo lazo.

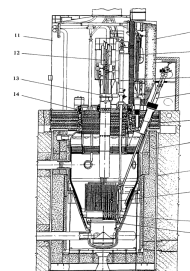
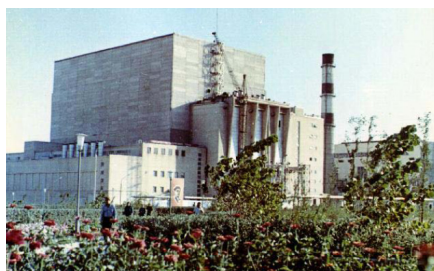


Figura 2.4. Planta BN-350 y sección del reactor [IAEA99]

- BN-600: Construida en Belojarsk (Rusia), entró en operación en 1980, alcanzando su potencia nominal de 600 MWe el 18 de Diciembre de dicho año. Se trata de un reactor rápido de gran éxito a pesar de haber sufrido ciertos incidentes entre los que se cuenta algún incendio del sodio. El diseño del reactor es de tipo piscina, con todos los elementos del circuito primario de sodio integrados en el interior de una misma vasija (de forma cilíndrica), dando lugar a un conjunto compacto, mejorando la seguridad y el confinamiento de la radiactividad.

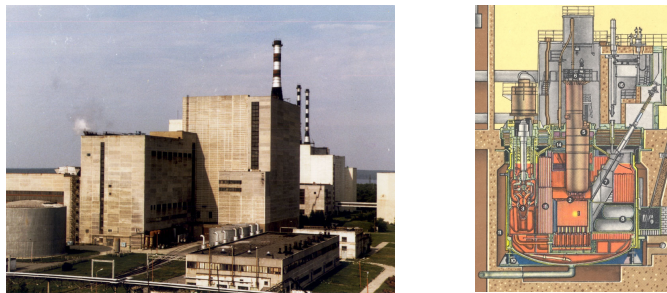


Figura 2.5. Planta BN-600 y sección del reactor [IAEA99]

- Phenix: Construida en Francia, esta central tiene ciertas similitudes con la BN-350. Al igual que aquella, esta ha sido operada durante más de 20 años, aunque no sin ciertas complicaciones finalmente solucionadas. Diseñada para dar una potencia nominal de 255 MWe, fue conectada a red por primera vez el 13 de Diciembre de 1973, aunque no alcanzó dichas condiciones nominales hasta el 12 de Marzo del siguiente año. Habiéndose cumplido el fin principal de este reactor como demostración de un reactor rápido reproductor, a partir de 1992 pasa a ser utilizado fundamentalmente como instalación de irradiación para transmutación de actínidos y otros productos de fisión de larga vida, enfatizándose esta labor a partir de 1998 para compensar el cese de operación del Super-Phénix. Sin embargo, desde 1993, este reactor opera bajo unas condiciones de potencia limitada a 145 MWe.

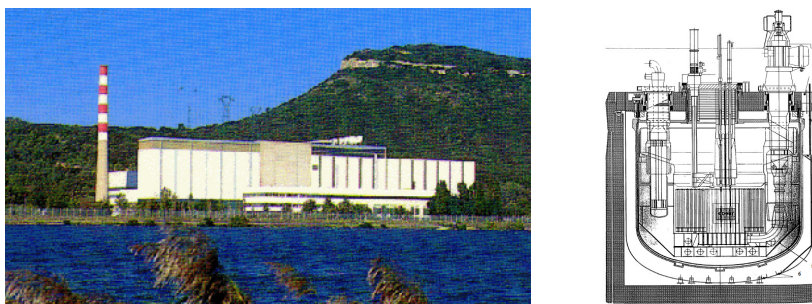


Figura 2.6. Planta Phenix y sección del reactor [IAEA99]

- Super Phenix: Esta planta de Creys-Malville (Francia) también fue construida y operada con notable éxito, aunque no sin dificultades. Tras algún incidente con el sodio, y tras una excepcional nevada que dañó parte de la central, se realizaron intensos estudios de seguridad que contribuyeron a mejorar y acumular una apreciada experiencia en esta tecnología. En 1998 el gobierno francés clausuró la instalación por motivos políticos. Se trata de un reactor fruto de la evolución del Phénix antes descrito, utilizando al igual que este, el concepto de reactor de tipo piscina, pero con una potencia considerablemente mayor: 3000 MW térmicos y 1200 MWe, con un rendimiento térmico del 40%.

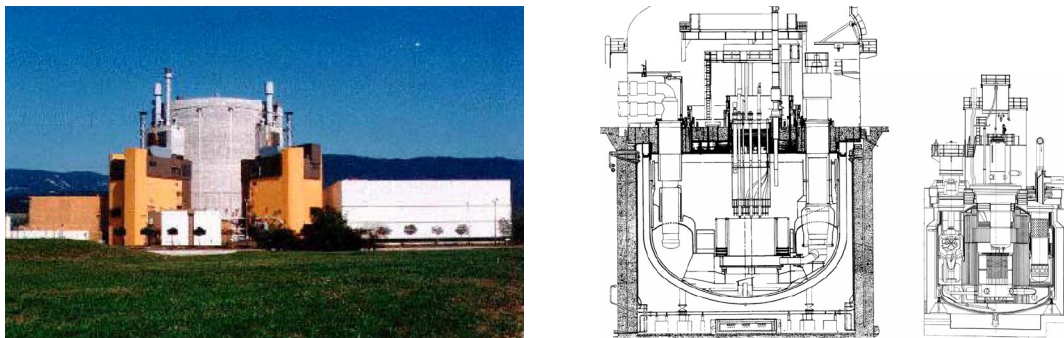


Figura 2.7. Super Phenix y sección del reactor [IAEA99]

- SNR-300: Este reactor alemán también terminó siendo clausurado por razones políticas en 1991 a pesar de haberse completado con éxito su construcción entre Abril de 1973 y mediados de 1985, aunque no sin numerosas dificultades técnicas y administrativas. El reactor estaba configurado como de tipo lazo.



Figura 2.8. Planta SNR-300 y sección del reactor [IAEA99]

- PFR: Construido en Escocia, este reactor de tipo piscina alcanza la criticidad del núcleo en Febrero de 1974. Su operación se divide en dos fases. En una primera, se mantiene durante diez años la potencia limitada debido fundamentalmente a diversos problemas de fugas en el generador de vapor. Posteriormente comienza

una segunda fase a mayor potencia, a pesar de que en 1987 se produce una gran fuga en uno de los sobrecalentadores. Sin embargo, tras un intenso estudio para solucionar todos los problemas técnicos, se consiguió operar con gran éxito hasta su clausura en 1994.

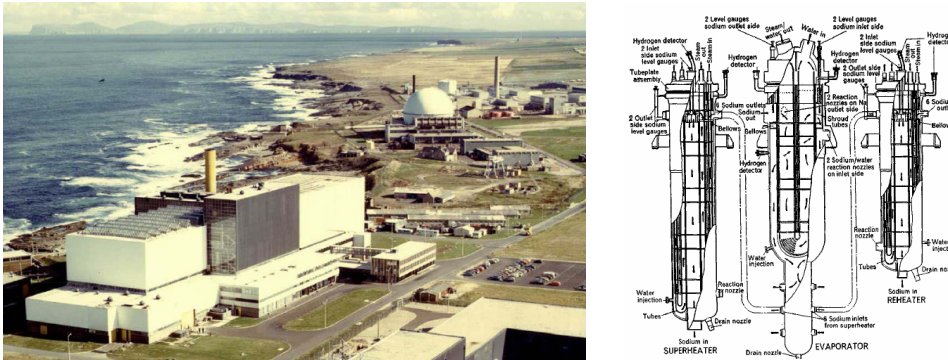


Figura 2.9. Planta PFR y esquema del evaporador, sobrecalentador y recalentador [IAEA99]

- MONJU: Terminado de construir en Japón en 1991, alcanzó la criticidad en 1994 y fue conectado a la red eléctrica de dicho país en 1995, a pesar de haber sufrido también problemas de fuga de sodio. Se trata de un prototipo de 280 MWe de tipo lazo, reformado a partir del año 2005, y recomenzando su operación a partir de 2009.

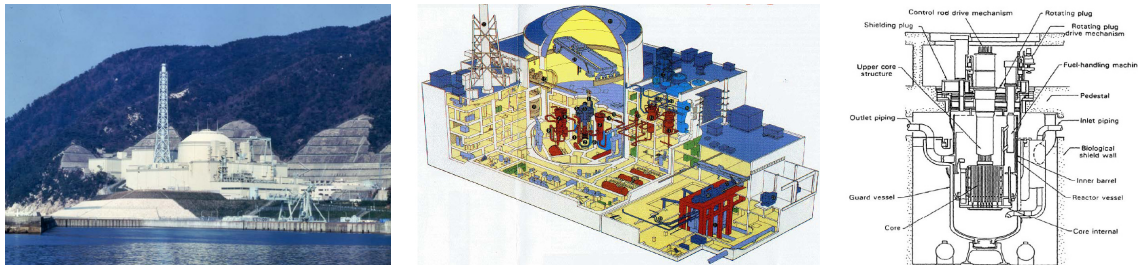


Figura 2.10. Planta Monju y sección del reactor [IAEA99]

La experiencia acumulada a lo largo de todos estos años gracias a la operación de estas plantas, ha revelado la aparición de dificultades con el sodio debido a su capacidad de corrosión, esperada por otra parte por tratarse de un metal alcalino. Sin embargo, dadas sus grandes virtudes y debido a los avances que se están logrando en el campo de la investigación de materiales, se considera en la actualidad al reactor rápido refrigerado por sodio como una de las tecnologías más interesantes de cara a la construcción y puesta en marcha comercial del primer reactor nuclear que cumpla las exigentes características de la llamada Generación IV [LINE02], [INTE08].

De hecho, entre los numerosos artículos en los que se explica los objetivos de la Generación IV y se comparan las distintas tecnologías propuestas (cabe destacar

[ABRA08], [BOUC08], [LINE02] y [INTE08]), se puede concluir que cada tipo de reactor propuesto tiene sus ventajas y desventajas, pero solo el SFR parece ser tecnológicamente viable en un plazo relativamente corto.

Ante esto, la Comisión Europea ha decidido apoyar el desarrollo de un proyecto para el diseño y construcción de un reactor rápido refrigerado con sodio [FIOR09], dando lugar al llamado European Sodium Fast Reactor - ESFR. Se trata de un proyecto de colaboración entre distintos países de la Unión Europea, y que tiene como principal objetivo el desarrollo de toda la tecnología necesaria para conseguir construir en torno al año 2020-2025 un prototipo de reactor SFR que permita continuar con el desarrollo necesario para la construcción en 2040 del primer reactor SFR comercial que cumpla con todos los requisitos de la Generación IV.

2.3. Generalidades tecnológicas del reactor SFR

Los reactores rápidos trabajan sin necesidad de moderador y tienen núcleos mucho más pequeños que los reactores térmicos, por lo que en ellos se da un régimen de liberación de energía muy alto por unidad de volumen [HAYW01]. Así, por no comportarse como moderador de neutrones, se puede tomar como refrigerante tanto un gas como un metal líquido. Esta última opción, más concretamente mediante el uso de sodio como refrigerante, es la elegida para la mayoría de los prototipos más importantes construidos hasta la actualidad (véase epígrafe anterior).

Debido a que el punto de ebullición del sodio a presión atmosférica es de alrededor de 880°C, su utilización como refrigerante de reactor le permite alcanzar altas temperaturas sin someter al reactor a las elevadas presiones que van ligadas al enfriamiento mediante agua (caso de un reactor PWR). Por otra parte, un refrigerante de metal líquido como el sodio resulta ideal gracias a sus excelentes propiedades de transferencia de calor, además de llevar consigo también ventajas desde el punto de vista de la física del reactor [HAYW01].

Sin embargo, no debe olvidarse que el sodio, como metal alcalino, es un elemento altamente reactivo, resultando indispensable introducir importantes medidas de seguridad en el diseño del reactor, siempre tratando de evitar en el interior reacciones de sodio con otros elementos debido a fugas (por ejemplo la reacción sodio-agua daría lugar a una violenta explosión).

Todo ello, condiciona el diseño no solo del reactor, sino también de todos los sistemas que intervienen en la transmisión del calor producido por el núcleo hacia el ciclo de conversión de potencia. En definitiva, si el ciclo de potencia utilizado, como ocurre en todos los grandes prototipos mencionados, es de Rankine de vapor de agua, no resultará factible introducir los intercambiadores sodio-agua junto al núcleo. Igualmente, si el ciclo de potencia fuera de gas no reactivo con el sodio (como los ciclos de helio o CO₂ que se estudiarán a lo largo de esta tesis), tampoco es factible introducir los intercambiadores junto al núcleo, pues un escape de gas en el sodio que refrigera el núcleo implicaría un deterioro del control de la reactividad en el núcleo debido a que la reactividad positiva asociada al refrigerante se vería aumentada, de modo que podría no verse compensada por la reactividad negativa del combustible. Esta situación sería peligrosa ante la pérdida del control del núcleo, pudiendo llevarlo a una condición inestable.

Sea por un motivo o por otro, lo cierto es que es imprescindible establecer un diseño de reactor que evite la interacción química entre el sodio refrigerante del núcleo y el fluido de trabajo del ciclo de conversión de potencia, utilizándose para ello un circuito intermedio de sodio que transporte el calor del sodio primario (el que circula por el llamado circuito primario, refrigerando el núcleo) a través del sodio secundario (el del circuito intermedio o también llamado circuito secundario) hacia el fluido de trabajo del ciclo de potencia.

Existen por lo tanto dos intercambiadores de calor que son clave en la transmisión de calor del núcleo al ciclo de potencia, los cuales serán denominados a lo largo de esta tesis según la nomenclatura seguida en la mayoría de la bibliografía encontrada: IHX (Intermediate Heat eXchanger). Así, se hablará del IHX_{Na-Na} en referencia al intercambiador que transporta el calor del sodio primario al sodio secundario, y del IHX_{Na-FT} en referencia al intercambiador que conecta el circuito intermedio de sodio con el ciclo de potencia por el que circulará un cierto fluido de trabajo.

Según cómo se configuren dichos intercambiadores junto con los demás componentes del reactor, se hablará de dos posibles conceptos: reactor de tipo piscina y reactor de tipo lazo, tal y como se muestra en las Figuras 2.11., 2.12 y 2.13. Nótese que en dichas ilustraciones, así como en gran cantidad de bibliografía, se denomina *generador de vapor* al intercambiador entre el circuito intermedio y el ciclo de potencia. Esto es así debido a que hasta la actualidad, todos los prototipos de reactor SFR han utilizado ciclos

Rankine subcríticos para la conversión de potencia. En esta tesis, se ha preferido mantener la nomenclatura más genérica de IHX_{Na-FT} para que así pueda ser utilizado el mismo nombre en caso de que el ciclo de potencia no sea de tipo Rankine.

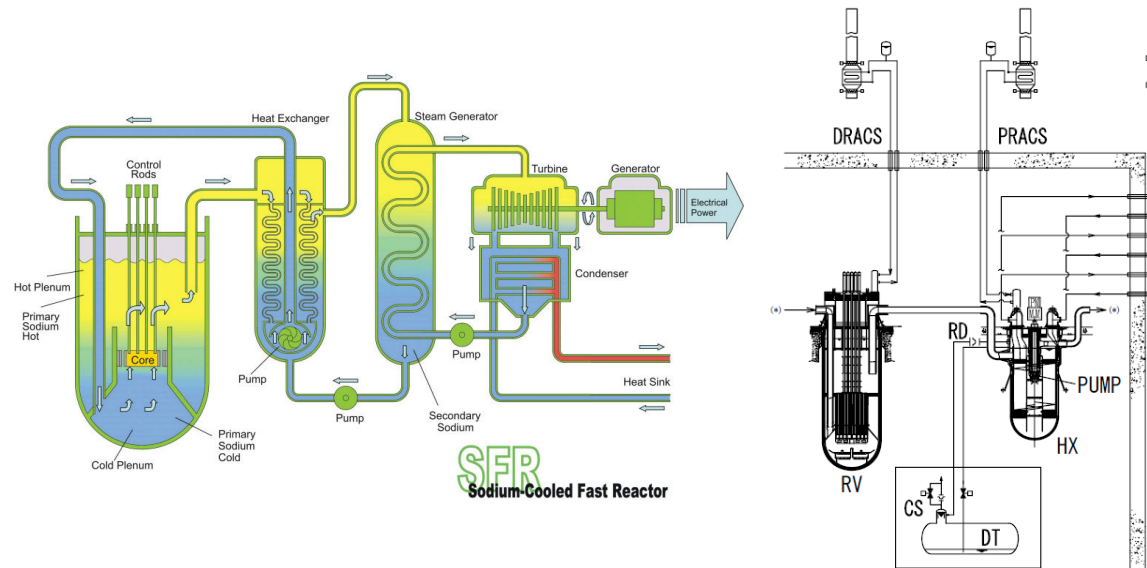


Figura 2.11. Esquema del reactor SFR, concepto tipo lazo [INTE02], y reactor estudiado en [MUTO07]

La configuración de tipo lazo se caracteriza por el intercambiador IHX_{Na-Na} situado fuera de la vasija del reactor que contiene el sodio primario en el que está sumergido el núcleo. El refrigerante sodio fluye desde el fondo de la vasija hacia el núcleo atravesándolo de forma ascendente y sale nuevamente hacia la entrada del intercambiador IHX_{Na-Na} . Desde ahí se cede la energía calorífica al circuito intermedio de sodio y de ahí al ciclo de potencia a través del intercambiador sodio-fluido de trabajo. El sodio primario abandona el intercambiador sodio-sodio siendo impulsado por una bomba situada también externamente, para volver a la vasija y ser inyectado directamente en el fondo de la misma, comenzando de nuevo el ciclo. Importantes serán también los sistemas llamados DRACS y PRACS para la extracción de calor de decaimiento en la vasija del reactor y en el IHX_{Na-Na} respectivamente.

En cuanto a la configuración de tipo piscina (Figura 2.12.), el sodio se descarga desde el circuito intermedio a la piscina, siendo succionado por la bomba y forzado a atravesar el núcleo de forma ascendente, para volver a entrar en el IHX_{Na-Na} . El núcleo quedaría rodeado por un deflector que prevendría que el fluido calentado se pueda mezclar con el sodio restante de la piscina [GARC09]. En este caso por lo tanto, todos los elementos del circuito primario (intercambiador sodio-sodio y bomba de impulsión del sodio primario) están dentro de la vasija del núcleo, o lo que es equivalente: el sodio primario

nunca sale de la vasija. Por último, existirá también un intercambiador de extracción de calor de decaimiento, llamado en este caso DHR (Decay Heat Removal).

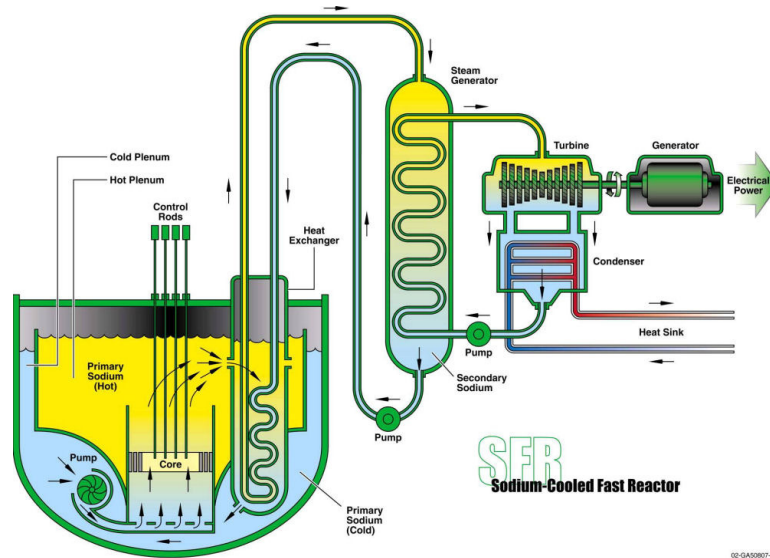


Figura 2.12. Esquema del reactor SFR, concepto tipo piscina [INTE02]

Cabe destacar también que para grandes potencias térmicas, resultará necesario repartir la transmisión de calor al ciclo de potencia mediante distintos circuitos intermedios operando en paralelo en torno al núcleo. Así, quedaría cada concepto de reactor configurado de un modo similar al mostrado en la Figura 2.13.

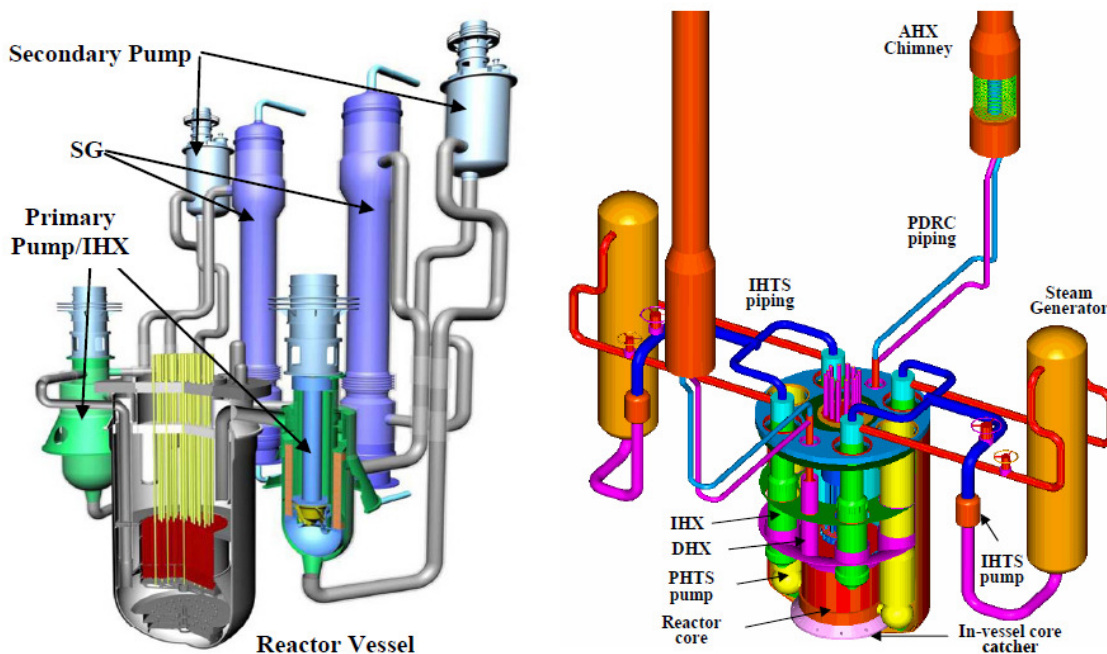


Figura 2.13. Comparación de los dos conceptos de reactor SFR: lazo y piscina [SAGA09]

Ambas configuraciones presentan ventajas e inconvenientes [GARC09]. Así, el sistema de lazo presenta como ventajas un mantenimiento más simple (al estar compartimentado

cada componente, no requiere las complejas operaciones de mantenimiento de los tipo piscina), diseño estructural de la tapa de la vasija más sencillo, la circulación natural del sodio se ve favorecida por la posibilidad de situar más elevados los intercambiadores sodio-sodio, y finalmente, se trata de una configuración más apta para realizar seguimientos de carga si fuera necesario.

Por el contrario, el concepto de tipo piscina se presenta como preferible en cuanto a: cualquier rotura en el circuito primario tiene consecuencias mucho menores al no producirse pérdida de inventario de sodio activado, la masa de sodio en el circuito primario es unas tres veces mayor que en el tipo lazo, por lo que la capacidad calorífica es tres veces mayor, la mayor inercia térmica de la piscina tiende a minimizar los efectos térmicos de los transitorios en otras partes del sistema, y finalmente, el sistema de recogida y tratamiento de gases puede ser más simple ya que la única superficie libre necesaria es la superficie libre en el tanque.

La mayoría de los países con experiencia en reactores SFR, finalmente ha optado por dar prioridad al desarrollo de la configuración de tipo piscina, siendo una excepción Japón. En dicho país se sigue la investigación abierta con su reactor de tipo lazo Monju, existiendo diseños ya de modelos más avanzados que siguen dicho concepto.

En cuanto a esta tesis, todos los esquemas representados siguen el aspecto del reactor de tipo piscina, aunque realmente los parámetros de sodio utilizados servirían indistintamente para ambos conceptos.

2.4. Reactor ESFR y sus posibles ciclos de potencia

En este apartado se expondrán las particularidades del reactor SFR seleccionado para esta tesis, tanto las más generales y comunes en todos los estudios que se expondrán en los siguientes capítulos, como las propias en función de cada ciclo de potencia analizado. Así, deben detallarse los parámetros fundamentales del reactor SFR elegido, entendiéndose estos como una misma condición de contorno impuesta a cada ciclo, de modo que al adaptarse mejor unos que otros, se obtendrá una conversión de potencia más o menos eficiente. Además, el circuito secundario de sodio será adaptado a cada ciclo al que va acoplado.

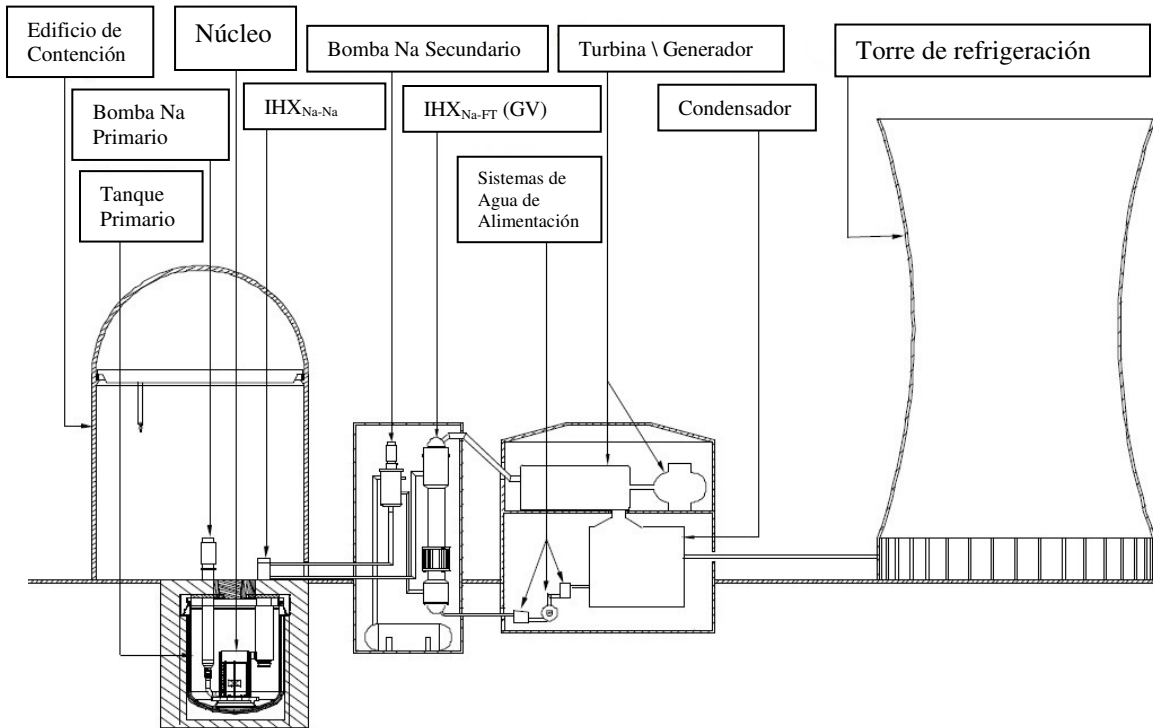


Figura 2.14. Esquema general de la planta del proyecto ESFR [INTE09]

Se comentaba en el precedente apartado 2.2., que ante el interés que los reactores rápidos tienen para el desarrollo energético sostenible, la Comisión Europea ha decidido apoyar la investigación de la tecnología involucrada mediante el proyecto europeo de colaboración internacional ESFR (European Sodium Fast Reactor). El objetivo es nada menos que lograr la construcción para el 2020 de una planta prototipo de demostración, Figura 2.14., siguiendo los principios de la Generación IV a través de un reactor tipo SFR, que permita desarrollar los conocimientos, experiencia y tecnología necesarios para construir la primera planta comercial SFR de Generación IV en el año 2040.

Precisamente el trabajo presentado en esta tesis, ha sido realizado en el marco del proyecto ESFR, motivo por el cual los parámetros característicos de este reactor, Tabla 2.2, han sido tomados como condición de partida para cada ciclo de potencia estudiado.

En principio, el reactor ESFR será de tipo piscina (Figura 2.15), ya que con este concepto de reactor Europa tiene una considerable experiencia acumulada fundamentalmente a través de los proyectos Phenix y Super Phenix. Además, la transmisión de calor desde el circuito primario al ciclo de potencia se fraccionará a través de seis circuitos intermedios, lo que implicará un conjunto de seis intercambiadores IHX_{Na-Na} en el interior de la vasija, acompañados también de seis intercambiadores DHR para la extracción del calor de decaimiento del sodio primario.

Tabla 2.2. Parámetros fundamentales del reactor considerado en la tesis (reactor ESFR) [INTE08]

Parámetros	Valor de Referencia
Reactor	
Potencia Térmica	3600 MWth
Número de IHX	6
Caída de presión total (circuito primario)	5 bar
Circuito Primario	
Temperatura de entrada al núcleo	395°C
Temperatura de salida del núcleo	545°C
Caída de presión a través del núcleo	3,4 bar
Temperatura de entrada del sodio primario (IHX _{Na-Na})	545°C
Temperatura de salida del sodio primario (IHX _{Na-Na})	395°C
Circuitos Secundarios (6)	
Potencia térmica transmitida	600 MWth
Temperatura de entrada del sodio secundario (IHX _{Na-Na})	340°C
Temperatura de salida del sodio secundario (IHX _{Na-Na})	525°C
Potencia térmica transmitida por cada generador de vapor (6 generadores por cada uno de los 6 circuitos secundarios)	100 MWth
Caída de presión de sodio en cada IHX	1,4 bar
Temperatura máxima del fluido de trabajo	500°C

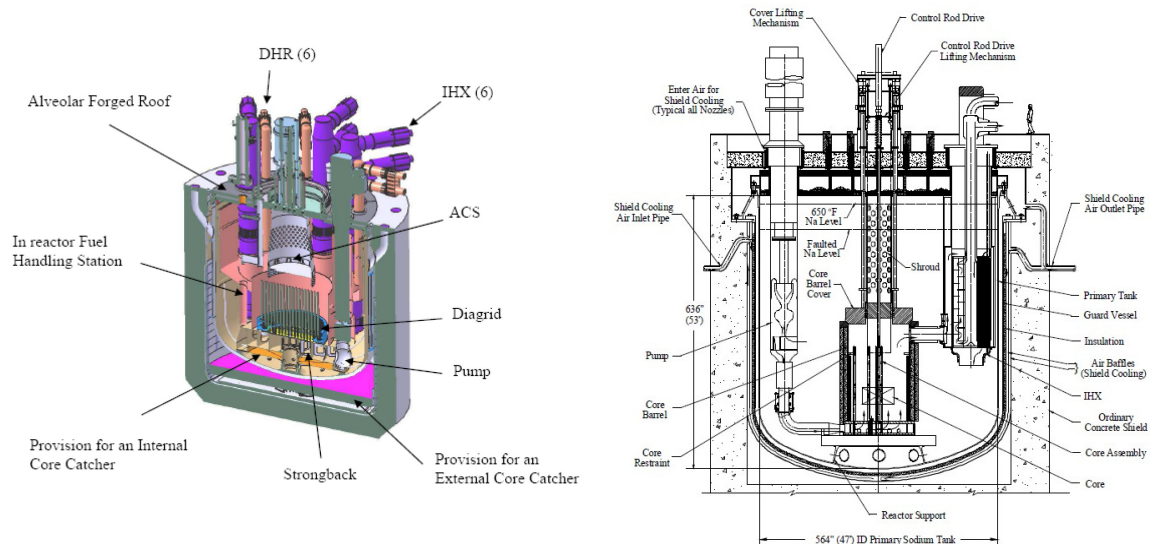


Figura 2.15. Corte del reactor ESFR y esquema de sus sistemas del circuito primario [EURO09] y [INTE09]

Esto se traduce en una enorme complejidad del circuito intermedio, especialmente si se tiene en cuenta que el calor debe repartirse adecuadamente entre los distintos intercambiadores que vuelcan el calor directamente en el ciclo. Como ejemplo, se muestra en la Figura 2.16. (en azul el sodio y en negro el fluido de trabajo tal y como se utilizará en toda la tesis) cómo iría configurado dicho circuito de sodio en el caso de uno de los ciclos de tipo Rankine supercrítico utilizado en la tesis. En dicha figura se puede ver que se ha decidido simplificar el esquema utilizando un colector de sodio que

permita evitar fraccionar también la potencia térmica en el recalentamiento, empleando de esta manera un solo intercambiador para ello.

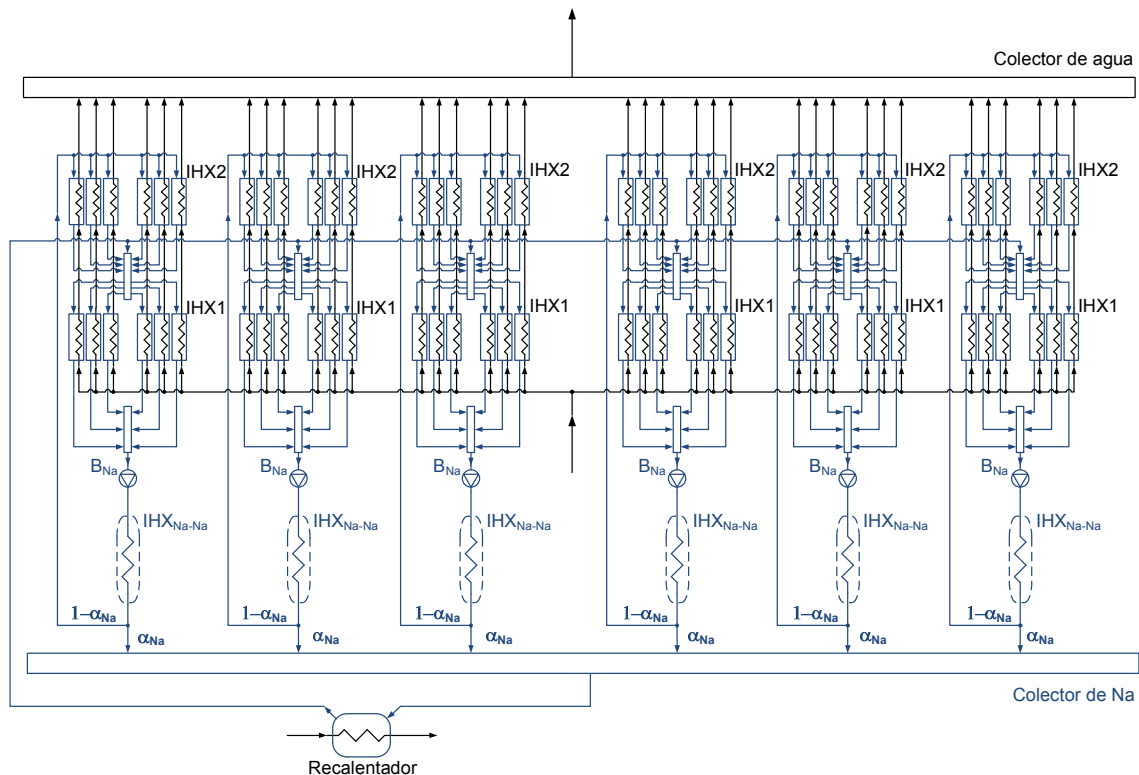


Figura 2.16. Ejemplo detallado del acoplamiento del reactor al ciclo de potencia

Debido a la compleja representación de los seis circuitos paralelos, a lo largo de toda la tesis se podrán encontrar esquemas simplificados en los que se obvia el fraccionamiento del circuito intermedio, quedando el conjunto representado en uno solo, de modo que las potencias transferidas en los intercambiadores o la consumida por la bomba, no son más que el resultado de la suma de las seis fracciones que se dan por supuesto. Por el contrario, todas las temperaturas y presiones del sodio serán las reales en cada punto representado, por ser las propiedades asociadas al estado del sodio en cierto punto.

Insistiendo un poco más en el circuito intermedio, cabe decir también que éste será más o menos complejo en función del ciclo de potencia elegido. El caso de referencia, encontrado en las representaciones más genéricas como en la Figura 2.14., consistiría en un ciclo Rankine subcrítico muy simple similar a los utilizados en los prototipos expuestos anteriormente, en el que como mucho podría haber un recalentamiento, además del generador de vapor y sobrecalentador. En ese caso, el esquema representado quedaría tal y como se muestra en la Figura 2.17., donde se ha detallado el generador de

vapor distinguiendo entre evaporador, calderín y economizador, detalle que también se ha trasladado al modelo de cálculo¹.

En dicha figura 2.17. se sigue el esquema de circuito intermedio que otros prototipos, también de un recalentamiento, han incluido anteriormente. De hecho, en [HAYW01] se describe esta misma disposición para la planta PFR, es decir: recalentador y sobrecalentador alimentados en paralelo, y su conjunto en serie con el generador de vapor.

Sin embargo el ciclo de potencia más adecuado para este reactor no tiene por qué ser el Rankine subcrítico. Éste ha sido el seleccionado para todos los prototipos hasta la actualidad debido a que la prioridad era el desarrollo tecnológico del reactor, de modo que como ciclo de potencia se pensó en algo bien experimentado y más convencional.

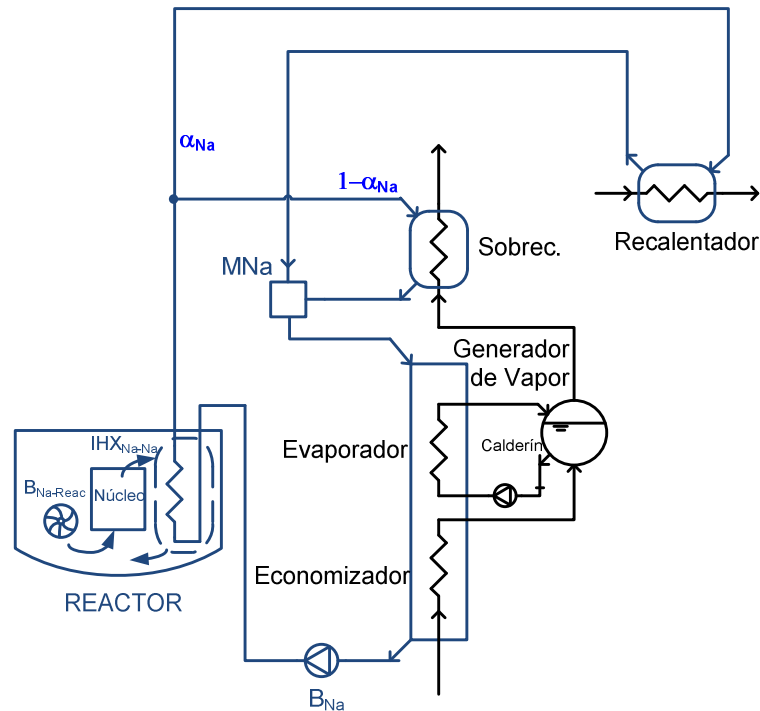


Figura 2.17. Esquema simplificado del acoplamiento del reactor a un ciclo Rankine subcrítico

¹ En realidad, existen tres alternativas tecnológicas para transmitir el calor del circuito primario a un ciclo de potencia de vapor sobrecalentado subcrítico: 1. intercambiadores por separado para el economizador, evaporador y sobrecalentador, incluyendo calderín; 2. estructurarlo modularmente sin calderín; y 3. todo en un solo intercambiador que pueda evaporar y sobrecalentar. Las dos últimas opciones exigen un control cuidadoso para evitar los problemas de inestabilidad derivados de la alta entalpía de vaporización del agua, pero a cambio resultan ser sistemas más compactos. Ya en proyectos como PFR (véase la Figura 2.9.) se utilizó la opción de generación de vapor modularmente, y en la actualidad diversos proyectos de desarrollo de tecnología de reactores rápidos consideran el uso de un único intercambiador de vapor (proyecto ELSY) [IAEA07] y [INTE08]. Sin embargo, en esta tesis se ha optado por una postura conservadora al respecto, eligiendo para los ciclos de vapor subcrítico la configuración más tradicional basada en el uso de un intercambiador para cada proceso, y un calderín.

Así, el proyecto ESFR quiere dar un paso más al plantearse seriamente la elección del ciclo óptimo para las condiciones de este reactor, siendo ésta precisamente la razón de ser de la tesis. Por ello, se ha pensado también en las distintas formas de acoplar cada uno de los ciclos.

La Figura 2.18., muestra un caso similar al anteriormente expuesto en la Figura 2.17., ya que se trata igualmente de un ciclo Rankine con un recalentamiento, con la particularidad de que ya no es necesario utilizar el conjunto economizador, evaporador y sobrecalentador, al no existir cambio de fase durante la admisión de calor. En su lugar, además del recalentador, se utiliza un conjunto de dos IHX_{Na-FT} llamados IHX_1 y IHX_2 a lo largo de los cuales se produce la evolución de líquido a vapor a presión supercrítica. Esta es la configuración seleccionada para mostrar anteriormente el detalle de la transmisión de calor fraccionada en seis ciclos intermedios de la Figura 2.16. Al igual que en el caso del ciclo Rankine subcrítico, el mezclador (MNa) recoge el sodio que ha atravesado en paralelo al recalentador y al IHX_2 (antes era el sobrecalentador), para llegar al IHX_1 antes de volver al reactor.

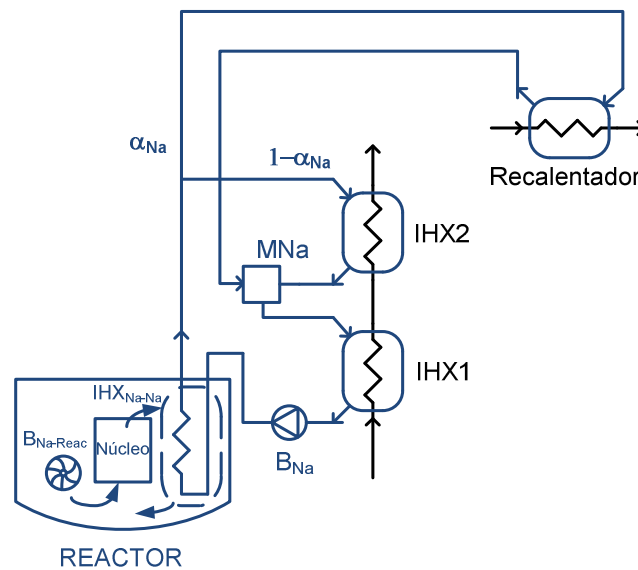


Figura 2.18. Esquema simplificado del acoplamiento del reactor a un ciclo Rankine supercrítico de un solo recalentamiento

Conviene entender porqué en los prototipos como el PFR se ha mantenido esta configuración y porqué conviene seguir haciéndolo así en el caso de ciclo Rankine supercrítico. La razón está en el hecho de que a la salida del recalentador, al igual que del sobrecalentador o del IHX_2 , se buscará tener la máxima temperatura del fluido de trabajo (500°C), impuesta según lo mostrado en la Tabla 2.2. En el caso del ciclo Rankine subcrítico es fácil entender que el generador de vapor no podrá ir también en

paralelo, ya que la salida del calderín es el vapor saturado que debe ser dirigido hacia el sobrecalentador.

En cuanto al ciclo Rankine supercrítico podría haber el planteamiento de eliminar el IHX_1 , y trabajar con un esquema simple en el que solo habría un recalentador y un IHX_{Na-FT} . Si esto se hiciera, para que el sodio retornara suficientemente frío a la entrada de la bomba, tendría que haber un salto térmico en el lado del sodio en cada intercambiador inadmisiblemente elevado para conseguir una operación eficiente de los mismos. Al incluir el IHX_1 en serie, a éste le llega el sodio a la temperatura que el recalentador y el IHX_2 permiten para que operen eficientemente. Tampoco una conexión en serie de todos los intercambiadores sería posible, ya que ello no permitiría obtener a la salida del IHX_2 una temperatura de 500°C al entrar el sodio en él más frío tras alimentar al recalentador.

Por último, en lo que a acoplamiento del circuito intermedio a ciclos Rankine se refiere, existe la posibilidad de incluir dos recalentamientos (Figura 2.19.), posibilidad que se explorará como una alternativa para ganar en rendimiento de la planta. En ese caso, se complicaría aún más dicho circuito al surgir la necesidad de incluir un recalentador adicional en paralelo.

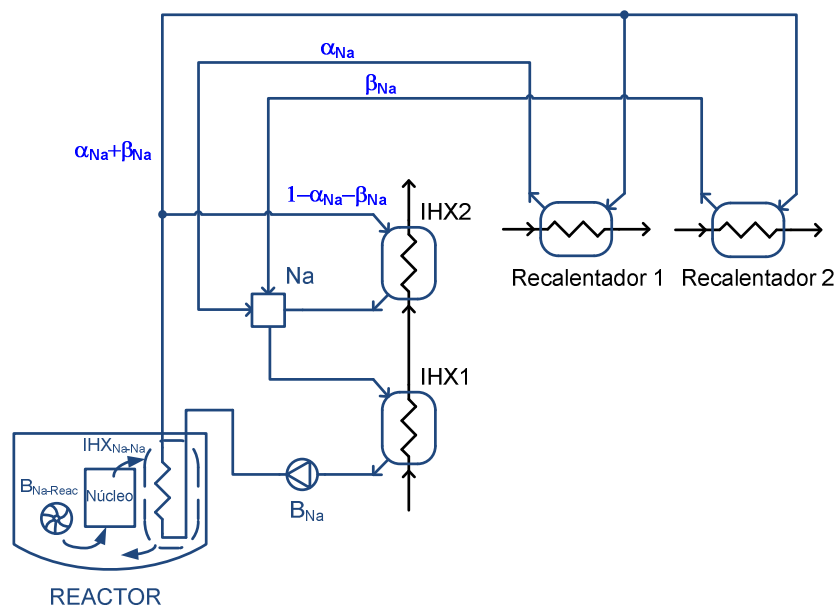


Figura 2.19. Esquema simplificado del acoplamiento del reactor a un ciclo Rankine supercrítico de dos recalentamientos

Una de las grandes ventajas de la sustitución de los ciclos Rankine por ciclos Brayton, es su gran sencillez comparados con estos. Tal y como se aprecia en los esquemas de la Figura 2.20., esto es algo que se puede decir también del circuito intermedio de sodio,

ya que al no existir cambio de fase en la admisión de calor se utiliza para ello un único intercambiador, complicándose solo un poco más en caso de ser necesario un recalentamiento. Este esquema, además, es común tanto para los Brayton convencionales como para los Brayton de recompresión supercrítica de CO_2 que serán analizados en el Capítulo 8.

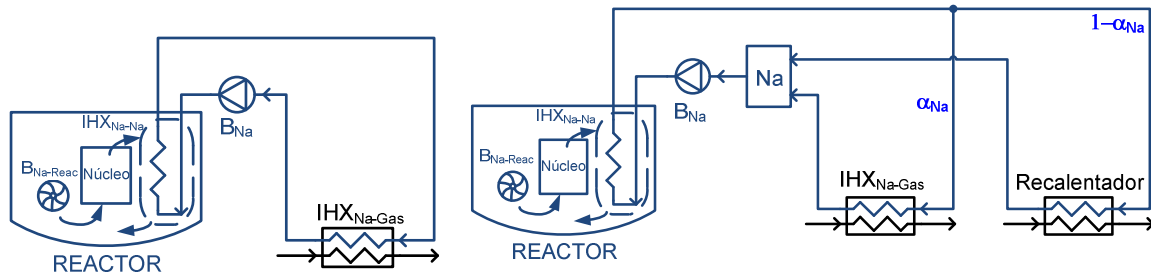


Figura 2.20. Esquemas simplificados del acoplamiento del reactor a un ciclo Brayton

Capítulo 3. Ciclos de Potencia: Estado del Arte

3.1. Introducción

Descrito ya el contexto histórico y presente de los reactores SFR, particularmente su situación dentro del marco de la Generación IV, expuestas sus principales características tecnológicas tanto asociadas al reactor como a las implicaciones que los ciclos de potencia tienen, y detallados los parámetros de operación del reactor ESFR elegido para el desarrollo de la tesis, se está ya en disposición de entrar en el análisis de los ciclos de conversión de potencia objeto de estudio en este trabajo. Para ello, resulta imprescindible realizar previamente un exhaustivo estudio del estado del arte de los distintos tipos de ciclos a estudiar, siendo ese el objetivo de este capítulo.

Algunos serán más convencionales (Rankine) en su aplicación en el campo de la energía nuclear o incluso en los prototipos ya desarrollados de SFR; otros serán más novedosos en cuanto a que no es común encontrarlos para la conversión de potencia de origen nuclear en la actualidad (Brayton de helio u ORC) y finalmente se expondrán los más innovadores ciclos Brayton S-CO₂, sólo estudiados hasta la actualidad de manera teórica, pero con características que los hacen especialmente interesantes. De todos ellos se dará una visión lo más exacta posible de su evolución hasta la actualidad a través de la bibliografía seleccionada, tratando de describir con claridad el estado en el que dichas tecnologías se encuentran, y así tener una referencia para los sucesivos estudios a realizar en la tesis.

3.2. Ciclo Rankine

3.2.1. *Ciclo Rankine Subcrítico*

Los principales prototipos y plantas de demostración basados en reactor rápido refrigerado por sodio (BN-600, Phenix, Super Phenix, SNR-300, PFR, BN-350 y MONJU, [IAEA99]) han sido diseñados, hasta la fecha y debido a una lógica cuestión de prioridades, para operar con un ciclo de potencia convencional de tipo Rankine subcrítico. Lo primordial en ellos no era tanto optimizar la producción de energía como

demostrar la viabilidad técnica de toda la tecnología vinculada al reactor de una manera directa.

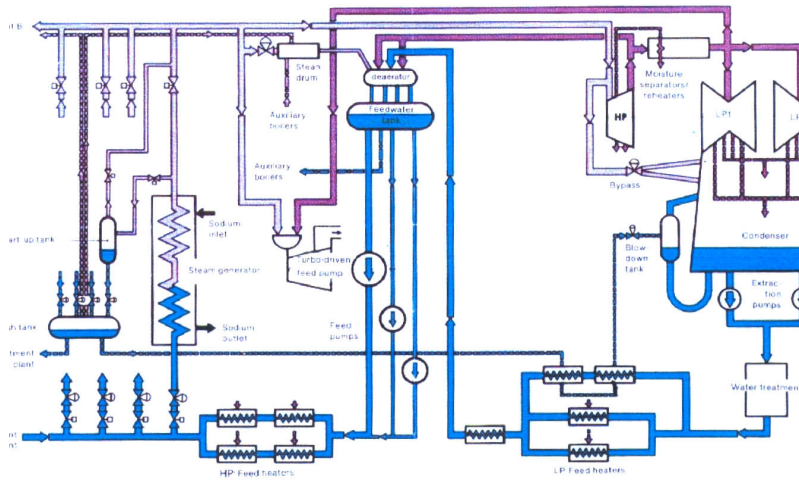


Figura 3.1. Esquema del ciclo de potencia de la planta Super Phenix [IAEA07]

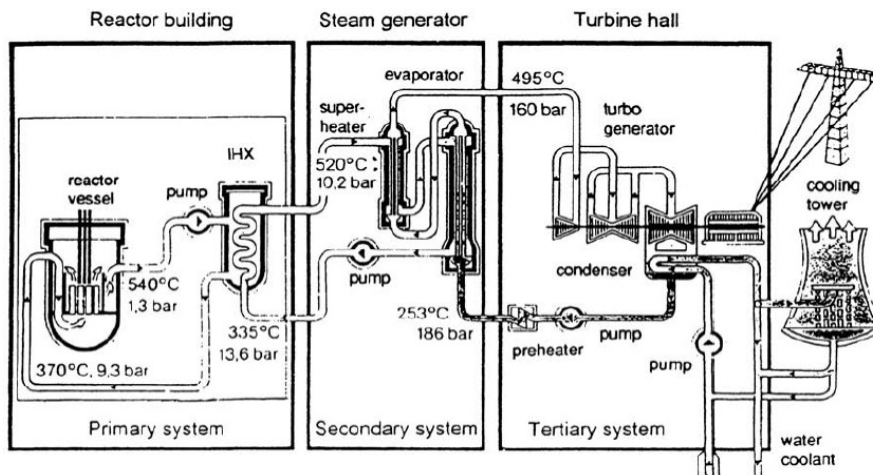


Figura 3.2. Esquema del ciclo de potencia de la planta SNR-300 [IAEA07]

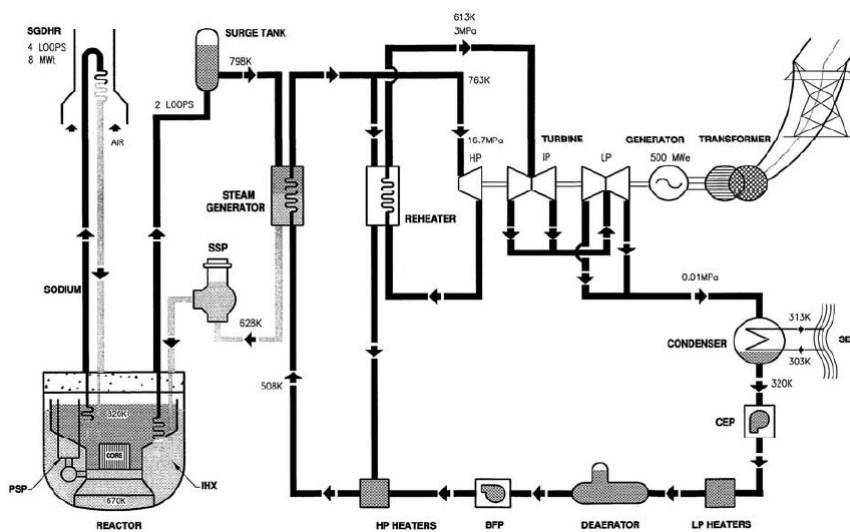


Figura 3.3. Esquema del ciclo de potencia de la planta PFR [IAEA07]

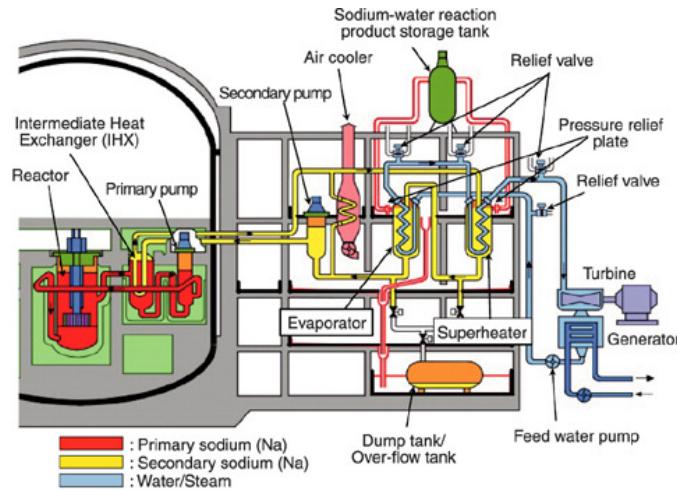


Figura 3.4. Esquema del ciclo de potencia de la planta Monju [GOTO06]

Es por ello que el ciclo Rankine subcrítico debe ser considerado como un sistema de conversión de potencia de referencia ante el reto de encontrar otros mejores. Además, el hecho de que se trate del ciclo sin duda más probado y estudiado, constituye su principal ventaja ante cualquier intento de mejora con otros ciclos más novedosos. Así, el ciclo inicialmente pensado para el reactor SFR contemplado como una de las opciones barajadas en “Generation IV internacional Forum (GIF)” [INTE08], [LINE02] y [ABRA08] es precisamente un ciclo Rankine subcrítico bastante convencional, en el que la única particularidad recae en el hecho de que debe incluirse un circuito intermedio de sodio entre el reactor y el ciclo de potencia con el fin de que el intercambiador de calor sodio-agua esté situado fuera del reactor, y así evitar las peligrosas reacciones entre ambos elementos en caso de fuga de agua por accidente.

Tras muchos años de experiencia con este tipo de ciclos, existe una variada bibliografía donde poder encontrar gran cantidad de detalles en todo lo concerniente a su tecnología [STUL92]. Aunque esto supone que se trate de sistemas bien conocidos y fiables, existen sin embargo diferentes estudios que han llevado a concluir que para este tipo de reactor vale la pena investigar la posibilidad de usar otros ciclos más novedosos [LINA05], [FRÖH02], [SUST04] y [SIEN07].

Tabla 3.1. Evolución de las centrales de carbón en Gran Bretaña durante el siglo XX [HAYW01]

	1907	1919	1938	1959	1958	1959	1966	1973
Potencia eléctrica (MW)	5	20	30	60	120	200	500	660
Presión caldera (bar)	13	14	41	62	103	162	159	159
Temperatura inicial (°C)	260	316	454	482	538	566	566	565
Temperatura recalentador (°C)	-	-	-	-	538	538	566	565
Temperatura entrada caldera (°C)	-	79	171	196	224	238	252	252
Número precalentadores	-	2	3	4	6	6	7	8
P. condensador (kPa)	13,5	5	3,7	3,7	4,4	5,4	5,1	5,1
Rendimiento (%)	17	27,6	30,5	35	37,5	39,8	39,5	40

3.2.2. *Ciclo Rankine Supercrítico*

Las primeras centrales operando con ciclos Rankine supercríticos empezaron a aparecer en los Estados Unidos a finales de la década de los 50 [VISW04], aumentando incesantemente el número de instalaciones hasta que durante los años 80 comenzó a decrecer el interés por nuevas plantas de este tipo debido a su menor fiabilidad respecto a tecnologías más convencionales. Para entonces, Europa, Japón y la antigua URSS ya habían construido también un apreciable número de centrales supercríticas, continuando su desarrollo con especial interés sobre todo a partir de los años 90.

En la actualidad, más de 600 plantas, con un total de unos 300 GW instalados, están operando o en construcción fundamentalmente en Europa, Rusia, Estados Unidos, Japón, China, Korea y Sudáfrica [SUST04].

A pesar de que aún hoy día la fiabilidad de una central supercrítica es menor que la de las más sencillas, experimentadas y conocidas centrales subcríticas, lo cierto es que los grandes avances logrados desde los años 90 hasta ahora en lo referido a mejoras en la operación y materiales, así como los mejores rendimientos logrados, han provocado el renovado interés en los ciclos supercríticos en la actualidad [CHEW03], [LEYZ09]. Como consecuencia de ello, y buscando siempre aplicar los avances en materiales especialmente en calderas y turbinas (nuevas aleaciones basadas en 10%Cr-Mo-W-V-Nb-N-(B)), para poder conseguir mayores presiones y con ello, mayores rendimientos, se empieza ya a ver como una realidad cercana la aparición de las llamadas centrales ultracríticas (presión máxima de entre 300 y 350 bar) [LEYZ09], [HOUG09], [BEST04].

Aunque la gran mayoría de los proyectos llevados a cabo hasta la actualidad con ciclos supercríticos son para centrales de carbón [CHEW03], los estudios realizados en el marco de la Generación IV de energía nuclear contemplan la posibilidad de utilizar este tipo de ciclos para futuras centrales nucleares [BUON03], [HOUG09], [BOEH05], [YOO06] y [TSIK04]. Por ello, aunque particularmente aún no se ha propuesto su uso para el reactor SFR, debido a las temperaturas alcanzadas con el sodio (similares a las alcanzables con agua como refrigerante del reactor), parece lógico el estudio de un posible ciclo Rankine supercrítico o incluso ultracrítico para dicho reactor.

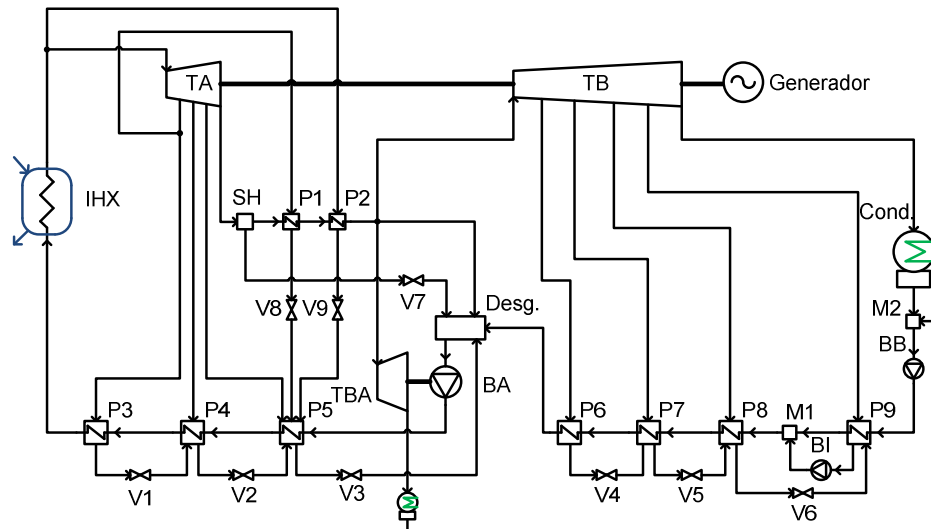


Figura 3.5. Esquema del ciclo de potencia supercrítico de la planta SCWR [BUON03]

Tabla 3.2. Parámetros de algunas centrales supercríticas actuales [HAYW01]

	Japón Kawagae-1	Japón Kawagae-3	Dinamarca Shaerbaek-3	Dinamarca Nordjylland-1
Combustible	GNL	Carbón	Carbón	GNC
Potencia (MWe)	700	700	400	400
Presión caldera (bar)	320	250	300	300
Temperatura (°C)	566/566/566	540/593	580/580/580	580/580/580
Presión condensador (kPa)	-	-	2,3	2,3
Rendimiento (%)	46,6	-	47,0	49,0
Año	1989	1993	1997	1998

3.3. Ciclo Brayton de helio y mezclas

El helio destaca como un gas de muy buenas propiedades térmicas, además de tratarse de un gas inerte. Por contra, su baja densidad hace que sea mayor el consumo de trabajo en la compresión del ciclo Brayton.

En vista de sus virtudes, se ha pensado en un primer lugar en el helio como fluido de trabajo de un eventual reactor rápido de alta temperatura. Así, existen distintos estudios teóricos en los que se proponen diferentes configuraciones termodinámicas. Por una parte, en [CHAN05] se utiliza He en un circuito primario así como fluido de trabajo en el ciclo de potencia, mientras que en [FRÖH02], se establece una interesante doble comparativa entre ciclos Rankine-Brayton por un lado, y ciclos directos-indirectos por otro, utilizando siempre He como fluido de trabajo en todo ciclo Brayton. Interesa además observar el artículo [YAN03] en el que se muestra detalladamente el desarrollo del proyecto japonés GTHTR300, donde se da mucha información sobre este prototipo de reactor de alta temperatura con ciclo Brayton directo de He.

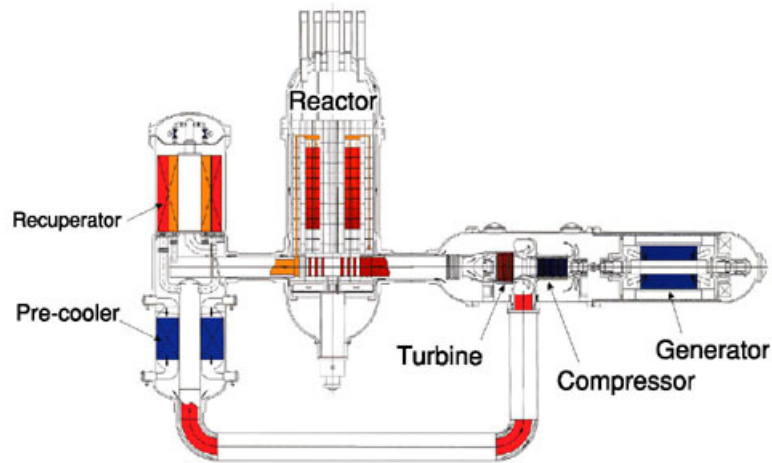


Figura 3.6. Esquema del reactor compacto GTHTR300 [YAN03]

Además, persiguiendo siempre el objetivo de máximo rendimiento, se encuentran los estudios reflejados en [ZHAO06], [LINA06], [LINA07] y [LINA08], en donde se barajan distintas configuraciones con helio.

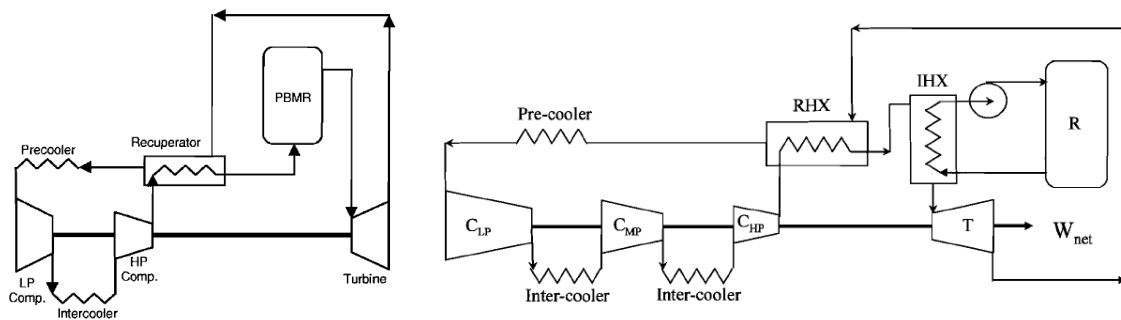


Figura 3.7. Algunos esquemas estudiados en [LINA06] y [LINA07]

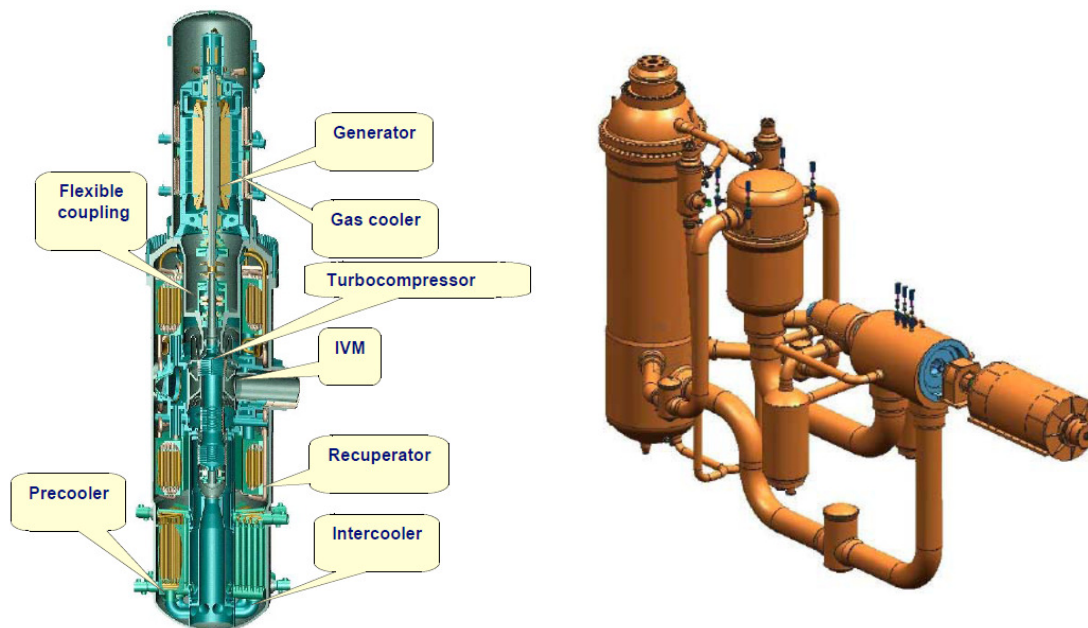


Figura 3.8. Reactores de alta temperatura refrigerados por gas: GT-MHR y PBMR [ZHAO06]

Debido a que el helio mejora considerablemente el rendimiento de los ciclos Rankine en el caso de altas temperaturas de reactor [HEJZ06], es realmente numerosa la literatura que se puede encontrar, además de la ya citada, acerca de la aplicación de los ciclos Brayton en reactores de alta temperatura: [CHAN05], [HERR05], [HERR06a], [HERR06b], [HERR07a], [HERR07b], [HERR07c], [HERR08], [LINA06] y [KRIE06]. Sin embargo, en este trabajo se busca la posibilidad de aplicar este tipo de ciclo a un reactor de moderada temperatura como es el SFR. Este interés viene justificado por la dirección tomada en trabajos como: [PETE03], [ZHAO08], [ZHAO09] y sobre todo [SAEZ08].

En cuanto a la posibilidad de utilizar mezclas de gases basadas en Helio, ésta viene señalada con detalle en [TOUR08] y [SAEZ08], donde especialmente en este último caso, se considera que un fluido de trabajo basado en He-Xe, He-N₂ o He-Ar con una adecuada elección de las fracciones molares de cada componente, podría mejorar el comportamiento de la planta.

Tres son las principales ventajas del uso de mezclas en ciclos Brayton. Por una parte se reduce el problema de fugas de gas en los distintos sistemas del ciclo (especialmente en el caso de la turbomaquinaria). Por otra, debido a su mayor densidad respecto al Helio puro, se deducen dos ventajas más: el trabajo de compresión sería menor y, finalmente, las turbomáquinas serían menores [TOUR08].

Sin embargo, trabajos como [El-G07] indican con claridad que cuanto mayor es la densidad del gas, mayores serán las pérdidas de carga a lo largo de todo el ciclo. En el caso de las mezclas de He esto se daría de manera tan dramática, que el rendimiento se vería seriamente afectado.

3.4. Ciclo Brayton de CO₂ supercrítico

La más antigua referencia al ciclo supercrítico Brayton de CO₂ (S-CO₂) se encuentra en una patente de 1948 realizada por Sulzer Bros [DOST04], en la que se presentaba por vez primera un ciclo Brayton de condensación parcial de CO₂. Pronto se vio que gracias al particular punto crítico del CO₂ (7,38 MPa y 30,98°C), este tipo de ciclos podrían conseguir bajos consumos de trabajo realizando la compresión cerca del punto crítico, con la consiguiente mejora del rendimiento respecto a un ciclo Brayton convencional. Como consecuencia de las ventajas de este ciclo, rápidamente fue estudiado en

diferentes países, destacando los trabajos de Feher en Estados Unidos [FEHE67] y Angelino en Italia [ANGE67], [ANGE68] y [ANGE69], donde se pueden encontrar ya estudios detallados de diferentes variantes, incluyendo el ciclo de recompresión supercrítica de CO_2 .

También en libros publicados más recientemente, como [WAYW01], se destacan las posibles ventajas que en la búsqueda del máximo rendimiento tendría el uso de CO_2 en un ciclo Brayton supercrítico. A pesar de que aún hoy día este tipo de ciclo sigue relegado al campo de la investigación, cada vez más publicaciones parecen indicar que esta puede ser la opción idónea para la conversión de potencia tanto en reactores rápidos de alta temperatura como en los de media refrigerados por plomo o sodio.

Así, se encuentran diferentes artículos recientes que estudian el ciclo de recompresión supercrítica de CO_2 , pensando en el mismo como una seria posibilidad fundamentalmente para los reactores de Generación IV. En [DOST04], [HEJZ06] y [SARK09a] se considera su aplicación tanto para reactores de alta como de baja temperatura, analizando detenidamente la mejora del rendimiento del ciclo en función de la temperatura del reactor, y comparándolo con otros ciclos.

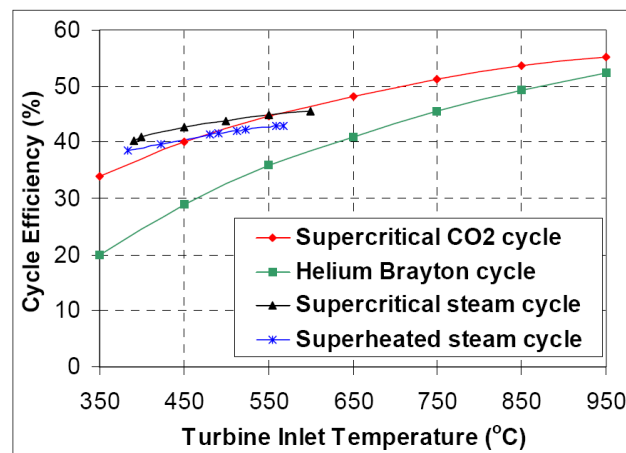


Figura 3.9. Comparativa entre distintos ciclos de potencia [HEJZ06]

Aunque no solo la temperatura del reactor afecta al rendimiento. En [MUTO07] se estudia cómo la mejora del diseño del intercambiador IHX influye en el rendimiento del ciclo S- CO_2 , mientras que en [SARK09b] se realizan detallados estudios de exergía buscando identificar aquellos componentes del ciclo, que son susceptibles de mejora en cuanto a su irreversibilidad.

Por otra parte, el ciclo S- CO_2 puede resultar interesante para otras aplicaciones distintas a la producción eléctrica en grandes reactores de fisión. Así, en [ZHAN07] se estudia la

posibilidad de usar el ciclo para una producción combinada de electricidad y calor; en [KIM06] se analiza su uso en un reactor de poca potencia buscando siempre el ciclo más eficiente, más compacto y de menor coste; y por último, en [ISHI08] incluso se estudia la posible integración del ciclo S-CO₂ en un hipotético reactor de fusión termonuclear.

En cuanto al caso concreto de los reactores de media temperatura refrigerados por plomo o sodio, son muchas también las publicaciones que se pueden encontrar. En [BOEH05] y [MOIS06] se analiza el comportamiento de un ciclo S-CO₂ para reactores rápidos refrigerados por plomo, y se estudia con detenimiento, en el caso concreto de [MOIS06], la adecuada estrategia de control de dicho ciclo pensando en un escenario de la Generación IV. Por el contrario, [MITO06] se centra en el uso de este tipo de ciclo para un reactor refrigerado por sodio, realizando estudios detallados de cada componente y la posibilidad de eliminar el circuito intermedio de sodio entre el reactor y el ciclo de potencia. Tratando de ir más allá, [KATO07] propone un acoplamiento directo del ciclo S-CO₂ con el reactor (CO₂ como refrigerante del núcleo y a la vez como fluido de trabajo del ciclo de potencia), y lo compara con la configuración indirecta con sodio como refrigerante. Además, ante la preocupación existente por la búsqueda de la máxima eficiencia y optimización de la seguridad, existen estudios sobre la óptima turbomaquinaria requerida por un ciclo S-CO₂ en [MUTO06], así como estudios acerca de las reacciones CO₂-Na en [OHYA07].

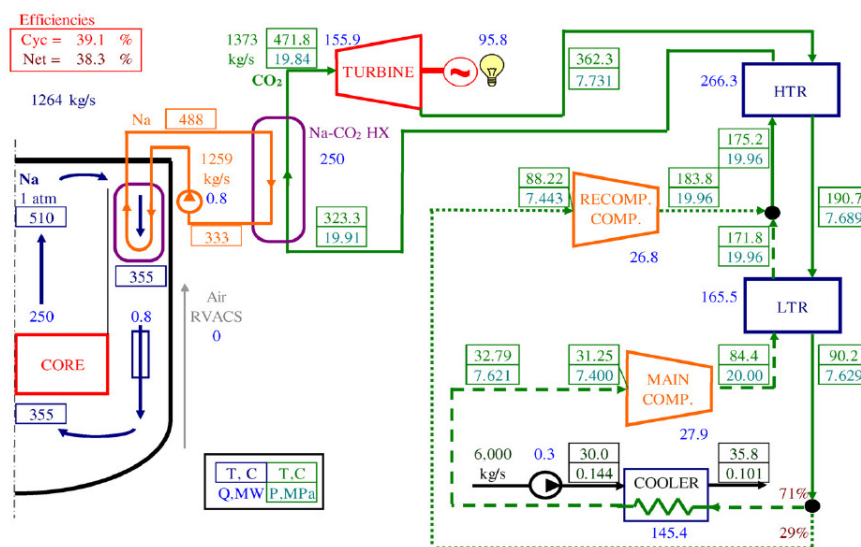


Figura 3.10. Parámetros resultantes en ciclo S-CO₂ para reactor SFR [MOIS09]

Finalmente, numerosas son las variantes analizadas del ciclo simple de recompresión S-CO₂ buscando siempre, aunque con escaso éxito dadas las particularidades de este ciclo,

una mejora del rendimiento. En este sentido resultan interesantes las propuestas, de nuevo para reactores refrigerados por sodio, llevadas a cabo en [MOIS09] y [SIEN07].

3.5. Ciclo Rankine Orgánico (ORC)

Los ciclos Rankine orgánicos (ORC por sus siglas en inglés Organic Rankine Cycle), consisten en ciclos Rankine caracterizados por ser muy simples y por utilizar como fluido de trabajo una sustancia orgánica con un punto crítico de baja temperatura comparada con el del agua.

El uso de un fluido así de particular, en vez del agua habitual, permite utilizar este tipo de ciclos para aprovechar calores que proceden de fuentes a baja temperatura, lo que los puede convertir en idóneos para tratar de mejorar el rendimiento a partir de los calores de desecho de algunos de los ciclos investigados en esta tesis.

Aunque hasta ahora su uso no ha sido llevado al campo nuclear, ya en [CHAC09] se puede ver una aplicación del ORC para aprovechar el calor de desecho de un ciclo Brayton. Por otra parte, se han hecho numerosos estudios de optimización y elección de fluido de trabajo [DAI07], [HUNG09], [SALE05] y [DESA08], e incluso estudios exergéticos.

En definitiva, se trata de un tipo de ciclo cuya utilidad, especialmente en su configuración supercrítica [SCHU08], conviene investigar en el presente trabajo.

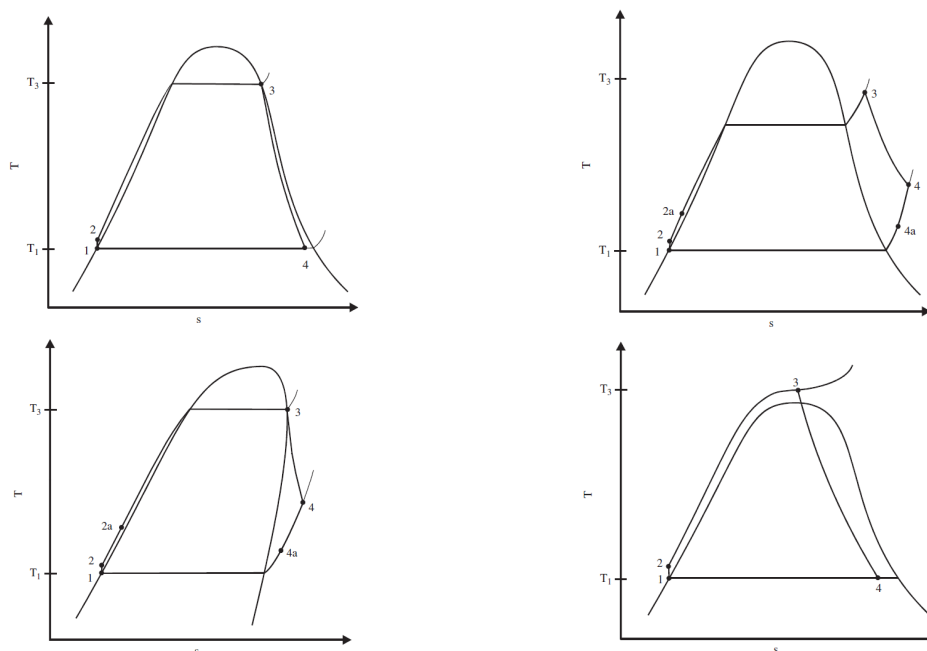


Figura 3.11. Diagramas T-S de distintos ciclos ORC [SALE05]

Capítulo 4. Modelado Termodinámico

4.1. Metodología

Tras exponer, a lo largo de los dos capítulos precedentes, las particularidades más interesantes del reactor SFR, así como el estado del arte de los distintos ciclos de potencia que se analizarán a lo largo de esta tesis, se está ya en disposición de describir la metodología que se seguirá para el desarrollo de los análisis termodinámicos de cada ciclo.

La herramienta principal de trabajo elegida es el EES (Engineering Equation Solver). Se trata de un programa de resolución numérica de ecuaciones, con capacidad para afrontar miles de ecuaciones algebraicas no lineales acopladas. También puede resolver ecuaciones diferenciales e integrales, facilita procesos de optimización, existe la posibilidad de realizar análisis de incertidumbres, etc. Todo ello hace que esta aplicación posea la suficiente potencia como para analizar la ingente cantidad de ecuaciones que se han de plantear en toda resolución completa de un ciclo termodinámico, resultando además muy útil para este fin la inclusión de una precisa y completa librería de propiedades de todos los tipos de fluidos necesarios [KLEI93].

Así, el procedimiento a seguir para la resolución de cada ciclo consistirá en la programación en EES de todas las ecuaciones necesarias para describir el comportamiento de cada uno de los componentes. Además, será fundamental aclarar desde el principio qué variables son consideradas datos de partida, y qué variables serán calculadas u optimizadas. Será por lo tanto fundamental controlar la coherencia del modelo desde un punto de vista matemático y físico:

- Deberá ser lógico desde el punto de vista matemático: igual número de ecuaciones que de variables a calcular.
- Deberá cumplir la lógica de la física del problema planteado: hay que vigilar atentamente la satisfacción del Primer y Segundo Principio de la Termodinámica.

Aunque el objetivo de este capítulo no es exponer la metodología de trabajo con EES, sino más bien exponer cómo se ha modelado termodinámicamente cada ciclo, sí

conviene destacar una de sus cualidades más potentes ya mencionadas antes: su capacidad de optimización de variables. Mediante distintos algoritmos, EES puede optimizar numéricamente las variables que convengan, buscando una determinada función objetivo. En el caso de los ciclos termodinámicos, la función objetivo siempre será la maximización del rendimiento de todo el sistema, debiéndose encontrar las variables adecuadas para lograrlo.

Evidentemente, la gran cantidad de ecuaciones necesarias para la completa descripción del problema, lleva al manejo de una enorme cantidad de variables que a pesar de todo podrán ser gestionadas eficazmente mediante su ordenamiento matricial. Sin embargo, para una más genérica y cómoda expresión de dichas variables, se ha elegido para este capítulo una nomenclatura basada en subíndices y superíndices tal y como se muestra a continuación en la Figura 4.1. tanto para propiedades de una sustancia (típicamente en la entrada y salida de un cierto intercambiador) como para denotar a un cierto gasto.

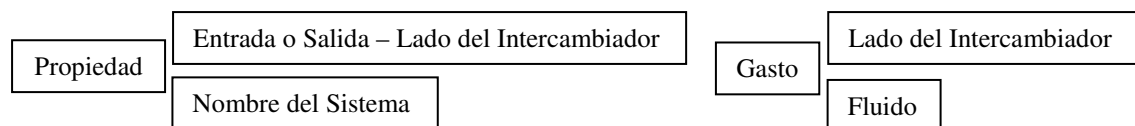


Figura 4.1. Nomenclatura basada en subíndices y superíndices

Donde *Lado del Intercambiador* podrá ser:

- cp: para referirse al circuito primario de sodio si se trata de un intercambiador sodio-sodio.
- cs: para referirse al circuito secundario de sodio si de nuevo se trata de un intercambiador sodio-sodio.
- Na: para indicar que se trata del lado del sodio en un intercambiador en el que el otro flujo es distinto de sodio.
- FT: distintos Fluidos de Trabajo como H₂O, He o CO₂ nuevamente en el caso de un intercambiador con distintos fluidos en cada lado.

Comprendida ya la forma de plantear la resolución de cada ciclo mediante EES, y por lo tanto la metodología seguida, se pasa a continuación a exponer las ecuaciones principales que han sido necesarias para realizar cada modelado, resultando de interés comenzar por la exposición de las formas de validación y verificación llevadas a cabo en cada ciclo para conceder al resultado la credibilidad necesaria.

4.2. Validación y verificación

Tanto la validación como la verificación del modelo, son dos formas distintas y necesarias de comprobación del modelo desarrollado, sin ser suficientes cada una de manera independiente. Así, por un lado la validación busca comparar el resultado con el obtenido en otro estudio usado como referencia o con un modelo teórico fiable (caso de los Brayton de configuración más convencional). Por el contrario, por verificación se entiende que son aquellas comprobaciones dirigidas a dar validez tanto desde el punto de vista de planteamiento matemático como físico.

Validación y verificación se han llevado a cabo en todos y cada uno de los modelos expuestos en los siguientes capítulos. Diferentes referencias bibliográficas, algunas ya comentadas en la exposición del estado del arte del anterior capítulo, han resultado de gran utilidad para establecer una correcta validación, mientras que para la verificación se ha hecho un triple análisis buscando:

- Coherencia en las dos vías de cálculo del calor del condensador: es decir, el calor evacuado por el condensador calculado mediante la aplicación del balance de energía al conjunto de la planta, debe ser igual al calculado mediante el balance de energía solo en condensador.

$$\dot{Q}_{Condens}^a = \sum_E \dot{Q} - \dot{W}_{ciclo} \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_{Condens}^b = \dot{m}_{H_2O} \cdot (\sum k_{Condens}^E \cdot h_{Condens}^E - k_{Condens}^S \cdot h_{Condens}^S) \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{Condens}^a = \dot{Q}_{Condens}^b \quad (4.3)$$

Con esta comprobación, se asegura que el ciclo propuesto satisface el Primer Principio de la Termodinámica, pero aún cabe la posibilidad de que quebrante el Segundo, siendo imprescindible continuar con las dos siguientes evaluaciones.

- Todas las irreversibilidades han de ser positivas, o lo que es igual, todas las entropías generadas deberán ser positivas. Como es bien sabido, todos los procesos reales en el universo destruyen exergía, existiendo en el mejor de los casos sólo la posibilidad teórica de observar un proceso reversible (irreversibilidad nula).
- La irreversibilidad total calculada mediante balance exergético sobre todo el ciclo (variación de la entropía del universo) es igual a la calculada como suma

de las irreversibilidades de todos los componentes. Como se han despreciado las irreversibilidades de los componentes más irrelevantes, se obtiene en realidad un valor un poco mayor que la irreversibilidad total calculada a partir del balance exergético global.

4.3. Ciclos Rankine

Siguiendo la metodología antes descrita para trabajar en EES, se plantearán todos los modelos comenzando por el planteamiento de las variables conocidas y la omisión de aquellas que habrán de ser optimizadas (EES dará valores siguiendo su algoritmo de optimización, buscando el máximo rendimiento). Posteriormente se incluirán todas las ecuaciones necesarias tanto para describir el comportamiento del ciclo, como para obtener los resultados buscados o que se vayan a optimizar (por ejemplo el rendimiento).

En el caso del ciclo Rankine, se asignan en primer lugar los valores de las variables consideradas como hipótesis de partida, para posteriormente establecer las relaciones de las presiones en función de la caída de presión en cada componente, dejando libres para optimización las correspondientes a cada una de las extracciones (de modo que la igualdad de ecuaciones y variables totales solo se establecería si se asignaran valores a estas presiones).

A continuación se plantean todas las entalpías que son conocidas según el estado de la sustancia: cuando se trata de un líquido comprimido o cuando se tiene dos propiedades independientes de un cierto estado, como por ejemplo el vapor de entrada de las turbinas. Además se establecen las igualdades de entalpías asociadas a cada una de las válvulas del ciclo.

Seguidamente, se incluyen todas las ecuaciones de rendimiento isentrópico (valor considerado hipótesis de partida), calculando las entropías que se necesiten, y dando como resultado la entalpía de cada una de las extracciones así como la de salida de cada turbina y de cada bomba (4.4) y (4.5).

$$\eta_T = \frac{h_E - h_S}{h_E - h_{S_S}} \quad (4.4)$$

$$\eta_B = \frac{v_E \cdot (p_S - p_E)}{h_S - h_E} \quad (4.5)$$

Tras establecer el Primer Principio en cada uno de los precalentadores así como en el desgasificador, el código obtiene como resultado todas las fracciones de masa del ciclo para cada valor iterado de presiones de extracción.

Planteando el Primer Principio en cada uno de los grandes intercambiadores, en las bombas y en las turbinas, se calcula el trabajo y el calor unitarios que intervienen en el rendimiento del ciclo. Además, para un cierto calor transmitido desde el núcleo, se calcula el gasto de vapor, pudiéndose calcular los valores de calor y trabajo en términos de potencia (ecuaciones (4.6) a (4.17)).

A la hora de definir la expresión del rendimiento (4.6), función objetivo a maximizar, se incluye el trabajo neto producido (4.7) descontando el trabajo de todas las bombas de ciclo y de los circuitos de sodio (tanto primario como secundario). Además, el calor tomado como referencia será el generado por el núcleo (4.8), calculado al tener en consideración la energía introducida por la bomba del circuito primario y el calor transmitido al circuito secundario. Por último, se incluye el rendimiento mecánico asociado a pérdidas por rozamiento en cojinetes, y el rendimiento eléctrico debido a pérdidas eléctricas en generadores y motores eléctricos.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{Núcleo}} \quad (4.6)$$

$$\dot{W}_{neto} = \dot{m} \cdot \left(w_T \cdot \eta_m \cdot \eta_e - \frac{w_B}{\eta_m \cdot \eta_e} \right) - \frac{\dot{W}_{B-Na}}{\eta_m \cdot \eta_e} \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{Núcleo} + \dot{W}_{B-Na}^{cp} = \dot{Q}_{IHX-Na-Na} \quad (4.8)$$

Teniendo en cuenta las porciones de gasto (respecto al gasto que entra en la turbina de alta presión) que entran y salen en cada turbina (k_{Turb}^E y k_{Turb}^S), y la caída de presión a través de los grandes intercambiadores (genéricamente llamados IHX), se definen:

$$w_T = k_{Turb}^E \cdot h_{Turb}^E - \sum k_{Turb}^S \cdot h_{Turb}^S \quad (4.9)$$

$$\dot{W}_{B-Na}^{cp} = \dot{m}_{Na}^{cp} \cdot \frac{(\Delta P_{Reactor} + \Delta P_{IHX})}{\rho_{Na}} \quad (4.10)$$

$$\dot{W}_{B-Na}^{cs} = \dot{m}_{Na}^{cs} \cdot \frac{(n_{IHX} \cdot \Delta P_{IHX})}{\rho_{Na}} \quad (4.11)$$

$$\dot{W}_{B-Na} = \dot{W}_{B-Na}^{cp} + \dot{W}_{B-Na}^{cs} \quad (4.12)$$

Aplicando el balance de energía en el ciclo secundario de sodio, se evalúa cómo se transmite el calor desde el circuito primario hacia cada uno de los intercambiadores que introducen el calor en el ciclo de potencia. En función de si se trata de un ciclo subcrítico con un recalentamiento, o de uno supercrítico de uno o dos recalentamientos, se utilizaría una de las ecuaciones (4.13), (4.14) ó (4.15).

$$\dot{Q}_{IHX-Na-Na} + \dot{W}_{B-Na}^{cs} = \dot{Q}_{Ec} + \dot{Q}_{Ev} + \dot{Q}_{Sob} + \dot{Q}_R \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{IHX-Na-Na} + \dot{W}_{B-Na}^{cs} = \dot{Q}_{IHX1} + \dot{Q}_{IHX2} + \dot{Q}_R \quad (4.14)$$

$$\dot{Q}_{IHX-Na-Na} + \dot{W}_{B-Na}^{cs} = \dot{Q}_{IHX1} + \dot{Q}_{IHX2} + \dot{Q}_{R1} + \dot{Q}_{R2} \quad (4.15)$$

Por otra parte, dado que las temperaturas de entrada y salida del sodio en el intercambiador IHX_{Na-Na} vienen impuestas, así como el calor transmitido (ver Tabla 2.2. del capítulo 2), se obtienen los gastos de los dos circuitos de sodio mediante (4.16) y (4.17):

$$\dot{Q}_{IHX-Na-Na} = \dot{m}_{Na}^{cp} \cdot c_{Na} \cdot (T_{IHX-Na-Na}^{E-cp} - T_{IHX-Na-Na}^{S-cp}) \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{IHX-Na-Na} = \dot{m}_{Na}^{cs} \cdot c_{Na} \cdot (T_{IHX-Na-Na}^{S-cs} - T_{IHX-Na-Na}^{E-cs}) \quad (4.17)$$

Sin embargo, para definir correctamente un intercambiador, no basta con conocer las temperaturas y el calor transmitido, sino que resulta fundamental además comprobar que funcionaría con una eficiencia y una diferencia de temperaturas entre ambas corrientes, que fueran admisibles y realistas.

La efectividad de un intercambiador se define como la razón entre la transferencia real de calor y la transferencia de calor máxima posible [INCR96], la cual se alcanzaría en un intercambiador de calor en contraflujo de longitud infinita. En un intercambiador ideal de estas características uno de los fluidos experimentaría una diferencia máxima posible igual a la diferencia entre la temperatura de entrada en el lado de fluido caliente y la temperatura de entrada en el lado de fluido frío. Además, esta máxima diferencia de temperaturas se daría en el lado en el que el fluido tiene la menor capacidad térmica (producto del calor específico en ese lado, por el gasto del mismo).

Definiendo el calor específico tal y como se expresa en (4.18), se obtienen las ecuaciones (4.19) a (4.24) para definir la efectividad en cada uno de los grandes intercambiadores estudiados a lo largo de la presente tesis.

$$C_{Intercambiador} = \frac{h_E - h_S}{T_E - T_S} \quad (4.18)$$

$$\epsilon_{IHX-Na-Na} = \frac{\dot{Q}_{IHX-Na-Na}}{\min(\dot{m}_{Na}^{cp} \cdot c_{Na}; \dot{m}_{Na}^{cs} \cdot c_{Na}) \cdot (T_{IHX-Na-Na}^{E-cp} - T_{IHX-Na-Na}^{E-cs})} \quad (4.19)$$

$$\epsilon_{Ec} = \frac{\dot{Q}_{Ec}}{\min(\dot{m}_{Na}^{cs} \cdot c_{Na}; \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{Ev}^{H_2O}) \cdot (T_{Ec}^{E-Na} - T_{Ec}^{E-H_2O})} \quad (4.20)$$

$$\epsilon_{Ev} = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\min(\dot{m}_{Na}^{cs} \cdot c_{Na}; \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{Ev}^{H_2O}) \cdot (T_{Ev}^{E-Na} - T_{Ev}^{E-H_2O})} \quad (4.21)$$

$$\epsilon_{Sob} = \frac{\dot{Q}_{Sob}}{\min(\dot{m}_{Na}^{cs} \cdot (1 - \alpha_{Na}) \cdot c_{Na}; \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{Sob}^{H_2O}) \cdot (T_{Sob}^{E-Na} - T_{Sob}^{E-H_2O})} \quad (4.22)$$

$$\epsilon_R = \frac{\dot{Q}_R}{\min(\dot{m}_{Na}^{cs} \cdot \alpha_{Na} \cdot c_{Na}; \dot{m}_R^{H_2O} \cdot c_R^{H_2O}) \cdot (T_R^{E-Na} - T_R^{E-H_2O})} \quad (4.23)$$

$$\epsilon_{IHX} = \frac{\dot{Q}_{IHX}}{\min(\dot{m}_{Na}^{cs} \cdot \alpha_{Na} \cdot c_{Na}; \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{IHX}^{H_2O}) \cdot (T_{IHX}^{E-Na} - T_{IHX}^{E-H_2O})} \quad (4.24)$$

En cuanto a la mínima diferencia de temperaturas entre las dos corrientes del intercambiador, únicamente en un intercambiador ideal infinitamente largo se conseguiría una diferencia nula de temperaturas. Por el contrario, en uno real, la diferencia de temperaturas estará limitada a un cierto valor mínimo. Este parámetro (diferencia mínima entre las dos corrientes, o máximo acercamiento) será siempre llamado en este trabajo según su término en inglés: *Pinch Point*, o más sencillamente, PP.

Normalmente la mínima diferencia de temperaturas entre ambas corrientes se alcanzará en los extremos del intercambiador. Sin embargo, en el caso de los intercambiadores en los que al menos una de las corrientes circula a presión supercrítica, también puede ocurrir que este acercamiento se dé en el interior debido a la irregular variación de propiedades del fluido durante un calentamiento bajo esas condiciones de presión. En ese caso, es imprescindible calcular detalladamente la evolución de la temperatura en el lado de presión supercrítica (ya no es lineal) para así evitar un acercamiento inadmisibles y conseguir finalmente unos valores de operación realistas. Para ello, en los dos ciclos Rankine supercríticos analizados, se han calculado 98 puntos intermedios en cada uno

de los intercambiadores IHX en los que el agua circula a presión supercrítica. Así, se fracciona el calor total intercambiado (ecuación (4.25) donde i va de 1 a 100) de modo que progresivamente se va aplicando el balance de energía, para cada corriente, entre el extremo del intercambiador y el punto intermedio, obteniendo así las entalpías de cada uno de estos (4.26) y (4.27).

$$\dot{Q}_{IHx}^i = \dot{Q}_{IHx} \cdot \frac{(i-1)}{99} \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{IHx}^i = \dot{m}_{H_2O} \cdot (h_{IHx}^{S-H_2O} - h_{IHx}^{i-H_2O}) \quad (4.26)$$

$$\dot{Q}_{IHx}^i = \dot{m}_{Na}^{cs} \cdot (h_{IHx}^{E-Na} - h_{IHx}^{i-Na}) \quad (4.27)$$

En definitiva, con estas tres ecuaciones (4.25), (4.26) y (4.27) se calculan $h_{IHx}^{i-H_2O}$ y h_{IHx}^{i-Na} , y conocidas las presiones, se obtienen las temperaturas de cada uno de los intermedios del intercambiador: $T_{IHx}^{i-H_2O}$ y T_{IHx}^{i-Na} .

Una vez resuelto el ciclo para las presiones de extracción que proporcionan el máximo rendimiento, considerando todas las limitaciones que los componentes exigen para su correcta operación (tales como un PP y una eficiencia admisibles en el caso de los grandes intercambiadores), será interesante extraer conclusiones acerca del comportamiento del ciclo en las condiciones de operación encontradas. Aunque el rendimiento ya hallado daría una buena idea al respecto, el análisis exergético constituye un procedimiento que permite, tal y como ya se anticipaba anteriormente (epígrafe 4.2.), verificar más precisamente el ciclo al comprobar que todas las entropías generadas son positivas y que se cumple el balance exergético en todo el ciclo (cálculo de la irreversibilidad total). Pero el análisis exergético no solo resultará interesante desde el punto de vista de la verificación, sino que nos permitirá deducir el margen de mejora que se podría conseguir, mediante un estudio de la eficiencia exergética tanto global como de cada uno de los componentes de mayor irreversibilidad.

Recordando que la irreversibilidad de un sistema se puede calcular como el producto de la temperatura del estado muerto (ambiente) por la entropía generada en dicho sistema, lo primero que se debe hacer es calcular las entropías generadas mediante el balance de entropía, (4.28) [ÇENG98b].

$$\frac{\partial S}{\partial \tau} = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_E \dot{m} \cdot s - \sum_S \dot{m} \cdot s + \dot{S}_{gen} \quad (4.28)$$

Así, para cada uno de los sistemas, se obtiene las ecuaciones (4.29) a (4.35):

- IHX_{Na-Na}:

$$\dot{S}_{gen-IHX-Na-Na} = \dot{m}_{Na}^{cp} \cdot (s_{IHX-Na-Na}^{S-cp} - s_{IHX-Na-Na}^{E-cp}) + \dot{m}_{Na}^{cs} \cdot (s_{IHX-Na-Na}^{S-cs} - s_{IHX-Na-Na}^{E-cs}) \quad (4.29)$$

- Cámara de mezcla de sodio:

$$\dot{S}_{gen-IHX-CM-Na} = \dot{m}_{Na}^{cs} \cdot [s_{CM-Na}^S - (1 - \alpha_{Na}) \cdot s_{Sob}^{S-Na} - \alpha_{Na} \cdot s_R^{S-Na}] \quad (4.30)$$

- Bomba de sodio:

$$\dot{S}_{gen-B-Na} = \dot{m}_{Na}^{cs} \cdot (s_{B-Na}^S - s_{B-Na}^E) \quad (4.31)$$

- Intercambiador sodio-agua:

$$\dot{S}_{gen-Int-Na-H_2O} = \dot{m}_{Na}^{cs} \cdot (s_{Int-Na-H_2O}^{S-Na} - s_{Int-Na-H_2O}^{E-Na}) + \dot{m}_{Int-Na-H_2O}^{H_2O} \cdot (s_{Int-Na-H_2O}^{S-H_2O} - s_{Int-Na-H_2O}^{E-H_2O}) \quad (4.32)$$

- Turbinas:

$$\dot{S}_{gen-Turbina} = \dot{m}_{H_2O} \cdot (\sum k_{Turb}^S \cdot s_{Turb}^S - k_{Turb}^E \cdot s_{Turb}^E) \quad (4.33)$$

- Condensador:

$$\dot{S}_{gen-Cond} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{T_{amb}} + \dot{m}_{H_2O} \cdot k_{Cond} \cdot (s_{Cond}^S - s_{Cond}^E) \quad (4.34)$$

- Precalentadores:

$$\dot{S}_{gen-prec} = \dot{m}_{H_2O} \cdot [k_{prec}^{S-Agua-Al} \cdot (s_{prec}^{S-Agua-Al} - s_{prec}^{E-Agua-Al}) + k_{prec}^{E-Extrac} \cdot (s_{prec}^{S-Extrac} - s_{prec}^{E-Extrac})] \quad (4.35)$$

Varios sistemas no se han incluido entre las ecuaciones (4.29) a (4.35) simplemente porque su formulación es similar. Las bombas del ciclo así como la del reactor, por ejemplo, seguirán una formulación como la de (4.31), y el desgasificador como (4.32) por tratarse en definitiva de un intercambiador de mezcla. Sí es importante, sin embargo, tener en cuenta la porción de fluido que debe acompañar a cada una de las entropías específicas (aquí denotada como k).

Otra observación necesaria debe referirse a la ecuación (4.34) donde se define la entropía generada del condensador poniendo la frontera del sistema analizado en el mismo ambiente al que se vuelca el calor, y no en los tubos de refrigeración. Esto

implica que dicha expresión incluye la generación de entropía de todos los componentes existentes en el sistema de refrigeración de la central (sistema de agua de circulación), incluyendo la torre de refrigeración si la hubiera.

Conocidas las entropías generadas de todos los componentes, se podrían sumar, obteniendo así la entropía generada total (variación de la entropía del universo). Sin embargo, esto no resulta muy práctico ni preciso, ya que se han omitido ciertas irreversibilidades de menor relevancia (válvulas, tuberías, etc.). Por ello, para calcular la entropía generada total y así obtener el valor de la irreversibilidad total del ciclo, lo más práctico es aplicar el balance de entropía en el conjunto de todo el sistema, de manera que, como se hacía con el condensador, la frontera está tocando con el ambiente por un lado, y cortando la corriente de sodio primario, obteniendo la ecuación (4.36). Así, este resultado debería ser algo superior al obtenido mediante la suma de todas las entropías generadas de cada componente.

$$\dot{S}_{gen-TOT} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{T_{amb}} + \dot{m}_{Na}^{cp} \cdot (s_{IHX-Na-Na}^{S-cp} - s_{IHX-Na-Na}^{E-cp}) \quad (4.36)$$

Calculadas las irreversibilidades de cada sistema (componente), y la del sistema completo, resulta interesante obtener el llamado ratio de exergía destruida, que da la proporción de la irreversibilidad aportada por cada sistema i -ésimo respecto a la total (4.37).

$$y_{D-Sistema-i} = \frac{\dot{I}_{Sistema-i}}{\dot{I}_{TOT}} \quad (4.37)$$

En cuanto a las eficiencias exergéticas, el procedimiento consistirá en elegir aquellos sistemas que posean mayor irreversibilidad (los más perjudiciales), y realizar el balance de exergía sobre ellos (4.38), distinguiendo entre los términos responsables de la exergía suministrada \dot{E}_F , producida \dot{E}_p , perdida \dot{E}_L y destruida \dot{I} (4.39) [ÇENG98b].

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau} = \sum (1 - \frac{T_0}{T_F}) \cdot \dot{Q}_F - \dot{W}_u + \sum_E \dot{m} \cdot \psi - \sum_S \dot{m} \cdot \psi - T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad (4.38)$$

$$\dot{E}_F = \dot{E}_p + \dot{E}_L + \dot{I} \quad (4.39)$$

Finalmente, la eficiencia exergética quedará definida como el cociente de la exergía producida y la suministrada, resultando la ecuación (4.40) cuando se aplica sobre un componente, y la (4.41) cuando se aplica sobre el sistema total. Una eficiencia baja

indicará que existe todavía oportunidad de mejora en el sistema, ya sea mejorando sus condiciones de operación, o sus características tecnológicas.

$$\phi_{Sistema} = \frac{\dot{E}_{P-Sistema}}{\dot{E}_{F-Sistema}} \quad (4.40)$$

$$\phi_{TOT} = \frac{\dot{E}_{P-TOT}}{\dot{E}_{F-TOT}} \quad (4.41)$$

Por último, un ratio bastante usado también para estudiar la necesidad de mejora del ciclo, es el llamado *coeficiente de pérdida de carga* (4.42). Con este término se busca cuantificar la importancia de las pérdidas de carga en el ciclo, consistiendo en el cociente del salto de presiones en las bombas y el de las turbinas menos uno.

$$Ratio_p = \frac{\Delta P_B}{\Delta P_T} - 1 \quad (4.42)$$

4.4. Ciclos Brayton de gas ideal helio y mezclas

La principal diferencia entre el modelado seguido para los ciclos Brayton y los Rankine antes explicados es que mientras que en el segundo caso se utiliza el modelo de sustancia pura (resultando imprescindible la consulta de propiedades en tablas), en el caso de los Brayton el modelo seguido es el de gas ideal con calor específico constante, o también llamado modelo de gas perfecto.

En principio el gas utilizado como fluido de trabajo es helio puro de índice isentrópico, masa molecular, constante del gas y calor específico mostrados en la Tabla 4.1. En cuanto al sodio, al igual que antes, será modelado como líquido incompresible.

El planteamiento de la resolución del ciclo será similar al anterior, ya que partiendo del calor introducido en el circuito secundario desde el reactor, y de las temperaturas impuestas en sodio, se aborda el ciclo de helio buscando optimizar en esta ocasión la relación de presión para obtener el mayor rendimiento posible. En un caso más general en el que se tuviera recalentamiento, las ecuaciones (4.43) a (4.47) representan la transmisión de calor desde el reactor hasta el ciclo de potencia.

$$\dot{Q}_{IHX-Na-Na} + \dot{W}_{B-Na}^{cs} = \dot{Q}_{IHX-Na-He} + \dot{Q}_R \quad (4.43)$$

$$\dot{Q}_{IHX-Na-He} = \dot{m}_{Na}^{cs} \cdot \alpha_{Na} \cdot c_{Na} \cdot (T_{IHX-Na-He}^{E-Na} - T_{IHX-Na-He}^{S-Na}) \quad (4.44)$$

$$\dot{Q}_{IHX-Na-He} = \dot{m}_{He} \cdot c_{p-He} \cdot (T_{IHX-Na-He}^{S-He} - T_{IHX-Na-He}^{E-He}) \quad (4.45)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_{Na}^{cs} \cdot (1 - \alpha_{Na}) \cdot c_{Na} \cdot (T_R^{E-Na} - T_R^{S-Na}) \quad (4.46)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_{He} \cdot c_{p-He} \cdot (T_R^{S-He} - T_R^{E-He}) \quad (4.47)$$

Además, para calcular el rendimiento del ciclo, se utilizará el trabajo neto producido tal y como se define en (4.48) y (4.49).

$$\dot{W}_{Neto} = \dot{W}_{ciclo} \cdot \eta_m \cdot \eta_e - \frac{\dot{W}_{B-Na}^{cp} + \dot{W}_{B-Na}^{cs}}{\eta_m \cdot \eta_e} \quad (4.48)^2$$

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{m}_{He} \cdot c_{p-He} \cdot [(T_{HPT}^E - T_{HPT}^S) + (T_{LPT}^E - T_{LPT}^S) - (T_{HPC}^S - T_{HPC}^E) - (T_{LPC}^S - T_{LPC}^E)] \quad (4.49)$$

A la hora de resolver el ciclo, se busca obtener las temperaturas en todas las secciones, para lo cual se planteará el rendimiento isentrópico de las turbomáquinas y el balance de energía en el regenerador, así como su efectividad (ecuaciones (4.50) a (4.53)).

$$\eta_T = \frac{T_E - T_S}{T_E - T_{S_S}} \quad (4.50)$$

$$\eta_C = \frac{T_{S_S} - T_E}{T_S - T_E} \quad (4.51)$$

$$\frac{T_E}{T_{S_S}} = \left(\frac{P_E}{P_S} \right)^\gamma \quad (4.52)$$

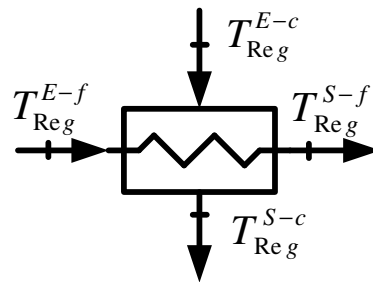


Figura 4.2. Designación de propiedades según la corriente del regenerador

$$\mathcal{E} = \frac{T_{Reg}^{S-f} - T_{Reg}^{E-f}}{T_{Reg}^{E-c} - T_{Reg}^{E-f}} \quad (4.53)$$

² Nótese que esta ecuación toma en consideración la suposición de montaje del conjunto turbina-compresor en un solo eje, lo que marca la diferencia respecto a la definición planteada en (4.7), donde las turbinas y las bombas del ciclo no compartían eje.

Nuevamente, como ya se exponía en el anterior apartado para los intercambiadores del ciclo Rankine, es imprescindible tener en cuenta la efectividad de cada intercambiador (ecuaciones (4.54) a (4.57)), aunque en esta ocasión, por tratarse de un modelo de gas perfecto, no existirá el problema de la variación brusca de propiedades a presión supercrítica, situándose siempre la mínima diferencia de temperaturas en uno de los extremos del intercambiador.

$$\varepsilon_{IHX-Na-He} = \frac{\dot{Q}_{IHX-Na-He}}{\min(\dot{m}_{Na}^{cs} \cdot \alpha_{Na} \cdot c_{Na}; \dot{m}_{He} \cdot c_{p-He}) \cdot (T_{IHX-Na-He}^{E-Na} - T_{IHX-Na-He}^{E-He})} \quad (4.54)$$

$$\varepsilon_R = \frac{\dot{Q}_R}{\min(\dot{m}_{Na}^{cs} \cdot (1 - \alpha_{Na}) \cdot c_{Na}; \dot{m}_{He} \cdot c_{p-He}) \cdot (T_R^{E-Na} - T_R^{E-He})} \quad (4.55)$$

$$\varepsilon_{precooler} = \frac{\dot{Q}_{precooler}}{\min(\dot{m}_{He} \cdot c_{p-He}; \dot{m}_{precooler}^{ref} \cdot c_{ref}) \cdot (T_{precooler}^{E-He} - T_{precooler}^{E-H_2O})} \quad (4.56)$$

$$\varepsilon_{intercooler} = \frac{\dot{Q}_{intercooler}}{\min(\dot{m}_{He} \cdot c_{p-He}; \dot{m}_{intercooler}^{ref} \cdot c_{ref}) \cdot (T_{intercooler}^{E-He} - T_{intercooler}^{E-H_2O})} \quad (4.57)$$

En general, todas estas expresiones son las propias de un ciclo Brayton convencional (ciclo simple al que se le añade regenerador, interrefrigeración y recalentamiento). Sin embargo, una de las novedades al respecto que esta tesis propone es el intento de mejora de la eficiencia de estos ciclos a partir del aprovechamiento de una parte del calor rechazado en el intercooler, si lo hay, y sobre todo en el precooler.

Este aprovechamiento de calor se llevaría a cabo a través del acoplamiento con ciclos Rankine orgánicos ORC, especialmente apropiados para aprovechamiento de calores residuales, y de suma sencillez. En dicho caso, el trabajo neto de todo el ciclo pasaría a ser el expresado en la ecuación (4.58). Más información a cerca del modelado del ciclo ORC será proporcionada en el epígrafe 4.6. del presente capítulo.

$$\dot{W}_{Neto} = (\dot{W}_{ciclo} + \dot{W}_{ORC}) \cdot \eta_m \cdot \eta_e - \frac{\dot{W}_{B-Na}^{cp} + \dot{W}_{B-Na}^{cs}}{\eta_m \cdot \eta_e} \quad (4.58)^3$$

Al igual que en el ciclo Rankine, se realiza un análisis exergético a cada ciclo Brayton buscando los componentes de mayor irreversibilidad, así como sus eficiencias

³ Debe observarse que en esta ocasión la bomba ORC no comparte eje con la turbina, luego formalmente habría que separar ese término. Sin embargo, por simplicidad, y dado su pequeño valor, se ha optado por mantener el trabajo de la bomba ORC incluido en el trabajo total del ciclo ORC.

exergéticas y la eficiencia exergética de todo el sistema. Las entropías se calculan siguiendo las ecuaciones (4.59) y (4.60).

$$\dot{S}_{gen-Turbina} = \dot{m}_{He} \cdot \Delta s_{Turbina} \quad (4.59)$$

$$\dot{S}_{gen-Intercambiador} = \dot{m}_{He} \cdot \Delta s_{Intercambiador} \quad (4.60)$$

Al tratarse de un gas perfecto, la entropía específica se calcula según (4.61):

$$\Delta s_{Sistema} = c_{p-He} \cdot \ln\left(\frac{T_{Sistema}^S}{T_{Sistema}^E}\right) - R_{He} \cdot \ln\left(\frac{P_{Sistema}^S}{P_{Sistema}^E}\right) \quad (4.61)$$

Finalmente, se obtiene la entropía generada total, ecuación (4.62):

$$\dot{S}_{gen-TOT} = \frac{\dot{Q}_{prec}}{T_{amb}} + \frac{\dot{Q}_{Inter}}{T_{amb}} + \dot{m}_{Na}^{cp} \cdot (s_{IHX-Na-Na}^{S-cp} - s_{IHX-Na-Na}^{E-cp}) \quad (4.62)$$

Ante los bajos rendimientos que el ciclo Brayton de helio dará para las moderadas temperaturas del sodio, se decide investigar una posible mejora por medio del estudio de mezclas basadas en helio con otros gases más pesados, lo que mejoraría ciertas propiedades y características del nuevo fluido de trabajo (véase Tabla 4.1.).

Tabla 4.1. Propiedades de los gases analizados

Gas <i>i</i>	He	N ₂	Ar	Xe
γ_i	1,67	1,4	1,67	1,67
Masa Molecular, M_i (kg/kmol)	4,0026	28,01	39,94	131,3
R_i (kJ/kg-K)	2,07727	0,2968	0,2081	0,06332
C_p/R	5/2	7/2	5/2	5/2
C_v/R	3/2	5/2	3/2	3/2

Para modelar estas mezclas, se define la fracción másica fm de uno de los componentes de la mezcla como el cociente entre la masa de un cierto componente y la masa total (4.63). Por lo tanto, la fracción másica indica la proporción de un gas respecto al total, pudiéndose obtener los valores de la masa molecular, calor específico y coeficiente adiabático isentrópico en función de la fracción másica (ecuaciones (4.63) a (4.67)).

$$fm_i = \frac{m_i}{m_{mezcla}} \quad (4.63)$$

$$Cp_{mezcla} = fm_{He} \cdot Cp_{He} + fm_i \cdot Cp_i \quad (4.64)$$

$$Cv_{mezcla} = fm_{He} \cdot Cv_{He} + fm_i \cdot Cv_i \quad (4.65)$$

$$\gamma_{mezcla} = \frac{C_{p_{mezcla}}}{C_{v_{mezcla}}} \quad (4.66)$$

$$fm_{He} \cdot \frac{M_{mezcla}}{M_{He}} + fm_i \cdot \frac{M_{mezcla}}{M_i} = 1 \quad (4.67)^4$$

Teniendo en cuenta estos valores para la mezcla, se puede remodelar todo el ciclo con idénticas expresiones a las utilizadas para el caso de helio puro.

Por otra parte, tal y como se indicará detenidamente en el capítulo 7, el uso de gases de mayor masa molecular que el helio, tiene una serie de consecuencias en el dimensionado de la turbomaquinaria, intercambiadores y tuberías. Estas nuevas dimensiones, según el fluido usado, comparado con las dimensiones de los componentes del ciclo de helio, deben ser calculadas siguiendo una metodología.

Atendiendo a la primera cuestión mencionada, en el artículo de referencia [TOUR08] se demuestra que el tamaño de las turbomáquinas se reduce según aumenta la masa molecular del fluido de trabajo (véase la Figura 4.3.). Además, se aprecia que esta tendencia es prácticamente independiente de la temperatura de operación.

Al hablar del tamaño de la turbomáquina (siempre consideradas para esta aplicación de tipo axial), se hace referencia tanto al diámetro de su rotor, como a su longitud, asociada al número de escalonamientos. Así, un fluido de baja masa molecular (caso del helio) implica grandes cargas aerodinámicas sobre los álabes, aumentando el radio y el número de escalonamientos tanto en la turbina como en el compresor. Por el contrario, el uso de gases más pesados, como el nitrógeno, o mezclas basadas en helio como He-Xe, He-Ar o He-N₂, implica álabes más pequeños y menor número de escalonamientos.

Así por ejemplo, tal y como muestra la Figura 4.3., para gases de masa molecular de 15 kg/kmol, se necesitan turbomáquinas con un 70% menos de escalonamientos que en el caso de utilizar helio puro. Por el contrario, también en la misma gráfica se aprecia que además cuanto mayor sea la masa molecular, también serán mayores las pérdidas de carga para una misma instalación.

⁴ Esta ecuación se deduce a partir de la ecuación (4.63), de la fracción molar (definida como el cociente entre el número de moles del gas *i*, y el número total de moles: $y_i = \frac{n_i}{n_{mezcla}}$) y teniendo en cuenta que tanto el sumatorio de la fracción másica como el de la molar debe ser igual a la unidad [ÇENG98b].

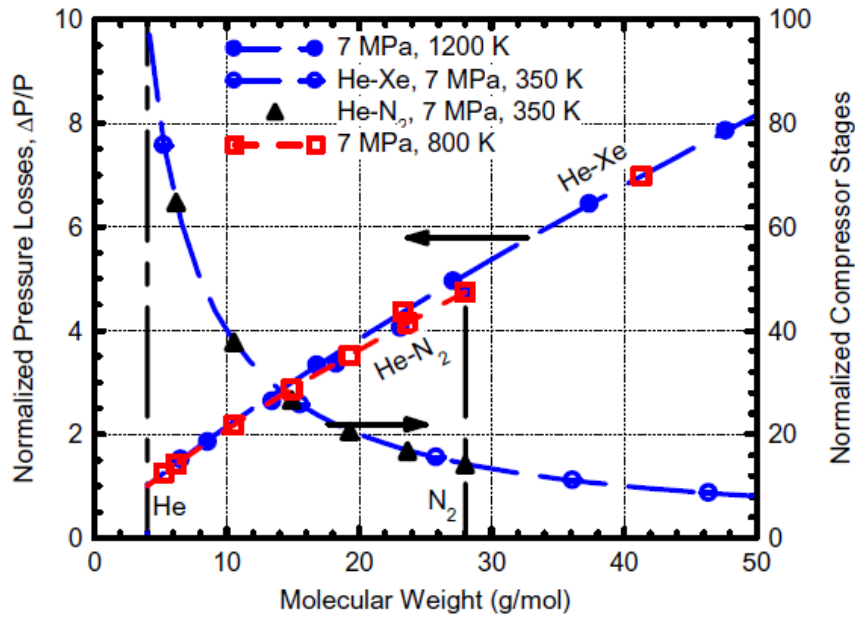


Figura 4.3. Pérdidas de carga normalizadas [El-G07]

Tal y como se anticipaba en el apartado anterior, no se puede elegir un fluido de trabajo todo lo pesado que se quiera, ya que aunque eso tendría la ventaja de posibilitarnos el uso de turbomáquinas más pequeñas, las pérdidas de carga e incluso las propiedades del fluido empeorarían.

En la gráfica de la Figura 4.4., puede apreciarse que precisamente cuando la masa molecular es demasiado alta, el coeficiente de convección puede llegar a ser muy inferior al del helio. Esto implicaría mayores superficies de intercambio, con el consecuente aumento de tamaño y precio de los intercambiadores. Por el contrario, en el caso de algunas mezclas como He-N₂ y He-Xe, puede verse también en la Figura 4.4. cómo el coeficiente de convección se mantiene mayor o muy parecido al del helio mientras no se sobrepase un cierto límite de masa molecular dependiente además de la temperatura de operación considerada. Esto resultaría beneficioso de cara a elegir intercambiadores de menor tamaño.

Se ve por lo tanto que para solucionar el inconveniente de la disminución del coeficiente de convección al aumentar la masa molecular, simplemente hay que mantener la masa molecular del fluido por debajo de un valor. Sin embargo, ante la mayor pérdida de carga debido al uso de gases más pesados, la única estrategia a seguir debe ser aumentar el tamaño de la instalación (fundamentalmente aumentando el diámetro de las tuberías) para tratar de compensar dicho efecto.

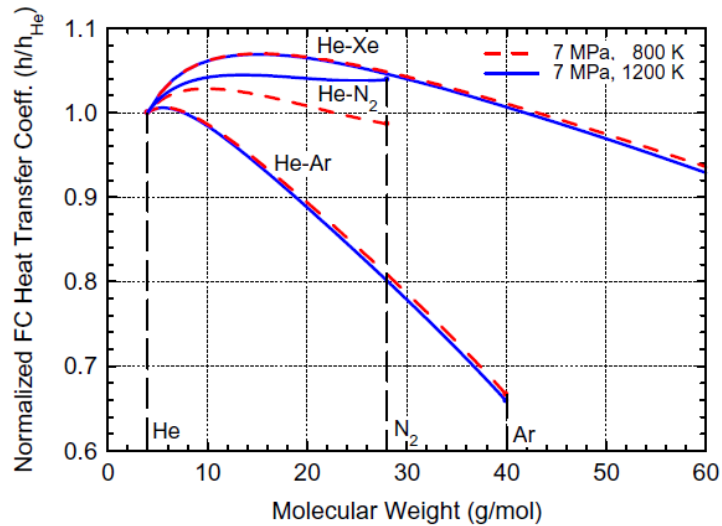


Figura 4.4. Coeficiente de convección forzada normalizado [El-G07]

En definitiva, existe una doble circunstancia que hay que tener muy presente a la hora de dimensionar los intercambiadores y tuberías. Por una parte, se elige un gas de mayor masa molecular que el helio de tal manera que su coeficiente de convección sea mayor que el de este, lo que implica un intercambiador más pequeño comparado con el que existiría en el caso de usar helio puro. Al hacer más pequeño el intercambiador, sus pérdidas de carga deberían ser menores, sin embargo, debido a que se utiliza un fluido más pesado que el helio, estas tienden a ser mayores no solo dentro del intercambiador sino también en las tuberías. Como el tamaño del intercambiador ya está fijado debido a que el coeficiente de convección exige una cierta superficie de intercambio, lo único que se puede hacer para tratar de compensar este aumento de pérdidas es aumentar el diámetro de las tuberías hasta que las pérdidas existentes desde la entrada del intercambiador hasta la entrada del siguiente componente, sean las mismas que existían cuando se utilizaba helio puro como fluido de trabajo. En contraposición, tal y como ya se mencionaba en el comentario a la Figura 4.3, la turbomaquinaria se verá reducida gracias a que el uso de un gas de mayor densidad, implica menor número de escalonamientos.

Todo el problema del redimensionado se reduce a dar una estimación de cuánto tendría que aumentar dicho diámetro, con el fin de sacar conclusiones acerca de la eficacia de esta estrategia, o si por el contrario, habría que asumir mayores pérdidas en los componentes o sencillamente fluidos de trabajo más ligeros.

La metodología antes presentada sigue la formulación expuesta en las ecuaciones (4.68) a (4.77). Consecuentemente, el primer paso es dimensionar el intercambiador en

función de la superficie de intercambio necesaria para el coeficiente de convección dado. Así, en [El-G07] se demuestra que para régimen turbulento, idénticas condiciones de operación e igual diámetro de tubos, el cociente entre el volumen de gas ocupado en el intercambiador con el gas a analizar, y el volumen del intercambiador con solo helio, viene dado por la gráfica mostrada en la Figura 4.5.

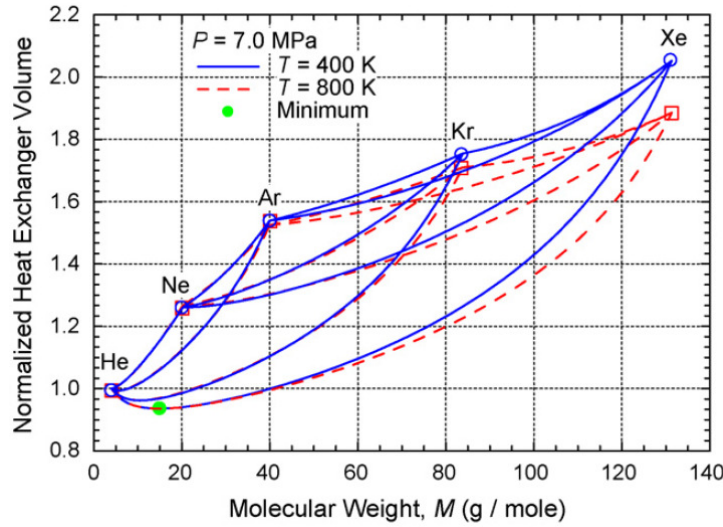


Figura 4.5. Volumen del intercambiador de calor normalizado respecto al de He [El-G07]

En dicha gráfica, se puede apreciar que existe un rango de masas moleculares para el cual el volumen del intercambiador operando con He-Xe es menor. Esto es así porque para ese rango de temperaturas el coeficiente de convección es mejor, algo que ocurriría de igual manera en el caso de la mezcla He-N₂ tal y como se aprecia en la Figura 4.4.

A partir de la relación de Fanning [El-G07], se llega la expresión (4.68) que establece la pérdida de presión a lo largo de un componente normalizada a su presión de entrada.

$$\frac{\Delta P}{P} = 0.5 \cdot R_g \cdot a \cdot \left(\frac{T}{P^2} \right) \cdot \dot{N}^{2-b} \cdot \left(\frac{L}{D^{1+b} \cdot A^{2-b}} \right) \cdot (\mu^b \cdot M^{1-b} \cdot Z) \quad (4.68)$$

Aplicando dicha ecuación al intercambiador, se obtiene que las pérdidas de carga son proporcionales a la geometría y a las propiedades del fluido según las ecuaciones (4.69) y (4.70), manteniendo inalterables las condiciones de operación del intercambiador.

$$\frac{\Delta P}{P} \Big|_g \propto \left(\frac{L_g}{D^{1+b} A^{2-b}} \right) \cdot (\mu_g^b \cdot M_g^{1-b} \cdot Z_g) \quad (4.69)$$

$$\frac{\Delta P}{P} \Big|_{He} \propto \left(\frac{L_{He}}{D^{1+b} A^{2-b}} \right) \cdot (\mu_{He}^b \cdot M_{He}^{1-b} \cdot Z_{He}) \quad (4.70)$$

De manera que suponiendo que cuando circula un gas diferente al helio puro, se elige un intercambiador idéntico pero longitud de tubos más corta, se llega a la expresión (4.71) (siguiendo la nomenclatura de la Figura 4.6.), donde se indica la caída de presión nueva en el intercambiador elegido, respecto a la que habría con el intercambiador de helio puro.

$$\frac{\frac{\Delta P}{P}_g^{1 \rightarrow 2}}{\frac{\Delta P}{P}_{He}^{1 \rightarrow 2}} \alpha \frac{L_g \cdot \mu_g^b \cdot M_g^{1-b} \cdot Z_g}{L_{He} \cdot \mu_{He}^b \cdot M_{He}^{1-b} \cdot Z_{He}} = \frac{VOL_g \cdot \mu_g^b \cdot M_g^{1-b} \cdot Z_g}{VOL_{He} \cdot \mu_{He}^b \cdot M_{He}^{1-b} \cdot Z_{He}} \quad (4.71)$$

Analizado ya el intercambiador, se busca estudiar cómo debería ser la tubería para compensar las nuevas pérdidas en el intercambiador y en la misma tubería. Para ello, se desglosan las pérdidas de carga según la Figura 4.6.:

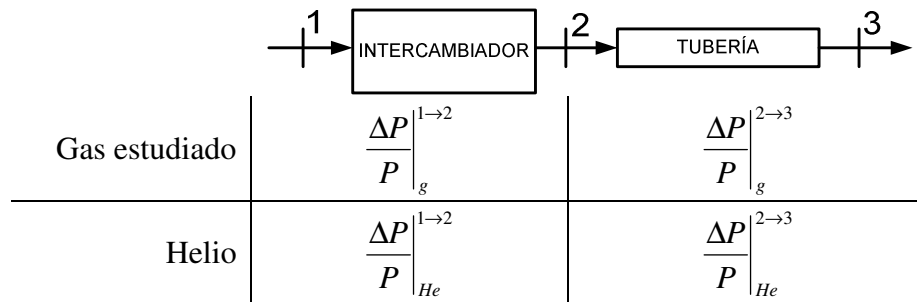


Figura 4.6. Esquema de pérdidas de carga

Como se va a dimensionar el diámetro de la tubería para que se mantengan las mismas pérdidas de carga que en helio, se tiene que (4.72):

$$\frac{\Delta P}{P}_g^{1 \rightarrow 3} = \frac{\Delta P}{P}_{He}^{1 \rightarrow 3} \Rightarrow \left(\frac{\Delta P}{P}_g^{1 \rightarrow 2} + \frac{\Delta P}{P}_g^{2 \rightarrow 3} \right) = \left(\frac{\Delta P}{P}_{He}^{1 \rightarrow 2} + \frac{\Delta P}{P}_{He}^{2 \rightarrow 3} \right) \quad (4.72)$$

Y reordenando los términos se tiene (4.73):

$$\frac{\frac{\Delta P}{P}_{He}^{1 \rightarrow 2}}{\frac{\Delta P}{P}_{He}^{2 \rightarrow 3}} = \frac{1 - \frac{\frac{\Delta P}{P}_g^{2 \rightarrow 3}}{\frac{\Delta P}{P}_{He}^{2 \rightarrow 3}}}{\frac{\frac{\Delta P}{P}_g^{1 \rightarrow 2}}{\frac{\Delta P}{P}_g^{1 \rightarrow 2}} - 1} \quad (4.73)$$

La ecuación (4.73) resulta de utilidad para notar que la relación de caída de presión en el intercambiador respecto a la caída en la tubería cuando en ambos casos circula helio, es de gran importancia, y debe ser un dato más de partida. Conocida dicha relación, y

resuelta la ecuación (4.71), se obtiene $\frac{\Delta P}{P}\Big|_g^{2 \rightarrow 3} / \frac{\Delta P}{P}\Big|_{He}^{2 \rightarrow 3}$, es decir, la relación de caídas

de presión en la tubería. Por otra parte, asumiendo que la tubería se rediseña para el nuevo gas manteniendo la misma longitud que tenía cuando circulaba helio puro, queda como variable a modificar el diámetro de la misma (ecuaciones (4.74) y (4.75)):

$$\frac{\Delta P}{P}\Big|_g^{2 \rightarrow 3} \propto \left(\frac{L}{D_g^{1+b} A_g^{2-b}} \right) \cdot (\mu_g^b \cdot M_g^{1-b} \cdot Z_g) \quad (4.74)$$

$$\frac{\Delta P}{P}\Big|_{He}^{2 \rightarrow 3} \propto \left(\frac{L}{D_{He}^{1+b} A_{He}^{2-b}} \right) \cdot (\mu_{He}^b \cdot M_{He}^{1-b} \cdot Z_{He}) \quad (4.75)$$

Estableciendo la relación a partir de (4.74) y (4.75), y poniendo el área en función del diámetro, se llega a (4.76):

$$\frac{\frac{\Delta P}{P}\Big|_g^{2 \rightarrow 3}}{\frac{\Delta P}{P}\Big|_{He}^{2 \rightarrow 3}} = \frac{\mu_g^b \cdot M_g^{1-b} \cdot Z_g}{\mu_{He}^b \cdot M_{He}^{1-b} \cdot Z_{He}} \cdot \frac{D_{He}^{1+b} A_{He}^{2-b}}{D_g^{1+b} A_g^{2-b}} = \frac{\mu_g^b \cdot M_g^{1-b} \cdot Z_g}{\mu_{He}^b \cdot M_{He}^{1-b} \cdot Z_{He}} \cdot \left(\frac{D_{He}}{D_g} \right)^5 \quad (4.76)$$

Finalmente, como la relación de caídas de presión en la tubería es conocida, y lo que se busca es cuantas veces debe ser más grande el diámetro de la tubería cuando circula el gas nuevo respecto a cuando solo circula helio, se despeja la relación de diámetros para obtener (4.77).

$$\frac{D_g}{D_{He}} = \left(\frac{\frac{\Delta P}{P}\Big|_g^{2 \rightarrow 3}}{\frac{\Delta P}{P}\Big|_{He}^{2 \rightarrow 3}} \cdot \frac{\mu_{He}^b \cdot M_{He}^{1-b} \cdot Z_{He}}{\mu_g^b \cdot M_g^{1-b} \cdot Z_g} \right)^{\frac{-1}{5}} \quad (4.77)$$

4.5. Ciclos Brayton supercríticos de CO₂ (S-CO₂)

Este modelo se parece por una parte al anterior, en el hecho de que se trata de un ciclo Brayton, manteniéndose siempre el fluido en estado gaseoso, o más bien en este caso en

estado de vapor sobrecalentado, pero por otra parte se distingue del mismo en que el ciclo se encuentra en todas las secciones más o menos cerca del punto crítico, lo que implica que no pueda ser modelado como gas perfecto, sino como sustancia pura a presión siempre supercrítica. Precisamente el CO_2 , dada la situación de su punto crítico en cuanto a presión y temperatura, es una sustancia adecuada para esta forma de operación.

La principal razón de ser de este ciclo se basa en el interés de realizar la compresión en la zona cercana al punto crítico, donde el consumo de trabajo será menor. Sin embargo, esa región tiene la particularidad de presentar una fuerte variación del calor específico, de modo que a presiones cercanas a la crítica, aparecen picos de calor específico muy elevados, mientras que para presiones más distantes, la evolución es más suave (Figura 4.7.). La consecuencia de ello es doble: habrá que realizar la compresión mediante flujo dividido para que el regenerador de alta temperatura tenga compensada la capacidad térmica en ambas corrientes; y la modelización del ciclo exigirá un proceso iterativo para el correcto cálculo de los calores específicos de cada intercambiador.

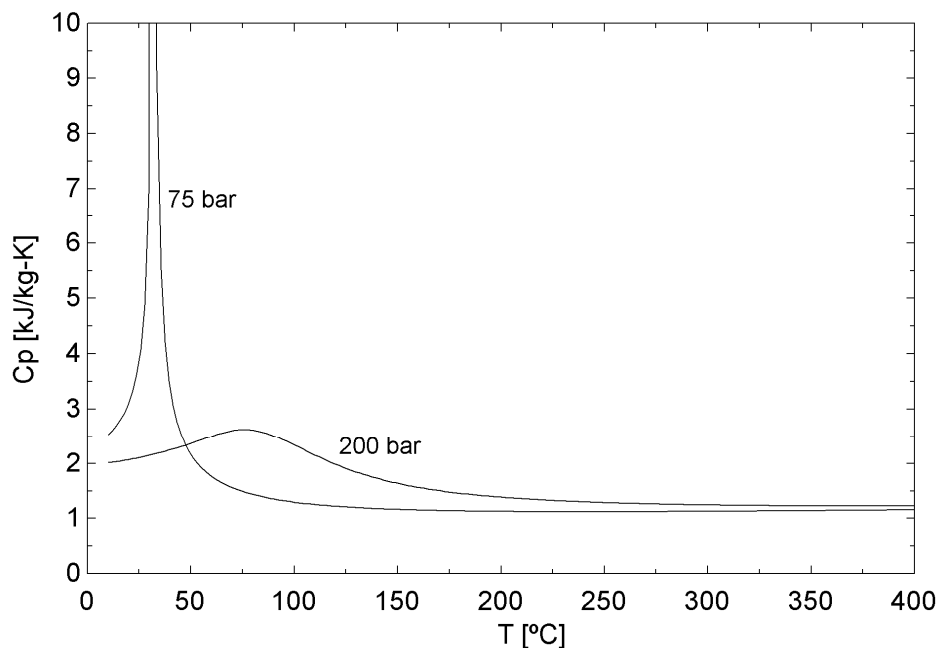


Figura 4.7. Calor específico del CO_2 a presión constante [LINA10]

Ante la necesidad de programar el cálculo mediante un procedimiento iterativo, se parte de un programa principal (Figura 4.8.) en el que la inicialización de variables consiste en asignar valores iniciales a los calores específicos de cada intercambiador (definidos como en (4.18)) para inmediatamente después llamar a la subrutina que calcula los valores reales de calor específico (Figura 4.9.), que se utilizarán para entrar en la

subrutina de resolución del ciclo, la cual devolverá todas las propiedades del ciclo necesarias para terminar haciendo, ya de vuelta en el programa principal, todos los cálculos complementarios que interesen (rendimiento, entropía, exergía, etc.).

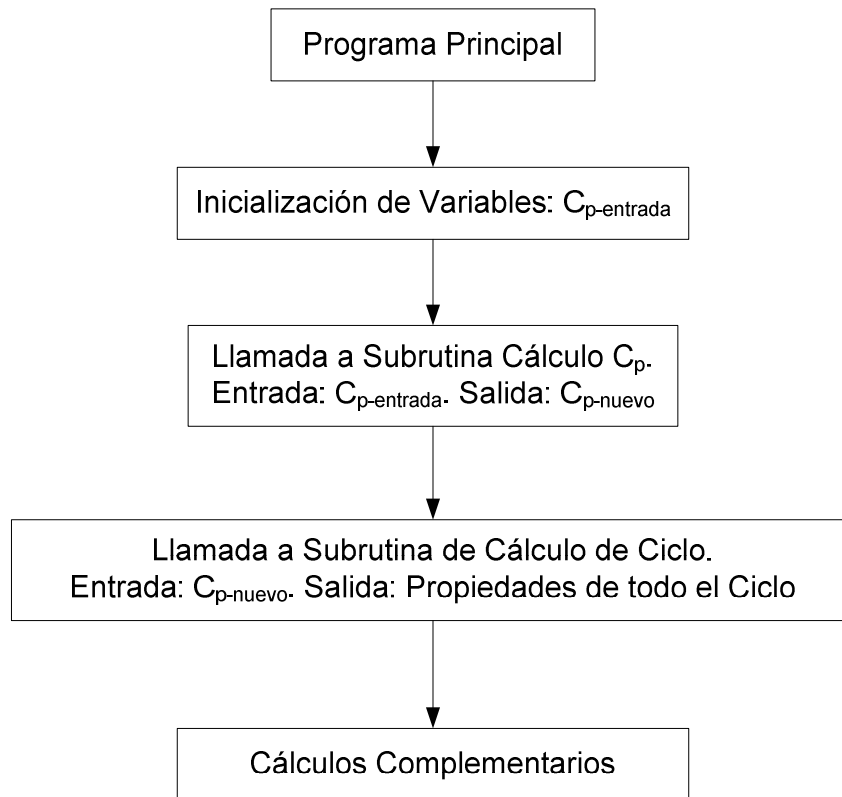


Figura 4.8. Diagrama descriptivo del programa principal

Analizando la subrutina para el cálculo de calores específicos, Figura 4.9., lo primero que se hace es inicializar la variable $C_{p-viejo}$ con los valores introducidos desde el programa principal $C_{p-entrada}$. Posteriormente se llama a la subrutina de resolución del ciclo, y se calculan las propiedades de todo el ciclo con $C_{p-viejo}$. Recogiendo las entalpías y temperaturas de esta subrutina, se recalcula los calores específicos (ecuación (4.18)) y se designan como $C_{p-nuevo}$. Si este valor obtenido, es idéntico (o más bien muy parecido, en función de un valor asignado para el término *error*) a $C_{p-viejo}$, entonces ya se ha llegado a la solución, y se pueden devolver al programa principal los calores específicos. Si por el contrario, existe una diferencia no admisible, se carga la variable $C_{p-viejo}$ con los valores de $C_{p-nuevo}$, y se comienza así una nueva iteración en la que se vuelve a llamar a la subrutina de resolución del ciclo para posteriormente recalcular los calores específicos.

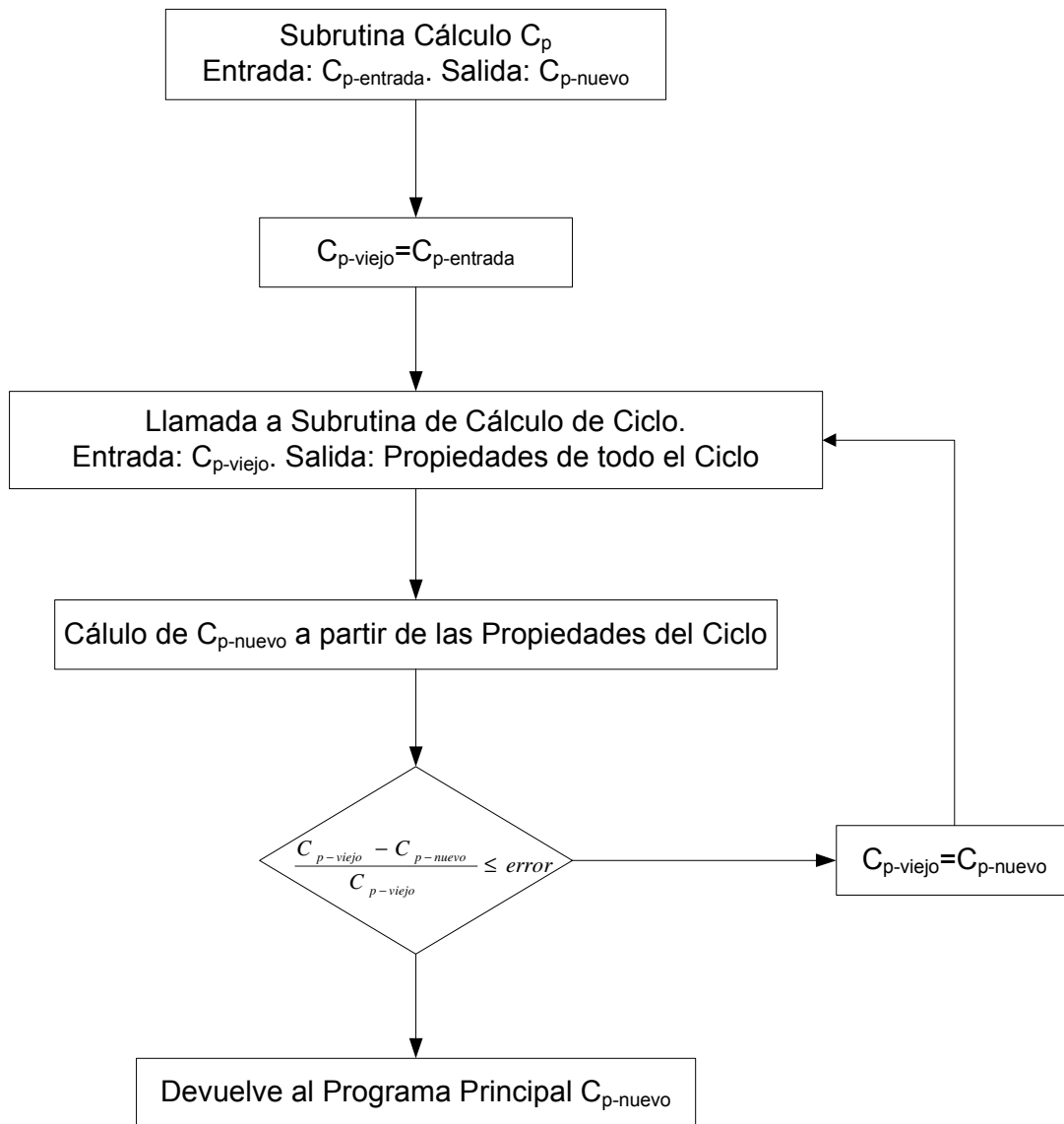


Figura 4.9. Diagrama descriptivo de la subrutina para cálculo de calores específicos

Sobre la subrutina de resolución de ciclo (Figura 4.10.), se puede decir que su esquema es muy sencillo, en el sentido de que tan solo necesita como variables externas los calores específicos que le envía la subrutina antes descrita. Es aquí donde se programan las ecuaciones (4.78) a (4.90) que representan el comportamiento del ciclo de CO₂ básico. Para las otras configuraciones más originales expuestas en el capítulo 8, simplemente se sigue la misma metodología, añadiendo o recolocando distintos intercambiadores, o incluso acoplando ciclos ORC de similar manera a la descrita en el epígrafe anterior.

El modelado se realiza con ciertas similitudes con el explicado en el ciclo Rankine, pues tal y como se anticipaba antes, se trabaja con CO₂ como sustancia pura. Así por

ejemplo, la turbina se modela con idénticas ecuaciones a las del caso del ciclo Rankine, aunque con la sencillez añadida de no tener extracciones.

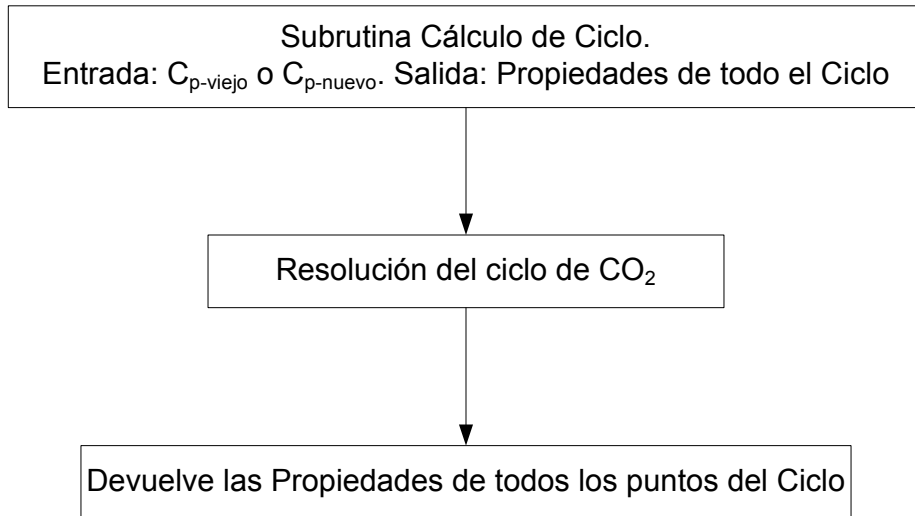


Figura 4.10. Diagrama descriptivo de la subrutina para la resolución del ciclo

En cuanto a otros sistemas propios de este tipo de ciclo, se modelan los regeneradores de alta y baja temperatura (HTR y LTR de sus siglas en inglés), planteando el Primer Principio y la efectividad (4.78) a (4.83):

$$q_{HTR} = h_{HTR}^{E-c} - h_{HTR}^{S-c} \quad (4.78)$$

$$h_{HTR}^{E-c} - h_{HTR}^{S-c} = h_{HTR}^{S-f} - h_{HTR}^{E-f} \quad (4.79)$$

$$q_{LTR} = h_{LTR}^{E-c} - h_{LTR}^{S-c} \quad (4.80)$$

$$h_{LTR}^{E-c} - h_{LTR}^{S-c} = (1 - \alpha) \cdot (h_{LTR}^{S-f} - h_{LTR}^{E-f}) \quad (4.81)$$

$$\varepsilon_{HTR} = \frac{q_{HTR}}{\min(c_{HTR-c}; c_{HTR-f}) \cdot (T_{HTR}^{E-c} - T_{HTR}^{E-f})} \quad (4.82)$$

$$\varepsilon_{LTR} = \frac{q_{LTR}}{\min(c_{LTR-c}; (1 - \alpha) \cdot c_{LTR-f}) \cdot (T_{LTR}^{E-c} - T_{LTR}^{E-f})} \quad (4.83)$$

Siguiendo el modelo de sustancia pura, los compresores (principal y auxiliar) se modelan según (4.84), y la cámara de mezcla simplemente mediante la aplicación del primer principio (4.85).

$$\eta_C = \frac{h_E - h_{S_S}}{h_E - h_S} \quad (4.84)$$

$$h_{CM}^E = (1 - \alpha) \cdot h_{CM}^{S-MC} + \alpha \cdot h_{CM}^{S-AC} \quad (4.85)$$

Debe, además, recordarse que el objetivo del ciclo sigue siendo la maximización del rendimiento, optimizando nuevamente la relación de presión, con la particularidad de que en esta ocasión la presión mínima viene limitada por la presión crítica del CO₂ (todo el ciclo debe mantenerse siempre a presión supercrítica), mientras que la presión máxima deberá respetar lo tecnológicamente admisible (se considerará como mucho 300 bar).

Para el cálculo del rendimiento, el trabajo del ciclo será calculado de nuevo aplicando el Primer Principio sobre el conjunto de la turbomaquinaria (4.86), mientras que las eficiencias de los intercambiadores principales seguirán lo descrito hasta ahora (véase (4.87) para el IHX_{Na-CO₂} y expresión para precooler como en (4.56)).

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{m}_{CO_2} \cdot [(h_T^E - h_T^S) - (1 - \alpha) \cdot (h_{MC}^S - h_{MC}^E) - \alpha \cdot (h_{AC}^S - h_{AC}^E)] \quad (4.86)$$

$$\varepsilon_{IHX-Na-CO_2} = \frac{\dot{Q}_{IHX-Na-CO_2}}{\min(\dot{m}_{Na}^{cs} \cdot c_{Na}; \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{IHX-Na-CO_2}^{CO_2}) \cdot (T_{IHX-Na-CO_2}^{E-Na} - T_{IHX-Na-CO_2}^{E-CO_2})} \quad (4.87)$$

Finalmente, la subrutina comprueba que los intercambiadores tienen un PP admisible, siendo el precooler el más delicado en este sentido, pues no solo trabaja a presión supercrítica, sino que además opera en las cercanías del punto crítico, lo que hace que la evolución de la temperatura del CO₂ siga una curva con acercamiento en el interior del intercambiador a la corriente de agua de refrigeración. Así, siguiendo el procedimiento explicado anteriormente, las ecuaciones (4.88) a (4.90) muestran cómo se establece el cálculo de cada uno de los estados intermedios.

$$\dot{Q}_{precooler}^i = \dot{Q}_{precooler} \cdot \frac{(i-1)}{99} \quad (4.88)$$

$$\dot{Q}_{precooler}^i = \dot{m}_{CO_2} \cdot (1 - \alpha) \cdot (h_{precooler}^{i-CO_2} - h_{precooler}^{S-CO_2}) \quad (4.89)$$

$$\dot{Q}_{precooler}^i = \dot{m}_{precooler}^{ref} \cdot [c_{ref} \cdot (T_{precooler}^{i-H_2O} - T_{precooler}^{E-H_2O}) + v_{ref} \cdot \Delta P_{ref}] \quad (4.90)$$

Con estas tres ecuaciones se calculan $h_{precooler}^{i-CO_2}$ ($T_{precooler}^{i-CO_2}$ con la presión del intercambiador) y $T_{precooler}^{i-H_2O}$, en cada uno de los intermedios del intercambiador.

Ya de vuelta al programa principal, y con todos los estados termodinámicos del ciclo disponibles, se realiza nuevamente un análisis exergético. Para ello una vez más se comienza por el cálculo de las entropías generadas de cada uno de los componentes

(ecuaciones (4.91) a (4.97)). Igualmente, se obtiene la entropía generada total (4.98), para finalmente calcular las irreversibilidades, ratios y eficiencias exergéticas tal y como se expuso anteriormente.

- Turbomáquinas:

$$\dot{S}_{gen-Turbina} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (s_{Turb}^S - s_{Turb}^E) \quad (4.91)$$

$$\dot{S}_{gen-MC} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (1 - \alpha) \cdot (s_{MC}^S - s_{MC}^E) \quad (4.92)$$

$$\dot{S}_{gen-AC} = \dot{m}_{CO_2} \cdot \alpha \cdot (s_{AC}^S - s_{AC}^E) \quad (4.93)$$

- Intercambiadores:

$$\dot{S}_{gen-HTR} = \dot{m}_{CO_2} \cdot [(s_{HTR}^{S-c} - s_{HTR}^{E-c}) + (s_{HTR}^{S-f} - s_{HTR}^{E-f})] \quad (4.94)$$

$$\dot{S}_{gen-LTR} = \dot{m}_{CO_2} \cdot [(s_{LTR}^{S-c} - s_{LTR}^{E-c}) + (1 - \alpha) \cdot (s_{LTR}^{S-f} - s_{LTR}^{E-f})] \quad (4.95)$$

$$\dot{S}_{gen-precooler} = \frac{\dot{Q}_{precooler}}{T_{amb}} + \dot{m}_{CO_2} \cdot (1 - \alpha) \cdot (s_{precooler}^{S-CO_2} - s_{precooler}^{E-CO_2}) \quad (4.96)$$

$$\dot{S}_{gen-CM} = \dot{m}_{CO_2} \cdot [s_{CM}^S - (1 - \alpha) \cdot s_{LTR}^{S-c} - \alpha \cdot s_{AC}^S] \quad (4.97)$$

- Entropía generada total:

$$\dot{S}_{gen-TOT} = \frac{\dot{Q}_{precooler}}{T_{amb}} + \dot{m}_{Na}^{cp} \cdot (s_{IHX-Na-Na}^{S-cp} - s_{IHX-Na-Na}^{E-cp}) \quad (4.98)$$

4.6. Ciclos Rankine Orgánico (ORC)

Ya se ha comentado que los ciclos ORC tienen un gran interés de cara al aprovechamiento de calores residuales, siendo utilizados en esta tesis para tratar de integrarlos en nuevas configuraciones de ciclos Brayton de helio y de CO₂ supercrítico.

Se resuelve como un ciclo Rankine sencillo, con posibilidad de regeneración, en el que al no estar el condensador operando a vacío, no hace falta desgasificador. Además, se busca extraer la mayor cantidad de calor por tratarse de un ciclo para aprovechamiento de calores residuales. Esto hace que no sean utilizados los precalentadores cerrados típicos de cualquier ciclo Rankine.

Uno de los aspectos más interesantes del uso de fluidos orgánicos, es que la curva de vapor saturado de estas sustancias puede ser prácticamente vertical o incluso de pendiente positiva (véase figuras a y c de Figura 4.11.). Esto hace que en el caso de utilizar un ciclo ORC subcrítico, el fluido se puede expansionar en la turbina sin que ni siquiera llegue a entrar en estado de vapor húmedo. Al mismo tiempo, esto puede ser un inconveniente ya que cabe la posibilidad de que el vapor a la entrada del condensador esté muy sobrecalentado, perjudicando al rendimiento⁵.

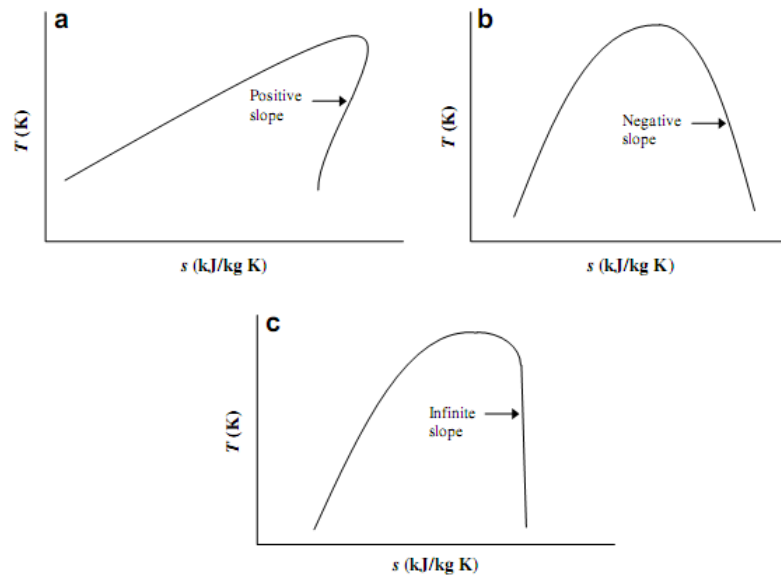


Figura 4.11. Curvas de saturación en el diagrama T-s para distintas sustancias orgánicas [NISH09]

Otra posibilidad es realizar una evaporación del fluido orgánico en condiciones supercríticas. Esta opción suele dar mejores rendimientos, pero exige un especial cuidado, como siempre que hay intercambio de calor en condiciones supercríticas en las cercanías del punto crítico. Por ello, una vez más, se programan las ecuaciones necesarias para determinar las propiedades de cada fluido a lo largo del intercambiador (4.99), (4.100) y (4.101).

$$\dot{Q}_{HRVG}^i = \dot{Q}_{HRVG} \cdot \frac{(i-1)}{99} \quad (4.99)$$

$$\dot{Q}_{HRVG}^i = \dot{m}_{CO_2} \cdot (\beta - \alpha) \cdot (h_{HRVG}^{E-CO_2} - h_{HRVG}^{i-CO_2}) \quad (4.100)$$

$$\dot{Q}_{HRVG}^i = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{HRVG}^{S-ORC} - h_{HRVG}^{i-ORC}) \quad (4.101)$$

⁵ Este efecto puede ser compensado mediante un precalentamiento del líquido a la salida de la bomba gracias al calor transmitido por un regenerador situado a la salida de la turbina. Sin embargo, esta opción no debería en principio ser tenida en cuenta en esta tesis debido a que se utiliza el ciclo ORC para el aprovechamiento de la mayor cantidad de calor residual posible proveniente de otro ciclo.

4.7. Dimensiones y tiempo de cálculo de cada modelo

Siguiendo la formulación y metodología expuestas a lo largo de este capítulo, se desarrollan diferentes modelos de cada tipo de ciclo para estudiar desde las configuraciones más clásicas adaptadas y optimizadas a los parámetros de operación del reactor ESFR, hasta las variantes más innovadoras.

Sólo para ilustrar la magnitud de los modelos, y adelantándose a la exposición detallada de las configuraciones que se analizarán en cada uno de los sucesivos capítulos, la Tabla 4.2. muestra el número de ecuaciones de los modelos realizados para esta tesis, así como el tiempo de cálculo.

Tabla 4.2. Dimensiones y tiempo de cálculo de los principales modelos de la tesis⁶

	Nº de ecuaciones	Tiempo de cálculo (segundos)
Ciclos Rankine de vapor de agua		
Subcrítico	685	0,4
Supercrítico-I	2.128	1,6
Supercrítico-II	2.691	2,5
Ciclos Brayton de He y mezclas de gases		
CBTX	182	0,1
CICBTX	224	0,1
CICBTRTX	266	0,1
CBTX-ORC	205	0,5
CICBTX-ORC-I	261	1,1
CICBTX-ORC-II	302	2,7
CICBTRTX-ORC-I	323	0,3
CICBTRTX-ORC-II	344	1,4
Ciclos de recompresión supercrítica de CO₂ (S-CO₂)		
S-CO ₂ -Básico	313	5,5
S-CO ₂ -2HTR	155	1,9
S-CO ₂ -Dual	73	0,5
S-CO ₂ -ORC-I	377	5,0
S-CO ₂ -ORC-II	389	2,6
S-CO ₂ -ORC-III	388	2,6
S-CO ₂ -ORC-IV	391	1,4
S-CO ₂ -ORC-V	51	0,1
S-CO ₂ -H ₂ O	121	0,1

⁶ La nomenclatura aquí seguida es explicada en los siguientes capítulos así como en el Anexo B de esta tesis.

Capítulo 5. Ciclo Rankine Subcrítico

5.1. Introducción

Ante el reto de seleccionar y configurar convenientemente el adecuado ciclo de potencia para un reactor nuevo y con ciertas complejidades tecnológicas como es el SFR, es lógico pensar en primer lugar en ciclos que sean lo más convencionales posibles. Así, la experiencia que con ellos se tiene, evita añadir complicaciones innecesarias cuando lo que prevalece es incidir en el desarrollo de tecnologías más urgentes como puedan ser todas las vinculadas directamente al reactor.

Este es, junto con la idoneidad del acoplamiento de un ciclo de agua con un lazo de sodio dadas las temperaturas que intervienen, sin duda el motivo por el que todos los grandes prototipos de reactor SFR llevados a cabo hasta la actualidad (tales como Phenix, SuperPhenix, BN-600, etc., todos ellos mencionados y descritos en el capítulo 2 de la presente tesis) han utilizado, con mayor o menor complejidad, ciclos de tipo Rankine Subcrítico. Por ello, ante una perspectiva que asuma una menor urgencia en los detalles tecnológicos del reactor debido a los avances recientes, cabe preguntarse por ciclos más avanzados que, tomando como referencia el ciclo Rankine Subcrítico, traten de dar mejores rendimientos y si es posible, menores costes.

En cualquier caso, resulta evidente que es imprescindible elegir y analizar detalladamente una configuración de ciclo Rankine Subcrítico que sirva de punto de partida y referencia para todos los ciclos avanzados que en los siguientes capítulos de esta tesis se estudiarán.

5.2. Parámetros e hipótesis de partida

Los parámetros e hipótesis considerados para el ciclo, están elegidos según referencias actuales, lo que permite asumir valores realistas y al mismo tiempo correspondientes a la situación de la tecnología de hoy.

- Toda la turbomaquinaria ha sido considerada adiabática, con un rendimiento isentrópico del 88% en el caso de las turbinas (definido entre cada extracción) y del 75% en el caso de las bombas [STUL92].
- Pérdidas de presión consideradas en función de cada componente [BUON03]. A lo largo de cada extracción, así como en el caso de los principales intercambiadores de calor (caldera, sobrecalentador y recalentador), se toma un valor del 5%, mientras que en el caso de los precalentadores, se ha asumido un 0,5% para los de alta presión y 7% para los de baja.
- Temperatura del vapor a la entrada de cada turbina: 500 °C.
- Presión a la entrada de la turbina de alta presión (TA): 160 bar.
- Presión de operación del desgasificador: 15 bar.
- Pérdidas mecánicas en la turbomaquinaria [SAEZ08]: 1,3%.
- Pérdidas eléctricas en el generador [SAEZ08]: 2%.
- Presión de operación del condensador: 5 kPa.
- Drenajes del condensador, desgasificador y precalentadores, son asumidos en estado de líquido saturado.
- Valores característicos del generador de vapor: *Pinch Point* fijado a 15 °C, y acercamiento del economizador fijado a 25 °C. En el caso del sobrecalentador, se ha fijado la efectividad al 95%, habiéndose considerado este valor realista a la vista de la tecnología de intercambiadores actual.

5.3. Descripción del ciclo y resultado del análisis

Aunque se busca en esta ocasión elegir un ciclo convencional, se pretende también que una vez elegido el tipo, éste tenga una configuración óptima para la operación a la que está destinado. Así, en este caso se trata un ciclo convencional, el Rankine Subcrítico, pero se configura de la mejor manera posible para maximizar el rendimiento.

Tras explorar diversas posibilidades, se ha optado por un ciclo con dos grupos de turbinas (alta y baja presión), un recalentamiento entre ambas, ocho precalentadores (tres vinculados a las extracciones de la turbina de alta presión y las cinco restantes a la turbina de baja presión), y finalmente (obviando el condensador, bombas y válvulas

imprescindibles en todo ciclo Rankine) un desgasificador situado bajo la segunda extracción de la turbina de baja presión (véase la Figura 5.1.).

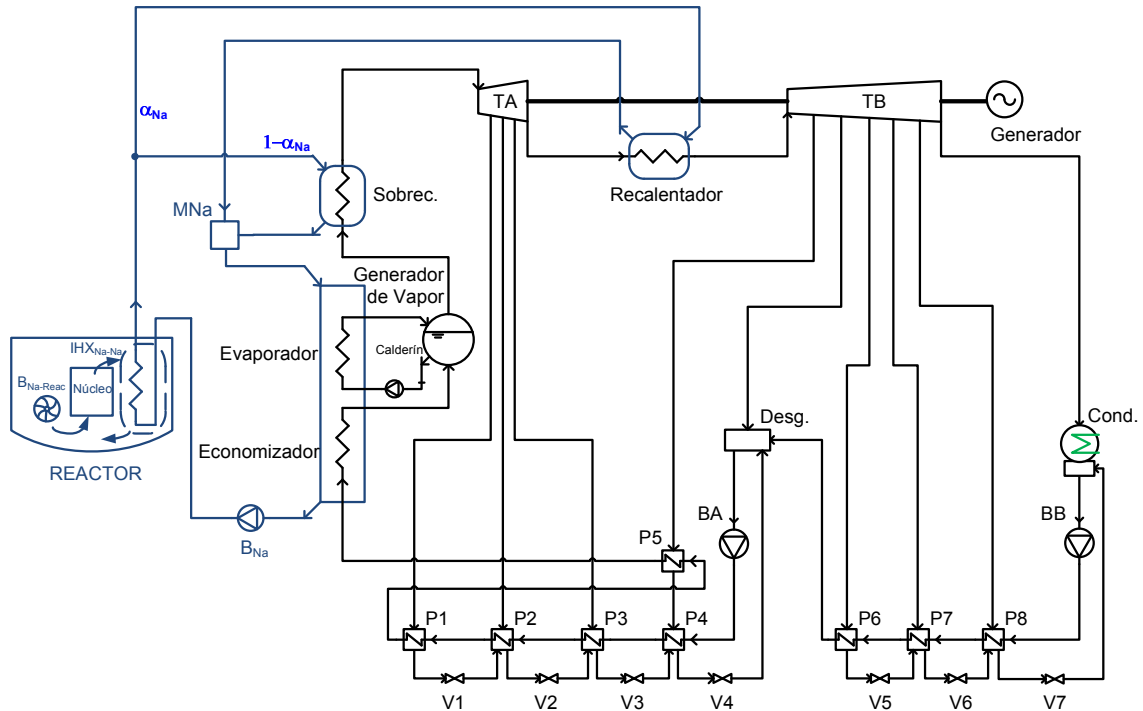


Figura 5.1. Configuración del ciclo Rankine Subcrítico

Cabe destacar como particularidad, la situación del quinto precalentador. Su posición, por otra parte no tan original por haber sido ya considerada en diversos ciclos recientes [STUL92], viene justificada por la alta temperatura de la primera expansión de la turbina de baja. Así, tras recibir en carcasa el vapor de dicha extracción, éste cede calor a los tubos por los que circula el agua de alimentación que procede del precalentador alimentado por la primera extracción de la turbina de alta, y que se dirige directamente hacia el generador de vapor. Todo ello supone un último precalentamiento extra gracias al calor aportado en el recalentamiento, y dejando un drenaje con vapor suficientemente energético como para alimentar al cuarto precalentador en cuya carcasa terminará de condensarse.

La posición del desgasificador ha sido elegida para que, en función de cómo se hacen las expansiones entre etapas, estuviera conectado a una extracción que le permitiera operar a una presión adecuada para su función (unos 15 bar han sido estimados como adecuados). Para ello se hicieron diferentes pruebas con ciclos que tenían el desgasificador en distintas posiciones, hallando esta última como la óptima, pero sin descartar otras posibilidades en estudios futuros.

En cuanto al generador de vapor, se puede considerar que tiene cierto carácter convencional, constando de un economizador, un evaporador, un calderín y finalmente un sobrecalentador. Sin embargo, el hecho de que no vaya acoplado a una caldera convencional, sino a un lazo de sodio, hace que existan una serie de particularidades de interés.

Se debe recordar que, tal y como se explica en el segundo capítulo de esta tesis (apartado 2.4.), el reactor consta realmente de seis intercambiadores de calor sodio-sodio (IHX_{Na-Na}), que transmiten los 3600 MW térmicos repartidos en seis lazos intermedios de sodio que en paralelo deben introducir el calor en el ciclo de potencia. Esto complica el acoplamiento entre el generador de vapor y el lazo de sodio, y aún más si se tiene en cuenta que el sodio también debe alimentar al recalentador.

Tal y como muestra la Figura 5.1. y como se anticipaba en el mencionado capítulo segundo, el recalentador y el sobrecalentador son alimentados de sodio en paralelo, lo que requiere una cámara de mezcla de sodio que recoja ambas corrientes. A la salida de dicha cámara, se dirige el sodio a la carcasa en cuyo interior se sitúan los tubos del economizador y el evaporador. De este modo, el generador de vapor está dividido en dos grupos bien diferenciados: por una parte el conjunto economizador-evaporador con el calderín dispuesto como típicamente se hace en las calderas de recuperación, y por otra parte el sobrecalentador que es alimentado en paralelo al recalentador. Debe recordarse además que ambos conjuntos, economizador-evaporador y sobrecalentador, consisten en realidad en seis conjuntos en paralelo por cada uno de los seis lazos, resultando en total 36 conjuntos economizador-evaporador y otros 36 sobrecalentadores, tras los cuales se situaría un gran colector de vapor que lo llevaría a la entrada de turbina de alta presión. Por el contrario, existiría un solo recalentador, ya que mediante un colector de sodio se recogería el sodio de cada uno de los seis lazos (recuérdese la Figura 2.16. del capítulo 2).

En definitiva, parece inevitable asumir la enorme complejidad que supone el acoplamiento entre el reactor y el ciclo de potencia, lo cual es algo a tener en cuenta para futuras consideraciones y comparaciones con otros ciclos más adelante estudiados.

A partir de la configuración ya explicada, se realiza un modelo en EES (véase el anterior capítulo, apartado 4.2.) que permita seleccionar las variables libres (presiones

de extracción), buscando siempre maximizar el rendimiento del ciclo, pero manteniendo unos valores de operación que sean realistas.

Así, el resultado obtenido da un punto de operación nominal caracterizado por los valores mostrados en las Tablas 5.1 a 5.3:

Tabla 5.1. Resultados globales de la simulación del ciclo Rankine Subcrítico

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	43,52
Eficiencia exergética total (%)	76,39
Potencia del generador (MW)	1.560,00
Irreversibilidad total (MW)	521,26
Gasto de vapor (kg/s)	1.489,00
Gasto de sodio (kg/s)	17.925,00
Fracción de gasto de sodio hacia el recalentador (%)	66,17
Coefficiente de pérdida de carga	0,23
Potencia en los intercambiadores (MW)	
Sobrecalentador	1.108,00
Recalentador	555,65
Evaporador	1.437,00
Economizador	511,30
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	16,85
Bomba de lazo intermedio de sodio	12,20
Bomba de alta presión	40,23
Bomba de baja presión	2,68

Tabla 5.2. Presiones de las turbinas del ciclo Rankine Subcrítico

	TA (bar)	TB (bar)
Entrada	160	42,75
Primera extracción	70	22,00
Segunda extracción	60	15,00
Tercera extracción	55	5,00
Cuarta extracción	-	1,00
Quinta extracción	-	0,10
Salida	45	0,05

Tabla 5.3. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo Rankine Subcrítico

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
Economizador	Na	366	340
	Vapor	283	341
Evaporador (Calderín)	Na	441	366
	Vapor	341	351
Sobrecalentador	Na	525	357
	Vapor	352	500
Recalentador	Na	525	483
	Vapor	317	500

En la Tabla 5.1. se observa el resultado desde un punto de vista más global, siendo lógicamente destacable el resultado del rendimiento total del ciclo: 43,52%, para cuyo

caso se opera con una fracción de sodio del 66,17% derivado al recalentador, y una presión de entrada a la turbina de baja presión de 42,74 bar (tabla 5.2).

En cuanto al reparto de calores en los intercambiadores, se ve que el evaporador y el sobrecalentador son los más importantes, siendo el evaporador el responsable de casi el 50% de la transmisión de todo el calor que genera el reactor.

Resulta interesante también fijarse en la Tabla 5.3., donde se aprecia cómo son las temperaturas a la entrada y salida de cada uno de los principales intercambiadores de calor, tanto en el lado del sodio como en el del vapor. Ante este resultado cabe preguntarse si la operación de estos intercambiadores es realista. Para ello, es imprescindible calcular una serie de parámetros que confirmen que el comportamiento de los intercambiadores es viable, indicando por lo tanto si el punto nominal calculado es realmente alcanzable.

Estos indicadores, mostrados en la Tabla 5.4., son: el *Pinch Point* del IHX_{Na-Na} , del recalentador y del generador de vapor, el acercamiento del economizador y sobrecalentador, y finalmente las efectividades de cada uno de los principales intercambiadores. Todos ellos se mantienen dentro de un rango admisible, considerándose el 95% como límite en el caso de las eficiencias, y unas diferencias de temperaturas dentro de lo habitual según [STUL92], en el caso de los *Pinch Point* y los acercamientos.

Tabla 5.4. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo Rankine Subcrítico

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX_{Na-Na}	20,00
Pinch Point del recalentador	25,00
Pinch Point del generador de vapor	15,00
Acercamiento del economizador	10,90
Acercamiento del sobrecalentador	25,00
Eficiencias (%)	
Economizador	69,14
Evaporador	72,26
Sobrecalentador	95,00
Recalentador	87,97

Una vez obtenidas las condiciones de operación del ciclo, y comprobado que los intercambiadores operan bajo unos parámetros admisibles, solo resta tratar de analizar el resultado buscando posibles mejoras. Para ello, la técnica más interesante es el análisis exergético del ciclo.

Este análisis constará de un primer cálculo de la irreversibilidad de cada uno de los componentes, así como la irreversibilidad total del ciclo. Esta última es realmente la suma de las irreversibilidades de todos los componentes del ciclo, aunque es calculada a partir de la exergía total producida y suministrada, evitando así tener que calcular también la exergía de pequeños elementos que a priori resultan de mínimo interés, tales como las válvulas o tramos de tubería.

En la Tabla 5.5. se puede ver precisamente la irreversibilidad de los principales componentes del ciclo, junto con el coeficiente de exergía destruida.

Tabla 5.5. Irreversibilidades por componentes en el ciclo Rankine Subcrítico

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)
IHX _{Na-Na}	79.304	15,21
Cámara de mezcla de sodio	20.869	4,00
Bomba de lazo intermedio de sodio:	5.738	1,10
Economizador + Evaporador	71.633	13,74
Sobrecalentador	30.751	5,90
Recalentador	40.562	7,78
Turbina de alta presión (TA)	28.184	5,41
Turbina de baja presión (TB)	118.937	22,82
Bomba de baja presión (BB)	653	0,12
Bomba de alta presión (BA)	6.342	1,22
Condensador	940	0,18
Desgasificador	10.294	1,97
Precalentador 1	926	0,18
Precalentador 2	396	0,08
Precalentador 3	11.702	2,24
Precalentador 4	1.302	0,25
Precalentador 5	237	0,04
Precalentador 6	12.801	2,45
Precalentador 7	16.275	3,12
Precalentador 8	1.120	0,21

El análisis anterior permite elegir aquellos elementos del ciclo que más exergía destruyen, de manera que si éstos fueran susceptibles de ser perfeccionados ya sea a través de la mejora en su operación o de la mejora en su diseño, logrando funcionar de manera menos irreversible, el ciclo operaría mejor. Sin embargo, no todos los sistemas son susceptibles de mejora, siendo su eficiencia exergética el parámetro que indicará si lo es o no, en función de si resulta cercana o no al 100%.

En definitiva, la estrategia a seguir se limita sencillamente a seleccionar los elementos de la Tabla 5.5., que más contribuyen a la irreversibilidad total del ciclo (mayor coeficiente de exergía destruida), calculando la eficiencia de cada elemento elegido. El resultado de este estudio es mostrado en la Tabla 5.6., así como en el diagrama de la Figura 5.2.

Tabla 5.6. Resumen de irreversibilidades y eficiencias más relevantes del ciclo Rankine Subcrítico

Componente	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	15,21	96,32
Economizador + Evaporador	13,74	93,35
Sobrecalentador	5,90	95,23
Recalentador	7,78	88,16
Turbinas (TA+TB)	28,23	93,96 (TA) ; 91,30 (TB)
Bombas	2,44	-
Pre calentadores	8,59	-
Otros	18,11	-

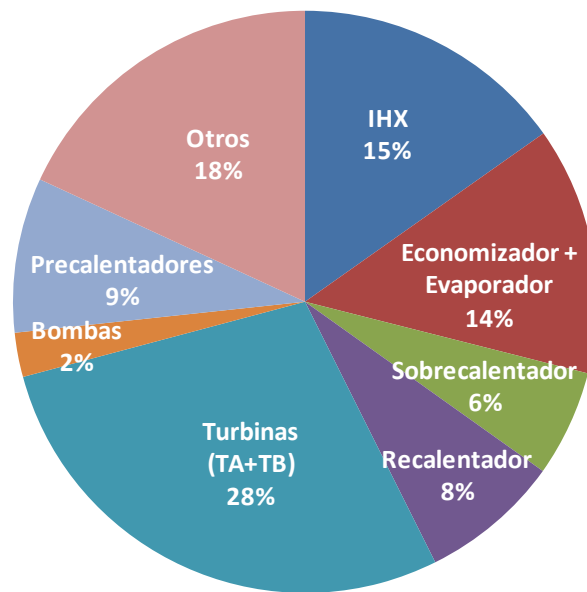


Figura 5.2. Reparto de irreversibilidades del ciclo Rankine Subcrítico

Analizando este resultado, se aprecia que el conjunto de ambas turbinas acumulan la mayor cantidad de exergía destruida (es el conjunto más irreversible), pero al mismo tiempo tienen cada una de estas turbinas una eficiencia exergética algo mayor del 90%. Dado que se trata de una eficiencia considerablemente buena, la posible mejora de las turbinas parece difícil a pesar de la cantidad importante de exergía que destruyen.

Por el contrario, el recalentador tiene una eficiencia del 88%, sin embargo su operación viene condicionada por su acoplamiento al circuito de sodio junto con los demás elementos, lo que hace difícil su mejora exergética en base a una supuesta mejora en su operación.

Más influyentes que el recalentador, en cuanto a irreversibilidades, son el intercambiador IHX_{Na-Na}, y el conjunto economizador-evaporador, aunque en esta ocasión, las eficiencias exergéticas son bastante superiores, lo que hace pensar que estos

componentes, al igual que con las turbinas, no son mejorables. Lo mismo se podría decir, aunque con ya bastante menor peso en destrucción exergética, sobre el sobrecalentador.

Finalmente, no se puede dejar escapar que el término denominado “otros” es el segundo que más influencia tiene. Éste, sin embargo, no se desglosa en los componentes de los que consta, por tratarse de un conjunto de elementos de menor importancia por sí vistos individualmente, y sobre los que menos acción se podría ejercer. Aquí se incluyen las irreversibilidades por pérdidas de presión en las tuberías, irreversibilidades en cada una de las válvulas, o irreversibilidades en todos los sistemas existentes entre el condensador y el ambiente (torre de refrigeración y elementos vinculados al circuito de refrigeración).

Por otra parte, como este término es evaluable en su conjunto, no se encuentra inconveniente a la hora de calcular la irreversibilidad total del ciclo (incluidos los sistemas de refrigeración del condensador al considerar la transmisión de calor del condensador al ambiente como foco a 25°C), la exergía total suministrada al ciclo, y la total producida. En definitiva, se calcula así la eficiencia exergética total del ciclo, 76,39% tal y como se muestra en la Tabla 5.1., la cual indica que el ciclo, en su conjunto, tiene una escasa posibilidad de mejora.

Por último, no debe olvidarse la importancia que tiene realizar una conveniente verificación de todos estos resultados si es que hay medios para ello. En este caso, tal y como se hace en los sucesivos modelos estudiados, se utilizan las tres vías distintas e independientes de verificación descritas en el apartado 4.2. de este trabajo, comprobándose por lo tanto que el calor del condensador (1.322 kJ/kg) es coherente según las dos formas de calcularlo, que todas las irreversibilidades son positivas, y que la irreversibilidad total calculada mediante balance exergético global sobre todo el ciclo es igual a la calculada a partir de la variación de la entropía del universo (1.749 kJ/kg-K).

5.4. Conclusiones

Al comenzar a pensar en el más idóneo de los sistemas de conversión de potencia para el reactor SFR objeto de estudio en esta tesis, resulta lógico comenzar por los ciclos más convencionales que nos sirvan como punto de partida y referencia para los siguientes

estudios más avanzados. Eso es precisamente lo que se hace en el presente capítulo al analizar un típico ciclo Rankine Subcrítico adaptando, eso sí, su configuración a las necesidades que las condiciones del sodio impone.

Además, conviene observar que debido a las temperaturas aparecidas en el lazo intermedio de sodio (entre 340°C y 525°C), un ciclo Rankine se presenta como una solución natural. Así, tras concretar la configuración elegida, incluyendo un recalentamiento, un desgasificador a 15 bar, cinco precalentadores bajo la turbina de baja presión y otros tres más bajo la de alta, se realiza un cálculo de optimización detallado que da como resultado un rendimiento total del ciclo de más del 43%, lo cual puede ser considerado a priori como un buen resultado.

Se ha comprobado que bajo las condiciones de operación nominal encontradas, todos los componentes trabajan bajo condiciones realistas de operación (vigilando sobre todo los *Pinch Point* y las efectividades de los intercambiadores). Además, se ha realizado un exhaustivo estudio exergético, calculando la entropía generada y la irreversibilidad de todos los componentes, así como la eficiencia exergética de los sistemas de mayor aporte a la irreversibilidad total del ciclo, apreciándose que el conjunto de las dos turbinas suman la mayor destrucción de exergía.

Sin duda, utilizar un ciclo Rankine presenta dos grandes desventajas: exige una gran inversión en gran cantidad de equipos y turbinas grandes; y por otra parte presenta el riesgo de una fuga de vapor o sodio que tenga como consecuencias una reacción agresiva entre ambos. Contra esta segunda desventaja se presentarán en los capítulos 7 y 8 una serie de ciclos que buscarán unos rendimientos competitivos, mediante el uso de fluidos de trabajo menos peligrosos en ese sentido. Sin embargo, antes debemos explorar otros ciclos Rankine buscando siempre encontrar aquel que dé el mayor de los rendimientos posibles. Esto es lo que precisamente se explora mediante el análisis de ciclos Rankine Supercríticos en el siguiente capítulo.

Capítulo 6. Ciclo Rankine Supercrítico

6.1. Introducción

Una vez analizado el ciclo Rankine más convencional, el Rankine Subcrítico, y establecido éste como ciclo de referencia, se está ya en condiciones para empezar a investigar otros ciclos más avanzados y novedosos, siempre en busca fundamentalmente de una mejora de las prestaciones en cuanto a rendimiento. Ante esto, se desprende por sí sola la opción de continuar proponiendo ciclos Rankine, pero operando en esta ocasión bajo condiciones de fluido de trabajo, agua, supercríticas.

El ciclo Rankine Supercrítico viene utilizándose desde hace años en distintas centrales térmicas modernas (véase el capítulo 3). A pesar de su mayor complejidad tecnológica debido a las mayores presiones en juego, su uso viene justificado por suponer una sensible mejora del rendimiento en comparación con los ciclos subcríticos. Esto ha hecho que pronto haya sido barajado como una opción para el diseño de reactor SCWR de generación IV. Así, en la referencia [BUON03] se describe en detalle esta propuesta, prestando especial atención al ciclo de potencia. Éste, representado en un esquema simplificado en la Figura 6.1. es el modelo utilizado para validar, tal y como se adelantaba en el punto 4.2. los códigos de simulación utilizados para resolver todas las configuraciones Rankine de la presente tesis.

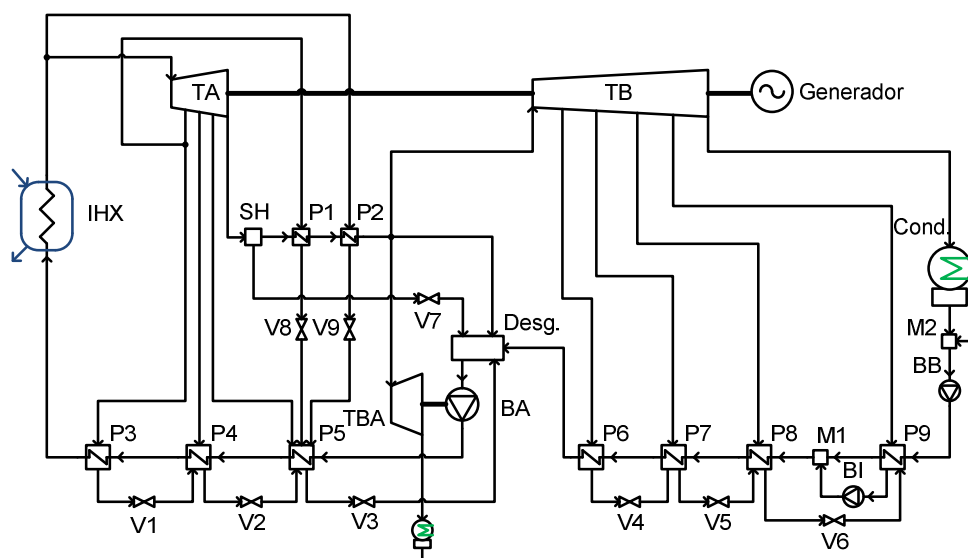


Figura 6.1. Configuración de referencia para el ciclo Rankine Supercrítico

Gracias a la detallada información que se ha obtenido de [BUON03], se ha decidido modelar la configuración mostrada (Figura 6.1.) bajo las mismas condiciones impuestas por el reactor SCWR, habiéndose obtenido un resultado prácticamente idéntico tanto en lo que se refiere a los estados de entrada y salida de cada uno de los componentes como en lo concerniente al rendimiento global del ciclo.

El ciclo referenciado (Figura 6.1.), consta de dos etapas de turbina, con recalentamiento mediante vapor vivo extraído de la entrada de la turbina de alta presión y de su primera extracción, recalentando el vapor entre un separador de humedad (la salida de la turbina de alta está en estado de vapor húmedo, debiéndose retirar el líquido antes de recalentar) y la turbina de baja. Hay 7 precalentadores asociados a cada una de las extracciones (tres para la turbina de alta y cuatro para la de baja), y la bomba principal de alta presión (BA) es accionada directamente mediante una turbina (TBA) alimentada por un vapor en las mismas condiciones que el que llega a la turbina de baja.

Los resultados, comparativos entre lo obtenido en [BUON03] y lo obtenido mediante el modelado a validar, se muestran en las Tablas 6.1. y 6.2.:

Tabla 6.1. Comparación de resultados globales

	Modelo de [BUON03]	Modelo Validado
Rendimiento del ciclo (%)	44,80	44,72
Potencia de generador (MW)	1.600,00	1.600,00
Gasto de vapor (kg/s)	1.842,92	1.844,00
Fración de gasto, turbina de alta presión (%)		
Primera extracción	14,40	13,31
Segunda extracción	6,90	8,13
Tercera extracción	4,10	3,53
Fración de gasto, turbina de baja presión (%)		
Primera extracción	4,35	4,43
Segunda extracción	2,21	2,24
Tercera extracción	3,20	3,23
Cuarta extracción	1,08	1,10

Tabla 6.2. Rendimientos isentrópicos obtenidos entre etapas de extracciones

	Turbina de Alta Presión	Turbina de Baja Presión
Primera etapa (%)	92,62	91,74
Segunda etapa (%)	94,60	95,10
Tercera etapa (%)	93,68	95,31
Cuarta etapa (%)	66,72	90,78
Quinta etapa (%)	-	74,24

Como se puede ver en la Tabla 6.1., el resultado de la referencia es fielmente reproducido con el modelo desarrollado, dejando este último como validado. En cuanto a la Tabla 6.2., se han calculado los rendimientos isentrópicos entre etapas de cada una

de las turbinas según los datos facilitados en [BUON03], utilizándose los mismos rendimientos para esta validación. Estos valores, así como otros obtenidos de otras referencias (véase [STUL92]), han ayudado a tomar el valor de 88% de rendimiento isentrópico, considerándolo como el más apropiado y realista para simular cada etapa de las turbinas de todos ciclos Rankine propuestos en la tesis (tanto el subcrítico del capítulo anterior como los supercríticos expuestos en los siguientes apartados). Se ha optado por esta forma de modelar las turbinas (con un valor medio constante de rendimiento isentrópico, estimado de la manera más precisa posible), dado la simplicidad que ello supone para comparar el resultado obtenido en cada ciclo resuelto.

Debido a que todos los modelos Rankine realizados en este trabajo siguen la metodología validada con este estudio previo, se puede considerar también validado el procedimiento de modelado de cada ciclo Rankine de éste y el anterior capítulo, lo que no exime de algún posible error concreto en cada código, exigiéndose además una serie de medidas de verificación introducidas ya en el pasado apartado 4.2., y explicadas y justificadas en cada uno de los apartados de descripción del ciclo y exposición de los resultados del análisis.

En definitiva, y ante lo oportuno que nuevamente resulta utilizar un ciclo Rankine para acoplar el lazo de sodio a un ciclo de potencia (dadas las temperaturas del sodio), se concluye que vale la pena realizar propuestas de ciclos Rankine Supercríticos para el reactor SFR, realizándose en este trabajo dos, que serán explicadas y estudiadas en los siguientes apartados tras exponer los comunes parámetros e hipótesis de partida.

6.2. Parámetros e hipótesis de partida

La mayoría de los parámetros e hipótesis para los ciclos supercríticos se han tomado iguales a los utilizados en el ciclo subcrítico anteriormente explicado, asumiéndose por otra parte, las siguientes consideraciones:

- Cada uno de los IHX con una caída de presión a través de los tubos del 5%.
- Presión a la entrada de la turbina de alta presión: 235 bar.
- Efectividad de cada IHX fijada al 95%, excepto en el caso ciclo Rankine Supercrítico Opción II, donde al IHX2 (el que opera a mayor temperatura) se le ha fijado una eficiencia del 90% con el fin de evitar un bajo *Pinch Point*.

Precisamente en cuanto al *Pinch Point* de cada intercambiador, se ha querido mantener su valor siempre por encima de 5°C, por considerarse este un límite realista según la tecnología actual.

6.3. Descripción del ciclo y resultado del análisis

Dos configuraciones de ciclo Rankine Supercrítico son propuestas y estudiadas en detalle, estableciéndose una comparación finalmente entre ambas. Serán llamadas, sencillamente, Opción I y Opción II, siendo la principal diferencias entre ambas el número de recalentamientos.

Se pasa a continuación a describir y analizar cada una de las opciones.

6.3.1. Configuración con un recalentamiento: Opción I

Tras analizar el caso utilizado para la validación de los modelos Rankine desarrollados en la tesis, a partir de la configuración descrita en [BUON03], se decide adaptar exactamente ese esquema para el reactor SFR, realizando una sola modificación de relevancia en el ciclo: se substituye los recalentadores llamados en la Figura 6.1. P1 y P2, por un recalentador alimentado por una cierta fracción de sodio derivada en el lazo intermedio, logrando así simplificar el ciclo al evitar la derivación de vapor vivo desde la primera extracción de la turbina de alta presión.

Queda, por lo tanto, como resultado una configuración, Figura 6.2., formada por dos intercambiadores de calor operando con vapor supercrítico (IHX1 y IHX2), tres turbinas (una de alta presión, otra de baja y una tercera de menor tamaño, destinada a alimentar a la bomba de alta presión por ser esta la de máxima potencia requerida), un separador de humedad (necesario al no modificar mucho las condiciones de operación de la turbina de alta presión descrita en [BUON03], y saliendo por lo tanto el vapor de dicha turbina en condiciones de vapor húmedo con alto título), el recalentador antes comentado, siete precalentadores (tres asociados a las tres extracciones de la turbina de alta presión y cuatro a las cuatro de la turbina de baja), y un desgasificador operando a la presión de salida del recalentador y alimentado con vapor proveniente de este.

Además, se distinguen tres bombas (la del condensado del condensador principal, una intermedia de menor tamaño, entre los precalentadores de menor presión, y finalmente

una de alta presión) y dos condensadores: el principal, a la salida de la turbina de baja presión, y uno secundario a la salida de la turbina destinada exclusivamente a alimentar la bomba de alta presión.

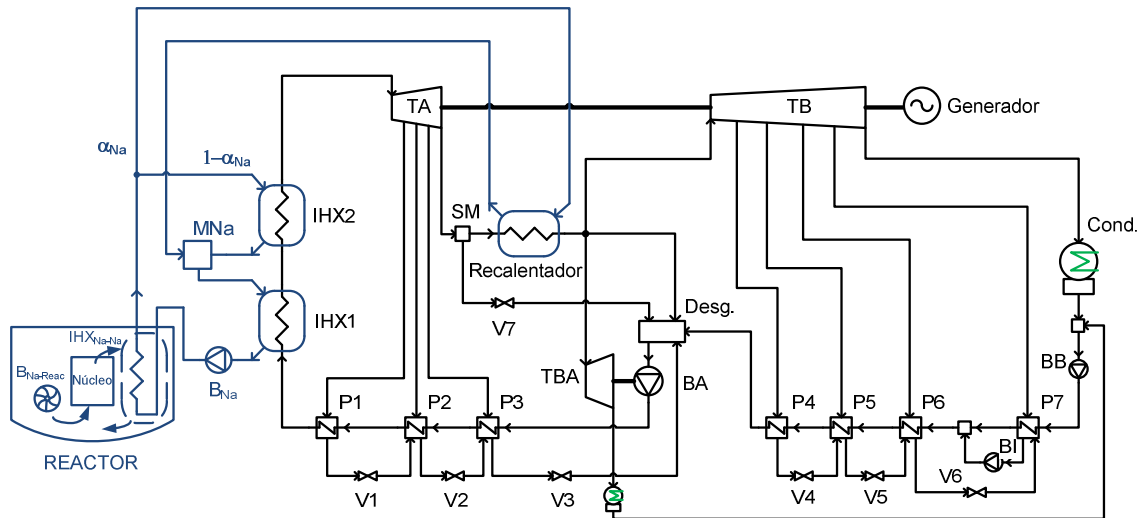


Figura 6.2. Configuración del ciclo Rankine Supercrítico Opción I

Comparando este esquema con el explicado en el caso subcrítico del anterior capítulo, llama la atención en primer lugar la sustitución del generador de vapor (conjunto economizador, evaporador, calderín y sobrecalentador), por simplemente los dos intercambiadores IHX1 e IHX2. Esto es así ya que debido a que el aporte de calor en esa zona del ciclo se hace a presión supercrítica, la transformación de fase líquida a fase vapor ya no se hace pasando por un estado de vapor húmedo, evitando así toda la complejidad tecnológica que ello lleva consigo. Dadas las temperaturas del sodio y la imposición de 500°C a la entrada de la turbina de alta presión y a la salida del recalentador, se ha optado por alimentar en paralelo al recalentador y al intercambiador IHX2 (véase apartado 2.4.). Además, ha de recordarse que, como se describía ya en el anterior capítulo, el lazo de sodio es en realidad un conjunto de seis lazos transmitiendo el calor en paralelo desde seis IHX_{Na-Na} .

Siguiendo la metodología descrita, nuevamente se modela la configuración en EES, y se optimizan las presiones buscando maximizar el rendimiento del ciclo. El resultado del punto de operación nominal obtenido es mostrado en las Tablas 6.3. a 6.5., siguiendo el mismo esquema de exposición de resultados que se siguió para el caso subcrítico y que se seguirá para el Rankine Supercrítico Opción II, lo que permitirá establecer más adelante una comparación entre cada uno de los resultados.

Tabla 6.3. Resultados globales de la simulación del ciclo Rankine Supercrítico Opción I

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	44,35
Eficiencia exergética total (%)	77,28
Potencia del generador (MW)	1.589,00
Irreversibilidad total (MW)	491,71
Gasto de vapor (kg/s)	1.541,00
Gasto de sodio (kg/s)	17.925,00
Fracción de gasto de sodio hacia el recalentador (%)	54,35
Coefficiente de pérdida de carga	0,22
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX1	1.776,00
IHX2	1.090,00
Recalentador	742,79
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	16,85
Bomba de lazo intermedio de sodio	9,15
Bomba de alta presión	58,24
Bomba de media presión	0,46
Bomba de baja presión	2,15

Tabla 6.4. Presiones de las turbinas del ciclo Rankine Supercrítico Opción I

	TA (bar)	TB (bar)
Entrada	235,00	15,00
Primera extracción	90,00	6,00
Segunda extracción	50,00	3,30
Tercera extracción	30,00	1,20
Cuarta extracción	-	0,44
Salida	15,79	0,05

Tabla 6.5. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo Rankine Supercrítico Opción I

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX1	Na	432	340
	Vapor	230	398
IHX2	Na	525	403
	Vapor	398	500
Recalentador	Na	525	456
	Vapor	201	500

En la Tabla 6.3. se analiza nuevamente el resultado desde un punto de vista global, obteniendo en esta ocasión un rendimiento del 44,35% con una fracción de masa de sodio derivado al recalentador del 54,35%, y una presión de entrada a la turbina de baja presión de 15 bar (Tabla 6.4.).

En lo referente al reparto de calores en los intercambiadores, se ve que la mayor carga de transmisión de calor recae sobre el IHX1 (1.776 MW), transmitiendo algo más del doble de lo que transmite el recalentador.

En la Tabla 6.5. se muestran las temperaturas a la entrada y salida de los principales intercambiadores de calor, tanto en el lado del sodio como en el del agua. Estos valores deberían resultar útiles para poder calcular el *Pinch Point* de cada intercambiador de calor, sin embargo, al operar estos a tan alta presión, la mínima distancia entre la temperatura del lado del sodio y la del lado del agua ya no tiene por qué encontrarse en un extremo del sistema, sino que puede estar en algún punto a lo largo de cada intercambiador, pues la evolución de la temperatura del agua será variable según una curva tal que pueda provocar un acercamiento en el interior.

Por este motivo, se ha calculado la evolución de las temperaturas del sodio y del agua a través de cada intercambiador, respecto al calor acumulado transmitido desde un extremo hasta el punto representado. El resultado se muestra en las Figuras 6.3. a 6.5.

Como se puede ver, sólo en el recalentador el agua se comporta con una variación de temperatura lineal debido a que la presión ya es subcrítica, mientras que en el caso de los IHX, la curva del agua es fuertemente no lineal. De hecho, el interés de este estudio radica realmente en la Figura 6.3., ya que la mínima distancia entre temperaturas se obtiene en el interior del intercambiador, definiendo el *Pinch Point* precisamente en ese punto.

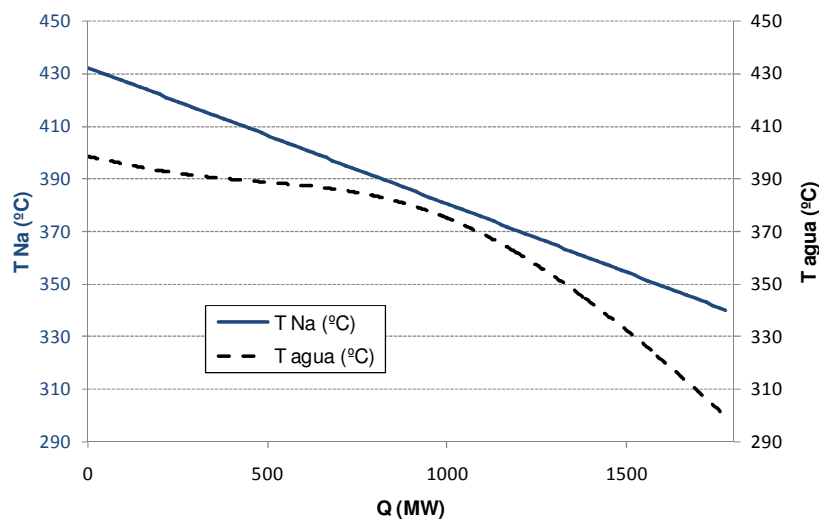


Figura 6.3. Evolución de temperaturas a lo largo de IHX1 en ciclo Rankine Supercrítico Opción I

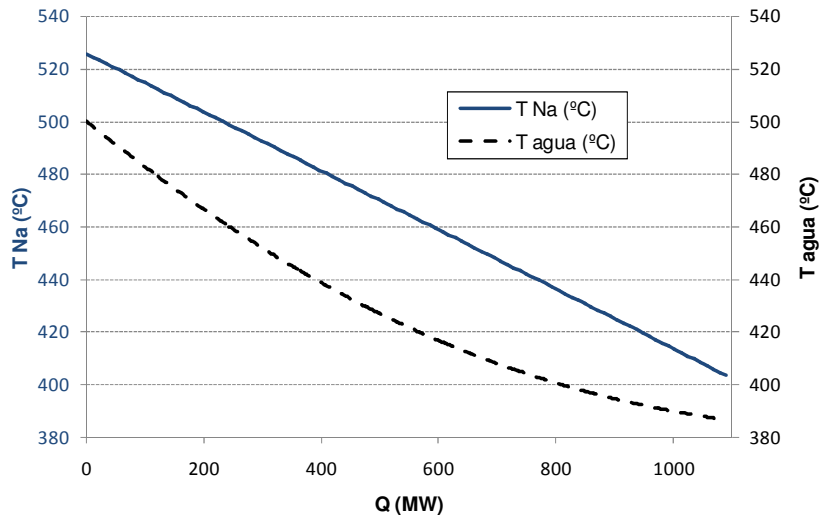


Figura 6.4. Evolución de temperaturas a lo largo de IHX2 en ciclo Rankine Supercrítico Opción I

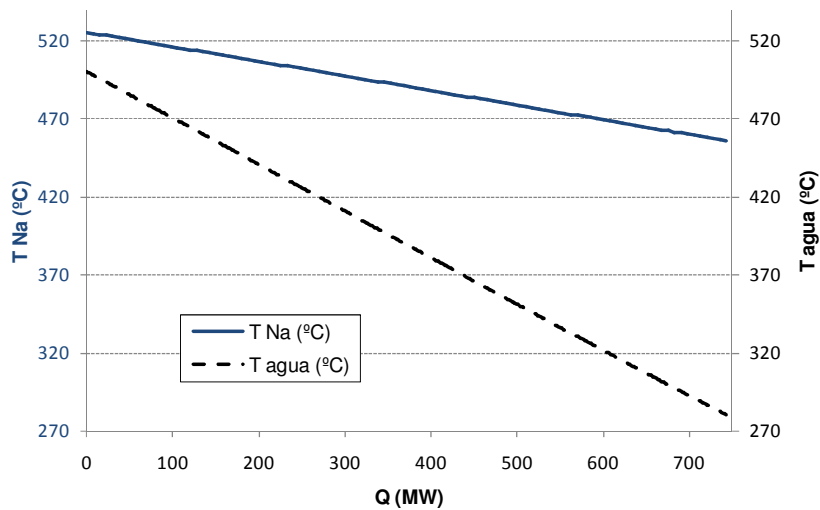


Figura 6.5. Evolución de temperaturas a lo largo del Recalentador en ciclo Rankine Supercrítico Opción I
Teniendo en cuenta esta precaución en los intercambiadores en ciclos supercríticos, se muestra en la Tabla 6.6. el *Pinch Point* y la efectividad de cada uno, tomando el valor de 5°C como límite de *Pinch Point*.

Tabla 6.6. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo Rankine Supercrítico Opción I

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point del recalentador	25,00
Pinch Point IHX1	5,38
Pinch Point IHX2	16,92
Eficiencias (%)	
IHX1	95,00
IHX2	95,00
Recalentador	81,00

Se ve así que el resultado se mantiene en principio bajo valores de operación realistas y admisibles para cada intercambiador, pasando ya a realizar, como ya se hizo en el análisis del ciclo subcrítico, un análisis exergético que sirva, por una parte, para verificar el modelo mediante el análisis de las irreversibilidades, y por otra, para detectar aquellos componentes que más contribuyen a la pérdida de eficiencia del ciclo.

En la Tabla 6.7. se listan las irreversibilidades de los principales sistemas del ciclo, así como su contribución respecto a la irreversibilidad total (listada en la Tabla 6.3. y de valor 491,712 MW). Además, en la Tabla 6.8. aparecen seleccionados los componentes de mayor irreversibilidad, junto con la eficiencia exergética de cada uno de ellos, mientras que en la Figura 6.6. se muestra gráficamente el reparto porcentual de pesos de irreversibilidades representado en Tabla 6.8.

Tabla 6.7. Irreversibilidades por componentes en el ciclo Rankine Supercrítico Opción I

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)
IHX _{Na-Na}	79.304	16,13
Cámara de mezcla de sodio	4.145	0,84
Bomba de lazo intermedio de sodio	4.304	0,87
IHX1	27.916	5,68
IHX2	26.921	5,47
Recalentador	82.823	16,84
Turbina de alta presión (TA)	53.042	10,79
Turbina de baja presión (TB)	87.718	17,84
Bomba de baja presión (BB)	526	0,11
Bomba de presión intermedia (BI)	99	0,02
Bomba de alta presión (BA)	9.219	1,87
Condensador	4.426	0,90
Desgasificador	9.308	1,89
Precalentador 1	6.317	1,28
Precalentador 2	3.573	0,73
Precalentador 3	3.658	0,74
Precalentador 4	4.159	0,84
Precalentador 5	6.530	1,33
Precalentador 6	4.095	0,83
Precalentador 7	9.270	1,88
Turbina bomba alta presión	7.788	1,58

Tabla 6.8. Resumen de irreversibilidades y eficiencias más relevantes del ciclo Rankine Supercrítico Opción I

Componente	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	16,13	96,32
IHX1+IHX2	11,15	96,62
Recalentador	16,84	81,71
Turbinas (TA+TB)	30,21	93,21 (TA) ; 91,51 (TB)
Bombas	2,01	-
Precalentadores	7,65	-
Otros	16,01	-

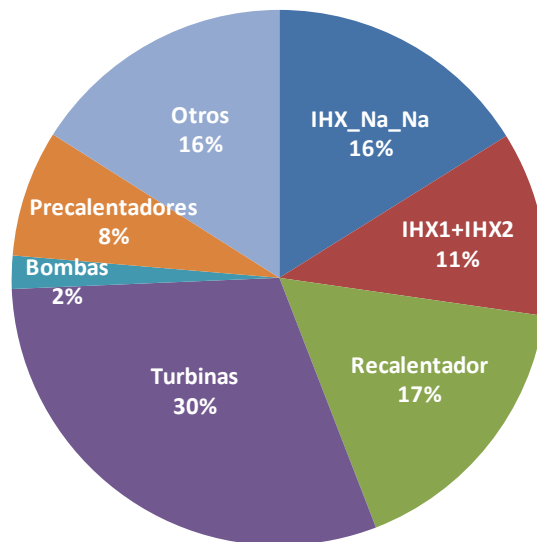


Figura 6.6. Reparto de irreversibilidades del ciclo Rankine Supercrítico Opción I

Al analizar el resultado exergético, vemos que las turbinas acumulan la mayor parte de las irreversibilidades (30%), seguido del recalentador y el intercambiador de sodio-sodio. Las turbinas, con un 93,21% de eficiencia exergética en el caso de la de alta presión, y un 91,51% en el caso de la de baja presión, tienen un cierto margen de mejora (por ejemplo mejorando el rendimiento isentrópico en la medida de lo permitido por la tecnología actual).

Gracias a una eficiencia exergética de 81,71%, un mayor margen parece haber en el caso del recalentador. Sin embargo, tal y como se argumentaba en el caso subcrítico, esta baja eficiencia parece venir condicionada por las condiciones de operación que el ciclo impone a este intercambiador.

Por último, los intercambiadores IHX_{Na-NA} , $IHX1$ y $IHX2$ parecen no ser mejorables dada sus altas eficiencias exergéticas.

Ha de notarse también que la eficiencia exergética total del ciclo (Tabla 6.3.) es del 77,28%, viendo así que cabe poca mejora a través de una reducción de la irreversibilidad de los componentes citados.

En cuanto a la verificación exigida a cada ciclo, se repiten aquí las tres operaciones realizadas y comentadas ya en el caso subcrítico: comprobación del Primer Principio en el condensador (1.257 kJ/kg), comprobación de que todas las irreversibilidades son positivas y finalmente comprobación de que la irreversibilidad total calculada mediante balance exergético global sobre todo el ciclo es igual a la calculada a partir de la variación de la entropía del universo (1.650 kJ/kg-K).

6.3.2. Configuración con dos recalentamientos: Opción II

Analizada ya la primera opción supercrítica elegida por parecer la lógica como primer intento en base a la bibliografía encontrada (fundamentalmente [BUON03]), el siguiente paso debe ser proponer un ciclo que mejore las prestaciones conseguidas con el primero. Se propone así el ciclo Rankine Supercrítico Opción II basado en las configuraciones de planta térmica con combustible fósil [STUL92], de dos recalentamientos (Figura 6.7).

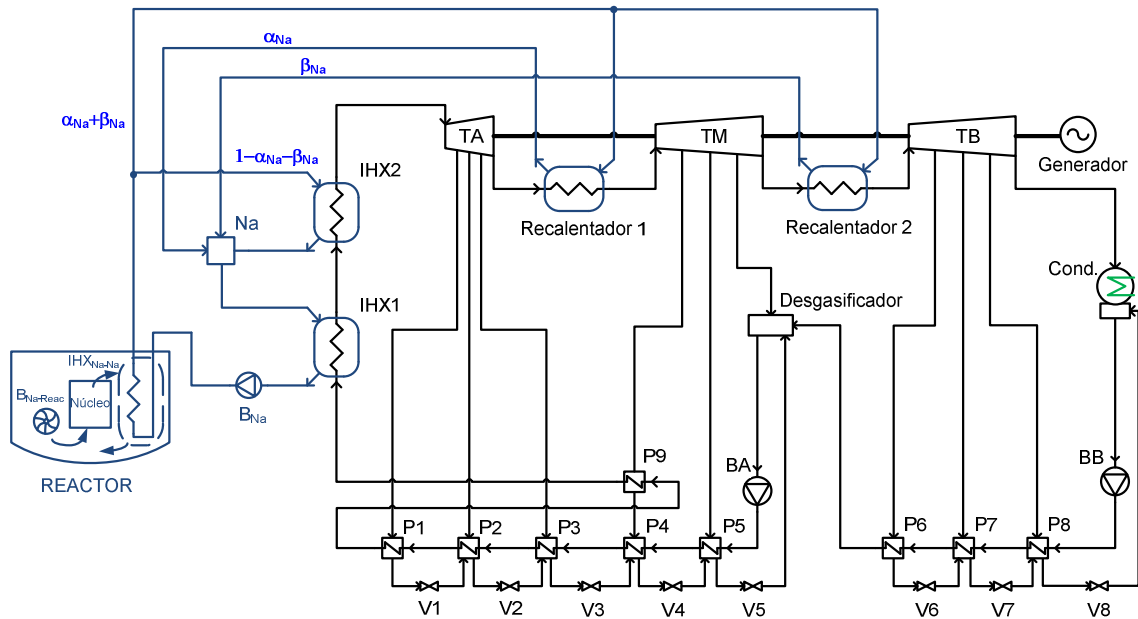


Figura 6.7. Configuración del ciclo Rankine Supercrítico Opción II

En esta configuración es preciso complicar el lazo intermedio de sodio para poder alimentar dos recalentadores además de los dos grupos de IHX similares a los del anterior caso estudiado. También tendrá que haber tres grupos de turbinas: la de alta presión, media presión y baja presión. En cuanto a las extracciones, se proponen tres para cada una de las turbinas, con el desgasificador (tras ensayar distintas posibles posiciones) en la última de la turbina intermedia. Así, se distinguen ocho precalentadores más un noveno situado sobre el cuarto, en la primera extracción de la turbina de media. Este último precalentador tiene un fin similar al que aparecía en la primera extracción de la turbina de baja del ciclo subcrítico, es decir, realizar un último precalentamiento al vapor vivo antes de entrar en el IHX1, aprovechando la alta temperatura de la extracción gracias a que justo antes de la turbina existe un recalentador.

Además, en este caso, se simplifica el esquema al no incluir una turbina exclusiva para la bomba de alta presión, teniendo solo un único condensador (el imprescindible a la salida de la turbina de baja presión).

Nuevamente, se realiza un proceso de optimización de las presiones de las extracciones buscando un máximo rendimiento, obteniendo una operación nominal descrita en las Tablas 6.9 a 6.11.:

Tabla 6.9. Resultados globales de la simulación del ciclo Rankine Supercrítico Opción II

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	44,97
Eficiencia exergética total (%)	78,94
Potencia del generador (MW)	1.611,00
Irreversibilidad total (MW)	467,52
Gasto de vapor (kg/s)	1.323,00
Gasto de sodio (kg/s)	17.925,00
Fracciones de gasto de sodio hacia cada recalentador (%)	32,62
Coefficiente de pérdida de carga	0,29
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX1	1.706,00
IHX2	832,00
Recalentador 1	707,08
Recalentador 2	354,06
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	16,85
Bomba de lazo intermedio de sodio	9,15
Bomba de alta presión	55,44
Bomba de baja presión	2,87

Tabla 6.10. Presiones de las turbinas del ciclo Rankine Supercrítico Opción II

	TA (bar)	TM (bar)	TB (bar)
Entrada	235,00	41,80	11,40
Primera extracción	70,00	34,05	4,00
Segunda extracción	60,00	25,00	1,00
Tercera extracción	52,00	15,00	0,30
Salida	44,00	12,00	0,05

En la Tabla 6.9. se vuelve a ver el resultado del ciclo según una serie de valores imprescindibles para juzgar cómo está operando éste. Ha de destacarse que prácticamente se alcanza un rendimiento del 45% con un 32,62% de fracción de gasto de sodio derivado a cada uno de los recalentadores. Las presiones de entrada de cada una de las turbinas situadas tras los recalentamientos son 41,8 bar y 11,4 bar (Tabla 6.10.).

Tabla 6.11. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo Rankine Supercrítico Opción II

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX1	Na	428	340
	Vapor	288	391
IHX2	Na	525	403
	Vapor	391	500
Recalentador 1	Na	525	415
	Vapor	266	500
Recalentador 2	Na	525	469
	Vapor	329	500

En cuanto al reparto de calores transmitidos desde el lazo de sodio, nuevamente es el intercambiador IHX1 el que mayor calor transmite (1.706 MW), sumando el resto poco más calor que el transmitido por este.

Precisamente dada las presiones supercríticas manejadas, es imprescindible realizar de nuevo un estudio de *Pinch Point* como el explicado en el apartado anterior, buscando la representación de las temperaturas que intervienen en cada intercambiador, con respecto al calor intercambiado (Figura 6.8., Figura 6.9., Figura 6.10. y Figura 6.11.).

Nuevamente, dadas sus menores presiones, los recalentadores presentan una evolución de la temperatura de vapor lineal, lo cual no ocurre en el caso de los intercambiadores IHX1 e IHX2.

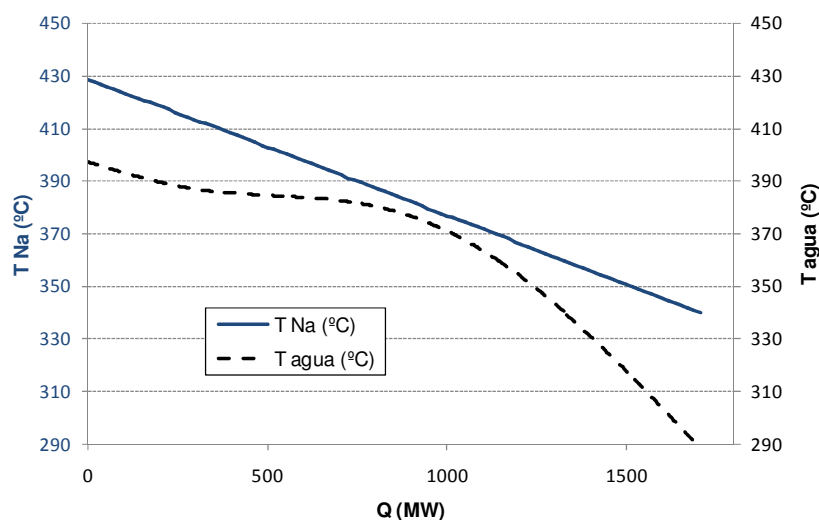


Figura 6.8. Evolución de temperaturas a lo largo de IHX1 en ciclo Rankine Supercrítico Opción II

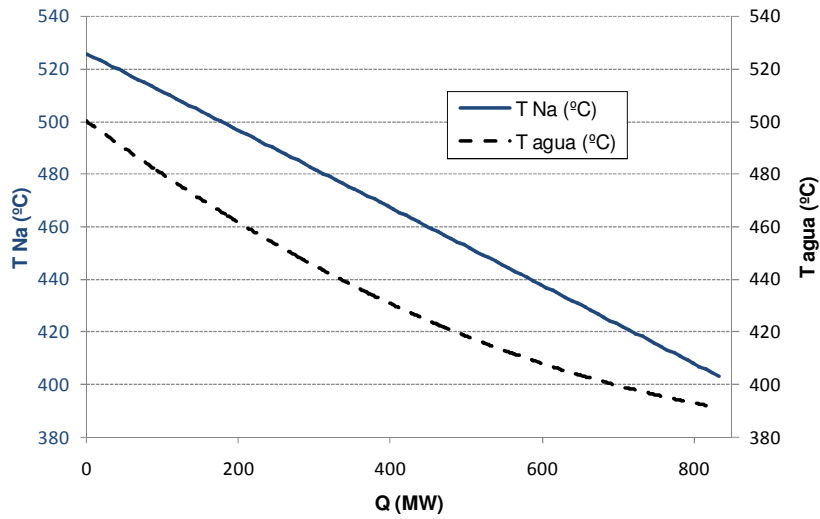


Figura 6.9. Evolución de temperaturas a lo largo de IHX2 en ciclo Rankine Supercrítico Opción II

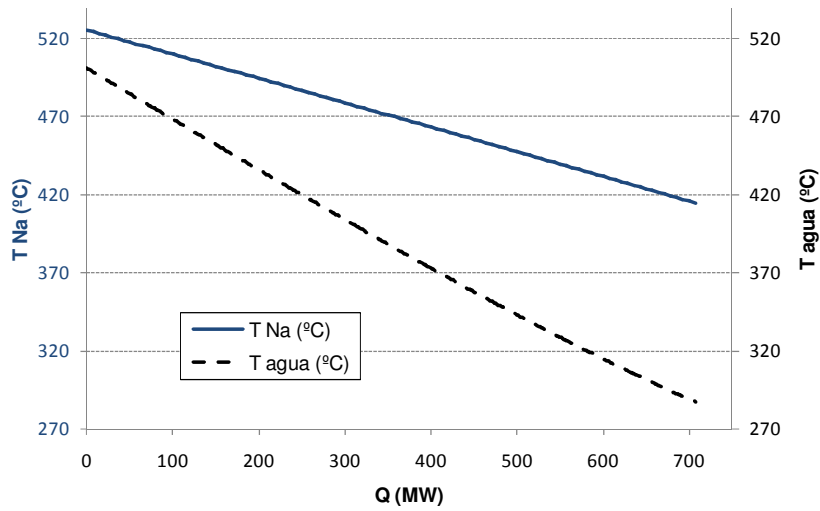


Figura 6.10. Evolución de temperaturas a lo largo del Recalentador 1 en ciclo Rankine Supercrítico Opción II

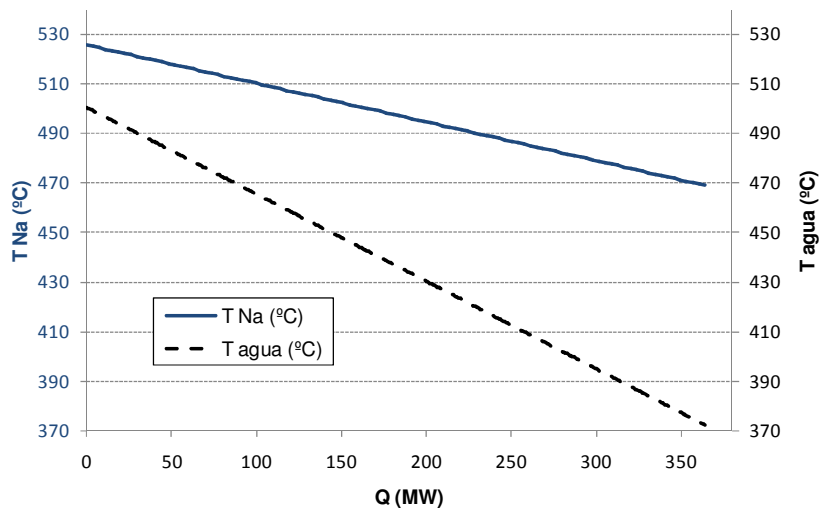


Figura 6.11. Evolución de temperaturas a lo largo del Recalentador 2 en ciclo Rankine Supercrítico Opción II

En IHX1 y IHX2, la evolución de la temperatura del agua es más compleja, siendo especialmente delicado el caso del IHX1 dada la tendencia al acercamiento de ambas curvas. Como antes, es precisamente en ese acercamiento donde se define el *Pinch Point* para dicho intercambiador, pues lo que indica si el sistema opera en valores admisibles, es la mínima distancia entre ambas temperaturas independientemente del lugar en el que se alcance.

Teniendo en cuenta la explicada forma de proceder para calcular el *Pinch Point*, se expresa el resultado en la Tabla 6.12. junto con las eficiencias de cada intercambiador. Como se ve, se ha tenido la precaución de que el punto de operación nominal fuera tal que el *Pinch Point* del IHX (el más delicado), no fuera inferior a 5°C, quedando bastante ajustado ya que cuanto menor sea mejor rendimiento da el ciclo. En cuanto a las eficiencias, las de los IHX vienen fijadas según lo comentado en el apartado 6.2., mientras que las de los recalentadores son las resultantes según el punto de operación obtenido. Ambas están en valores admisibles, aunque en el caso del primer recalentador el valor es un poco bajo.

Tabla 6.12. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo Rankine Supercrítico Opción II

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point del recalentador 1	25,00
Pinch Point del recalentador 2	25,00
Pinch Point IHX1	5,27
Pinch Point IHX2	12,02
Eficiencias (%)	
IHX1	95,00
IHX2	90,00
Recalentador 1	78,35
Recalentador 2	86,95

Una vez más, resultará interesante realizar un análisis exergético que ayude a sacar más conclusiones. En la Tabla 6.13. se listan las irreversibilidades de los principales componentes del ciclo, junto con el coeficiente de exergía destruida, relacionando porcentualmente cada irreversibilidad con la irreversibilidad total ya mostrada en la Tabla 6.9. (467,521 MW).

Además, en la Tabla 6.14. se seleccionan los componentes de mayor irreversibilidad y se calcula su eficiencia exergética, de nuevo tal y como veníamos haciendo en los anteriores estudios de ciclos, representando gráficamente este resultado en la Figura 6.12.

Al analizar el resultado, cabe destacar que una vez más la máxima irreversibilidad se acumula en el conjunto de las turbinas (algo más del 30%), seguido del IHX_{Na-Na} y de los recalentadores (17% y 16% respectivamente), los cuales tienen un peso en irreversibilidad similar al conjunto de sistemas menores agrupados bajo la etiqueta de “otros”.

Tabla 6.13. Irreversibilidades por componentes en el ciclo Rankine Supercrítico Opción II

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)
IHX _{Na-Na}	79.304	16,96
Cámara de mezcla de sodio	4.853	1,04
Bomba de lazo intermedio de sodio:	4.304	0,92
IHX1	30.118	6,44
IHX2	14.314	3,06
Recalentador 1	52.441	11,22
Recalentador 2	24.568	5,25
Turbina de alta presión (TA)	32.057	6,86
Turbina de media presión (TM)	22.465	4,80
Turbina de baja presión (TB)	87.643	18,75
Bomba de baja presión (BB)	705	0,15
Bomba de alta presión (BA)	8.766	1,87
Condensador	914	0,19
Desgasificador	11.993	2,56
Precalentador 1	526	0,11
Precalentador 2	421	0,09
Precalentador 3	2.232	0,48
Precalentador 4	2.999	0,64
Precalentador 5	4.945	1,05
Precalentador 6	12.135	2,60
Precalentador 7	5.368	1,15
Precalentador 8	7.123	1,52
Precalentador 9	726	0,15

Tabla 6.14. Resumen de irreversibilidades y eficiencias más relevantes del ciclo Rankine Supercrítico Opción II

Componente	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	16,96	96,32
IHX1+IHX2	9,50	96,89
Rec.1+Rec.2	16,47	88,09
Turbinas	30,41	93,47 (TA) ; 94,19 (TM) ; 91,38 (TB)
Bombas	2,03	-
Precalentadores	7,80	-
Otros	16,82	-

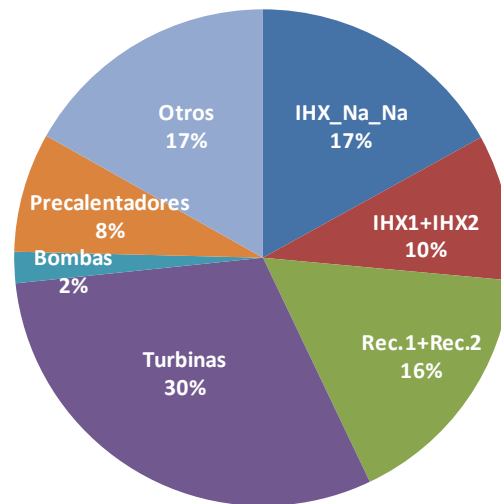


Figura 6.12. Reparto de irreversibilidades del ciclo Rankine Supercrítico Opción II

Las eficiencias exergéticas de cada turbina (93,47%, 94,19% y 91,38% para las turbinas de alta, media y baja presión respectivamente), así como la de los recalentadores (88,09%), indican una vez más que cabría una mejora buscando reducir la irreversibilidad, no siendo ese el caso de los intercambiadores IHX_{Na-Na} , IHX1 e IHX2.

Por último, se ha visto también que la eficiencia exergética total del ciclo (Tabla 6.9.) es del 78,94% (de nuevo denota una escasa posibilidad de mejora a través de una reducción de la irreversibilidad), y se han calculado una vez más las tres vías de verificación, de manera que se ha obtenido un calor de 1.448 kJ/kg intercambiado en el condensador mediante dos formas independientes, se ha visto que todas las irreversibilidades son positivas, y se ha finalmente obtenido la irreversibilidad total mediante el balance exergético global del ciclo y comprobado que es idéntico al obtenido a partir del cálculo de la variación de la entropía del universo (1.569 kJ/kg-K).

6.4. Conclusiones

Tras desarrollar y validar el modelo de central Rankine Supercrítica a partir de la configuración sugerida en la referencia [BUON03], a lo largo de este capítulo se proponen dos configuraciones nuevas y perfectamente adaptadas y optimizadas para las necesidades impuestas por el reactor SFR.

En primer lugar, se analiza una configuración basada en la ya citada referencia [BUON03], eliminando el recalentamiento llevado a cabo mediante extracciones de vapor vivo, y utilizando en su lugar recalentamiento a partir de una parte del sodio desviado específicamente para alimentar dicho intercambiador, quedando un lazo de

sodio similar al ya utilizado para conseguir el recalentamiento del ciclo subcrítico descrito en el capítulo anterior.

Como resultado, tras optimizar los valores de las presiones de cada extracción buscando siempre el máximo rendimiento, se obtiene un valor del 44,35% del mismo. Siguiendo la metodología ya empleada en el capítulo anterior, se comprueba que todos los sistemas operan de manera realista bajo las condiciones nominales obtenidas. Para ello en esta ocasión debe tenerse muy en cuenta que el proceso de evaporación se va a realizar a presión supercrítica, lo que puede dar lugar a curvas de evolución de la temperatura del agua a lo largo de los IHX muy peculiares. Se han estudiado y representado estas, junto con las del sodio para así comprobar también que no se producen acercamientos imposibles (siempre deben ser mayores de 5°C). Finalmente, se realiza un análisis exergético en busca de los componentes más irreversibles (nuevamente las turbinas).

Posteriormente, el capítulo muestra cómo tratando de buscar el mejor ciclo Rankine Supercrítico posible, se explora la posibilidad de usar una configuración muy diferente a la anterior, pero más parecida a la que pueda utilizar cualquier central supercrítica moderna de carbón. En esta ocasión, se tendrían dos recalentadores, lo que complicaría sensiblemente el lazo intermedio de sodio. Además, se realizó una optimización del número de precalentadores (tres bajo la turbina de baja presión, otros tres bajo la de media y finalmente tres más bajo la de alta), así como sus presiones, eligiendo además el lugar idóneo del desgasificador (bajo la turbina de media presión); todo ello buscando una vez más maximizar el rendimiento.

Como resultado de esta última configuración, se obtiene un rendimiento de casi un 45%, siendo el mejor resultado de todos los encontrados en los análisis de ciclo Rankine llevados a cabo en esta tesis. Al igual que se hacía con la configuración anterior, se ha comprobado que todos los sistemas pueden funcionar bajo las condiciones de operación nominal encontradas (estudiando detenidamente de nuevo la evolución de la temperatura a lo largo de los IHX y los recalentadores), y se ha vuelto a analizar exergéticamente el ciclo.

Los dos análisis exergéticos vuelven a concluir lo mismo que en el caso del ciclo subcrítico, es decir: no existe una verdadera posibilidad de mejora, debido a que los

componentes que mayor cantidad de exergía destruyen, poseen una eficiencia exergética razonablemente buena.

Queda visto así que los ciclos Rankine pueden conseguir unos rendimientos considerablemente buenos, pues mantenemos unos valores por encima del 43% en el caso subcrítico, y por encima del 44% en configuraciones supercríticas. Sin embargo, el doble inconveniente que inevitablemente llevan asociados estos ciclos (reacciones sodio-agua, y gran inversión en los numerosos componentes y sistemas de los que consta cada ciclo), hacen que sea obligado explorar la posibilidad de usar ciclos de gas, bien a partir de configuraciones más convencionales basadas en los ciclos Brayton de helio o bien por medio de configuraciones más novedosas y aún por extenderse comercialmente, como es el interesante caso de los ciclos Brayton de recompresión supercrítica de CO_2 . Ambos serán estudiados en los siguientes capítulos 7 y 8 respectivamente.

Capítulo 7. Ciclo Brayton de Helio

7.1. Introducción

Buscando un ciclo que suponga una alternativa al ciclo Rankine, surge por sí sola la opción de los ciclos cerrados de gas, dada su simplicidad (ciclo constituido por menos componentes y de menor tamaño), y la posibilidad de elegir un fluido de trabajo de buenas propiedades térmicas y que no reaccione tan violentamente como el agua con el sodio en el caso de fuga. Como consecuencia de todo ello, se elige típicamente el ciclo Brayton de helio puro, o mezclado con otros gases.

Sin embargo, la temperatura del sodio en el reactor (entre 395°C y 545°C) hace pensar que este tipo de ciclos no son los adecuados para conseguir unos rendimientos altos, siendo necesario realizar un intenso estudio de todas las configuraciones posibles, con la intención de comprobar si quizás pudiera encontrarse un ciclo con un rendimiento no mucho menor que el de las configuraciones Rankine, siendo ello compensado por la mayor simplicidad y seguridad del ciclo Brayton.

Con este objetivo, se comenzará con el estudio de la configuración Brayton más sencilla de las estudiadas en esta tesis, la CBTX⁷ (todas tendrán regenerador, considerándolo como un elemento indispensable ya que se está ante un ciclo cerrado para producción eléctrica). Este primer estudio será utilizado fundamentalmente para validar el modelo desarrollado, puesto que se trata de un ciclo bien conocido y analizado en cualquier bibliografía (es tratado en multitud de textos básicos sobre termodinámica aplicada como por ejemplo [ÇENG98b] o [HAYW99]).

Posteriormente, se procederá a la evaluación de ciclos más complejos que busquen mejores rendimientos. Así, se tomarán unas medidas más convencionales (interrefrigeración y recalentamiento) y otras más sofisticadas y novedosas, como pueda ser el estudio de ciclos orgánicos (ORC) acoplados al ciclo de gas, o el estudio de ciclos con mezclas de gases. Los casos más convencionales resultarán útiles también para corroborar la validación hecha inicialmente con el caso simple CBTX.

⁷ La notación escogida en esta tesis para denotar a los ciclos Brayton es la seguida en la referencia [HAYW99], y se aclara en el Anexo B.

Por último, mencionar que una vez más se acoplará el reactor al ciclo principal mediante un lazo intermedio de sodio. En este caso ya no se tendrá el riesgo de una reacción violenta como la que ocurriría entre el agua y el sodio, lo que podría llevarnos a pensar que valdría la pena acoplar directamente el ciclo en el reactor [SAEZ08]. Sin embargo, esta opción directa ha sido descartada ante los problemas que una fuga de gas producirían en el núcleo del reactor, en cuanto a estabilidad y control (véase Capítulo 2). En cualquier caso se puede apreciar como ventaja el hecho de que el lazo intermedio queda, en esta ocasión, mucho más sencillo que el necesario en el caso del ciclo Rankine.

7.2. Parámetros e hipótesis de partida

Tomando en consideración la situación actual de la tecnología vinculada a los estudios realizados, y partiendo de las condiciones de operación del reactor tomadas como base para todos los estudios de esta tesis (ya usadas en los análisis de ciclos Rankine de los dos capítulos precedentes), se toman como parámetros e hipótesis de partida:

- Turbomaquinaria (turbinas y compresores) considerada adiabática con un rendimiento isentrópico del 93% y del 88% para las turbinas y los compresores respectivamente [SAEZ08].
- Pérdida de presión tomada como 0,4 bar a través de cada intercambiador de calor [SAEZ08].
- Temperatura de entrada a cada compresor: 30°C.
- Presión máxima de cada ciclo: 70 bar.
- *Pinch Point* del intercambiador de calor IHX_{Na-He} : 20°C [SAEZ08].
- Eficiencia del regenerador: 95%.
- Entrada del agua de refrigeración al pre-cooler⁸ e inter-cooler²: 18°C.
- Pérdidas mecánicas en la turbomaquinaria [SAEZ08]: 1,3%.
- Pérdidas eléctricas en el generador [SAEZ08]: 2%.

⁸ Se ha optado por mantener la nomenclatura de estos dos componentes en su forma inglesa, en vez de sus equivalentes en español (pre-refrigerador e inter-refrigerador), por ser esta su forma más extendida en el ámbito de la ingeniería térmica.

- Ciclo ORC:
 - Rendimiento isentrópico de la turbina: 85%.
 - Rendimiento isentrópico de la bomba: 80%.
 - Diferencia de temperaturas fluido orgánico-gas, tanto en la entrada como en la salida del HRVG (intercambiador equilibrado): 15°C.
 - Temperatura de entrada del agua de refrigeración del condensador: 25°C.
 - *Pinch Point* del condensador y del HRVG (véase Anexo B) a mantener por encima de 5°C.

7.3. Descripción del ciclo y resultado del análisis

A lo largo de este apartado, se analizará en detalle y de manera individualizada cada una de las configuraciones estudiadas, partiendo de la más simple, y terminando con la más sofisticada. Para cada caso, se buscará en primer lugar la relación de presión óptima, es decir, aquella para la que se obtiene el rendimiento máximo. Este será el llamado punto de operación nominal, y bajo estas condiciones de operación se expondrán los parámetros y resultados más interesantes obtenidos tras la simulación y cálculo del ciclo.

Además, en el caso de las configuraciones que incluyan un ciclo ORC acoplado se realizará cuando se juzgue conveniente un estudio de sensibilidad del rendimiento en función de la relación de presión.

Finalmente, siguiendo la metodología ya mostrada en los estudios de ciclos Rankine, se analizará cada ciclo desde un punto de vista exergético, calculando las irreversibilidades de todos los componentes, y la eficiencia exergética de aquellos que posean una influencia mayor. Todo ello, además, servirá una vez más, como herramienta de verificación, junto con la aplicación del balance energético en el precooler.

7.3.1. Configuración CBTX de helio puro

Aunque se trata de la configuración más sencilla, el ciclo CBTX permitirá obtener conclusiones importantes acerca de la validación del modelo y de la metodología seguida para todos los ciclos Brayton que lo usarán de referencia. Además, ya con este

primer ciclo propuesto, se procederá a realizar un acoplamiento de un ciclo orgánico ORC para el aprovechamiento del calor de rechazo del ciclo de gas.

7.3.1.1. CBTX Simple

Constituido por el conjunto compresor-turbina-generador (unidos por el mismo eje), un precoolero, un regenerador y finalmente el intercambiador de calor entre el sodio y el gas IHX_{Na-He} (Figura 7.1.). Además, el lazo intermedio de sodio es muy simple, con una bomba para forzar la circulación a través de los dos intercambiadores de sodio.

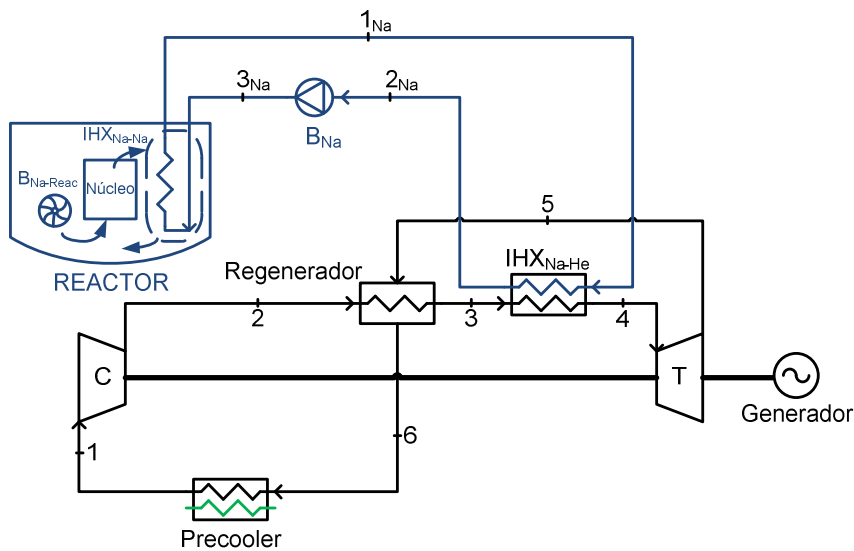


Figura 7.1. Configuración CBTX simple

Optimizando la relación de presión para un máximo rendimiento, se obtiene el resultado expuesto a través de los parámetros mostrados en Tabla 7.1. y Tabla 7.2.

Analizando el resultado, cabe destacar el pobre rendimiento del ciclo. Sin embargo, al estudiar las temperaturas de la Tabla 7.2., también se puede intuir que la alta temperatura del helio a la entrada del precoolero permitirá acoplar un ciclo ORC con una cierta eficacia que habrá que evaluar detenidamente.

Además, con las temperaturas de cada componente se define el máximo acercamiento de temperatura entre las dos corrientes de cada intercambiador, ya que al no tratarse de una operación supercrítica, este deberá estar en los extremos de las corrientes.

Tabla 7.1. Resultados globales de la simulación del ciclo CBTX simple

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	30,30
Eficiencia exergética total (%)	53,13
Potencia neta (MW)	1.086,00
Irreversibilidad total (MW)	1.011,00
Gasto de He (kg/s)	3.747,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.875,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.945,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	4.649,00
Relación de presión (p_2/p_1)	2,08
Coefficiente de pérdida de carga	0,05
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-He}	3.606,00
Regenerador	3.354,00
Precooler	2.459,00
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina	3.429,00
Compresor	2.283,00
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13

Tabla 7.2. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CBTX simple

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-He}	Na	525	340
	He	320	505
Regenerador	He ₂₋₃	147	320
	He ₅₋₆	329	156
Precooler	He	156	30
	Agua	18	144

En la Tabla 7.3., se demuestra que el punto de operación nominal obtenido es realista y factible, ya que ni los *Pinch Point* ni las efectividades se salen de los rangos admisibles.

Tabla 7.3. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CBTX simple

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-He}	20,00
Pinch Point Precooler	12,00
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-He}	90,24
Regenerador	95,00
Precooler	91,35

Finalmente el análisis exergético busca calcular la irreversibilidad de cada uno de los componentes para conocer qué sistema contribuye más en la destrucción de exergía, penalizando más la eficiencia total. Se encuentra así que la turbina, el compresor y el

precooler son los que más exergía destruyen, resultando especialmente destacable el caso del precooler, ya que este además posee una eficiencia exergética menor.

Todo ello, se aprecia claramente en la Figura 7.2., así como en la Tabla 7.4., y ya antes la Tabla 7.1., donde se destaca el resultado de 53,13% de eficiencia exergética (un valor ciertamente mejorable).

Tabla 7.4. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CBTX simple

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	79.973	7,91	-
Bomba Na	2.883	0,28	-
IHX _{Na-He}	60.454	5,98	-
Turbina	124.434	12,30	96,50
Compresor	202.619	20,03	91,12
Precooler	465.074	45,98	79,06
Regenerador	76.075	7,52	-

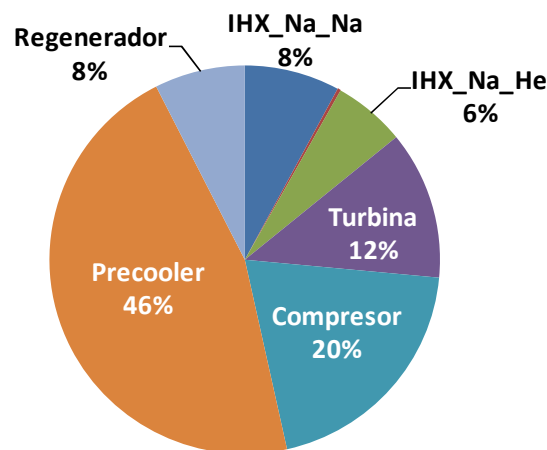


Figura 7.2. Reparto de irreversibilidades del ciclo CBTX simple

A la hora de validar el resultado, lo mejor es tener en cuenta la expresión [7.1], extraída de [HAYW99], y que no es más que la expresión analítica del rendimiento en función de los parámetros fundamentales del ciclo, suponiendo que el gas es un gas perfecto y no hay caídas de presión.

$$\eta = \frac{(\rho - 1) \cdot \left[\frac{\eta_r}{\rho} - \frac{1}{\theta \cdot \eta_c} \right]}{1 - \varepsilon \cdot \left[1 - \frac{\eta_r}{\rho} \cdot (\rho - 1) \right] - \frac{1 - \varepsilon}{\theta} \cdot \left[\frac{\rho - 1}{\eta_c} + 1 \right]} \quad [7.1]$$

Así, se obtiene mediante esta expresión un rendimiento del 35,24% para una presión de entrada de 35 bar manteniendo una presión máxima de 70 bar (relación de presión igual

a 2). Comparando este resultado teórico con el mostrado en la Tabla 7.1. (resultado a partir del modelo), puede parecer que no son coincidentes más que en la relación de presión. En realidad esto es así porque el modelo incluye las pérdidas de carga recomendadas en la bibliografía. Si estas son eliminadas, el rendimiento pasa a ser idéntico.

Por otra parte, se han tomado las mismas precauciones que en las validaciones de los casos Rankine, comprobando mediante dos vías independientes el valor del calor evacuado en el precoolero y la irreversibilidad total del ciclo (1011 MW), dando todo ello un resultado positivo. En definitiva, con todas estas conclusiones, debe quedar validado el modelo, que además será ampliado para dar respuesta a todos los apartados subsiguientes.

7.3.1.2. Variante CBTX con ORC

Ante la alta temperatura de entrada del helio al precoolero, y la enorme cantidad de exergía destruida por este elemento en comparación con los demás, surge la idea de intentar acoplar un ciclo ORC que tenga por objetivo aprovechar una parte del calor cedido en un ciclo CBTX idéntico al del apartado anterior.

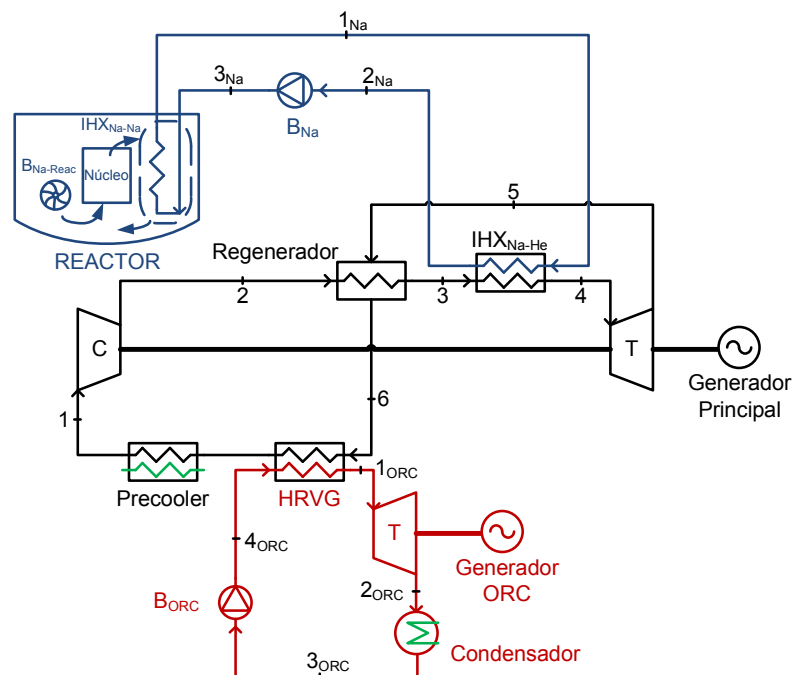


Figura 7.3. Configuración CBTX con ciclo ORC acoplado

Sin embargo, no todo el calor que se cede en el precoolero podrá ser utilizado para este fin, ya que la caldera del ORC funcionaría muy mal si se le impusiera la temperatura del punto 1 a la salida del helio. Por ello, se mantiene un precoolero encargado de ceder todo el calor que no recoja el componente HRVG, quedando una configuración como la mostrada en la Figura 7.3., y un resultado como el resumido en la Tabla 7.5., y Tabla 7.6.

Tabla 7.5. Resultados globales de la simulación del ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	36,06
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	30,96
Rendimiento del ciclo ORC (%)	11,76
Eficiencia exergética total (%)	63,75
Potencia neta (Generadores Principal + ORC) (MW)	1.292,00
Irreversibilidad total (MW)	798,40
Gasto de He (kg/s)	3.748,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.875,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.945,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	4.648,00
Gasto de fluido ORC (kg/s)	8.832,00
Relación de presión (p_2/p_1)	2,08
Coefficiente de pérdida de carga	0,04
Tipo de fluido ORC	R134a
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-He}	3.606,00
Regenerador	3.354,00
HRVG	1.810,00
Precoolero	649,20
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina Principal	3.429,00
Turbina ORC	257,52
Compresor	2.283,00
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13
Bomba ORC	44,41

Tabla 7.6. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-He}	Na	525	340
	He	320	505
Regenerador	He ₂₋₃	147	320
	He ₅₋₆	329	156
Precoolero	He	63	30
	Agua	18	51
HRVG	He	156	63
	ORC	43	136

Resuelto el ciclo, lo primero que se debe destacar es que el objetivo inicialmente buscado se ha cumplido, ya que se ha pasado a tener algo más del 36% de rendimiento, habiendo resultado muy útil el acoplamiento del ciclo ORC. Además, ante una configuración así, cabría preguntarse por cómo se ha visto afectada la relación entre el rendimiento y la relación de presión. Hay que tener en cuenta que se ha vuelto a hacer un proceso de optimización teniendo en consideración el ciclo ORC acoplado, pero como es lógico, el resultado obtenido es tal que el ciclo de helio resulta igual al obtenido en el apartado anterior, añadiéndose el beneficio que representa el trabajo generado por el ciclo ORC. En definitiva, se ve en la Figura 7.4. que las curvas siguen las formas típicas de un ciclo de helio CBTX, con mayor rendimiento para mayores presiones máximas (habiéndose tomado como límite tecnológico 70 bar), manteniéndose la misma relación de presión para el máximo rendimiento.

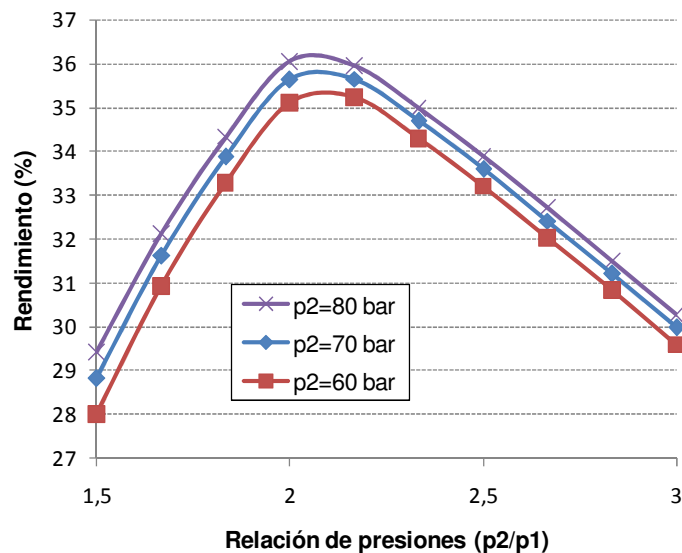


Figura 7.4. Rendimiento en función de la relación de presión para distintas presiones máximas del ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado

En lo que se refiere a las diferencias de temperaturas características, Tabla 7.7., se sigue un procedimiento como el anterior, con la complejidad añadida de que en esta ocasión haya que ser cuidadoso con la operación del HRVG y el condensador del ciclo ORC, siendo particularmente delicado el primer caso, por tratarse de una operación supercrítica en el lado del fluido orgánico. Todo ello se ha tenido en cuenta de cara a obtener una vez más un punto de operación nominal lo más realista posible, obteniéndose valores admisibles para los intercambiadores, tanto en *Pinch Point* como en efectividades.

Tabla 7.7. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-He}	20,00
Pinch Point Precooler	12,00
Pinch Point HRVG	5,67
Pinch Point Condensador ORC	5,97
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-He}	90,24
Regenerador	95,00
Precooler	73,59
HRVG	82,30

Al observarse una influencia tan notable del ciclo ORC en el rendimiento final, no se puede obviar la necesidad de optimizar este en la medida de lo posible, eligiendo un fluido de trabajo adecuado, optándose finalmente por el R134a.

Finalmente, para percibir cómo de beneficiosos ha resultado el acoplamiento del ciclo ORC, basta con observar que en esta ocasión ni el Precooler ni el HRVG tienen el mayor peso de las irreversibilidades, cayendo en este caso ese papel fundamentalmente sobre la turbina y el compresor, aunque en esta ocasión con buenas eficiencias exergéticas, lo que no deja lugar a mucha mejora.

Tabla 7.8. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	79.973	10,02	96,28
Bomba Na	2.883	0,36	-
IHX _{Na-He}	60.474	7,57	-
Turbina	124.432	15,59	96,50
Compresor	202.622	25,38	91,12
Precooler	57.377	7,19	-
HRVG	27.890	3,49	-
Regenerador	76.086	9,53	-
Turbina ORC	41.406	5,19	-
Condensador ORC	83.895	10,51	-
Bomba ORC	41.369	5,18	-

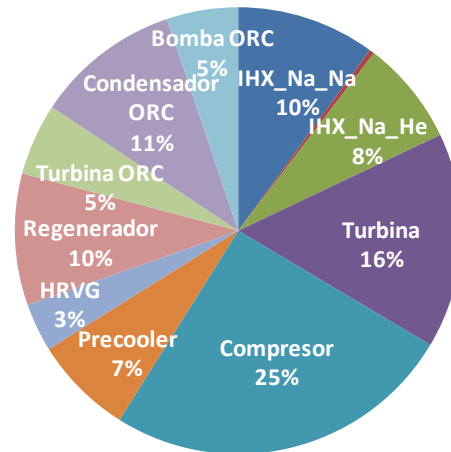


Figura 7.5. Reparto de irreversibilidades del ciclo CBTX con ciclo ORC acoplado

7.3.2. Configuración CICBTX de helio puro

Una de las formas más comunes de búsqueda de mejora del rendimiento de un ciclo Brayton sencillo que ya consta de regenerador, es añadirle un interrefrigerador [HAYW99]. Esto mejorará sin duda la operación del ciclo CBTX simple, pero existe una cierta duda acerca de si mejorará también el resultado del CBTX con ORC acoplado, o si en caso de que no fuera así, cómo de competitiva sería la posibilidad de añadir también un ciclo ORC a la configuración con interrefrigeración. Todo ello es lo que se verá con detenimiento en el presente epígrafe.

7.3.2.1. CICBTX Simple

Al añadir la interrefrigeración, Figura 7.6., se logra ganar trabajo específico para una misma cantidad de calor introducido en el intercambiador sodio-helio, lo que implica una lógica subida del rendimiento. Analizado este ciclo, por otra parte bastante convencional y estudiado en distinta bibliografía, con la única particularidad de estar acoplado al lazo intermedio de sodio, se obtiene el resultado recogido en las Tablas 7.9. y 7.10.

Así se ve que según lo previsto, se ha aumentado algo más de 3% el rendimiento. Además, los valores de temperaturas a la entrada y salida de cada intercambiador, así como las efectividades, Tabla 7.11., se han mantenido en un orden admisible.

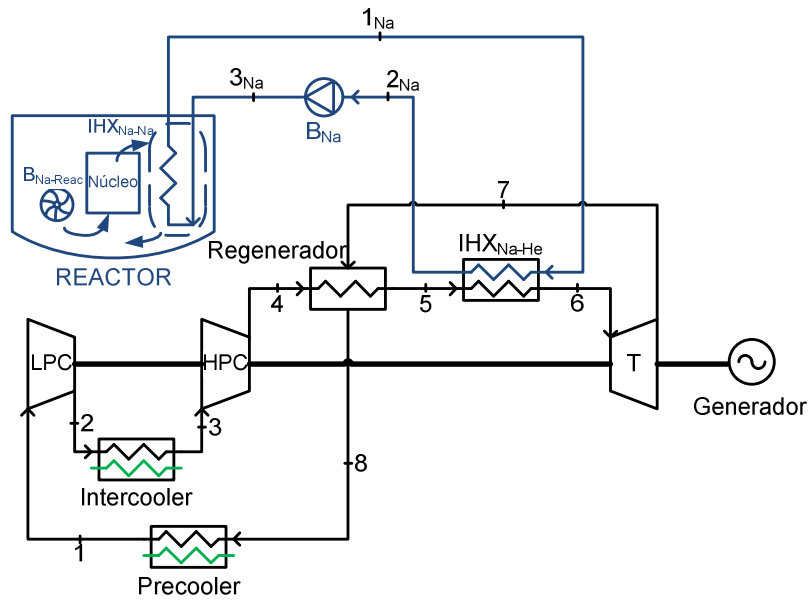


Figura 7.6. Configuración CICBTX simple

Tabla 7.9. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTX simple

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	33,68
Eficiencia exergética total (%)	58,91
Potencia neta (MW)	1.207,00
Irreversibilidad total (MW)	886,59
Gasto de He (kg/s)	3.747,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.875,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.945,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	4.648,00
Relación de presión en LPC (p_2/p_1)	1,43
Relación de presión en HPC (p_4/p_3)	1,44
Coefficiente de pérdida de carga	0,06
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-He}	3.606,00
Regenerador	4.576,00
Intercooler	1.032,00
Precooler	1.301,00
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina	3.365,00
Compresor LPC	1.032,00
Compresor HPC	1.061,00
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13

Tabla 7.10. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTX simple

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-He}	Na	525	339
	He	320	505
Regenerador	He ₄₋₅	84	320
	He ₇₋₈	332	96
Intercooler	He	83	30
	Agua	18	71
Precooler	He	96	30
	Agua	18	85

Tabla 7.11. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTX simple

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-He}	20,00
Pinch Point Intercooler	12,00
Pinch Point Precooler	12,00
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-He}	90,24
Regenerador	95,00
Intercooler	81,60
Precooler	84,82

El análisis de irreversibilidades desvela que en esta ocasión el peso de la destrucción de exergía recae más uniformemente, Tabla 7.12., siendo los principales la turbina, los compresores LPC y HPC, el precooler y el intercooler, destacando estos últimos por su baja eficiencia exergética.

Tabla 7.12. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTX simple

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	79.973	9,02	-
Bomba Na	2.883	0,32	-
IHX _{Na-He}	60.450	6,81	-
Turbina	121.386	13,69	96,52
Compresor LPC	107.152	12,09	89,63
Compresor HPC	109.613	12,36	89,66
Precooler	171.822	19,38	59,22
Intercooler	115.869	13,07	52,87
Regenerador	117.437	13,25	93,29

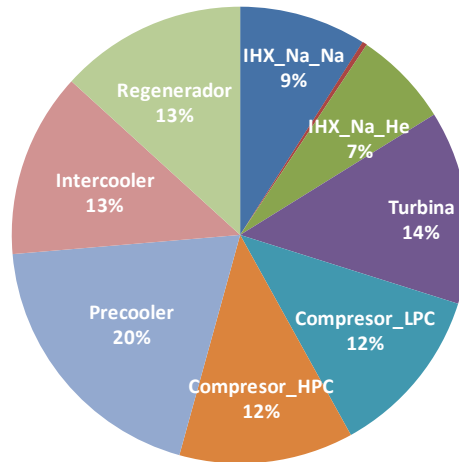


Figura 7.7. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTX simple

7.3.2.2. Variante CICBTX con ORC de una caldera de recuperación

Siguiendo la metodología iniciada con el ciclo CBTX, tras proponer una mejora sobre el ciclo más sencillo simplemente añadiendo la interrefrigeración, resulta lógico preguntarse qué pasaría si además añadiéramos un ciclo ORC acoplado justo antes del precooler (Figura 7.8.).

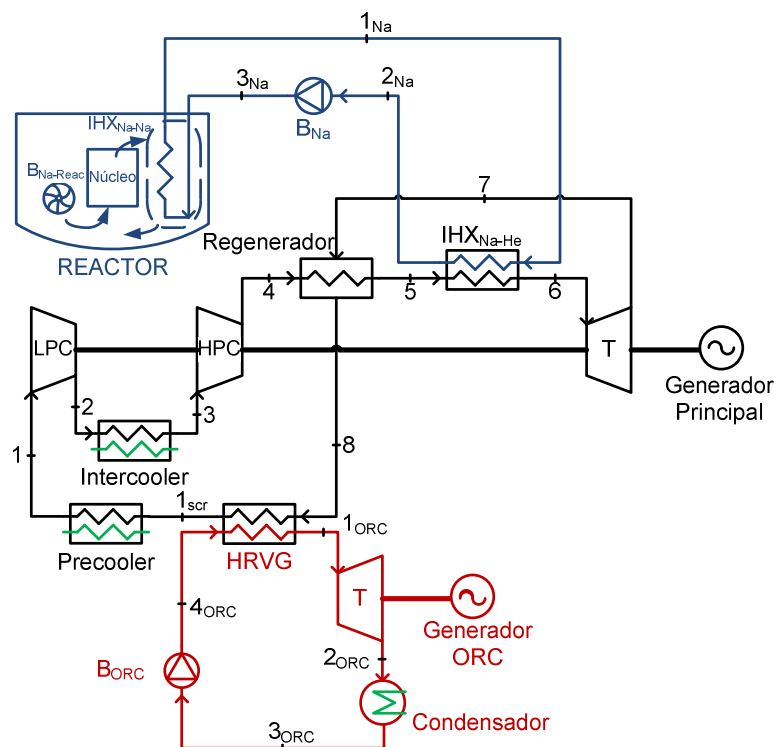


Figura 7.8. Configuración CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Sin embargo, el resultado obtenido en la Tabla 7.14., debe advertir que en este caso la temperatura a la entrada tanto del precooler como del intercooler, no es tan alta como lo

era en el caso de la entrada al precoolero del CBTX simple, lo que indica que la ganancia de rendimiento con el ciclo ORC no será tan notable como en dicho caso (Tabla 7.13.).

Tabla 7.13. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	35,14
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	34,04
Rendimiento del ciclo ORC (%)	6,06
Eficiencia exergética total (%)	61,81
Potencia neta (Generadores Principal + ORC) (MW)	1.259,00
Irreversibilidad total (MW)	832,56
Gasto de He (kg/s)	3.755,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.875,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.945,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	4.657,00
Gasto de fluido ORC (kg/s)	8.399,00
Relación de presión en LPC (p_2/p_1)	1,30
Relación de presión en HPC (p_4/p_3)	1,58
Coefficiente de pérdida de carga	0,06
Tipo de fluido ORC	R125
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-He}	3.606,00
Regenerador	4.283,00
Intercooler	753,79
Precooler	520,83
HRVG	1.071,00
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina Principal	3.381,00
Turbina ORC	65,04
Compresor LPC	753,79
Compresor HPC	1.366,00
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13
Bomba ORC	22,11

Tabla 7.14. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-He}	Na	525	340
	He	320	504
Regenerador	He ₄₋₅	100	320
	He ₇₋₈	331	112
Intercooler	He	69	30
	Agua	18	57
Precooler	He	57	30
	Agua	18	45
HRVG	He	112	57
	ORC	42	97

Se ve por lo tanto, que tal y como se intuía inicialmente, la ganancia de rendimiento gracias a acoplar el ciclo ORC es de algo menos del 2%, lo que lleva hasta un 35,14%, resultado que es peor que el del caso CBTX con ORC.

En lo que se refiere a cómo varía el rendimiento en función de la relación de presión, se muestra en la Figura 7.9. curvas en las que se ha fijado la presión máxima y la intermedia, estando esta última evaluada según el valor óptimo obtenido. De esta manera, se ve que aunque se alcanza mayor rendimiento para mayores presiones máximas, ésta se ha limitado a 70. Además, el caso de presión máxima igual a 65 bar está truncada para valores de presión mínima menores a 30 bar, ya que en ese caso se entraba en operaciones inadmisibles por parte del HRVG y el condensador ORC.

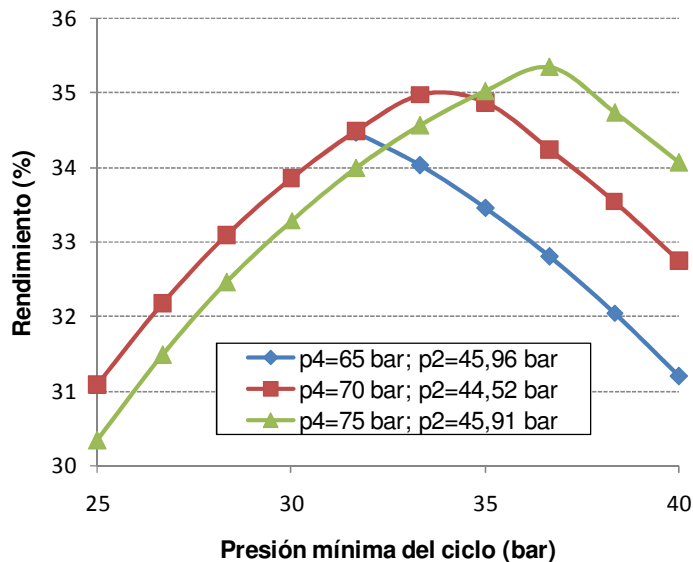


Figura 7.9. Rendimiento en función de la presión mínima, para distintas presiones máximas e intermedias del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Precisamente en la Tabla 7.15. se ve una vez más que los intercambiadores operan bajo condiciones realistas, habiéndose tenido un especial cuidado con el *Pinch Point* del HRVG por operar éste en condiciones supercríticas, habiéndose estudiado todo ello para operación de ciclo ORC con distintos fluidos, eligiendo finalmente el R125.

Tabla 7.15. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-He}	20,35
Pinch Point Intercooler	12,00
Pinch Point HRVG	7,53
Pinch Point Precooler	12,00
Pinch Point Condensador ORC	7,31
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-He}	90,24
Regenerador	95,00
Intercooler	76,36
Precooler	69,05
HRVG	78,54

Se recordará que en el epígrafe anterior se destacaba la baja eficiencia exergética del intercooler y el precooler. Esto deja de tener esa importancia, ya que en esta ocasión ninguno de los dos elementos se encuentra entre los de mayor peso de exergía destruida, cayendo esa responsabilidad en esta ocasión sobre la turbina, el compresor HPC y el regenerador, todos con buena eficiencia exergética.

Tabla 7.16. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	79.973	9,61	-
Bomba Na	2.883	0,35	-
IHX _{Na-He}	60.914	7,32	-
Turbina	122.115	14,67	96,51
Compresor LPC	81.284	9,76	-
Compresor HPC	135.666	16,30	90,07
Precooler	43.607	5,24	-
Intercooler	77.032	9,25	-
HRVG	31.411	3,77	-
Regenerador	105.162	12,63	93,76
Turbina ORC	13.621	1,64	-
Condensador ORC	58.511	7,03	-
Bomba ORC	20.383	2,45	-

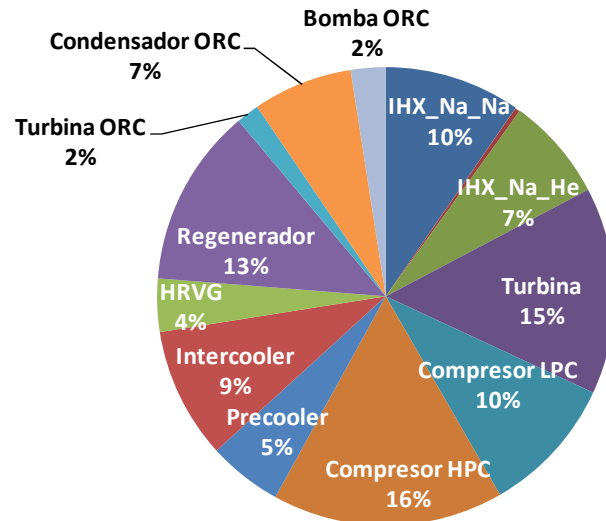


Figura 7.10. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

7.3.2.3. Variante CICBTX con ORC de dos calderas de recuperación

Buscando mejorar lo obtenido anteriormente, se intenta aprovechar también el calor que se cedía en la interrefrigeración (Figura 7.11.).

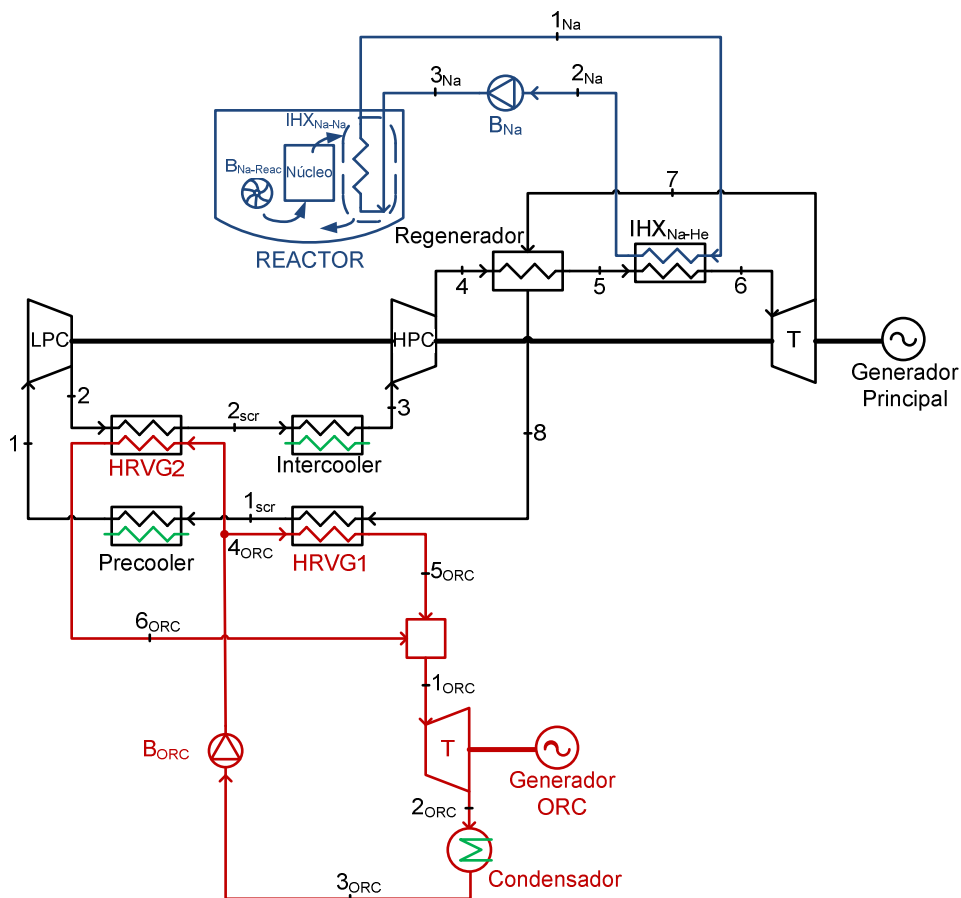


Figura 7.11. Configuración CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

Una vez más, no se elimina el precoolero, ni tampoco en este caso el intercoolero, sino que se añaden dos calderas de recuperación HRVG1 y HRVG2 en paralelo justo antes de cada uno de estos intercambiadores. Como consecuencia de todo ello, resulta un ciclo ORC más complicado, que tendrá que demostrar importantes beneficios para resultar competitivo con las opciones precedentes.

Analizado el resultado en las Tablas 7.17. y 7.18., se ve que tal y como ya pasaba con el acoplamiento del HRVG antes del precoolero, la baja temperatura a la entrada del intercoolero (aún menor que la de la entrada en el precoolero), hace que situar ahí un HRVG no resultará muy beneficioso.

Tabla 7.17. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	34,97
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	34,33
Rendimiento del ciclo ORC (%)	3,90
Eficiencia exergética total (%)	61,71
Potencia neta (Generadores Principal + ORC) (MW)	1.253,00
Irreversibilidad total (MW)	842,99
Gasto de He (kg/s)	3.747,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.875,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.945,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	4.646,00
Gasto de fluido ORC (kg/s)	15.776,00
Relación de presión en LPC (p_2/p_1)	1,43
Relación de presión en HPC (p_4/p_3)	1,44
Coefficiente de pérdida de carga	0,06
Tipo de fluido ORC	R125
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-He}	3.606,00
Regenerador	4.576,00
Intercoolero	550,96
Precoolero	550,99
HRVG1	750,61
HRVG2	481,75
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina Principal	3.365,00
Turbina ORC	80,48
Compresor LPC	1.032,00
Compresor HPC	1.061,00
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13
Bomba ORC	32,60

Tabla 7.18. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-He}	Na	525	340
	He	320	505
Regenerador	He ₄₋₅	84	320
	He ₇₋₈	332	97
Intercooler	He	58	30
	Agua	18	46
Precooler	He	58	30
	Agua	18	46
HRVG1	He	97	58
	ORC	43	82
HRVG2	He	83	58
	ORC	43	68

Resulta muy interesante observar que en realidad no solo no se ha mejorado el rendimiento, sino que se ha empeorado un poco. Esto es debido a las limitaciones que un nuevo HRVG impone en su operación, no habiéndose encontrado un punto de operación nominal mejor.

Efectivamente, la Tabla 7.19. remarca que todos los intercambiadores operan bajo parámetros creíbles, habiendo tenido que prestar especial atención a los *Pinch Point* de las calderas ORC así como del condensador.

Tabla 7.19. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-He}	20,05
Pinch Point Intercooler	12,00
Pinch Point Precooler	12,00
Pinch Point HRVG1	6,62
Pinch Point HRVG2	9,89
Pinch Point Condensador ORC	5,17
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-He}	90,24
Regenerador	95,00
Intercooler	70,29
Precooler	70,29
HRVG1	72,00
HRVG2	62,27

Y una vez más, se seleccionan los componentes más irreversibles (turbina, compresor LPC, compresor HPV y regenerador), calculando justo a continuación la eficiencia exergética, y resultando tener todos un valor bastante alto.

Tabla 7.20. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	79.973	9,49	-
Bomba Na	2.883	0,34	-
IHX _{Na-He}	60.458	7,17	-
Turbina	121.386	14,40	96,52
Compresor LPC	107.136	12,71	89,63
Compresor HPC	109.631	13,00	89,67
Precooler	46.526	5,52	-
Intercooler	42.522	5,04	-
HRVG1	26.006	3,08	-
HRVG2	15.241	1,81	-
Regenerador	117.434	13,93	93,29
Turbina ORC	13.401	1,59	-
Condensador ORC	67.656	8,03	-
Bomba ORC	29.559	3,51	-
Cámara mezcla ORC	3.178	0,38	-

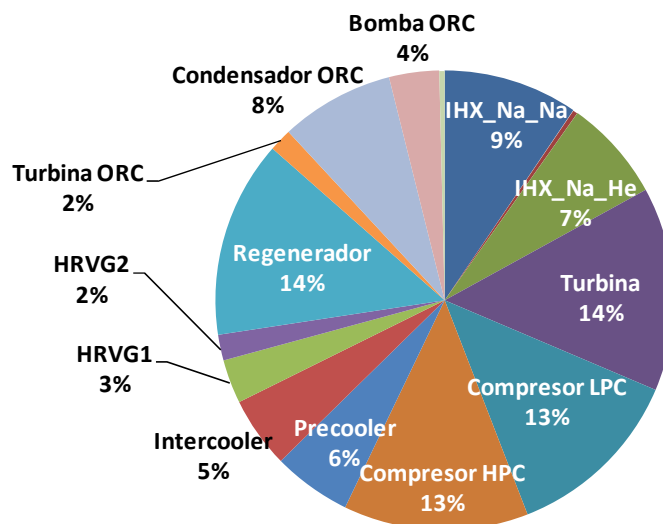


Figura 7.12. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

7.3.3. Configuración CICBTRTX de helio puro

7.3.3.1. CICBTRTX Simple

De las medidas más convencionales a tomar para mejorar el rendimiento del ciclo simple, la que en principio debería dar mejor resultado es la incorporación de interrefrigeración y recalentamiento a la vez, Figura 7.13. En este caso, debido a la necesidad de desviar parte del sodio al recalentamiento, el lazo de sodio queda un poco más complejo, pero ello valdría sin duda la pena si a cambio se lograra el objetivo de

mejora del rendimiento gracias al aumento de la temperatura media de admisión de calor (efecto de la incorporación del recalentador).

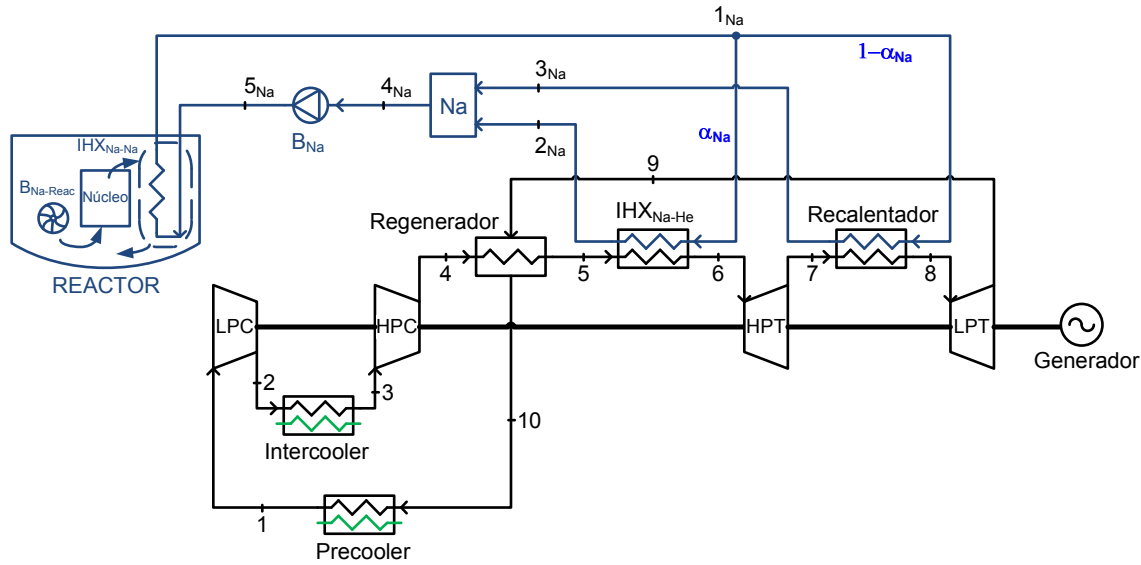


Figura 7.13. Configuración CICBTRTX simple

Analizado el ciclo, se muestra el resultado de los parámetros más interesantes en la Tabla 7.21. y 7.22., encontrando que curiosamente el rendimiento del ciclo es mucho menor de lo esperado, siendo incluso no mucho mayor que el obtenido en el caso del CBTX simple. A la hora de analizar las causas de este inesperado resultado, ha de notarse que cuando se dice que el recalentamiento mejora el rendimiento, se asume que la fuente de calor es la necesaria para que los intercambiadores de admisión de calor al ciclo (IHX_{Na-He} y el recalentador) operen bajo las condiciones que necesiten. Esto no es precisamente lo que se logra en este caso, ya que la fuente viene condicionada por las condiciones impuestas a la temperatura del sodio.

En definitiva, el punto de entrada al intercambiador IHX_{Na-Na} en el lado del lazo de sodio viene impuesto y fijado a $340\text{ }^{\circ}\text{C}$, de modo que no puede ser suficientemente alto como para evitar que el IHX_{Na-He} opere a una mayor temperatura media, perjudicando al rendimiento del ciclo. Por el contrario, si dicha temperatura se dejara libre, se ha comprobado que el rendimiento subiría hasta más de 34% , lo que sí cuadra con lo previsible en comparación con los ciclos previamente explorados.

Tabla 7.21. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTRTX simple

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	31,37
Eficiencia exergética total (%)	55,02
Potencia neta (MW)	1.124,00
Irreversibilidad total (MW)	972,26
Gasto de He (kg/s)	2.997,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.926,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.945,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	3.718,00
Fracción de sodio derivado hacia el recalentador (%)	40,19
Relación de presión en LPC (p_2/p_1)	1,91
Relación de presión en HPC (p_4/p_3)	1,89
Coefficiente de pérdida de carga	0,08
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-He}	658,87
Recalentador	2.950,00
Regenerador	3.872,00
Intercooler	1.329,00
Precooler	1.091,00
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina LPT	2.430,00
Turbina HPT	974,98
Compresor LPC	1.329,00
Compresor HPC	887,52
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	26,47

Tabla 7.22. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX simple

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-He}	Na	525	356
	He	336	378
Recalentador	Na	525	335
	He	315	505
Regenerador	He ₄₋₅	87	336
	He ₉₋₁₀	349	100
Intercooler	He	115	30
	Agua	18	103
Precooler	He	100	30
	Agua	18	88

Acerca de las temperaturas características así como de las efectividades, se puede decir que una vez más se mantienen en valores admisibles (Tabla 7.23.).

Tabla 7.23. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX simple

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-He}	20,00
Pinch Point Recalentador	20,00
Pinch Point Intercooler	12,00
Pinch Point Precooler	12,00
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-He}	89,43
Recalentador	90,46
Regenerador	95,00
Intercooler	87,70
Precooler	85,41

Por último, se analizan las irreversibilidades por componentes, se evalúa el peso porcentual de cada una, y se calculan las eficiencias exergéticas de los más importantes (Tabla 7.24. y Figura 7.14.). En esta ocasión, los más importantes en este sentido son los dos compresores, el precooler y el intercooler, resultando de especial interés estos dos últimos dada la baja y mejorable eficiencia que poseen.

Tabla 7.24. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTRTX simple

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	79.338	8,16	-
Cámara mezcla Na	455	0,05	-
Bomba Na	4.401	0,45	-
IHX _{Na-He}	46.008	4,73	-
Recalentador	53.869	5,54	-
Turbina HPT	35.801	3,68	-
Turbina LPT	85.136	8,76	-
Compresor LPC	127.053	13,07	90,44
Compresor HPC	91.127	9,37	89,73
Precooler	152.399	15,67	59,06
Intercooler	192.856	19,84	70,26
Regenerador	103.814	10,68	-

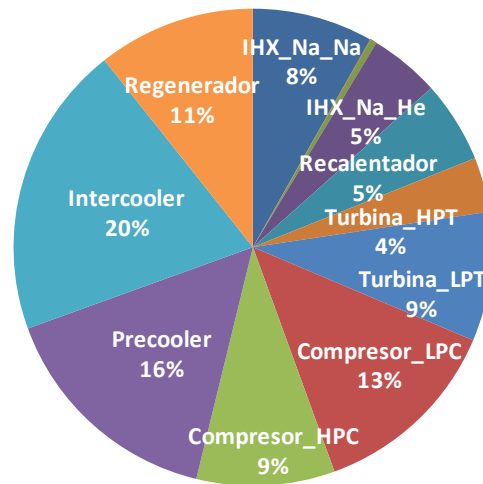


Figura 7.14. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTRTX simple

7.3.3.2. Variante CICBTRTX con ORC de una caldera de recuperación

Siguiendo la metodología de las propuestas de ciclos simples anteriores (CBTX y CICBTX), se opta por tratar de mejorar el rendimiento mediante un acoplamiento de ciclo ORC junto al precooler (Figura 7.15.).

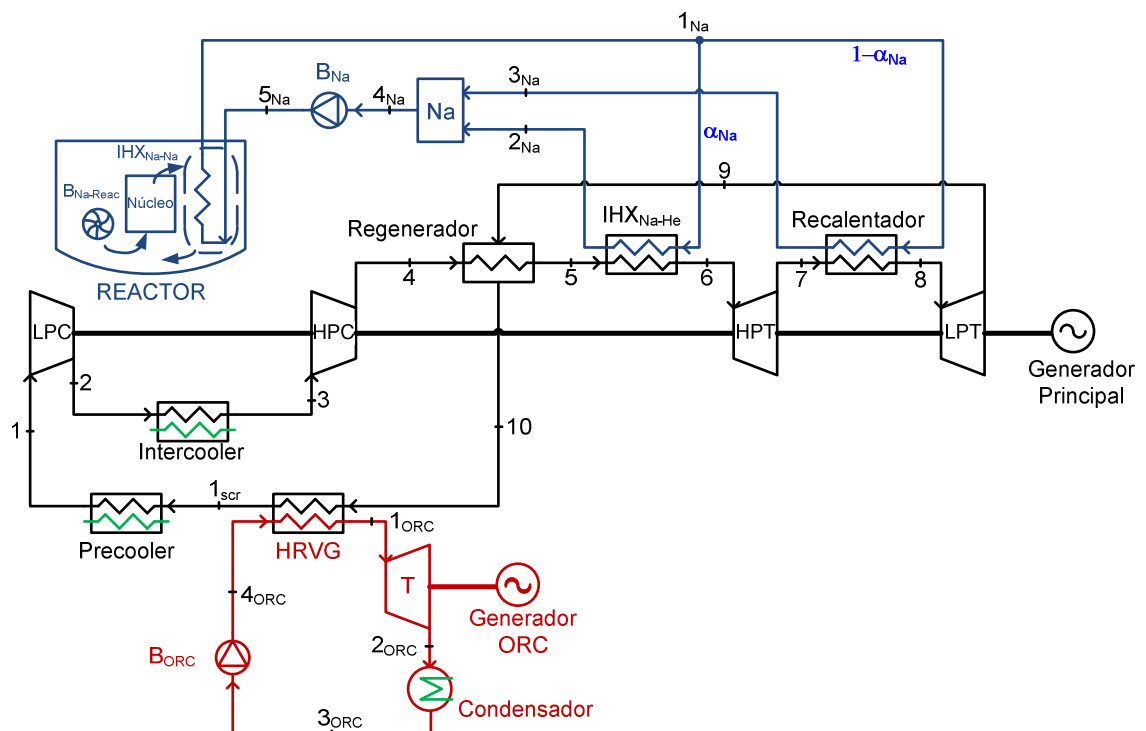


Figura 7.15. Configuración CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Se realiza además un estudio de rendimiento frente a la variación de la presión de entrada al primer compresor (presión mínima del ciclo), Figura 7.16., similar al llevado

a cabo en el caso del CICBTX. Al igual que se hacía entonces, cada una de las curvas se traza fijando la presión máxima (presión a la salida del compresor HPC, de 65, 70 y 75 bar) y la presión del interrefrigerador, cuyo valor corresponderá a aquel para el cual la curva a la presión de salida del compresor HPC elegida, alcanza el mayor máximo posible (optimización del modelo buscando el óptimo valor de p_2 para un p_4 fijo y maximizando el rendimiento).

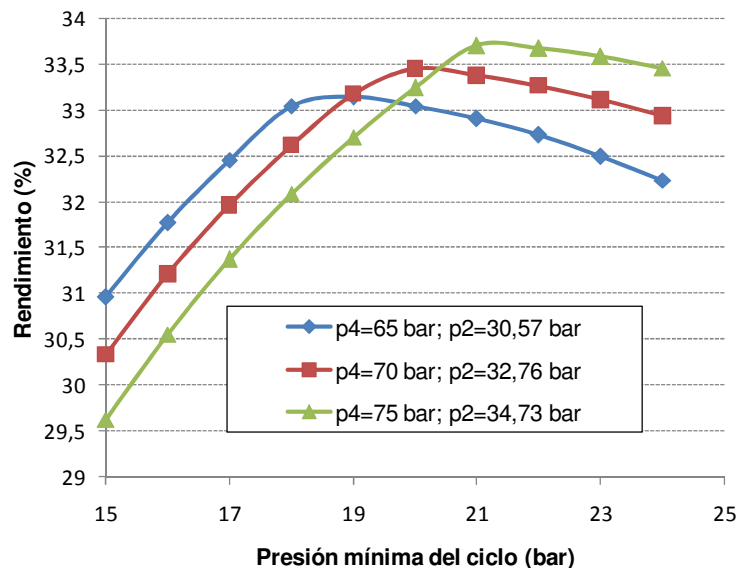


Figura 7.16. Rendimiento en función de la presión mínima, para distintas presiones máximas e intermedias del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Resuelto del ciclo para el caso de presión máxima igual a 70 bar, por ser considerado una vez más como un límite admisible, se obtiene el resultado sintetizado en las Tablas 7.25. y 7.26., observándose que aunque el ciclo ORC ha logrado una mejora sensible en el rendimiento, ésta resulta insuficiente debido al bajo rendimiento del ciclo simple. El fluido orgánico de trabajo en esta ocasión es R423a, no habiéndose encontrado otro que diera mejor resultado.

De todos modos, se analiza de nuevo las diferencias de temperaturas características y las efectividades de cada intercambiador, comprobándose que una vez más el modelo es admisible (Tabla 7.27).

Tabla 7.25. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	33,49
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	30,85
Rendimiento del ciclo ORC (%)	10,40
Eficiencia exergética total (%)	58,98
Potencia neta (Generadores Principal + ORC) (MW)	1.200,00
Irreversibilidad total (MW)	893,69
Gasto de He (kg/s)	2.247,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.926,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.945,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	2.787,00
Gasto de fluido ORC (kg/s)	5.713,00
Fracción de sodio derivado hacia el recalentador (%)	40,00
Relación de presión en LPC (p_2/p_1)	1,67
Relación de presión en HPC (p_4/p_3)	2,16
Coefficiente de pérdida de carga	0,04
Tipo de fluido ORC	R423a
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-He}	2.399,00
Recalentador	1.210,00
Regenerador	1.686,00
Intercooler	920,38
Precooler	354,15
HRVG	1.192,00
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina LPT	1.706,00
Turbina HPT	1.814,00
Turbina ORC	142,39
Compresor LPC	920,38
Compresor HPC	1.458,00
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	9,19
Bomba ORC	17,21

Tabla 7.26. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-He}	Na	525	319
	He	299	505
Recalentador	Na	525	369
	He	349	453
Regenerador	He ₄₋₅	155	299
	He ₉₋₁₀	307	162
Intercooler	He	109	30
	Agua	18	97
Precooler	He	60	30
	Agua	18	48
HRVG	He	162	60
	ORC	41	143

Tabla 7.27. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-He}	20,00
Pinch Point Recalentador	20,00
Pinch Point Intercooler	12,00
Pinch Point Precooler	12,00
Pinch Point HRVG	9,82
Pinch Point Condensador ORC	6,90
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-He}	91,14
Recalentador	88,60
Regenerador	95,00
Intercooler	86,82
Precooler	71,72
HRVG	84,32

En esta ocasión, una vez más serán los compresores y el intercooler los elementos que mayor exergía destruyen, no siendo esta vez el caso del precooler gracias a que de buena parte del calor que antes transmitía, se encarga ahora el HRVG del ciclo orgánico.

Tabla 7.28. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	79.338	8,88	-
Cámara mezcla Na	4.143	0,46	-
Bomba Na	4.401	0,49	-
IHX _{Na-He}	42.737	4,78	-
Recalentador	47.371	5,30	-
Turbina HPT	63.479	7,10	-
Turbina LPT	64.090	7,17	-
Compresor LPC	89.412	10,00	90,29
Compresor HPC	127.195	14,23	91,27
Precooler	36.452	4,08	-
HRVG	37.579	4,20	-
Intercooler	132.966	14,88	64,95
Regenerador	50.877	5,69	-
Turbina ORC	20.467	2,29	-
Condensador ORC	72.222	8,08	-
Bomba ORC	20.964	2,34	-

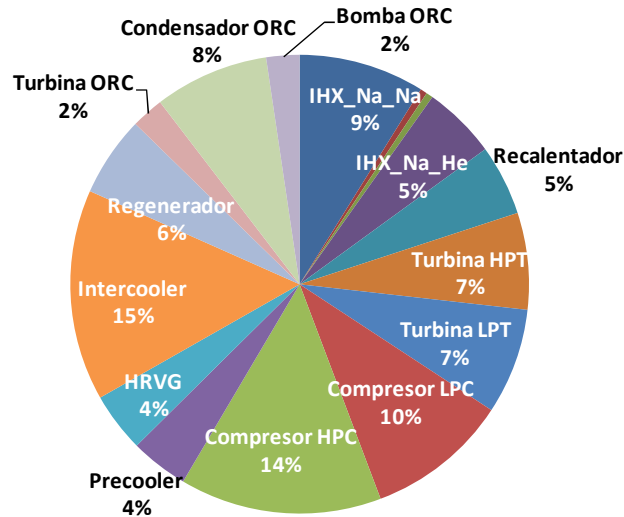


Figura 7.17. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante una caldera de recuperación

7.3.3.3. Variante CICBTRTX con ORC de dos calderas de recuperación

Ya, como última opción, solo resta analizar la posibilidad de acoplar el ORC de una manera idéntica a como también lo hicimos en el CICBTX, utilizando dos calderas de recuperación: una junto a la interrefrigeración y otra junto al precalentamiento (Figura 7.18).

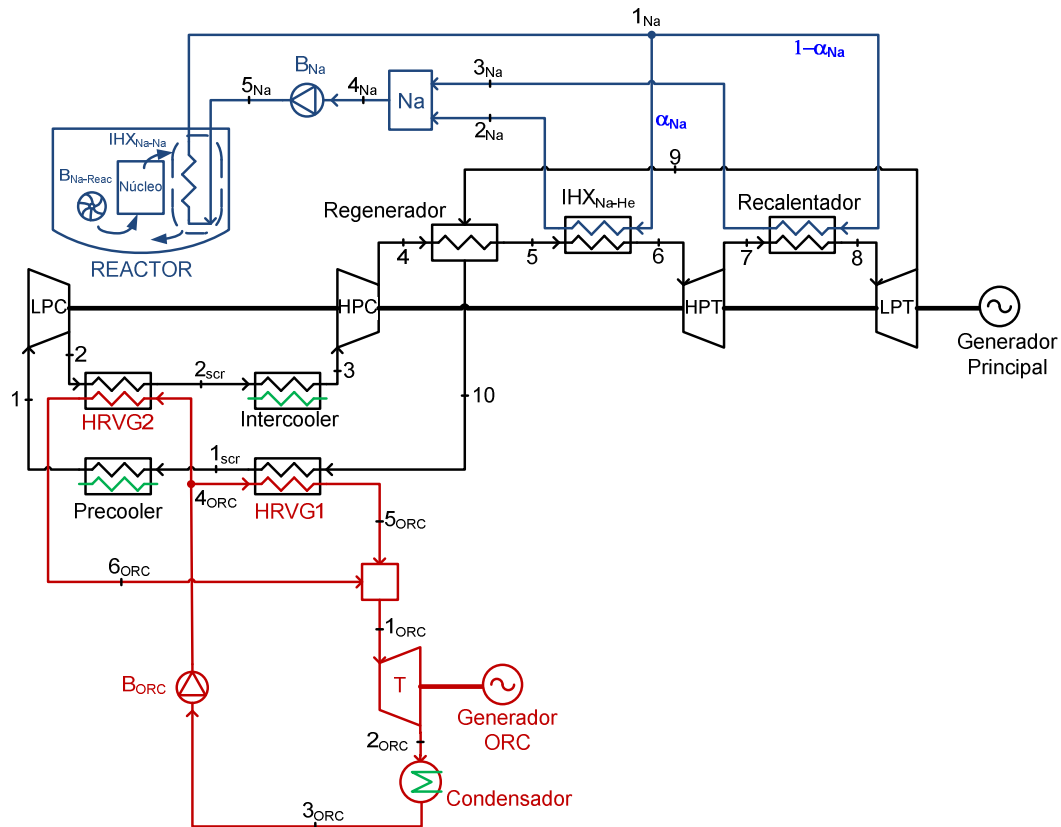


Figura 7.18. Configuración CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

Por lo tanto, el ciclo ORC (operando en este caso con R143a, tras haber ensayando otros fluidos sin mejor resultado), constará de dos calderas de recuperación en paralelo, produciendo un trabajo en una turbina de vapor que genera casi 227MW, añadiéndose esto a la producción del generador del ciclo de helio.

El resultado (Tablas 7.29. y 7.30.), muestra de nuevo una mejora en el rendimiento, aunque una vez más insuficiente como para hacer pensar que valga la pena complicar tanto el ciclo.

Tabla 7.29. Resultados globales de la simulación del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	34,91
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	31,24
Rendimiento del ciclo ORC (%)	11,34
Eficiencia exergética total (%)	62,21
Potencia neta (Generadores Principal + ORC) (MW)	1.251,00
Irreversibilidad total (MW)	848,18
Gasto de He (kg/s)	2.239,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.926,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.945,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	2.777,00
Gasto de fluido ORC (kg/s)	10.022,00
Fracción de sodio derivado hacia el recalentador (%)	40,19
Relación de presión en LPC (p_2/p_1)	1,91
Relación de presión en HPC (p_4/p_3)	1,89
Coefficiente de pérdida de carga	0,04
Tipo de fluido ORC	R143a
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-He}	2.400,00
Recalentador	1.209,00
Regenerador	1.961,00
Intercooler	331,07
HRVG1	933,62
HRVG2	856,16
Precooler	331,07
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina LPT	1.709,00
Turbina HPT	1.797,00
Turbina ORC	226,80
Compresor LPC	1.187,00
Compresor HPC	1.161,00
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	9,19
Bomba ORC	63,49

Tabla 7.30. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-He}	Na	525	319
	He	299	505
Recalentador	Na	525	370
	He	350	454
Regenerador	He ₄₋₅	130	299
	He ₉₋₁₀	307	139
Intercooler	He	58	30
	Agua	18	46
Precooler	He	58	30
	Agua	18	46
HRVG1	He	139	58
	ORC	43	124
HRVG2	He	132	58
	ORC	43	117

Especial atención ha tenido que prestarse a las temperaturas características y a las efectividades de los elementos vinculados al ciclo ORC, pues han tenido que ser vigilados cuidadosamente para que la solución final elegida tuviera esos parámetros con valores admisibles.

Tabla 7.31. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-He}	20,00
Pinch Point Recalentador	20,00
Pinch Point Intercooler	12,00
Pinch Point Precooler	12,00
Pinch Point HRVG1	6,64
Pinch Point HRVG2	6,01
Pinch Point Condensador ORC	6,57
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-He}	91,17
Recalentador	88,54
Regenerador	95,00
Intercooler	70,40
Precooler	70,40
HRVG1	84,26
HRVG2	83,07

Y finalmente, en cuanto al análisis exergético, esta vez se detectan dos elementos con una irreversibilidad que supere los 100 MW, y estos son de nuevo los dos compresores, teniendo ambos una eficiencia exergética razonablemente buena.

Tabla 7.32. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	79.338	9,35	-
Cámara mezcla Na	4.442	0,52	-
Bomba Na	4.401	0,52	-
IHX _{Na-He}	42.880	5,06	-
Recalentador	46.700	5,51	-
Turbina HPT	62.782	7,40	-
Turbina LPT	64.138	7,56	-
Compresor LPC	109.106	12,86	90,81
Compresor HPC	107.291	12,65	90,76
Precooler	34.010	4,01	-
Intercooler	27.403	3,23	-
HRVG1	13.656	1,61	-
HRVG2	10.532	1,24	-
Regenerador	57.470	6,78	-
Turbina ORC	36.185	4,27	-
Condensador ORC	89.235	10,52	-
Bomba ORC	58.390	6,88	-
Cámara mezcla ORC	225	0,03	-

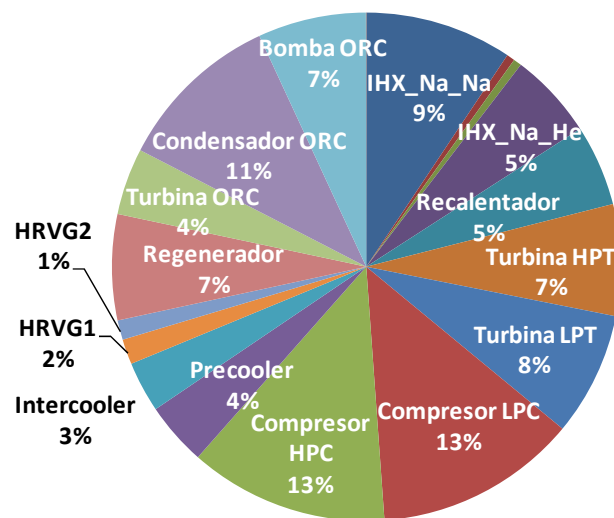


Figura 7.19. Reparto de irreversibilidades del ciclo CICBTRTX con ciclo ORC acoplado mediante dos calderas de recuperación

7.3.4. Efecto de Mezclas He-N₂, He-Ar y He-Xe⁹

La más importante ventaja del helio como fluido de trabajo, es que su uso implica bajas caídas de presión a través de cada intercambiador, gracias a su bajo peso molecular. Sin

⁹ Parte del estudio a partir del cual se obtienen los resultados aquí presentados, ha sido realizado por el autor de la tesis dentro del proyecto de colaboración de Empresarios Agrupados para el desarrollo del reactor ESFR, agradeciendo la autorización dada para poder mostrarlos en el presente trabajo.

embargo, también se trata de un gas de baja densidad, lo que lleva consigo dos consecuencias: una turbomaquinaria de mayores dimensiones y altas fugas de gas del sistema.

Algunos estudios, como [SAEZ08], exploran la posibilidad de usar mezclas de gases con mayores densidades e incluso mejores calores específicos, tratando de reducir las mencionadas desventajas del uso de helio puro. Esto, llevaría consigo un aumento de la caída de presión, lo que podría perjudicar seriamente al rendimiento del ciclo. Las referencias [El-G07] y [TOUR08] realizan análisis precisamente en esta dirección.

Buscando cuantificar con precisión en los modelos desarrollados el efecto del uso de mezclas gaseosas basadas en helio se han estudiado los ciclos Brayton antes detallados con mezclas: He-N₂, He-Ar y He-Xe, cada una modelada con tres fracciones másicas: 0,9; 0,8 y 0,7.

Como resultado, se muestra en la Tabla 7.33 que tal y como se esperaba tras estudiar los artículos ya antes citados, [El-G07] y [TOUR08], el rendimiento de cada ciclo decrece significativamente cuando el peso molecular del gas es mayor, y se mantiene la misma instalación diseñada para helio puro, pues las pérdidas de carga (caídas de presión en cada intercambiador), son mayores, prevaleciendo este efecto sobre la posible mejora del calor específico según la mezcla elegida. Para este estudio se han seleccionado los tres ciclos Brayton que mejor resultado han dado atendiendo al rendimiento obtenido en cada uno.

Tabla 7.33. Comparativa de resultados según la mezcla elegida

Fluido de Trabajo	He	He + N ₂			He + Ar			He + Xe		
He fm	1	0.9	0.8	0.7	0.9	0.8	0.7	0.9	0.8	0.7
CBTX-ORC 1 HRVG Reactor output										
Rendimiento del ciclo (%)	36,1	34,9	33,9	32,9	34,2	32,5	30,7	30,1	24,1	17,6
Potencia neta (MWe)	1.292	1.256	1.220	1.178	1.232	1.170	1.105	1.083	868	634
CICBTX-ORC 1 HRVG Reactor output										
Rendimiento del ciclo (%)	35,1	33,5	32,4	31,1	32,7	30,6	28,4	27,8	21,2	14,4
Potencia neta (MWe)	1.259	1.208	1.161	1.115	1.177	1.101	1.022	1.000	763	518
CICBTRTX-ORC 2 HRVG Reactor output										
Rendimiento del ciclo (%)	34,9	33,4	32,2	31,0	32,6	30,5	28,3	27,4	19,9	12,1
Potencia neta (MWe)	1.250	1.204	1.159	1.115	1.174	1.098	1.019	986	716	436

Sin embargo, también siguiendo las referencias [El-G07], [TOUR08] y [SAEZ08], y tal y como se desarrollaba en el capítulo 4 de este trabajo, existe la posibilidad de readaptar la instalación para mitigar o incluso compensar totalmente el problema del aumento de la pérdida de carga. Para ello, básicamente habrá que redimensionar los intercambiadores y las tuberías. El intercambiador se dimensiona a partir de las nuevas

propiedades del fluido, de manera que si se elige el fluido con una masa molecular tal que su coeficiente de convección es mejor que en el caso del helio, dicho intercambiador requerirá una menor superficie de intercambio. Así, para un nuevo intercambiador dimensionado a partir de las propiedades del nuevo fluido, se redimensionan las tuberías para mantener, desde la entrada del intercambiador, las mismas pérdidas de carga que había cuando circulaba solo helio, lo que implicará un mayor diámetro.

En definitiva, el análisis termodinámico del ciclo de potencia deberá llevarse a cabo con el mismo código utilizado en el caso de helio puro, manteniendo las mismas pérdidas de carga (se asume que el redimensionado ha sido factible), y modificando únicamente las propiedades del fluido, resultando lo mostrado en Tabla 7.34.

Tabla 7.34. Comparativa de resultados según la mezcla elegida, readaptando la instalación del ciclo

Fluido de Trabajo	He	He + N₂	N₂	He + Xe	
Masa Molecular (kJ/kg-K)	4	15	28	15	25
CBTX-ORC 1 HRVG					
Rendimiento del ciclo (%)	36,06	36,28	36,42	36,06	36,06
CICBTX-ORC 1 HRVG					
Rendimiento del ciclo (%)	35,14	35,43	35,84	35,16	35,16
CICBTRTX-ORC 2 HRVG					
Rendimiento del ciclo (%)	34,90	34,91	34,90	35,00	35,00

En dicha tabla se observa que gracias a haber redimensionado los componentes para evitar el aumento de pérdida de carga asociado al aumento de masa molecular, se ha conseguido mantener el rendimiento o incluso mejorarlo sensiblemente como en el caso del uso de N₂ puro.

Ya en [SAEZ08] se valora el interés del uso de N₂ puro como fluido de trabajo (aunque de hecho no es una mezcla, se mantiene el título del epígrafe por poder considerarse simplemente como una mezcla de He-N₂ con una proporción 0-100 % de He y N₂), ya que su masa molecular es tal que el coeficiente de convección es mayor que el del helio, el rendimiento es el mejor, y el problema de fugas es de menor importancia debido a su mayor masa molecular, pudiéndose considerar su uso a mayores presiones máximas si la tecnología lo permite. Así, elevando la presión máxima del ciclo, y dejando libre la mínima para ser optimizada buscando el máximo rendimiento, se obtiene como resultado una evolución creciente del rendimiento con tendencia a saturarse, de manera

que se obtiene como valor razonable el rendimiento del 37.5% a una presión que está entre 100 y 150 bar (véase Tabla 35. y Figura 7.20.).

Tabla 7.35. Evolución del rendimiento de CBTX-ORC 1 HRVG con N₂ en función de la presión máxima

Presión Salida Compressor (bar)	Relación de presión	Rendimiento (%)	W ciclo (MW)	W orc (MW)
30	2,95	32,95	1.008	236
50	2,82	35,45	1.118	218
70	2,77	36,42	1.163	210
100	2,73	37,16	1.196	205
150	2,71	37,71	1.221	200
200	2,69	38,00	1.234	198
250	2,68	38,15	1.241	196

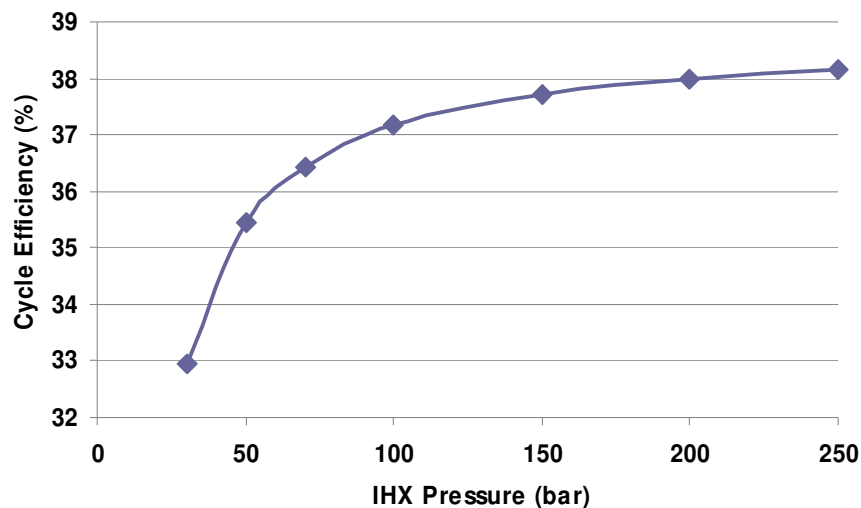


Figura 7.20. Evolución del rendimiento de CBTX-ORC 1 HRVG con N₂ en función de la presión máxima

Resulta evidente a la vista de lo comentado, que el uso de gases con mayor masa molecular tiene una doble importante consecuencia. Por una parte se consigue solucionar el problema de las fugas altas de gas, y por otra se produce un redimensionado de la planta en una doble dirección: menores turbomáquinas y, en general, también intercambiadores; y por otra parte, mayores secciones de tubería (ver capítulo 4).

Así, en [TOUR08] se realiza un intenso estudio comparativo para distintos fluidos bajo equivalentes condiciones de operación, mostrándose en Tabla 7.36. y Figura 7.21. un resumen de dicho resultado:

Tabla 7.36. Comparación de dimensiones de turbomáquinas para distintos fluidos de trabajo [TOUR08]

Fluido	Turbina			Compresor		
	He (M=4)	He-N ₂ (M=15)	He-Xe (M=15)	He (M=4)	He-N ₂ (M=15)	He-Xe (M=15)
Escalonamientos	7	3	2	22	9	6
Radio rotor	1,25	1,11	1,18	0,99	0,92	1,01
Longitud rotor	1,78	0,83	0,59	3,17	1,47	1,00

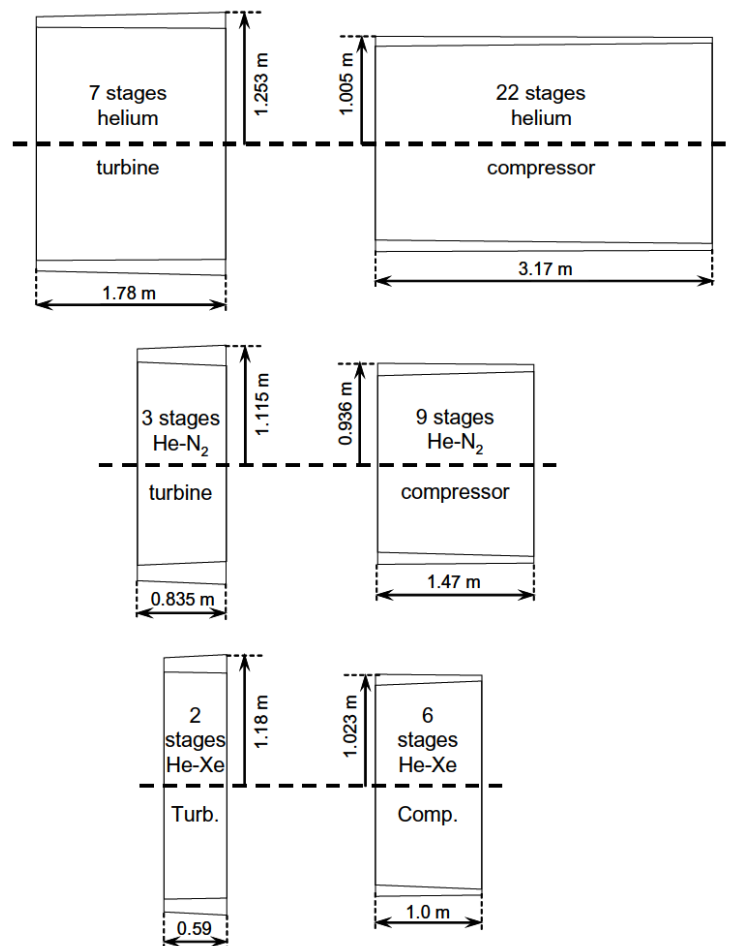


Figura 7.21. Comparación de tamaños de turbomáquina en función del fluido de trabajo [TOUR08]

En cuanto a intercambiadores y tuberías, para estimar las dimensiones del conjunto formado por ambos hasta el siguiente componente (dimensiones siempre referenciadas a las del sistema cuando circula helio puro), es clave utilizar como dato de partida la relación entre la pérdida de carga en el intercambiador y la que hay en la tubería, en el

caso de que solo circule helio puro ($\left. \frac{\Delta P}{P} \right|_{He}^{1 \rightarrow 2} / \left. \frac{\Delta P}{P} \right|_{He}^{2 \rightarrow 3}$). Esto es importante, ya que al aumentar el diámetro de la tubería para compensar las nuevas pérdidas de carga, se verá que la pérdida en la tubería pasa a ser menor cuando circula el nuevo gas respecto a cuando circula helio, de modo que si la relación inicial entre la pérdida en intercambiador y la de la tubería no es la adecuada, puede llegarse al absurdo matemático de que se necesite un diámetro tal que en la tubería haya una pérdida de carga nula o incluso negativa.

Por otra parte, se asignan relaciones de volúmenes en el intercambiador en función del tipo de fluido que se analice. En el caso del nitrógeno puro, se estima que el coeficiente de convección para las temperaturas de interés en esta aplicación se mantendrá prácticamente igual que en el caso de helio puro, por lo que la relación de volúmenes se asume la unidad. En cuanto a las mezclas He-Xe, se estima que el volumen es algo menor con el nuevo gas.

Directamente a partir de la relación de volúmenes se obtiene (ver capítulo 4) la relación

$\left. \frac{\Delta P}{P} \right|_g^{1 \rightarrow 2} / \left. \frac{\Delta P}{P} \right|_{He}^{1 \rightarrow 2}$, y para distintos valores de $\left. \frac{\Delta P}{P} \right|_{He}^{1 \rightarrow 2} / \left. \frac{\Delta P}{P} \right|_{He}^{2 \rightarrow 3}$ elegidos entre los

extremos de lo admisible según lo antes comentado, se obtiene como resultado la

relación de diámetros $\frac{D_g}{D_{He}}$ (véase Tabla 7.37. y capítulo 4 de metodología).

Tabla 7.37. Resultado del redimensionado de la tubería

Gas	N ₂	N ₂	He-Xe (M=15)	He-Xe (M=15)	He-Xe (M=25)	He-Xe (M=25)
$\left. \frac{\Delta P}{P} \right _{He}^{1 \rightarrow 2} / \left. \frac{\Delta P}{P} \right _{He}^{2 \rightarrow 3}$	0,05	0,25	0,10	0,50	0,10	0,25
$\frac{VOL_g}{VOL_{He}}$	1,00	1,00	0,95	0,95	0,96	0,96
$\left. \frac{\Delta P}{P} \right _g^{1 \rightarrow 2} / \left. \frac{\Delta P}{P} \right _{He}^{1 \rightarrow 2}$	4,66	4,66	2,84	2,84	4,30	4,30
$\left. \frac{\Delta P}{P} \right _g^{2 \rightarrow 3} / \left. \frac{\Delta P}{P} \right _{He}^{2 \rightarrow 3}$	0,82	0,08	0,82	0,08	0,67	0,17
$\frac{D_g}{D_{He}}$	1,42	2,23	1,29	2,06	1,46	1,91

7.4. Conclusiones

A lo largo de este capítulo se ha tratado de explorar en detalle la posibilidad de utilizar un ciclo Brayton de helio como ciclo de potencia para el reactor SFR considerado en esta tesis. La posibilidad de utilizar este tipo de ciclos tiene el atractivo de su simplicidad, pues se trataría de ciclos con menor número de componentes que en el caso de los Rankine, y de mucho más compactos.

Lamentablemente, los análisis expuestos han dado como resultado lo que ya desde el principio se preveía como su mayor inconveniente: un bajo rendimiento total del ciclo (Tabla 7.38 y Figura 7.22). Esto es así ya que es bien sabido que los ciclos Brayton regenerativos funcionan dando muy buenas prestaciones cuando operan con temperaturas altas de la fuente, condiciones que no se dan ante la moderada temperatura del sodio en el lazo intermedio.

Tabla 7.38. Resumen del resultado del análisis de ciclos de helio

Ciclo	CBTX	CICBTX		CICBTRTX	
Rendimiento (%)	30,30	33,68		31,37	
Potencia neta (MW)	1.086	1.207		1.124	
Ciclo con ORC	CBTX-ORC	CICBTX-ORC-I	CICBTX-ORC-II	CICBTRTX-ORC-I	CICBTRTX-ORC-II
Rendimiento (%)	36,06	35,14	34,97	33,49	34,91
Potencia neta (MW)	1.292	1.259	1.253	1.200	1.251

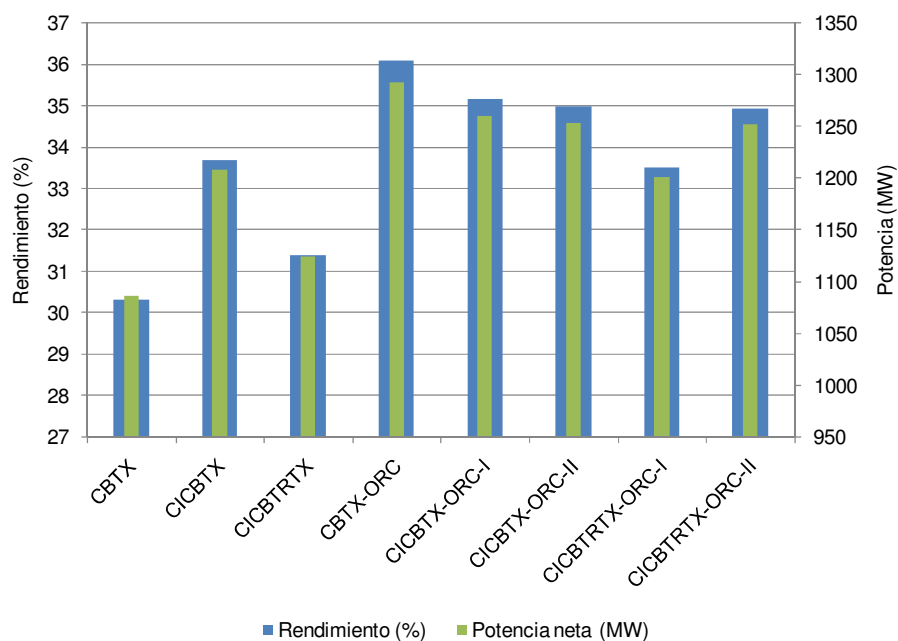


Figura 7.22. Resumen del resultado del análisis de ciclos de helio

Cabría pensarse que aún con menor rendimiento, si el ciclo es realmente mucho más sencillo, esta ventaja podría compensar lo suficiente a la citada desventaja, y aún así considerar a este ciclo como verdadera alternativa a los costosos ciclos Rankine. Sin embargo, a la vista de los valores de rendimiento máximos obtenidos (36% en el caso del CBT-ORC 1 HRVG), solo se puede concluir que no resultan competitivos los ciclos Brayton de helio frente a los Rankine de vapor de agua, a pesar de las numerosas variantes estudiadas a lo largo del presente capítulo.

Descartando desde el principio los ciclos CBT por su bajo rendimiento, se empezó con el análisis del ciclo básico CBTX. Aunque no proporcionó buenos rendimientos, sí se observó que existía una adecuada temperatura en el helio tras el regenerador para tratar de realizar un aprovechamiento de parte del calor evacuado en el precoolero, mediante un acoplamiento a un ciclo orgánico ORC. Esta primera variante, dio como resultado el que finalmente sería el mejor rendimiento de entre todos los analizados, aunque aún así bajo comparado con los ciclos analizados en los dos precedentes capítulos.

Posteriormente se analizaron ciclos bajo una configuración tradicional incluyendo interrefrigeración y recalentamiento, y aunque evidentemente daban mejores rendimientos que el CBTX básico, presentaban menores oportunidades para el acoplamiento efectivo a un ciclo ORC. Realizando distintas variantes siguiendo precisamente esta estrategia, se comprobó que seguía siendo el caso más sencillo, en su variante combinada con ORC, el que mejores prestaciones lograba.

En todos los análisis se realizaron estudios de optimización buscando siempre la relación de presión, y el tipo de fluido orgánico (en el caso de incluir ORC) tales que se obtuviera el máximo rendimiento. El trabajo llevado a cabo en cada configuración, fue completado además mediante un análisis exergético que permitió extraer conclusiones acerca de la irreversibilidad de cada componente y la posibilidad de mejora en cada uno, según su eficiencia exergética.

Finalmente, ante el interés mostrado en ciertas referencias bibliográficas por el ciclo Brayton utilizando como fluido de trabajo una mezcla de helio con otros gases (véase [SAEZ08], [El-G07] y [TOUR08]), se ha decidido realizar un estudio de los tres ciclos que mayor rendimiento han demostrado operando con helio puro, y se realizó la simulación correspondiente a su operación con mezclas de He-N₂, He-Ar y He-Xe, cada una modelada con tres fracciones másicas: 0,9; 0,8 y 0,7. El resultado ha mostrado que

su rendimiento sería aún menor debido a la predominancia de las mayores pérdidas de carga de estas mezclas dada su mayor masa molecular, en el caso de no modificar la instalación de referencia con helio. Así, aunque sustituir el helio por un fluido más pesado, significaría solucionar el problema de las fugas, y disminuir el tamaño de turbinas y compresores, también dispararía las pérdidas de carga.

Para realizar el redimensionado de la planta para el nuevo fluido, se establece una estrategia de optimización buscando la mitigación del problema de la pérdida de carga. Así, se ha estudiado el nuevo diámetro que tendrían que tener las tuberías para ver si es realmente admisible compensar las pérdidas con tuberías más grandes.

Como conclusión se llega a que el N_2 puro o la mezcla de He-Xe con masa molecular de entre 15 y 25 son los casos más interesantes. En ambos cabría la posibilidad de aumentar la presión máxima del ciclo para mejorar el rendimiento, y además el redimensionado de la tubería no parece ser inadmisibles, necesitando entre 1,2 y 2,2 veces más diámetro del que tendría la tubería con helio puro.

Aún así, debe observarse que en el mejor de los casos, se consiguen rendimientos (con alta presión) que siguen siendo inferiores a 39%.

Capítulo 8. Ciclo Brayton CO₂ Supercrítico

8.1. Introducción

Ya en el capítulo tercero se anticipaba que, desde la primera propuesta en los años 50, son numerosos los estudios de los ciclos Brayton utilizando CO₂ en condiciones de operación a presión supercrítica. Sin embargo, este tipo de ciclo sigue hoy día sin ser utilizado más que para estudios teóricos debido a las dificultades tecnológicas que entraña precisamente debido al manejo de altas presiones.

A pesar de todo, el estado de desarrollo de la tecnología actual permite plantear el uso de estos ciclos para ciertas aplicaciones donde sus ventajas podrían resultar realmente determinantes. Ese parece ser exactamente el caso del uso de los ciclos Brayton de CO₂ como sistema de conversión de potencia para diversos tipos de reactores de Generación IV como el que ocupa la presente tesis.

De entre los distintos tipos de ciclos supercríticos de CO₂ que existen, también en el capítulo tercero se aclara que tras un estudio bibliográfico detallado, se llega a la conclusión de que el ciclo que mejores prestaciones proporciona en cuanto a rendimiento para las condiciones de operación a las que estará sometido al trabajar junto con un reactor SFR, es claramente el llamado ciclo de recompresión supercrítica (véase [WAYW01] y [DOST04]), el cual se caracteriza por estar a presión supercrítica en todos los puntos.

Por todo ello, este capítulo de la tesis parte asumiendo como ciclo de referencia al ciclo Brayton de recompresión supercrítica de CO₂, llamado a partir de ahora más simplemente: S-CO₂. Una vez desarrollado un código que trate de modelar en detalle el comportamiento de dicho ciclo, se evalúa bajo los mismos parámetros de un ciclo idéntico estudiado en la bibliografía encontrada, con el objetivo de validar el modelo. Esto se expondrá como complemento a la descripción del ciclo en el apartado 8.3.1.

A partir de ahí, se ejecutará el mismo código para las condiciones particulares elegidas en base al reactor SFR que considera esta tesis, obteniendo resultados que permitirán comparar con lo concluido acerca de los distintos tipos de ciclos estudiados en los

capítulos anteriores. Posteriormente, siempre buscando mejorar el rendimiento, se propondrán distintas variantes de la configuración básica del S-CO₂.

La nomenclatura utilizada para denominar a cada ciclo propuesto trata de ser suficientemente descriptiva según la característica que mejor lo describe:

- Ciclo S-CO₂ Básico: S-CO₂
- Ciclo S-CO₂ con doble regenerador de alta temperatura: S-CO₂-2HTR
- Ciclo S-CO₂ dual con Rankine subcrítico: S-CO₂-Dual
- Ciclos Combinados:
 - o Ciclo S-CO₂ con ORC antes del precooling: Variante S-CO₂-ORC-I
 - o Ciclo S-CO₂ con ORC antes del precooling: Variante S-CO₂-ORC-II
 - o Ciclo S-CO₂ con ORC antes del precooling: Variante S-CO₂-ORC-III
 - o Ciclo S-CO₂ con ORC antes de la interrefrigeración entre dos compresores auxiliares: Variante S-CO₂-ORC-IV
 - o Ciclo S-CO₂ sin regeneración HTR-LTR, con ORC regenerativo: Variante S-CO₂-ORC-V
 - o Ciclo S-CO₂ sin regeneración HTR-LTR, con Rankine de agua: Variante S-CO₂-H₂O

Finalmente, antes de extraer las conclusiones del capítulo, se hará un estudio más detallado del ciclo elegido como óptimo por su simplicidad y alto rendimiento, describiendo con precisión su comportamiento en condiciones nominales y observando la sensibilidad del ciclo ante la variación de ciertos parámetros importantes.

8.2. Parámetros e hipótesis de partida

Se toman como base de todos los estudios a realizar los mismos parámetros que caracterizan al reactor de sodio ya considerado para cada una de las configuraciones expuestas en los anteriores capítulos. En cuanto al ciclo de CO₂, se han tratado de elegir parámetros de partida lo más realistas posibles atendiendo al estado actual de la tecnología y a las referencias bibliográficas encontradas, pero asumiendo que en esta ocasión se está ante un ciclo mucho más novedoso y menos conocido que los expuestos

en los capítulos precedentes, existiendo dudas razonables acerca de ciertos valores de la efectividad en intercambiadores o del comportamiento de la turbomaquinaria operando en condiciones de CO₂ supercrítico. En cualquier caso, se ha optado por un criterio conservador allá donde hiciera falta.

En definitiva, se asume:

- Turbomaquinaria (turbinas y compresores) considerada adiabática con un rendimiento isentrópico del 93% y del 95% para las turbinas y los compresores respectivamente [SAEZ08].
- Pérdida de presión tomada como 0,5 bar a través de cada intercambiador de calor, excepto en el IHX_{Na-CO₂}, donde se asume tres veces mayor [SAEZ08].
- Temperatura de entrada a la turbina: 500°C.
- Temperatura de entrada a cada compresor: 30°C [SAEZ08].
- Presión a la entrada de la turbina: menor de 250 bar (a optimizar).
- Presión mínima del CO₂ (entrada del compresor principal): 74 bar.
- *Pinch Point* del intercambiador de calor IHX_{Na-CO₂}: 20°C [SAEZ08].
- Efectividad de los regeneradores: 95%. Recientes estudios, tales como [KIM06] o [DOST04], sugieren el uso de intercambiadores compactos de circuito impreso, pudiéndose alcanzar efectividades de hasta 98%. Se ha preferido aún así mantener el 95% de efectividad para ser coherente con un criterio conservador.
- Entrada del agua de refrigeración al precoolers: 25°C.
- Pérdidas mecánicas en la turbomaquinaria [SAEZ08]: 1,3%.
- Pérdidas eléctricas en el generador [SAEZ08]: 2%.
- Ciclo ORC:
 - Rendimiento isentrópico de la turbina: 85%.
 - Rendimiento isentrópico de la bomba: 80%.
 - Diferencia de temperaturas fluido orgánico-gas, tanto en la entrada como en la salida del HRVG (intercambiador equilibrado): 15°C.
 - Temperatura de entrada del agua de refrigeración del condensador: 25°C.

- *Pinch Point* del condensador y del HRVG a mantener por encima de 5°C.

8.3. Descripción del ciclo y resultado del análisis

A lo largo de esta sección se expondrán todas las variantes del ciclo S-CO₂ propuestas en esta tesis como intento de mejorar el rendimiento de la configuración más sencilla. Para ello se recurrirá a distintos modos de integración de ciclos orgánicos ORC que aprovechen de la manera más eficaz posible el calor de rechazo que el ciclo S-CO₂ emita. También se intentará una configuración basada en distribuir en dos intercambiadores IHX el calor procedente del reactor y una configuración más, basada en el acoplamiento de un ciclo de vapor al circuito intermedio de sodio.

Antes, como primer paso, se expondrá y analizará la configuración básica del ciclo S-CO₂, validando el modelo mediante su simulación bajo las mismas condiciones de operación de otro ciclo similar encontrado en la referencia [MOIS09].

Finalmente tras comprobar que, a pesar de los esfuerzos, sigue siendo la configuración básica la más adecuada de entre todas las propuestas (tanto en esta tesis como en otros estudios encontrados en la bibliografía), se realiza un exhaustivo análisis del ciclo S-CO₂ desde distintos puntos de vista, resultando de especial interés la comprensión del comportamiento del ciclo en función de cómo varían sus principales variables. También se estudiará la evolución de las temperaturas a lo largo del interior de cada intercambiador (necesario por operar con un fluido en condiciones supercríticas), y se realizarán estudios de sensibilidad.

8.3.1. Ciclo S-CO₂ Básico

El ciclo de recompresión supercrítica de CO₂, o simplemente ciclo S-CO₂, es mostrado en la Figura 8.1. en su configuración más básica. En lo referente a la turbomaquinaria, consta de dos compresores, llamados principal y auxiliar (MC y AC respectivamente, de sus siglas en inglés), y una turbina. En cuanto a intercambiadores, se encuentran el IHX (intercambiador encargado de introducir el calor en el ciclo), dos regeneradores (HTR y LTR, de alta y baja temperatura respectivamente, de sus siglas en inglés), el precoolers (encargado de la cesión del calor de rechazo del ciclo), y finalmente una cámara de mezcla que recoge los flujos divididos hacia cada uno de los compresores.

Además, por tratarse de la configuración más básica, y tener un solo IHX, el acoplamiento del reactor al ciclo se hace mediante un sencillo circuito intermedio de sodio.

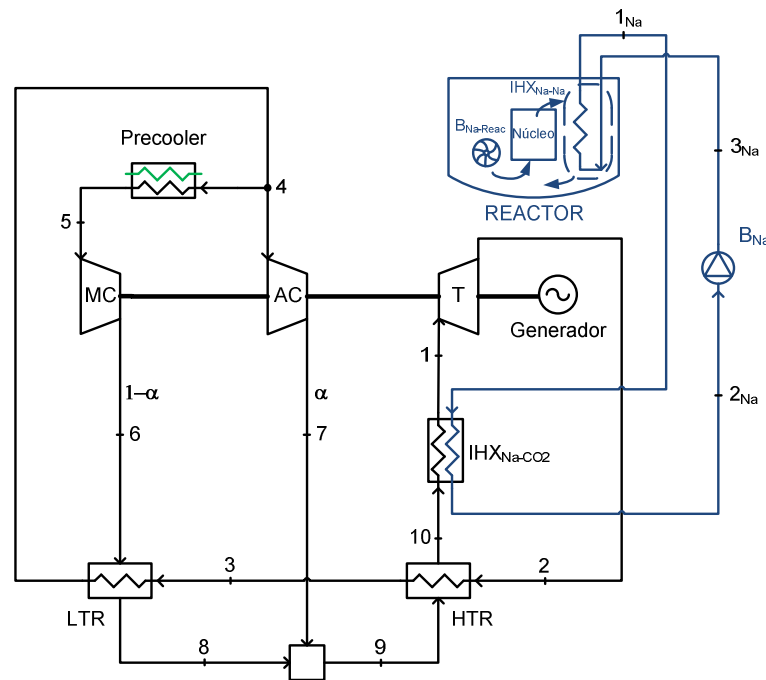


Figura 8.1. Configuración S-CO₂

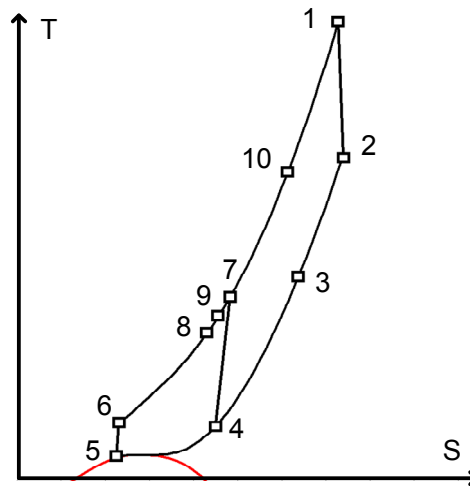


Figura 8.2. Diagrama T-S del ciclo S-CO₂

Una primera característica de interés termodinámico del ciclo S-CO₂ es la existencia de presión supercrítica en todos sus puntos, con el inicio de la compresión (punto 5 de las Figuras 8.1. y 8.2.) cerca del punto crítico y el proceso de compresión de flujo dividido. A diferencia de los ciclos convencionales de turbinas de gas, en los que la presión en la entrada del compresor es relativamente baja, y el gran volumen específico generado conduce a un alto consumo de trabajo en compresión, la alta densidad del fluido que se

tiene en el proceso de compresión en la zona cercana al punto crítico es ventajosa, ya que reduce el trabajo en el compresor y mejora la eficiencia del ciclo (de manera similar a como ocurre en el bombeo de líquido en un ciclo Rankine) [WAYW01]. En otras palabras, tal y como se ve en la Figura 8.3., las isobaras en la zona de compresión se encuentran más juntas que en la zona de expansión, necesitando consumir menos cantidad de trabajo de compresión.

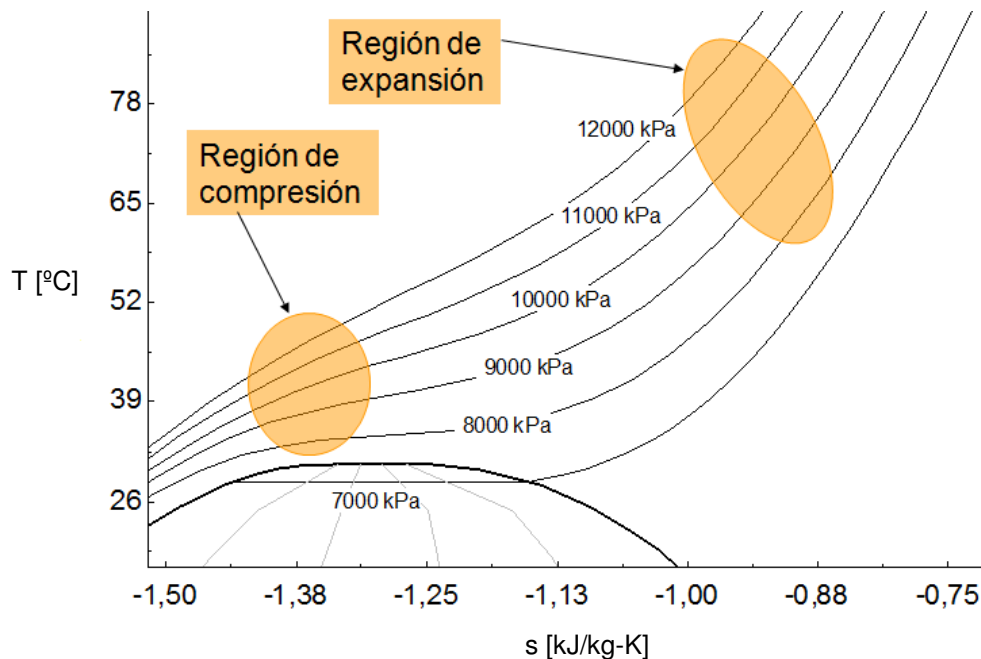


Figura 8.3. Diagrama T-S del CO₂ en la zona de trabajo del ciclo S-CO₂

También en la Figura 8.3. se puede apreciar que la temperatura del punto crítico del CO₂ (30,98°C) es muy alta comparada con la de otros gases como pueda ser la del He (-268°C), haciendo posible la operación del ciclo S-CO₂ en una zona cercana al punto crítico.

Una segunda característica de interés particular es la compresión de flujo dividido, la cual se da como resultado del hecho de que la capacidad de calor específico del fluido que pasa por el lado de mayor presión del intercambiador de calor LTR (puntos 6-8 de la Figura 8.1.) es apreciablemente mayor que la del fluido que pasa por el lado de menor presión (puntos 3-4 de la Figura 8.1.). Así, para que el descenso de temperatura en el lado de menor presión pueda acercarse más al incremento de temperatura en el lado de mayor presión, debe pasar un gasto de masa menor por este último que por el primero. Para lograr esto se hace pasar una cierta parte del flujo ($1-\alpha$) por el lado de mayor presión, realizando el desvío en el punto 4 hacia el compresor auxiliar. Al reducir las diferencias en temperatura final en el intercambiador de calor LTR, se reduce el grado

de irreversibilidad en el proceso de intercambio de calor y se mejora así la eficiencia del ciclo [WAYW01].

Atendiendo a la metodología seguida para cada tipo de ciclo propuesto, tras realizar el modelo con el que se busca reproducir fielmente el comportamiento del ciclo, se realiza su validación utilizando la información encontrada en la bibliografía. Se busca, en definitiva, poder comparar los resultados del modelo desarrollado con los obtenidos por algún autor que haya utilizado el mismo ciclo aunque con hipótesis de partida diferentes, siendo necesario primeramente adaptar el modelo a dichas hipótesis señaladas en la referencia elegida. Además, esto valdrá también para dar por validados los modelos de los demás ciclos propuestos en la presente sección, que serán al fin y al cabo variaciones del S-CO₂.

Así, se tomó como referencia el artículo [MOIS09]. Se adaptó el modelo desarrollado en la tesis para que compartieran las variables de partida del cálculo, y finalmente se comprobó la concordancia de los estados termodinámicos (ninguna de las temperaturas calculadas, difiere en más de 0,2 °C respecto a la referencia mencionada).

Una vez validado el modelo, se prepara con los datos de partida convenientes según lo expuesto en el apartado 8.2., obteniendo el resultado mostrado en las siguientes Tablas 8.1., 8.2. y 8.3.:

Tabla 8.1. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO₂

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	44,66
Potencia neta (MW)	1.600,00
Gasto de CO ₂ (kg/s)	15.988,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.874,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.944,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	131.000,00
Presión de entrada a la turbina, p ₁ (bar)	250,00
Presión de entrada al compresor principal, p ₅ (bar)	74,00
Relación de compresión (p ₁ /p ₅)	3,38
Coefficiente de pérdida de carga	0,02
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-CO2}	3.606,00
HTR	3.160,00
LTR	2.329,00
Precooler	1.928,00
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina	2.348,00
Compresor Principal (MC)	267,99
Compresor Auxiliar (AC)	401,43
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13

Tabla 8.2. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-CO2}	Na	525	340
	CO ₂	320	500
HTR	CO ₂ 2-3	360	185
	CO ₂ 9-10	176	320
LTR	CO ₂ 3-4	185	68
	CO ₂ 6-8	62	175
Precooler	CO ₂	68	30
	Agua	25	28

Tabla 8.3. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-CO2}	20,00
Pinch Point Precooler	5,00
Pinch Point HTR	9,21
Pinch Point LTR	6,30
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-CO2}	90,40
HTR	95,00
LTR	95,00
Precooler	88,48

Como siempre, el resultado más interesante es el del rendimiento del ciclo, resultando en esta ocasión del 44,66%, siendo un resultado competitivo con el obtenido en los ciclos Rankine, algo que no se podría decir de ninguno de los ciclos Brayton de helio estudiados.

Resulta interesante también observar que la relación de compresión ha sido elegida tras un proceso de optimización (detallado en el apartado 8.3.8.) llevado a cabo fijando la presión mínima del ciclo al valor fijado como hipótesis de partida (74 bar), mientras que se deja libre la presión de entrada a la turbina. Además, se ha tenido especial cuidado a la hora de elegir un resultado que sea realista, descartando toda solución que implicara efectividades o valores de *Pinch Point* imposibles (Tabla 8.3.). Ante esto, podría objetarse que el resultado en el HTR y el LTR muestra unos *Pinch Point* bastante bajos, sin embargo, la tecnología utilizada para estos intercambiadores (de placas y compactos con circuito impreso), permitiría alcanzar valores de acercamiento de las temperaturas incluso menores, con una efectividad de hasta un 98% (la sensibilidad del ciclo según el valor de efectividad logrado en dichos intercambiadores, se estudiará en la sección 8.3.5.).

Cabría además preguntarse por una configuración idéntica, pero que incluyera un recalentamiento (Figura 8.4.), lo que en principio implicaría una mejora del rendimiento. Esto ya fue explorado en [MOIS09], donde se comprobó que el rendimiento empeoraría a no ser que se pudiera liberar el requisito de la temperatura de retorno del sodio en el lazo intermedio. Esta, sin embargo, viene impuesta por requerimientos del reactor. Se trata, en definitiva, de la misma conclusión alcanzada al analizar el caso CICBTRTX de los ciclos Brayton de helio.

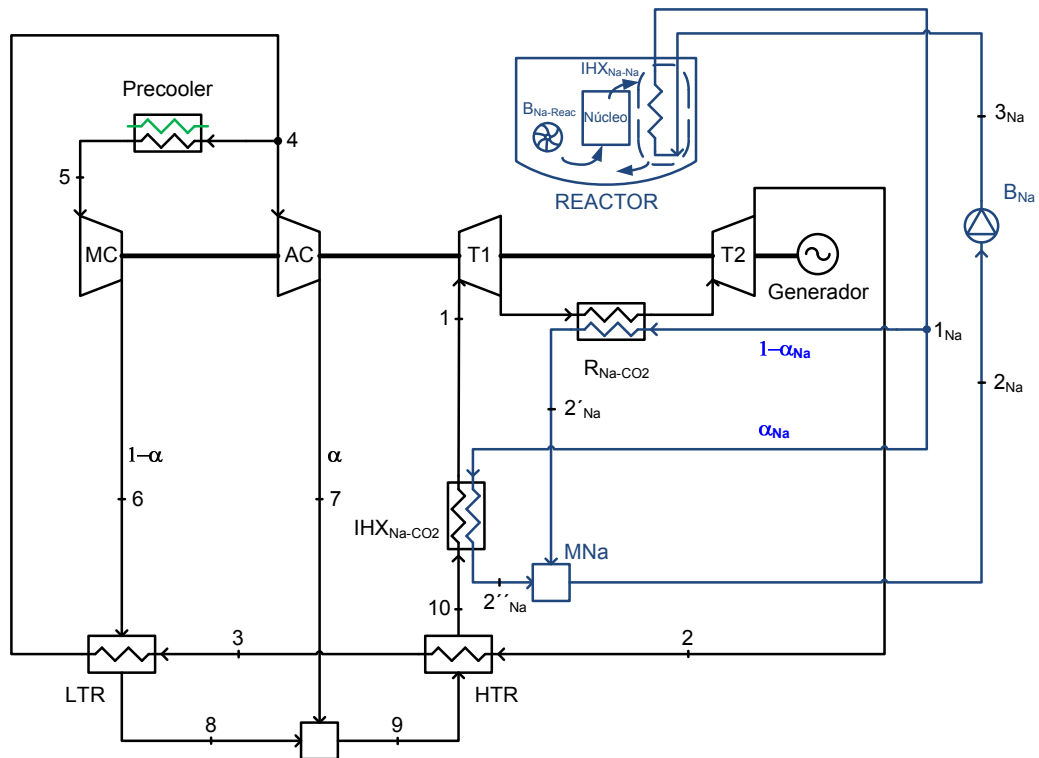


Figura 8.4. Configuración S-CO₂ con recalentamiento

8.3.2. Ciclo S-CO₂ con doble regenerador de alta temperatura: S-CO₂-2HTR

Este ciclo pretende abrir una vía de investigación posible de cara a mejorar el rendimiento del ciclo básico de CO₂, mediante la incorporación de un segundo regenerador de alta temperatura que permita intentar optimizar la regeneración en esa zona del ciclo. Para ello es necesario dividir el flujo de CO₂ en la entrada de un primer IHX_{Na-CO2} para mezclarse de nuevo a la salida del mismo tras haber pasado por el segundo regenerador, y así poder atravesar el flujo total al IHX_{Na-CO2} situado inmediatamente antes de la turbina (Figura 8.5.).

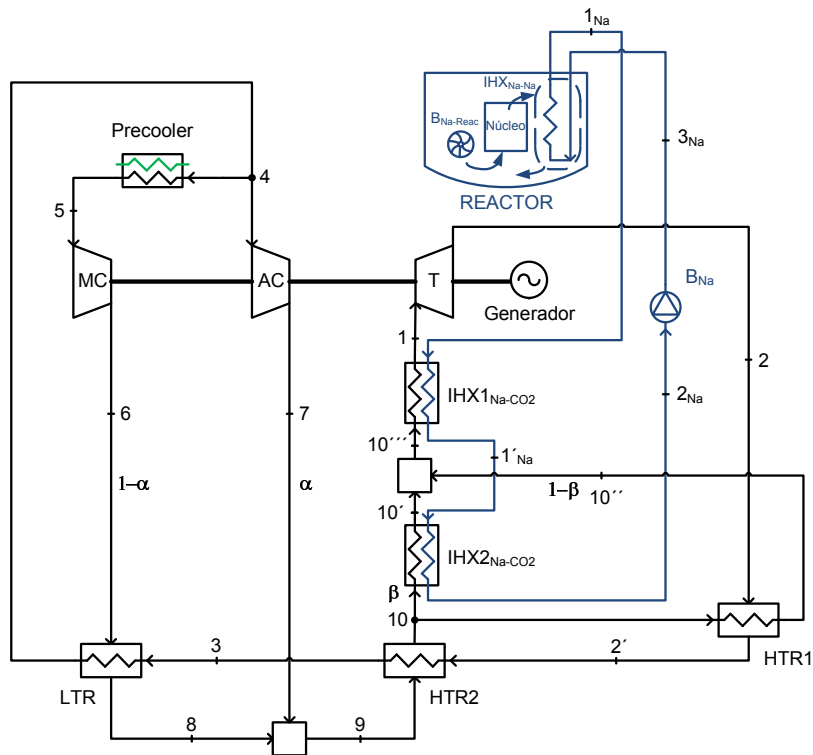


Figura 8.5. Configuración S-CO₂-2HTR

Al resolver el ciclo, jugará un interesante papel el intercambiador de mezcla situado entre ambos IHX, ya que la mezcla será tal que la temperatura de entrada al IHX1_{Na-CO2} posibilite una operación del mismo bajo un *Pinch Point* admisible. También habrá que vigilar la operación del nuevo regenerador, asegurando que su efectividad apenas supere el valor de 95%. En definitiva, obtenemos el resultado mostrado en las tres siguientes Tablas 8.4., 8.5. y 8.6.

El rendimiento del 43,6% indica que las limitaciones impuestas por los intercambiadores IHX (*Pinch Point* de 20°C) y la efectividad del nuevo intercambiador, hacen que el comportamiento del ciclo no sea tan bueno como se esperaba inicialmente. Como única ventaja, podría decirse que el rendimiento máximo encontrado para este ciclo se alcanza con una relación de presión bastante más baja comparado con el caso de ciclo básico, de manera que la presión máxima es 50 bar más baja, siendo de solo 200 bar la presión a la entrada de la turbina. Ello abarata y simplifica la tecnología asociada, aunque al tener un 1% menos de rendimiento, no se considera esta opción como preferible.

Tabla 8.4. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO₂-2HTR

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	43,60
Potencia neta (MW)	1.562,00
Gasto de CO ₂ (kg/s)	16.269,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.874,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.944,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	137.168,00
Presión de entrada a la turbina, p ₁ (bar)	200,00
Presión de entrada al compresor principal, p ₅ (bar)	74,00
Relación de compresión (p ₁ /p ₅)	2,70
Coefficiente de pérdida de carga	0,03
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX1 _{Na-CO2}	2.724,00
IHX2 _{Na-CO2}	875,67
HTR1	1.509,00
HTR2	2.438,00
LTR	1.907,00
Precooler	1.961,00
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina	2.238,00
Compresor Principal (MC)	252,45
Compresor Auxiliar (AC)	346,45
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13

Tabla 8.5. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂-2HTR

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX1 _{Na-CO2}	Na	525	385
	CO ₂ 10''-1	365	500
IHX2 _{Na-CO2}	Na	525	340
	CO ₂ 10-10'	250	365
HTR1	CO ₂ 2'-2'	370	288
	CO ₂ 10-10''	250	365
HTR2	CO ₂ 2'-3	288	155
	CO ₂ 9-10	148	250
LTR	CO ₂ 3-4	155	65
	CO ₂ 6-8	60	140
Precooler	CO ₂	64	30
	Agua	25	28

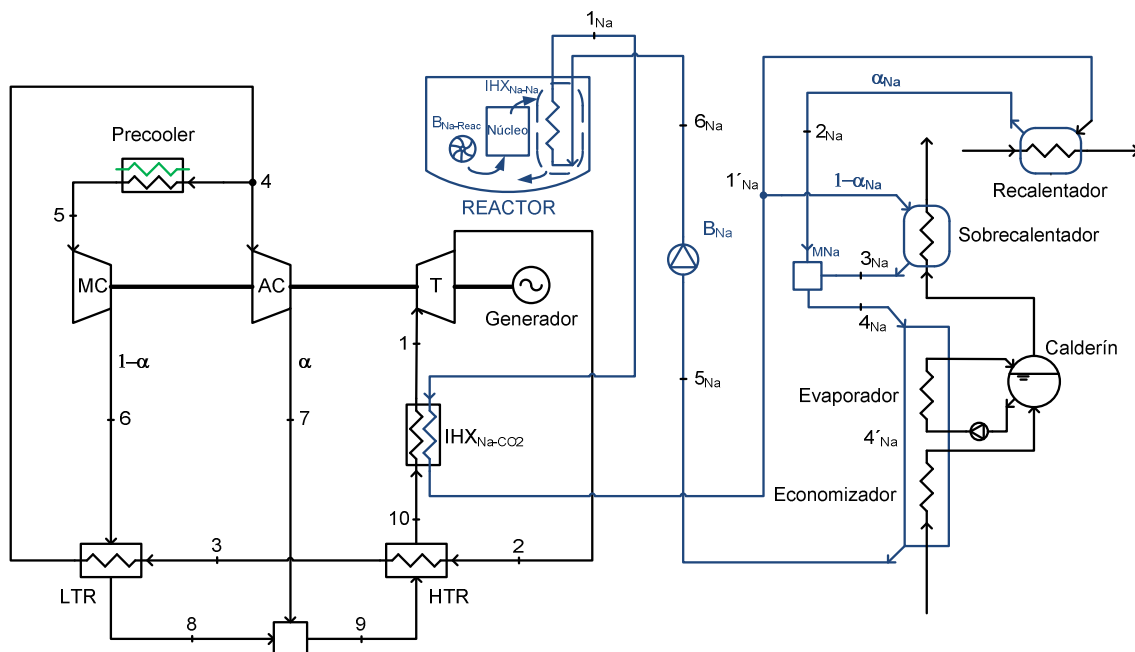
Tabla 8.6. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂-2HTR

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX1 _{Na-CO2}	20,00
Pinch Point IHX2 _{Na-CO2}	20,00
Pinch Point Precooler	5,00
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX1 _{Na-CO2}	87,50
IHX2 _{Na-CO2}	85,19
HTR1	95,94
HTR2	95,00
LTR	95,00
Precooler	87,35

8.3.3. Ciclo S-CO₂ dual con Rankine subcrítico: S-CO₂-Dual

Otra posible vía para mejorar el rendimiento, podría ser mediante la combinación del ciclo S-CO₂ con un ciclo Rankine Subcrítico configurado tal y como se describió en el capítulo 5, y al que se le asume un rendimiento del 40%.

Para ello, se realiza el acoplamiento a través del lazo de sodio, resultando el esquema que resulta se muestra en la Figura 8.6.

Figura 8.6. Configuración S-CO₂-Dual

La combinación de ambos ciclos se realiza mediante la conexión en serie del IHX_{Na-CO2} con los intercambiadores del ciclo Rankine (recalentador, sobrecalentador, evaporador y economizador), de manera que la temperatura intermedia del sodio (punto 1'Na en la Figura 8.6.) será de 400°C. Esta resulta adecuada para el ciclo Rankine, y hará que el

ciclo S-CO₂ reciba un calor con una temperatura media alta, esperándose así un alto rendimiento en ambos ciclos.

Para el caso del ciclo Rankine, se ha asumido un rendimiento del 40%, mientras que para el ciclo S-CO₂, se ha realizado una nueva simulación con las nuevas condiciones del sodio, lo que implicará una elevada temperatura del punto 10.

Como conclusión, se ha encontrado que la combinación de ambos ciclos da un rendimiento total del 31%, ya que a pesar del 40% de rendimiento asumido en el caso del ciclo Rankine, el ciclo S-CO₂ tan solo ha logrado un 29,7%. El motivo de tan escaso resultado en el ciclo Brayton se encuentra en que aunque se ha aumentado la temperatura media de admisión de calor, también se ha empeorado considerablemente la operación del regenerador de alta temperatura HTR al subir la temperatura del punto 10 y obligarle a mantener una buena efectividad, de modo que cuanto mayor es dicha temperatura, menor es la cantidad de calor intercambiado en dicho intercambiador. Debido al papel clave que el HTR desempeña en el rendimiento del ciclo S-CO₂, su mala operación repercute seriamente en su comportamiento.

8.3.4. Ciclos combinados

Visto que combinar el ciclo de CO₂ con un ciclo de agua no ha resultado interesante, se ha pensado en una nueva estrategia que consistiría en tratar de acoplar un ciclo orgánico ORC al ciclo S-CO₂, pero no a través del ciclo de sodio (ya se ha visto que esto empeora mucho el rendimiento del ciclo de CO₂), sino a través del aprovechamiento de parte del calor de rechazo. Precisamente por proceder el calor de un fluido a menor temperatura (CO₂ a lo largo del ciclo), el fluido orgánico se presenta como una opción a considerar, aprovechando además la ventaja que supone la simplicidad de su ciclo Rankine.

Esto ha de hacerse de la manera más apropiada, lo cual significa dos cosas: por una parte se debe buscar que el ciclo ORC trabaje con el mejor rendimiento posible, pero por otra, se debe evitar en la medida de lo posible que el rendimiento del ciclo de CO₂ se vea afectado negativamente debido a las modificaciones en él llevadas a cabo.

En total, se presentan cuatro variantes con este objetivo, evolucionando en complicación según los inconvenientes que se van detectando en las variantes precedentes.

8.3.4.1. Ciclo S-CO₂ con ORC antes del precool: Variante S-CO₂-ORC-I

A la hora de realizar un primer intento de mejorar el rendimiento mediante la combinación del ciclo S-CO₂ con un ciclo ORC, se sigue el procedimiento planteado anteriormente en los ciclos Brayton de helio al acoplar un ciclo ORC justo antes del precool mediante una caldera de recuperación HRVG (de las siglas en inglés y siguiendo la nomenclatura del anterior capítulo), utilizando el calor que necesite para operar con buen rendimiento, y dejando el restante para ser evacuado en el mismo precool. Esto tiene la ventaja de que el ciclo S-CO₂ no se ve en absoluto afectado, ya que no hay que realizar ninguna modificación en su configuración: simplemente, una parte del calor que antes evacuaba el precool, ahora se desvía al HRVG.

En definitiva, resulta la configuración mostrada en la Figura 8.7., de tal manera que todos los estados termodinámicos del ciclo S-CO₂ permanecen inalterables respecto al resultado obtenido en el análisis del ciclo básico antes descrito. Ante esto, lógicamente se mantiene la misma cantidad de trabajo producido por el ciclo de CO₂, añadiéndose ahora todo el producido por el ciclo ORC. Ello implica que el rendimiento total mejorará, siendo interesante plantearse cuánto exactamente para deducir si la complicación tecnológica que supone acoplar un nuevo ciclo, compensa gracias a la mejora del rendimiento.

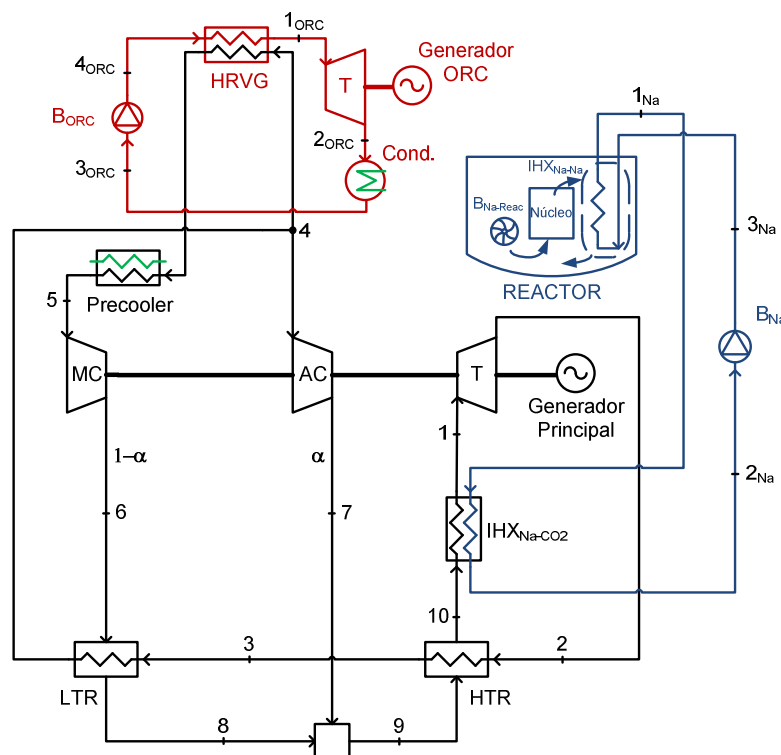


Figura 8.7. Configuración S-CO₂-ORC-I

El resultado del análisis aparece mostrado en las Tablas: 8.7., 8.8. y 8.9.:

Tabla 8.7. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO₂-ORC-I

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	44,81
Rendimiento del ciclo de CO ₂ (%)	44,65
Rendimiento del ciclo ORC (%)	2,68
Potencia neta (Generadores Principal + ORC) (MW)	1.605,00
Gasto de CO ₂ (kg/s)	15.987,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.874,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.944,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	130.536,00
Gasto de fluido ORC (kg/s)	1.254,00
Presión de entrada a la turbina, p ₁ (bar)	250,00
Presión de entrada al compresor principal, p ₅ (bar)	74,00
Relación de compresión (p ₁ /p ₅)	3,38
Coefficiente de pérdida de carga	0,02
Tipo de fluido ORC	R134a
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-CO2}	3.606,00
HTR	3.159,00
LTR	2.329,00
Precooler	1.719,00
HRVG	208,54
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina CO ₂	2.348,00
Turbina ORC	5,78
Compresor Principal (MC)	267,98
Compresor Auxiliar (AC)	401,41
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13

Tabla 8.8. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂-ORC-I

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-CO2}	Na	525	340
	CO ₂	320	500
HTR	CO ₂ 2-3	360	185
	CO ₂ 9-10	176	320
LTR	CO ₂ 3-4	185	68
	CO ₂ 6-8	62	175
Precooler	CO ₂	56	30
	Agua	25	28
HRVG	CO ₂	68	56
	ORC	41	53

Tabla 8.9. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂-ORC-I

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-CO₂}	20,00
Pinch Point Precooler	5,00
Pinch Point HRVG	5,04
Pinch Point Condensador ORC	5,98
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-CO₂}	90,39
HTR	95,00
LTR	95,00
Precooler	84,02
HRVG	44,71

El resultado, tal y como se preveía, muestra un rendimiento mejor que el de la configuración básica, lográndose un 44,81%. A la hora de integrar el ciclo ORC, se ha tenido especial cuidado para lograr una solución admisible en cuanto a la operación de los sistemas que intervienen en el ciclo orgánico, exigiendo unos valores de *Pinch Point* en el HRVG así como en el condensador, por encima de 5°C. Esta imposición ha limitado la mejora del rendimiento mediante el acoplamiento del ciclo ORC. Sin embargo, la causa de fondo de la escasa mejora en el rendimiento total (solo un 0,15% más respecto al caso básico), es la baja temperatura del CO₂ del que procede el calor recuperado en el intercambiador HRVG.

Las medidas tomadas en las variantes de configuración mostradas en las siguientes secciones buscan precisamente una mejora del rendimiento del ciclo ORC aprovechando un calor procedente de un gas a mayores temperaturas.

8.3.4.2. Ciclo S-CO₂ con ORC antes del precooler: Variante S-CO₂-ORC-II

El principal objetivo de esta variante es transmitir calor al ciclo ORC desde un CO₂ que esté a mayor temperatura que en el anterior caso expuesto. Sin embargo, el acoplamiento debe seguir produciéndose justo antes del precooler, pues de lo que se trata es de aprovechar una parte del calor que el precooler evacuaría al ambiente si no se combinaran los ciclos. Además, ya se ha visto que en esa zona el CO₂ está a una temperatura insuficiente para lograr que el ciclo ORC funcione con buen rendimiento.

La solución que se intenta aportar con la configuración aquí propuesta consiste en realizar un precalentamiento (o regeneración) del CO₂ que se dirige hacia el HRVG y el precooler, mediante una extracción de CO₂ proveniente del de la entrada del IHX_{Na-CO₂}.

Para ello se utilizó un intercambiador llamado *Regenerador ORC*, al que llega CO₂ desde el punto 10, cede calor al CO₂ dirigido al HRVG, y se devuelve a la cámara de mezcla del ciclo, mediante una válvula que adapta las presiones debido a las pérdidas de carga en el HTR y en el mismo Regenerador ORC (véase Figura 8.8.). En cuanto al resto, se mantiene todo idéntico al ciclo básico, y el ORC mantiene la caldera de recuperación HRVG inmediatamente antes del precoolero.

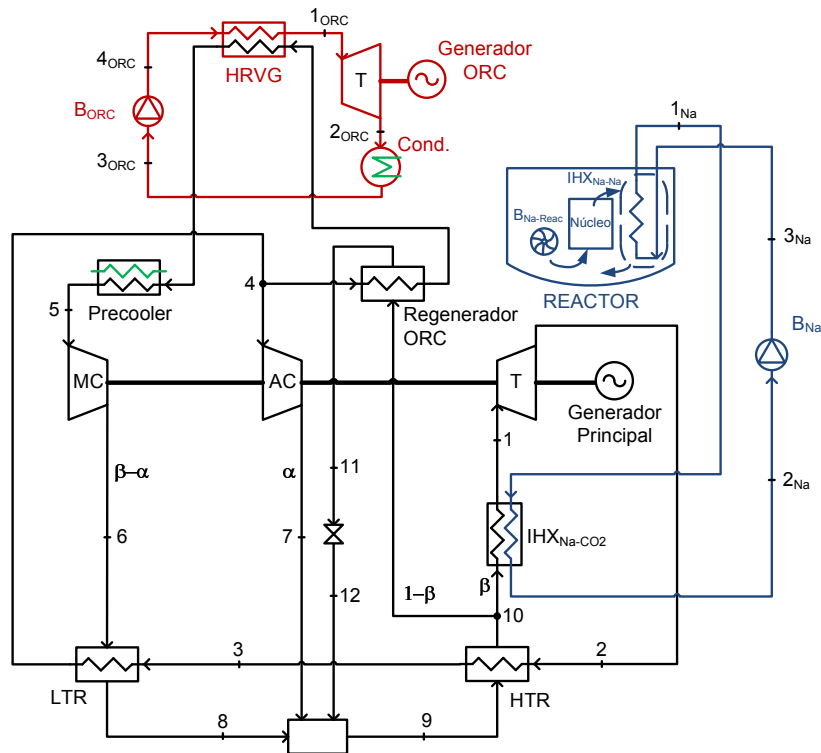


Figura 8.8. Configuración S-CO₂-ORC-II

Los resultados aparecen expuestos en las Tablas 8.10., 8.11. y 8.12., mostrando un escaso 39% de rendimiento total conseguido. Sin duda el rendimiento del ciclo ORC ha mejorado, de manera que está aprovechando mucho mejor el calor que recoge, gracias al precalentamiento realizado. Sin embargo, para comprender el por qué del empeoramiento del rendimiento, se ha de observar que en esta ocasión ya no se mantiene inalterado el ciclo de CO₂ respecto al caso básico, pues la extracción en el punto 10 para dirigirla al regenerador ORC, cambia las condiciones, haciendo que pase menos gasto a través de la turbina del ciclo S-CO₂.

Se puede concluir que aunque la modificación realizada en la configuración ha mejorado el comportamiento del ORC, también ha empeorado el del S-CO₂, siendo este último más influyente sobre el rendimiento total de la planta.

Tabla 8.10. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO₂-ORC-II

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	39,04
Rendimiento del ciclo de CO ₂ (%)	37,68
Rendimiento del ciclo ORC (%)	7,10
Potencia neta (Generadores Principal + ORC) (MW)	1.399,00
Gasto de CO ₂ (kg/s)	18.228,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.874,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.944,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	139.572,00
Gasto de fluido ORC (kg/s)	4.240,00
Presión de entrada a la turbina, p ₁ (bar)	220,00
Presión de entrada al compresor principal, p ₅ (bar)	74,00
Relación de compresión (p ₁ /p ₅)	2,97
Coefficiente de pérdida de carga	0,02
Tipo de fluido ORC	R143a
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-CO₂}	3.606,00
HTR	3.292,00
LTR	2.128,00
Precooler	1.529,00
HRVG	656,98
Regenerador ORC	451,83
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina CO ₂	2.085,00
Turbina ORC	48,52
Compresor Principal (MC)	187,49
Compresor Auxiliar (AC)	477,21
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13

Tabla 8.11. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂-ORC-II

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-CO₂}	Na	525	340
	CO ₂	315	500
HTR	CO ₂ 2-3	375	190
	CO ₂ 9-10	180	315
LTR	CO ₂ 3-4	190	79
	CO ₂ 6-8	58	180
Precooler	CO ₂	62	30
	Agua	25	28
HRVG	CO ₂	118	62
	ORC	42	98
Regenerador ORC	CO ₂ 10-11	315	179
	CO ₂ 4-HRVG	78	118

Tabla 8.12. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂-ORC-II

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-CO2}	20,00
Pinch Point Precooler	5,00
Pinch Point HRVG	7,52
Pinch Point Condensador ORC	5,45
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-CO2}	88,25
HTR	95,00
LTR	92,59
Precooler	86,67
HRVG	73,54
Regenerador ORC	57,33

8.3.4.3. Ciclo S-CO₂ con ORC antes del precooler: Variante S-CO₂-ORC-III

Cabría preguntarse por la posibilidad de mejorar el precalentamiento quizás utilizando menos caudal extraído antes de la turbina de CO₂, y para ello podría intentarse la extracción desde un punto que se encuentre a mayor temperatura tal y como es el punto de salida del IHX_{Na-CO2} (punto 1). El resto de la configuración quedaría idéntica a la expuesta en el apartado anterior, resultando el esquema mostrado en la Figura 8.9.

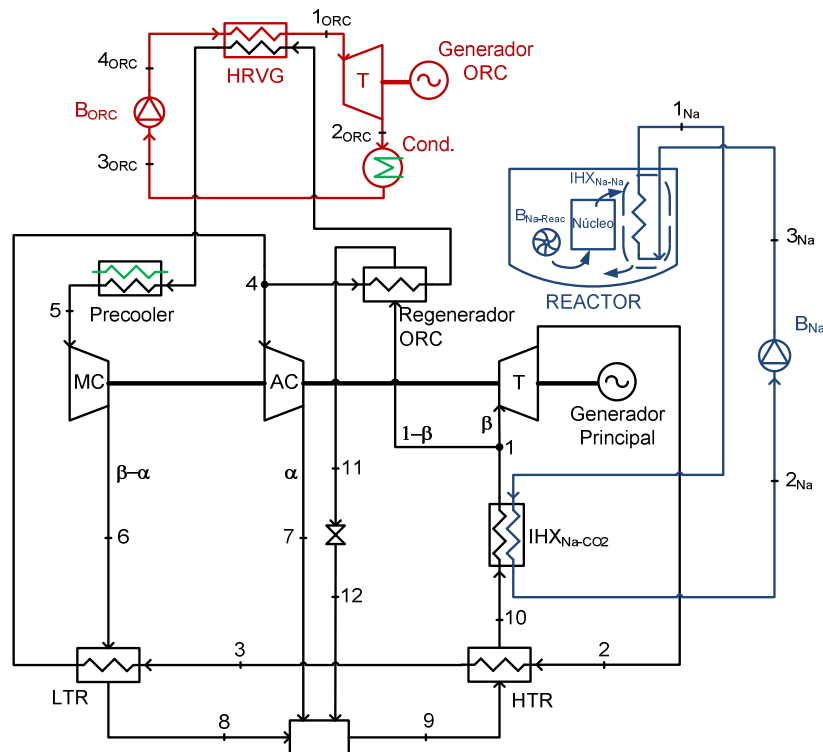
Figura 8.9. Configuración S-CO₂-ORC-III

Tabla 8.13. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO₂-ORC-III

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	38,96
Rendimiento del ciclo de CO ₂ (%)	38,34
Rendimiento del ciclo ORC (%)	4,46
Potencia neta (Generadores Principal + ORC) (MW)	1.396,00
Gasto de CO ₂ (kg/s)	16.137,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.875,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.944,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	127.180,00
Gasto de fluido ORC (kg/s)	4.939,00
Presión de entrada a la turbina, p ₁ (bar)	225,00
Presión de entrada al compresor principal, p ₅ (bar)	74,00
Relación de compresión (p ₁ /p ₅)	3,04
Coefficiente de pérdida de carga	0,02
Tipo de fluido ORC	R143a
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-CO₂}	3.606,00
HTR	3.278,00
LTR	2.074,00
Precooler	2.162,00
HRVG	484,28
Regenerador ORC	459,02
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina CO ₂	2.038,00
Turbina ORC	22,35
Compresor Principal (MC)	203,22
Compresor Auxiliar (AC)	390,29
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13

Tabla 8.14. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂-ORC-III

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-CO₂}	Na	525	340
	CO ₂	320	500
HTR	CO ₂ 2-3	372	180
	CO ₂ 9-10	170	320
LTR	CO ₂ 3-4	180	70
	CO ₂ 6-8	59	170
Precooler	CO ₂	67	30
	Agua	25	28
HRVG	CO ₂	106	67
	ORC	47	86
Regenerador ORC	CO ₂ 1-11	500	164
	CO ₂ 4-HRVG	70	106

Tabla 8.15. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂-ORC-III

Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-CO₂}	20,00
Pinch Point Precooler	5,00
Pinch Point HRVG	11,99
Pinch Point Condensador ORC	6,28
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-CO₂}	90,40
HTR	95,00
LTR	91,66
Precooler	88,18
HRVG	65,99
Regenerador ORC	78,15

Al analizar el resultado mostrado en las Tablas 8.13., 8.14. y 8.15., se ve que el rendimiento se mantiene prácticamente igual, siendo incluso un poco inferior. Si se observa el comportamiento del Regenerador ORC en ésta ocasión, se ha logrado que este funcione mejor, ya que su efectividad es mejor, intercambia más calor, y no necesita extraer tanto CO₂ desde la zona previa a la expansión en la turbina. Como consecuencia de ello, el rendimiento del ciclo S-CO₂ se mantiene algo más alto. Sin embargo, esto trae como consecuencia un punto 4 más frío, por lo que al precalentarlo, la entrada del HRVG estará a menor temperatura, repercutiendo en el rendimiento del ciclo ORC. En definitiva, una mejora viene a compensar al otro empeoramiento, dejando un rendimiento total similar al encontrado en la configuración previa.

8.3.4.4. Ciclo S-CO₂ con ORC antes de la interrefrigeración entre dos compresores auxiliares: Variante S-CO₂-ORC-IV

Ante las dificultades encontradas para mejorar el rendimiento mediante un acoplamiento del ciclo orgánico justo antes del precooler, se decide intentar una configuración radicalmente distinta y bastante más arriesgada, ya que exigirá una gran modificación del ciclo S-CO₂.

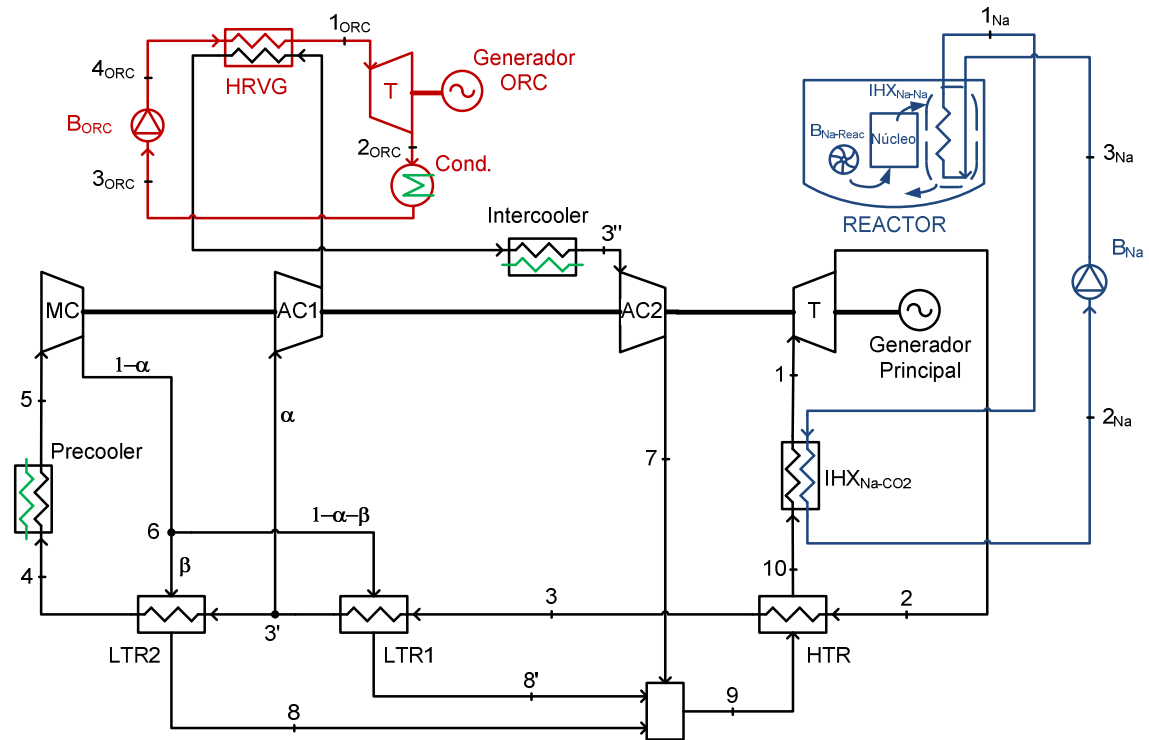
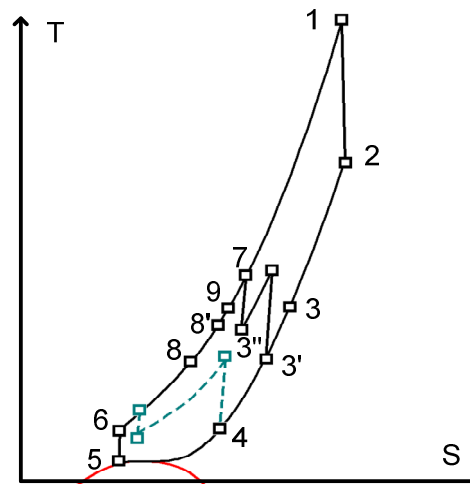
La nueva idea de partida es utilizar la caldera de recuperación HRVH como si fuera una interrefrigeración desde el punto de vista del CO₂, aunque manteniendo en principio otro intercambiador que haga de interrefrigeración en caso de que el HRVG no utilice todo el calor para él disponible (tal y como ocurría con el precooler cuando situábamos el HRVG antes de él). Esto tendría el interés de que el CO₂ que transmite calor al ciclo

ORC estará ya a una importante temperatura gracias a haber sido ya comprimido en una primera etapa. Así, se lograrían mayores rendimientos en el ciclo orgánico.

Ya en [MOIS09] se propone un ciclo S-CO₂ con interrefrigeración, sin embargo ésta se realiza en el compresor principal, el cual opera a menor temperatura que el auxiliar. En el esquema propuesto, Figura 8.10., la interrefrigeración (acoplamiento a ORC) se haría en el compresor auxiliar con el fin de lograr que ésta ocurra a mayor temperatura. Además, se ha decidido fragmentar la regeneración de baja temperatura, apareciendo dos intercambiadores LTR, con un punto intermedio (punto 3') del que parte el CO₂ dirigido hacia el compresor auxiliar (origen de la compresión auxiliar a mayor temperatura). Esto es imprescindible, pues si se mantuviera el comienzo de la compresión auxiliar en el punto 4, véase la línea verde discontinua de la Figura 8.11., la interrefrigeración sería imposible por terminar el punto 7 con una temperatura inadmisiblemente baja (la segunda compresión auxiliar se haría en unas condiciones demasiado cercanas a las del compresor principal). Por el contrario, al partir la compresión auxiliar desde un punto a mayor temperatura que el punto 4, el punto 7 podrá terminar bajo unas condiciones similares a las que habría tenido en el ciclo S-CO₂ convencional, logrando así perjudicar lo menos posible el resultado en cuanto al rendimiento del ciclo CO₂.

Podría haberse pensado en un ciclo más sencillo, manteniendo solo un LTR, y realizando la compresión auxiliar desde el punto de entrada de este (punto 3) en vez del punto de salida como se hace siempre (punto 4). Sin embargo, esto habría dado peor resultado al provocar una operación del LTR con gran irreversibilidad, pues precisamente por ello en los ciclos supercríticos se busca que en el intercambiador LTR circule más gasto en el lado de baja presión. Por el contrario, al mantener la configuración de dos LTR mostrada en la Figura 8.10., sí se respeta la condición de mayor gasto en el lado de baja presión (se divide el caudal en el punto 6), manteniendo una irreversibilidad menor.

El ciclo aparece mostrado en la Figura 8.10. y el resultado en las Tablas 8.16., 8.17. y 8.18.

Figura 8.10. Configuración S-CO₂-ORC-IVFigura 8.11. Diagrama T-S del ciclo S-CO₂-ORC-IV

Es curioso ver que el interrefrigerador no necesitará funcionar, pudiendo prescindirse de él. El HRVG se encargará por entero de hacer la función de interrefrigeración desde el punto de vista de los compresores, y lo hará manteniendo una buena efectividad (88,43%).

Además, como particularidad puede mencionarse que el fluido ORC elegido en esta ocasión es el Isopentano debido a que éste es el que mejor funciona para las altas temperaturas que aparecen (195°C).

Tabla 8.16. Resultados globales de la simulación del ciclo S-CO₂-ORC-IV

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	41,11
Rendimiento del ciclo de CO ₂ (%)	39,20
Rendimiento del ciclo ORC (%)	17,36
Potencia neta (Generadores Principal + ORC) (MW)	1.473,00
Gasto de CO ₂ (kg/s)	15.956,00
Gasto de sodio en lazo (kg/s)	17.874,00
Gasto de sodio en reactor (kg/s)	21.944,00
Gasto de agua de refrigeración (kg/s)	119.270,00
Gasto de fluido ORC (kg/s)	784,70
Presión de entrada a la turbina, p ₁ (bar)	250,00
Presión de entrada al compresor principal, p ₅ (bar)	74,00
Relación de compresión (p ₁ /p ₅)	3,38
Coefficiente de pérdida de carga	0,02
Tipo de fluido ORC	Isopentano
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-CO2}	3.606,00
HTR	3.169,00
LTR1	842,88
LTR2	900,99
Intercooler	0
Precooler	1.723,00
HRVG	406,57
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina CO ₂	2.343,00
Turbina ORC	70,61
Compresor Principal (MC)	243,99
Compresor Auxiliar 1 (AC1)	387,67
Compresor Auxiliar 2 (AC2)	234,97
Potencia consumida en las bombas (MW)	
Bomba de sodio en reactor	17,28
Bomba de sodio en lazo intermedio	6,13

Tabla 8.17. Temperaturas de los principales intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂-ORC-IV

Sistema	Temperatura (°C)		
	Región	Entrada	Salida
IHX _{Na-Na}	Reactor	545	395
	Lazo	340	525
IHX _{Na-CO2}	Na	525	340
	CO ₂	320	500
HTR	CO ₂ 2-3	360	184
	CO ₂ 9-10	175	320
LTR1	CO ₂ 3-3'	184	138
	CO ₂ 6-8'	62	178
LTR2	CO ₂ 3'-4	138	66
	CO ₂ 6-8	62	135
Precooler	CO ₂	66	30
	Agua	25	28
HRVG	CO ₂	215	168
	ORC	42	195

Tabla 8.18. Parámetros característicos de los intercambiadores de calor del ciclo S-CO₂-ORC-IV

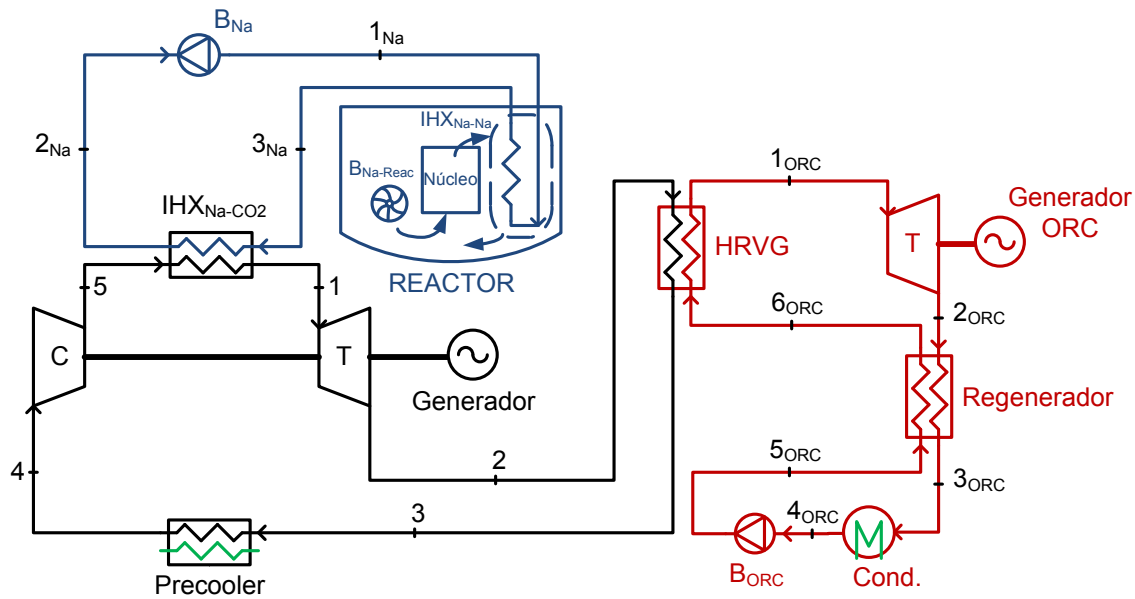
Diferencias de temperaturas características (°C)	
Pinch Point del IHX _{Na-Na}	20,00
Pinch Point IHX _{Na-CO₂}	20,36
Pinch Point Precooler	5,00
Pinch Point HRVG	18,14
Pinch Point Condensador ORC	6,21
Efectividades (%)	
IHX _{Na-Na}	90,24
IHX _{Na-CO₂}	90,24
HTR	95,00
LTR1	95,00
LTR2	95,00
Precooler	87,79
HRVG	88,43

Finalmente, como conclusión, se obtiene un rendimiento del 41,11%, lo que supone un mejor resultado que el de los dos casos anteriores, a pesar de seguir estando por debajo del primer y más sencillo estudio de ORC acoplado al S-CO₂ a pesar de haber conseguido que el ciclo ORC funcione en esta ocasión con mucho mejor rendimiento que los precedentes.

8.3.4.5. Ciclo S-CO₂ sin regeneración HTR-LTR, con ORC regenerativo: Variante S-CO₂-ORC-V

Una posible estrategia que podría plantearse, consistiría en eliminar la regeneración del ciclo S-CO₂, con el objetivo de aprovechar la energía del gas a la salida de la turbina mediante una combinación con un ciclo que se ajuste conveniente. Esto tendrá el grave inconveniente de que se empeorará mucho el rendimiento del ciclo S-CO₂, luego habría que estudiar si el ciclo con el que se combina pasa a tener suficiente rendimiento como para compensar esta pérdida. Esto resultará difícil, y se intenta probar en este apartado con un ciclo ORC (Figura 8.12.), y en el siguiente con otro Rankine de vapor de agua.

El ciclo elegido para combinar ha sido un ORC con regeneración para tratar de conseguir el máximo rendimiento posible, aunque esto tendrá el inconveniente de que la temperatura a la salida del HRVG será considerable, no pudiendo aprovechar suficiente cantidad de calor como para no necesitar después el precooler.

Figura 8.12. Configuración S-CO₂-ORC-V

Como resultado, se muestran algunos valores interesantes en la siguiente Tabla 8.19.:

Tabla 8.19. Parámetros característicos del ciclo S-CO₂-ORC-V

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	25,73
Rendimiento del ciclo de CO ₂ (%)	18,25
Rendimiento del ciclo ORC (%)	27,02
Potencia neta (Generadores Principal + ORC) (MW)	921,86
Gasto de CO ₂ (kg/s)	5.548,00
Gasto de fluido ORC (kg/s)	4.403,00
Presión de entrada a la turbina, p ₁ (bar)	250,00
Presión de entrada al compresor principal, p ₄ (bar)	74,00
Relación de compresión (p ₁ /p ₄)	3,38
Temperatura de CO ₂ a la salida de HRVG (°C)	189,10
Tipo de fluido ORC	R134a
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-CO2}	3.606,00
Precooler	1.863,00
HRVG	1.063,00
Regenerador ORC	1.132,00
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina CO ₂	822,56
Turbina ORC	287,26
Compresor CO ₂	142,34

Se aprecia que se logra un buen rendimiento en el ciclo ORC comparado con los ciclos estudiados anteriormente, sin embargo, y tal y como se preveía, el rendimiento del ciclo de CO₂ ha bajado tanto que es imposible lograr un buen rendimiento global.

Debido al pobre resultado de solo un 25,73% en cuanto a rendimiento global, ni siquiera se muestra más valores característicos, bastando esto para saber que esta configuración no ha de ser una opción a considerar.

Cabría preguntarse por la posibilidad de analizar el mismo ciclo, pero sin la regeneración. Analizado ese caso, se ve que el rendimiento permanece prácticamente inalterado debido a que aunque se consigue transmitir más cantidad de calor al ciclo ORC, este ciclo trabaja con peor rendimiento, compensándose los efectos.

8.3.4.6. Ciclo S-CO₂ sin regeneración HTR-LTR, con Rankine de agua: Variante S-CO₂-H₂O

A la hora de intentar lo expuesto en el anterior epígrafe, esta vez mediante un ciclo de agua, debemos tener en cuenta que este ciclo deberá ser tal que permita la mayor extracción de calor del CO₂ posible, pero manteniendo un rendimiento suficientemente bueno. Para ello, el ciclo mostrado en la Figura 8.13. tiene la mínima e indispensable regeneración como para que la entrada de vapor en la caldera de recuperación (punto 13_{H2O}) no tenga una temperatura alta (para ello la extracción de la turbina de alta también está muy alejada de la entrada de la turbina), pero se logre al mismo tiempo un rendimiento cercano al 40%.

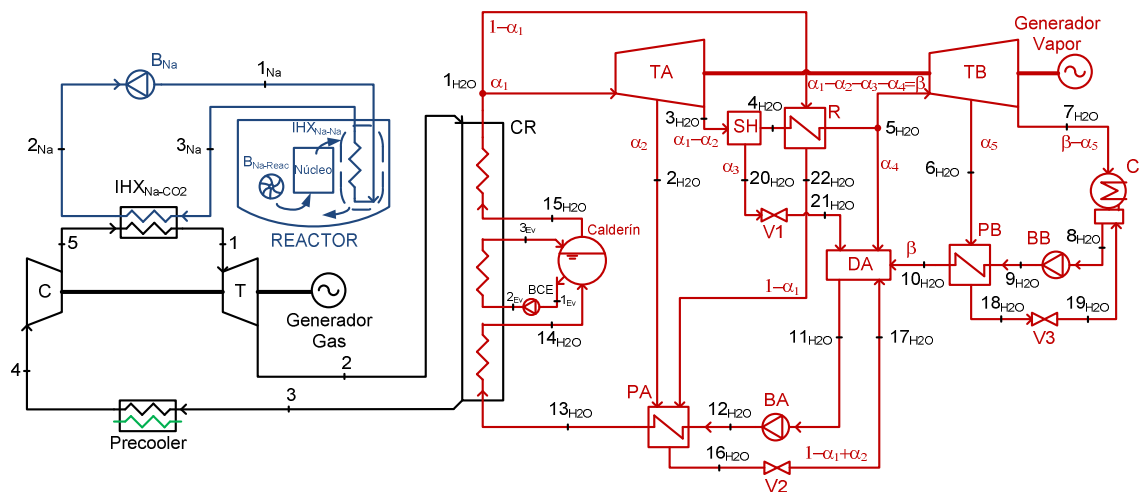


Figura 8.13. Configuración S-CO₂-H₂O

En la Tabla 8.20. se ve que se logra un rendimiento total del 26%, lo que viene a confirmar lo mismo que se advertía ya anteriormente, es decir: no compensa eliminar la regeneración del ciclo S-CO₂, puesto que ello implicaría una pérdida de rendimiento en su ciclo imposible de compensar de ningún modo. Este tipo de estrategias estarían más indicadas para ciclos Brayton de helio a alta temperatura, donde la capacidad de recuperación sea mayor. Se ve así el papel fundamental que en un ciclo S-CO₂ juega la regeneración, ya que al hacerse la compresión principal en isobaras muy próximas, se

reduce mucho la temperatura de adición de calor cuando se elimina los regeneradores, lo que repercute directamente sobre el rendimiento.

Tabla 8.20. Parámetros característicos del ciclo S-CO₂-H₂O

Parámetros principales	
Rendimiento global del ciclo (%)	26,08
Rendimiento del ciclo de CO ₂ (%)	18,25
Rendimiento del ciclo de vapor (%)	39,10
Potencia neta (Generadores Principal + H ₂ O) (MW)	934,48
Gasto de CO ₂ (kg/s)	5.548,00
Gasto de vapor de agua (kg/s)	406,90
Presión de entrada a la turbina, p ₁ (bar)	250,00
Presión de entrada al compresor principal, p ₄ (bar)	74,00
Relación de compresión (p ₁ /p ₄)	3,38
Temperatura de CO ₂ a la salida de CR (°C)	232,40
Potencia en los intercambiadores (MW)	
IHX _{Na-CO₂}	3.606,00
Precooler	2.133,00
Caldera de Recuperación	792,90
Potencia de la Turbomaquinaria (MW)	
Turbina CO ₂	822,56
Turbinas H ₂ O	299,89
Compresor CO ₂	142,34

8.3.5. Análisis detallado del ciclo S-CO₂ Básico

El primer estudio imprescindible a realizar en el ciclo debe ser obtener el caso de operación nominal, el cual deberá corresponder con el que mayor rendimiento dé, para una cierta relación de presiones, manteniéndose todos los sistemas bajo una operación realista. Para ello, resulta fundamental controlar las efectividades y *Pinch Point* de cada intercambiador de calor.

Además, hay que recordar que una de las variables que quedaría libre en la optimización es la temperatura de entrada del CO₂ en el intercambiador IHX_{Na-CO₂}, es decir, el punto 10 tal y como aparece en la Figura 8.1. La consecuencia de esta consideración es que existe una solución de rendimiento óptimo para cada valor de esa temperatura, resultando imprescindible buscar justo la temperatura del punto 10 para la cual se consigue la curva de rendimiento-relación de compresión de mayor rendimiento, y controlando además que el *Pinch Point* del intercambiador IHX sea admisible.

Como solución, se ha elegido una temperatura del punto 10 lo más alta posible (hasta un máximo de 320°C, ya que para valores mayores, el *Pinch Point* del IHX pasa a ser menor de 20°C), obteniéndose la curva mostrada en la Figura 8.14., de máximo 45,14% de rendimiento. Sin embargo, a esta relación le corresponde una presión máxima de 300

bar. Eligiendo como solución más prudente, una presión máxima de 250 bar, se obtiene el que finalmente es tomado como punto de operación nominal: 44,66% de rendimiento para una relación de presiones de 3,378.

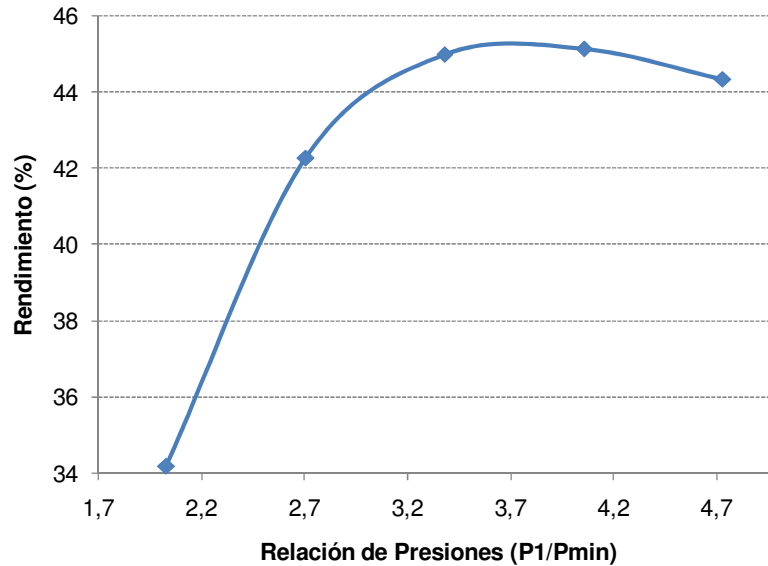


Figura 8.14. Evolución del rendimiento en función de la relación de presiones

Por otra parte, ha de tenerse bien presente que en este ciclo, todos los puntos se encuentran en operación supercrítica. Esto tiene como consecuencia, al igual que ya ocurría con los ciclos Rankine Supercríticos, que resulta imprescindible analizar la evolución de la temperatura a lo largo de cada intercambiador de calor, pues el acercamiento máximo entre ambas corrientes, y por lo tanto el verdadero *Pinch Point*, puede producirse en el interior, y no en las secciones de entrada-salida.

Así, las Figuras 8.15., 8.16., 8.17. y 8.18. representan la evolución de las temperaturas de cada corriente a lo largo de cada intercambiador, resultando especialmente interesante el caso del precoolero, ya que en ese caso el intercambio de calor en el lado del CO₂ se produce en una zona cercana al punto crítico, apareciendo una evolución de su temperatura compleja en comparación con lo que ocurre en el lado del agua (totalmente lineal). De hecho, en este caso, se consigue evitar un cruce de ambas curvas permitiendo que exista una gran diferencia de temperaturas en la sección de entrada (lado CO₂) al intercambiador, e imponiendo en definitiva un *Pinch Point* admisible de 5°C.

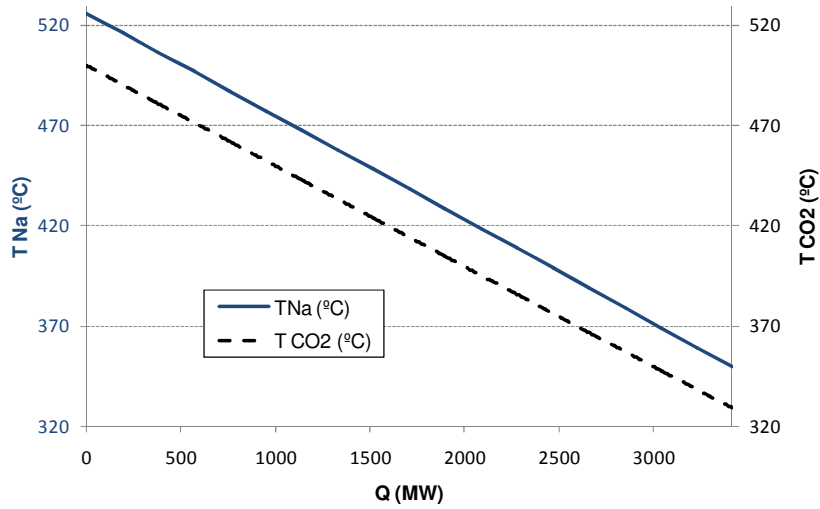


Figura 8.15. Evolución de temperaturas a lo largo del intercambiador IHX_{Na-CO_2}

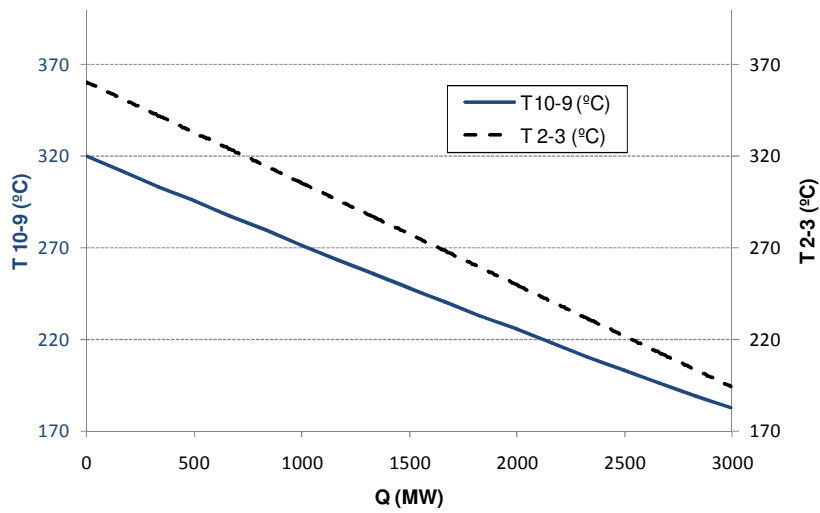


Figura 8.16. Evolución de temperaturas a lo largo del intercambiador HTR

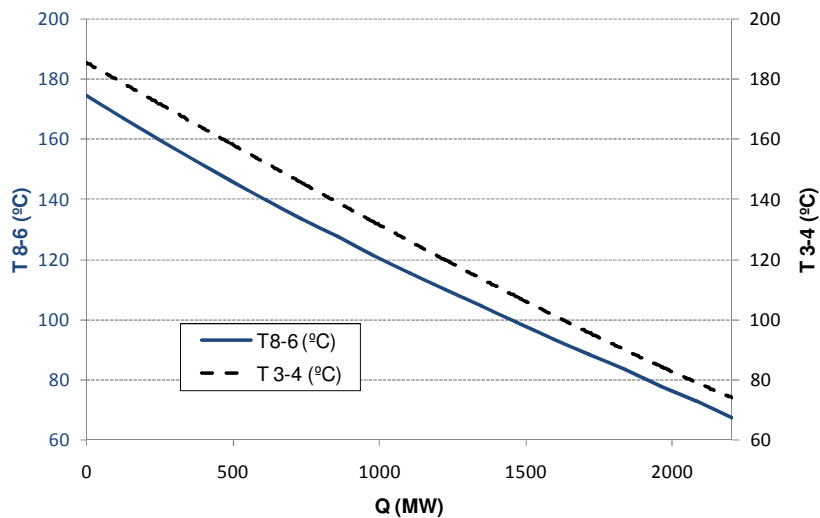


Figura 8.17. Evolución de temperaturas a lo largo del intercambiador LTR

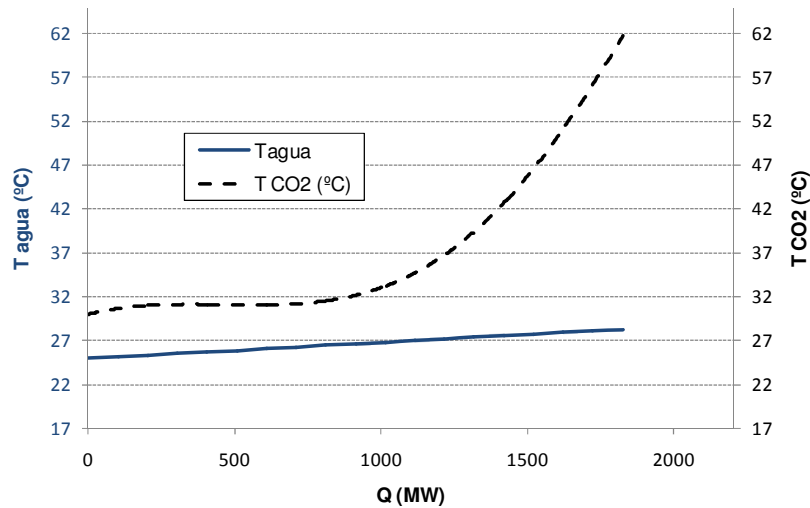


Figura 8.18. Evolución de temperaturas a lo largo del Precooler

Analizado y elegido el punto de operación nominal del ciclo, es conveniente estudiar su comportamiento ante la variación de ciertos parámetros, y así ver su influencia sobre el resultado del ciclo. Así, todos estos estudios se llevarán a cabo para la relación de presiones a la cual se ha obtenido el caso de operación nominal.

En primer lugar, se busca conocer la influencia de las caídas de presión sobre el reparto de caudal dividido por cada compresor y sobre todo su influencia en el rendimiento del ciclo (Figura 8.19.). Como resultado se obtiene un decaimiento lineal del rendimiento de tal manera que se pierden unos dos puntos porcentuales de rendimiento por cada bar que aumente la caída en cada intercambiador. Además, se ha tenido en cuenta que en el IHX se considera el triple de caída (por simplicidad, se ha representado únicamente respecto a la caída en un intercambiador que no sea el IHX).

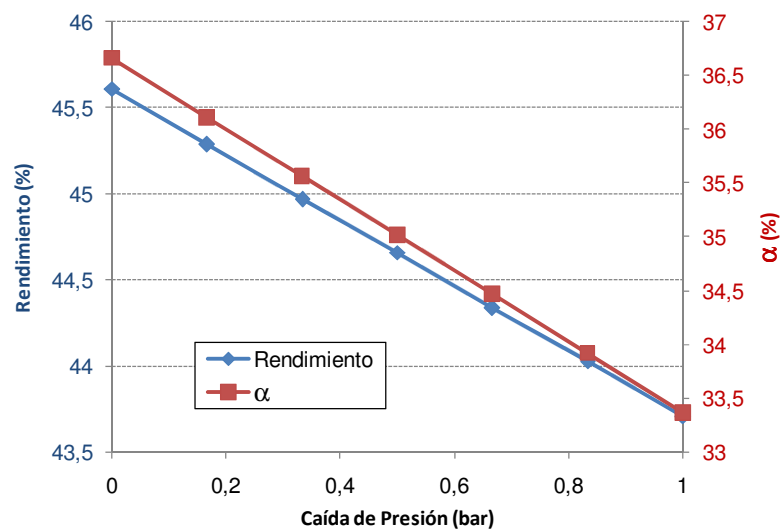


Figura 8.19. Evolución del rendimiento y fracción de gas en función de la caída de presión

Otro parámetro cuya influencia conviene evaluar, es la temperatura de salida del CO₂ en el precooler, o lo que es igual, la temperatura de entrada al compresor principal (punto 5 según la Figura 8.1.). En la Figura 8.20. se representa su influencia sobre el rendimiento del ciclo así como sobre el reparto de flujo, llegando a la conclusión de que aunque por limitaciones del sistema de refrigeración del intercambiador se ha elegido 30°C como valor razonablemente realista (recuérdese que esta temperatura es una de las hipótesis de partida, y que por lo tanto se ha elegido en función de lo que la bibliografía estima como razonable), lo cierto es que para una temperatura algo menor, 28,5°C, el rendimiento de la planta mejora desde los 44,66% del caso nominal hasta casi un 45,1%.

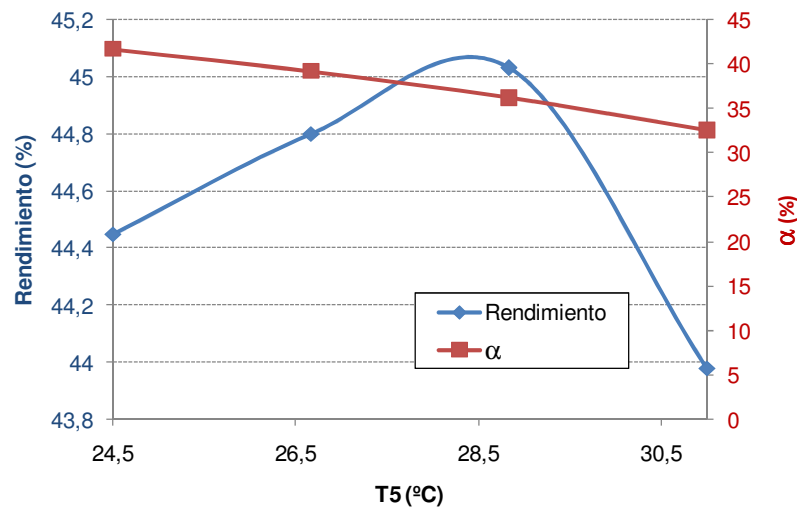


Figura 8.20. Evolución del rendimiento y fracción de gas en función de la temperatura a la entrada del precooler

Al observar una vez más la Figura 8.20, cabe preguntarse por qué existe un máximo en la curva del rendimiento, pues lo que se espera es que cuanto menor sea la temperatura de salida del precooler, mejor será el rendimiento del ciclo. El motivo de este comportamiento está en que se ha fijado como valor de operación la temperatura de entrada del CO₂ al IHX a un valor de 320°C, resultando que para dicha situación, el ciclo está más optimizado con 28,5°C que con cualquier otra temperatura en la salida del precooler. De hecho, si se dejara libre el parámetro de la temperatura de entrada del CO₂ al IHX, y se optimizara el ciclo buscando su mejor valor para cada temperatura del punto 5, se vería que tal y como se esperaba, el rendimiento mejora cuanto menor es dicha temperatura.

También conviene comprobar cómo afecta la variación de la temperatura a la operación del precooler, pues ya se ha visto que se trata de un intercambiador delicado por operar

en una región cercana al punto crítico del CO₂. Manteniendo fijo el *Pinch Point* en 5°C, y una diferencia también de 5°C entre el punto 5 y la entrada del agua de refrigeración, se obtiene que, según se ve en la Figura 8.21., la efectividad del intercambiador no se ve realmente muy afectada.

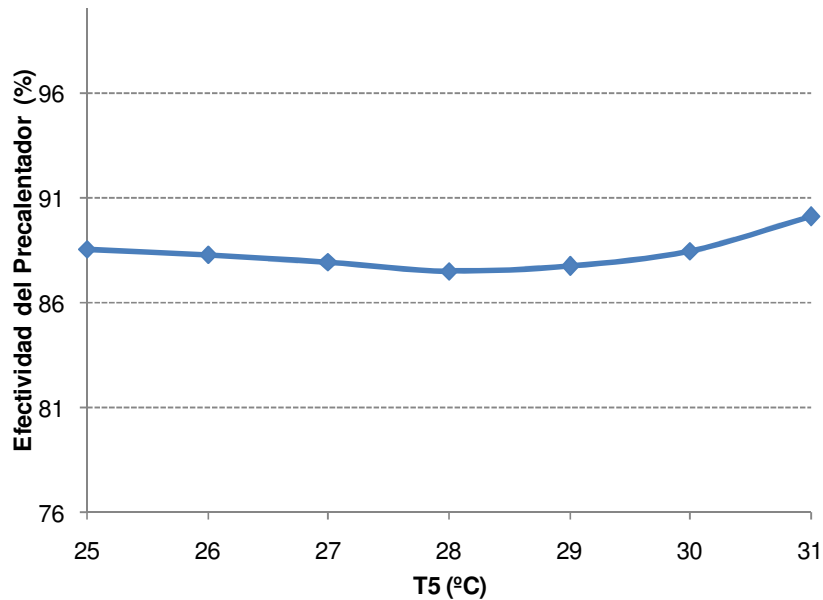


Figura 8.21. Evolución de la efectividad del precoolers en función de su temperatura de entrada

Ya se ha visto al analizar la Figura 8.14., que el rendimiento se ve afectado por la variación de la temperatura del punto 10, resultando imprescindible tenerlo en cuenta a la hora de buscar el caso óptimo de operación. En las Figuras 8.22., 8.23. y 8.24., se muestra cómo la variación de dicha temperatura influye sobre el rendimiento del ciclo, la efectividad del intercambiador IHX_{Na-CO_2} , y sobre el reparto de flujos, teniendo en cuenta diferentes caídas de presión en los intercambiadores. Es interesante además hacer notar que aunque el máximo se obtendría para un valor un poco mayor de los 320°C, se ha tomado como valor óptimo finalmente justo los 320°C, ya que, tal y como antes se mencionaba, para valores mayores el *Pinch Point* resulta menor de 20°C (límite considerado tecnológicamente admisible).

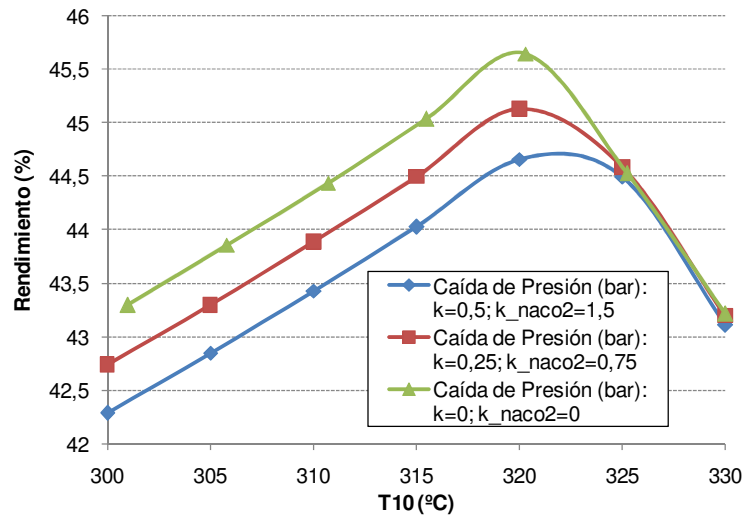


Figura 8.22. Evolución del rendimiento en función de la temperatura de entrada del IHX para distintas caídas de presión

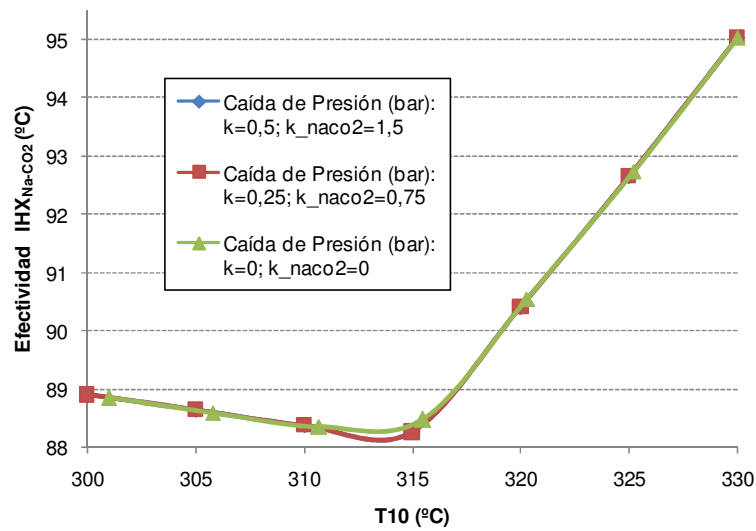


Figura 8.23. Evolución de la efectividad del IHX en función de su temperatura de entrada para distintas caídas de presión

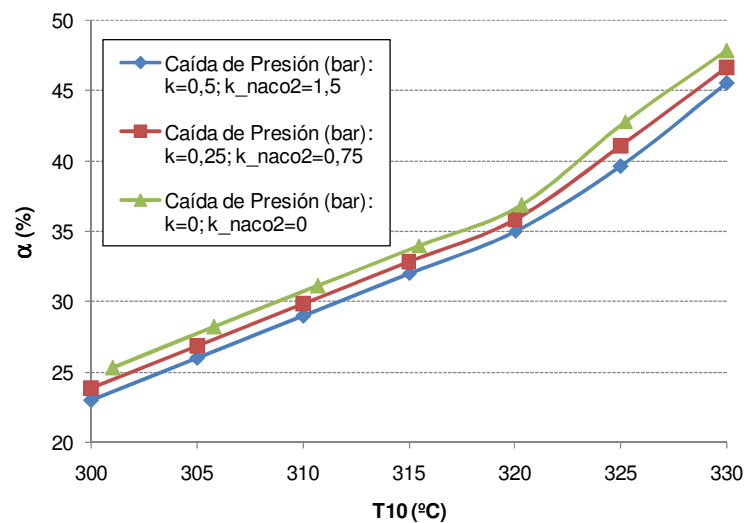


Figura 8.24. Evolución de la fracción de gas en función de la temperatura de entrada al IHX para distintas caídas de presión

También resulta ilustrativo observar en la Figura 8.25. la evolución del rendimiento en función de cómo varía la efectividad del intercambiador IHX_{Na-CO_2} debido a la variación de la temperatura del punto 10. Esto podría interpretarse como un estudio de sensibilidad del rendimiento en función de la variabilidad de la efectividad del IHX_{Na-CO_2} , siempre suponiendo que el punto de entrada a la turbina se mantiene constante. En dicha figura cabe destacar que para efectividades entre el 88% y el 90%, parece haber dos soluciones para el rendimiento. En realidad esto no es así, pues cada punto de cada curva ha sido obtenido optimizando la temperatura del punto 10 del ciclo (entrada del CO₂ en el IHX_{Na-CO_2}), es decir, aparecen puntos de operación en los que para dos temperaturas del punto 10 distintas, obtenemos igual efectividad del intercambiador IHX_{Na-CO_2} , aunque lógicamente con distinto rendimiento del ciclo.

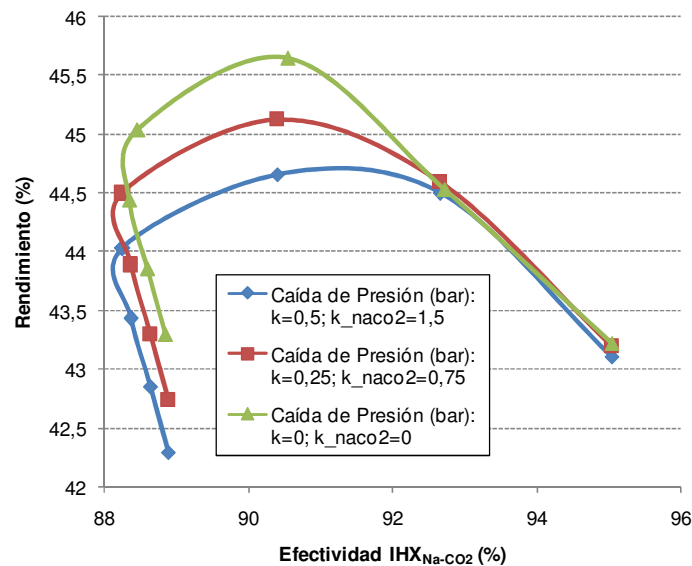


Figura 8.25. Evolución del rendimiento en función de la efectividad del IHX para distintas caídas de presión

Por otra parte, cabría preguntarse por la influencia de ciertos parámetros de diseño, que se han asumido como hipótesis de partida. Así, convendría saber cómo afectaría al rendimiento total de la planta un valor diferente de rendimiento isentrópico de la turbomaquinaria o de efectividad de los regeneradores HTR y LTR. Dar respuesta a esto, supone simplemente realizar un análisis de sensibilidad a partir de una variabilidad de dichos parámetros según lo que la tendencia de la evolución de la tecnología nos pueda indicar.

El resultado de este análisis se muestra en la Tabla 8.21., donde se estudia cómo influiría una disminución del 5% del rendimiento isentrópico de cada uno de los compresores, así como en el caso de que existiera un 5% menos en ambos (no se

considera ningún caso de variación positiva del valor, ya que se toma 95% como un máximo tecnológico). Siguiendo con la turbomaquinaria, se analiza tanto el caso de una turbina con un rendimiento isentrópico un 2% superior como inferior al 93% tomado como hipótesis de partida.

En cuanto a los regeneradores HTR y LTR, ya hoy día se considera viable, a pesar de la poca experiencia, el uso de intercambiadores compactos de circuito impreso con una efectividad de hasta el 98%. Por eso, se estudia cómo sería el rendimiento si en vez de ser tan conservadores como en el caso nominal elegido, se hubiera puesto estos intercambiadores más eficientes. De nuevo, tal y como se hacía en el caso de los compresores, se analiza su influencia tanto por separado, como en su conjunto.

Tabla 8.21. Sensibilidad del rendimiento de la planta

Variable		Rendimiento	
Rendimiento Isentrópico			
Compresor Principal	-5%	-5%	44,26%
Compresor Auxiliar	-5%		44,20%
Turbina	+2%		45,71%
	-2%		43,61%
Efectividad del Regenerador			
HTR	+3%	+3%	44,80%
LTR	+3%		45,21%

Como resultado del estudio de sensibilidad, se puede decir que el rendimiento isentrópico de la turbina se muestra como el más influyente, aunque también es considerable el efecto de la sustitución de los intercambiadores por otros más modernos de 98% de efectividad. De hecho, sustituyendo ambos, se podría llegar a un rendimiento máximo del 45,35%, lo cual es no solo comparable, sino incluso mayor al encontrado en los mejores resultados obtenidos mediante el uso de ciclo Rankine en el capítulo 6.

Finalmente, resulta de especial interés en el caso del ciclo S-CO₂ el análisis exerético. Conviene recordar que si el ciclo fuera simplemente un Brayton regenerativo convencional con CO₂ como fluido de trabajo con compresión cercana al punto crítico, la irreversibilidad en el regenerador sería muy grande, y el rendimiento total del ciclo, muy bajo. Por el contrario, gracias a la compresión de flujo dividido, se destruye mucha menos exergía en la regeneración, y se logra una eficiencia exerética total considerablemente buena.

En la Tabla 8.22., puede observarse la irreversibilidad descompuesta por componentes, y la total, así como el coeficiente de exergía destruida y las eficiencias de los componentes más interesantes (tal y como se venía haciendo en los capítulos anteriores). De forma gráfica, también se puede ver en la Figura 8.26. el reparto de irreversibilidades por componentes.

Así, se aprecia que aunque el regenerador HTR es el componente de mayor irreversibilidad, el LTR tiene solo la mitad que este, gracias a la división de flujo, siendo más irreversibles otros componentes como la turbina (en la que no se puede mejorar su operación a menos que se mejore su rendimiento isentrópico), los IHX y sobre todo el precoolero. Por el contrario, ambos compresores contribuyen con una irreversibilidad pequeña.

Una sustitución de los regeneradores por otros más modernos de circuito impreso y mayor efectividad, implicaría una menor exergía destruida, algo que no se podría lograr en el precoolero, donde su bajísima eficiencia exergética indica las malas condiciones bajo las que opera. Esto es debido a su operación cercana al punto crítico, lo que fuerza a que a pesar de que en el lado de entrada del agua de refrigeración, el acercamiento con la temperatura del CO₂ es muy bueno (solo 5°C), en el otro extremo existe una enorme diferencia, pues de otro modo, ambas curvas de evolución de temperatura se cruzarían.

Tabla 8.22. Irreversibilidades y eficiencias por componentes en el ciclo S-CO₂

Componente	Irreversibilidad (kW)	Coefficiente de exergía destruida (%)	Eficiencia Exergética (%)
IHX _{Na-Na}	80.075	16,75	96,29
Bomba Na	2.883	0,60	-
IHX _{Na-CO₂}	55.471	11,61	97,05
Turbina	83.757	17,52	96,56
Compresor Principal	11.921	2,49	96,70
Compresor Auxiliar	13.257	2,77	95,55
Precoolero	88.456	18,51	12,60
HTR	95.477	19,98	93,31
LTR	46.565	9,74	91,88
Cámara de Mezcla	90	0,02	-
TOTAL	477.953	-	77,61

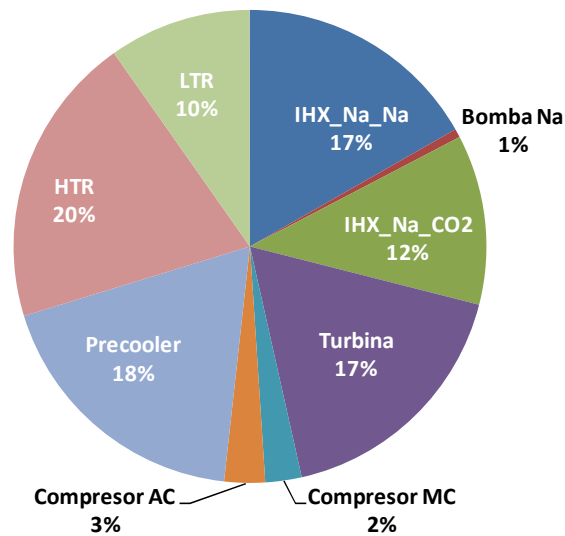


Figura 8.26. Reparto de irreversibilidades del ciclo S-CO₂

8.4. Conclusiones

A pesar de que el ciclo Brayton de recompresión supercrítica S-CO₂, fue propuesto por primera vez hace ya más de medio siglo, la complejidad tecnológica que supone la operación de sus distintos componentes a tan alta presión ha hecho que no se haya planteado realmente su uso hasta la actualidad.

Precisamente bajo las condiciones impuestas por un reactor SFR como el analizado en esta tesis, y una vez descartados los ciclos Brayton de helio tras las conclusiones extraídas del capítulo anterior, el ciclo S-CO₂ podría presentarse como un firme candidato frente a otros ciclos más convencionales de tipo Rankine que resultan peligrosos en presencia de sodio.

A lo largo del presente capítulo, se ha analizado el ciclo S-CO₂ en su configuración más básica, tratando de optimizarlo para su uso como planta de potencia del reactor SFR. Además, se han propuesto distintas variantes, siguiendo diversas estrategias siempre en busca de una mejora del rendimiento del ciclo básico. Todas las variantes han sido estudiadas buscando sus condiciones óptimas de operación nominal, para poder compararlas posteriormente entre sí y con el básico, también bajo operación nominal.

Así, en primer lugar se ha tratado de mejorar la regeneración de alta temperatura mediante un doble regenerador HTR, posteriormente se ha estudiado la posibilidad de realizar un ciclo dual S-CO₂ con un Rankine subcrítico de similares características al propuesto en el capítulo 5, y por último se proponen seis ciclos combinados: cinco variantes basadas en acoplamientos a un ciclo ORC, y una sexta basada en un ciclo S-CO₂ muy sencillo (sin regeneración) acoplado a un ciclo Rankine subcrítico con poca

regeneración para poder aprovechar la mayor cantidad de calor extraído del ciclo Brayton antes del precooler.

Tabla 8.23. Resumen de rendimientos de todos los ciclos propuestos

	Resultados de ciclos CO ₂								
	Básico	S-CO ₂ -2HTR	S-CO ₂ -Dual	Combinados S-CO ₂					H ₂ O
				ORC-I	ORC-II	ORC-III	ORC-IV	ORC-V	
Rendimiento (%)	44,66	43,60	31,00	44,81	39,04	38,96	41,11	25,73	26,08
Rendimiento sin ORC (%)	-	-	-	44,65	37,68	38,34	39,20	18,25	18,25
Ganancia con ORC (%)	-	-	-	0,15	1,35	0,62	1,90	7,48	7,83
Fluido ORC	-	-	-	R134a	R143a	R143a	Isopentano	R134a	-

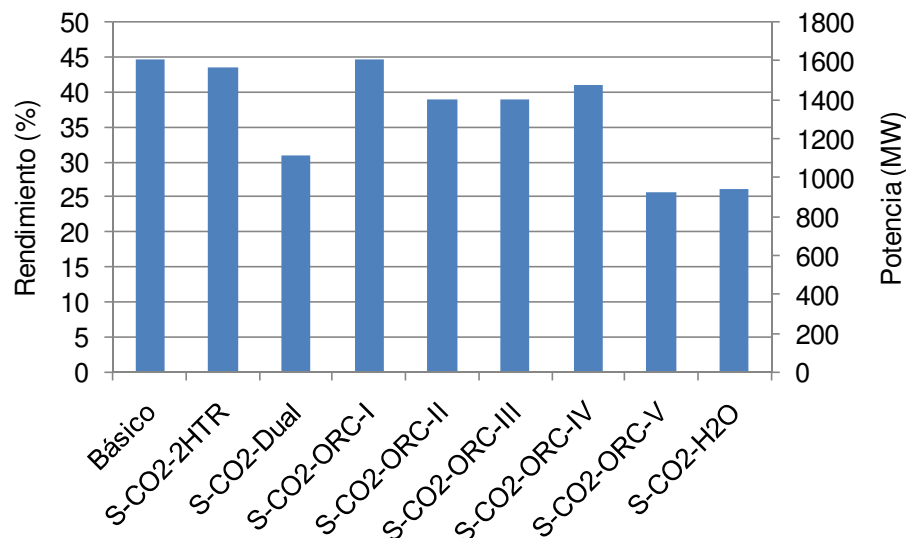


Figura 8.27. Resumen de rendimientos y potencias de todos los ciclos propuestos

El resultado se muestra resumido en la Tabla 8.23. y en la Figura 8.27., donde se puede observar que a pesar del esfuerzo realizado, se llega a la misma conclusión que en otros estudios llevados a cabo por diversos autores [MOIS09]: el ciclo que mejores prestaciones presenta es el más básico. De hecho, únicamente la variante S-CO₂-ORC-I presenta mejor rendimiento que la configuración básica, pero esta es tan pequeña, que no compensa complicar la planta con un ciclo ORC para tan poco beneficio.

A la vista del resultado, es imprescindible centrarse en un análisis detallado de la configuración básica, ya que el rendimiento alcanzado del 44,66% lo convierte en un firme candidato frente a los ciclos Rankine propuestos en los capítulos 5 y 6.

Tras observar la evolución de la temperatura a lo largo de todos los intercambiadores de calor, y comprobar que todos operan de manera realista (sin alcanzarse acercamientos

imposibles entre ambas corrientes), se pasa a realizar estudios de sensibilidad siguiendo distintas metodologías: por una parte se analizan las gráficas obtenidas a partir de la variación de algunos de los parámetros más determinantes en la operación del ciclo: relación de presiones, temperatura de entrada del CO₂ en el IHX, temperatura de entrada al compresor principal, caída de presión en los intercambiadores, efectividades de IHX y del precoolers; y por otra, se comprueba la influencia de ciertos parámetros más asociados directamente a la tecnología de la turbomaquinaria y a la de los regeneradores, haciendo variar un porcentaje concreto los rendimientos isentrópicos así como las efectividades de los regeneradores en función de los avances en los diseños de estos componentes ya hoy día o en el futuro.

En cualquier caso el fin es siempre el mismo: comprobar cómo de sensible es el rendimiento del ciclo ante la variación de dichos parámetros. Esto permite tener un firme conocimiento del comportamiento del ciclo, y una estimación del rendimiento que se podría llegar a alcanzar mejorando el punto de operación nominal. Siguiendo este último razonamiento, es especialmente interesante observar que se podría llegar a alcanzar un rendimiento de hasta el 45,35% sólo con sustituir los regeneradores por otros más modernos con una efectividades del 98%. Esto, tal y como se comentará detenidamente en el siguiente capítulo, llevaría asociado un coste extra, que sin embargo seguiría haciendo preferible este ciclo frente a cualquier otro, no solo por el buen rendimiento obtenido, sino también por la enorme simplicidad que el ciclo S-CO₂ tiene frente a los ciclos Rankine estudiados en los capítulos 5 y 6 (menor número de componentes y menor tamaño de la turbomaquinaria) y también por su mayor seguridad.

Por último, se ha llevado a cabo un análisis exergético similar al realizado en los capítulos precedentes, extrayendo conclusiones acerca del comportamiento de cada componente en cuanto a la irreversibilidad y eficiencia con la que opera, habiéndose observado que gracias a la compresión de flujo dividido, el regenerador de baja temperatura no destruye mucha exergía en comparación con otros componentes, lo que posibilita obtener las buenas prestaciones del ciclo.

Capítulo 9. Conclusiones

9.1. Conclusiones

A lo largo de esta tesis se han propuesto y analizado un buen número de ciclos de potencia siguiendo un orden de complejidad progresivo en tres líneas principales: ciclos de vapor, subcríticos y supercríticos; ciclos Brayton basados en He o mezclas como gas calo-portador; ciclos supercríticos basados en la utilización de CO₂ como fluido de trabajo. En algunos de ellos se ha probado el efecto de acoplar ciclos Rankine supercríticos de fluidos orgánicos que no requieren una elevada temperatura del fluido de origen del calor aportado. Por supuesto, todos ellos han sido adaptados a las particularidades propias del reactor SFR para el que van destinados todos los estudios.

Las primeras propuestas, basadas en configuraciones de ciclo de vapor Rankine, comienzan con el estudio de un ciclo subcrítico similar al que tradicionalmente viene utilizándose en los prototipos y plantas de demostración de reactor SFR construidos hasta la fecha. Su resultado, algo más del 43% de rendimiento, sirve como referencia para cualquier otro ciclo. Ha de subrayarse que, a pesar de no suponer un cambio fundamental respecto a la actual tecnología del ciclo de potencia núcleo-eléctrico de centrales de agua ligera, las condiciones del reactor SFR hacen que se logre un rendimiento que es unos 10 puntos porcentuales superior al de las actuales centrales nucleares.

Posteriormente, se busca una primera alternativa al ciclo subcrítico todavía mediante el uso de ciclos Rankine, pero en condiciones supercríticas. Siguiendo la configuración de la referencia [BUON03], se propone un ciclo optimizado mediante el uso de recalentamiento (ya utilizado en la propuesta subcrítica gracias al adecuado diseño del circuito intermedio de sodio, lo que supone una importante característica diferente respecto a los actuales reactores), y con el que se obtiene hasta un 44,35% de rendimiento. Posteriormente, se trata de mejorar este resultado mediante una propuesta basada en doble recalentamiento, similar a las configuraciones supercríticas destinadas a plantas térmicas de combustión de carbón, alcanzando prácticamente un 45% de rendimiento.

En resumen, la línea explorada de ciclos Rankine supone una enorme mejora respecto a la actual tecnología nuclear. No obstante, dicha mejoría está más relacionada con las condiciones de operación de los SFR respecto a la de los LWR que con la innovación que podría suponer la utilización de un ciclo supercrítico en una central nuclear. Pese a ello, aunque el incremento que puede lograrse con la evolución del ciclo Rankine hacia presiones supercríticas sea moderado (aproximadamente, 1.5%), no debe rechazarse como alternativa a medio plazo, ya que la implicación de un 1.5% en rendimiento no es despreciable económicamente.

Estudiadas las configuraciones basadas en ciclos Rankine, el siguiente paso dado en la tesis busca indagar en opciones innovadoras en tecnología nuclear: ciclos de tipo Brayton. En un primer momento, se estudia la posibilidad de utilizar ciclos de helio como fluido de trabajo en los tres esquemas más típicos: CBTX, CICBTX y CICBTRTX (véase Anexo B para la notación). Todos ellos con regeneración, pues la relación de presiones existente proporciona potencial para su uso y así buscar el máximo rendimiento posible.

No obstante, las condiciones de trabajo del reactor (particularmente, la moderada temperatura prevista del sodio primario, 545°C), resulta en rendimientos dentro del rango 30-34%, en cualquier caso.

Sin descartar la opción del ciclo Brayton basado en las tres configuraciones más típicas, se opta por dos estrategias para tratar de mejorar el rendimiento: en primer lugar se investiga la combinación del ciclo Brayton con otro de tipo Rankine orgánico ORC, y en segundo lugar la sustitución del helio como fluido de trabajo por otros fluidos tales como mezclas de helio con gases nobles o incluso nitrógeno puro.

En el primer caso, ciclo CBTX, combinando con ciclos ORC se logra una sensible mejora del resultado llegando hasta algo más del 36% de rendimiento, lo que supone 6 puntos porcentuales mejor que el ciclo sin combinar. Por el contrario, en los ciclos con interrefrigeración, la combinación con ciclo ORC resulta menos exitosa debido a la menor temperatura del helio del que parte el calor aprovechado.

En cuanto a la opción de sustituir el fluido de trabajo, se optó por realizar este estudio directamente sobre los ciclos que habían logrado mejor rendimiento, siendo estos los combinados con ORC. Debido a las buenas propiedades térmicas del helio, se preveía que para iguales condiciones de operación, no se lograra una mejora del rendimiento,

aun así, valía la pena investigar el uso de otros gases debido a que la baja densidad del helio acarrea dos importantes inconvenientes: se necesita una gran turbomaquinaria y existen problemas de pérdida de fluido por escapes en los equipos. Al realizar análisis con gases de mayor masa molecular para resolver ambos inconvenientes, se ve que el aumento de la pérdida de carga empeora las prestaciones del ciclo. Ante esto, se estima que haría falta aumentar las dimensiones de las tuberías de gas de la instalación entre 1,2 y 2,2 veces para mantener las mismas pérdidas de carga y por lo tanto los mismos rendimientos que los obtenidos con helio puro. Partiendo de este resultado, y gracias al uso de gases de mayor densidad, se plantea el aumento de la presión de operación del ciclo, con lo que se podría optar, esta vez sí, a mayores rendimientos. Así, para terminar el análisis de ciclo Brayton con las configuraciones clásicas CBTX, CICBTX y CICBTRTX, se observa que en el caso de usar nitrógeno puro en vez de helio, y aumentando lo suficiente la instalación, se podría llegar a alcanzar hasta un 38,15% de rendimiento si se aumentara además la máxima presión del ciclo hasta 250 bar.

En definitiva, en el mejor de los casos, se está hasta 5 puntos porcentuales por debajo del menor rendimiento obtenido mediante los ciclos Rankine, siendo necesario investigar otra posibilidad.

El último tipo de ciclo investigado en la tesis, también de tipo Brayton, es el más innovador y, por tanto, supondría mayores desafíos para su implantación como parte del balance de planta en un central nuclear. Dos son sus características más distintivas: el uso de CO₂ en condiciones supercríticas como fluido de trabajo y la necesidad de llevar a cabo una recompresión como consecuencia de la operación en las proximidades del punto crítico. El ciclo de recompresión supercrítica de CO₂ (S-CO₂) fue propuesto a mediados del siglo XX por primera vez, pero no ha despertado verdadero interés hasta la actualidad, ya que tradicionalmente han existido dificultades tecnológicas, en gran medida ya superadas, para construir turbomáquinas con capacidad para operar con CO₂ en las condiciones necesarias (alta presión supercrítica).

La compresión principal se realiza cerca del punto crítico, lo que mejora el rendimiento al disminuir el trabajo de compresión y al lograr una regeneración eficiente mediante una división del flujo hacia un compresor auxiliar que trabajará a mayor presión. No obstante, también introduce una complicación tecnológica importante debido a que la cercanía del punto crítico implica fuertes variaciones de las propiedades térmicas del fluido, fundamentalmente del calor específico. En otras palabras, el compresor habría de

ser diseñado y operado con cuidado detalle para evitar inestabilidades en el comportamiento del fluido.

La configuración más básica del ciclo S-CO₂ consta de: turbina, regeneradores de alta y baja temperatura, compresores principal y auxiliar, mezclador de CO₂ y finalmente el intercambiador principal IHX. En este caso, el rendimiento que se logra es del 44,6%, lo que supone un valor comparable al obtenido en el mejor ciclo Rankine supercrítico estudiado.

Tratando de mejorar el resultado, se establecen una serie de posibles alternativas, proponiendo un total de ocho variantes del ciclo básico: ciclo con dos regeneradores de alta temperatura, ciclo dual (reparto del calor del reactor hacia el ciclo Brayton y hacia un ciclo Rankine) y cinco ciclos combinados (aprovechamiento de calor de rechazo del ciclo S-CO₂) con ciclos Rankine orgánicos (ORC) y de vapor de agua. Finalmente, se concluye que ninguna complicación sobre el ciclo básico compensa en cuanto a rendimiento. Esta observación ha centrado la atención sobre el S-CO₂ básico, cuyo análisis ha sido profusamente ilustrado en capítulos anteriores.

La Figura 9.1., sintetiza los resultados esenciales de esta tesis doctoral, plasmados a través de los rendimientos y potencias alcanzados con los principales ciclos estudiados.

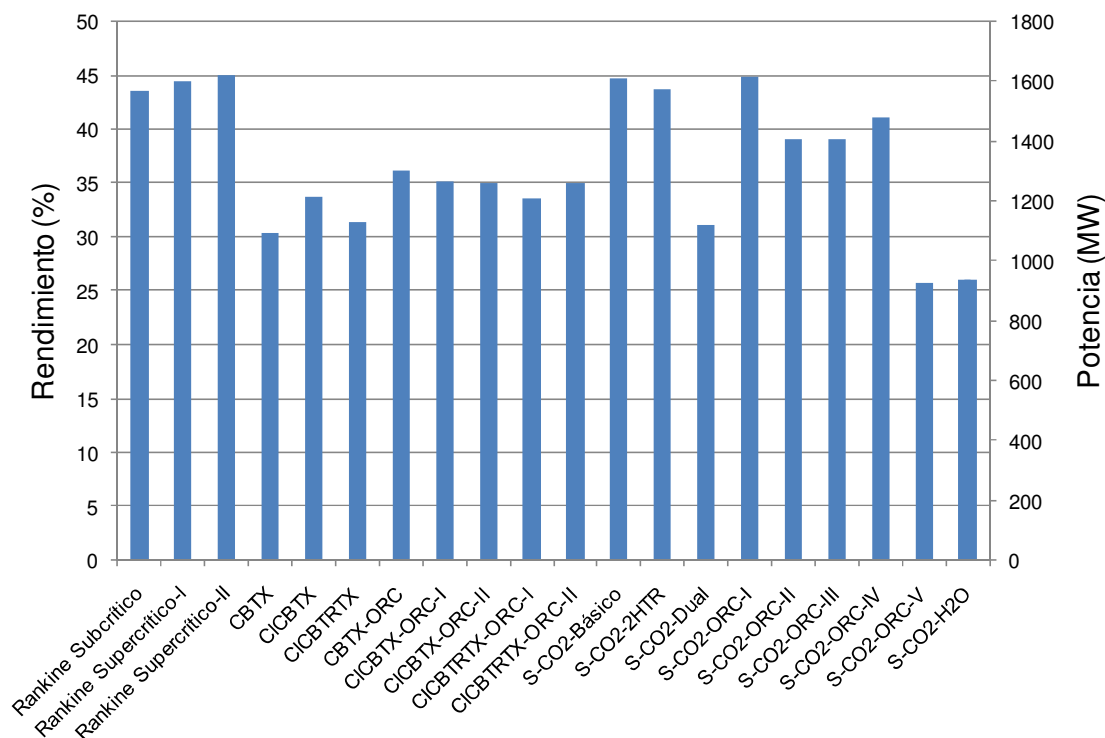


Figura 9.1. Resumen del resultado de los ciclos analizados en la tesis

Finalmente, conviene recordar que el trabajo aquí presentado no se limita a calcular los rendimientos de cada ciclo, sino que se acompaña éste de un análisis exergético que permite localizar los componentes más irreversibles así como sus causas y posibilidades de mejora, calculando no solo la irreversibilidad, sino también la eficiencia exergética de cada componente. Además se ha estudiado la evolución de las temperaturas en el interior de cada intercambiador, siendo esto especialmente importante en aquellos que se encuentren en condiciones supercríticas, para comprobar que todos operen de manera realista. También se han tomado precauciones para la correcta validación y verificación de cada ciclo propuesto.

El objetivo de esta tesis doctoral es explorar un buen número de configuraciones alternativas de ciclos de potencia y aportar criterios de naturaleza térmica que permitan una elección óptima del mismo. No obstante, conviene subrayar dos hechos fundamentales: habrá otros criterios, como los económicos o los de seguridad, que tendrán un valor sustancial en las consideraciones finales; la selección está vinculada al tiempo, de modo que la configuración óptima puede ser distinta según el instante.

Teniendo todo ello presente, y a la vista del resultado en cuanto a rendimientos, la elección final de la tesis queda limitada a dos ciclos: ciclo Rankine y ciclo S-CO₂ con la configuración básica.

Aunque ambos tienen casi el mismo rendimiento, a favor del primero puede decirse que su rendimiento es algo superior en el caso supercrítico, y existe mayor experiencia en la operación de este tipo de plantas. Por el contrario, el ciclo de CO₂ tiene un rendimiento que aunque es algo menor, difiere solo en 0,4 puntos porcentuales del Rankine, teniendo a cambio un menor número de componentes (lo que debería significar menor coste). Además, el riesgo es mucho menor en caso de fuga de sodio en el intercambiador IHX_{Na-CO₂} (la reacción Na-CO₂ no es explosiva como la del Na-H₂O). Esta última circunstancia en lo relativo a la seguridad, podría posibilitar la eliminación del lazo intermedio de sodio, lo que supondría un ahorro muy importante. Sin embargo, la conveniencia de esta medida debería ser demostrada en el futuro (aunque la reacción Na-CO₂ no sea explosiva, la introducción del CO₂ en el circuito primario de sodio en caso de fuga debe ser también tenida en consideración), manteniéndose por el momento el diseño con dicho circuito intermedio como medida conservadora, y asegurándose así unas condiciones de seguridad como mínimo tan buenas como las que se pudieran

lograr con ciclos Brayton de helio, y presumiblemente mejores que las de cualquier ciclo de vapor.

Finalmente, atendiendo a lo antes mencionado y a falta de futuros estudios que completen esta conclusión (véase el apartado 9.3.), esta tesis se inclina por separar en dos marcos temporales, corto y largo plazo, la conveniencia de un ciclo u otro.

A corto plazo (10-20 años), la mayor urgencia del desarrollo y ensayo de la nueva tecnología directamente vinculada al reactor SFR hace del ciclo Rankine subcrítico el más adecuado. La mayor experiencia en su uso, y también el buen rendimiento obtenido con el mismo, aún sin ser el mejor, apoyan esta decisión. Tan solo la opción del ciclo Rankine supercrítico podría considerarse como alternativa al Rankine subcrítico en un plazo de tiempo corto-medio, pero su mayor complejidad hace que no parezca justificable su uso a pesar de lograr algo más de un punto porcentual de rendimiento.

Por el contrario, en un marco temporal de largo plazo (más allá de 20 años), debe considerarse al ciclo S-CO₂ como una alternativa a tener en cuenta seriamente. Dos razones más apoyan esta conclusión. En primer lugar, ya al final del Capítulo 8 se valoraba la posibilidad de sustituir los regeneradores considerados en los cálculos del ciclo básico por unos de nueva generación basados en tecnología de circuito impreso (véase la Figura 9.2.) con una efectividad del 98%. Esto proporcionaría un rendimiento del ciclo de hasta el 45,35%, apreciablemente superior incluso al obtenido en el caso del ciclo Rankine supercrítico. Así, esto vendría a eliminar el inconveniente del rendimiento del S-CO₂ en comparación al Rankine.

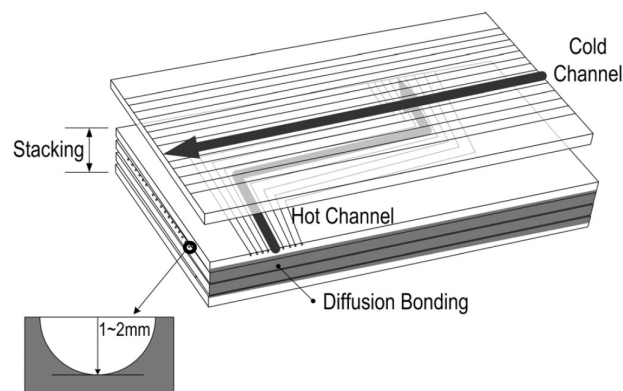


Figura 9.2. Esquema de un regenerador basado en tecnología de intercambiador de circuito impreso [KIM06]

Además, un factor importante a la hora de estimar el coste de los componentes y por lo tanto del ciclo, es su tamaño. En la Figura 9.3. se aprecia claramente la inmensa diferencia existente entre el tamaño de la turbomaquinaria. El pequeño tamaño de la turbomáquina del CO₂ hace pensar que, a pesar de las dificultades técnicas que tradicionalmente se han tenido, su precio y el del conjunto de la planta será sensiblemente menor que el de la gran planta necesaria para un ciclo Rankine. El tiempo transcurrido hasta la incorporación de este tipo de ciclos, considerando un marco temporal de largo plazo, debería ser suficiente para demostrar la viabilidad de los intercambiadores y la turbomaquinaria operando bajo las condiciones supuestas en los estudios de esta tesis.

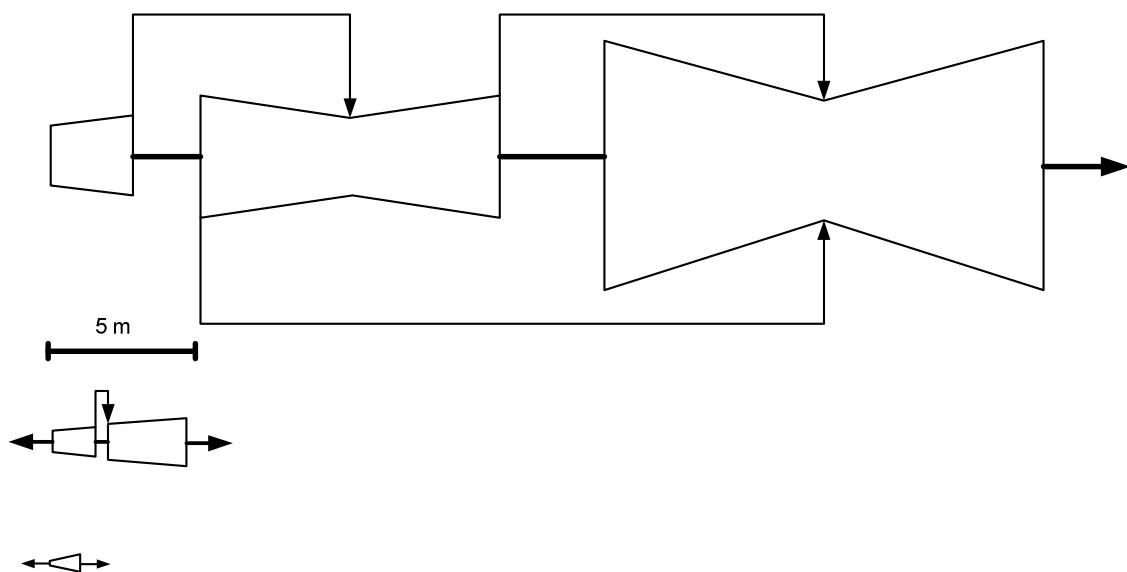


Figura 9.3. Comparativa de dimensiones de turbinas de similares potencias: turbina de vapor (superior), turbina de gas helio (intermedia) y turbina de CO₂ (inferior) [DOST04]

9.2. Aportaciones

Distintos autores han realizado anteriormente estudios varios acerca de los ciclos de potencia más interesantes para reactores como el SFR (véase el Capítulo 3), explicando por qué cierto ciclo puede convenir a un cierto reactor en función de las prestaciones dadas. Lo que esta tesis aporta es ante todo un estudio sistemático, exhaustivo y homogéneo de un espectro amplio de opciones tecnológicas para el sistema de conversión de potencia. Estas características son muy relevantes, dado que una de las principales dificultades cuando se afronta la literatura sobre la materia lo constituyen las distintas condiciones contempladas según autores, los cambios en las metodologías

desarrolladas por unos y otros y la limitación de los análisis a un número reducido de alternativas. En esta tesis, además de salvar tales limitaciones, se han ampliado los análisis a la utilización de diferentes fluidos calo-portadores, en cierta medida pioneros en el marco nuclear. El rigor ha procedido de la validación/verificación de la metodología utilizada siempre que ha habido un estudio documentado en la literatura que permitía tal comparación. Una vez constatada la corrección de la respuesta del modelo desarrollado en esta tesis, se ha aplicado a configuraciones y fluidos variopintos.

En esta tesis se han propuesto configuraciones novedosas con avances razonables, tratando de llevar al extremo las posibilidades que pudiera dar cada opción, y acompañándolo todo de estudios exergéticos.

En definitiva, la novedad implícita en la presente tesis radica en que por primera vez se realiza un completo estudio que busca concluir justificadamente con la elección del óptimo ciclo para el caso concreto del reactor europeo rápido refrigerado por sodio (ESFR), elegido por su interés dada su privilegiada posición de desarrollo tecnológico respecto a otras opciones de Generación IV. La comparación de todas las posibilidades estudiadas en la tesis, incluidas las más innovadoras, se hace posible por primera vez dada la elección de parámetros comunes del reactor para establecer las hipótesis y variables de partida de cada ciclo analizado.

El resultado aquí obtenido, ha sido además presentado y valorado satisfactoriamente en el marco del sub-proyecto dedicado a la arquitectura de planta del proyecto coordinado ESFR, del 7 Programa Marco de EURATOM. El interés de las propuestas realizadas y las conclusiones obtenidas en este trabajo han servido para definir ciertos aspectos sobre los que aún existía gran incertidumbre dado el carácter innovador del proyecto, viniendo además a indicar las siguientes vías de investigación que el proyecto ESFR debe seguir a corto y medio plazo en lo que se refiere al adecuado ciclo de potencia para este tipo de reactor. Además, estos resultados han dado lugar a una publicación en la revista *Nuclear Engineering and Design*, donde se ha enviado otra más recientemente, habiéndose por otra parte presentado y publicado la primera mitad de este trabajo en el congreso ICAPP de San Diego en 2010 (véase [PERE11a], [PERE11b] y [HERR10]).

Dado que se ha seguido un enfoque basado en el análisis sistemático de multitud de ciclos, existen diversos resultados originales que se pueden citar a partir no solo del

estudio del resultado de cada ciclo, sino también en base a la comparación del conjunto de ciclos atendiendo a aspectos de diversa consideración tales como el rendimiento, el desarrollo de la tecnología implicada o aspectos económicos:

- Se confirma el interés del ciclo S-CO₂ en su configuración básica, fundamentalmente para un marco temporal a largo plazo, sin descartar nuevas configuraciones que puedan proponerse en el futuro. El reducido tamaño de su turbomaquinaria, la ausencia de reacciones explosivas en caso de fugas de CO₂, el menor número de elementos (comparado con los ciclos Rankine) y sobre todo sus excelentes prestaciones para las temperaturas de sodio en el reactor, compensan el inconveniente de la ausencia actual de experiencia con este tipo de ciclos, siendo esta última circunstancia presumiblemente solucionable en un plazo de tiempo razonable para la experimentación y desarrollo tecnológicos necesarios. Con este resultado se demuestra el interés de este tipo de ciclos para un reactor de las características del ESFR dadas sus buenas prestaciones, animando así a la aceleración del desarrollo de la tecnología involucrada.
- Se considera a los ciclos Rankine como la opción preferente a corto plazo. En concreto el ciclo subcrítico optimizado para el SFR mediante recalentamiento a partir de la correcta distribución de sodio a través del lazo intermedio, proporciona un rendimiento considerablemente superior al de las plantas nucleares actuales, resultando una opción particularmente interesante en un marco temporal de 10-30 años. También los ciclos Rankine supercríticos podrían ser considerados, dado su mayor rendimiento, siempre sin perder de vista su mayor complejidad frente a los más sencillos y experimentados ciclos subcríticos.
- Queda descartada cualquier variante del ciclo Brayton de helio, incluso tratando de optimizarlo mediante mezclas de gases o mediante el uso de nitrógeno a alta presión. El motivo de esto, es que la temperatura del sodio es insuficiente para lograr un ciclo eficiente.
- Tal y como pasa con algunas opciones propuestas para S-CO₂, el uso de ciclos ORC combinados con el ciclo Brayton, supone una complejidad añadida no compensada con el resultado obtenido en cuanto a eficiencias.

- Se destaca la utilidad del análisis exergético como complemento al estudio de rendimiento en todo ciclo: el análisis de irreversibilidades y eficiencias exergéticas aportan una información valiosa a la hora de comprender a fondo el comportamiento del ciclo.

9.3. Futuros desarrollos

Decidido que el ciclo S-CO₂ es el mejor candidato para su uso como ciclo de potencia del reactor SFR a largo plazo, y sabiendo que en cuanto al ciclo Rankine subcrítico recomendado a corto plazo existe un mayor conocimiento y experiencia, se recomienda que el futuro trabajo se centre en el desarrollo tecnológico del ciclo S-CO₂, sin olvidar algunas consideraciones también importantes para el desarrollo a corto plazo de ciertos aspectos del ciclo Rankine subcrítico en relación al reactor SFR, y sin descartar quizás a medio plazo la opción del ciclo Rankine supercrítico. Así, se puede sugerir como futuros trabajos de investigación, los siguientes estudios:

- Sobre el ciclo Rankine subcrítico: fundamentalmente lo más importante es realizar estudios para entrar en el detalle del diseño del circuito intermedio de sodio así como en el diseño del generador de vapor y del recalentador, atendiendo siempre a los aspectos de seguridad vinculados a las posibles fugas de agua o sodio.
- Sobre el ciclo Rankine supercrítico: dada la existente experiencia de este tipo de ciclos para centrales de combustible fósil, parece posible (comparado con los ciclos S-CO₂) pensar en un más rápido desarrollo tecnológico para su uso en un reactor refrigerado por sodio, lo que permitiría alcanzar unos rendimientos sensiblemente mejores a los alcanzados con la opción más conservadora basada en ciclo subcrítico.
- Sobre el ciclo S-CO₂: es clave el desarrollo de la tecnología involucrada en turbomáquinas e intercambiadores, realizando ensayos en prototipos. Los ensayos serán fundamentales para poder suplir la falta de experiencia con datos acerca del comportamiento de cada componente en condiciones de operación, siendo esto especialmente importante en el caso de las turbomáquinas. Debido a que el compresor principal trabajará en las cercanías del punto crítico, resultará de gran importancia realizar suficientes ensayos como para poder comprender

mejor su comportamiento, buscando diseñar la turbomáquina y el sistema de control que posibilite una operación estable. En esta línea, ya se han realizado algunos prototipos (véase [KIMB11]). En cuanto a los intercambiadores, existe en la actualidad diferentes vías de investigación para el desarrollo de prototipos de intercambiadores de circuito impreso de alta eficiencia para su uso como regeneradores (véase [CARL11]). También será necesario el ensayo de eficientes intercambiadores Na-CO₂ para el óptimo intercambio entre el circuito intermedio de sodio y el ciclo de potencia.

- Otros estudios, de menor urgencia, para el desarrollo del S-CO₂:
 - o Transitorios y procedimientos de parada y puesta en marcha: todos los estudios desarrollados en esta tesis buscan el óptimo punto de trabajo de cada ciclo, asumiendo que los períodos de operación transitoria deben ser también analizados para prever cualquier proceso que pueda resultar peligroso o que imposibilite llegar al punto de operación nominal. En ciclos más convencionales, como los Rankine, esto es algo ya muy estudiado e incluso experimentado, justo al contrario de lo que ocurre en el caso del S-CO₂.
 - o Control necesario para la correcta operación del ciclo: en todo sistema termo-hidráulico, la instrumentación y control resultan clave para posibilitar la correcta operación del sistema. Ya en [DOST04] se anticipó su importancia en el S-CO₂, siendo necesario incidir en ello con más estudios detallados.
 - o Viabilidad económica en comparación con ciclos Rankine: aplicado al S-CO₂, sin duda esta es la tarea más complicada, no tanto debido a la metodología a seguir, sino más bien debido a la falta de información, consecuencia una vez más de la falta de experiencia con este tipo de ciclos.
 - o Seguridad y consecuencias de escapes de CO₂ en el circuito intermedio de sodio: aunque todo parece indicar que la seguridad del ciclo S-CO₂ es mayor que la de un ciclo con vapor de agua (reacción no explosiva del sodio con el CO₂), de nuevo ante la falta de experiencia de la aplicación del ciclo S-CO₂ en general, y en particular en el caso de la industria nuclear, resulta imprescindible realizar los estudios de seguridad necesarios con el objetivo de validar el ciclo para su uso en el reactor SFR.

Capítulo 10. Bibliografía

- [ABRA08] Abram, T., Ion, S., “Generation-IV nuclear power: A review of the state of the science”, Energy Policy, 2008.
- [ANGE67] Angelino, G., “Perspectives for the Liquid Phase Compression Gas Turbine”, Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Vol. 89, No. 2, pp 229-237, April, 1967.
- [ANGE68] Angelino, G., “Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production”, ASME Paper No. 68-GT-23, 1968.
- [ANGE69] Angelino, G., “Real Gas Effects in Carbon Dioxide Cycles”, ASME Paper No. 69-GT-103, 1969.
- [ASTH08] Asthana, V., Panigrahi, P. K., “Performance of Power Plants with high temperature conditions at subcritical pressure”, 5th European Thermal-Science Conference, The Netherlands, 2008.
- [BEST04] “Advanced Power Plant Using High Efficiency Boiler/Turbine”, World Energy Outlook, 2004.
- [BOEH05] Boehm, C., Starflinger, J., Schulenberg, T., Oeynhaus, H., “Supercritical Steam Cycle for Lead Cooled Nuclear Systems”, Proceedings of GLOBAL, October, 2005.
- [BOUC08] J. Bouchard, “Generation IV Advanced Nuclear Energy Systems”, Nuclear Plant Journal, **26**,5, 1, 2008.
- [BUON03] Buongiorno, J., “Progress Report for the FY-03 Generation-IV R&D Activities for the Development of the SCWR in the U.S.”, INEEL, September, 2003.
- [CARL11] Carlson, M. D., Kruiuzenga, A. Anderson, M. H., Corradini, M. L., "Measurements of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Zig-Zag Printed Circuit Heat Exchanger Channels", University of Wisconsin, Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium, USA, 2011.

- [ÇENG98a] Çengel, Y.A., “Heat Transfer. A Practical Approach”, McGraw-Hill, Boston, 1998.
- [ÇENG98b] Çengel, Y.A., Boles, M.A., “Thermodynamics. An Engineering Approach”, McGraw-Hill, Boston, 1998.
- [CHAC09] Chacartegui, R., Sánchez, D., Muñoz, J. M., Sánchez, T., “Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants”, Applied Energy, 2009.
- [CHAN05] Chang, H., Richard, L., “Brayton Cycle for High-Temperature Gas-Cooled Reactors”, Nuclear Technology, VOL. 149, March 2005.
- [CHEW03] Chew, P. E., “PF-fired supercritical power plant”, Special Issue Paper Proc. Instn. Engrs, Vol. 217, September, 2003.
- [DAI07] Dai, Y., Wang, J., Gao, L., “Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery”, Energy Conversion Management, Julio, 2007.
- [DESA08] Desai, N., Bandyopadhyay, S., “Process integration of organic Rankine cycle”, Energy, Noviembre, 2008.
- [DOST04] Dostal, V., “A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors”, Ph. D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- [ELSA03] El-Sayed, Y.M., “The thermoeconomics of energy conversions”, Elsevier, 2003.
- [El-G07] El-Genk, M., Tournier, J-M., “Noble Gas Binary Mixtures for Gas-Cooled Reactor Power Plants”, Nuclear Engineering and Design, March, 2007.
- [EURO09] European Commission, European Research Area, “Collaborative Project for a European Sodium Fast Reactor”, CP ESFR, Euratom, 2009.
- [FEHE67] Feher, E. G., “The Supercritical Thermodynamic Power Cycle”, Douglas Paper No. 4348, presented to the IECEC, Miami Beach, Florida, August 13-17, 1967.

- [FIOR09] Fiornini, G-L., “European Sodium Fast Reactor”, Proc. of the Seventh European Commission Conference on Euratom Research and Training in Reactor Systems, Prague (Czech Republic), 22-24 June, 2009.
- [FRÖH02] Fröhling, W., Unger, H., “Thermodynamic assessment of plant efficiencies for HTR power conversion systems”, Proceedings of the Conference on High Temperature Reactors, April, 2002.
- [GARC09] García, J. C., “Reactores Reproductores Rápidos Refrigerados por Sodio”, Máster en Energía Nuclear y Aplicaciones, Febrero, 2009.
- [GOTO06] Goto, T., “One-loop Operation of Primary Heat Transport System in MONJU during Heat Transport System Modifications”, Proceedings of 14th International Conference on Nuclear Engineering (ICONE14), Miami, USA, 2006.
- [HAWT56] Hawthorne, W.R., Davis, G.V., “Calculating gas turbine performance”, Engineering 181, 361-367, 1956.
- [HAYW99] Haywood R.W., “Ciclos Termodinámicos de Potencia y Refrigeración”, Editorial Limusa, 2^a ed., 1999.
- [HEJZ06] Hejzlar, P., Dostal, V. Driscoll, M. J., “A Supercritical CO₂ Cycle- a Promising Power Conversión System for Generation IV Reactors”, Proceedings of ICAPP, June 4-8, 2006.
- [HERR05] Herranz, L. E., Linares, J. I., Moratilla, B. Y., “Thermal Performance of Brayton Power Cycles: a study based on High-Temperature Gas-Cooled Reactors”, Global 2005 International Conference, Nuclear Energy Systems for Future Generation and Global Sustainability, Oct., 2005.
- [HERR06a] Herranz, L. E., Linares, J. I., Moratilla, B. Y., López, R., “Thermal Assessment of Very High Temperature Reactors: Direct and Indirect Brayton Power Cycles”, Proceedings of ICAPP, June 4-8, 2006.
- [HERR06b] Herranz, L. E., Linares, J. I., Moratilla, B. Y., López, R., “Thermal Assessment and Second Law Analysis of Indirect Brayton Power Cycles of High-Temperature Gas-Cooled Nuclear Reactors, 3rd International Topical Meeting on High Temperature Reactor Technology, Oct., 2006.

- [HERR07a] Herranz, L. E., Linares, J. I., Moratilla, B. Y., “Exergy and Economic Analysis of Direct and Indirect Brayton Power Cycles of HTGRs”, Proceedings of ICAPP, May 13-18, 2007.
- [HERR07b] Herranz, L. E., Linares, J. I., Moratilla, B. Y., “Assessment of Regenerative Reheating in Direct Brayton Power Cycles for High-Temperature Gas-Cooled Reactors”, Nuclear Technology, VOL. 159, July, 2007.
- [HERR07c] Herranz, L. E., Linares, J. I., Moratilla, B. Y., “VHTR Power Cycles: The role of inter-cooling, reheating and indirect layouts”, XXXIII Reunión anual de la sociedad nuclear española, Septiembre, 2007.
- [HERR08] Herranz, L.E., Linares, J.I., Moratilla, B.Y., “Power cycle assessment of nuclear high temperature gas-cooled reactors”, Applied Thermal Engineering, Aug., 2008.
- [HERR10] Herranz, L. E., Linares, J. I., Moratilla, B. Y., Pérez-Pichel, G. D., “A prospective study of power cycles based on the expected sodium fast reactors parameters”, Proceeding of ICAPP, San Diego, Junio, 2010.
- [HOUG09] Hough, S., “Supercritical Rankine Cycle”, ME-517, Julio, 2009.
- [HUNG09] Hung, T. C., Wang, S. K., Kuo, C. H., Pei, B. S., Tsai K. F., “A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources”, Energy, Abril, 2009.
- [IAEA99] Internacional Atomic Energy Agency, “Status of liquid metal cooled fast reactor technology”, Nuclear Power Technology Development Section - IAEA, April, 1999.
- [IAEA07] Internacional Atomic Energy Agency, “Liquid Metal Cooled Reactors: Experience in Design and Operation”, IAEA-TECDOC, December, 2007.
- [INCR96] Incropera, F. P., De Witt, D. P., “Fundamentos de Transferencia de Calor”, Pearson, Prentice Hall, Cuarta edición, 1996.
- [INTE02] International Forum, “A Technology Roadmap for Generation IV Nuclear Energy Systems”, U.S. DOE Nuclear Energy Research Advisory Committee and the Generation IV International Forum, December, 2002.

- [INTE08] International Forum, "Introduction to Generation IV Nuclear Energy Systems and the International Forum", <http://www.gen-4.org/>, 2008.
- [INTE09] International Forum, "PR&PP Evaluation: ESFR Full System Case Study Final Report", Proliferation Resistance and Physical Protection Evaluation Methodology Working Group, October, 2009.
- [ISHI08] Ishiyama, S., Muto, Y., Kato, Y., Nishio, S., Hayshi, T., Nomoto, Y., "Study of steam, helium and supercritical CO₂ turbine power generations in prototype fusion power reactor", Progress in Nuclear Energy, 2008.
- [KATO07] Kato, Y., Ishizuka, T., Muto, Y., Mito, M., Tozawa, K., "Supercritical CO₂ Gas Turbine Fast Reactor", Proceedings of ICAPP, May 13-18, 2007.
- [KIM06] Kim, W., Myoung, T., Suh, K., "Supercritical Carbon Dioxide Brayton Power Conversion Cycle Design for Optimized Battery-Type Integral Reactor System", Proceedings of ICAPP, June 4-8, 2006.
- [KIMB11] Kimbal, K., "Overview of Supercritical CO₂ Brayton Cycle Integrated System Test (IST) Turbomachinery Development", Knolls Atomic Power Laboratory, Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium, USA, 2011.
- [KLEI93] Klein, S.A., "Development and Integration of an Equation-Solving Program for Engineering Thermodynamics Courses", Computer applications in Engineering, 1, 3, 265-275, 1993.
- [KRIE06] Kriel, W., Kuhr, R.W., McKinnell, R.J., Correia, M., Greyvenstein, R., "The Potential of the PBMR for Process Heat Applications", Proceedings of HTR2006, September, 2006.
- [LEYZ09] Leyzerovich, A. S., "Supercritical-pressure power plants: a progress report", Modern Power Systems, December, 2009.
- [LINA05] Linares, J. I., Moratilla, B. Y., Herranz, L. E., "Exploring Potential Power Cycles of Generation IV Nuclear Systems", Proceedings of I International Congress on Energy and Environment Engineering and Management, May, 2005.

- [LINA06] Linares, J. I., Herranz, L. E., Moratilla, B. Y., López, R., “Performance assessment of indirect Brayton power cycles for High-Temperature Gas-Cooled Nuclear Reactors”, Conference on “Energy: Production, Distribution and Conservation”, May, 2006.
- [LINA07] Linares, J. I., Herranz, L. E., Moratilla, B. Y., Galbally, C., “Thermal and Economical Feasibility of Regenerative Reheating in Very High Temperature Reactors for Electricity Production”, Proceedings of II International Congress on Energy and Environment Engineering and Management, June, 2007.
- [LINA08] Linares, J. I., Herranz, L. E., Moratilla, B. Y., Fernández-Pérez, A., “Thermo-Economic Performance of HTGR Brayton Power Cycle”, Proceedings of ICAPP, June, 2008.
- [LINA10] Linares, J. I., Herranz, L. E., Moratilla, B. Y., Serrano, I. P., “Brayton Power Cycles for Electricity Generation from Fusion Reactors”, Proceedings of ICAPP, June, 2010.
- [LINE02] Lineberry, M. J., Allen, T. R., “The Sodium-Cooled Fast Reactor (SFR)”, Argonne National Laboratory, Americas Nuclear Energy Symposium, Oct., 2002.
- [MAGO08] Mago, P. J., Srinivasan, K. K., Chamra, L. M., Somayaji, C., “An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles”, International Journal of Energy Research, Febrero, 2008.
- [MITO06] Mito, M., Yoshiyuki, O., Tsuzuki, N., Kato, Y., “Fast Reactor with Indirect Cycle System of Supercritical CO₂ Gas Turbine Plant”, Proceedings of ICAPP, June 4-8, 2006.
- [MOIS06] Moisseytsev, A., Sienicki, J. J., “Automatic Control Strategy Development for the Supercritical CO₂ Brayton Cycle for LFR Autonomous Load Following”, Proceedings of ICAPP, June 4-8, 2006.
- [MOIS09] Moisseytsev, A., Sienicki, J. J., “Investigation of Alternative Layouts for the Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle for a Sodium-Cooled Fast Reactor”, Nuclear Engineering and Design, March, 2009.

- [MUTO06] Muto, Y., Kato, Y., “Design of Turbomachinery for the Supercritical CO₂ Gas Turbine Fast Reactor”, Proceedings of ICAPP, June 4-8, 2006.
- [MUTO07] Muto, Y., Mito, M., Kato, Y., Tsuzuki, N. “Efficiency Improvement of the Indirect Supercritical CO₂ Turbine System for Fast Reactors by Applying Micro-Channel Intermediate Heat Exchanger”, Proceedings of ICAPP, May 13-18, 2007.
- [NISH09] Nishith, Desai, B., Bandyopadhyay, S., “Process Integration of Organic Cycle” , Energy , 34, 1674-1686, 2009.
- [OHYA07] Ohyama, K., Kishida, M., Mito, M., Yoshioka, N., Kato, Y., “Design Study for CO₂-NA Reaction Events of Super-critical CO₂ Indirect Cycle Gas Turbine Fast Reactor”, Proceedings of ICAPP, May 13-18, 2007.
- [PERE11a] Pérez-Pichel, G. D., Linares, J. I., Herranz, L. E., Moratilla, B. Y., “Potencial application of Rankine and He-Brayton cycles to sodium fast reactors”, Nuclear Engineering and Design, 2011.
- [PERE11b] Pérez-Pichel, G. D., Linares, J. I., Herranz, L. E., Moratilla, B. Y., “Thermal analysis of supercritical CO₂ cycles: assessment of their suitability to the forthcoming sodium fast reactors”, pendiente de su publicación en Nuclear Engineering and Design, 2011.
- [PETE03] P.F. Peterson, “Multiple-Reheat Brayton Cycles for Nuclear Power Conversion with Molten Coolants”, Nucl. Technol, Vol. 144, pp. 279-288, 2003.
- [SAEZ08] Saez, M., Haubensack, D., Gerber, A., David, F., “The use of Gas based Energy Conversion cycles for Sodium Fast Reactors”, ICAPP, 2008.
- [SAGA09] Sagayama, Y., Ichimiya, M., Cinotti, “Overview of Generation IV Liquid Metal-Cooled Fast Reactor: Sodium-Cooled Fast Reactor (SFR) and Lead-Cooled Fast Reactor (LFR)”, Proceedings GIF Symposium, Paris, France, 2009.
- [SARK09a] Sarkar, J., Bhattacharyya, Souvik, “Optimization of Recompression S-CO₂ Power Cycle with Reheating”, Energy Conversion and Management, April, 2009.

- [SARK09b] Sarkar, J., “Second Law Analysis of Supercritical CO₂ Recompression Brayton Cycle”, *Energy*, June, 2009.
- [SALE05] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., Fischer, J., “Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles”, *Energy*, October, 2005.
- [SCHU08] Schuster, A., Karellas, S., Aumann, R., “Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles”, *Energy*, Octubre, 2008.
- [SIEN07] Sienicki, J., Moisseytsev, A., Cho, D., Momozaki, Y., Kilsdonk, D., Haglund, R., Reed, C. and Farmer, M., “Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle Energy Conversion for Sodium-Cooled Fast Reactors/Advanced Burner Reactors”, *Global 2007*, Boise, USA, 9-13 September, 2007.
- [STUL92] S. C. Stultz and J. B. Kitto, *Steam. “Its Generation and Use”*, Babcock & Wilcox a McDermott Company, Barbeton, 1992.
- [SUST04] Susta, M. R., “Supercritical and Ultra-Supercritical Power Plants-SEA’s Vision or Reality?”, *Power-Gen Asia*, 2004.
- [TOUR08] Tournier J., El-Genk, M., “Alternative Working Fluids to Reduce Size of Turbomachinery for VHTR Plants”, *Proceedings of ICAPP*, June 8-12, 2008.
- [TSIK04] Tsiklauri, G., Talbert, R., Schmitt, B., Filippov, G., Bogoyavlensky, R., Grishanin, E., “Supercritical stem cycle for nuclear power plant”, *Nuclear Engineering and Design*, November, 2004.
- [VISW04] Viswanathan, R., Armor, A.F., Booras, G., “A critical look at supercritical power plants”, *In: Power*, April, 2004.
- [WAYW01] Waywood, R. W., “Ciclos Termodinámicos de Potencia y Refrigeración”, *Limusa*, 2ª Edición, 2001.
- [YAN03] Yan, X., Takizuka, T., Takada, S., Kunitomi, K., Minatsuki, I., Mizokami, Y., “Cost and performance design approach for GTHTR300 power conversion system”, *Nuclear Engineering and Design*, July, 2003.

-
- [YOO06] Yoo, J., Ishiwatari, Y., Oka, Y., Liu, J., “Conceptual design of compact supercritical water-cooled fast reactor with thermal hydraulic coupling”, *Annals of Nuclear Energy*, December, 2005.
- [ZHAN07] Zhang, X. R., Yamaguchi, H., Fujima, K., Enomoto, M., Sawada, N., “Theoretical analysis of a thermodynamic cycle for power and heat production using supercritical carbon dioxide”, *Energy*, 2007.
- [ZHAO06] Zhao, H., Peterson, P., “Low-Temperature Multiple-Reheat Closed Gas Power Cycles for the AHTR and LSFR”, *Proceedings of ICAPP*, June 4-8, 2006.
- [ZHAO08] Zhao, H., Peterson, P.F.; “Multiple Reheat Helium Brayton Cycles for Sodium Cooled Fast Reactors”, *Nucl. Eng. Des.*, vol. 238, pp. 1535-1546, 2008.
- [ZHAO09] Zhao, H., Zhang, H.; Bays, S.E., “Use of Multiple Reheat Helium Brayton Cycles to Eliminate the Intermediate Heat Transfer Loop for Advanced Loop Type SFRs”, *ICAPP '09*, Tokyo, Japan, May 10, 2009.
- [ZHU08] Zhu, S., Tang, Y., Xiao, K., Zhang, Z., “Coupling of Modular High-Temperature Gas-Cooled Reactor with Supercritical Rankine Cycle”, *Science and Technology of Nuclear Installations*, March, 2008.

Capítulo 11. Anexos

11.1. Anexo A: Lista de símbolos

11.1.1. Variables termodinámicas

C_p	Calor específico de un gas, a presión constante [kJ/kg K]
C_v	Calor específico de un gas, a volumen constante [kJ/kg K]
c	Calor específico de un líquido [kJ/kg K]
\dot{E}_F	Exergía suministrada a un sistema, por unidad de tiempo [kW]
\dot{E}_P	Exergía producida por un sistema, por unidad de tiempo [kW]
\dot{E}_L	Exergía perdida en un sistema, por unidad de tiempo [kW]
h	Entalpía por unidad de masa (específica) [kJ/kg]
\dot{I}	Irreversibilidad por unidad de tiempo [kW]
k	Porcentaje de gasto respecto al gasto principal del ciclo
M_i	Masa molecular de un cierto gas [g/mol]
\dot{m}	Gasto [kg/s]
m_i	Masa de un cierto gas [kg]
m_{mezcla}	Masa de la mezcla de gases [kg]
\dot{N}	Número de moles por unidad de tiempo [moles/s]
p	Presión [kPa; bar]
ΔP	Incremento de presión [kPa; bar]
\dot{Q}	Calor por unidad de tiempo [kW]
q	Calor por unidad de masa (específico) [kJ/kg]

$\dot{Q}_{Condens}^a$	Calor por unidad de tiempo, transmitida en un condensador y calculada por el método <i>a</i> [kW]
$\dot{Q}_{Condens}^b$	Calor por unidad de tiempo, transmitida en un condensador y calculada por el método <i>b</i> [kW]
R_i	Constante de un cierto gas [kJ/kg K]
\dot{S}_{gen}	Entropía generada en un sistema, por unidad de tiempo [kW/K]
s	Entropía por unidad de masa (específica) [kJ/kg K]
T	Temperatura [K]
v	Volumen por unidad de masa (específica) [m ³ /kg]
\dot{W}	Trabajo por unidad de tiempo [W]
\dot{W}_u	Trabajo útil por unidad de tiempo [W]
w	Trabajo por unidad de masa [kJ/kg]
Z	Factor de compresibilidad

11.1.2. Letras griegas

α, β	Porción desviada de un cierto fluido (por ejemplo porción de vapor en la primera y segunda extracción de un ciclo de vapor, utilizándose también las demás letras en orden alfabético en el caso de las sucesivas extracciones)
γ	Coefficiente isentrópico
ε	Efectividad de un intercambiador
η	Rendimiento global de un ciclo
η_T	Rendimiento isentrópico de una turbina
η_B	Rendimiento isentrópico de una bomba
η_C	Rendimiento isentrópico de un compresor

η_m	Rendimiento mecánico
η_e	Rendimiento eléctrico
μ	Viscosidad dinámica [kg/m s]
ρ	Densidad [kg/m ³]
Φ	Exergía [kJ]
ψ	Exergía de flujo [kJ/kg]

11.1.3. Otras variables

A	Área de la sección de paso de flujo [m ²]
a, b	Coefficientes característicos del régimen del fluido (para régimen turbulento $a \approx 0.184$; $b \approx 0.2$)
D	Diámetro hidráulico [m]
L	Longitud de tubos del intercambiador de calor [m]
$y'_{D-Sistema-i}$	Ratio de exergía destruida
fm_i	Fracción másica de un gas en una mezcla

11.2. Anexo B: Nomenclatura de equipos

11.2.1. Nomenclatura general

$B_{Na-Reac}$	Bomba de circulación de sodio en el circuito primario
B_{Na}	Bomba de circulación de sodio en el circuito intermedio
B_{ORC}	Bomba del ciclo Rankine orgánico ORC
IHX	Intercambiador principal de calor entre el circuito primario y el intermedio de sodio, o entre el intermedio y el ciclo de potencia: Intermediate-Heat-eXchanger
MNa	Cámara de mezcla de sodio

11.2.2. *Nomenclatura de ciclos Rankine*

BA	Bomba de Alta presión
BB	Bomba de Baja presión
BI	Bomba de presión Intermedia
P	Pre calentador
SH	Separador de Humedad
TA	Turbina de Alta presión
TB	Turbina de Baja presión
TBA	Turbina de la Bomba de Alta presión
TM	Turbina de Media presión
V	Válvula

11.2.3. *Nomenclatura de ciclos Brayton*

AC	Compresor auxiliar del ciclo S-CO ₂ : Auxiliar Compressor
C	Compresor
CBTX	Ciclo con compresor (C) + intercambiador para admisión de calor (B) + turbina (T) + regenerador (X)
CICBTX	Ciclo con compresor (C) + interrefrigeración (intercooler) (I) + compresor (C) + intercambiador para admisión de calor (B) + turbina (T) + regenerador (X)
CICBTRTX	Ciclo con compresor (C) + interrefrigeración (intercooler) (I) + compresor (C) + intercambiador para admisión de calor (B) + turbina (T) + recalentador (R) + turbina (T) + regenerador (X)
HPC	Compresor de alta presión: High Pressure Compressor
HPT	Turbina de alta presión: High Pressure Turbine
HTR	Regenerador de alta temperatura del ciclo S-CO ₂ : High Temperature Regenerator

HRVG	Intercambiador para la recuperación de un cierto calor de desecho del ciclo Brayton, en un ciclo Rankine: Heat-Recovery-Vapor-Generator
Intercooler	Inter-refrigerador
LPC	Compresor de baja presión: Low Pressure Compressor
LPT	Turbina de baja presión: Low Pressure Turbine
LTR	Regenerador de baja temperatura del ciclo S-CO ₂ : Low Temperature Regenerator
MC	Compresor principal del ciclo S-CO ₂ : Main Compressor
Precooler	Pre-refrigerador
T	Turbina