



UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

ANÁLISIS TERMO-ECONÓMICO DE CICLOS
BRAYTON BASADOS EN DIÓXIDO DE CARBONO
SUPERCRÍTICO IMPULSADOS POR FUENTES DE
CALOR GEOTÉRMICAS DE BAJO GRADO

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTOR EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA:

M.C. EDUARDO RUIZ CASANOVA

ASESOR:

DR. CARLOS RUBIO MAYA



Morelia, Michoacán; Febrero 2022

A mi abuelita Eva

Agradecimientos

- Primeramente, quiero agradecer a todos mis familiares y amigos que contribuyeron en mayor o menor medida para que la culminación de esta meta fuera posible. Especialmente a mi novia Alejandra y a nuestros «gathijos»: Saori, Sasha y Seiya; quienes se han convertido en mi familia inmediata, y me motivan día tras día.
- A mi asesor el Dr. Carlos Rubio por ser un excelente guía en mi formación como investigador y ser una parte fundamental para la culminación de esta meta; así como a los miembros de mi mesa sinodal: el Dr. Carlos Romero, el Dr. Crisanto Mendoza, el Dr. Jesús Pacheco, el Dr. Sergio Galván y el Dr. Víctor Jiménez, por sus comentarios y recomendaciones, los cuales sin duda, enriquecieron este trabajo.
- A la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo (UMSNH) por ser un segundo hogar y permitirme seguir creciendo académica y profesionalmente.
- A mis compañeros del Grupo de Eficiencia Energética y Energías Renovables (GREEN-ER) de la UMSNH por su camaradería a lo largo de los años.
- Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca otorgada para la realización de los estudios de doctorado.
- Finalmente, quiero agradecer a todos los que no hayan sido mencionados directamente pero que de una forma u otra contribuyeron en la consecución de esta meta.

Resumen

Los ciclos de potencia basados en CO_2 han recibido mucha atención recientemente debido a que presentan varias ventajas sobre los sistemas para generación de potencia tradicionales. Para uso de fuentes de calor de bajo grado, la mayoría de la investigación se ha centrado en el ciclo Rankine basado en CO_2 transcrito (TCRC). Sin embargo, el ciclo Brayton basado en CO_2 supercrítico (SCBC) puede ser técnicamente más factible para la mayoría de las ubicaciones, ya que, a diferencia del TCRC, no necesita sumideros de calor de baja temperatura para funcionar correctamente. La información sobre la factibilidad de emplear SCBCs en sistemas geotérmicos de ciclo binario es muy escasa. Por lo tanto, con el objetivo de comparar diferentes configuraciones del SCBC, determinar la viabilidad de implementarlas y seleccionar la más adecuada para su uso con fuentes de calor geotérmicas de bajo grado, en este trabajo, se comparan cuatro configuraciones del SCBC en términos de su desempeño termo-económico. Primero se propusieron cuatro configuraciones del SCBC: el ciclo Brayton simple (SBC), el ciclo Brayton recuperado (RBC), el ciclo Brayton interenfriado (IBC) y el ciclo Brayton recuperado e interenfriado (IRBC). Luego, se realizaron diferentes análisis los cuáles fueron aumentando en grado de complejidad. El primero consistió en evaluar los sistemas desde los puntos de vista energético y exergético utilizando modelos matemáticos relativamente sencillos. Posteriormente, se desarrollaron modelos más detallados incluyendo el efecto de la geometría de los intercambiadores de calor. Lo anterior permitió realizar un análisis energético con condiciones más realistas. Finalmente, se realizó un análisis incluyendo tanto aspectos técnicos como económicos. Los resultados muestran que, los cuatro sistemas propuestos son factibles técnicamente, siendo el IRBC el que mayor rendimiento termodinámico alcanza. En cuanto al aspecto económico, sólo el IRBC resulta viable. Por lo tanto, se puede concluir que, bajo las condiciones impuestas en este estudio, el IRBC es el sistema más adecuado para esta aplicación geotérmica.

Palabras clave: Energía geotérmica; Ciclo binario, Ciclo Brayton sCO_2 , Optimización, Factibilidad económica.

Abstract

CO₂-based power cycles have received a lot of attention recently since they have several advantages over traditional power generation systems. For use of low-grade heat sources, most of the research has focused on the transcritical CO₂ Rankine cycle (TCRC). However, the supercritical CO₂ Brayton cycle (SCBC) may be technically more feasible for most locations, since, unlike the TCRC, it does not require low temperature heat sinks to operate properly. Information on the feasibility of using SCBCs in binary cycle geothermal power plants is very scarce. Therefore, in order to compare different SCBC configurations, determine the feasibility of implementing them and select the most suitable for its use with low-grade geothermal heat sources, in this work, four SCBC configurations are compared in terms of their thermo-economic performance. First, four SCBC configurations were proposed: the simple Brayton cycle (SBC), the recuperated Brayton cycle (RBC), the intercooled Brayton cycle (IBC) and the intercooled recuperated Brayton cycle (IRBC). Then, different analyses which were increasing in the degree of complexity, were carried out. The first one consisted of evaluating the systems from energy and exergy points of view using relatively simple mathematical models. Later, more detailed models including the effect of the heat exchangers geometry, were developed. This allowed an energy analysis to be carried out with more realistic conditions. Finally, an analysis including both technical and economic aspects was performed. Results show that the four proposed systems are technically feasible, with the IRBC being the one with the highest thermodynamic performance. On the economic side, only the IRBC results feasible. Therefore, it can be concluded that, under the conditions imposed in this study, the IRBC is the most suitable system for this geothermal application.

Keywords: Geothermal energy, Binary cycle, sCO₂ Brayton cycle, Optimization, Economic feasibility.

Contenido

Dedicatoria	II
Agradecimientos	IV
Resumen	VI
Abstract	VII
Lista de figuras	XVIII
Lista de tablas	XXI
Nomenclatura	XXII
1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Breve historia sobre los ciclos de potencia basados en CO ₂	4
1.3. Revisión bibliográfica sobre ciclos de potencia basados en CO ₂ en sistemas geotérmicos de ciclo binario	5
1.4. Hipótesis, objetivos y aportaciones	12

1.5. Estructura de la tesis	13
2. Análisis energético y exergético	15
2.1. Descripción de los sistemas	16
2.2. Procedimiento de modelado	18
2.3. Implementación y simulación	21
2.3.1. Condiciones de la simulación	21
2.3.2. Procedimiento de solución	22
2.3.3. Verificación del modelo	28
2.4. Optimización	28
2.5. Resultados y discusión	30
2.5.1. Caso base	30
2.5.2. Análisis paramétrico	34
2.5.2.1. Efecto de la temperatura mínima del ciclo	34
2.5.2.2. Efecto de la temperatura máxima del ciclo	35
2.5.2.3. Efecto de la presión mínima del ciclo	35
2.5.2.4. Efecto de la presión máxima del ciclo	36
2.5.2.5. Efecto de la presión intermedia del ciclo	36
2.5.3. Optimización	38
2.6. Conclusiones	43

3. Análisis energético detallado	45
3.1. Descripción de los sistemas	46
3.2. Procedimiento de modelado	47
3.2.1. Modelo termodinámico	47
3.2.2. Modelo termo-hidráulico de los intercambiadores de calor	49
3.2.2.1. Modelo de transferencia de calor	52
3.2.2.2. Modelo hidráulico	55
3.3. Implementación y simulación	57
3.3.1. Condiciones de la simulación	57
3.3.2. Procedimiento de solución	58
3.3.3. Verificación del modelo	61
3.4. Optimización	61
3.5. Resultados y discusión	62
3.5.1. Caso base	63
3.5.2. Análisis paramétrico	65
3.5.2.1. Efecto de la presión mínima del ciclo	65
3.5.2.2. Efecto de la presión máxima del ciclo	67
3.5.2.3. Efecto de la presión intermedia del ciclo	68
3.5.2.4. Efecto de la temperatura mínima del ciclo	69
3.5.2.5. Efecto de la temperatura máxima del ciclo	70

3.5.3. Optimización	71
3.6. Conclusiones	75
4. Análisis termo-económico	76
4.1. Descripción de los sistemas	77
4.2. Procedimiento de modelado	78
4.2.1. Modelo termodinámico	78
4.2.2. Modelo termo-hidráulico	78
4.2.3. Modelo económico	79
4.3. Implementación y simulación	81
4.3.1. Condiciones de la simulación	81
4.3.2. Procedimiento de solución	82
4.3.2.1. Intercambiadores de calor	82
4.3.3. Verificación del modelo	84
4.4. Optimización multiobjetivo	84
4.4.1. Toma de decisiones	86
4.5. Resultados y discusión	87
4.5.1. Caso base	87
4.5.2. Análisis paramétrico	88
4.5.2.1. Efecto de la temperatura mínima del ciclo.	89

4.5.2.2. Efecto de la presión mínima del ciclo	89
4.5.2.3. Efecto de la presión máxima del ciclo	90
4.5.2.4. Efecto de la presión intermedia del ciclo	91
4.5.2.5. Efecto de la caída de presión permitida	91
4.5.2.6. Efecto de la diferencia de temperaturas mínima	93
4.5.2.7. Efecto de las eficiencias isentrópicas de la turbina y compresores.	94
4.5.3. Optimización multiobjetivo	95
4.5.4. Análisis de sensibilidad del costo de los pozos geotérmicos	102
4.6. Conclusiones	103
5. Conclusiones, limitaciones y trabajo futuro	105
5.1. Análisis energético y exergético	106
5.2. Análisis energético detallado	107
5.3. Análisis termo-económico	107
5.4. Conclusiones generales	107
5.5. Limitaciones y trabajo futuro	108
Referencias	131
A. Uso de CO₂ en geotermia	132
B. Uso de redes neuronales artificiales para el modelado	133

C. Publicaciones y participaciones en congresos	136
--	------------

Lista de figuras

1.1. Diagramas T-s de: a) ciclo Rankine con CO ₂ transcrito y b) ciclo Brayton con CO ₂ supercrítico.	12
2.1. Configuración esquemática de los sistemas propuestos.	17
2.2. Diagramas T-s de los ciclos termodinámicos.	18
2.3. Variación de algunas propiedades del CO ₂ cerca del PC: a) calor específico isobárico, b) densidad, c) viscosidad dinámica y d) conductividad térmica.	23
2.4. Perfiles de temperatura en un enfriador ($P_{\text{CO}_2} = 7.7 \text{ MPa}$): a) No discretizado y b) Discretizado.	23
2.5. Discretización de un HE operando a contra flujo.	25
2.6. Algoritmo para la verificación del cumplimiento de la diferencia de temperaturas mínima.	27
2.7. Perfil de temperaturas del enfriador luego de aplicar el algoritmo propuesto.	27
2.8. Diagrama de flujo del GA (adaptado de la Ref. [121]).	30
2.9. Destrucción de exergía por componente (caso base).	33
2.10. Distribución de la exergía de la salmuera (caso base).	33
2.11. Efecto de la temperatura mínima del ciclo sobre: a) la potencia neta, b) la eficiencia energética y c) la eficiencia exergética.	34

2.12. Efecto de la temperatura máxima del ciclo sobre: a) la potencia neta, b) la eficiencia energética y c) la eficiencia exergética.	35
2.13. Efecto de la presión mínima del ciclo sobre: a) la potencia neta, b) la eficiencia energética y c) la eficiencia exergética.	36
2.14. Efecto de la presión máxima del ciclo sobre: a) la potencia neta, b) la eficiencia energética y c) la eficiencia exergética.	37
2.15. Efecto de la presión intermedia del ciclo sobre: a) la potencia neta, b) la eficiencia energética y c) la eficiencia exergética; ($P_{\min} = 8.2$ MPa). . .	37
2.16. Variación de la potencia neta máxima con la temperatura de la salmuera: a) primer escenario y b) segundo escenario.	40
2.17. Diagramas T- \dot{Q} de los HEs del IRBC (caso óptimo).	41
2.18. Destrucción de exergía por componente (caso óptimo).	42
2.19. Distribución de la exergía de la salmuera (caso óptimo).	43
3.1. Configuración esquemática de los sistemas.	46
3.2. Formación del núcleo de un PCHE, [144].	50
3.3. Comparación entre un STHE y un PCHE, [146].	51
3.4. Núcleo del PCHE y porción modelada.	52
3.5. Discretización de la porción modelada del PCHE.	52
3.6. Diagrama de flujo del programa de simulación para el IRBC.	60
3.7. Efecto de la presión mínima del ciclo.	66
3.8. Efecto de la presión mínima sobre los perfiles de temperatura en el enfriador (SBC).	67

3.9. Efecto de la presión máxima del ciclo.	68
3.10. Efecto de la presión máxima del ciclo ($P_{\min} = 7.7$ MPa).	68
3.11. Efecto de la presión intermedia del ciclo.	69
3.12. Efecto de la temperatura mínima del ciclo.	70
3.13. Efecto de la temperatura mínima del ciclo ($P_{\min} = 7.7$ MPa).	70
3.14. Efecto de la temperatura máxima del ciclo.	71
3.15. Comparación de tres escenarios óptimos.	74
4.1. Configuración esquemática de los sistemas.	77
4.2. Diagrama de flujo simplificado del algoritmo para la solución del modelo del PCHE.	83
4.3. Efecto de la temperatura mínima sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.	89
4.4. Efecto de la presión mínima sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.	90
4.5. Efecto de la presión máxima sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.	91
4.6. Efecto de la presión intermedia sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.	92
4.7. Efecto de la caída de presión sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.	92
4.8. Efecto de la diferencia de temperaturas mínima sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.	93
4.9. Efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.	94
4.10. Efecto de la eficiencia isentrópica de los compresores sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.	95

4.11. Fronteras de Pareto de los sistemas A1: a) SBC, b) RBC, c) IBC y d) IRBC.	96
4.12. Fronteras de Pareto de los sistemas A2: a) SBC, b) RBC, c) IBC y d) IRBC.	97
4.13. Desglose de los costos en el A1: a) costo total; b) costo del bloque de potencia.	101
4.14. Desglose de los costos en el A2: a) costo total; b) costo del bloque de potencia.	101
4.15. Variación del NPV con el costo de los pozos geotérmicos.	103
B.1. Validación de la ANN.	134
B.2. Fronteras de Pareto halladas con los modelos matemático y basado en la ANN (IRBC A1).	135
B.3. Esquema de la ANN.	135

Lista de tablas

1.1. Trabajos recientes sobre ciclos de potencia basados en CO ₂ en sistemas geotérmicos de ciclo binario.	9
1.2. Trabajos recientes sobre ciclos de potencia basados en CO ₂ impulsados por otras fuentes de calor de bajo grado.	10
2.1. Modelo termodinámico del SBC.	20
2.2. Modelo termodinámico del RBC.	20
2.3. Modelo termodinámico del IBC.	20
2.4. Modelo termodinámico del IRBC.	20
2.5. Datos de entrada para el caso base.	22
2.6. Verificación de los modelos termodinámicos.	28
2.7. Límites de las variables de decisión.	29
2.8. Principales parámetros usados en el GA.	30
2.9. Resultados del análisis energético en el caso base.	31
2.10. Resultados del análisis exergético en el caso base.	32
2.11. Resultados de la optimización.	39
2.12. Resultados de la optimización de la potencia neta, segundo escenario.	39

2.13. Resultados del análisis energético en el caso óptimo.	41
2.14. Resultados del análisis exergético en el caso óptimo.	42
3.1. Datos de entrada para el caso base.	58
3.2. Características principales de los PCHE.	58
3.3. Verificación del modelo del PCHE.	61
3.4. Resultados del caso base.	64
3.5. Resultados de los HEs en el caso base..	64
3.6. Resultados de la optimización.	72
3.7. Resultados del caso óptimo.	73
3.8. Resultados de los HEs en el caso óptimo.	73
4.1. Costos de los componentes principales del sistema.	79
4.2. Datos de entrada para el caso base.	81
4.3. Características de los PCHE.	82
4.4. Parámetros económicos.	82
4.5. Verificación de los modelos termodinámico y termo-hidráulico.	84
4.6. Límites de las variables de decisión.	85
4.7. Principales ajustes para el NSGA-II.	85
4.8. Resultados del caso base.	88
4.9. Caídas de presión para los HEs del IRBC en el caso base.	88

4.10. Resultados del punto A (solución termodinámica óptima).	99
4.11. Resultados del punto B (solución económica óptima).	99
4.12. Resultados del punto C (solución óptima general).	99
4.13. Resultados principales de la solución óptima general.	100
4.14. Desglose de los costos del bloque de potencia para la solución óptima general.	100

Nomenclatura

Símbolos

A	área de transferencia de calor	m^2
b	exergía de flujo específica	kJ kg^{-1}
\dot{B}	exergía de flujo	kW
C	calor específico	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
C	costo	USD
CF	flujo de efectivo	USD
D	diámetro	m
d	tasa de descuento	%
dr	tasa de degradación de la planta	%
er	tasa de escalada de O&M	%
f	factor de fricción	—
h	coeficiente de transferencia de calor por convección	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
h	entalpía específica	kJ kg^{-1}
\dot{I}	irreversibilidad	kW
IRR	tasa interna de retorno	%
k	conductividad térmica	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
L	longitud	m
\dot{m}	flujo másico	kg s^{-1}

N	número de pares de canales	—
n	número de segmentos	—
NPV	valor actual neto	USD
Nu	número de Nusselt	—
NY	vida útil de la planta	años
OM	costos unitarios de O&M	USD kW ⁻¹
P	presión	kPa
PR	relación de presiones	—
Pr	número de Prandtl	—
\dot{Q}	tasa de transferencia de calor	kW
R^2	coeficiente de determinación	—
Re	número de Reynolds	—
s	entropía específica	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
T	temperatura	°C
t	espesor	m
U	coeficiente global de transferencia de calor	W m ⁻² K ⁻¹
u	factor de utilización de la planta	%
V	velocidad	m s ⁻¹
V	volumen	m ³
W	ancho	m
w	trabajo específico	kJ kg ⁻¹
\dot{W}	potencia	kW
y	año	—

z	profundidad del pozo geotérmico	m
-----	---------------------------------	---

Griegos

δ	rugosidad relativa	—
----------	--------------------	---

δ	rugosidad	m
----------	-----------	---

ΔP	diferencia de presiones	kPa
------------	-------------------------	-----

ΔT	diferencia de temperaturas	°C
------------	----------------------------	----

η	eficiencia	—
--------	------------	---

μ	viscosidad dinámica	Pa s
-------	---------------------	------

ρ	densidad	kg m ⁻³
--------	----------	--------------------

ϵ	error	—
------------	-------	---

Subíndices

0	estado de referencia
---	----------------------

1, 2...	estados termodinámicos
---------	------------------------

<i>a</i>	permitido
----------	-----------

<i>c</i>	ciclo, compresor, frío
----------	------------------------

<i>com</i>	componentes
------------	-------------

<i>eg</i>	generador eléctrico
-----------	---------------------

<i>ele</i>	eléctrico
------------	-----------

<i>end</i>	extremo del intercambiador de calor
------------	-------------------------------------

<i>exp</i>	gastos
------------	--------

<i>ext</i>	extra
------------	-------

<i>f</i>	fluido
----------	--------

<i>fi</i>	primera iteración
-----------	-------------------

<i>g</i>	geotérmico
<i>h</i>	calentador, caliente, hidráulico
<i>he</i>	intercambiador de calor
<i>I</i>	energética (primera ley)
<i>i</i>	nodo
<i>ic</i>	interenfriador
<i>II</i>	exergética (segunda ley)
<i>in</i>	entrada
<i>int</i>	intermedio
<i>j</i>	segmento
<i>k</i>	componente k-ésimo
<i>m</i>	promedio
<i>max</i>	máxima
<i>min</i>	mínima
<i>ml</i>	media logarítmica
<i>net</i>	neta
<i>ori</i>	original
<i>out</i>	salida
<i>p</i>	bomba
<i>pb</i>	bloque de potencia
<i>pc</i>	enfriador
<i>pp</i>	pinch point
<i>r</i>	recuperador

<i>ref</i>	referencia
<i>rel</i>	relativo
<i>rev</i>	ingresos
<i>s</i>	sistema
<i>sh</i>	flecha
<i>t</i>	turbina
<i>tot</i>	total
<i>w</i>	agua, pared
<i>y</i>	año

Abreviaturas

A1	enfoque uno
A2	enfoque dos
ANN	red neuronal artificial
CCP	cogeneración de potencia y frío
CCUS	captura, utilización y secuestro de carbono
CEPCI	índice de costos de plantas de ingeniería química
CO ₂	dióxido de carbono
CPG	pluma geotérmica de CO ₂
EGS	sistema geotérmico mejorado
F	flash
GA	algoritmo genético
GWP	potencial de calentamiento global
HE	intercambiador de calor

IBC	ciclo Brayton interenfriado
IEA	agencia internacional de energía
IRBC	ciclo Brayton interenfriado y recuperado
IRR	tasa interna de retorno
KC	ciclo Kalina
LINMAP	técnica de programación lineal para el análisis multidimensional de preferencia
LMTD	diferencia de temperaturas media logarítmica
LNG	gas natural licuado
LNGHS	sumidero de calor de gas natural licuado
NPV	valor actual neto
NSGA-II	algoritmo genético de ordenamiento no dominado
ODP	potencial de agotamiento de la capa de ozono
ORC	ciclo Rankine orgánico
PC	punto crítico
PCHE	intercambiador de calor de circuito impreso
PP	pinch point
RBC	ciclo Brayton recuperado
S1	escenario 1
S2	escenario 2
S3	escenario 3
SBC	ciclo Brayton simple
SCBC	ciclo Brayton supercrítico basado en dióxido de carbono

sCO ₂	dióxido de carbono supercrítico
SS	acero inoxidable
STHE	intercambiador de calor de coraza y tubos
TCRC	ciclo Rankine transcrito basado en dióxido de carbono
TMAR	tasa mínima atractiva de rendimiento
WHR	recuperación de calor residual

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

El continuo desarrollo de la humanidad así como su reproducción desmedida, provocan una creciente demanda de energía. De acuerdo con la agencia internacional de energía (IEA), en un escenario en el cual el mundo continúa con su camino actual sin modificar las políticas ligadas a la energía, se prevé un aumento en la demanda de energía de 1.3 % cada año hasta el 2040. Mientras que si las intenciones expresadas públicamente por los tomadores de decisiones y las nuevas políticas energéticas son implementadas, este incremento se reduce hasta un valor del 1 % [1]. Tradicionalmente, la principal fuente de energía usada por los humanos para satisfacer sus necesidades han sido los combustibles fósiles. Se prevé que la demanda de petróleo se incrementará en un 30 % mientras que la de carbón y gas natural aumentará en un 50 % para el periodo comprendido entre 2007 y 2035 [2]. Actualmente las fuentes de energía basadas en hidrocarburos siguen representando la mayor proporción en el suministro energético mundial. Se ha reportado que el 70 % de la generación de potencia depende de los combustibles fósiles [3]. No obstante, el uso de estos, tiende a generar dos problemas específicamente. Por un lado, las emisiones antropogénicas derivadas de su combustión provocan un considerable impacto ambiental, como el smog, la lluvia ácida, el calentamiento global y el cambio climático. Por otra parte, estos recursos son finitos y tarde o temprano comenzarán a escasear. Debido a esto, actualmente existe un gran interés a nivel mundial por encontrar alternativas a los combustibles fósiles así como de mejorar las tecnologías actuales de conversión de energía y desarrollar nuevas, de tal forma que el uso de la energía sea más eficiente y con el menor impacto ambiental posible.

La preocupación por el cambio climático llevó a las Naciones Unidas a establecer un comité para combatirlo. En 1997 se firmó el Protocolo de Kioto donde inicialmente los países industrializados se comprometieron a reducir entre el 2008 y 2012 los niveles de emisiones de dióxido de carbono (CO_2) y otros gases de efecto invernadero en un 5 % por debajo de los niveles registrados en 1990 [4]. Posteriormente, en el 2015 se firmó el Acuerdo de París para tratar de mitigar el cambio climático. Se fijó la meta de limitar el aumento de la temperatura global por debajo de 2 °C con respecto a los tiempos preindustriales haciendo esfuerzos por limitarlo a 1.5 °C [1, 5]. En este sentido, las energías renovables tales como la solar, la eólica, la geotérmica, la hidráulica, entre otras, se han vuelto muy populares en los últimos años ya que son excelentes alternativas a los combustibles fósiles. Estas fuentes de energía son virtualmente inagotables —al

menos en el periodo de tiempo que el hombre habite el planeta tierra— y por lo general son limpias, i.e., no dañan al ambiente.

La energía geotérmica es la energía almacenada en el subsuelo en forma de calor [6]. Es una energía limpia, eficiente y estable con un gran potencial de utilización [7]. A diferencia de otras fuentes de energía renovable como la solar o la eólica las cuáles son intermitentes, la energía geotérmica está disponible todo el tiempo por lo que es adecuada para generación base [8]. La forma más común y aceptada para clasificar los recursos geotérmicos es usando su temperatura (o entalpía). En este sentido pueden clasificarse como recursos de alta temperatura ($T > 150\text{ }^{\circ}\text{C}$), media temperatura ($90\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T \leq 150\text{ }^{\circ}\text{C}$) y baja temperatura ($T < 90\text{ }^{\circ}\text{C}$) [9]. Tradicionalmente, los recursos geotérmicos de alta temperatura se han utilizado ampliamente para la generación de electricidad [10] mediante sistemas de vapor seco y de flash [11]. Sin embargo, la mayoría de los recursos geotérmicos son del tipo de media a baja temperatura. Se estima que más del 70% de los recursos geotérmicos en todo el mundo son campos dominados por agua a temperaturas inferiores a $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ [12]. Estos recursos de bajo grado, se han utilizado en menor medida para la generación de electricidad a pesar de su gran potencial mundial estimado [10]. La temperatura de estos recursos no permite la conversión eficiente a energía eléctrica a través de centrales convencionales. Por lo tanto, cómo utilizar este tipo de fuentes de manera eficiente es un problema que necesita resolverse [7]. En este sentido, el ciclo Rankine orgánico (ORC), el ciclo Kalina (KC) y el ciclo Rankine con CO_2 transcrito (TCRC) son sistemas eficaces de conversión de energía para utilizar fuentes de calor de bajo grado [7, 13]. Sin embargo, existen algunos inconvenientes de utilizar las primeras dos tecnologías. Por ejemplo, los fluidos de trabajo usados en los ORCs pueden ser tóxicos, costosos y dañinos para el ambiente, mientras que los KCs requieren componentes adicionales que aumentan la complejidad del sistema [13]. Por otro lado, el CO_2 es abundante, barato, no tóxico, ininflamable [14], tiene un bajo potencial de calentamiento global (GWP) y un potencial de agotamiento del ozono igual a cero (ODP) [15]. Además, usando este fluido se logra una mejor adaptación térmica durante el proceso de adición de calor el cual se realiza sin cambio de fase, eliminando la limitación del «pinch point» (PP) en el calentador de gas [16], reduciendo las irreversibilidades del proceso [17]. Asimismo, el tamaño de las plantas de potencia basadas en CO_2 supercrítico (sCO_2) es potencialmente menor y, por lo tanto, se requieren menores costos de inversión en comparación con los sistemas orgánicos y de vapor [18].

1.2. Breve historia sobre los ciclos de potencia basados en CO₂

La idea de usar ciclos de potencia basados en CO₂ se remonta a 1950 cuando Sulzer [19] patentó un ciclo de condensación parcial que utilizaba CO₂ como fluido de trabajo. Posteriormente en los años sesenta se publicaron algunas investigaciones realizadas por Dekhtiarov [20], Feher [21] y Angelino [22–24]. Sin embargo, el interés decayó y no fue hasta principios del siglo XXI cuando Dostal [25] reavivó el interés en esta tecnología al evaluar estos sistemas para una aplicación nuclear [14]. Desde entonces, los ciclos de potencia basados en CO₂ han captado la atención de las comunidades científica e industrial [26]. Así, el número de publicaciones y patentes relacionadas con esta tecnología ha crecido exponencialmente en los últimos años [14, 27, 28]. Además, se han establecido eventos internacionales especializados en esta tecnología tales como el «sCO₂ Power Cycles Symposium» y la «European sCO₂ conference for energy systems» [14]. Se han propuesto una gran variedad de configuraciones para el ciclo [26] y se han considerado una gran diversidad de aplicaciones para su utilización, abarcando un amplio rango de temperaturas de la fuente de calor. Algunas de las aplicaciones consideradas son la nuclear, la solar, recuperación de calor residual (WHR), energía geotérmica e incluso combustibles fósiles, [15, 29, 30]. Hoy en día, los ciclos de potencia basados en CO₂ son reconocidos como una de las alternativas más prometedoras para los sistemas de potencia de nueva generación [26].

La mayoría de estudios realizados han sido de carácter teórico mientras que la investigación experimental se ha llevado a cabo en menor proporción [27]. Actualmente, esta tecnología aún no alcanza la madurez tecnológica necesaria para su despliegue comercial a gran escala. Sin embargo, la factibilidad técnica de este concepto ya ha sido demostrada en distintas instalaciones experimentales [15, 26]. De acuerdo con la Ref. [27], actualmente existen cerca de diez instalaciones alrededor del mundo en países como Estados Unidos, Corea, Japón y China. Las principales instituciones encargadas de estas instalaciones son: «Sandia National Laboratories», «Southwest Research Institute», «Echogen», «GE», «Net Power», «Korea Institute of Energy Research», «Tokyo Institute of Technology» y «North China Electric Power University». Vale la pena destacar que, a finales del 2014, Echogen se convirtió en la primera empresa en lograr la comercialización de estos sistemas [31]. Se trata de plantas basadas en el TCRC las

cuales utilizan calor residual como fuente de aporte térmico. Echogen oferta los modelos denominados EPS100, EPS35, and EPS30, con potencias de salida de 8, 1.8 y 1.35 MW, respectivamente [30]. Para el lector interesado, en las revisiones presentadas en las Refs. [14, 15, 27, 32–36] se pueden encontrar descripciones más detalladas sobre las instalaciones experimentales existentes.

1.3. Revisión bibliográfica sobre ciclos de potencia basados en CO₂ en sistemas geotérmicos de ciclo binario

Una revisión bibliográfica sobre el uso de ciclos de potencia basados en CO₂ en el contexto de sistemas geotérmicos de ciclo binario¹, revela algunos aspectos bajo estudio tales como análisis termodinámicos, termo-económicos, exergoeconómicos y en condiciones fuera de diseño. Con respecto a los análisis termodinámicos, Guo et al. [37] compararon un TCRC con un ORC utilizando R245fa como fluido de trabajo. Reportaron que entre ambas alternativas, el TCRC produce la mayor potencia neta. Sabau et al. [38] simularon el funcionamiento de TCRCs y ciclos Brayton con sCO₂ (SCBC). Sus resultados muestran que el SCBC es superior al TCRC. Yin et al. [39] investigaron el desempeño de ciclos Brayton y Rankine que utilizaron mezclas de SF₆ y CO₂ como fluidos de trabajo. Sus resultados indican que, el uso de las mezclas zeotrópicas incrementa la eficiencia térmica de los ciclos. Vetter et al. [40] llevaron a cabo un análisis comparativo entre un TCRC y ORCs utilizando diferentes fluidos de trabajo. De acuerdo con sus resultados, el TCRC no parece una opción adecuada bajo las condiciones de su estudio. Walraven et al. [41] realizaron una comparación entre un KC, un TCRC, y ORCs considerando hasta ochenta fluidos de trabajo. Encontraron que, los ORCs transcíticos y multipresión subcríticos son las mejores opciones. Además, señalaron que una restricción en la temperatura de salida de la salmuera disminuye en gran medida la potencia generada y en este caso, el KC se comporta mejor. Astolfi et al. [42] compararon TCRCs, SCBCs y ORCs para aplicaciones de media a baja temperatura tales como sistemas geotérmicos mejorados (EGS), plantas solares, plantas de biomasa y WHR. Consideraron diferentes grados de enfriamiento para la fuente de aporte térmico; y dos sumideros de calor,

¹Existe otro uso para el CO₂ en el contexto de la energía geotérmica. En el Apéndice A se presenta mayor información.

representativos de agua de enfriamiento y aire ambiental. Sus resultados fueron presentados como mapas de desempeño abarcando temperaturas máximas de entre 200 y 600 °C (entre 250 y 300 °C para la aplicación geotérmica). Meng et al. [43] realizaron una comparación entre un TCRC, un ORC y un KC. Hallaron que, en condiciones óptimas, el TCRC alcanza la mayor potencia neta, el ORC logra la mayor eficiencia térmica y el KC consigue la eficiencia exergética más alta.

Algunos investigadores han evaluado el uso de gas natural licuado (LNG) como sumidero de calor para el TCRC. El sistema resultante es un sistema combinado TCRC-LNG, en el que además de usar el LNG como el sumidero de calor, el LNG calentado es usado para producir potencia adicional al expandirlo en una turbina. En este contexto, Wang et al. [44] reportaron un conjunto de soluciones óptimas luego de optimizar un sistema combinado TCRC-LNG utilizando como funciones objetivo tanto la eficiencia exergética como el área de transferencia de calor por unidad de potencia producida. Ahmadi et al. [45] optimizaron un sistema similar al de la Ref. [44] y evaluaron tres técnicas para la elección de las soluciones óptimas generales. Xia et al. [46] propusieron dos sistemas de cogeneración de frío y potencia (CCP) novedosos, los cuales estaban integrados por un TCRC y un ciclo de refrigeración con eyector. Como fluido de trabajo utilizaron mezclas de CO₂ y R32. Sus resultados indican que los sistemas propuestos tienen mejor rendimiento térmico que un sistema convencional de CCP con eyector.

En cuanto a los análisis termo-económicos, Shengjun et al. [47] llevaron a cabo una comparación de ciclos Rankine simples subcríticos y transcíticos utilizando diferentes fluidos de trabajo (entre ellos el CO₂). Concluyeron que el ciclo transcítico usando R125 muestra un excelente desempeño tanto económico como medio ambiental y puede maximizar la utilización del recurso geotérmico. Li et al. [48] realizaron un análisis comparativo entre TCRCs y ORCs. Los resultados obtenidos muestran que el TCRC no recuperado alcanza el valor más bajo en términos de la relación entre el costo de los HEs y el costo total. Li y Dai [49] hicieron un análisis comparativo entre un TCRC y un KC. Sus resultados indican que el TCRC es superior sólo en términos de eficiencia exergética. Yang y Yeh [50] evaluaron distintos ciclos Rankine transcíticos los cuales utilizaron CO₂, R41 y R125 como fluidos de trabajo. Descubrieron que en condiciones óptimas, el TCRC tiene el menor valor en cuanto al cociente entre la potencia neta y el costo total. Wu et al. [51] analizaron el uso de mezclas zeotrópicas basadas en CO₂ como fluidos de trabajo en ciclos Rankine transcíticos. Encontraron que las mezclas propuestas pueden reducir el costo por unidad de potencia en comparación con el CO₂

puro. Li et al. [52] realizaron una comparación entre TCRCs y ORCs, considerando aplicaciones de WHR y energía geotérmica a temperaturas medias-bajas. Hallaron que, para la aplicación geotérmica, el ORC simple es el más efectivo económicamente. Meng et al. [53] evaluaron cuatro configuraciones del TCRC. Resultó que la configuración con recalentamiento alcanza el mayor desempeño y la compararon con un ORC y un KC. Concluyeron que el TCRC produce la mayor potencia neta mientras que el KC tiene el mejor desempeño económico (seguido por el TCRC). Yu et al. [7] propusieron un sistema combinado integrado por un KC y un TCRC. Sus resultados muestran que, el sistema propuesto genera mayor potencia neta que los dos ciclos funcionando por separado. Por otro lado, una optimización multiobjetivo indica que el sistema propuesto puede incrementar el grado de utilización del agua geotérmica comparado con un sistema convencional.

Además de los estudios centrados en el análisis termo-económico, existen otros que utilizan el concepto de exergoeconomía, donde se combinan los análisis exergético y económico. Ahmadi et al. [54], ampliaron su análisis anterior [45], considerando la exergoeconomía para así calcular el costo total del producto. Fiaschi et al. [55] realizaron una comparación entre KCs, ORCs, TCRCs y SCBCs para dos casos de estudio. Sus resultados muestran que, en el caso del recurso geotérmico de temperatura media, el ORC con R1233zd(E) obtiene el mejor desempeño exergoeconómico, mientras que el KC logra un mejor rendimiento para el uso del recurso de baja temperatura. En cuanto a los TCRCs y SCBCs, hallaron que el último obtiene mayor eficiencia pero con un costo unitario más elevado. Abdolalipouradl et al. [56] propusieron un nuevo sistema combinado compuesto por un sistema de flash simple, un TCRC y un KC, para la planta de energía geotérmica de Sabalan ubicada en Irán. Encontraron que el sistema propuesto tiene un mejor desempeño que los sistemas propuestos anteriormente. Liu et al. [57] propusieron y analizaron un sistema de cogeneración compuesto por un TCRC y un ciclo de bomba de calor basado en CO₂. Este sistema es capaz de producir simultáneamente potencia, agua caliente y aire caliente.

También se ha estudiado el funcionamiento de los sistemas en condiciones fuera de diseño. Wang et al. [58] realizaron un análisis fuera de diseño para un sistema combinado TCRC-LNG. Li et al. [13] ofrecieron una metodología para la operación fuera de diseño de un TCRC recuperado aplicando la estrategia de control de presión deslizante. Du et al. [59] propusieron un método novedoso para el funcionamiento óptimo de un TCRC en el que la presión de evaporación y el ángulo de salida de los estatores se seleccionaron

como variables de control. Wu et al. [60] estudiaron el efecto del recuperador sobre el rendimiento de un TCRC en condiciones dentro y fuera de diseño. Finalmente, Peng et al. [61] compararon el desempeño de dos turbinas axiales en ciclos Rankine usando CO_2 y mezclas zeotrópicas como fluidos de trabajo en condiciones fuera de diseño. Sus resultados muestran que, la turbina que trabaja con CO_2 tiene una mayor eficiencia que la del ORC para todo el rango de operación considerado.

La revisión bibliográfica anterior se sintetiza en la Tabla 1.1. Adicionalmente, en la Tabla 1.2 se presenta un compendio de estudios sobre ciclos de potencia basados en CO_2 pero para aplicaciones de calor de bajo grado distintas a la geotérmica. Se puede observar que, la mayoría de los estudios han considerado el análisis del TCRC y sólo unos cuantos han incluido al SCBC. Sin embargo, debido a la relativamente baja temperatura crítica del CO_2 ($30.98\text{ }^\circ\text{C}$), el TCRC requiere sumideros de calor de baja temperatura ($<15\text{ }^\circ\text{C}$) durante todo el año para poder condensar el fluido de trabajo y funcionar correctamente [23,62]. Lo anterior es difícil de lograr en condiciones normales de funcionamiento y no es posible en todas las regiones del mundo [63]. Algunas propuestas para abordar este problema son la utilización de LNG como sumidero de calor [44], la incorporación de un eyector en el ciclo [64], el uso de mezclas de CO_2 y fluidos orgánicos como fluidos de trabajo [65], la adopción del nuevo ciclo denominado TCRC autocondensante [66] y el uso de un subsistema de refrigeración por compresión de vapor [67]. Sin embargo, estas soluciones hacen que el sistema sea más complejo o hacen uso de fluidos orgánicos con algunas de las desventajas descritas anteriormente. Una solución más simple es la adopción de un SCBC tal como fue propuesto por Mondal y De [68] quienes evaluaron el uso de SCBCs para una aplicación de WHR de bajo grado. Encontraron que el uso de compresión de varias etapas e interenfriamiento, mejora sustancialmente tanto la potencia específica como la eficiencia energética en comparación con un ciclo de referencia. En este sentido, aunque el SCBC generalmente está destinado para fuentes de calor de alto grado [69] y se ha ignorado para aplicaciones de baja temperatura, puede ser más adecuado que el TCRC ya que no requiere sumideros de calor de temperaturas tan bajas, pudiendo usar inclusive aire ambiental para enfriar el CO_2 en ubicaciones áridas [70].

Tabla 1.1. Trabajos recientes sobre ciclos de potencia basados en CO₂ en sistemas geotérmicos de ciclo binario.

Año	Autores	Sistemas estudiados ^a	Tipo de análisis ^b	Temperatura de la salmuera [°C]
2020	Liu et al. [57]	CS: TCRC-TCHP	EE	170
2020	Yu et al. [7]	TCRC y KC	TE	122
2020	Xia et al. [46]	CS: TCRC-ER-m	T	150
2020	Peng et al. [61]	TCRC y ORC-m	OD	120
2019	Abdolalipouradl et al. [56]	CS: F-TCRC-KC	EE	164.85 y 182
2019	Meng et al. [53]	TCRC, ORC y KC	TE	120
2019	Meng et al. [43]	TCRC, ORC y KC	T	120
2019	Li et al. [52]	TCRC y ORC	TE	100 - 200
2018	Wu et al. [60]	TCRC	OD	140
2018	Du et al. [59]	TCRC	OD	125
2018	Li et al. [13]	TCRC	OD y EE	122
2018	Astolfi et al. [42]	TCRC, <i>SCBC</i> y ORC	T	250 - 300
2017	Wang et al. [58]	CS: TCRC-LNG	OD	90
2017	Wu et al. [51]	TCRC-m	TE	100 - 150
2017	Fiaschi et al. [55]	TCRC, <i>SCBC</i> , ORC y KC	EE	120 y 325
2016	Ahmadi et al. [54]	CS: TCRC-LNG	EE	140
2016	Ahmadi et al. [45]	CS: TCRC-LNG	T	140
2015	Yang y Yeh [50]	TCRC y ORC	TE	90 - 110
2014	Li y Dai [49]	TCRC y KC	TE	120
2014	Li et al. [48]	TCRC y ORC	TE	90 - 120
2014	Wang et al. [44]	CS: TCRC-LNG	T	140
2013	Walraven et al. [41]	TCRC, ORC y KC	T	125
2013	Vetter et al. [40]	TCRC y ORC	T	130 - 170
2013	Yin et al. [39]	TCRC y <i>SCBC</i> -m	T	140 - 190
2011	Sabau et al. [38]	TCRC y <i>SCBC</i>	T	90 - 160
2011	Shengjun et al. [47]	TCRC y ORC	TE	80 - 100
2010	Guo et al. [37]	TCRC y ORC	T	80 - 120

^aCS: sistema combinado; ER: refrigeración con eyector; F: flash; KC: ciclo Kalina; LNG: sumidero de calor de gas natural licuado; m: mezclas de fluidos; ORC: ciclo Rankine orgánico; SCBC: ciclo Brayton CO₂ supercrítico; TCHP: Bomba de calor CO₂ transcrítico; TCRC: ciclo Rankine CO₂ transcrítico.

^bEE: exergoeconómico; OD: fuera de diseño; T: termodinámico; TE: termo-económico.

Tabla 1.2. Trabajos recientes sobre ciclos de potencia basados en CO₂ impulsados por otras fuentes de calor de bajo grado.

Año	Autores	Sistemas estudiados ^a	Tipo de análisis ^b	Fuente de calor ^c	Temperatura de la fuente [°C]
2021	Kizilkan et al. [69]	TCRC	T	S	~210*
2020	Abdollahpour et al. [71]	CS: TCRC-LNG	EE	S	147.96
2019	Yu et al. [72]	CS: ORC-LNG y TCRC-LNG	T	SW y WH	10 y 150
2019	Xia et al. [73]	CS: TCRC-LNG	OD	AA	40
2018	Xia et al. [65]	TCRC-m	T y EE	WH	200 y 400
2018	Xia et al. [64]	TCRCE	TE	HA	180
2017	Mondal y De [74]	TCRC y OFC	TE	WH	150
2016	Li et al. [75]	TCRC y ORC	T	WH	120 - 260
2015	Amini [76]	TCRC	TE	WH	150
2015	Mondal y De [68]	SCBC	T	WH	180
2014	Dai et al. [77]	TCRC-m	T	WH	120 - 240
2014	Li et al. [78]	TCRC y TCRCE	T	NE	60 - 90
2013	Tuo [79]	TCRC	TE	WH	100
2011	Chen et al. [80]	TCRC y ORC	T	NE	100 - 180
2011	Vélez et al. [81]	TCRC	T	WH	60 - 150
2011	Tuo [82]	TCRC	T	WH	100
2011	Baik et al. [83]	TCRC y ORC	T	NE	100
2010	Wang et al. [84]	TCRC	T	WH	60 - 90
2010	Cayer et al. [85]	TCRC	TE	WH	100
2009	Cayer et al. [86]	TCRC	T	WH	100
2006	Chen et al. [87]	TCRC y ORC	T	WH	150

^aCS: sistema combinado; LNG: sumidero de calor de gas natural licuado; m: mezclas de fluidos; OFC: ciclo flash orgánico; ORC: ciclo Rankine orgánico; SCBC: ciclo Brayton CO₂ supercrítico; TCRC: ciclo Rankine CO₂ transcrito; TCRCE: ciclo Rankine CO₂ transcrito con eyector.

^bEE: exergoeconómico; OD: fuera de diseño; T: termodinámico; TE: termo-económico.

^cAA; aire ambiental; HA: aire caliente; NE: no especificado; S: solar; SW: agua marina; WH: calor residual.

*Temperatura de entrada a la turbina.

Vale la pena destacar que, generalmente los ciclos de potencia de gas son considerados no viables para implementarse en aplicaciones con fuentes de calor de baja temperatura [88]. En parte esto se debe a que la potencia requerida para comprimir un gas es sustancial, consumiendo una gran parte de la potencia generada por la turbina. Lo último puede verse incluso en los ciclos Brayton abiertos (las denominadas turbinas de gas) los cuales a pesar de operar a temperaturas muy elevadas, no alcanzan eficiencias altas porque el compresor consume una gran cantidad de potencia [29]. En estos sistemas, usualmente el compresor consume más del 50 % de la potencia generada por la turbina [89]. Por otro lado, los SCBCs operando cerca del punto crítico (PC) pueden tomar ventaja de una reducida potencia de compresión gracias a la baja compresibilidad y alta densidad del CO_2 cerca del PC [29, 67]. Así, estos últimos pueden resultar técnicamente viables incluso en aplicaciones de fuentes de calor de bajo grado.

Para ilustrar el problema de la condensación descrito anteriormente, en la Figura 1.1 se presentan los diagramas Temperatura-entropía específica (T-s) del TCRC y del SCBC en sus configuraciones más sencillas. Como se observa, el TCRC opera tanto en la zona supercrítica como en la subcrítica (de ahí que se le llame ciclo transcrito), mientras que el SCBC trabaja completamente en la zona supercrítica. Lógicamente, para que exista condensación del CO_2 en el TCRC, su temperatura debe ser menor a la crítica. Para el diagrama del TCRC mostrado, se eligió una temperatura de condensación de 20 °C y una diferencia de temperaturas mínima (en el PP) de 5 °C, por lo que la temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del condensador debe ser menor o igual a 15 °C (Para el diagrama mostrado se usó una temperatura de 13 °C). Como se mencionó anteriormente, en muchas ubicaciones, podría ser complicado o imposible tener disponibilidad de agua de enfriamiento con estas características. Además, para las condiciones de operación plasmadas en el diagrama, el perfil de temperaturas del agua es casi horizontal. Esto, probablemente resultaría en un gran flujo másico de agua requerido. Entonces, sería deseable que el agua estuviera a una temperatura aún menor para así reducir su consumo. Por otra parte, el SCBC al operar por encima del PC, no tiene limitantes en cuanto a las características del sumidero de calor. Dependiendo del sumidero disponible, la temperatura mínima del SCBC podría modificarse —manteniéndola por encima del punto crítico—. Sin embargo, es deseable que el estado a la entrada del compresor esté lo más cercano posible al PC para poder tomar ventaja de la reducción en la potencia de compresión.

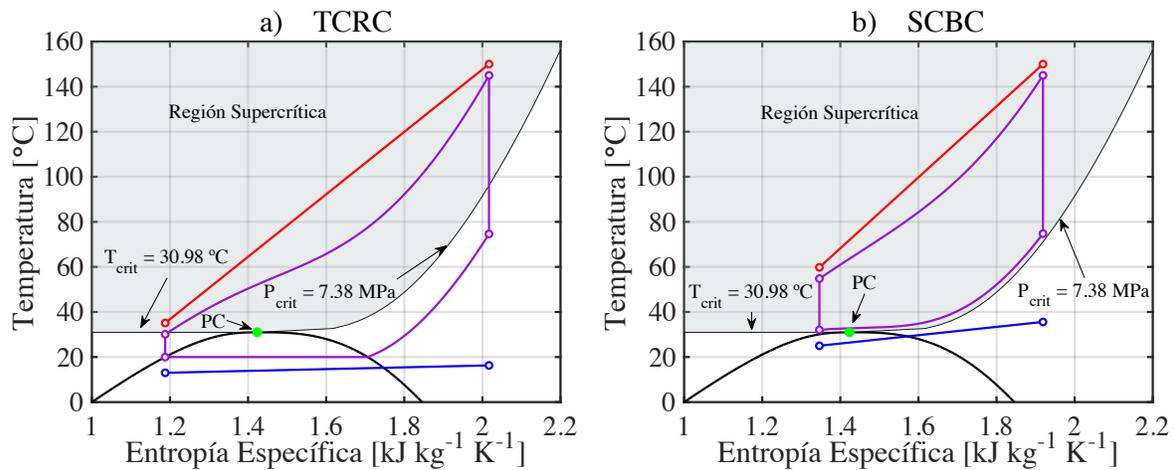


Figura 1.1. Diagramas T-s de: a) ciclo Rankine con CO₂ transcrito y b) ciclo Brayton con CO₂ supercrítico.

1.4. Hipótesis, objetivos y aportaciones

Con base en la revisión bibliográfica, las pocas investigaciones que abordaron el análisis de SCBCs se centraron principalmente en analizarlos desde el punto de vista termodinámico dejando de lado aspectos económicos. La revisión indica que, en el contexto de plantas geotérmicas de ciclo binario con recurso geotérmico de media-baja temperatura, en ningún trabajo previo se compararon distintas configuraciones del SCBC considerando aspectos tanto técnicos como económicos, ni se informa sobre la viabilidad económica de implementar este tipo de ciclos. Por lo tanto, con el objetivo de llenar este vacío en el conocimiento, y partiendo de la hipótesis de que es factible tanto técnica como económicamente utilizar SCBCs en sistemas geotérmicos de ciclo binario, en este trabajo se analizan y comparan cuatro configuraciones del SCBC desde los puntos de vista tanto técnico como económico. Los objetivos son comparar distintas configuraciones del SCBC, estimar la viabilidad de implementarlas y determinar la configuración más adecuada para esta aplicación. Las principales aportaciones de este trabajo se pueden resumir de la siguiente manera:

- Se proponen y comparan distintas configuraciones del SCBC para fungir como ciclos de potencia en sistemas geotérmicos de ciclo binario considerando factores tanto técnicos como económicos.

- Se propone e implementa un procedimiento de solución de los modelos en el cuál, los modelos termodinámicos de los sistemas y los modelos termo-hidráulicos de los HEs se acoplan y resuelven simultáneamente.
- Se investiga el efecto de las principales variables de diseño sobre el desempeño de los sistemas.
- Se analizan distintos enfoques para el uso de la caída de presión permitida en el dimensionamiento de los HEs.
- Se estima la viabilidad tanto técnica como económica de implementar los sistemas propuestas.

1.5. Estructura de la tesis

El resto de este documento, está estructurado de la siguiente manera.

Capítulo 2. En el segundo capítulo, se proponen los sistemas a estudiar y se analizan aplicando tanto la primera como la segunda ley de termodinámica. Para esto, se desarrollaron modelos matemáticos relativamente simples basados en los balances de materia, energía y exergía de los componentes principales de los sistemas.

Capítulo 3. El tercer capítulo aborda un análisis termodinámico desde un enfoque más detallado que el presentado en el Capítulo 2. Esto se hizo al incluir en los cálculos, el efecto de otros componentes tales como el generador eléctrico y las bombas de circulación. Además se implementó un procedimiento de solución en el que se acoplaron y resolvieron simultáneamente los modelos termodinámico, de transferencia de calor e hidráulico.

Capítulo 4. El cuarto capítulo consiste en la ampliación del análisis presentado en el Capítulo 3 al incorporar el cálculo de indicadores económicos. Estos modelos involucraron la estimación de los costos de inversión, los ingresos y gastos en la operación de los sistemas, así como el cálculo de indicadores de factibilidad económica.

Capítulo 5. Finalmente, en el último capítulo se presentan las principales conclusiones obtenidas al culminar la presente investigación. Además, se exponen las principales limitaciones detectadas y se emiten recomendaciones para trabajos futuros.

Apéndice A. Como información suplementaria, este apéndice presenta una breve descripción de los principales usos del CO₂ en el campo del aprovechamiento de la energía geotérmica.

Apéndice B. Este apéndice incluye la evaluación del uso de redes neuronales artificiales (ANN) para el modelado de los sistemas propuestos con el objetivo de reducir el tiempo requerido para realizar los cálculos.

Apéndice C. Finalmente, en este apéndice se presenta un listado de los trabajos académicos desprendidos directa o indirectamente de esta investigación. Además, se listan los artículos en los cuales se colaboró durante el periodo de estudios del doctorado, los cuales son independientes de la presente investigación.

Capítulo 2

Análisis energético y exergético

En este capítulo, se presenta un análisis termodinámico comparativo entre cuatro configuraciones del ciclo Brayton basado en CO_2 supercrítico impulsadas por 20 kg/s de salmuera geotérmica a 150 °C. Para ello, se desarrollaron modelos matemáticos relativamente sencillos para obtener rápidamente información sobre el desempeño de los sistemas. Se llevaron a cabo simulaciones de un caso base, un análisis paramétrico y optimizaciones mediante algoritmos genéticos. Los resultados muestran que, bajo las condiciones de operación que maximizan la potencia neta generada y restringiendo la temperatura mínima de la salmuera a la reinyección a un valor de 70 °C, el ciclo Brayton recuperado e interenfriado (IRBC) logró el mejor desempeño termodinámico, obteniendo 859.39 kW, 12.69 % y 57.83 % de potencia neta, eficiencias energética y exergética, respectivamente. Las otras alternativas factibles fueron el ciclo Brayton recuperado (RBC), el ciclo Brayton simple (SBC) y el ciclo Brayton interenfriado (IBC), siguiendo esta secuencia. Además, se observó que al no restringir la temperatura de la salmuera, las configuraciones con recuperación no presentan una gran ventaja respecto a sus contrapartes no recuperadas, por lo que en estas condiciones se podría prescindir de ellas.

2.1. Descripción de los sistemas

Los sistemas propuestos son plantas geotérmicas de ciclo binario que utilizan SCBCs como los ciclos de potencia. Se consideraron cuatro configuraciones del SCBC. La más básica, se basa en el ciclo Brayton simple (SBC), mientras que el resto son configuraciones que incorporan mejoras al SBC para aumentar su rendimiento termodinámico. Las demás configuraciones son: el ciclo Brayton recuperado (RBC), que incluye un intercambiador de calor (HE) interno para recuperar energía de la corriente de salida de la turbina para precalentar la corriente de salida del compresor; el ciclo Brayton interenfriado (IBC), en el que se incorpora una compresión de dos etapas con interenfriamiento; y el ciclo Brayton recuperado e interenfriado (IRBC), que utiliza tanto compresión de dos etapas con interenfriamiento como recuperación. Las configuraciones esquemáticas de los sistemas se muestran en la Figura 2.1, mientras que en la Figura 2.2 se muestran sus respectivos diagramas T-s. En aras de simplicidad, a continuación sólo se describe el funcionamiento del IRBC. En este sistema, la salmuera geotérmica sale de un pozo de producción y circula a través de un HE (calentador) donde proporciona energía térmica al ciclo de potencia. Posteriormente, la salmuera se reinyecta al subsuelo a través de un pozo de reinyección. Del lado del ciclo de potencia, una corriente de $s\text{CO}_2$ se comprime en un primer compresor (proceso 1-2), luego se enfría en un interenfriador donde el $s\text{CO}_2$ transfiere energía térmica a una corriente de agua de enfriamiento (proceso 2-3) y luego se comprime nuevamente en un segundo compresor (proceso 3-4). Luego, el $s\text{CO}_2$ circula a través de un HE interno (recuperador) donde absorbe una fracción de la energía de la corriente que abandona la turbina (proceso 4-5). Posteriormente, el $s\text{CO}_2$ ingresa al calentador donde absorbe la energía térmica proporcionada por la salmuera geotérmica (proceso 5-6). A continuación, el $s\text{CO}_2$ ingresa a la turbina, donde se expande y produce trabajo mecánico (proceso 6-7) para mover un generador eléctrico. Subsecuentemente, la corriente que sale de la turbina ingresa al recuperador donde transfiere energía a la corriente de salida del segundo compresor (proceso 7-8). Finalmente, el $s\text{CO}_2$ ingresa al enfriador donde cede energía hacia la corriente de agua de enfriamiento principal (proceso 8-1), cerrando el ciclo.

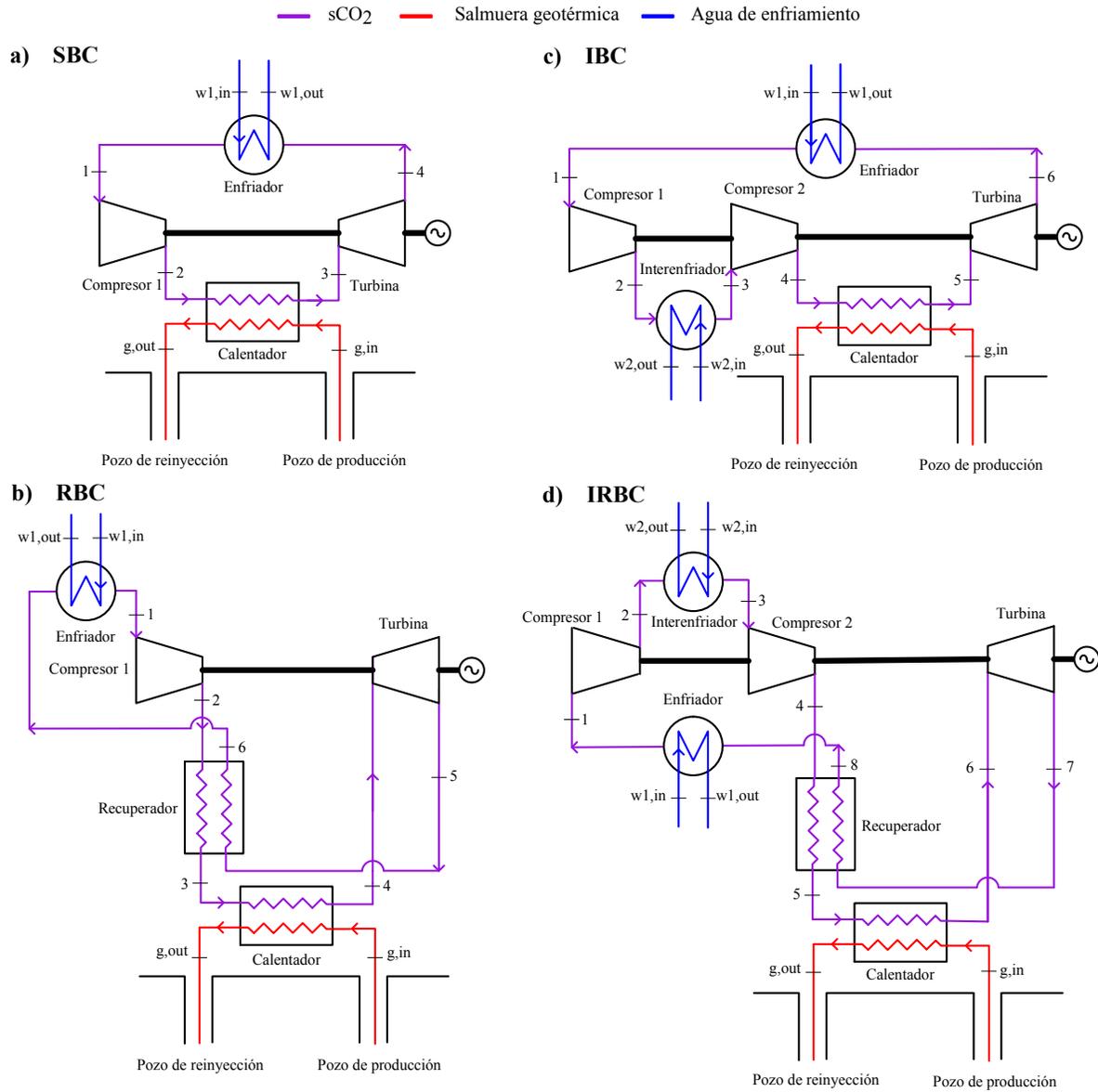


Figura 2.1. Configuración esquemática de los sistemas propuestos.

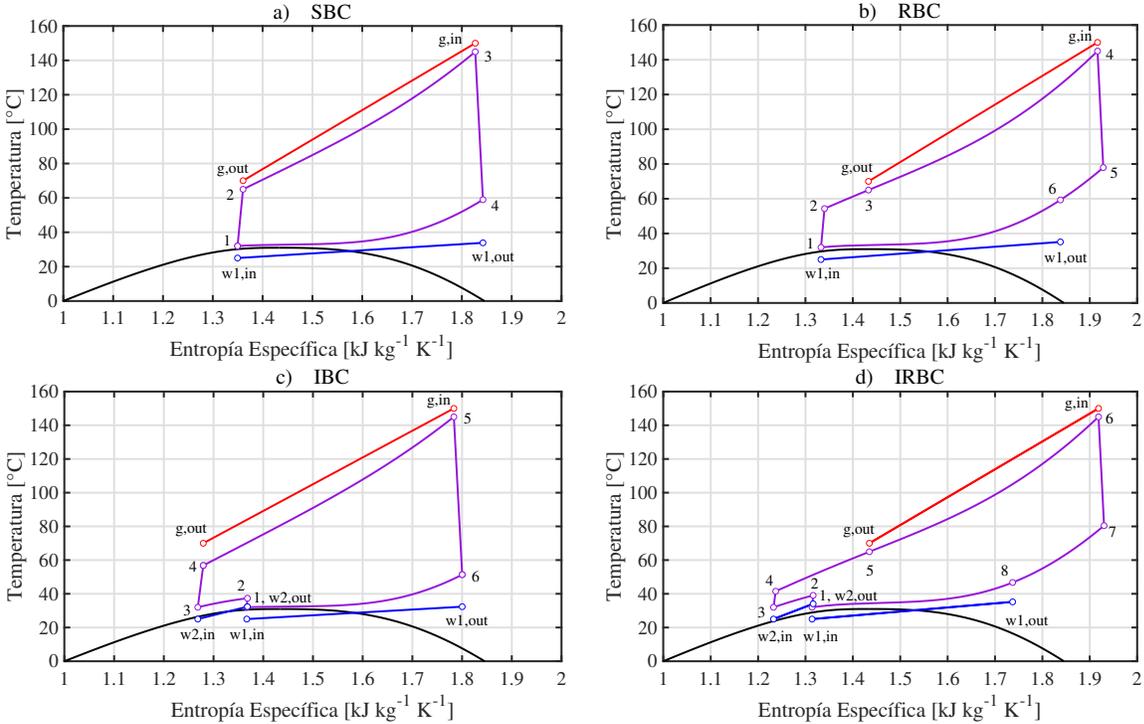


Figura 2.2. Diagramas T-s de los ciclos termodinámicos.

2.2. Procedimiento de modelado

Una vez que se realizó la propuesta de los sistemas a estudiar, se procedió con el modelado matemático de los mismos. Para esto, se establecieron algunas suposiciones:

- La operación del sistema es en estado estable.
- Los cambios en la energía cinética y potencial se consideran despreciables.
- Los componentes se consideran adiabáticos.
- No existen caídas de presión a lo largo de los HEs y las conexiones entre los distintos componentes.
- El generador eléctrico se descartó para el análisis.
- La salmuera geotérmica se comporta como agua pura.
- El agua de enfriamiento entra al sistema a condiciones ambientales.

- Todos los HEs operan a contra flujo.

El análisis energético se basa en la primera ley de la termodinámica y para llevarlo a cabo, se aplicaron los balances de masa y energía en cada componente de los sistemas mediante las Ecs. (2.1) y (2.2) [90].

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (2.1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{in}h_{in} - \sum \dot{m}_{out}h_{out} = 0 \quad (2.2)$$

Por otra parte, el análisis exergético el cual se basa en la segunda ley de la termodinámica, es una técnica importante para evaluar el desempeño de los sistemas energéticos. Revela la ubicación, el tipo y la magnitud real de las ineficiencias termodinámicas y proporciona una mejor comprensión de los procesos [91, 92]. En este sentido, la exergía de un sistema puede definirse como el trabajo teórico útil máximo que se puede obtener cuando el sistema alcanza un equilibrio termodinámico completo con el entorno mientras el sistema interactúa únicamente con el entorno. Esta puede dividirse en cuatro partes: la exergía física, la exergía química, la exergía cinética y la exergía potencial [93]. Los términos cinético y potencial suelen ser insignificantes, mientras que para sistemas sin reacciones químicas ni cambios de composición, el término químico no se toma en cuenta [92]. Por lo tanto, la exergía de flujo específica de una corriente está dada por la Ec. (2.3). Al multiplicar esta última ecuación por el flujo másico, se obtiene la exergía de flujo (Ec. (2.4)) [94].

$$b = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (2.3)$$

$$\dot{B} = \dot{m} [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (2.4)$$

Así, un balance de exergía en estado estacionario se puede definir mediante la Ec. (2.5) [95].

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum \dot{B}_{in} + \sum \dot{B}_{out} - \dot{I} = 0 \quad (2.5)$$

Este balance también se aplicó a cada uno de los componentes de los sistemas. En las Tablas 2.1 a 2.4, se presentan las ecuaciones resultantes luego de aplicar los balances de masa, energía y exergía a cada uno de los componentes de los sistemas propuestos.

Tabla 2.1. Modelo termodinámico del SBC.

Equipo	Balance de energía	Balance de exergía
Compresor 1	$\dot{W}_{c1} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}(h_{2s} - h_1)/\eta_c$	$\dot{I}_{c1} = \dot{W}_{c1} + \dot{B}_1 - \dot{B}_2$
Turbina	$\dot{W}_t = \dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}(h_3 - h_{4s})\eta_t$	$\dot{I}_t = \dot{B}_3 - \dot{B}_4 - \dot{W}_t$
Calentador de gas	$\dot{Q}_h = \dot{m}(h_3 - h_2) = \dot{m}_g(h_{g,in} - h_{g,out})$	$\dot{I}_h = \dot{B}_2 + \dot{B}_{g,in} - \dot{B}_3 - \dot{B}_{g,out}$
Enfriador	$\dot{Q}_{pc} = \dot{m}(h_4 - h_1) = \dot{m}_{w1}(h_{w1,out} - h_{w1,in})$	$\dot{I}_{pc} = \dot{B}_4 - \dot{B}_1 + \dot{B}_{w1,in} - \dot{B}_{w1,out}$

Tabla 2.2. Modelo termodinámico del RBC.

Equipo	Balance de energía	Balance de exergía
Compresor 1	$\dot{W}_{c1} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}(h_{2s} - h_1)/\eta_c$	$\dot{I}_{c1} = \dot{W}_{c1} + \dot{B}_1 - \dot{B}_2$
Turbina	$\dot{W}_t = \dot{m}(h_4 - h_5) = \dot{m}(h_4 - h_{5s})\eta_t$	$\dot{I}_t = \dot{B}_4 - \dot{B}_5 - \dot{W}_t$
Recuperador	$\dot{Q}_r = \dot{m}(h_5 - h_6) = \dot{m}(h_3 - h_2)$	$\dot{I}_r = \dot{B}_5 + \dot{B}_2 - \dot{B}_3 - \dot{B}_6$
Calentador de gas	$\dot{Q}_h = \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}_g(h_{g,in} - h_{g,out})$	$\dot{I}_h = \dot{B}_3 + \dot{B}_{g,in} - \dot{B}_4 - \dot{B}_{g,out}$
Enfriador	$\dot{Q}_{pc} = \dot{m}(h_6 - h_1) = \dot{m}_{w1}(h_{w1,out} - h_{w1,in})$	$\dot{I}_{pc} = \dot{B}_6 - \dot{B}_1 + \dot{B}_{w1,in} - \dot{B}_{w1,out}$

Tabla 2.3. Modelo termodinámico del IBC.

Equipo	Balance de energía	Balance de exergía
Compresor 1	$\dot{W}_{c1} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}(h_{2s} - h_1)/\eta_c$	$\dot{I}_{c1} = \dot{W}_{c1} + \dot{B}_1 - \dot{B}_2$
Compresor 2	$\dot{W}_{c2} = \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}(h_{4s} - h_3)/\eta_c$	$\dot{I}_{c2} = \dot{W}_{c2} + \dot{B}_3 - \dot{B}_4$
Turbina	$\dot{W}_t = \dot{m}(h_5 - h_6) = \dot{m}(h_5 - h_{6s})\eta_t$	$\dot{I}_t = \dot{B}_5 - \dot{B}_6 - \dot{W}_t$
Calentador de gas	$\dot{Q}_h = \dot{m}(h_5 - h_4) = \dot{m}_g(h_{g,in} - h_{g,out})$	$\dot{I}_h = \dot{B}_4 + \dot{B}_{g,in} - \dot{B}_5 - \dot{B}_{g,out}$
Enfriador	$\dot{Q}_{pc} = \dot{m}(h_6 - h_1) = \dot{m}_{w1}(h_{w1,out} - h_{w1,in})$	$\dot{I}_{pc} = \dot{B}_6 - \dot{B}_1 + \dot{B}_{w1,in} - \dot{B}_{w1,out}$
Interenfriador	$\dot{Q}_{ic} = \dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{w2}(h_{w2,out} - h_{w2,in})$	$\dot{I}_{ic} = \dot{B}_2 - \dot{B}_3 + \dot{B}_{w2,in} - \dot{B}_{w2,out}$

Tabla 2.4. Modelo termodinámico del IRBC.

Equipo	Balance de energía	Balance de exergía
Compresor 1	$\dot{W}_{c1} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}(h_{2s} - h_1)/\eta_c$	$\dot{I}_{c1} = \dot{W}_{c1} + \dot{B}_1 - \dot{B}_2$
Compresor 2	$\dot{W}_{c2} = \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}(h_{4s} - h_3)/\eta_c$	$\dot{I}_{c2} = \dot{W}_{c2} + \dot{B}_3 - \dot{B}_4$
Turbina	$\dot{W}_t = \dot{m}(h_6 - h_7) = \dot{m}(h_6 - h_{7s})\eta_t$	$\dot{I}_t = \dot{B}_6 - \dot{B}_7 - \dot{W}_t$
Recuperador	$\dot{Q}_r = \dot{m}(h_7 - h_8) = \dot{m}(h_5 - h_4)$	$\dot{I}_r = \dot{B}_7 + \dot{B}_4 - \dot{B}_8 - \dot{B}_5$
Calentador de gas	$\dot{Q}_h = \dot{m}(h_6 - h_5) = \dot{m}_g(h_{g,in} - h_{g,out})$	$\dot{I}_h = \dot{B}_5 + \dot{B}_{g,in} - \dot{B}_6 - \dot{B}_{g,out}$
Enfriador	$\dot{Q}_{pc} = \dot{m}(h_8 - h_1) = \dot{m}_{w1}(h_{w1,out} - h_{w1,in})$	$\dot{I}_{pc} = \dot{B}_8 - \dot{B}_1 + \dot{B}_{w1,in} - \dot{B}_{w1,out}$
Interenfriador	$\dot{Q}_{ic} = \dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{w2}(h_{w2,out} - h_{w2,in})$	$\dot{I}_{pc} = \dot{B}_2 - \dot{B}_3 + \dot{B}_{w2,in} - \dot{B}_{w2,out}$

Para cuantificar el desempeño termodinámico de los sistemas, se consideraron indicadores energéticos tales como la potencia neta generada y la eficiencia térmica (Ecs. (2.6) y (2.7)) así como indicadores exergéticos como la eficiencia exergética y la irreversibilidad total (Ecs. (2.8) y (2.9)).

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \sum \dot{W}_c \quad (2.6)$$

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_h} \quad (2.7)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_g (b_{g,in} - b_{g,out})} \quad (2.8)$$

$$\dot{I}_{tot} = \sum \dot{I}_t + \sum \dot{I}_c + \sum \dot{I}_{he} \quad (2.9)$$

2.3. Implementación y simulación

2.3.1. Condiciones de la simulación

Como punto de partida, se establecieron las condiciones de operación de un caso base, las cuales se muestran en la Tabla 2.5. Estos parámetros se mantuvieron fijos para todos los sistemas en el análisis del caso base. Sin embargo, algunos fueron variados en un análisis paramétrico para observar su efecto sobre el desempeño de los sistemas. Además, algunos fueron considerados como variables de decisión y fueron incluidos en el proceso de optimización. Vale la pena destacar que las características consideradas para la salmuera (20 kg/s y 150 °C) son típicas de los sistemas geotérmicos de media a baja temperatura [96].

Tabla 2.5. Datos de entrada para el caso base.

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
T_0 [°C]	25	η_c [%]	85 [68]
P_0 [kPa]	101.325	ΔT_{pp} [°C]	5 [37]
$T_{g,in}$ [°C]	150 [96]	T_{min} [°C]	32
$P_{g,in}$ [kPa]	700 [44]	T_{max} [°C]	145
$\dot{m}_{g,in}$ [kg/s]	20 [96]	P_{min} [kPa]	7400
$T_{g,out}$ [°C]	≥ 70 [97]	P_{int} [kPa]	10700
η_t [%]	90 [68]	P_{max} [kPa]	14000

2.3.2. Procedimiento de solución

Las ecuaciones resultantes del modelo matemático fueron codificadas en el software MATLAB y, para el cálculo de las propiedades termofísicas se utilizó CoolProp [98]. Además, se hicieron las siguientes consideraciones para la solución del modelo.

- Debido a la relativamente baja temperatura máxima del ciclo, para grandes relaciones de presión, se da el caso en que la temperatura a la salida de la turbina es menor a la temperatura de salida del compresor, por lo que no podría usarse un recuperador. Por lo tanto, se estableció que sólo cuando $T_{t,out} - T_{c,out} \geq 10$ °C, las simulaciones de los sistemas recuperados incluirían recuperador.
- Por otra parte, existe una variación sustancial de las propiedades termofísicas del CO₂ cerca del PC (ver Figura 2.3). Específicamente, la variación del calor específico isobárico puede provocar que el PP se dé al interior de los HEs (sobre todo en recuperadores y enfriadores), y no en uno o ambos extremos [15]. Esto podría ocasionar que, en caso de sólo realizar un balance de energía general para todo el HE, se ignoraría si al interior ocurre una diferencia de temperaturas menor a la establecida (ΔT_{pp}), y en un caso extremo, una diferencia de temperaturas negativa (cruce de temperaturas), la cuál sería imposible de ocurrir en la realidad. Por lo tanto, en la simulación de este tipo de sistemas es imperativo revisar que se cumplan las diferencias de temperaturas establecidas para los HEs para poder obtener resultados apegados a la realidad. Así, en este trabajo se verificó el cumplimiento de la diferencia de temperaturas del PP establecida. Lo anterior se describe más adelante.

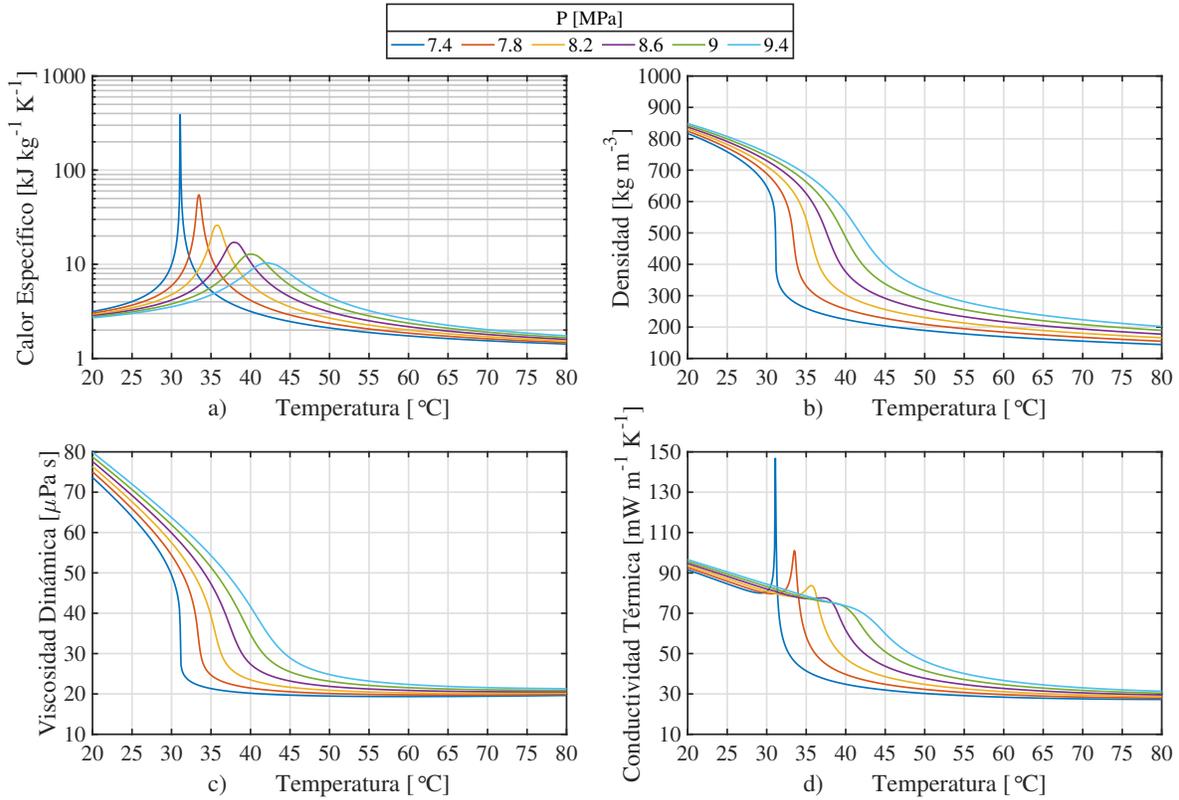


Figura 2.3. Variación de algunas propiedades del CO₂ cerca del PC: a) calor específico isobárico, b) densidad, c) viscosidad dinámica y d) conductividad térmica.

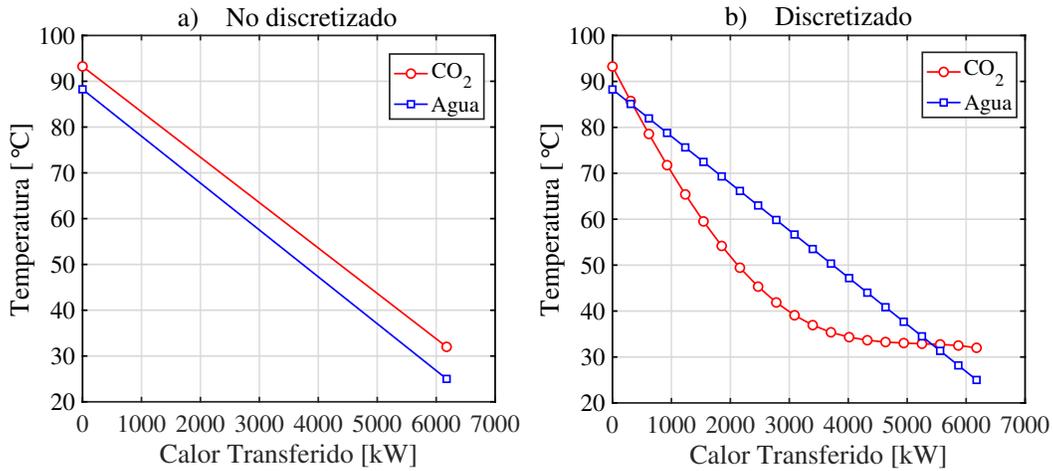


Figura 2.4. Perfiles de temperatura en un enfriador ($P_{CO_2} = 7.7$ MPa): a) No discretizado y b) Discretizado.

Para ilustrar el efecto de la variación del calor específico del CO₂, en la Figura 2.4

se presentan los perfiles de temperatura de las corrientes que circulan a través de un enfriador (CO₂ y Agua). En la Figura 2.4 a) se muestran los perfiles de temperaturas de los fluidos al aplicar el enfoque tradicional, i.e., haciendo sólo un balance de energía general para el HE. Como se observa, las temperaturas de ambos fluidos tienen un comportamiento lineal ya que sólo se cuenta con los valores de las temperaturas en los extremos del HE. Lo anterior sería válido si los calores específicos de los fluidos experimentaran variaciones insignificantes en el intervalo de temperaturas de operación. Sin embargo, esto no es cierto para el CO₂. Para demostrarlo, se estimó el perfil de temperaturas real. Esto se hizo dividiendo (discretizando) el HE en n segmentos como se muestra en la Figura 2.5. Luego, iniciando por el extremo izquierdo, mediante balances de energía en cada segmento j (ver Ecs. (2.10) a (2.14)), se calcularon las entalpías (y temperaturas) en cada nodo i .

$$h_{h,1} = h_{h,in} \quad (2.10)$$

$$h_{c,1} = h_{c,out} \quad (2.11)$$

$$\dot{Q}_j = \frac{\dot{Q}_{he}}{n} \quad (2.12)$$

$$h_{h,i+1} = h_{h,i} - \frac{\dot{Q}_j}{\dot{m}_h} \quad (2.13)$$

$$h_{c,i+1} = h_{c,i} - \frac{\dot{Q}_j}{\dot{m}_c} \quad (2.14)$$

De esta forma, al graficar las temperaturas obtenidas (ver Figura 2.4 b)), resulta que el perfil de temperaturas del agua se sigue comportando linealmente. Esto no es de extrañar ya que la variación del calor específico del agua es despreciable para ese intervalo de temperaturas. No obstante, la temperatura del CO₂ se comporta de forma muy diferente debido a la variación del calor específico. Esto provoca que exista un cruce de temperaturas, lo cual, como se explicó líneas arriba, no puede ocurrir en la práctica.

Algo similar se da en los demás HEs, por lo que hay que poner atención a este asunto cuando se modelan este tipo de sistemas.

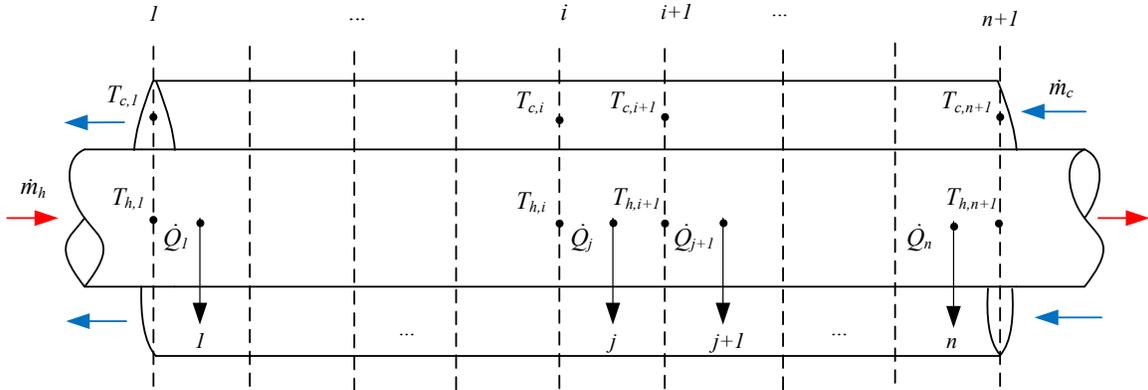


Figura 2.5. Discretización de un HE operando a contra flujo.

A continuación se describe la metodología empleada para la verificación del cumplimiento de la diferencia de temperaturas mínima en los HEs. El diagrama de flujo del algoritmo empleado se presenta en la Figura 2.6. En referencia a esta figura, las entradas dependen de cada HE en particular, pero en general, constan de las entalpías y flujos másicos de las corrientes entrantes o salientes, quedando dos de estas como incógnitas. La primera incógnita se determina asumiendo que el PP ocurre en uno de los extremos del HE en cuestión (ver Ecs. (2.15) a (2.18)). Cabe destacar que la temperatura de reinyección de la salmuera se limitó para evitar problemas de incrustaciones (ver Tabla 2.5). Así que, al evaluar la Ec. (2.16) si $T_{g,out}$ es menor que 70 °C, su valor se fija en 70 °C. Debe notarse que por simplicidad, las Ecs. (2.15) a (2.18) están dadas para el IRBC.

Recuperador:

$$T_8 = T_4 + \Delta T_{pp} \quad (2.15)$$

Calentador:

$$T_{g,out} = T_5 + \Delta T_{pp} \quad (2.16)$$

Enfriador:

$$T_{w1,out} = T_8 - \Delta T_{pp} \quad (2.17)$$

Interenfriador:

$$T_{w2,out} = T_2 - \Delta T_{pp} \quad (2.18)$$

La incógnita restante, se determina mediante un balance de energía general en el HE. Así, una vez que se tienen las condiciones de operación del HE, este se discretiza como se explicó líneas arriba. Haciendo balances de energía en cada segmento, se obtienen las temperaturas en cada nodo. Posteriormente, se calculan las diferencias de temperaturas en cada nodo mediante la Ec. (2.19).

$$\Delta T_i = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (2.19)$$

Si el valor absoluto de la diferencia entre $\min(\Delta T_i)$ y ΔT_{pp} es menor al error establecido, termina la ejecución y se tiene como salida la diferencia de temperaturas del extremo ΔT_{end} que asegura que se cumple el valor de ΔT_{pp} , i.e, la diferencia de temperaturas mínima calculada es casi igual a ΔT_{pp} establecida (dentro de la tolerancia establecida). Por otra parte, en caso de que no se cumpla la condición, se procede a modificar el valor asumido para ΔT_{end} y se repiten los cálculos hasta que la condición se satisfaga y se salga del bucle.

Finalmente, en la Figura 2.7 se muestra el resultado luego de aplicar el algoritmo propuesto al mismo HE de la Figura 2.4. Como se observa, no hay cruce de temperaturas y se cumple el valor establecido para la diferencia de temperaturas del PP.

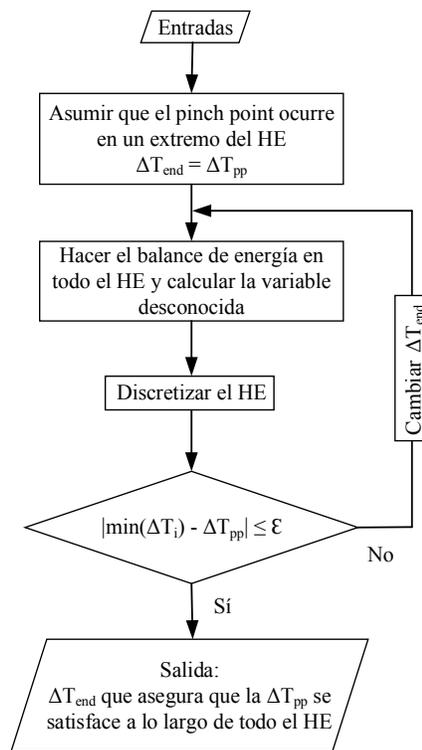


Figura 2.6. Algoritmo para la verificación del cumplimiento de la diferencia de temperaturas mínima.

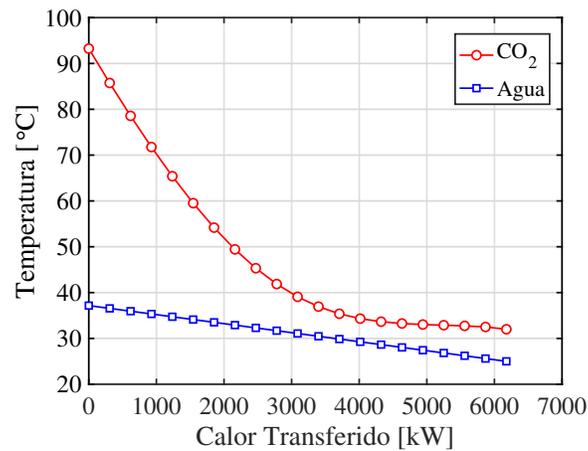


Figura 2.7. Perfil de temperaturas del enfriador luego de aplicar el algoritmo propuesto.

2.3.3. Verificación del modelo

El código desarrollado se validó con los resultados presentados en la Ref. [68], en donde se reportaron resultados de simulaciones de RBCs e IRBCs para una aplicación de WHR de baja temperatura. Los ciclos sin recuperación pueden considerarse casos particulares de los ciclos recuperados, por lo tanto, no hace falta validarlos. En la Tabla 2.6, se presenta la comparación entre los resultados presentados en la Ref. [68] y en el presente trabajo. Puede verse una gran concordancia entre ambos, por lo que los modelos y códigos desarrollados en este capítulo, se consideraron válidos.

Tabla 2.6. Verificación de los modelos termodinámicos.

Sistema	P_{\min} [kPa]	P_{int} [kPa]	P_{\max} [kPa]	η_I [%] Ref. [68]	η_I [%] Presente trabajo
RBC	8,150	-	14,000	11.39	11.39
	8,300	-	15,000	11.64	11.65
	8,400	-	17,000	11.84	11.83
IRBC	8,100	8,500	14,000	11.50	11.51
	8,200	8,800	15,000	11.84	11.83
	8,300	9,400	17,000	12.15	12.14

2.4. Optimización

El uso eficiente de los recursos y la mejora en la competitividad provocan que no sea suficiente con obtener un sistema viable que realice las tareas deseadas y cumpla con todas las especificaciones. Al menos, deben generarse varios diseños viables y seleccionar el «mejor» de ellos, i.e., el que minimiza o maximiza una cantidad elegida apropiadamente. Tal cantidad puede ser la eficiencia, el tamaño, el peso, el costo, etcétera [99]. Esta cantidad puede ser expresada como función de ciertas variables independientes conocidas como variables de diseño/decisión y es denominada como función objetivo. El proceso de encontrar las condiciones que dan el valor máximo o mínimo de la función objetivo es conocido como optimización. No existe un único método para resolver todos los problemas de optimización eficientemente. Por lo tanto, se han desarrollado una gran cantidad de técnicas de optimización para resolver distintos problemas [100]. Para mayor información sobre distintas técnicas de optimización, se recomienda al lector

consultar la Ref. [100].

Con el objetivo de encontrar las combinaciones de las variables de diseño que maximizan el desempeño termodinámico de los sistemas propuestos en este capítulo, se llevaron a cabo optimizaciones. Se consideraron tres funciones objetivo: la potencia neta (Ec. (2.6)), la eficiencia térmica (Ec. (2.7)) y la eficiencia exergetica (Ec. (2.8)), las cuales son función de las variables de diseño. En este punto, vale la pena destacar que las optimizaciones realizadas fueron de un único objetivo por lo que cada función se optimizó por separado. De entre las variables independientes disponibles para la optimización, se eligieron únicamente las presiones de operación. En cuanto a las temperaturas máxima y mínima del ciclo, como se verá en la Sección 2.5.2, se observó que tienen un comportamiento monótono de tal forma que los indicadores de desempeño aumentan con una elevación de la temperatura máxima mientras que estos mismos disminuyen al aumentar la temperatura mínima. Así, las temperaturas máxima y mínima, se dejaron fijas en sus valores máximo y mínimo permitidos, respectivamente. En la Tabla 2.7 se muestran las variables de decisión con sus respectivos límites.

Tabla 2.7. Límites de las variables de decisión.

Sistema	Parámetro	Límite inferior	Límite superior
SBC y RBC	P_{\min} [kPa]	7400	9000
	P_{\max} [kPa]	9000	25000
	P_{\min} [kPa]	7400	9000
IBC y IRBC	P_{int} [kPa]	9000	14000
	P_{\max} [kPa]	14000	25000 [101]

Para realizar las optimizaciones, se utilizó la función de algoritmo genético (GA) incorporada en la «toolbox» de optimización global de MATLAB. El GA es una técnica de optimización basada en procesos de selección natural que imita la evolución biológica y se basa en operadores bioinspirados como la mutación, el cruce y la selección [102]. Esto permite a una población evolucionar hasta un estado que maximiza la aptitud (minimiza la función costo) [103]. El diagrama de flujo del GA se muestra en la Figura 2.8. Esta técnica de optimización ha sido ampliamente utilizada para optimizar ciclos de potencia basados en CO_2 en distintas aplicaciones como la geotérmica [49, 59, 60, 104], la solar [69, 105–109], la nuclear [62, 110–113] y en WHR [65, 102, 114–119]. Esto debido a que los GAs son muy adecuados para resolver problemas discontinuos y no convexos, evitando los óptimos locales de las técnicas de programación matemática [100] y encontrando una solución óptima global en su lugar [120]. En la Tabla 2.8 se muestran los

principales parámetros usados para configurar el GA en el presente análisis.

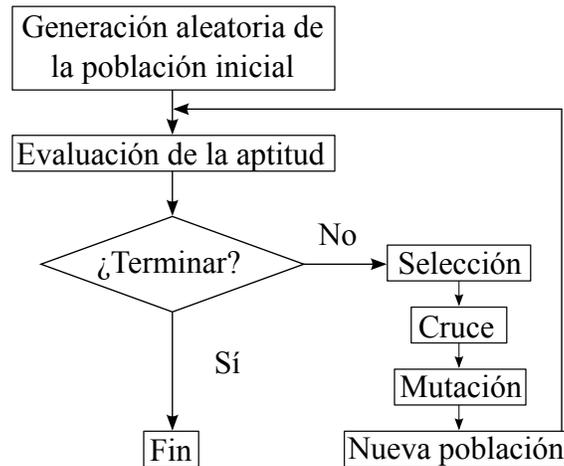


Figura 2.8. Diagrama de flujo del GA (adaptado de la Ref. [121]).

Tabla 2.8. Principales parámetros usados en el GA.

Parámetro	Valor o tipo
Tamaño de la población	50
Función de selección	Uniforme estocástica
Recuento de elite	2.5
Fracción de cruce	0.8
Función de mutación	Dependiente de la restricción
Función de cruce	Dependiente de la restricción
Fracción de migración	0.2
Generaciones	# Variables*100
Tolerancia de la función	0.01
Generaciones de estancamiento	50

2.5. Resultados y discusión

2.5.1. Caso base

En la Tabla 2.9 se muestran los resultados obtenidos de las simulaciones de los sistemas con las condiciones del caso base, i.e., todos los sistemas operando bajo las mismas condiciones. Se incluyen los indicadores de desempeño, así como otros resultados calculados. Como se observa, el ciclo que produce mayor potencia neta es el IRBC seguido

del RBC, el SBC y finalmente del IBC con 651.44, 593.69, 563.57 y 447.8 kW, respectivamente. Algo interesante a destacar es que el uso de recuperadores, permite un aumento del flujo másico de CO_2 , lo que a su vez produce un aumento en la potencia neta. Sin embargo, la producción de potencia neta específica sigue siendo la misma para los sistemas recuperados y no recuperados. Por otro lado, como se esperaba, los ciclos interenfriados pueden producir más potencia neta específica gracias al proceso de compresión de dos etapas. No obstante, el uso de interenfriamiento con respecto a los sistemas no interenfriados, produce una reducción en el flujo másico de CO_2 , reduciendo a su vez la potencia neta producida. Lo anterior no afecta en gran medida al IRBC ya que el uso de recuperador le permite aumentar un poco el flujo másico de CO_2 . Por otro lado, el IBC termina siendo muy afectado y produce menos potencia neta que todos los demás sistemas. En cuanto a la eficiencia energética, el panorama es un poco distinto, ya que el RBC obtiene el mayor rendimiento. Por otra parte, el IBC tiene el rendimiento más bajo. Vale la pena destacar que sólo los sistemas con interenfriamiento logran reducir la temperatura de la salmuera a su valor mínimo permitido de $70\text{ }^\circ\text{C}$, con lo que obtienen la cantidad máxima de aporte térmico (6774.11 kW). En cuanto a los demás sistemas, al tener una temperatura de salida del compresor más elevada, no logran enfriar la salmuera hasta los $70\text{ }^\circ\text{C}$.

Tabla 2.9. Resultados del análisis energético en el caso base.

Parámetro	SBC	RBC	IBC	IRBC
\dot{W}_{net} [kW]	563.57	593.69	447.80	651.44
η_{I} [%]	9.08	10.39	6.61	9.62
w_{net} [kJ/kg]	13.25	13.25	17.47	17.47
$w_{\text{c,tot}}$ [kJ/kg]	20.14	20.14	15.92	15.92
\dot{m} [kg/s]	42.52	44.79	25.63	37.29
\dot{W}_{c1} [kW]	856.41	902.18	280.20	407.62
\dot{W}_{c2} [kW]	-	-	127.95	186.14
\dot{W}_{t} [kW]	1419.98	1495.86	855.95	1245.2
\dot{Q}_{h} [kW]	6204.24	5711.51	6774.11	6774.11
\dot{Q}_{r} [kW]	-	824.31	-	3080.63
\dot{Q}_{pc} [kW]	5640.68	5117.83	3400.14	1865.77
\dot{Q}_{ic} [kW]	-	-	2926.17	4256.89
\dot{m}_{w1} [kg/s]	48.70	51.21	29.36	42.69
\dot{m}_{w2} [kg/s]	-	-	28.19	41.01
$T_{\text{g,out}}$ [$^\circ\text{C}$]	76.80	82.67	70	70

De los resultados del análisis exergético mostrados en la Tabla 2.10, resultó que el RBC es el que obtiene la mayor eficiencia exergética con 44.64 %, seguido del IRBC con 43.84 %, luego por el SBC con 40.07 % y, finalmente el IBC muy por debajo con 30.13 %. La corriente de salmuera contiene 1756.39 kW de exergía, pero debido a la limitante en la temperatura de reinyección, lo máximo que se puede suministrar a los ciclos son 1486.01 kW. En las condiciones de este caso base, los sistemas con interenfriamiento sí consiguen el mayor aporte de exergía. Puede verse también que la corriente de salmuera a la reinyección a 70 °C contiene solamente 270.38 kW de exergía.

Tabla 2.10. Resultados del análisis exergético en el caso base.

Parámetro	SBC	RBC	IBC	IRBC
η_{II} [%]	40.07	44.64	30.13	43.84
$\dot{B}_{g,in}$ [kW]	1756.39	1756.39	1756.39	1756.39
$\dot{B}_{g,out}$ [kW]	349.95	426.37	270.38	270.38
\dot{B}_{in} [kW]	1406.44	1330.02	1486.01	1486.01
$\dot{B}_{w1,out}$ [kW]	246.94	194.85	148.85	31.97
$\dot{B}_{w2,out}$ [kW]	-	-	115.50	168.02
\dot{I}_{tot} [kW]	595.93	541.49	773.86	634.58

La Figura 2.9 muestra la destrucción de exergía de cada componente para los cuatro sistemas. La alternativa IBC tiene la mayor irreversibilidad, siendo el calentador el componente que más exergía destruye. Esto puede atribuirse a la gran diferencia de temperaturas que se produce a lo largo de este HE, ya que la temperatura del CO₂ en la entrada del calentador es relativamente baja debido a la compresión por etapas. La temperatura del CO₂ está muy lejos de la temperatura de la salmuera. Por otro lado, el sistema que menos exergía destruye es el RBC, siendo el enfriador el componente con mayor irreversibilidad.

Finalmente, en la Figura 2.10, se presenta la distribución de la exergía total de salmuera (al salir del pozo de producción). De esta exergía, una parte entra al ciclo de potencia, mientras que la restante se va al subsuelo con la corriente de reinyección. De la parte que ingresa al ciclo, una porción se destruye en los componentes, otra sale del ciclo mediante las corrientes de agua de enfriamiento, y finalmente, la parte restante es la potencia neta producida por el ciclo.

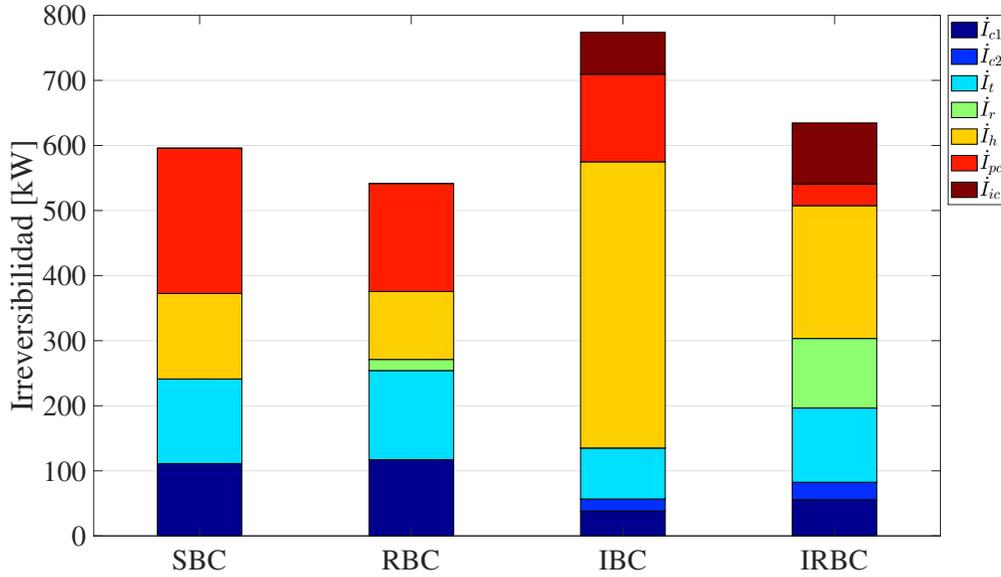


Figura 2.9. Destrucción de exergía por componente (caso base).

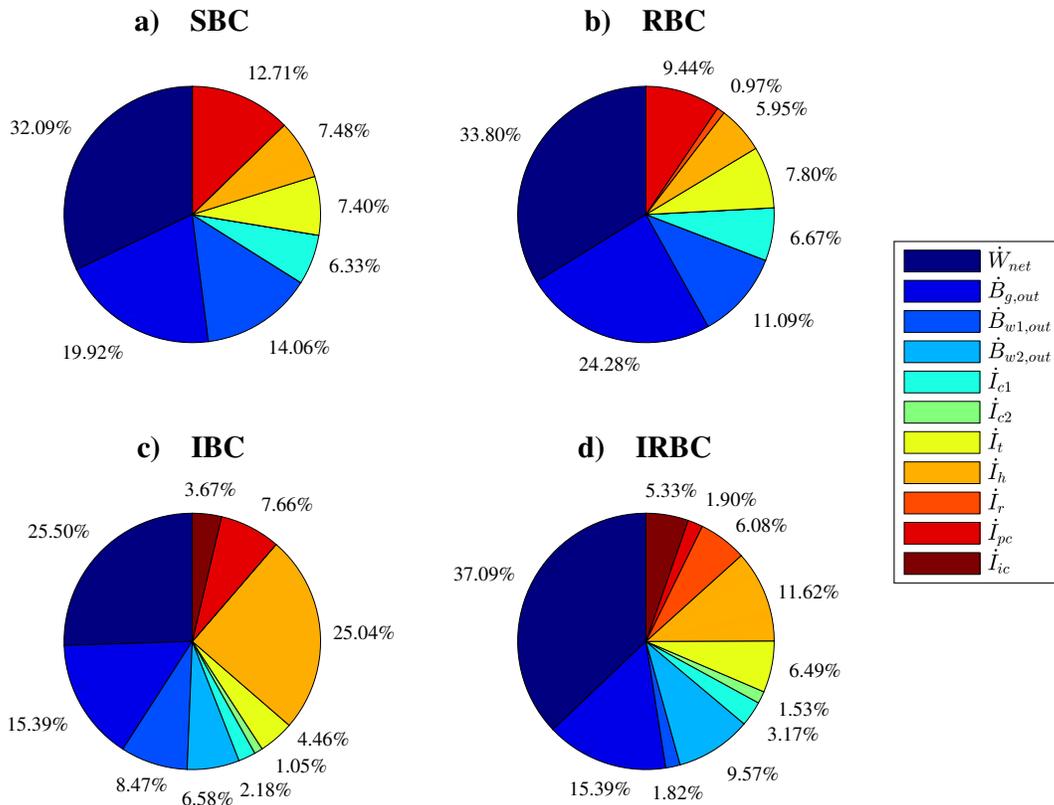


Figura 2.10. Distribución de la exergía de la salmuera (caso base).

2.5.2. Análisis paramétrico

Con la finalidad de conocer el efecto de las variables de diseño sobre el desempeño de los sistemas, se realizó un análisis paramétrico. En el análisis, cada variable se varió individualmente dentro de los límites técnicos, mientras que los parámetros restantes se mantuvieron constantes. Los resultados se presentan en las Figuras 2.11 a 2.15.

2.5.2.1. Efecto de la temperatura mínima del ciclo

Un ligero aumento en la temperatura mínima de los ciclos provoca una caída dramática en el rendimiento termodinámico de todos los sistemas (ver Figura 2.11). Vale la pena destacar que al aumentar esta variable, en algún punto, ya no es posible el uso del recuperador en el RBC y este se comporta igual que el SBC. Esto se debe a que, cuando aumenta la temperatura de entrada del compresor, también aumenta la temperatura a su salida, por lo que se reduce la capacidad de recuperación.

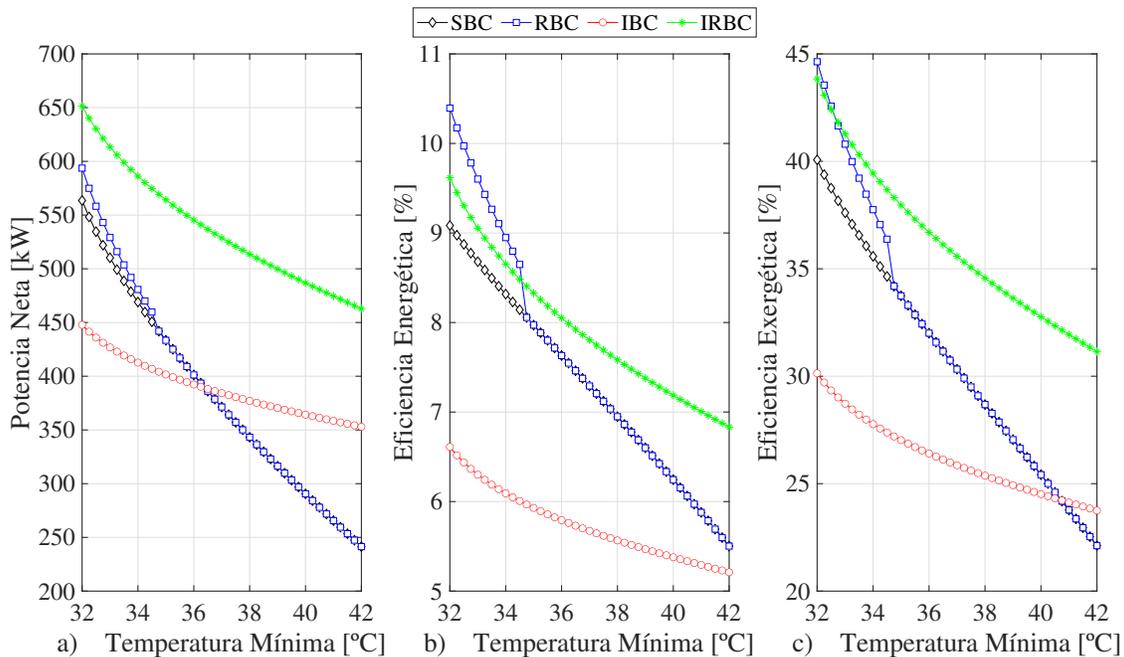


Figura 2.11. Efecto de la temperatura mínima del ciclo sobre: a) la potencia neta, b) la eficiencia energética y c) la eficiencia exergética.

2.5.2.2. Efecto de la temperatura máxima del ciclo

En cuanto al efecto de la temperatura de entrada a la turbina, en la Figura 2.12 se puede apreciar que al aumentar esta variable, se produce un incremento en el rendimiento termodinámico de los sistemas, teniendo un efecto más notable sobre la alternativa IRBC. De manera similar a como se vio en la Sección 2.5.2.1, para bajas temperaturas de entrada de la turbina tampoco es posible el uso de un recuperador en el RBC.

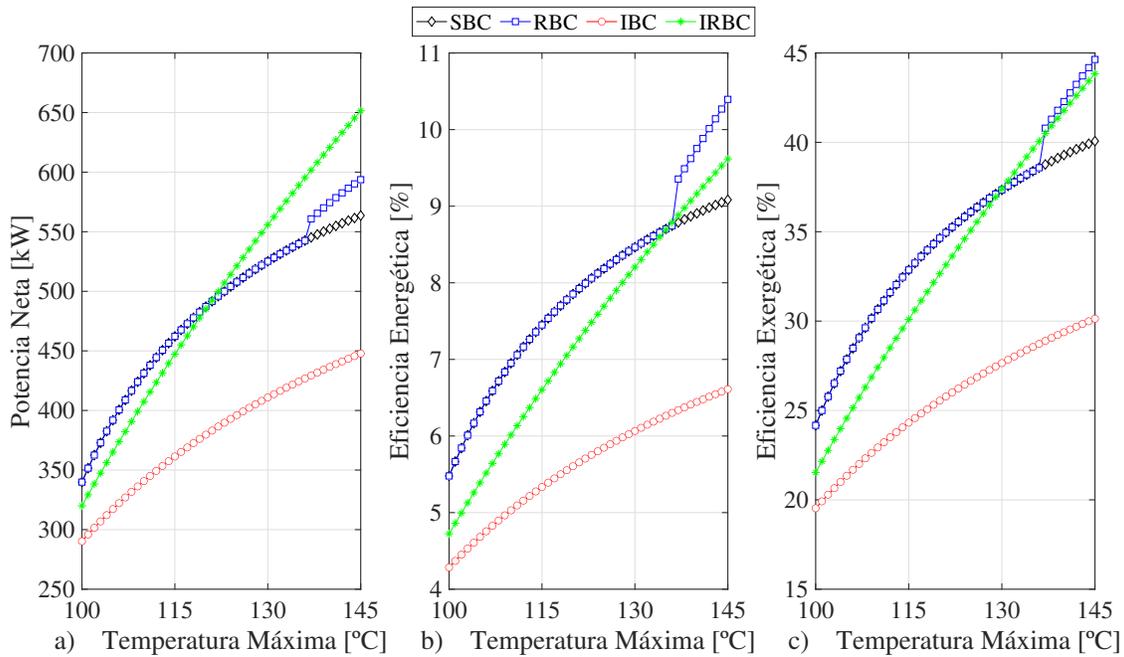


Figura 2.12. Efecto de la temperatura máxima del ciclo sobre: a) la potencia neta, b) la eficiencia energética y c) la eficiencia exergética.

2.5.2.3. Efecto de la presión mínima del ciclo

La Figura 2.13 muestra el efecto de la presión de entrada del compresor (primer compresor para ciclos interenfriados). Un leve aumento de esta presión produce un aumento sustancial en el rendimiento de los sistemas, logrando alcanzar un máximo para luego comenzar a disminuir. A pesar del rango muy pequeño de variación en la presión mínima (1600 kPa), se puede observar un gran efecto en los indicadores de desempeño. Por ejemplo, en el RBC, para una variación de la presión mínima de alrededor de 200 kPa, se observa un aumento de más de 200 kW en la potencia neta de salida. Por lo tanto, es muy importante incluir esta variable en el proceso de optimización.

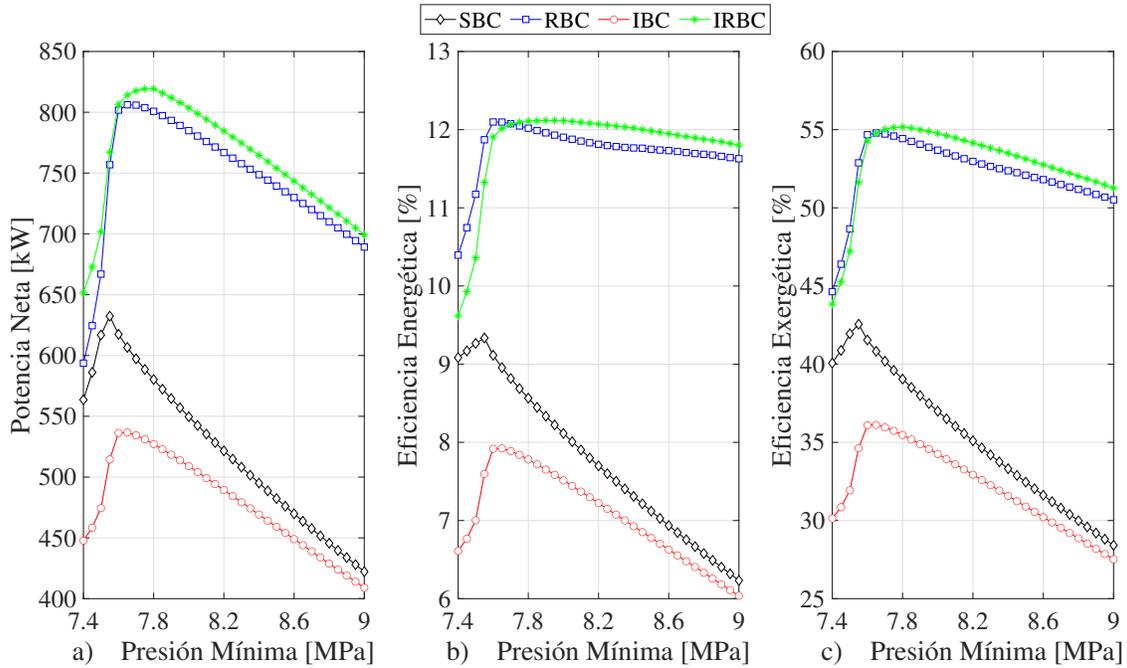


Figura 2.13. Efecto de la presión mínima del ciclo sobre: a) la potencia neta, b) la eficiencia energética y c) la eficiencia exergética.

2.5.2.4. Efecto de la presión máxima del ciclo

Con respecto a la presión de entrada de la turbina, en la Figura 2.14 se aprecia que existen valores máximos en muy diferentes posiciones para cada sistema y cada indicador. Algo que se puede notar es que, el aumento de la presión máxima provoca que en los sistemas sin interenfriamiento, la capacidad de recuperación se reduzca enormemente por lo que alrededor de los 15 MPa ya no es posible utilizar recuperador y, tanto el SBC como el RBC se comportan igual. Este efecto también ocurre en ciclos con interenfriamiento, pero a presiones más altas (aproximadamente 21.5 MPa).

2.5.2.5. Efecto de la presión intermedia del ciclo

Finalmente, en cuanto al efecto de la presión de entrada al segundo compresor (sólo para los ciclos interenfriados), se observó que, a medida que aumenta esta variable, hay una disminución en los tres indicadores de desempeño en ambos sistemas. Sin embargo, se vio que, al utilizar una presión mínima distinta, por ejemplo, para $P_{\min} = 8.2$ MPa, el IRBC se comporta de manera un poco diferente, aumentando levemente su desempeño

al aumentar esta presión hasta llegar a un máximo para luego disminuir (ver en Figura 2.15).

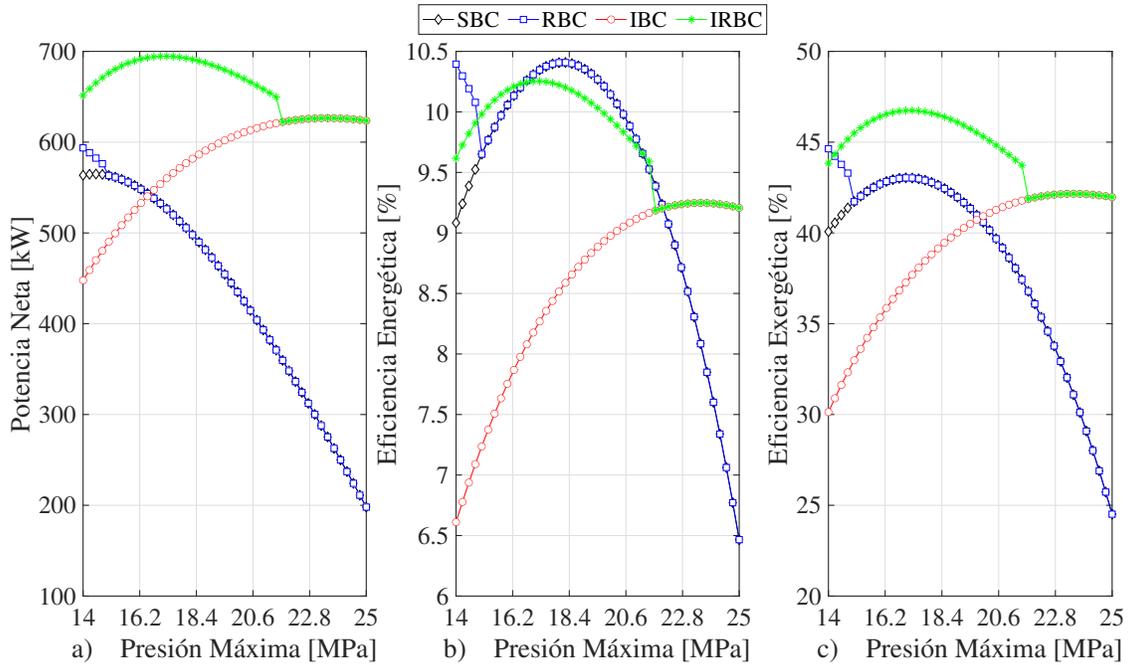


Figura 2.14. Efecto de la presión máxima del ciclo sobre: a) la potencia neta, b) la eficiencia energética y c) la eficiencia exergetica.

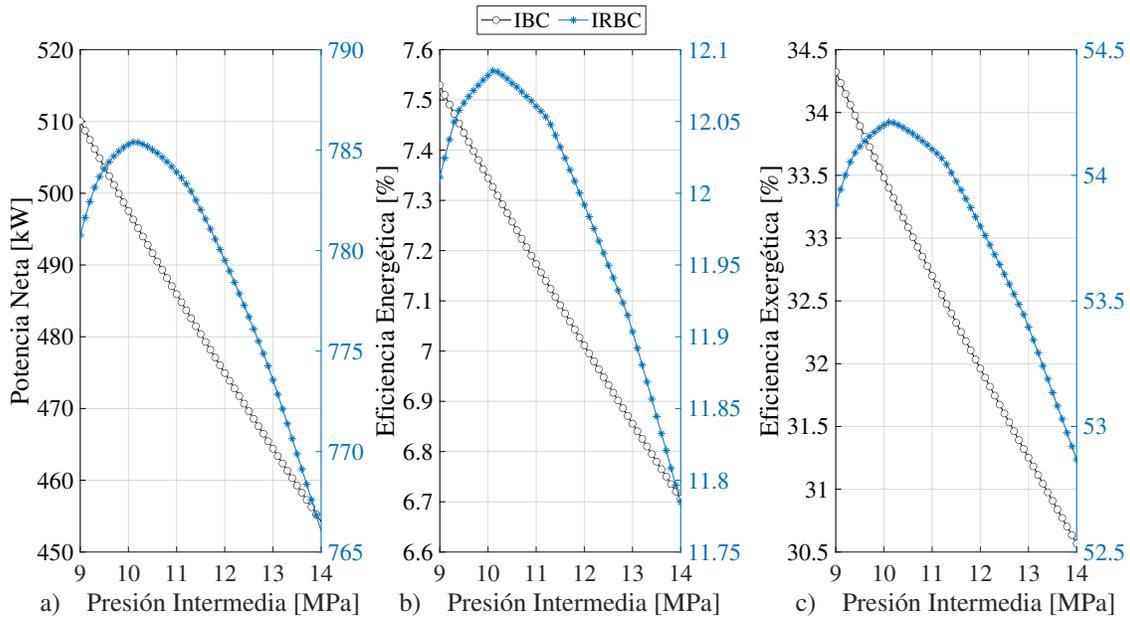


Figura 2.15. Efecto de la presión intermedia del ciclo sobre: a) la potencia neta, b) la eficiencia energética y c) la eficiencia exergetica; ($P_{\min} = 8.2$ MPa).

A partir de este análisis paramétrico, se observó que con respecto a las temperaturas de operación, el rendimiento de los sistemas aumenta al utilizar la menor temperatura de entrada al compresor y la mayor temperatura de entrada a la turbina permitidas. Por el lado de las presiones, en general, el mejor rendimiento se alcanza para distintos valores. Por lo tanto, es imprescindible optimizar estas últimas.

2.5.3. Optimización

La Tabla 2.11 muestra los valores de las funciones objetivo maximizadas, así como los correspondientes valores óptimos de las variables de decisión. Comparando los cuatro sistemas, se observa que el IRBC logra el mejor desempeño para los tres indicadores. Por otra parte, aunque el IBC es un sistema más complejo que las alternativas SBC y RBC, obtiene peores rendimientos. Cabe señalar que el uso de recuperadores, además de mejorar la producción de potencia neta, también reduce las presiones de entrada a la turbina a las que se alcanzan los valores máximos de las funciones objetivo. Esto último puede representar dos posibles ventajas, por un lado, si por algún motivo se redujera el límite superior de la presión máxima del ciclo, los sistemas recuperados superarían con un mayor margen a los no recuperados. Por otra parte, la reducción de las relaciones de presión se podría traducir en un ahorro económico que podría justificar aún más el uso de los recuperadores. Sin embargo, para establecer plenamente esto como un hecho, se debe realizar una evaluación económica, la cual se presenta en el Capítulo 4.

Si bien se considera que un escenario más realista es aquel en el que la temperatura de reinyección de la salmuera tiene un límite técnico como se ha venido considerando hasta el momento, para efectos comparativos además se incluyen resultados de la optimización en un escenario donde no existe tal restricción. La Tabla 2.12 muestra los resultados de la maximización de la potencia neta para este segundo escenario. Bajo estas condiciones, existe una mejora en el desempeño de los cuatro sistemas respecto al escenario original, siendo más notable para la alternativa IBC. El IBC es capaz de producir una gran potencia adicional en este escenario porque logra enfriar más la salmuera, teniendo como consecuencia una mayor entrada de energía térmica al ciclo. Otro aspecto a tener en cuenta en este escenario es que el uso de recuperadores sólo produce un aumento de unos cuantos kW con respecto a las configuraciones no recuperadas. Por lo tanto, en este escenario, desde el punto de vista de generación de potencia, no serían necesarias

las configuraciones recuperadas. Cabe señalar que para esta aplicación, la producción de potencia neta se puede tratar como el indicador más importante, porque cuanto más potencia se produce, mejor se explota el recurso geotérmico.

Tabla 2.11. Resultados de la optimización.

Función objetivo	Variable de decisión	SBC	RBC	IBC	IRBC
\dot{W}_{net} [kW]	-	818.70	833.95	797.13	859.39
	P_{min} [kPa]	7,683.05	7,787.82	7,620.61	7,982.72
	P_{int} [kPa]	-	-	9,000.00	10,626.96
	P_{max} [kPa]	21,915.18	17,062.69	24,742.26	16,958.99
η_I [%]	-	12.35	12.36	11.77	12.69
	P_{min} [kPa]	7,576.42	7,751.21	7,620.12	8,102.08
	P_{int} [kPa]	-	-	9,000.00	10,826.39
	P_{max} [kPa]	22,803.65	16,044.75	24,868.35	17,037.08
η_{II} [%]	-	55.09	56.15	53.65	57.83
	P_{min} [kPa]	7,686.32	7,761.61	7,620.12	7,993.44
	P_{int} [kPa]	-	-	9,000.00	10,839.48
	P_{max} [kPa]	22,180.39	16,536.36	24,893.49	16,974.64

Tabla 2.12. Resultados de la optimización de la potencia neta, segundo escenario.

Función objetivo	Variable de decisión	SBC	RBC	IBC	IRBC
\dot{W}_{net} [kW]	-	834.23	837.86	904.03	906.79
	P_{min} [kPa]	7,813.79	7,804.70	7,643.25	7,660.63
	P_{int} [kPa]	-	-	9,961.55	10,546.26
	P_{max} [kPa]	20,361.62	18,814	21,336.93	21,462.99

Adicionalmente, con el fin de tener un panorama más amplio, en la Figura 2.16 se incluyen los resultados de la maximización de la potencia neta para diferentes temperaturas de la salmuera. En cuanto al escenario principal (Figura 2.16 a)), para bajas temperaturas de la salmuera, los sistemas interenfriados son inferiores a los no interenfriados. Mientras que al ir aumentando la temperatura del recurso, los sistemas interenfriados empiezan a aumentar su rendimiento más rápidamente que sus contrapartes no interenfriadas. Para la temperatura de la salmuera más alta (160 °C), el IRBC tiene un desempeño considerablemente más alto que los demás sistemas, mientras que el IBC casi logra igualar a los sistemas no interenfriados. Con respecto al segundo escenario (Figura 2.16 b)), los sistemas interenfriados tienen un mejor desempeño para todo el rango de temperaturas considerado. Además, como se vio en la Tabla 2.12, la diferen-

cia entre la producción de potencia de las versiones recuperadas y sus contrapartes no recuperadas es casi nula.

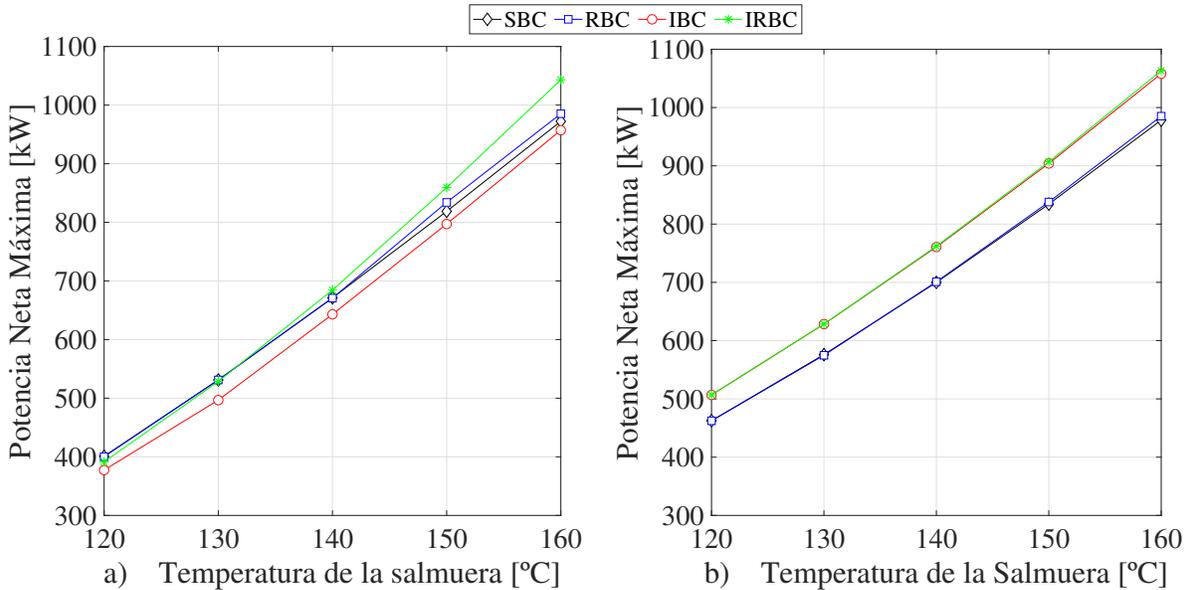


Figura 2.16. Variación de la potencia neta máxima con la temperatura de la salmuera: a) primer escenario y b) segundo escenario.

A continuación, se presentan resultados adicionales únicamente para el escenario principal con las condiciones de operación de potencia máxima (Tabla 2.11) en lo que se llamó el caso óptimo. Los resultados energéticos se presentan en la Tabla 2.13. Adicionalmente, en la Figura 2.17 se presentan los diagramas T- \dot{Q} de los cuatro HEs del IRBC como ejemplo para mostrar gráficamente cómo resultaron los perfiles de temperatura de los HEs para estas condiciones de operación óptimas. Como se puede ver, en el calentador y en el interenfriador, el PP se da en el extremo caliente, mientras que en el resto de HEs se da al interior.

Finalmente, en la Tabla 2.14 se muestran los resultados exergéticos mientras que en las Figuras 2.18 y 2.19, se presentan la destrucción de la exergía en componentes para cada sistema y la distribución de la exergía total de la salmuera.

Tabla 2.13. Resultados del análisis energético en el caso óptimo.

Parámetro	SBC	RBC	IBC	IRBC
\dot{W}_{net} [kW]	818.70	833.95	797.13	859.39
η_I [%]	12.09	12.31	11.77	12.69
w_{net} [kJ/kg]	21.09	22.11	22.00	22.80
$w_{c,tot}$ [kJ/kg]	24.73	16.13	26.89	14.15
\dot{m} [kg/s]	38.82	37.71	36.24	37.69
\dot{W}_{c1} [kW]	960.03	608.17	100.26	175.53
\dot{W}_{c2} [kW]	-	-	874.25	357.86
\dot{W}_t [kW]	1778.73	1442.11	1771.65	1392.78
\dot{Q}_h [kW]	6774.11	6774.11	6774.11	6774.11
\dot{Q}_r [kW]	-	1164.89	-	2433.99
\dot{Q}_{pc} [kW]	5955.41	5940.17	4862.19	4942.05
\dot{Q}_{ic} [kW]	-	-	1114.79	972.67
\dot{m}_{w1} [kg/s]	160.94	140.26	158.19	115.75
\dot{m}_{w2} [kg/s]	-	-	36.23	25.70
$T_{g,out}$ [°C]	70.00	70.00	70.00	70.00

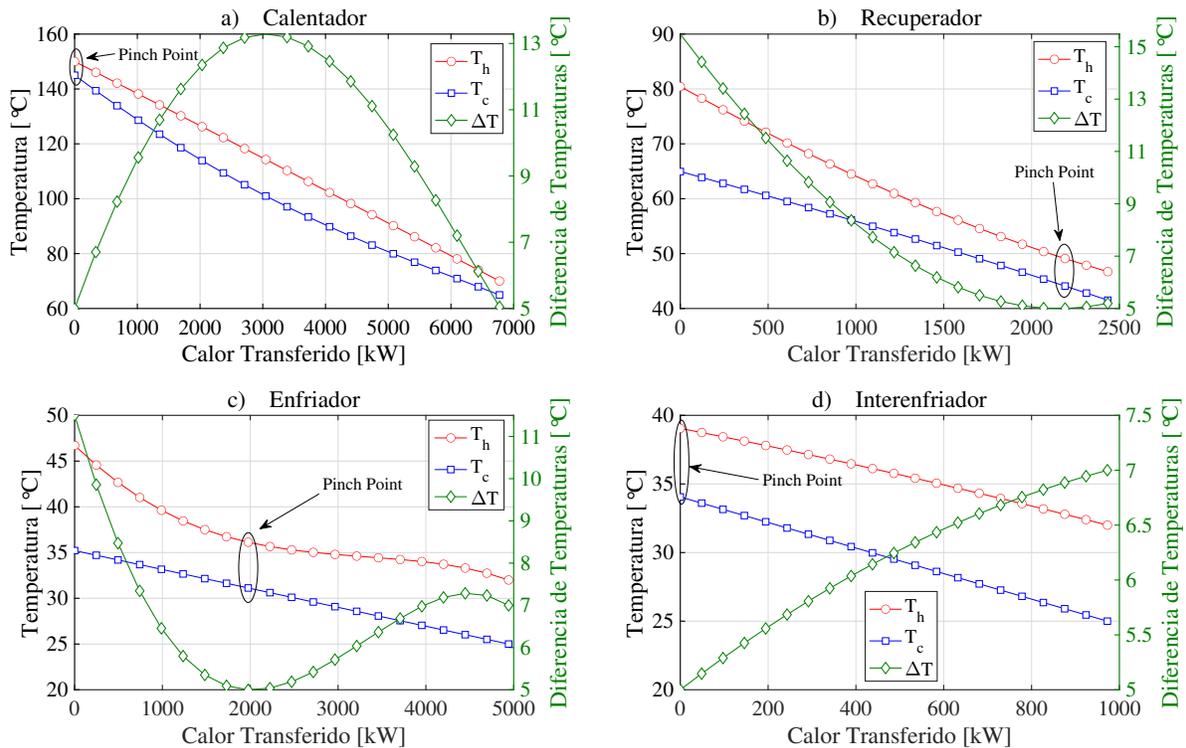


Figura 2.17. Diagramas T-Q de los HEs del IRBC (caso óptimo).

Tabla 2.14. Resultados del análisis exergético en el caso óptimo.

Parámetro	SBC	RBC	IBC	IRBC
η_{II} [%]	55.09	56.12	53.64	57.83
$\dot{B}_{g,in}$ [kW]	1756.39	1756.39	1756.39	1756.39
$\dot{B}_{g,out}$ [kW]	270.38	270.38	270.38	270.38
\dot{B}_{in} [kW]	1486.01	1486.01	1486.01	1486.01
$\dot{B}_{w1,out}$ [kW]	86.71	98.69	58.98	82.76
$\dot{B}_{w2,out}$ [kW]	-	-	13.54	14.47
\dot{I}_{tot} [kW]	580.61	553.37	616.36	529.40

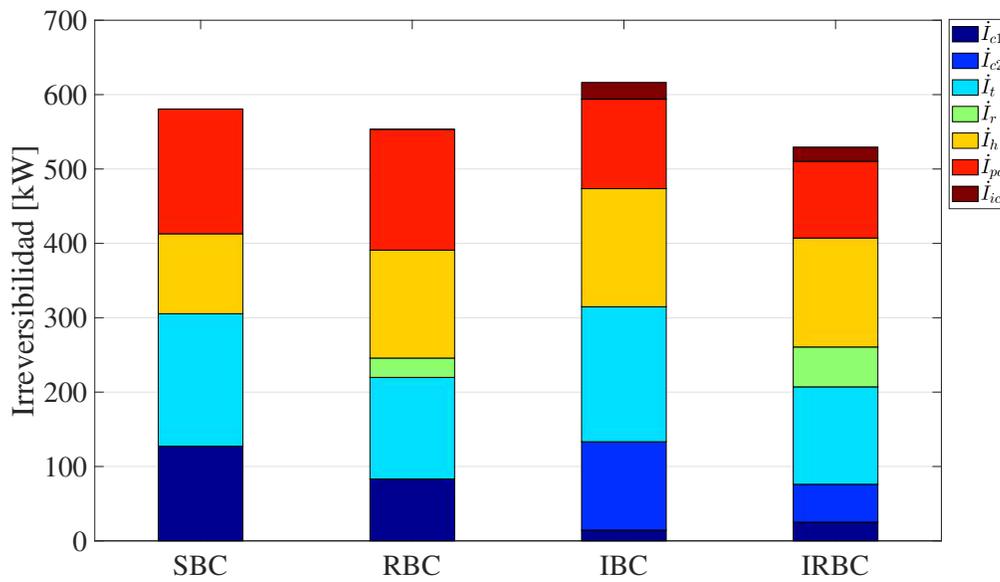


Figura 2.18. Destrucción de exergía por componente (caso óptimo).

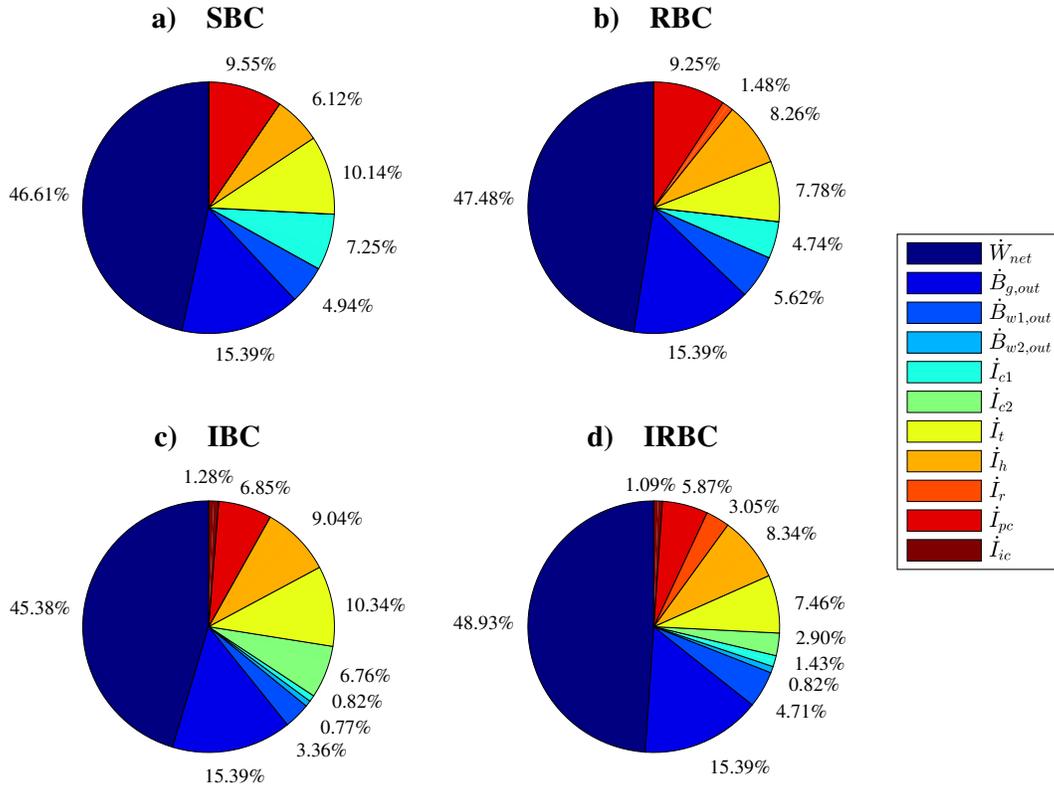


Figura 2.19. Distribución de la exergía de la salmuera (caso óptimo).

2.6. Conclusiones

Las conclusiones obtenidas de este análisis son las siguientes:

- Cuando todos los sistemas funcionan bajo las mismas condiciones de operación (caso base), los ciclos interenfriados pueden producir más potencia neta específica que los que no interenfriados. Sin embargo, esto también hace que el flujo másico de CO₂ que circula a través de los ciclos interenfriados sea menor, lo que limita la potencia neta producida. También se observó que al emplear recuperadores, se aumenta ligeramente el flujo másico con respecto a las configuraciones no recuperadas, lo que a su vez se traduce en un aumento de la potencia neta generada.
- En el análisis paramétrico, se observó que variando las condiciones de operación, el mejor desempeño termodinámico se obtiene a la temperatura más alta de entrada

a la turbina y la temperatura más baja de entrada al compresor, mientras que del lado de las presiones de operación, existen combinaciones de estas que producen los mejores rendimientos termodinámicos por lo que es necesario considerarlas en el proceso de optimización.

- Considerando las condiciones de operación donde la potencia neta es máxima (caso óptimo), la mejor configuración fue el IRBC, capaz de producir hasta 859.39 kW de potencia neta con eficiencias energética y exergetica de 12.69 % y 57.83 %, respectivamente. Tomando el SBC como base y considerando el límite en la temperatura de reinyección de la salmuera, agregando un recuperador (RBC) la producción neta de potencia se puede incrementar en 1.86 %. Al utilizar el interenfriamiento (IBC), el valor se reduce en un 2.63 %, mientras que al incluir el interenfriamiento y recuperación (IRBC), la producción de potencia aumenta en un 4.97 %. En ausencia de la limitación en la temperatura mínima de reinyección, el IRBC sigue siendo el sistema que produce la mayor potencia neta llegando hasta 906.79 kW. Sin embargo, su contraparte sin recuperación (IBC) logra 904.03 kW y algo similar resulta con los sistemas RBC y SBC, los cuáles producen 834.23 y 837.86 kW, respectivamente. Las mejoras incorporadas al SBC producen un aumento de 0.44, 8.37 y 8.70 % en la producción de potencia, al incorporar recuperación, interenfriamiento y ambas, respectivamente. Por lo tanto, en este escenario, el uso de recuperadores no es muy ventajoso.
- Finalmente, al analizar el efecto de la temperatura de la salmuera sobre la producción de potencia neta máxima, se observó que, en el escenario principal, para bajas temperaturas de la salmuera, los sistemas interenfriados son inferiores a los no interenfriados. Sin embargo, para temperaturas altas del recurso, los sistemas interenfriados mejoran considerablemente su desempeño. Por otro lado, en el segundo escenario, los sistemas interenfriados son superiores en todo el rango de temperaturas de la salmuera. Además, las configuraciones recuperadas no presentan una gran ventaja sobre las no recuperadas.

Capítulo 3

Análisis energético detallado

En este capítulo, se presenta otro análisis termodinámico entre los sistemas propuestos. A diferencia del análisis presentado en el capítulo anterior, esta vez se desarrollaron y resolvieron modelos matemáticos más detallados. En el procedimiento de solución, el modelo termodinámico se acopló con el modelo termohidráulico de los intercambiadores de calor de circuito impreso (PCHE) para así, obtener resultados más realistas al incorporar en los cálculos las caídas de presión y los perfiles de temperatura provenientes de la geometría de los PCHEs. De nuevo, el análisis incluyó simulaciones en un caso base, un análisis paramétrico y optimizaciones mediante algoritmos genéticos. Los resultados muestran que existe una combinación de condiciones operativas que maximiza la producción de potencia eléctrica. Además, se observó que, para algunos valores de la presión mínima de los ciclos, la potencia de bombeo del agua de enfriamiento del enfriador se incrementa sustancialmente. En el punto de diseño óptimo, el ciclo Brayton recuperado e interenfriado (IRBC) logró el mejor rendimiento, obteniendo valores de 779.99 kW, 11.51 % y 52.49 % de potencia eléctrica, eficiencias energética y exergética, respectivamente. Una comparación de escenarios con diferentes niveles de idealización muestra que, cuando la potencia de bombeo y las caídas de presión no se consideran, la producción máxima de potencia eléctrica se sobreestima en 8.36, 6.89, 6.39 y 5.77 % para el ciclo Brayton simple (SBC), el ciclo Brayton recuperado (RBC), el ciclo Brayton interenfriado (IBC) y el IRBC, respectivamente.

3.1. Descripción de los sistemas

En el capítulo anterior, se propusieron los sistemas a estudiar. Sin embargo, para el análisis del presente capítulo, se incluyeron las bombas de circulación de las corrientes externas, i.e., salmuera y agua de enfriamiento. Así, los sistemas que se estudian en este capítulo se muestran en la Figura 3.1.

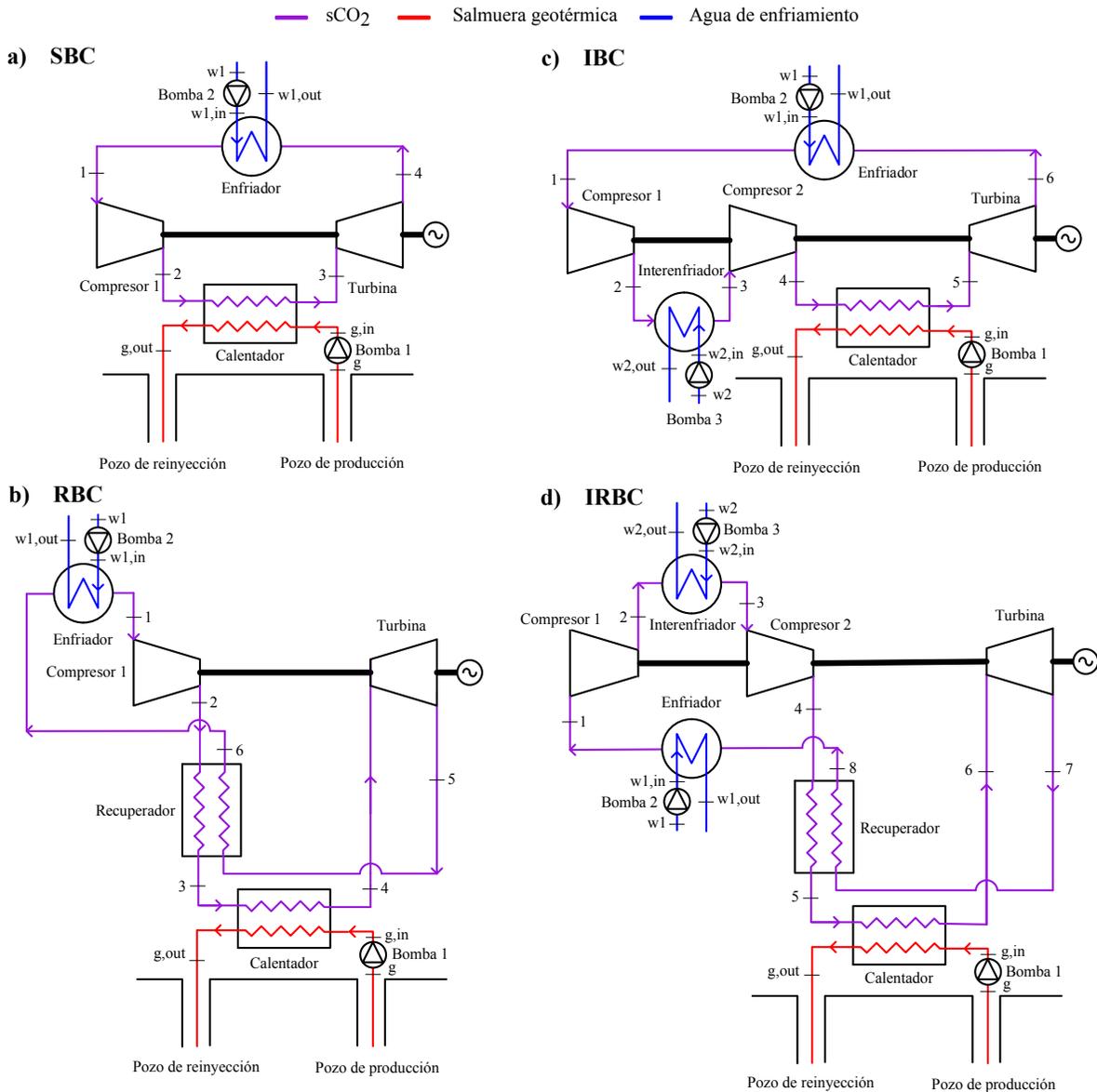


Figura 3.1. Configuración esquemática de los sistemas.

3.2. Procedimiento de modelado

En esta sección, se presenta el desarrollo del modelo matemático, el cual está constituido por el modelo termodinámico de los sistemas así como el modelo termo-hidráulico de los HEs. En aras de simplicidad, sólo presenta el desarrollo del modelo termodinámico del IRBC.

3.2.1. Modelo termodinámico

Con el objetivo de simplificar el modelo, se establecieron algunas suposiciones:

- Los sistemas operan en estado estacionario.
- Los cambios en la energía cinética y potencial son insignificantes.
- Los componentes se consideran adiabáticos.
- Las propiedades de la salmuera geotérmica son iguales a las del agua pura.
- El agua de enfriamiento se encuentra a condiciones ambientales.
- El aumento de presión en las bombas de circulación de salmuera y agua de enfriamiento es igual a la caída de presión de la salmuera y el agua a través de los HEs aguas abajo.
- No hay aumento en la temperatura del fluido a través de las bombas de circulación.

Luego, se escribieron los balances de masa y energía (Ecs. (3.1) y (3.2)) para cada componente [90].

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (3.1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \quad (3.2)$$

Las tasas de transferencia de calor de los HEs están dadas por las Ecs. (3.3) a (3.6).

$$\dot{Q}_h = \dot{m} (h_6 - h_5) = \dot{m}_g (h_{g,in} - h_{g,out}) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m} (h_7 - h_8) = \dot{m} (h_5 - h_4) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{pc} = \dot{m} (h_8 - h_1) = \dot{m}_{w1} (h_{w1,out} - h_{w1,in}) \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{ic} = \dot{m} (h_2 - h_3) = \dot{m}_{w2} (h_{w2,out} - h_{w2,in}) \quad (3.6)$$

La potencia consumida por los compresores 1 y 2 viene dada por las Ecs. (3.7) y Ec. (3.8), respectivamente. La potencia generada por la turbina está dada por la Ec. (3.9). Finalmente, la potencia neta del eje del ciclo de potencia viene dada por la Ec. (3.10).

$$\dot{W}_{c1} = \dot{m} (h_2 - h_1) = \frac{\dot{m} (h_{2s} - h_1)}{\eta_c} \quad (3.7)$$

$$\dot{W}_{c2} = \dot{m} (h_4 - h_3) = \frac{\dot{m} (h_{4s} - h_3)}{\eta_c} \quad (3.8)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m} (h_6 - h_7) = \dot{m} (h_6 - h_{7s}) \eta_t \quad (3.9)$$

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_t - \dot{W}_{c1} - \dot{W}_{c2} \quad (3.10)$$

La potencia eléctrica producida por el ciclo de potencia, la potencia eléctrica consumida por las bombas, y la potencia de bombeo total están dadas por las Ecs. (3.11), (3.12) a (3.14) [47] y (3.15), respectivamente.

$$\dot{W}_{ele,c} = \dot{W}_{sh}\eta_{eg} \quad (3.11)$$

$$\dot{W}_{p1} = \frac{\dot{m}_g \Delta P_g}{\rho_g \eta_p} \quad (3.12)$$

$$\dot{W}_{p2} = \frac{\dot{m}_{w1} \Delta P_{w1}}{\rho_{w1} \eta_p} \quad (3.13)$$

$$\dot{W}_{p3} = \frac{\dot{m}_{w2} \Delta P_{w2}}{\rho_{w2} \eta_p} \quad (3.14)$$

$$\dot{W}_{p,tot} = \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} \quad (3.15)$$

Finalmente, la producción de potencia eléctrica, la eficiencia energética y la eficiencia exergética del sistema global están dadas por las Ecs. (3.16) a (3.18).

$$\dot{W}_{ele,s} = \dot{W}_{ele,c} - \dot{W}_{p,tot} \quad (3.16)$$

$$\eta_{I,s} = \frac{\dot{W}_{ele,s}}{\dot{m}_g (h_g - h_{g,out})} \quad (3.17)$$

$$\eta_{II,s} = \frac{\dot{W}_{ele,s}}{\dot{m}_g (b_g - b_{g,out})} \quad (3.18)$$

3.2.2. Modelo termo-hidráulico de los intercambiadores de calor

Para este trabajo, se eligieron los intercambiadores de calor de circuito impreso (PCHEs) con canales rectos. Los PCHEs se han adoptado en una gran cantidad de estudios sobre ciclos de potencia basados en CO₂ debido a su tamaño compacto y capacidad para

soportar altas presiones [122]. Recientemente, se han adoptado en estudios sobre ciclos basados en CO_2 en sistemas geotérmicos de ciclo binario [13, 53, 59], en sistemas nucleares [123–132], en sistemas solares [133–136], en WHR [115, 118, 137–140], en plantas de carbón [141, 142] y de oxidación [143].

El nombre «circuito impreso» hace referencia a la técnica de grabado fotoquímico que se utiliza para formar los canales de flujo, la cuál es análoga al proceso de fabricación de una placa de circuito electrónico impreso. La fabricación de los PCHEs consiste en el grabado de los canales sobre placas de metal para posteriormente apilar varias placas y unir las mediante un proceso de difusión a alta temperatura y alta presión, dando como resultado un bloque sólido (ver Figura 3.2). La unión por difusión es un proceso de unión de estado sólido donde la presión obliga a las superficies a entrar en contacto directo y el calor promueve el crecimiento de granos en la interfaz. El resultado de este proceso es un núcleo con la resistencia del material base y la capacidad de contención de alta presión en todo el HE [25, 144–146]. Los PCHEs son muy compactos, pudiendo ser hasta un 85 % más pequeños que un HE de coraza y tubos (STHE) equivalente (ver Figura 3.3) [146].

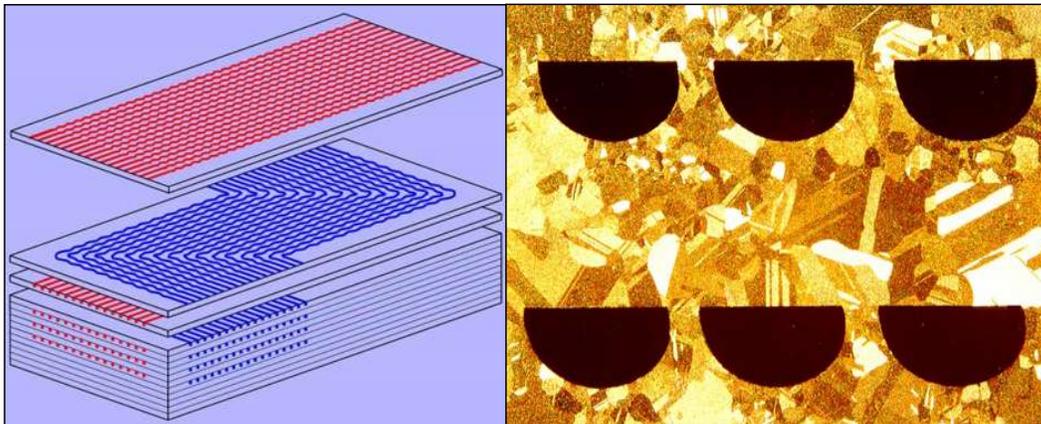


Figura 3.2. Formación del núcleo de un PCHE, [144].

En este trabajo, para el modelado termo-hidráulico de los PCHE, se utilizaron modelos similares a los presentados en la tesis de Dostal [25]. De acuerdo a las suposiciones establecidas en la Ref. [25], es suficiente modelar un par de canales caliente-frío en lugar de modelar todo el núcleo del PCHE. La Figura 3.4 muestra el núcleo de un PCHE en el lado izquierdo, mientras que un par de canales caliente-frío se muestran en el lado derecho. Debido a la variación sustancial de las propiedades del CO_2 cerca del PC (ver Figura 2.3), el uso de técnicas convencionales, donde se asumen propiedades constantes,



Figura 3.3. Comparación entre un STHE y un PCHE, [146].

puede conducir a resultados inexactos. Para hacer frente a esto, la porción modelada se discretizó en la dirección del flujo como se muestra en la Figura 3.5. Cada segmento fue considerado como un sub-HE lo suficientemente pequeño como para asumir propiedades constantes [15], asegurando así resultados más precisos. Este esquema de discretización es similar al presentado en la Sección 2.3.2. Sin embargo, en la discretización anterior no se consideraron las caídas de presión por lo que se asumió presión constante a lo largo del HE para cada corriente. Ahora, al contar con la geometría del HE, pudieron calcularse las caídas de presión por lo que adicionalmente a las temperaturas en cada nodo, también se calcularon las presiones. Así, las propiedades de los fluidos se evaluaron a la temperatura y presión promedio de cada segmento como lo indican las Ecs. (3.19) y (3.20), respectivamente.

$$T_{m,j} = \frac{T_i + T_{i+1}}{2} \quad (3.19)$$

$$P_{m,j} = \frac{P_i + P_{i+1}}{2} \quad (3.20)$$

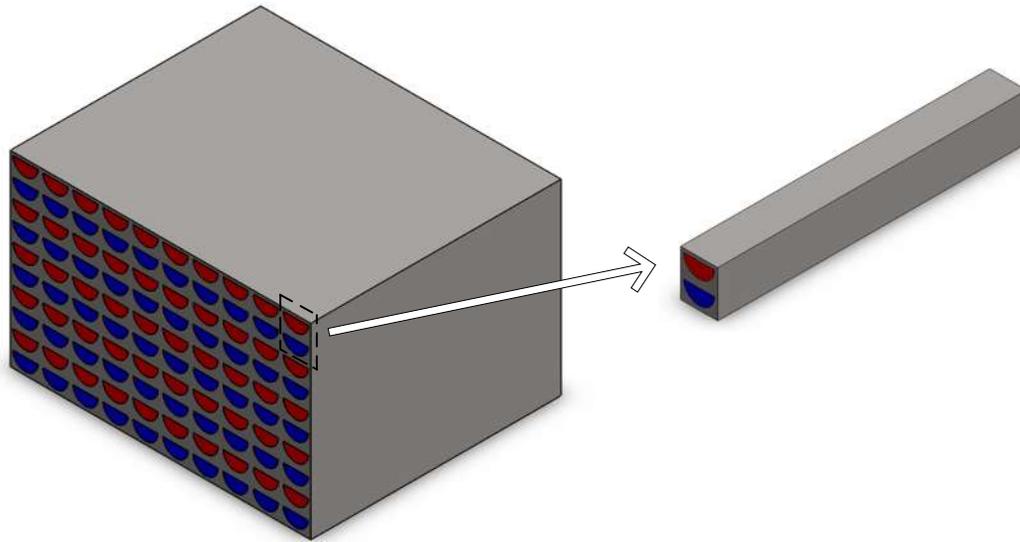


Figura 3.4. Núcleo del PCHE y porción modelada.

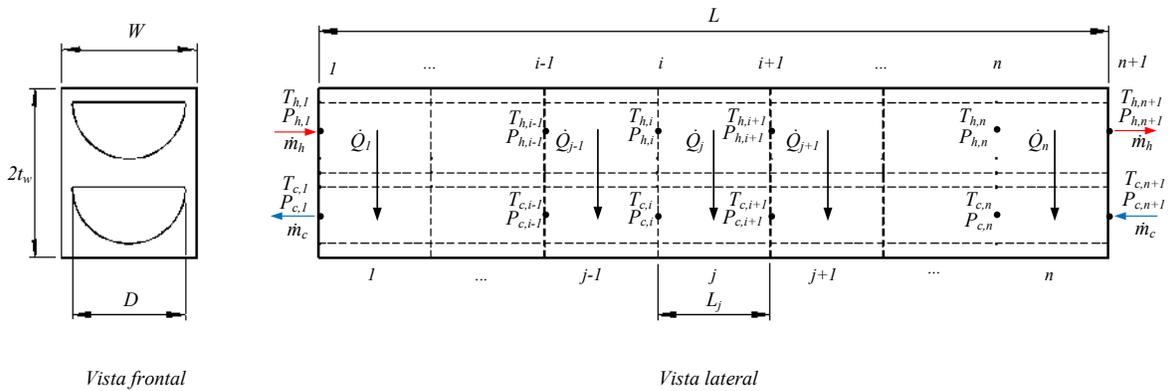


Figura 3.5. Discretización de la porción modelada del PCHE.

3.2.2.1. Modelo de transferencia de calor

Para el cálculo del área de transferencia de calor se utilizó el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD) en cada segmento como se indica en la Ec. (3.21). El coeficiente global de transferencia de calor se calculó utilizando las contribuciones de las resistencias térmicas por conducción y convección (Ec. (3.22)). El coeficiente de transferencia de calor por convección (Ec. (3.23)) depende del número de Nusselt, la conductividad térmica del fluido y el diámetro hidráulico (Ec. (3.24)).

$$\dot{Q}_j = U_j A_j \Delta T_{ml,j} \quad (3.21)$$

$$\frac{1}{U_j} = \frac{1}{h_{c,j}} + \frac{t_w}{k_w} + \frac{1}{h_{h,j}} \quad (3.22)$$

$$h_j = \frac{Nu_j k_{f,j}}{D_h} \quad (3.23)$$

$$D_h = \frac{\pi D}{\pi + 2} \quad (3.24)$$

La LMTD está dada por las Ec. (3.25). Para la configuración de flujo a contracorriente las diferencias de temperaturas están dadas por las Ecs. (3.26) y (3.27).

$$\Delta T_{ml,j} = \frac{\Delta T_{1,j} - \Delta T_{2,j}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{1,j}}{\Delta T_{2,j}} \right)} \quad (3.25)$$

$$\Delta T_{1,j} = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (3.26)$$

$$\Delta T_{2,j} = T_{h,i+1} - T_{c,i+1} \quad (3.27)$$

Para calcular el número de Nusselt en los regímenes laminar, de transición y turbulento se utilizaron las Ecs. (3.28), (3.29) y (3.30) (correlación de Gnielinski), respectivamente. El factor de fricción usado en la Ec. (3.30) está dado por la Ec. (3.31) [25]. Los números de Reynolds y Prandtl están dados por las Ecs. (3.32) y (3.33), respectivamente.

$$Nu_j = 4.089, \quad Re_j < 2300 \quad (3.28)$$

$$Nu_j = 4.089 + \frac{Nu_{5000} - 4.089}{5000 - 2300} (Re_j - 2300), \quad 2300 \leq Re_j < 5000 \quad (3.29)$$

$$Nu_j = \frac{\left(\frac{f_{d,j}}{8}\right) (Re_j - 1000) Pr_j}{1 + 12.7 \left(Pr_j^{2/3} - 1\right) \sqrt{\frac{f_{d,j}}{8}}}, \quad (Re_j \geq 5000) \quad (3.30)$$

$$f_{d,j} = \left(\frac{1}{1.8 \log_{10}(Re_j) - 1.5} \right)^2 \quad (3.31)$$

$$Re_j = \frac{\rho_j V_{m,j} D_h}{\mu_j} \quad (3.32)$$

$$Pr_j = \frac{\mu_j C_{p,j}}{k_{f,j}} \quad (3.33)$$

Finalmente, la longitud de cada segmento, la longitud total de los canales, el área total de transferencia de calor total, el volumen y la masa del núcleo están dadas por las Ecs. (3.34), (3.35), (3.36), (3.37) y (3.38) [25], respectivamente.

$$L_j = \frac{A_j}{\pi \frac{D}{2} + D} \quad (3.34)$$

$$L = \sum L_j \quad (3.35)$$

$$A = N \sum A_j \quad (3.36)$$

$$V_{he} = 2t_w WNL \quad (3.37)$$

$$m_{he} = \rho_w V_{he} \left(1 - \frac{\pi D^2}{8Wt_w} \right) \quad (3.38)$$

3.2.2.2. Modelo hidráulico

Para el modelo hidráulico, sólo se consideraron las caídas de presión debidas a la fricción. En cada segmento se aplicó la conocida ecuación de Darcy-Weisbach (Ec. (3.39)). La caída de presión total para cada canal viene dada por la Ec. (3.40).

$$\Delta P_j = \frac{f_j L_j \rho_{f,j} V_{m,j}^2}{2D_h} \quad (3.39)$$

$$\Delta P = \sum \Delta P_j \quad (3.40)$$

El factor de fricción utilizado para la ecuación de Darcy-Weisbach depende de la rugosidad relativa de los canales (Ec. (3.41)) y del número de Reynolds. Los valores de los puntos de transición del número de Reynolds están dados por las Ecs. (3.42) a (3.45) y el factor de fricción viene dado por las Ecs. (3.46) a (3.55) [13].

$$\delta_{rel} = \frac{\delta}{D_h} \quad (3.41)$$

$$Re_0 = \begin{cases} 2000, & \delta_{rel} < 0.007 \\ 754 \exp\left(\frac{0.0065}{\delta_{rel}}\right), & \delta_{rel} \geq 0.007 \end{cases} \quad (3.42)$$

$$Re_1 = \begin{cases} 2000, & \delta_{rel} < 0.007 \\ 1160 \left(\frac{1}{\delta_{rel}}\right)^{0.11}, & \delta_{rel} \geq 0.007 \end{cases} \quad (3.43)$$

$$Re_2 = 2090 \left(\frac{1}{\delta_{rel}}\right)^{0.0635} \quad (3.44)$$

$$Re_3 = 441.19\delta_{rel}^{-1.1772} \quad (3.45)$$

Cuando $Re_j < Re_0$

$$f_j = \frac{64}{Re_j} \quad (3.46)$$

Cuando $Re_0 < Re_j < Re_1$

$$f_j = \begin{cases} 0.032 + 3.895 \times 10^{-7} (Re_j - 2000), & \delta_{rel} < 0.007 \\ 4.4Re_j^{-0.595} \exp\left(\frac{-0.00275}{\delta_{rel}}\right), & \delta_{rel} \geq 0.007 \end{cases} \quad (3.47)$$

Cuando $Re_1 < Re_j < Re_2$, la Eq. (3.51) se resuelve mediante un proceso iterativo utilizando la Ec. (3.50) como conjetura inicial. Este proceso también es necesario para resolver las Ecs. (3.53) y (3.55). En la Ref. [59] se describe brevemente este proceso.

$$f_j = (f_2 - f_1) \exp\{-[0.0017(Re_2 - Re_j)]^2\} + f_1 \quad (3.48)$$

$$f_1 = \begin{cases} 0.032, & \delta_{rel} < 0.007 \\ 0.075 - \frac{0.0109}{\delta_{rel}^{0.286}}, & \delta_{rel} \geq 0.007 \end{cases} \quad (3.49)$$

$$f_{2,fi} = 0.11 \left(\delta_{rel} + \frac{68}{Re_2} \right)^{0.25} \quad (3.50)$$

$$f_2 = \left(\frac{1}{2 \log_{10} \left(\frac{2.51}{Re_2 \sqrt{f_2}} + \frac{\delta_{rel}}{3.7} \right)} \right)^2 \quad (3.51)$$

Cuando $Re_2 < Re_j < Re_3$

$$f_{fi} = 0.11 \left(\delta_{rel} + \frac{68}{Re_j} \right)^{0.25} \quad (3.52)$$

$$f_j = \left(\frac{1}{2 \log_{10} \left(\frac{2.51}{Re_j \sqrt{f_j}} + \frac{\delta_{rel}}{3.7} \right)} \right)^2 \quad (3.53)$$

Finalmente, cuando $Re_3 < Re_j$

$$f_{fi} = 0.11 \left(\delta_{rel} + \frac{68}{Re_3} \right)^{0.25} \quad (3.54)$$

$$f_j = \left(\frac{1}{2 \log_{10} \left(\frac{2.51}{Re_3 \sqrt{f_j}} + \frac{\delta_{rel}}{3.7} \right)} \right)^2 \quad (3.55)$$

3.3. Implementación y simulación

En este apartado se presentan los principales parámetros utilizados para alimentar las simulaciones, el procedimiento de acoplamiento y solución de los modelos termodinámicos y termo-hidráulicos, y la verificación de los códigos desarrollados.

3.3.1. Condiciones de la simulación

Como punto de partida para las simulaciones, se establecieron las condiciones para un caso base, las cuales se muestran en la Tabla 3.1. A partir de los datos de entrada, algunos parámetros como las condiciones ambientales y las características de la fuente de calor, son condiciones frontera que mantuvieron fijas durante todo el análisis. Los otros parámetros, como las condiciones de funcionamiento del ciclo y la eficiencia de los dispositivos son variables de diseño. A partir de las variables de diseño, se decidió que las

eficiencias isentrópicas de la turbina y los compresores, la diferencia de temperatura del PP y la caída de presión máxima permitida para CO₂ deberían fijarse durante el análisis, utilizando valores típicos de otros estudios. Esto se debe a que es bien conocido que la reducción de la diferencia de temperatura del PP y la caída de presión, y el aumento de las eficiencias isentrópicas mejoran el rendimiento termodinámico, pero a expensas de un mayor costo de inversión. Por otra parte, la Tabla 3.2 muestra las principales características de los PCHE.

Tabla 3.1. Datos de entrada para el caso base.

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
T ₀ [°C]	25	ΔT _{pp} [°C]	5 [37]
P ₀ [kPa]	101.325	ΔP _{CO₂} [%]	0.5 [59]
T _g [°C]	150 [96]	η _{eg} [-]	0.96 [47]
P _g [kPa]	700 [44]	T _{min} [°C]	32
ṁ _g [kg/s]	20 [96]	T _{max} [°C]	145
T _{g,out} [°C]	≥ 70 [97]	P _{min} [kPa]	7,400
η _t [-]	0.90 [68]	P _{int} [kPa]	10,700
η _c [-]	0.85 [68]	P _{max} [kPa]	14,000
η _p [-]	0.75 [47]		

Tabla 3.2. Características principales de los PCHE.

Parámetro	Valor
Material	Aleación 617 [147]
k _w [W/m*K]	23.9 [147]
D [m]	0.002 [25]
t _w [m]	0.0015 [25]
W [m]	0.0024 [25]
δ _{rel} [-]	0.005

3.3.2. Procedimiento de solución

Al igual que en el capítulo anterior, el conjunto de ecuaciones resultantes del modelo matemático se codificó en el software MATLAB y se utilizó CoolProp para el cálculo de las propiedades termofísicas. La Figura 3.6 muestra el diagrama de flujo del programa de simulación para el IRBC. Como se puede ver, tanto el modelo termodinámico como el modelo del PCHE se acoplaron y resolvieron de forma iterativa. Vale la pena señalar las siguientes consideraciones:

- Inicialmente, considerando las ocho corrientes de materia que circulan por los HEs del IRBC, sólo se conocen los valores de caída de presión de las corrientes de CO₂ en el calentador, enfriador e interenfriador (igual al valor máximo permitido). En cuanto al recuperador, una corriente tiene el valor máximo permitido y la otra tiene un valor menor y desconocido. Los valores de caída de presión para las corrientes de agua de enfriamiento y salmuera son desconocidos y pueden tener cualquier valor sin restricciones.
- Sólo cuando la diferencia entre las temperaturas de salida de la turbina y el compresor es mayor o igual a 10 °C, se utiliza un recuperador.
- Se utiliza una subrutina que resuelve el modelo termo-hidráulico del PCHE para cada uno de los HEs. Las entradas de esta son: las condiciones de funcionamiento del PCHE (del programa principal), las características del PCHE (de la Tabla 3.2) y el número de pares de canales (asumido). Las salidas que se obtienen son: un arreglo con las diferencias de temperatura entre las dos corrientes de fluido en cada nodo, las caídas de presión calculadas y el tamaño del PCHE.
- Como se mencionó en la Sección 2.3.2, la variación sustancial del calor específico a presión constante del CO₂ cerca del PC, puede causar PPs internos en los HEs. Por lo tanto, al igual que en el capítulo anterior, se verificó el cumplimiento de la diferencia de temperaturas del PP establecida a lo largo de cada HE.

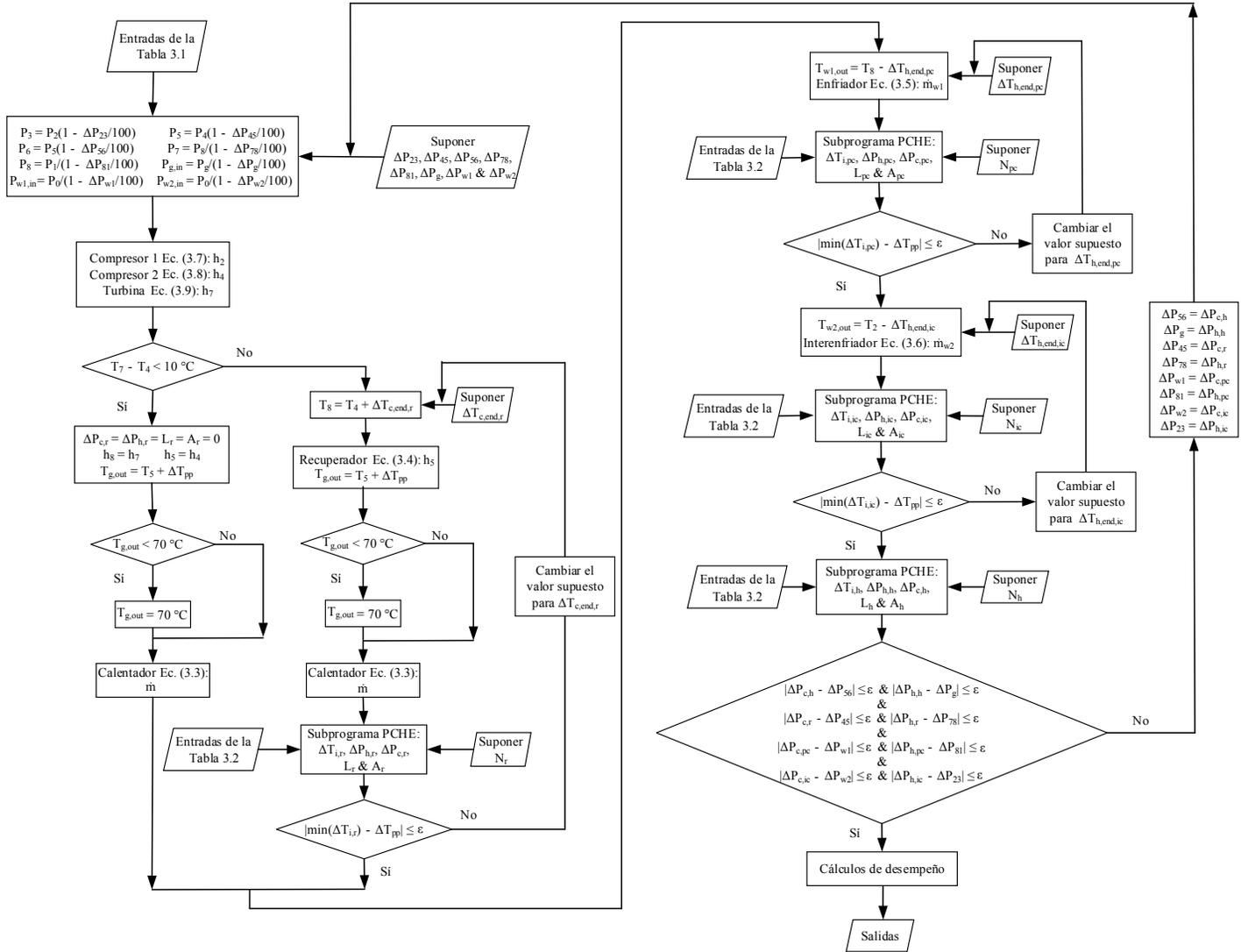


Figura 3.6. Diagrama de flujo del programa de simulación para el IRBC.

3.3.3. Verificación del modelo

Al igual que en la Sección 2.3.3, el modelo termodinámico fue validado con los resultados obtenidos por Mondal y De [68]. El modelo presentado en la Ref. [68] no tomó en cuenta las caídas de presión ni la potencia consumida por las bombas de circulación externas. Por lo tanto, para la validación, no se consideraron el generador eléctrico ni las bombas de circulación, y el valor de la caída de presión máxima permitida para las corrientes de CO₂ se estableció en alrededor de cero (10⁻⁵ %). Por otro lado, el modelo termo-hidráulico del PCHE fue validado con los resultados reportados en la tesis de Dostal [25], donde se reportaron la longitud y las caídas de presión de los recuperadores de baja y alta temperatura (LTR y HTR, respectivamente) de un SCBC con recompresión. Los resultados obtenidos en la validación del modelo termodinámico son idénticos a los presentados en el capítulo anterior (Tabla 2.6) por lo que no se repiten aquí. Por otro lado, en cuanto al modelo termo-hidráulico, en la Tabla 3.3 se muestra una comparación de los resultados obtenidos del presente trabajo y los presentados en la Ref. [25]. Existe una buena concordancia entre los resultados reproducidos y los presentados en las referencias originales. Por lo tanto, los modelos/códigos desarrollados en este trabajo se consideraron válidos.

Tabla 3.3. Verificación del modelo del PCHE.

Parámetro	HTR		LTR	
	Ref. [25]	Presente trabajo	Ref. [25]	Presente trabajo
L [m]	1.75	1.79	2.05	2.09
ΔP_h [%]	1.101	1.101	1.403	1.403
ΔP_c [%]	0.154	0.155	0.057	0.060

3.4. Optimización

Al igual que en el capítulo anterior, para este estudio se llevaron a cabo optimizaciones buscando maximizar el desempeño termodinámico de los sistemas. Debido a que más potencia eléctrica producida significa un mejor uso del recurso geotérmico, el objetivo fue maximizar la producción de potencia eléctrica del sistema global ($\dot{W}_{ele,s}$). El problema de optimización para los ciclos interenfriados se puede establecer mediante la función objetivo (Ec. (3.56)), las restricciones de igualdad impuestas por los modelos

termodinámicos y termo-hidráulicos y las restricciones de desigualdad (conjunto de Ecs. (3.57)). Las variables de decisión son: las presiones mínima, intermedia y máxima del ciclo así como la temperatura mínima. Como se verá en la Sección 3.5.2, el efecto de estas variables sobre la producción de potencia eléctrica no es trivial y es necesario encontrar sus valores óptimos. Para los ciclos no interenfriados, el problema de optimización es bastante similar pero cambiando un poco las restricciones al eliminar la presión intermedia y estableciendo el límite inferior de P_{max} en 9 MPa. Los límites inferiores de temperatura y presión mínima se eligieron de tal manera que fueran ligeramente superiores a los valores críticos de CO₂, y el límite superior de presión máxima se eligió de acuerdo con la Ref. [148].

$$\text{Maximizar } \dot{W}_{ele,s} = f(P_{min}, P_{int}, P_{max}, T_{min}) \quad (3.56)$$

Sujeta a:

$$\begin{aligned} 7.4 &\leq P_{min} [MPa] \leq 9 \\ 9 &\leq P_{int} [MPa] \leq 14 \\ 14 &\leq P_{max} [MPa] \leq 25 \\ 32 &\leq T_{min} [^{\circ}C] \leq 34 \end{aligned} \quad (3.57)$$

Para llevar a cabo la optimización, de nuevo se utilizó la función de GA incorporada en la «toolbox» de optimización global de MATLAB. Los ajustes de los principales parámetros del GA son similares a los presentados en la Tabla 2.8 del capítulo anterior.

3.5. Resultados y discusión

Esta sección presenta los principales hallazgos, incluida una comparación termodinámica de los cuatro sistemas en condiciones de funcionamiento iguales, un análisis paramétrico para mostrar el efecto individual de cada variable de decisión sobre el rendimiento termodinámico y los resultados de la optimización que muestran la estimación de la producción de potencia eléctrica más alta que cada sistema puede lograr.

3.5.1. Caso base

La Tabla 3.4 muestra los resultados obtenidos para las condiciones del caso base. Como puede observarse, el sistema que produce la mayor potencia eléctrica es el IRBC seguido del RBC, el SBC y finalmente el IBC. En cuanto a la eficiencia energética, el panorama es un poco diferente, con el RBC con el mejor rendimiento, seguido del IRBC, el SBC y, nuevamente, el peor es el IBC. Para la eficiencia exergética, el RBC es el mejor, superando ligeramente el rendimiento del IRBC, seguido por el SBC y una vez más el IBC al final. En las mismas condiciones de operación, agregar un recuperador al SBC mejora la producción eléctrica general del sistema en un 3.46 %, incluyendo sólo el interenfriamiento lo reduce en un 20.44 % y, finalmente, agregando tanto recuperación como interenfriamiento se aumenta la producción de potencia eléctrica en un 15.02 %. El bajo rendimiento del uso interenfriamiento (IBC) se debe al bajo flujo másico de CO₂ disponible a lo largo del ciclo. Debido a la restricción en la temperatura de reinyección de la salmuera, cuando la temperatura del CO₂ en la entrada del calentador es menor o igual a 65 °C, la temperatura de la salmuera en la salida del calentador se establece en 70 °C, por lo que la entrada de calor es fija y de la Ec. (3.3), cuanto mayor es la diferencia en entalpías del CO₂, menor es su flujo másico. El interenfriamiento induce una temperatura de CO₂ más baja en la entrada del calentador y la diferencia de entalpías es mayor que para los ciclos sin interenfriamiento. Por lo tanto, el uso de interenfriamiento solo (sin recuperación) es menos efectivo porque, aunque reduce el trabajo de compresión específico, la reducción del flujo másico produce una menor potencia de salida del eje en comparación con los sistemas sin interenfriamiento. Por otro lado, el uso de un recuperador provoca una mayor temperatura de entrada del calentador de CO₂ que a su vez permite un mayor flujo másico de CO₂. Un flujo másico más alto con el mismo trabajo específico neto, da como resultado una salida de potencia neta del eje más alta para los sistemas recuperados. La potencia eléctrica de bombeo total requerida es relativamente baja para los cuatro sistemas en las condiciones de este caso base. El sistema que necesita más potencia de bombeo es el IRBC con 3.52 kW que es alrededor del 0.59 % de la potencia eléctrica producida por el ciclo de potencia. Por tanto, para estas condiciones de funcionamiento es razonable descartar esta potencia de bombeo. Sin embargo, como se verá en la siguiente sección, para determinadas condiciones de funcionamiento, la potencia de bombeo es sustancial.

Tabla 3.4. Resultados del caso base.

Parámetro	SBC	RBC	IBC	IRBC
$\dot{W}_{\text{ele,s}}$ [kW]	520.20	538.20	413.88	598.32
η_{I} [%]	8.38	9.49	6.11	8.32
η_{II} [%]	36.99	40.66	27.85	40.26
$\dot{W}_{\text{ele,c}}$ [kW]	521.59	539.64	416.71	601.84
$\dot{W}_{\text{p,tot}}$ [kW]	1.39	1.46	2.83	3.52
\dot{W}_{sh} [kW]	543.32	562.13	434.07	626.92
$w_{\text{c,tot}}$ [kg/s]	20.14	20.14	16.01	16.01
\dot{W}_{c1} [kW]	854.28	903.69	280.13	411.24
\dot{W}_{c2} [kW]	-	-	130.16	191.08
\dot{W}_{t} [kW]	1,397.60	1,465.82	844.36	1,229.23
\dot{W}_{p1} [kW]	0.17	0.15	0.58	0.24
\dot{W}_{p2} [kW]	1.22	1.31	0.74	1.06
\dot{W}_{p3} [kW]	-	-	1.51	2.22
\dot{m} [kg/s]	42.42	44.87	25.63	37.62
\dot{m}_{w1} [kg/s]	47.94	50.72	28.96	41.95
\dot{m}_{w2} [kg/s]	-	-	28.14	41.31

Tabla 3.5. Resultados de los HEs en el caso base..

HE	\dot{Q} [kW]	L [m]	A [m ²]	ΔP_{h} [kPa]	ΔP_{h} [%]	ΔP_{c} [kPa]	ΔP_{c} [%]
<i>SBC</i>							
H	6,204.32	2.72	505.86	5.88	0.83	70.00	0.5
P	5,661.00	1.98	504.82	37.19	0.5	19.02	15.8
<i>RBC</i>							
H	5,672.06	2.66	528.22	5.01	0.71	69.93	0.5
R	894.17	0.38	53.85	37.37	0.5	13.04	0.09
P	5,109.93	1.92	501.78	37.19	0.5	19.28	15.98
<i>IBC</i>							
H	6,774.35	1.36	101.37	19.85	2.76	69.99	0.5
P	3,420.08	1.98	304.99	37.19	0.5	19.02	15.8
I	2,920.20	2.89	286.01	53.5	0.5	40.16	28.38
<i>IRBC</i>							
H	6,774.21	2.44	366.41	8.29	1.17	69.95	0.5
R	3,172.81	1.08	196.42	37.37	0.5	10.62	0.08
P	1,860.36	1.39	239.16	37.18	0.5	18.93	15.74
I	4,286.94	2.89	419.87	53.5	0.5	40.16	28.38

La Tabla 3.5 muestra los resultados de los HEs, estos son: la tasa de transferencia

de calor, la longitud, el área total de transferencia de calor y las caídas de presión. Cabe señalar que en este trabajo, el dimensionamiento de los HEs se utiliza para el cálculo de las caídas de presión para ambas corrientes de fluido dentro de cada HE. Sin embargo, estos resultados se pueden utilizar para comparar los sistemas en términos de su tamaño. Un indicador que se puede utilizar para esta comparación es la relación entre el área total de transferencia de calor y la producción de potencia eléctrica. Un valor menor de esta relación indica que el sistema requiere un tamaño menor de HE para producir cada kW de energía eléctrica. En este sentido, el IBC obtiene el menor valor seguido del SBC, el RBC y finalmente el IRBC con 1.67, 1.94, 2.01 y 2.04 m²/kW, respectivamente. Por lo tanto, aunque el IBC produce la menor potencia eléctrica, su menor tamaño relativo es una ventaja en comparación con las otras alternativas.

3.5.2. Análisis paramétrico

Para investigar el efecto individual de las variables de diseño sobre el desempeño de los sistemas, se realizó un análisis paramétrico. Cada variable de diseño se varió individualmente dentro de sus límites técnicos, mientras que los parámetros restantes se mantuvieron constantes. Las figuras de esta sección muestran dos gráficos diferentes para cada sistema. El gráfico principal representa la producción de energía eléctrica general del sistema que se traza con una línea continua. Por otro lado, la energía eléctrica generada por el ciclo se traza con líneas punteadas. La diferencia entre ambas líneas es la energía eléctrica consumida por las bombas de agua y salmuera.

3.5.2.1. Efecto de la presión mínima del ciclo

La figura 3.7 muestra el efecto de la presión de entrada al compresor (primer compresor para los sistemas interenfriados). Un ligero aumento de esta presión produce una importante mejora en el rendimiento, alcanzando un pico. Por otro lado, el efecto de esta variable es particularmente importante porque para algunos valores, la potencia consumida por las bombas de agua de enfriamiento es muy alta. A partir de aproximadamente 7.48 MPa las líneas continuas y punteadas de los cuatro sistemas comienzan a separarse produciendo una gran diferencia en alrededor de 7.64 MPa. Esto significa que cerca de este valor, la potencia consumida por las bombas, específicamente la bomba

del enfriador es muy alta y afecta sustancialmente la salida de potencia eléctrica del sistema global.

La sustancial potencia de bombeo se debe en parte a la variación del calor específico del CO_2 cerca del PC (como se vio en la Sección 2.3.2); en esta región, el calor específico puede aumentar considerablemente provocando que incluso si se transfiere mucho calor hacia o desde el CO_2 , exista una variación muy pequeña en su temperatura. Por lo tanto, en el extremo frío del enfriador (que trabaja cerca del PC del CO_2) hay un perfil de temperatura aplanado para el CO_2 por lo que se requiere un gran flujo másico de agua de enfriamiento para respetar la diferencia de temperaturas del PP. Esto se puede ver en la Figura 3.8, donde se presentan los perfiles de temperatura para el enfriador del SBC a tres presiones mínimas de ciclo diferentes. Se puede ver que a 7.6 MPa, el perfil de temperatura aplanado del CO_2 en el extremo frío (lado derecho) provoca que la corriente de agua de enfriamiento sufra un pequeño aumento en su temperatura, lo que requiere una gran cantidad de la misma. Como puede verse en las Ecs. (3.12) a (3.14), la potencia de bombeo es directamente proporcional al producto del flujo másico de fluido y el aumento de presión en la bomba. Un aumento del primero también produce un aumento del segundo cuando el tamaño del HE es casi constante. Por tanto, un gran aumento del flujo másico de agua da como resultado un mayor aumento de la potencia de bombeo. Dos posibles formas de reducir el flujo másico de agua requerido son: un aumento de la diferencia de temperatura en el extremo frío del enfriador (aumentando la temperatura mínima del ciclo) o la reducción de la diferencia de temperatura del PP.

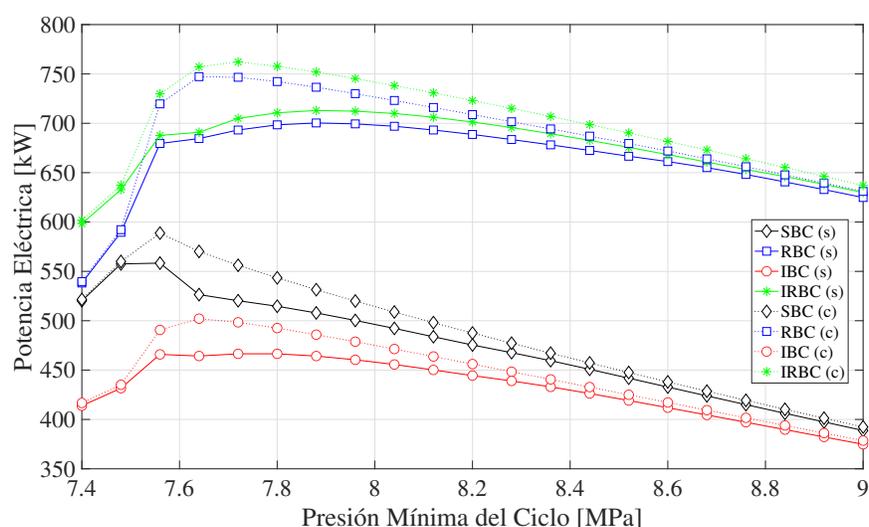


Figura 3.7. Efecto de la presión mínima del ciclo.

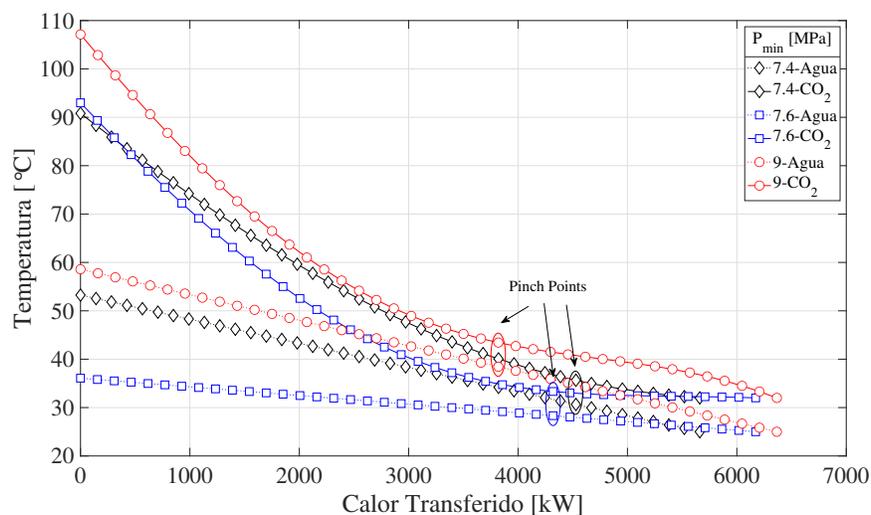


Figura 3.8. Efecto de la presión mínima sobre los perfiles de temperatura en el enfriador (SBC).

3.5.2.2. Efecto de la presión máxima del ciclo

La presión máxima de los ciclos corresponde a la presión de salida del compresor y del segundo compresor para los sistemas no interenfriados e interenfriados, respectivamente. El efecto de esta variable se muestra en la Figura 3.9. Se aprecia que existen valores máximos entre los límites para los sistemas interenfriados. En el caso de los sistemas sin interenfriamiento, se puede ver que para el RBC su rendimiento disminuye a medida que aumenta la presión. Tanto los sistemas interenfriados como los no interenfriados se comportan como sistemas no recuperados en algún momento como se vio también en la Sección (2.5.2.4). Para saber si el RBC puede tener un valor máximo entre los límites, también se investigó el efecto de la presión máxima para otra presión mínima. La Figura 3.10 muestra el efecto de la presión máxima con un $P_{\min} = 7.7$ MPa. En este caso, el RBC tiene dos picos con casi los mismos valores, siendo el primero en funcionamiento con recuperador y el segundo actuando como sistema no recuperado coincidiendo con el pico SBC.

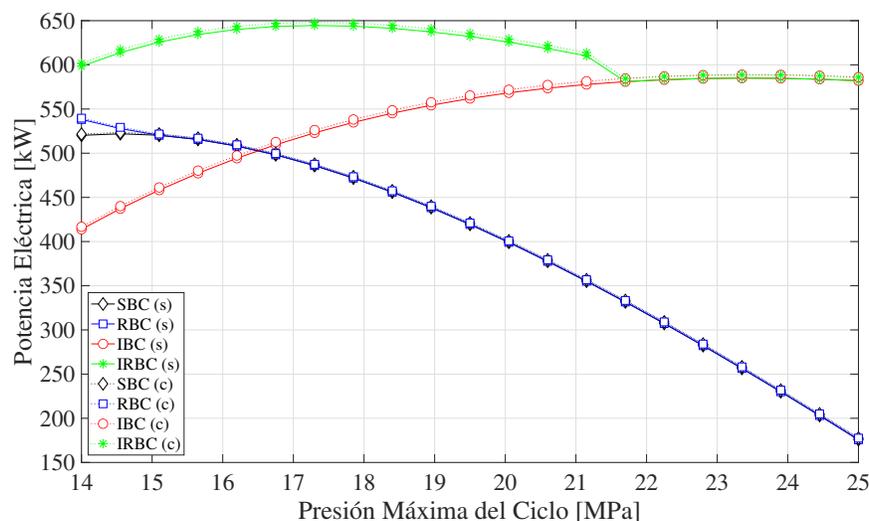


Figura 3.9. Efecto de la presión máxima del ciclo.

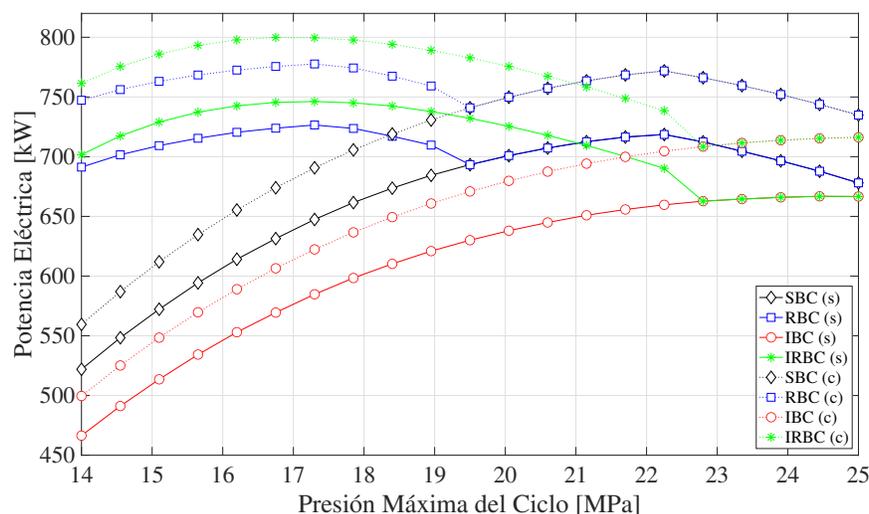


Figura 3.10. Efecto de la presión máxima del ciclo ($P_{\min} = 7.7$ MPa).

3.5.2.3. Efecto de la presión intermedia del ciclo

Con respecto al efecto de la presión a la salida del primer compresor (únicamente para los ciclos interenfriados), se observó que a medida que esta presión aumenta, hay una disminución en el rendimiento en ambos sistemas. Sin embargo, se observó que, para otras combinaciones, por ejemplo, para $P_{\min} = 8$ MPa, el IRBC se comporta de manera diferente, aumentando levemente el rendimiento al aumentar la presión intermedia hasta

alcanzar un máximo alrededor de 9.75 MPa, como se puede apreciar en la Figura 3.11. Para el IBC, una vez más, la tendencia es una disminución en su desempeño a medida que aumenta la presión intermedia. El mejor rendimiento del IBC se alcanza a la presión intermedia más baja.

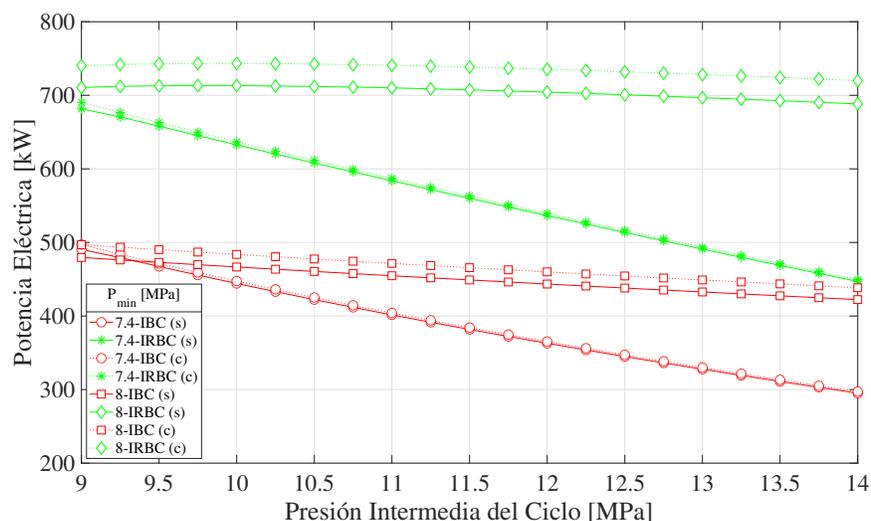


Figura 3.11. Efecto de la presión intermedia del ciclo.

3.5.2.4. Efecto de la temperatura mínima del ciclo

El efecto de variar la temperatura de entrada de los compresores se muestra en la Figura 3.12. Como puede verse, un ligero aumento en la temperatura mínima causa una caída dramática en la producción de potencia eléctrica, especialmente para los sistemas sin interenfriamiento. También, para estos sistemas, una mayor temperatura de entrada del compresor produce una mayor temperatura de salida del compresor, provocando que el uso del recuperador ya no sea posible y ambos sistemas se comporten de manera similar a partir de 35 °C. El rendimiento más alto se obtiene en el límite inferior de la temperatura mínima del ciclo. Sin embargo, esta cifra se generó con $P_{\min} = 7.4$ MPa, y como se indica en la Sección 3.5.2.1, el aumento de la temperatura mínima del ciclo podría mejorar el rendimiento para presiones alrededor de 7.6 MPa. Por tanto, se investigó el efecto de esta temperatura a otra presión mínima. La Figura 3.13 muestra el efecto de la temperatura mínima del ciclo a $P_{\min} = 7.7$ MPa. Se puede ver que la tendencia es algo diferente en comparación con la Figura 3.12. Para los cuatro sistemas, hay una mejora de la salida de potencia eléctrica del sistema general (líneas continuas) entre 32 y 33 °C. Por otro lado, la potencia eléctrica entregada por el ciclo (líneas

punteadas) disminuye a medida que aumenta la temperatura, a excepción del SBC que tienen un leve aumento. Esto significa que por debajo de 33 °C, la potencia de bombeo ahorrada es mayor que la disminución en la producción de potencia del ciclo, lo que resulta en un valor máximo de la potencia eléctrica total del sistema entre 32 y 33 °C.

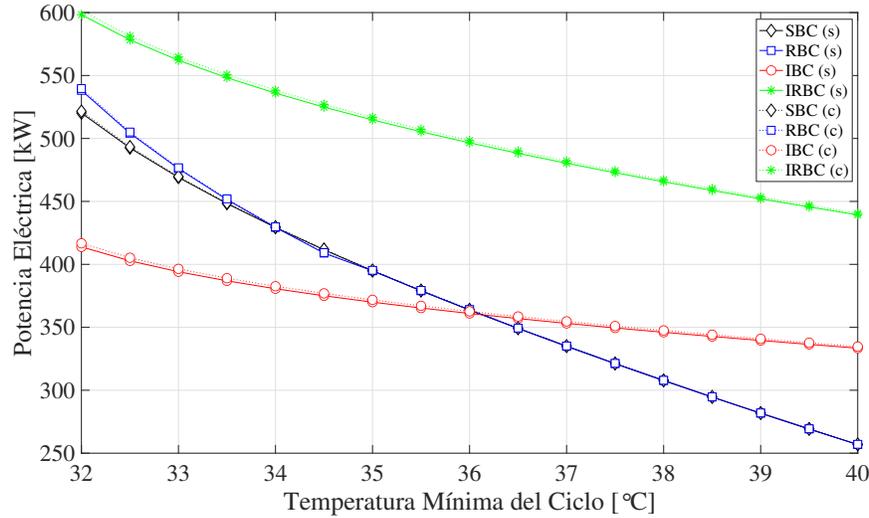


Figura 3.12. Efecto de la temperatura mínima del ciclo.

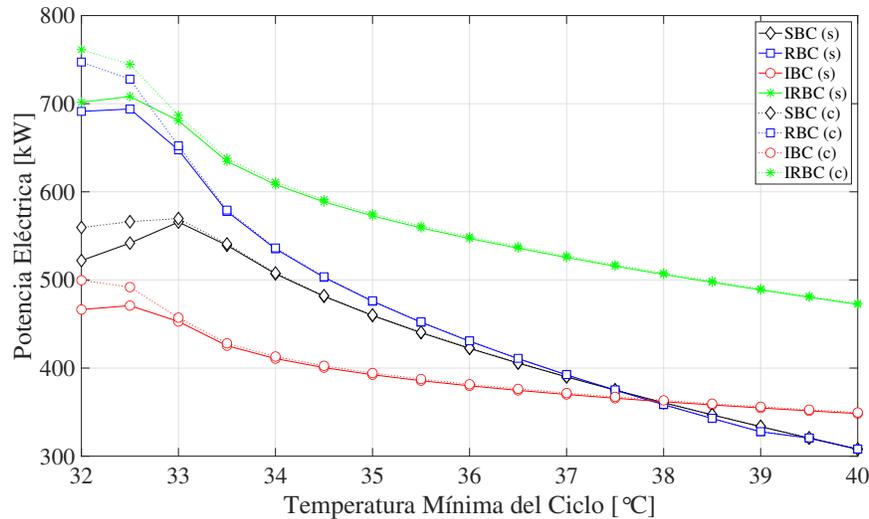


Figura 3.13. Efecto de la temperatura mínima del ciclo ($P_{\min} = 7.7$ MPa).

3.5.2.5. Efecto de la temperatura máxima del ciclo

Respecto al efecto de la temperatura máxima del ciclo (temperatura de entrada de la turbina), de la Figura 3.14 se puede observar que al aumentar esta temperatura se

produce un incremento en la producción de potencia eléctrica del sistema, teniendo el mayor efecto sobre la alternativa IRBC. Se puede observar que por debajo de 135 °C, los sistemas sin interenfriamiento se comportan igual porque como se explicó anteriormente, la menor temperatura de entrada a la turbina produce una menor temperatura de salida de la misma, dificultando o imposibilitando el uso de un recuperador.

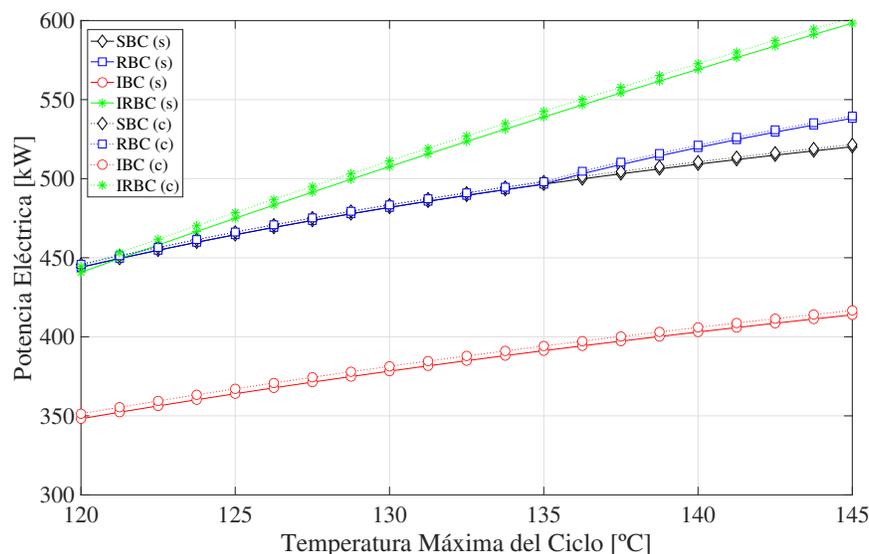


Figura 3.14. Efecto de la temperatura máxima del ciclo.

3.5.3. Optimización

La Tabla 3.6 muestra los resultados obtenidos para la maximización de la producción de potencia eléctrica del sistema global, así como los valores correspondientes de las variables de decisión encontradas en el procedimiento de optimización. Comparando los cuatro sistemas, se puede observar que las alternativas IRBC e IBC logran la producción de potencia eléctrica más alta y más baja, respectivamente. Analizando los valores de las variables de decisión optimizadas, se puede observar que sólo en los sistemas no recuperados existen valores óptimos para las temperaturas mínimas diferentes al valor del límite inferior (32 °C). Por el lado de las presiones operativas, la presión mínima óptima para los cuatro sistemas es de alrededor de 8 MPa. La presión intermedia óptima está en el límite inferior para el IBC como se vio en la Sección 3.5.2.3. La presión máxima está cerca del límite superior para los sistemas no recuperados, mientras que en el caso de los ciclos recuperados, esta presión se reduce considerablemente.

Tabla 3.6. Resultados de la optimización.

Función objetivo	Variable de decisión	SBC	RBC	IBC	IRBC
$\dot{W}_{\text{ele,s}}$ [kW]	-	725.34	748.95	719.31	779.99
	T_{min} [°C]	32.26	32	33.81	32
	P_{min} [kPa]	7,904.36	8,001.4	7,939.25	8,130.74
	P_{int} [kPa]	-	-	9,000	10,888.24
	P_{max} [kPa]	23,942.30	17,919.33	24,740.51	18,332.37

Resultados adicionales se presentan en las Tablas 3.7 y 3.8, para las condiciones de operación óptimas del (caso óptimo). La alternativa IRBC logra el rendimiento más alto con 779.99 kW, 11.51 % y 52.49 % de producción de potencia eléctrica, eficiencias energética y exergética, respectivamente. Por otro lado, la alternativa IBC presenta los rendimientos más bajos con 719.31 kW, 10.62 % y 48.41 % de potencia eléctrica, eficiencias energética y exergética, respectivamente. Tomando la alternativa SBC como base, al agregar un recuperador (RBC), la producción de potencia eléctrica del sistema general se puede aumentar en un 3.26 %. Al utilizar interenfriamiento (IBC) el valor se reduce en un 0.83 %, mientras que al incluir interenfriamiento y recuperación (IRBC) hay un aumento del 7.53 %. Por otro lado, existe un gran consumo en potencia de bombeo de agua de enfriamiento. Específicamente, la bomba de la corriente de agua de enfriamiento en el enfriador tiene la mayor contribución a la potencia total de bombeo en las cuatro alternativas. Esto se debe al alto flujo másico del agua de enfriamiento y a su gran caída de presión (como se explicó en la Sección 3.5.2.1). El SBC tiene el mayor consumo de potencia total de bombeo, requiriendo 30.22 kW, que es alrededor del 4 % de la potencia eléctrica suministrada por el ciclo de potencia. De estos 30.22 kW, la bomba de agua de enfriamiento del enfriador tiene una contribución de 29.58 kW que es el 97.88 %. Se puede observar un comportamiento similar para el resto de alternativas. Por lo tanto, se puede afirmar que el consumo de potencia de la bomba de agua de enfriamiento del enfriador es sustancial mientras que el consumo de otras bombas es menos importante.

Tabla 3.7. Resultados del caso óptimo.

Parámetro	SBC	RBC	IBC	IRBC
$\dot{W}_{\text{ele,s}}$ [kW]	725.34	748.95	719.31	779.99
η_{I} [%]	10.71	11.10	10.62	11.51
η_{II} [%]	48.81	50.52	48.41	52.49
$\dot{W}_{\text{ele,c}}$ [kW]	755.56	774.42	728.35	801.65
$\dot{W}_{\text{p,tot}}$ [kW]	30.22	25.48	9.04	21.66
\dot{W}_{sh} [kW]	787.04	806.69	758.70	835.05
$w_{\text{c,tot}}$ [kg/s]	26.72	16.62	27.31	15.90
\dot{W}_{c1} [kW]	1,058.22	625.62	86.86	179.10
\dot{W}_{c2} [kW]	-	-	954.62	419.52
\dot{W}_{t} [kW]	1,845.26	1,432.32	1,800.17	1,433.67
\dot{W}_{p1} [kW]	0.64	0.42	0.77	0.44
\dot{W}_{p2} [kW]	29.58	25.06	7.14	20.54
\dot{W}_{p3} [kW]	-	-	1.12	0.68
\dot{m} [kg/s]	39.60	37.65	38.14	37.64
\dot{m}_{w1} [kg/s]	124.68	112.15	82.86	100.75
\dot{m}_{w2} [kg/s]	-	-	34.53	24.20

Tabla 3.8. Resultados de los HEs en el caso óptimo.

HE	\dot{Q} [kW]	L [m]	A [m ²]	ΔP_{h} [kPa]	ΔP_{h} [%]	ΔP_{c} [kPa]	ΔP_{c} [%]
<i>SBC</i>							
H	6,774.38	4.58	568.17	22.04	3.05	119.71	0.5
P	5,987.34	1.34	203.08	39.72	0.5	177.36	63.64
<i>RBC</i>							
H	6,746.35	3.44	461.27	14.28	2	89.54	0.5
R	1,242.47	0.63	82.95	40.41	0.5	11.41	0.06
P	5,939.65	1.45	213.39	40.21	0.5	167.08	62.25
<i>IBC</i>							
H	6,774.44	3.58	366.77	26.56	3.66	123.7	0.5
P	4,798.60	2.34	463.14	39.9	0.5	64.46	38.88
I	1,217.14	1.17	110.03	45	0.5	24.36	19.38
<i>IRBC</i>							
H	6,774.29	3.54	469.36	14.98	2.09	91.6	0.5
R	2,155.19	1.15	191.08	41.06	0.5	12.38	0.07
P	5041.64	1.42	195.22	40.86	0.5	152.46	60.07
I	897.6	1.22	96.89	54.44	0.5	21.06	17.21

Tal como en la Sección 3.5.1, el tamaño relativo de los HEs se comparó utilizando la relación entre el área total de transferencia de calor y la producción de energía eléctrica.

En este caso, el sistema que obtuvo el menor cociente fue el del RBC, seguido del SBC, el IRBC y el IBC con 1.01, 1.06, 1.22 y 1.31 m²/ kW, respectivamente. En este caso, el IBC, además del rendimiento termodinámico más bajo, también requiere el tamaño relativo más grande.

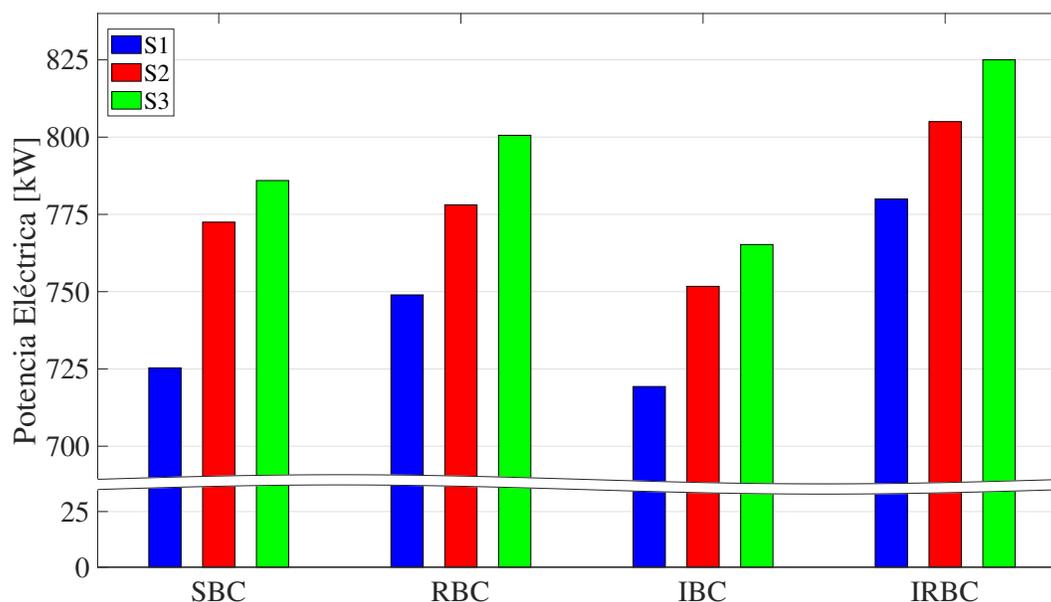


Figura 3.15. Comparación de tres escenarios óptimos.

Finalmente, para cuantificar el impacto de ignorar las caídas de presión y/o la potencia de bombeo en los cálculos, en la Figura 3.15 se presentan tres escenarios óptimos para su comparación. El escenario 1 (S1) es el escenario detallado que tiene en cuenta tanto las caídas de presión como la potencia de bombeo, mientras que en el escenario 2 (S2) se descartó la potencia de bombeo y, finalmente, el escenario 3 (S3) es el escenario más idealizado en el que tanto la potencia de bombeo como las caídas de presión fueron ignoradas. Este último escenario, corresponde a los resultados presentados en el caso óptimo del Capítulo (2) luego de tomar en cuenta la eficiencia del generador eléctrico. Cabe señalar que para cada escenario se realizaron diferentes procesos de optimización porque hay diferentes valores óptimos para las variables de decisión.

Los resultados de esta comparación, muestran que, el SBC es el sistema más afectado, sobreestimando su potencia eléctrica máxima en un 6.5 % cuando se descarta la potencia de bombeo (S2) y en un 8.36 % cuando se descartan tanto la potencia de bombeo como las caídas de presión (S3). Por otro lado, el IRBC es el menos afectado, su producción máxima de potencia eléctrica se sobreestima en un 3.21 y 5.77 % cuando se

descarta la potencia de bombeo y cuando no se toman en cuenta tanto la potencia de bombeo como las caídas de presión, respectivamente. Del resto de sistemas, el RBC tiene una sobreestimación de 3.89 y 6.89 %, y el IBC de 4.51 y 6.39 %, en los S2 y S3, respectivamente. Esto muestra que las contribuciones de la potencia de bombeo y las caídas de presión son significativas en los puntos de operación óptimos y, por lo tanto, no deben descartarse en los cálculos con el fin de obtener resultados precisos.

3.6. Conclusiones

De este análisis se obtienen las siguientes conclusiones:

- El análisis paramétrico reveló que el efecto de las presiones operativas y la temperatura mínima del ciclo sobre el rendimiento no es obvio. Además, la elección de la presión mínima puede provocar un gran aumento de la potencia consumida por la bomba de agua de enfriamiento del enfriador.
- En el caso óptimo, la alternativa IRBC logra el rendimiento más alto con 779.99 kW, 11.51 % y 52.49 % de salida de potencia eléctrica, eficiencias de energética y exergética, respectivamente. Tomando la alternativa SBC como base, al agregar un recuperador (RBC), la producción de potencia eléctrica se puede aumentar en un 3.26 %. Al utilizar el interenfriamiento (IBC) el valor se reduce en un 0.83 %, mientras que al incluir el interenfriamiento y recuperación (IRBC) hay un aumento del 7.53 %. En estas condiciones, el consumo de potencia de bombeo del enfriador es significativo mientras que el consumo de las otras bombas es muy bajo.
- La comparación de escenarios con diferentes niveles de idealización muestra que, cuando la potencia de bombeo y las caídas de presión no se consideran en los cálculos, la producción máxima de potencia eléctrica se sobreestima en 8.36, 6.89, 6.39 y 5.77 % para el SBC, RBC IBC e IRBC, respectivamente. Esto indica que las contribuciones de la potencia de bombeo y las caídas de presión son sustanciales en los puntos de funcionamiento óptimos.

Capítulo 4

Análisis

termo-económico

En este capítulo se comparan los sistemas propuestos incluyendo ahora aspectos tanto técnicos como económicos. Para esto, además de establecer los modelos termodinámicos y termo-hidráulicos presentados en el capítulo anterior, se desarrollaron modelos económicos de los sistemas. Para cuantificar el desempeño, se utilizaron como indicadores la potencia neta generada y el valor actual neto (NPV). Además, se consideraron dos enfoques (A1 y A2) para dimensionar los intercambiadores de calor de circuito impreso. Al igual que en los capítulos anteriores, se llevaron a cabo simulaciones en un caso base así como un análisis paramétrico y optimizaciones. No obstante, esta vez las optimizaciones fueron multiobjetivo utilizando el algoritmo genético de ordenamiento no dominado. Los resultados muestran que los sistemas que utilizan el A1 tienen un mejor rendimiento económico, mientras que los sistemas A2 se desempeñan mejor termodinámicamente. La viabilidad económica sólo la logra el ciclo Brayton recuperado e interenfriado (IRBC) A1 (cuando el NPV es máximo). Las soluciones óptimas generales seleccionadas (balanceando los desempeños termodinámico y económico) indican que ningún sistema es económicamente viable. En estas condiciones, el sistema con mejor rendimiento es el IRBC A1, que alcanza 788.64 kW y -3.67×10^4 USD de potencia neta y NPV, respectivamente. El cálculo de la tasa interna de retorno (IRR) indica que para estas condiciones, todos los sistemas tienen IRRs superiores al 6.98%. Finalmente, al reducir el costo de los pozos geotérmicos en alrededor de un 35%, todos los sistemas se vuelven económicamente viables en las condiciones operativas óptimas generales. En un caso extremo en el que el costo de los pozos es cero, se obtienen NPVs mayores a 1.56×10^6 con IRRs superiores a 21.92%

4.1. Descripción de los sistemas

Los sistemas analizados en este capítulo (ver Figura 4.1), son muy similares a los presentados del capítulo pasado. La diferencia radica en que ahora se decidió prescindir de las bombas de circulación de la salmuera geotérmica.

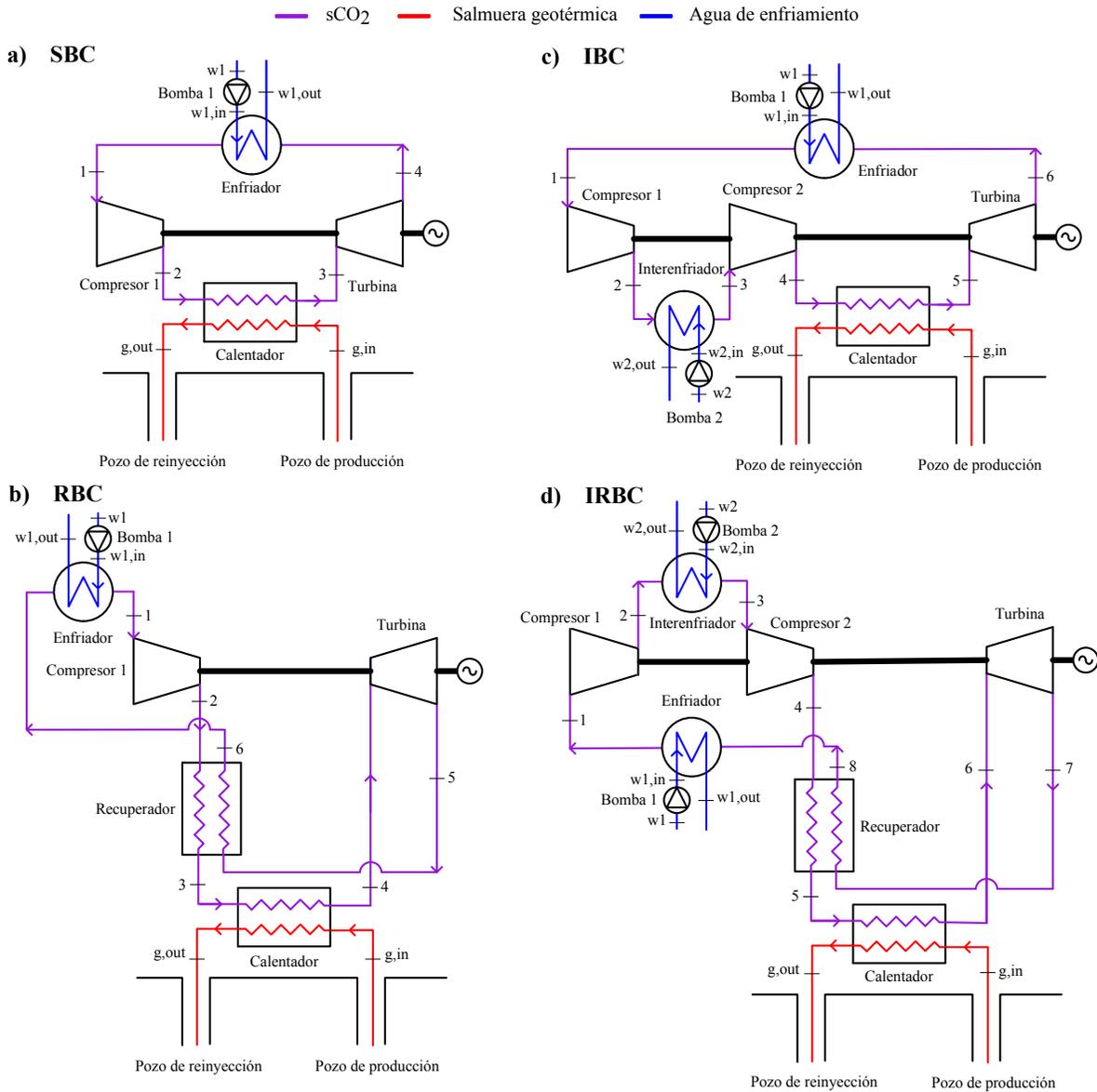


Figura 4.1. Configuración esquemática de los sistemas.

4.2. Procedimiento de modelado

4.2.1. Modelo termodinámico

El modelo termodinámico es muy similar al utilizado en el Capítulo 3. Sin embargo, los modelos de las bombas de circulación fueron modificados con el fin de facilitar el cálculo de la temperatura a la salida de las mismas. Esto debido a que para ciertas condiciones de operación, las caídas de presión pueden ser muy grandes provocando que el aumento de la presión en las bombas pueda generar un aumento de la temperatura del agua, lo que a su vez puede influenciar el cálculo de su flujo másico. El nuevo modelo termodinámico está compuesto por las Ecs. (3.3) a (3.9) presentadas en el capítulo anterior y por las Ecs. (4.1) a (4.4) para el cálculo de la potencia consumida por las bombas, la potencia total de bombeo, y la potencia neta, respectivamente.

$$\dot{W}_{p1} = \frac{\dot{m}_{w1} (h_{w1,in} - h_{w1})}{\eta_{p,e}} = \frac{\dot{m}_{w1} (h_{w1,in,s} - h_{w1})}{\eta_p \eta_{p,e}} \quad (4.1)$$

$$\dot{W}_{p2} = \frac{\dot{m}_{w2} (h_{w2,in} - h_{w2})}{\eta_{p,e}} = \frac{\dot{m}_{w2} (h_{w2,in,s} - h_{w2})}{\eta_p \eta_{p,e}} \quad (4.2)$$

$$\dot{W}_{p,tot} = \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2} \quad (4.3)$$

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_t - \dot{W}_{c1} - \dot{W}_{c2}) \eta_{eg} - \dot{W}_{p,tot} \quad (4.4)$$

4.2.2. Modelo termo-hidráulico

El modelo termo-hidráulico utilizado es exactamente el mismo presentado en la Sección 3.2.2.

4.2.3. Modelo económico

El modelo económico consiste en la estimación de los flujos de efectivo generados por la operación de los sistemas y en el cálculo de indicadores de factibilidad económica. Los flujos de efectivo considerados en este análisis están compuestos por los costos de inversión, los costos de operación y mantenimiento y los ingresos por venta de la electricidad. El costo de inversión lo conforman el costo del bloque de potencia y el costo de perforación de los pozos geotérmicos. El costo del bloque de potencia se compone a su vez por los costos de los equipos principales, tales como turbinas, compresores, HEs y bombas de circulación. La Tabla 4.1 muestra las ecuaciones utilizadas para estimar los costos de los componentes principales. Estas ecuaciones fueron propuestas en USD para diferentes años en el pasado. Por lo tanto, para tomar en cuenta la inflación y usar el mismo año de referencia, los costos calculados usando las ecuaciones de la Tabla 4.1 se actualizaron usando el índice de costos de plantas de ingeniería química (CEPCI) [125] a través de Ec. (4.5). El año de referencia utilizado fue el 2019 ($CEPCI_{2019} = 607.5$ [149]). Por lo tanto, el costo total de los componentes principales viene dado por la Ec. (4.6). Además, se consideraron los costos de instalación y compra de subsistemas auxiliares con un costo adicional dado por la Ec. (4.7). Este último se supuso como el 30% del costo de los componentes principales [150]. De esta manera, el costo del bloque de potencia viene dado por la Ec. (4.8).

Tabla 4.1. Costos de los componentes principales del sistema.

Componente	Costo [USD]	Año	CEPCI
Turbinas	$C_{t,ori} = \frac{479.34\dot{m}_t}{0.93-\eta_t} \ln(PR_t) (1 + \exp(0.036T_{t,in} - 54.4))$ [150]	1994	368.1 [151]
Compresores	$C_{c,ori} = \frac{71.10\dot{m}_c}{0.92-\eta_c} PR_c \ln(PR_c)$ [150]	1994	368.1 [151]
Intercambiadores	$C_{he,ori} = 30m_{he}$ [128]	2004	444.2 [128]
Bombas	$C_{p,ori} = 1120\dot{W}_p^{0.8}$ [128]	2005	468.2 [128]

$$C_k = C_{k,ori} \left(\frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{ori}} \right) \quad (4.5)$$

$$C_{com} = \sum C_t + \sum C_c + \sum C_{he} + \sum C_p \quad (4.6)$$

$$C_{ext} = 0.3C_{com} \quad (4.7)$$

$$C_{pb} = C_{com} + C_{ext} = 1.3C_{com} \quad (4.8)$$

El costo de perforación de un pozo geotérmico está dado por la Ec. (4.9) [152]. Este costo depende del diámetro del pozo, así como de su profundidad. La Ec. (4.9) fue propuesta originalmente en millones de USD del año 2003, y de acuerdo a la Ref. [104] también se utilizó la Ec. (4.5) para la actualización ($CEPCI_{2003} = 402$). Para este trabajo se consideraron un pozo de producción y un pozo de reinyección con diámetro igual al de referencia y profundidades de 1500 m [153]. Por lo tanto, el costo total de perforación de los pozos geotérmicos está dado por la Ec. (4.10). Finalmente, el costo total de inversión se obtuvo sumando el costo del bloque de potencia y el costo de perforación de los pozos geotérmicos, resultando en la Ec. (4.11).

$$C_{w,ori} = \left[0.6662 \left(\frac{D_w}{D_{ref}} \right)^2 + 0.3338 \right] 0.2865 \exp(6.657 \times 10^{-4} z) \quad (4.9)$$

$$C_{w,tot} = 2C_w \quad (4.10)$$

$$C_{tot} = C_{pb} + C_{w,tot} \quad (4.11)$$

Los flujos de efectivo anuales están compuestos por los ingresos por venta de electricidad y los gastos asociados a la operación y mantenimiento de la planta. El cálculo de los ingresos y gastos anuales, están dados por las Ecs. (4.12) y (4.13), respectivamente. Finalmente, como indicador de factibilidad económica se utilizó el NPV, que está dado por la Eq. 4.14 [150]. El NPV representa el valor presente de todos los flujos de efectivo originados por la inversión. Un NPV mayor o igual a cero indica que la inversión es factible, mientras que un valor negativo indica inviabilidad económica. Adicionalmente, como indicador auxiliar se utilizó la tasa interna de retorno (IRR), la cual es la tasa de descuento que vuelve cero al NPV (Ec. 4.15) [150].

$$CF_{rev,y} = \dot{W}_{net} 8760 u C_{ele} (1 - dr)^y \quad (4.12)$$

$$CF_{exp,y} = \dot{W}_{net} OM (1 + er)^y \quad (4.13)$$

$$NPV = \sum_{y=1}^{NY} \frac{CF_{rev,y} - CF_{exp,y}}{(1 + d)^y} - C_{tot} \quad (4.14)$$

$$\sum_{y=1}^{NY} \frac{CF_{rev,y} - CF_{exp,y}}{(1 + IRR)^y} - C_{tot} = 0 \quad (4.15)$$

4.3. Implementación y simulación

4.3.1. Condiciones de la simulación

Para alimentar las simulaciones se utilizaron los datos presentados en las Tablas 4.2, 4.3 y 4.4. Cabe señalar que los parámetros presentados en las Tablas 4.3 y 4.4 permanecieron fijos durante todo el análisis. Los parámetros de la Tabla 4.2 se mantuvieron constantes en el caso base, pero algunos de ellos variaron tanto en el análisis paramétrico como en la optimización. Los parámetros que pueden variar son las denominadas variables de diseño.

Tabla 4.2. Datos de entrada para el caso base.

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
T_0 [°C]	25	P_{int} [kPa]	10,850
P_0 [kPa]	101.325	P_{max} [kPa]	14,000
$T_{g,i}$ [°C]	150 [96]	ΔP_a [%]	0.5 [59]
$P_{g,i}$ [kPa]	700 [44]	ΔT_{pp} [°C]	5 [37]
$\dot{m}_{g,i}$ [kg/s]	20 [96]	η_t [%]	90 [68]
$T_{g,o}$ [°C]	≥ 70 [97]	η_c [%]	85 [68]
T_{max} [°C]	$T_{g,i} - \Delta T_{pp}$	η_p [%]	80 [154]
T_{min} [°C]	32	$\eta_{p,ele}$ [%]	98 [155]
P_{min} [kPa]	7,700	η_{eg} [%]	96 [47]

Tabla 4.3. Características de los PCHE.

Parámetro	Valor
Material	SS 316L [130]
δ_{rel} [-]	0.007 [130]
k_w [W/m*K]	14.6 [156]
ρ_w [kg/m ³]	7,800 [25]
D [m]	0.002 [25]
t_w [m]	0.0015 [25]
W [m]	0.0024 [25]

Tabla 4.4. Parámetros económicos.

Parámetro	Valor
u [%]	85 [10]
C_{ele} [USD/kWh]	0.08 [10]
dr [%]	1 [150]
OM [USD/kW]	30 [150]
er [%]	3 [150]
NY [años]	20 [157]
d (TMAR) [%]	10 [158]

4.3.2. Procedimiento de solución

De nuevo, el conjunto de ecuaciones resultante se codificó en MATLAB y para el cálculo de las propiedades termofísicas de los fluidos se utilizó CoolProp. El modelo fue resuelto al igual que en el Capítulo 3, acoplando los modelos termodinámico y termo-hidráulico (ver Figura 3.6). Una vez resueltos estos modelos, se procedió con la solución del modelo económico.

4.3.2.1. Intercambiadores de calor

Como se indicó en la Sección 4.3.1, las principales características geométricas de los PCHEs se mantienen fijas, por lo tanto, para dimensionar los PCHE en estas condiciones, se debe determinar la longitud (desde el área de transferencia de calor) y el número total de canales. Como se muestra en la Figura 4.2, el modelo PCHE se resuelve mediante un proceso iterativo en el que en primer lugar se asume el número de canales. Posteriormente, utilizando el modelo de transferencia de calor, se calcula el

área de transferencia de calor y la longitud de los canales. Posteriormente, empleando el modelo hidráulico, se calculan las caídas de presión. Finalmente, se comprueban las condiciones de convergencia. Para salir del bucle, la caída de presión calculada de al menos una de las dos corrientes debe ser casi igual (dentro de la tolerancia especificada) a su caída de presión permitida, mientras que la caída de presión de la otra corriente debe ser menor o casi igual a la permitida. Si no se cumplen las condiciones, se cambia el número de canales y se repiten los cálculos hasta que se alcanza la convergencia.

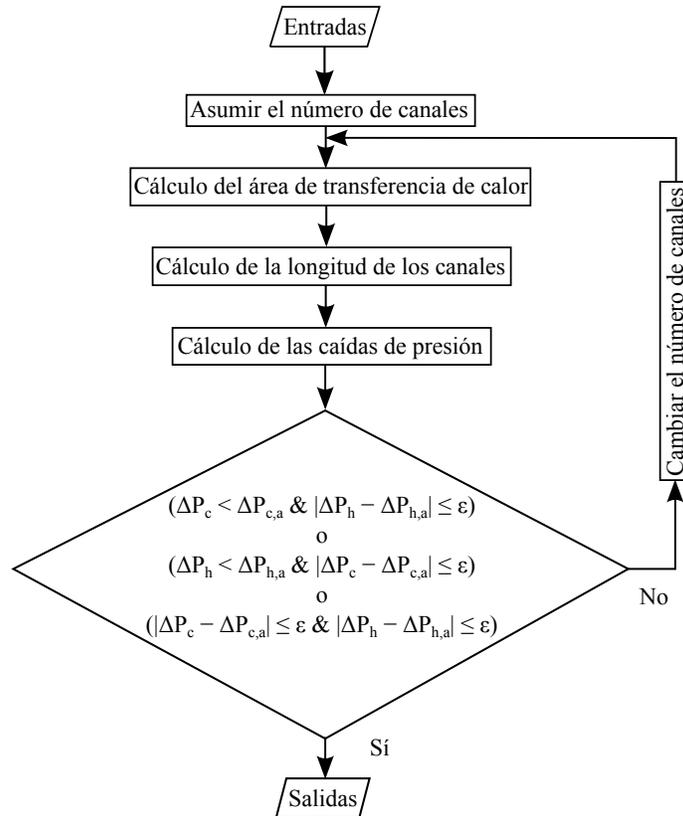


Figura 4.2. Diagrama de flujo simplificado del algoritmo para la solución del modelo del PCHE.

En este trabajo, se evaluaron dos enfoques para el uso de la caída de presión permitida al dimensionar los PCHEs. En el enfoque uno (A1), la caída de presión permitida (ver Tabla 4.2) se aplica sólo para las corrientes de CO₂ (al igual que como se hizo en el capítulo anterior). Para los sistemas considerados en este trabajo, existen tres HEs diferentes: calentadores (salmuera-CO₂), recuperadores (CO₂-CO₂) y enfriadores (CO₂-agua de enfriamiento). Entonces, aplicando este enfoque, las condiciones de convergencia que se muestran en la Figura 4.2 se relajan para calentadores y enfriadores. Por lo tanto, las caídas de presión de las corrientes de agua de enfriamiento y salmuera pueden tener

cualquier valor sin restricciones. Lo anterior permite PCHE compactos, pero a expensas de una reducción de la potencia neta de salida como se vio en el Capítulo 3. Por otro lado, en el enfoque 2 (A2), la caída de presión admisible se aplica a todas las corrientes, incluidas las de salmuera y agua de enfriamiento. Por lo tanto, las caídas de presión de ambos lados en cada HE no pueden exceder la permitida (consistente con las condiciones en el diagrama de flujo de la Figura 4.2).

4.3.3. Verificación del modelo

Para comprobar que las pequeñas modificaciones realizadas al modelo termodinámico no tuvieran efectos sustanciales en los resultados, los nuevos modelos se verificaron con los resultados obtenidos en el Capítulo 3. En la Tabla 4.5 se presenta la comparación entre los resultados obtenidos por ambos trabajos.

Tabla 4.5. Verificación de los modelos termodinámico y termo-hidráulico.

Parámetro	IRBC		RBC	
	Cap. 3.	Presente Cap.	Cap. 3.	Presente Cap.
<i>Caso base</i>				
\dot{W}_{ele} [kW]	598.32	598.56	538.20	538.36
A_{tot} [m ²]	1,221.86	1221.89	1,083.85	1,083.88
<i>Caso óptimo</i>				
\dot{W}_{ele} [kW]	779.99	780.30	748.95	749.69
A_{tot} [m ²]	952.55	951.51	757.61	757.64

4.4. Optimización multiobjetivo

En la optimización de un único objetivo, como su nombre lo indica, sólo hay un objetivo a optimizar. Sin embargo, la mayoría de los sistemas térmicos reales involucran varios objetivos que generalmente están en conflicto entre sí. Esto último significa que si se optimiza un objetivo, los demás rinden mal [7].

Como se indicó en la Sección 4.2, la potencia neta (Ec. (4.4)) y el NPV (Ec. (4.14)) se establecieron como indicadores de desempeño termodinámico y económico, respectivamente. Por lo tanto, se consideraron como las funciones objetivo que deben maximizarse.

Estos objetivos son funciones de las variables de diseño/decisión. A partir del análisis paramétrico que se presentará en la Sección 4.5.2, se seleccionaron las variables de decisión y sus respectivos límites como se muestra en la Tabla 4.6. Cabe señalar que estos límites incluyen la presión intermedia la cuál sólo aplica para los ciclos interenfriados. Los límites para los sistemas no interenfriados son similares pero omitiendo la presión intermedia.

La optimización multiobjetivo se llevó a cabo utilizando el algoritmo genético de ordenamiento no dominado II (NSGA-II) ya que es adecuado debido a su menor complejidad, mayor velocidad y excelente rendimiento de convergencia [123]. Esta técnica de optimización ha sido utilizada para optimizaciones multiobjetivo en sistemas basados en CO₂ para diversas aplicaciones como en la geotermia [7, 13, 44, 54, 104], con fuentes nucleares [125, 132, 159], en el campo de la energía solar [101, 160, 161] y en WHR [64, 162, 163]. La implementación del NSGA-II se realizó a través de la función incorporada en MATLAB [7]. Los ajustes principales utilizados para el NSGA-II se muestran en la Tabla 4.7.

Tabla 4.6. Límites de las variables de decisión.

Variable de decisión	Límite inferior (A1/A2)	Límite superior (A1/A2)
T _{min} [°C]	32/32	34/34
P _{min} [kPa]	7,400/7,400	8,300/8,300
P _{int} [kPa]	9,000/9,000	12,000/12,000
P _{max} [kPa]	14,000/14,000	25,000/25,000
η _t [%]	84/84	90/90
η _c [%]	84/84	90/90
ΔP _a [%]	0.1/0.1	1/10
ΔT _{pp} [°C]	1/1	6/6

Tabla 4.7. Principales ajustes para el NSGA-II.

Parámetro	Valor
Tamaño de la población	# Variables*15 [154]
Fracción de cruce	0.8 [154]
Fracción de migración	0.2 [154]
Fracción de Pareto	0.5
Generaciones	100 [154]
Generaciones de estancamiento	50
Tolerancia de la función	10 ⁻⁴ [128]

4.4.1. Toma de decisiones

El principal resultado de la optimización multiobjetivo es la frontera de Pareto, que está constituida por un conjunto de soluciones no dominadas, es decir, ninguna es mejor que otra. Una vez que se obtiene la frontera de Pareto, el problema aún no está completamente resuelto ya que el tomador de decisiones debe elegir la «mejor» solución general. Por lo tanto, no debe descartarse la toma de decisiones a posteriori para elegir la solución «mejor entre las mejores» [164]. Existen varios métodos para la toma de decisiones multicriterio. En este trabajo, se adoptó la técnica de programación lineal para el análisis multidimensional de preferencias (LINMAP) [128]. En este método, se calcula la distancia euclidiana entre cada punto en la frontera de Pareto y el punto ideal (punto en el que todos los objetivos se optimizan simultáneamente). Así, el punto con la distancia mínima se selecciona como la solución óptima general. Dado que las dimensiones de los distintos objetivos pueden ser diferentes, antes de calcular las distancias se deben unificar tanto las dimensiones como las escalas del espacio de los objetivos. Por lo tanto, los vectores objetivos deben ser no dimensionalizados. Existen varios métodos para realizar la no dimensionalización tales como el lineal, el euclidiano y el difuso. LINMAP utiliza la no dimensionalización euclidiana. En esta, el objetivo no dimensionalizado F_{ij}^n se calcula con la Ec. (4.16). En esta ecuación, i es el índice para cada punto en el frente de Pareto, mientras que el índice j corresponde a cada objetivo en el espacio de objetivos y m es el número de puntos. Una vez llevada a cabo la no dimensionalización, se procede a calcular la distancia entre cada solución en el frente de Pareto y la solución ideal (Ec. (4.17)). Finalmente, la solución con la distancia mínima se selecciona como la solución óptima final (Ec. (4.18)), donde i_{final} es el índice de la solución final [165].

$$F_{ij}^n = \frac{F_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m (F_{ij})^2}} \quad (4.16)$$

$$d_{i+} = \sqrt{\sum_{j=1}^n (F_{ij} - F_j^{ideal})^2} \quad (4.17)$$

$$i_{final} = i \in \min(d_{i+}), \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (4.18)$$

4.5. Resultados y discusión

Esta sección presenta los principales hallazgos del presente análisis que incluye simulaciones en un caso base, un análisis paramétrico, la optimización multiobjetivo y un análisis de sensibilidad de los costos de perforación de los pozos geotérmicos.

4.5.1. Caso base

Las tablas 4.8 y 4.9 muestran los principales resultados para el caso base. En cuanto a los resultados térmicos, los sistemas A2 producen una potencia neta superior a los sistemas A1. Esto se debe, por un lado, a que la potencia de bombeo de los sistemas A1 es sustancial. Lo anterior se debe a que la potencia de bombeo es proporcional al flujo másico y a la caída de presión de las corrientes de agua de enfriamiento y, como se puede ver en la Tabla 4.9 (para el IRBC), estas caídas de presión sustanciales en los sistemas A1. Por otro lado, también hay mayores caídas de presión en las corrientes de CO₂, lo que significa más irreversibilidades y, por lo tanto, se reduce la potencia producida por los ciclos. Sin embargo, una ventaja de usar el A1 es que los PCHE son más pequeños ya que en el A2, para mantener las caídas de presión de todas las corrientes iguales o por debajo del valor permitido, se requieren PCHE más grandes. De hecho, dado que las presiones de entrada de la salmuera y las corrientes de agua de enfriamiento son relativamente pequeñas, al limitar sus caídas de presión al valor admisible del 0.5 %, sus caídas de presión absoluta son sólo de unos pocos kPa, por lo que se requieren PCHE extremadamente grandes.

En cuanto a los resultados económicos, si bien ningún sistema es económicamente viable para estas condiciones de operación (el NPV es negativo para todos los sistemas), en general, los sistemas A1 obtienen un mejor desempeño económico. Esto último se debe a que, como se mencionó anteriormente, los sistemas A2 requieren PCHEs más grandes, lo que a su vez genera un mayor costo de inversión. Aunque la producción de potencia neta de los sistemas A2 es significativamente superior a la de los A1, esto no compensa

el aumento de los costos de inversión, y esto se refleja en el NPV. Por lo tanto, aunque los sistemas A2 son más atractivos desde un punto de vista termodinámico, su costo de inversión y tamaño considerablemente más altos los hace menos atractivos desde el punto de vista económico y práctico.

Tabla 4.8. Resultados del caso base.

Sistema	Térmicos				Económicos		
	\dot{W}_{net} [kW]	\dot{W}_{p1} [kW]	\dot{W}_{p2} [kW]	A_{tot} [m ²]	NPV [10 ³ USD]	C_{tot} [10 ³ USD]	C_{pb} [10 ³ USD]
<i>A1</i>							
SBC	523.90	35.62	-	386.89	-883.41	3,181.45	831.07
RBC	694.43	52.86	-	864.96	-534.77	3,580.82	1,230.43
IBC	466.21	30.54	0.62	399.15	-1,026.89	3,071.88	721.49
IRBC	703.52	55.79	0.96	1,102.45	-535.56	3,621.50	1,271.11
<i>A2</i>							
SBC	571.17	0.08	-	4,388.31	-1,966.81	4,472.18	2,121.80
RBC	759.77	0.11	-	5,409.78	-1,704.85	5,037.52	2,687.13
IBC	509.38	0.07	0.01	4,404.14	-2,130.35	4,364.72	2,014.33
IRBC	771.65	0.10	0.02	5,608.99	-1,672.32	5,057.09	2,706.70

Tabla 4.9. Caídas de presión para los HEs del IRBC en el caso base.

Parámetro	Calentador	Recuperador	Enfriador	Interenfriador
<i>A1</i>				
ΔP_h [kPa]	6.72	38.89	38.69	54.25
ΔP_c [kPa]	69.94	11.76	273.71	25.55
ΔP_h [%]	0.96	0.50	0.50	0.50
ΔP_c [%]	0.5	0.08	72.98	20.14
<i>A2</i>				
ΔP_h [kPa]	3.5	38.69	0.01	0.07
ΔP_c [kPa]	29.62	11.59	0.51	0.51
ΔP_h [%]	0.50	0.50	1.50x10 ⁻⁴	6.50x10 ⁻⁴
ΔP_c [%]	0.21	0.08	0.50	0.50

4.5.2. Análisis paramétrico

En la Sección 4.5.1, se realizó una comparación entre los diferentes sistemas para condiciones operativas fijas. En este apartado se presenta la variación tanto de la potencia neta como del NPV al variar cada variable de diseño individualmente, dejando las demás variables y parámetros constantes con sus valores establecidos en la Tabla 4.2.

4.5.2.1. Efecto de la temperatura mínima del ciclo.

La Figura 4.3 muestra el efecto de la temperatura mínima del ciclo sobre la potencia neta y el NPV. Se observa que, al aumentar esta temperatura, los sistemas A1 sufren un ligero aumento en la potencia neta hasta alcanzar un máximo para luego descender. Los sistemas A2 experimentan una disminución de la potencia neta con el aumento de la temperatura, excepto el SBC que se comporta como su contraparte del A1. En cuanto al NPV, su tendencia es similar a la observada para la potencia neta de los sistemas A1. En los sistemas A2, el NPV cae drásticamente al aumentar esta variable, luego aumenta y posteriormente continúa cayendo.

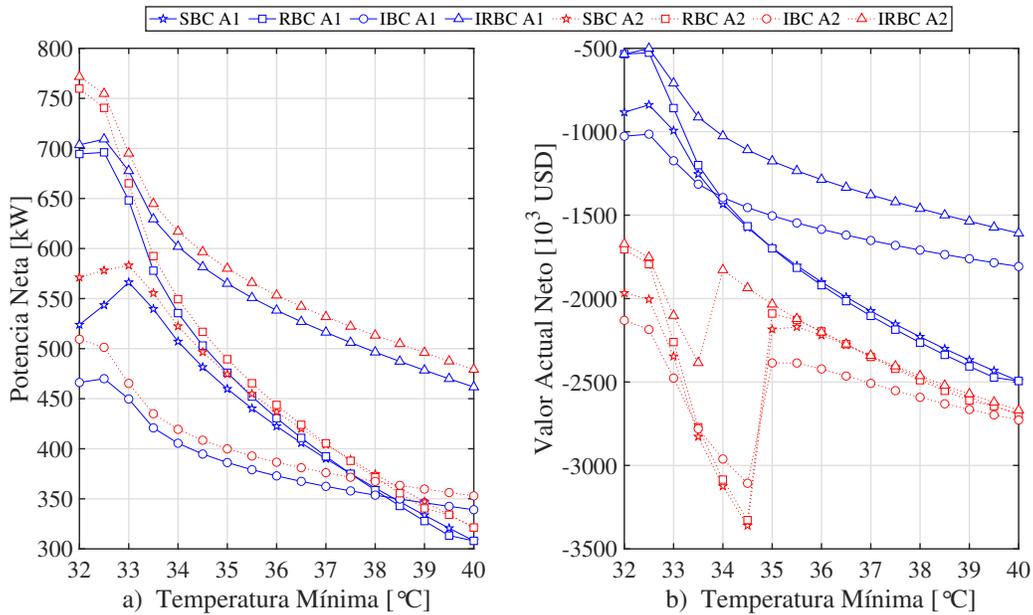


Figura 4.3. Efecto de la temperatura mínima sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.

4.5.2.2. Efecto de la presión mínima del ciclo

En la Figura 4.4 se ilustra el efecto de la presión mínima del ciclo. Para todos los sistemas, a medida que aumenta esta presión, la potencia neta aumenta considerablemente hasta alcanzar valores máximos a presiones en torno a 7.6 – 7.9 MPa para luego descender de forma aproximadamente lineal. Se puede observar una tendencia similar para el NPV, excepto para el IRBC A2. En este sistema se puede observar una disminución del NPV cuando la presión mínima aumenta de 7.4 MPa a alrededor de 7.47 MPa. Luego,

a medida que la presión mínima continúa aumentando, el NPV aumenta y se comporta de manera similar a los otros sistemas.

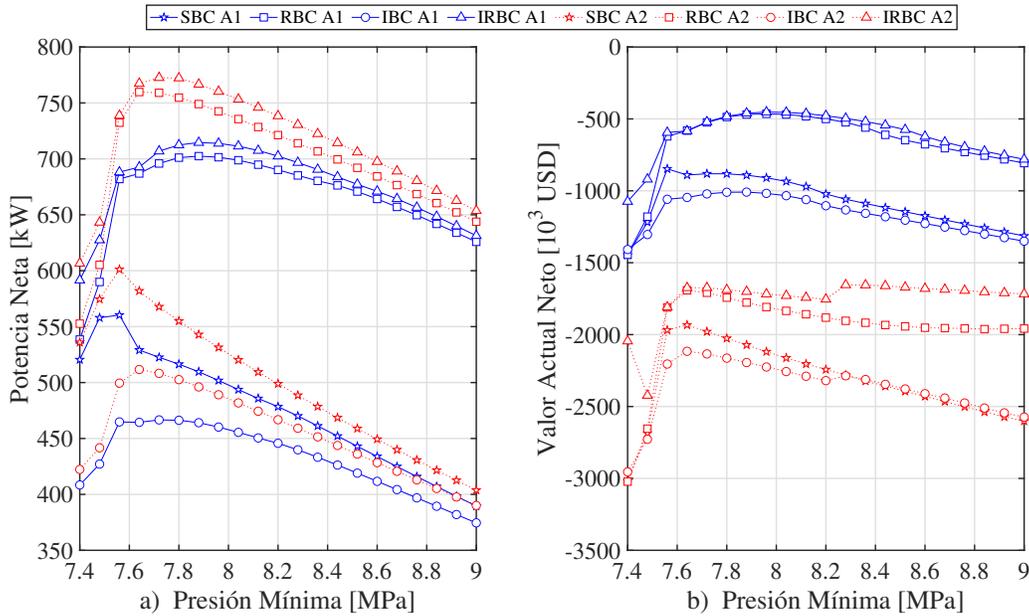


Figura 4.4. Efecto de la presión mínima sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.

4.5.2.3. Efecto de la presión máxima del ciclo

El efecto de variar la presión máxima se muestra en la Figura 4.5. Los sistemas para ambos enfoques tienen comportamientos similares. Como ya se ha visto en los análisis paramétricos de los capítulos anteriores, los sistemas recuperados y no recuperados se comportan igual para valores relativamente altos de esta variable. En cuanto a la potencia neta, los sistemas recuperados tienen dos máximos locales. El primero corresponde a su funcionamiento normal mientras que el segundo se presenta cuando estos sistemas se comportan como no recuperados. Para los sistemas no recuperados, el IBC en ambos enfoques alcanza la potencia neta más alta en el límite superior, mientras que los sistemas SBC alcanzan su potencia neta más alta con alrededor de 22 MPa. En cuanto al NPV, todos los sistemas aumentan su desempeño económico aumentando la presión hasta alcanzar valores máximos, y luego cayendo a medida que aumenta esta variable.

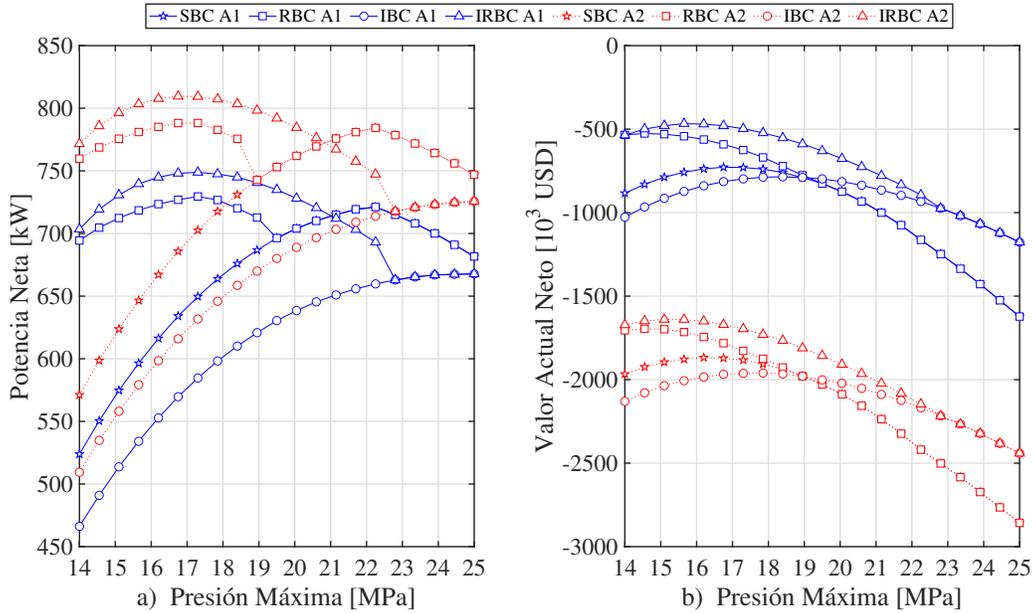


Figura 4.5. Efecto de la presión máxima sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.

4.5.2.4. Efecto de la presión intermedia del ciclo

La presión intermedia, que es la presión en la entrada del interenfriador, sólo tiene sentido en los ciclos interenfriados. Como se muestra en la Figura 4.6, en el IBC para ambos enfoques, a medida que aumenta esta variable, tanto la potencia neta como el NPV caen linealmente. En cuanto al IRBC, en general a medida que aumenta esta presión, los indicadores de desempeño caen levemente y luego caen más rápidamente a medida que la presión sigue aumentando.

4.5.2.5. Efecto de la caída de presión permitida

La Figura 4.7 muestra el efecto de la caída de presión porcentual permitida. A medida que esta variable aumenta, la potencia neta disminuye linealmente para todos los sistemas. Este efecto es más notable en los sistemas A1 porque, como se explica en la Sección (4.5.1), los sistemas A1 tienen mayores caídas de presión absoluta y mayores potencias de bombeo requeridas. Con respecto al efecto sobre el NPV, en los sistemas A1, al aumentar la caída de presión permitida, se alcanzan máximos rápidamente y luego se cae bruscamente de manera lineal. En los sistemas A2, tiene un comportamiento completamente diferente, los sistemas no recuperados mejoran su rendimiento

económico al aumentar la caída de presión. Por otro lado, en los sistemas recuperados, aumentar la caída de presión produce un aumento del NPV pero luego desciende y finalmente, sufre un aumento.

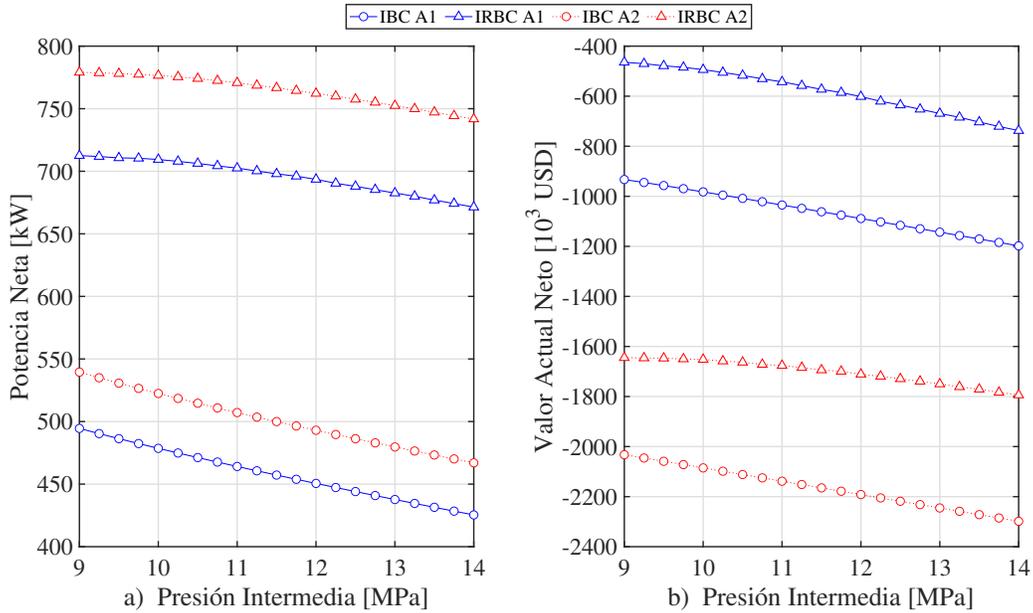


Figura 4.6. Efecto de la presión intermedia sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.

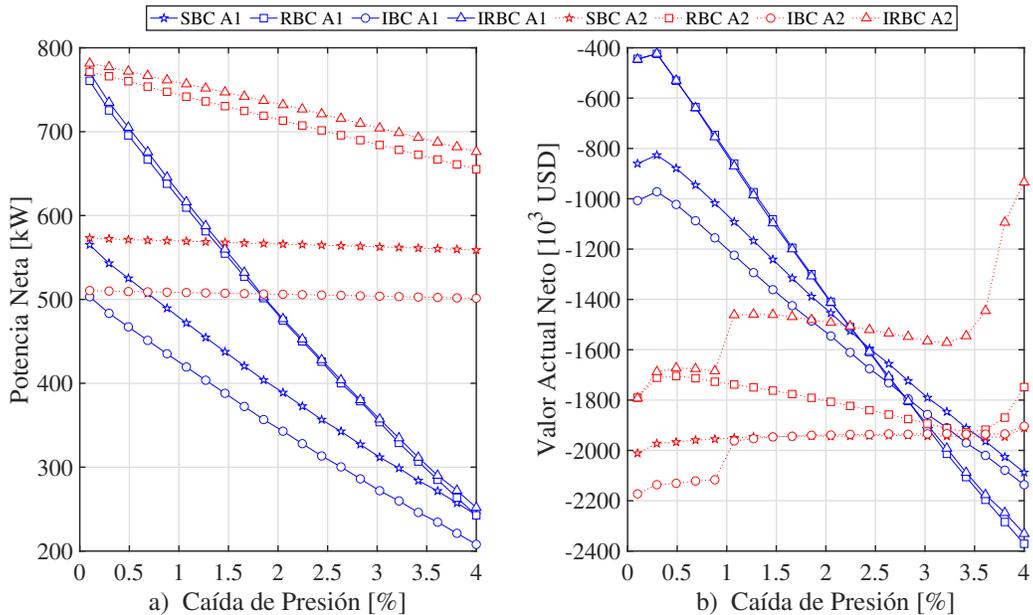


Figura 4.7. Efecto de la caída de presión sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.

4.5.2.6. Efecto de la diferencia de temperaturas mínima

El efecto de la diferencia de temperatura del PP se presenta en la Figura 4.8. El aumento de esta variable produce una disminución en el rendimiento termodinámico de todos los sistemas. Este efecto es más notable en los sistemas A1, principalmente porque el flujo másico de agua de enfriamiento requerido en el enfriador y, por lo tanto, su caída de presión y potencia de bombeo aumentan considerablemente a medida que aumenta esta diferencia de temperaturas. En cuanto al desempeño económico, los sistemas A1 aumentan su NPV a medida que esta variable crece, hasta llegar a un máximo para luego descender. Esto se debe a que existe una compensación entre la disminución de la potencia neta y el área de transferencia de calor más pequeña (menor costo de inversión requerido). Por otro lado, en los sistemas A2 dado que el aumento de esta variable no tiene tanta influencia sobre la potencia producida, pero sí un gran efecto en la reducción de los costos de los HEs, al incrementarla se mejora considerablemente el desempeño económico.

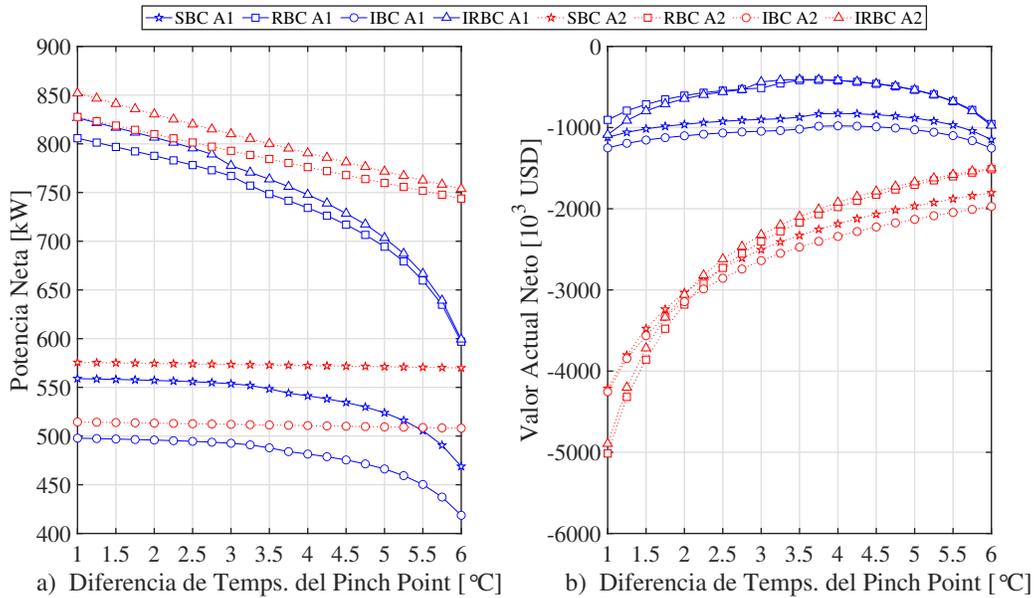


Figura 4.8. Efecto de la diferencia de temperaturas mínima sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.

4.5.2.7. Efecto de las eficiencias isentrópicas de la turbina y compresores.

El efecto de las eficiencias isentrópicas de la turbina y los compresores se presenta en las Figuras 4.9 y 4.10, respectivamente. El efecto de ambas variables es similar. A medida que se incrementan las eficiencias, la potencia neta generada aumenta linealmente para todos los sistemas. En cuanto al NPV, existe una compensación ya que el aumento de la potencia neta al elevar la eficiencia también produce un aumento en el costo, provocando que a medida que la eficiencia aumenta se alcance un máximo en el NPV para luego comenzar disminuir.

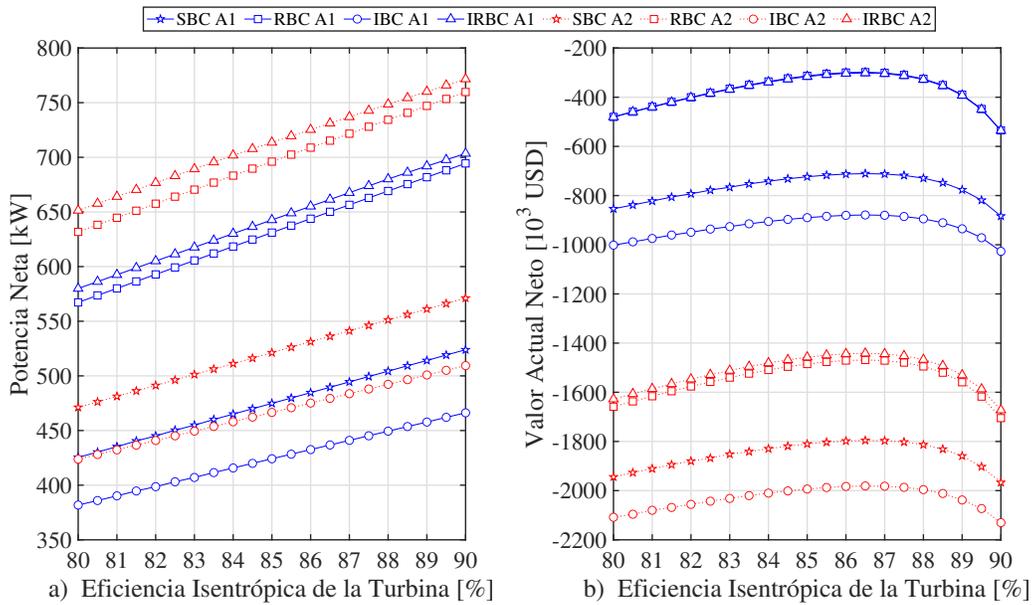


Figura 4.9. Efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.

Del análisis anterior se puede observar que las variables de diseño producen un efecto significativo tanto en el desempeño termodinámico como económico de los sistemas. Estas variables tienen un efecto similar para ambos enfoques, excepto por la temperatura mínima, la caída de presión permitida y la diferencia de temperatura del PP. De este análisis, se eligieron todas las variables para su optimización y además, se determinaron sus límites.

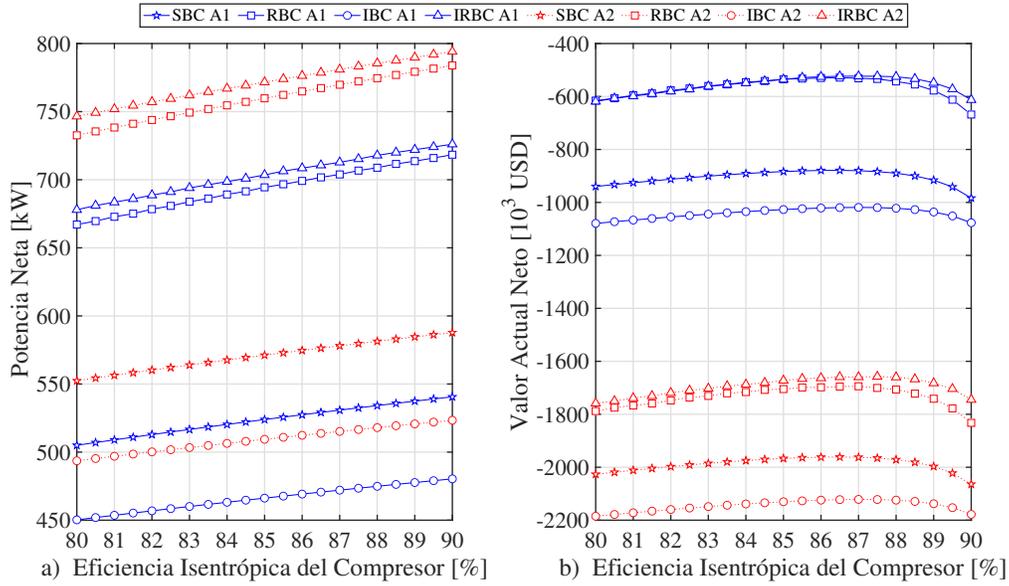


Figura 4.10. Efecto de la eficiencia isentrópica de los compresores sobre: a) la potencia neta y b) el NPV.

4.5.3. Optimización multiobjetivo

El principal resultado de la optimización multiobjetivo es la frontera de Pareto, que es un conjunto de soluciones no dominadas (ninguna solución es mejor que otra). Esto se puede ver claramente en las Figuras 4.11 y 4.12 donde se presentan las fronteras de Pareto para los sistemas A1 y A2, respectivamente. En cada gráfico, se destacan cuatro puntos: el A que representa la solución termodinámica óptima; el B que manifiesta la solución económica óptima; el ideal el cual representa la optimización simultánea tanto de la potencia neta como del NPV (lo cual no es posible de lograr ya que ambos objetivos entran en conflicto y por lo tanto este punto está fuera de la frontera de Pareto); y finalmente el C, que representa la solución óptima general elegida mediante LINMAP, y es el punto de la frontera de Pareto más cercano al punto ideal después de realizar la no dimensionalización de los objetivos.

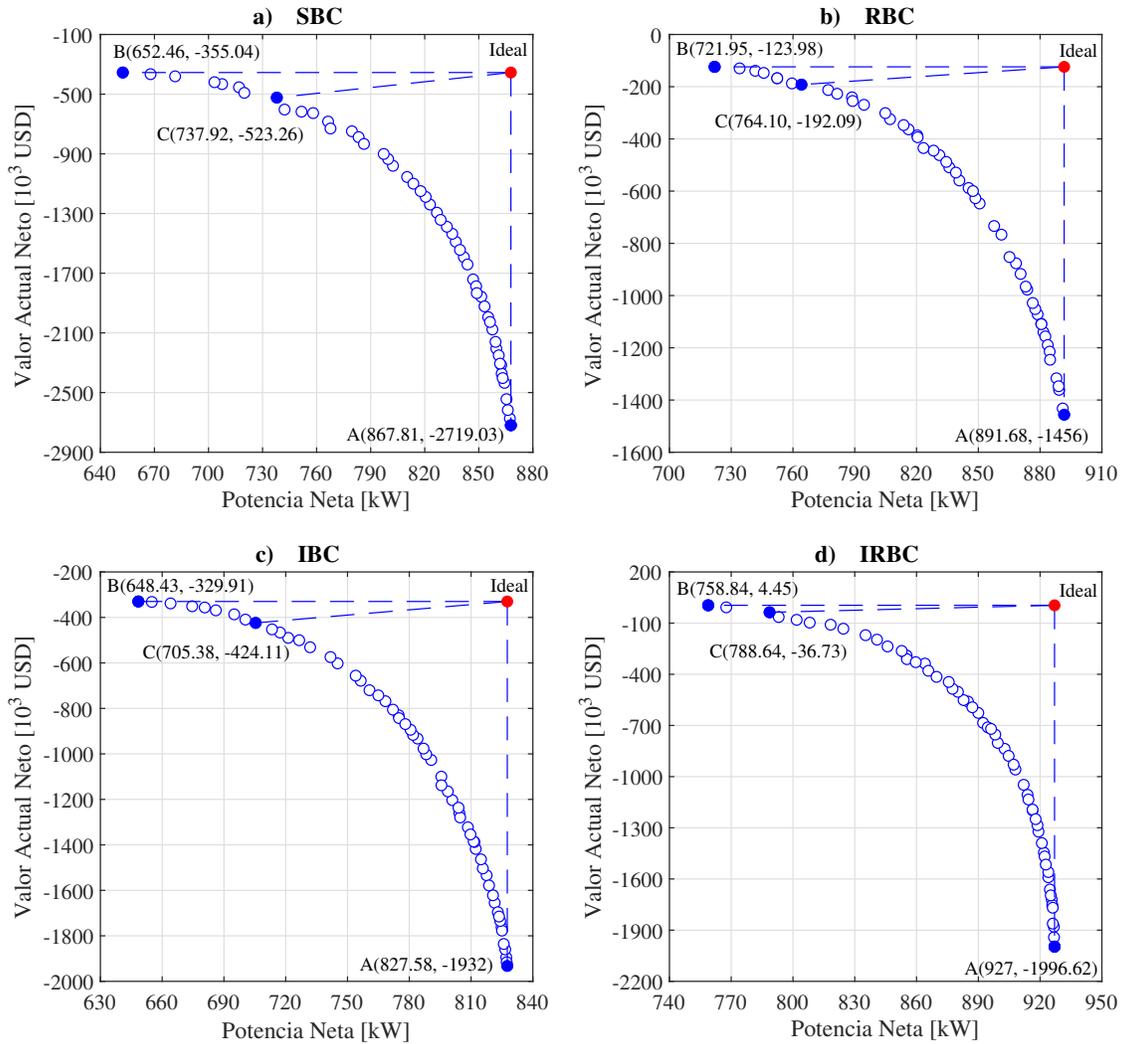


Figura 4.11. Fronteras de Pareto de los sistemas A1: a) SBC, b) RBC, c) IBC y d) IRBC.

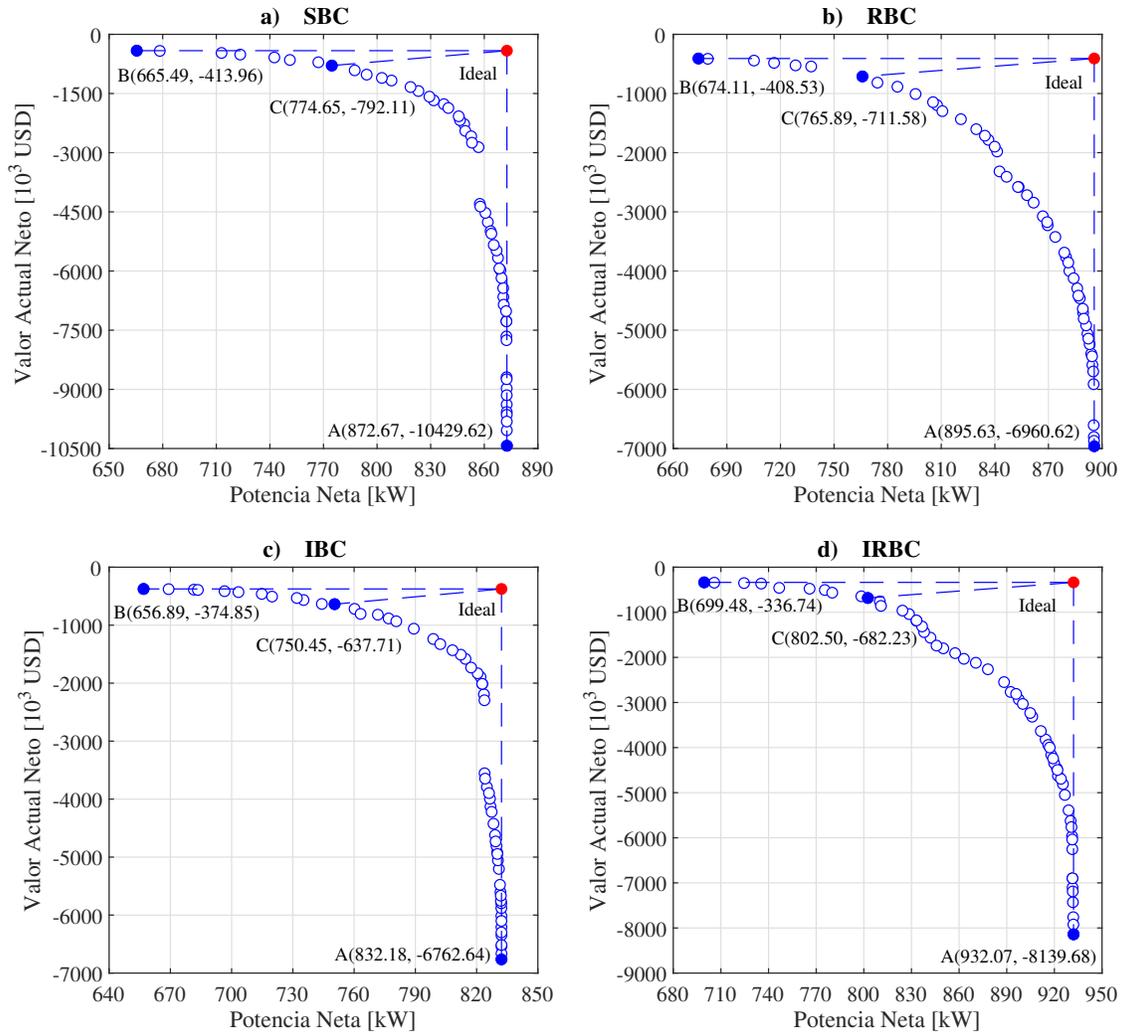


Figura 4.12. Fronteras de Pareto de los sistemas A2: a) SBC, b) RBC, c) IBC y d) IRBC.

Los valores de las funciones objetivo optimizadas, así como los valores de sus respectivas variables de decisión para los puntos A, B y C se presentan en las Tablas 4.10, 4.11 y 4.12, respectivamente. Con respecto al punto A, los sistemas A2 producen un poco más de potencia neta que sus contrapartes A1. Sin embargo, esta leve ventaja en términos de potencia neta se traduce en un desempeño económico muy pobre. La mejor configuración resulta ser la IRBC en ambos enfoques. En cuanto al punto B, los sistemas A1 resultan más atractivos en términos económicos. Una vez más, el IRBC en ambos enfoques se desempeña mejor. Cabe señalar que, el IRBC A1 es el único sistema económicamente viable bajo estas condiciones ya que obtiene un NPV positivo. Finalmente, con respecto al punto C, en los sistemas A1, el IRBC obtiene claramente la mayor potencia neta y el mayor NPV. Sin embargo, en los sistemas A2, el IRBC produce la mayor potencia neta, mientras que el IBC tiene el NPV más alto. Comparando el IRBC A1 con el IBC A2, el IRBC A1 es mejor que el IBC A2 en ambos objetivos. Comparando el IRBC A1 y el A2, el IRBC A2 produce sólo 13.86 kW más que el A1, mientras que el A1 alcanza un NPV 645.5×10^3 USD más alto que el A2. Por tanto, a partir de los sistemas propuestos en este trabajo, el IRBC A1 puede considerarse como el más adecuado para el uso de una fuente de calor geotérmica de bajo grado para producir energía eléctrica tomando en cuenta aspectos técnicos y económicos.

Vale la pena destacar que aunque los sistemas obtengan NPVs negativos, esto no significa precisamente que su implementación genere pérdidas económicas. Un valor negativo del NPV indica que no se alcanza la tasa mínima atractiva de rendimiento (TMAR) establecida por el inversionista, por lo que la inversión se consideraría inviable para él y debería rechazarla. Por otra parte, cuando el NPV es igual a cero es porque se está obteniendo exactamente el rendimiento deseado. Como el NPV es función de la tasa de descuento, su valor es distinto para diferentes tasas. Por lo tanto, una misma inversión podría resultar viable o inviable dependiendo de la tasa usada. Como se mencionó en la Sección 4.2.3, la tasa que vuelve cero al NPV es la IRR. Con el objetivo de tener un panorama más amplio, se calcularon las IRRs para los sistemas en las condiciones de operación óptimas generales. El sistema que obtuvo la menor IRR fue el SBC A2 con un valor de 6.98 %. Esto quiere decir que si la TMAR exigida fuera de alrededor de 7 % (en lugar de 10 % utilizado en el presente estudio), todos los sistemas resultarían factibles económicamente en las condiciones de operación tanto óptimas económicas como óptimas generales.

Tabla 4.10. Resultados del punto A (solución termodinámica óptima).

Sistema	Funciones objetivo		Variables de decisión							
	\dot{W}_{net} [kW]	NPV [10 ³ USD]	T_{min} [°C]	P_{min} [kPa]	P_{int} [kPa]	P_{max} [kPa]	η_t [%]	η_c [%]	ΔP_a [%]	ΔT_{pp} [°C]
<i>A1</i>										
SBC	867.81	-2,719.03	32.00	7,637.12	-	23,731.31	90.00	90.00	0.10	1.00
RBC	891.68	-1,456.00	32.00	7,759.45	-	17,318.44	90.00	90.00	0.10	1.00
IBC	827.58	-1,932.00	32.00	7,606.84	9,000.00	24,999.92	90.00	90.00	0.10	1.00
IRBC	927.00	-1,996.62	32.01	7,945.80	10,566.64	17,816.48	90.00	90.00	0.10	1.00
<i>A2</i>										
SBC	872.67	-10,429.62	32.00	7,668.26	-	24,555.28	90.00	90.00	0.10	1.00
RBC	895.63	-6,960.62	32.00	7,739.40	-	17,163.55	90.00	90.00	0.10	1.00
IBC	832.18	-6,762.64	32.00	7,610.40	9,000.01	24,952.25	90.00	90.00	0.10	1.00
IRBC	932.07	-8,139.68	32.00	7,912.87	10,409.84	17,475.13	90.00	90.00	0.10	1.00

Tabla 4.11. Resultados del punto B (solución económica óptima).

Sistema	Funciones objetivo		Variables de decisión							
	\dot{W}_{net} [kW]	NPV [10 ³ USD]	T_{min} [°C]	P_{min} [kPa]	P_{int} [kPa]	P_{max} [kPa]	η_t [%]	η_c [%]	ΔP_a [%]	ΔT_{pp} [°C]
<i>A1</i>										
SBC	652.46	-355.04	32.00	7,668.65	-	18,206.85	86.25	85.97	0.48	3.84
RBC	721.95	-123.98	32.00	7,710.89	-	15,186.01	86.37	86.61	0.31	4.34
IBC	648.43	-329.91	32.00	7,625.52	9,000.00	19,447.69	86.22	86.29	0.37	4.10
IRBC	758.84	4.45	32.00	7,671.91	9,003.48	15,868.70	86.20	86.67	0.25	4.41
<i>A2</i>										
SBC	665.49	-413.96	32.01	7,712.76	-	18,768.64	86.58	85.72	9.62	5.16
RBC	674.11	-408.53	32.00	7,605.75	-	18,629.00	86.27	86.02	8.95	5.29
IBC	656.89	-374.85	32.07	7,650.66	9,002.91	19,899.98	86.05	86.29	9.76	5.40
IRBC	699.48	-336.74	33.08	7,884.65	10,457.28	17,039.13	86.44	86.93	3.46	5.24

Tabla 4.12. Resultados del punto C (solución óptima general).

Sistema	Funciones objetivo		Variables de decisión							
	\dot{W}_{net} [kW]	NPV [10 ³ USD]	T_{min} [°C]	P_{min} [kPa]	P_{int} [kPa]	P_{max} [kPa]	η_t [%]	η_c [%]	ΔP_a [%]	ΔT_{pp} [°C]
<i>A1</i>										
SBC	737.92	-523.26	32.02	7,665.02	-	19,567.25	88.06	86.97	0.14	3.96
RBC	764.10	-192.09	32.00	7,717.22	-	15,204.15	86.97	86.92	0.20	3.59
IBC	705.38	-424.11	32.00	7,621.54	9,000.12	20,999.54	88.11	87.32	0.36	4.02
IRBC	788.64	-36.73	32.03	7,681.59	9,294.49	16,363.69	87.36	88.27	0.27	4.23
<i>A2</i>										
SBC	774.65	-792.11	32.02	7,684.65	-	21,727.13	88.43	88.25	6.48	3.69
RBC	765.89	-711.58	32.14	7,661.83	-	20,427.02	88.48	88.66	6.31	4.20
IBC	750.45	-637.71	32.02	7,615.96	9,000.47	22,723.11	88.55	88.22	7.91	3.96
IRBC	802.50	-682.23	32.41	7,833.42	10,725.25	17,819.59	89.04	89.10	3.88	2.68

Tabla 4.13. Resultados principales de la solución óptima general.

Sistema	Térmicos				Económicos		
	\dot{W}_{net} [kW]	\dot{W}_{p1} [kW]	\dot{W}_{p2} [kW]	A_{tot} [m ²]	NPV [10 ³ USD]	C_{tot} [10 ³ USD]	C_{pb} [10 ³ USD]
<i>A1</i>							
SBC	737.92	5.56	-	1,359.60	-523.26	3,760.09	1,409.70
RBC	764.10	6.55	-	1,746.12	-192.09	3,543.77	1,193.38
IBC	705.38	17.77	0.72	712.40	-424.11	3,518.22	1,167.84
IRBC	788.64	17.91	0.59	1,304.73	-36.73	3,496.02	1,145.63
<i>A2</i>							
SBC	774.65	1.05	-	1,565.33	-792.11	4,190.04	1,839.65
RBC	765.89	1.09	-	1,376.01	-711.58	4,071.08	1,720.69
IBC	750.45	1.24	0.33	1,179.72	-637.71	3,929.51	1,579.12
IRBC	802.50	0.46	0.12	2,558.88	-682.23	4,202.33	1,851.95

Tabla 4.14. Desglose de los costos del bloque de potencia para la solución óptima general.

Costo	A1				A2			
	SBC	RBC	IBC	IRBC	SBC	RBC	IBC	IRBC
C_t [10 ³ USD]	535.48	348.43	526.62	392.00	671.32	632.20	649.32	581.20
C_{c1} [10 ³ USD]	199.72	121.94	15.91	27.09	346.88	342.27	20.63	66.18
C_{c2} [10 ³ USD]	-	-	160.20	117.00	-	-	244.41	129.77
C_h [10 ³ USD]	157.45	179.57	71.11	150.06	106.54	90.30	50.17	149.86
C_r [10 ³ USD]	-	54.36	-	60.42	-	-	-	47.67
C_{pc} [10 ³ USD]	185.99	207.15	78.14	86.02	288.87	257.29	211.92	392.43
C_{ic} [10 ³ USD]	-	-	30.71	33.08	-	-	35.91	56.42
C_{p1} [10 ³ USD]	5.74	6.53	14.52	14.62	1.51	1.55	1.73	0.78
C_{p2} [10 ³ USD]	-	-	1.12	0.95	-	-	0.60	0.26
C_{ext} [10 ³ USD]	325.32	275.40	269.50	264.38	424.54	397.08	364.41	427.37

Resultados adicionales de los sistemas operando en el punto C se presentan en las Tablas 4.13 y 4.14, mientras que las Figuras 4.13 y 4.14 muestran gráficamente el desglose de costos para los sistemas A1 y A2, respectivamente. Los costos de inversión son en promedio alrededor de 3.58 y 4.10×10^6 USD para los sistemas A1 y A2, respectivamente, de los cuales alrededor de 2.35×10^6 USD se derivan de la perforación de los pozos geotérmicos. El costo de los pozos es en promedio alrededor del 66% y 57% del costo total de inversión para A1 y A2, respectivamente. Por otro lado, la mayor contribución del costo del bloque de potencia se debe a la adquisición de la turbina. La segunda mayor contribución se debe a los costos extras por la instalación y adquisición de subsistemas auxiliares representando el 23.08% del costo del bloque de potencia. El aporte de las bombas de circulación es muy bajo y prácticamente insignificante en los sistemas A2.

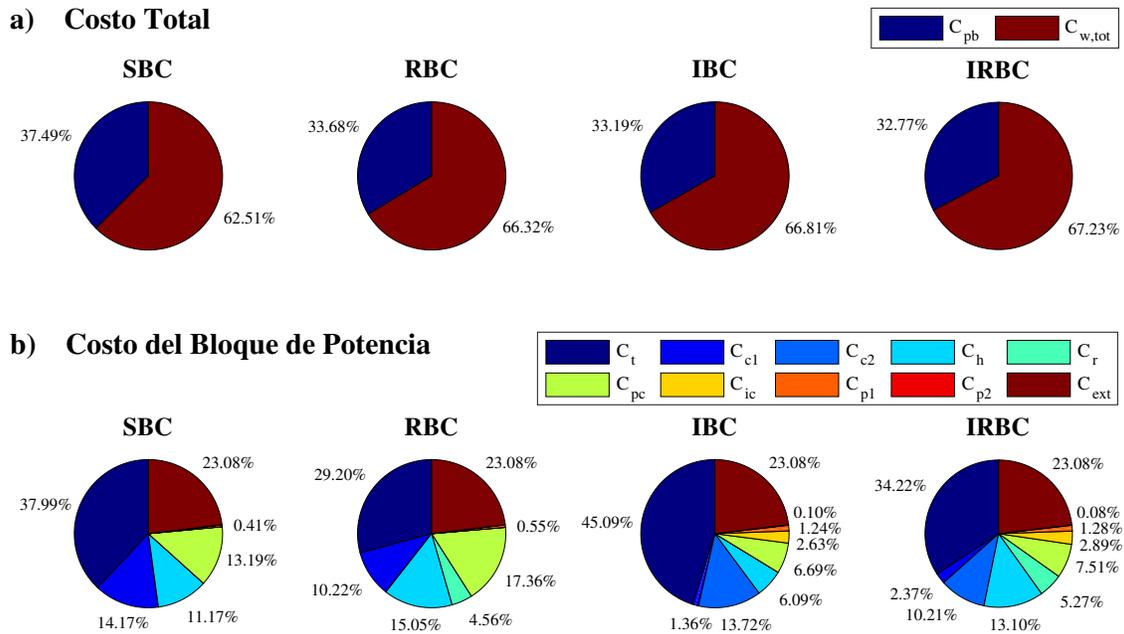


Figura 4.13. Desglose de los costos en el A1: a) costo total; b) costo del bloque de potencia.

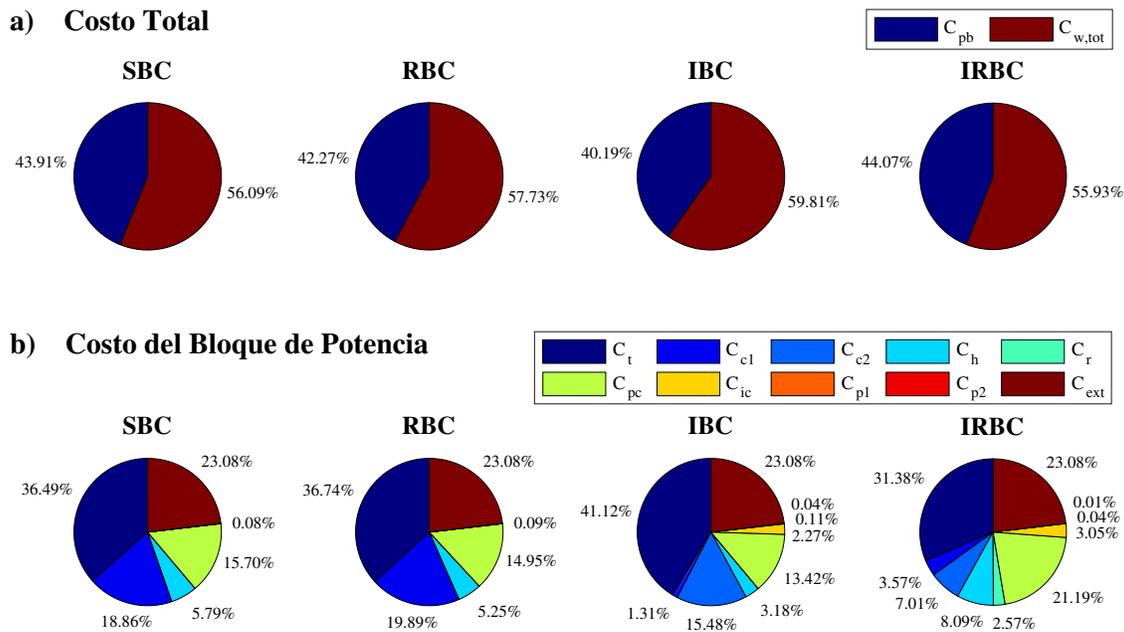


Figura 4.14. Desglose de los costos en el A2: a) costo total; b) costo del bloque de potencia.

4.5.4. Análisis de sensibilidad del costo de los pozos geotérmicos

Dado que hay una gran cantidad de factores que pueden afectar el costo de perforación de los pozos geotérmicos y, por lo tanto, existe una gran incertidumbre al estimarlo [166], se investigó el efecto del costo de los pozos sobre el NPV en las condiciones de operación del punto C. Cabe señalar que la variación de este costo no altera los valores óptimos de las variables de decisión encontradas durante la optimización porque este costo es una constante restada en la función objetivo (NPV) después de sustituir la Ec. (4.11) en la Ec. 4.14. La Figura 4.15 muestra la variación del NPV al considerar diferentes porcentajes del costo de los pozos geotérmicos calculado con la Ec. (4.10). Como ya se vio, cuando el costo de los pozos es del 100 %, ningún sistema es económicamente viable. Sin embargo, reduciendo este costo en alrededor de un 35 %, todos los sistemas se vuelven factibles. Considerando un caso extremo en el que el costo de los pozos geotérmicos es cero, por ejemplo, cuando los pozos ya están en su lugar y sólo se requiere la inversión en el bloque de potencia, los sistemas tendrían NPV entre 1.56×10^6 y 2.31×10^6 USD así como IRRs de 21.92 % y 37.17 % para el SBC A2 y IRBC A1, respectivamente. Por lo tanto, una posible reducción en el costo de los pozos geotérmicos puede mejorar sustancialmente la viabilidad económica de los sistemas.

Una reducción considerable en los costos asociados con la perforación de los pozos puede darse por ejemplo, cuando pozos de petróleo o gas abandonados se reacondicionan para utilizarse como pozos geotérmicos. Si bien el reacondicionamiento conlleva costos, estos pueden ser considerablemente menores que los que se generarían al perforar y establecer los pozos desde cero. Vale la pena destacar que, la mayoría de estos pozos no tienen fluidos subterráneos de forma natural por lo que es necesaria la inyección artificial de un fluido de trabajo [11]. Sin embargo, existen yacimientos petrolíferos maduros los cuales producen naturalmente una gran cantidad de agua caliente en la denominada etapa de corte alto de agua [167, 168]. En estos yacimientos, se produce agua caliente junto con los hidrocarburos, para luego ser separados en la superficie. Así, estos yacimientos petrolíferos pueden usarse para explotar energía geotérmica con bajo riesgo y bajo costo al utilizar la infraestructura existente [167].

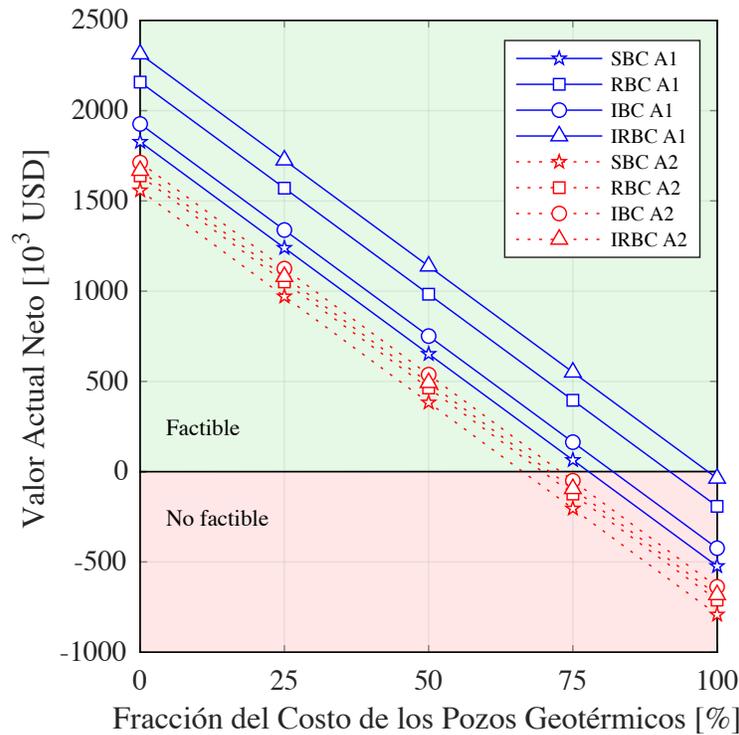


Figura 4.15. Variación del NPV con el costo de los pozos geotérmicos.

4.6. Conclusiones

Las principales conclusiones obtenidas de este último análisis son:

- Las simulaciones en el caso base indican que los sistemas A1 tienen un mejor desempeño económico mientras que los sistemas A2 funcionan mejor termodinámicamente. Esto se debe a que los sistemas A1 requieren PCHEs más pequeños, pero a expensas de una reducción de la producción de energía neta. Por otro lado, los sistemas A2 pueden generar más potencia neta pero necesitan PCHEs muy grandes. La potencia neta adicional no compensa el aumento de costos en los sistemas A2.
- El análisis paramétrico muestra que, se mantiene la misma tendencia observada en el caso base. Lo anterior es cierto excepto por la variación de la caída de presión permitida. A valores altos de esta variable, los sistemas A2 funcionan mejor que los A1, tanto termodinámicamente como económicamente. Por otro lado, en general,

las variables de diseño tienen un efecto significativo en el rendimiento de los sistemas, por lo que deben optimizarse para lograr mayores rendimientos.

- Del conjunto de soluciones óptimas encontradas con la optimización multiobjetivo, sólo el IRBC A1 resulta económicamente factible (cuando su NPV es máximo), logrando 758.84 kW y 4.45×10^3 USD de potencia neta de salida y NPV, respectivamente. Al equilibrar el rendimiento termodinámico y económico, se seleccionaron soluciones óptimas generales. Estas soluciones indican que de los sistemas propuestos en este trabajo, el IRBC A1 puede ser considerado como el más adecuado para utilizar fuentes de calor geotérmicas de bajo grado en las condiciones de este estudio. Este sistema alcanza 788.64 kW de potencia neta de salida y -3.67×10^4 USD de NPV en sus condiciones operativas óptimas generales.
- A pesar de que para la tasa de descuento utilizada, todos los sistemas resultan inviables en las condiciones de operación óptimas generales, los sistemas presentan IRRs mayores a 6.98 %. Esto indica que si la tasa de rendimiento es de alrededor de 7 %, todos los sistemas son viables económicamente para las condiciones de operación óptimas generales
- Finalmente, el costo de los pozos geotérmicos es sustancial y contribuye en promedio a más del 57 % del costo de inversión para los sistemas A2 y aproximadamente al 66 % para los sistemas A1 en las condiciones operativas óptimas generales. Si este costo se reduce en aproximadamente un 35 %, todos los sistemas se vuelven económicamente viables. Además, en un caso extremo en el que los pozos geotérmicos ya están en su lugar y sólo se requiere inversión en el bloque de potencia, el NPV puede ser tan alto como alrededor de 2.31×10^6 USD para el IRBC A1. Bajo esta última condición, los sistemas tienen IRRs superiores al 21.92 %.

Capítulo 5

Conclusiones, limitaciones y trabajo futuro

En este trabajo, se analizaron y compararon desde los puntos de vista técnico y económico, cuatro configuraciones del SCBC para su uso en sistemas geotérmicos de ciclo binario. Se llevaron a cabo distintos análisis los cuales fueron aumentando en grado de complejidad. El primero (Capítulo 2) consistió en estudiar los sistemas propuestos desde los puntos de vista energético y exergético, usando modelos matemáticos relativamente simples. El segundo (Capítulo 3) involucró un análisis energético utilizando modelos más detallados con el objetivo de obtener resultados más realistas. Finalmente, empleando los modelos detallados y desarrollando modelos económicos, se hizo una comparación tomando en cuenta tanto aspectos técnicos como económicos (Capítulo 4). Al final de los Capítulos 2, 3 y 4, se establecieron conclusiones específicas de cada análisis. En las siguientes secciones se presentan a manera de resumen, las conclusiones específicas y finalmente, se presentan las conclusiones generales de la investigación realizada.

5.1. Análisis energético y exergético

De los análisis energético y exergético, se puede concluir que, todos los sistemas resultan técnicamente viables. Considerando un escenario donde se restringe la temperatura de reinyección de la salmuera, el IRBC logra el mejor desempeño termodinámico, seguido por el RBC, el SBC y finalmente, el IBC. Así, en este escenario, los sistemas recuperados se comportan mejor. Por otro lado, tomando en cuenta un escenario donde no hay restricción de la temperatura de reinyección, el IRBC de nuevo es el que alcanza el mejor desempeño, seguido ahora por el IBC, el RBC y finalmente, el SBC. De esta manera, en este escenario, los sistemas interenfriados se comportan mejor. Además, vale la pena destacar que, los sistemas recuperados presentan una ventaja diminuta sobre sus versiones no recuperadas. Por lo tanto, en este segundo escenario el uso de recuperadores podría descartarse ya que su uso complica los sistemas sin producir una mejora significativa en el rendimiento.

5.2. Análisis energético detallado

Los principales hallazgos del análisis energético detallado muestran algo similar a lo visto durante el análisis energético y exergético, esto es, todos los sistemas resultan viables técnicamente, siendo el IRBC el que mejor desempeño obtiene. Sin embargo, los resultados del análisis detallado muestran rendimientos más bajos que los estimados inicialmente durante los análisis energético y exergético. Esto se debe a la inclusión tanto de las caídas de presión como de los cargas parásitas. Adicionalmente, en este análisis, se pudo identificar que para ciertos valores de la presión mínima de los ciclos (presión de entrada al primer compresor), la potencia de bombeo del agua de enfriamiento puede llegar a ser sustancial.

5.3. Análisis termo-económico

Con respecto al análisis termo-económico, se puede concluir que, al utilizar el A1 para dimensionar los HEs, se obtiene un mejor rendimiento económico, mientras que utilizando el A2 se logra un desempeño termodinámico más alto. En cuanto a la factibilidad económica, esta sólo la alcanza el sistema IRBC A1 operando en las condiciones en las que el NPV es máximo. Por otro lado, al balancear los rendimientos termodinámico y económico —en las condiciones de operación óptimas generales—, el IRBC A1 resulta ser la mejor alternativa. Finalmente, se encontró que el costo asociado a la perforación de los pozos geotérmicos es sustancial y abarca una gran proporción del costo total de inversión. No obstante, una reducción del costo de los pozos, puede provocar que todos los sistemas propuestos se vuelvan viables económicamente.

5.4. Conclusiones generales

A continuación se presentan las conclusiones generales de la investigación.

- Es técnicamente factible utilizar SCBCs en sistemas geotérmicos de ciclo binario. De las configuraciones propuestas, el IRBC obtiene el rendimiento termodinámico

más alto, seguido por el RBC, luego el SBC y finalmente el IBC.

- Considerando únicamente el aspecto económico, con el IRBC se puede obtener el mayor lucro. Las configuraciones que le siguen son el RBC, el IBC y por último, el SBC. En este contexto, únicamente el IRBC es factible de implementar.
- Buscando un adecuado aprovechamiento del recurso geotérmico para generar electricidad a la vez que se obtiene un buen beneficio económico, los sistemas que emplean recuperador (IRBC y RBC) son más atractivos que sus contrapartes no recuperadas (IBC y SBC).
- Finalmente, puede concluirse que, de los sistemas considerados en esta investigación, el IRBC es el más adecuado para la generación de electricidad en sistemas geotérmicos de ciclo binario.

5.5. Limitaciones y trabajo futuro

Ninguna investigación puede ser lo suficientemente exhaustiva como para abarcar todos los aspectos posibles. A continuación se enuncian algunas limitaciones detectadas en el presente estudio, así como propuestas de trabajos futuros relacionados.

- En el Capítulo 2 se consideraron distintas temperaturas para la salmuera geotérmica mientras que en los Capítulos 3 y 4 sólo se tomó en cuenta una condición específica. Esto debido a que las simulaciones con los modelos detallados son computacionalmente costosas (ver Apéndice B). Trabajos futuros podrían incluir diferentes condiciones para la salmuera y/o distintos tipos/temperaturas del sumidero de calor. Lo anterior seguiría siendo un análisis en condiciones de diseño, i.e., el sistema se diseña con base en las condiciones impuestas.
- En la práctica, al tener instalado el sistema, su diseño es fijo. Sin embargo, se pueden presentar variaciones en algunas condiciones de operación por lo que el sistema se ve obligado a operar en condiciones para las que no fue diseñado. Por ejemplo, las condiciones del sumidero de calor pueden cambiar a lo largo del día. Además, con el paso del tiempo se pueden tener variaciones en las características del recurso geotérmico. Por lo que sería interesante investigar el desempeño para

estas condiciones cambiantes en lo que se denomina análisis en condiciones fuera de diseño.

- En el Capítulo 4 se presentaron dos enfoques para el uso de la caída de presión permitida en los PCHEs. Sin embargo, cada enfoque consideró el análisis/optimización de una caída de presión permitida general para todos los HEs en cada sistema. Trabajos futuros podrían considerar analizar/optimizar la caída de presión permitida de cada HE por separado, con lo cuál, se podrían obtener mejores diseños, i.e., sistemas más eficientes y/o rentables.
- Trabajos futuros podrían considerar la propuesta y análisis de más configuraciones del SCBC que pudieran obtener mejores rendimientos. Inclusive podrían proponerse sistemas combinados compuestos por SCBCs y otras tecnologías tales como distintos ciclos de potencia, sistemas de refrigeración, etcétera.
- Finalmente, sería interesante realizar un análisis exergoeconómico de los sistemas con el objetivo de entender el proceso de formación de los costos y determinar los flujos de los mismos dentro del sistema.

Referencias

- [1] IEA, “World Energy Outlook 2019,” Tech. Rep., 2019.
- [2] U. Berardi, “Building Energy Consumption in US, EU, and BRIC Countries,” *Procedia Engineering*, vol. 118, pp. 128–136, 2015. doi: 10.1016/j.proeng.2015.08.411
- [3] Z. Liu, Z. Liu, X. Cao, H. Li, and X. Yang, “Self-condensing transcritical CO₂ cogeneration system with extraction turbine and ejector refrigeration cycle: A techno-economic assessment study,” *Energy*, vol. 208, p. 118391, 2020. doi: 10.1016/j.energy.2020.118391
- [4] Y. A. Cengel, M. A. Boles, and M. Kanoglu, *Thermodynamics: an engineering approach*, 9th ed. McGraw-hill, 2019.
- [5] J. Yang, Z. Yang, and Y. Duan, “Part-load performance analysis and comparison of supercritical CO₂ Brayton cycles,” *Energy Conversion and Management*, vol. 214, no. April, p. 112832, 2020. doi: 10.1016/j.enconman.2020.112832
- [6] G. Llopis Trillo and V. Rodrigo Angullo, *Guía de la Energía Geotérmica*. Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, 2008.
- [7] Z. Yu, R. Su, and C. Feng, “Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of a novel power generation system driven by geothermal energy,” *Energy*, vol. 199, p. 117381, 2020. doi: 10.1016/j.energy.2020.117381
- [8] J. Song, Y. Wang, K. Wang, J. Wang, and C. N. Markides, “Combined supercritical CO₂ (SCO₂) cycle and organic Rankine cycle (ORC) system for hybrid solar and geothermal power generation: Thermoeconomic assessment of various configurations,” *Renewable Energy*, vol. 174, pp. 1020–1035, 2021. doi: 10.1016/j.renene.2021.04.124
- [9] I. Dincer and M. Ozturk, *Geothermal energy systems*. Elsevier, 2021. doi: <https://doi.org/10.1016/C2019-0-01786-4>

-
- [10] C. Rubio-Maya, E. Pastor Martínez, C. E. Romero, V. M. Ambriz Díaz, and J. J. Pacheco-Ibarra, “Techno-economic assessment for the integration into a multi-product plant based on cascade utilization of geothermal energy,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 108, pp. 84–92, 2016. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.07.108
- [11] J. C. Kurnia, M. S. Shatri, Z. A. Putra, J. Zaini, W. Caesarendra, and A. P. Sasmito, “Geothermal energy extraction using abandoned oil and gas wells: Techno-economic and policy review,” *International Journal of Energy Research*, no. December 2020, pp. 1–33, 2021. doi: 10.1002/er.6386
- [12] A. Franco and M. Vaccaro, “Numerical simulation of geothermal reservoirs for the sustainable design of energy plants: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 30, pp. 987–1002, 2014. doi: 10.1016/j.rser.2013.11.041
- [13] H. Li, Y. Yang, Z. Cheng, Y. Sang, and Y. Dai, “Study on off-design performance of transcritical CO₂ power cycle for the utilization of geothermal energy,” *Geothermics*, vol. 71, pp. 369–379, 2018. doi: 10.1016/j.geothermics.2017.09.002
- [14] M. T. White, G. Bianchi, L. Chai, S. A. Tassou, and A. I. Sayma, “Review of supercritical CO₂ technologies and systems for power generation,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 185, p. 116447, 2021. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116447
- [15] K. Brun, P. Friedman, and R. Dennis, *Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide (sCO₂) based power cycles*. Woodhead Publishing, 2017.
- [16] J. Sarkar, “Review and future trends of supercritical CO₂ Rankine cycle for low-grade heat conversion,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 48, pp. 434–451, 2015. doi: 10.1016/j.rser.2015.04.039
- [17] X. Wang, “Investigation of Geothermal Heat Extraction Using Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) and Its Utilization in sCO₂-based Power Cycles and Organic Rankine Cycles - A Thermodynamic & Economic Perspective,” Ph.D. dissertation, Lehigh University, 2018.
- [18] M. Persichilli, A. Kacludis, E. Zdankiewicz, and T. Held, “Supercritical CO₂ Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO₂ can Displace Steam,” in *Power-Gen India & Central Asia*, 2012, pp. 1–15.

-
- [19] G. Sulzer, “Verfahren zur erzeugung von arbeit aus warme,” *Swiss Patent*, vol. 269599, p. 15, 1950.
- [20] V. Dekhtiarev, “On designing a large, highly economical carbon dioxide power installation,” *Elecrnichenskie Stantskii*, vol. 5, no. 5, pp. 1–6, 1962.
- [21] E. Feher, “The Supercritical Thermodynamic Power Cycle,” *Energy Conversion*, vol. 8, pp. 85–90, 1968. doi: 10.1016/0013-7480(68)90105-8
- [22] G. Angelino, “Perspectives for the Liquid Phase Compression Gas Turbine,” *Journal of Engineering for Power*, vol. 89, no. 2, pp. 229–236, 1967. doi: 10.1115/1.3616657
- [23] —, “Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production,” *Journal of Engineering for Power*, vol. 90, no. 3, pp. 287–295, 1968. doi: 10.1115/1.3609190
- [24] —, “Real Gas Effects in Carbon Dioxide Cycles,” *ASME 1969 Gas Turbine Conference and Products Show*, 1969. doi: 10.1115/69-GT-102
- [25] V. Dostal, “A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors,” Ph.D. dissertation, Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- [26] F. Crespi, G. Gavagnin, D. Sánchez, and G. S. Martínez, “Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: A review,” *Applied Energy*, vol. 195, pp. 152–183, 2017. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.02.048
- [27] A. Yu, W. Su, X. Lin, and N. Zhou, “Recent trends of supercritical CO2 Brayton cycle: Bibliometric analysis and research review,” *Nuclear Engineering and Technology*, vol. 53, no. 3, pp. 699–714, 2021. doi: 10.1016/j.net.2020.08.005
- [28] U. Sultan, Y. Zhang, M. Farooq, M. Imran, A. Akhtar Khan, W. Zhu-ge, T. A. Khan, M. Hummayun Yousaf, and Q. Ali, “Qualitative assessment and global mapping of supercritical CO2 power cycle technology,” *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 43, p. 100978, 2021. doi: 10.1016/j.seta.2020.100978
- [29] Y. Ahn, S. J. Bae, M. Kim, S. K. Cho, S. Baik, J. I. Lee, and J. E. Cha, “Review of supercritical CO2 power cycle technology and current status of research and development,” *Nuclear Engineering and Technology*, vol. 47, no. 6, pp. 647–661, 2015. doi: 10.1016/j.net.2015.06.009

-
- [30] E. Wang, N. Peng, and M. Zhang, "System Design and Application of Supercritical and Transcritical CO₂ Power Cycles: A Review," *Frontiers in Energy Research*, vol. 9, p. 723875, 2021. doi: 10.3389/fenrg.2021.723875
- [31] O. Olumayegun, M. Wang, and G. Kelsall, "Closed-cycle gas turbine for power generation: A state-of-the-art review," *Fuel*, vol. 180, pp. 694–717, 2016. doi: 10.1016/j.fuel.2016.04.074
- [32] G. Liao, L. Liu, J. E, F. Zhang, J. Chen, Y. Deng, and H. Zhu, "Effects of technical progress on performance and application of supercritical carbon dioxide power cycle: A review," *Energy Conversion and Management*, vol. 199, p. 111986, 2019. doi: 10.1016/j.enconman.2019.111986
- [33] J. Xu, C. Liu, E. Sun, J. Xie, M. Li, Y. Yang, and J. Liu, "Perspective of S-CO₂ power cycles," *Energy*, vol. 186, p. 115831, 2019. doi: 10.1016/j.energy.2019.07.161
- [34] Y. Liu, Y. Wang, and D. Huang, "Supercritical CO₂ Brayton cycle: A state-of-the-art review," *Energy*, vol. 189, p. 115900, 2019. doi: 10.1016/j.energy.2019.115900
- [35] P. Wu, Y. Ma, C. Gao, W. Liu, J. Shan, Y. Huang, J. Wang, D. Zhang, and X. Ran, "A review of research and development of supercritical carbon dioxide Brayton cycle technology in nuclear engineering applications," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 368, p. 110767, 2020. doi: 10.1016/j.nucengdes.2020.110767
- [36] M. Marchionni, G. Bianchi, and S. A. Tassou, "Review of supercritical carbon dioxide (sCO₂) technologies for high-grade waste heat to power conversion," *SN Applied Sciences*, vol. 2, no. 4, 2020. doi: 10.1007/s42452-020-2116-6
- [37] T. Guo, H. Wang, and S. Zhang, "Comparative analysis of CO₂-based transcritical Rankine cycle and HFC245fa-based subcritical organic Rankine cycle using low-temperature geothermal source," *Science China - Technological Sciences*, vol. 53, no. 6, pp. 1638–1646, 2010. doi: 10.1007/s11431-010-3123-4
- [38] A. S. Sabau, H. Yin, L. A. Qualls, and J. McFarlane, "Investigations of supercritical CO₂ Rankine cycles for geothermal power plants," in *Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*, 2011.
- [39] H. Yin, A. S. Sabau, J. C. Conklin, J. McFarlane, and A. L. Qualls, "Mixtures of SF₆-CO₂ as working fluids for geothermal power plants," *Applied Energy*, vol. 106, pp. 243–253, 2013. doi: 10.1016/j.apenergy.2013.01.060

-
- [40] C. Vetter, H.-J. Wiemer, and D. Kuhn, “Comparison of sub- and supercritical Organic Rankine Cycles for power generation from low-temperature/low-enthalpy geothermal wells, considering specific net power output and efficiency,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, no. 1-2, pp. 871–879, 2013. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.10.042
- [41] D. Walraven, B. Laenen, and W. D’Haeseleer, “Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources,” *Energy Conversion and Management*, vol. 66, pp. 220–233, 2013. doi: 10.1016/j.enconman.2012.10.003
- [42] M. Astolfi, D. Alfani, S. Lasala, and E. Macchi, “Comparison between ORC and CO₂ power systems for the exploitation of low-medium temperature heat sources,” *Energy*, vol. 161, pp. 1250–1261, 2018. doi: 10.1016/j.energy.2018.07.099
- [43] F. Meng, E. Wang, F. Zhang, and C. Zhao, “Performance comparison of transcritical CO₂ power cycle, organic Rankine cycle and Kalina cycle for low temperature geothermal source,” in *5th International Seminar on ORC power Systems*, 2019, p. 7.
- [44] J. Wang, J. Wang, Y. Dai, and P. Zhao, “Thermodynamic analysis and optimization of a transcritical CO₂ geothermal power generation system based on the cold energy utilization of LNG,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 70, no. 1, pp. 531–540, 2014. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.084
- [45] M. H. Ahmadi, M. Mehrpooya, and F. Pourfayaz, “Thermodynamic and exergy analysis and optimization of a transcritical CO₂ power cycle driven by geothermal energy with liquefied natural gas as its heat sink,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 109, pp. 640–652, 2016. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.141
- [46] J. Xia, Y. Guo, Y. Li, J. Wang, P. Zhao, and Y. Dai, “Thermodynamic analysis and comparison study of two novel combined cooling and power systems with separators using CO₂-based mixture for low grade heat source recovery,” *Energy Conversion and Management*, vol. 215, p. 112918, 2020. doi: 10.1016/j.enconman.2020.112918
- [47] Z. Shengjun, W. Huaixin, and G. Tao, “Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power

- cycle system for low-temperature geothermal power generation,” *Applied Energy*, vol. 88, no. 8, pp. 2740–2754, 2011. doi: 10.1016/j.apenergy.2011.02.034
- [48] M. Li, J. Wang, S. Li, X. Wang, W. He, and Y. Dai, “Thermo-economic analysis and comparison of a CO₂ transcritical power cycle and an organic Rankine cycle,” *Geothermics*, vol. 50, pp. 101–111, 2014. doi: 10.1016/j.geothermics.2013.09.005
- [49] S. Li and Y. Dai, “Thermo-economic comparison of Kalina and CO₂ transcritical power cycle for low temperature geothermal sources in China,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 70, no. 1, pp. 139–152, 2014. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.04.067
- [50] M. H. Yang and R. H. Yeh, “Economic performances optimization of the transcritical Rankine cycle systems in geothermal application,” *Energy Conversion and Management*, vol. 95, pp. 20–31, 2015. doi: 10.1016/j.enconman.2015.02.021
- [51] C. Wu, S. sen Wang, X. Jiang, and J. Li, “Thermodynamic analysis and performance optimization of transcritical power cycles using CO₂-based binary zeotropic mixtures as working fluids for geothermal power plants,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 115, pp. 292–304, 2017. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.077
- [52] X. Li, J. Song, M. Simpson, K. Wang, P. Sapin, G. Shu, H. Tian, and C. N. Markides, “Thermo-economic comparison of organic Rankine and CO₂ cycle systems for low-to-medium temperature applications,” in *5th International Seminar on ORC Power Systems*, 2019.
- [53] F. Meng, E. Wang, B. Zhang, F. Zhang, and C. Zhao, “Thermo-economic analysis of transcritical CO₂ power cycle and comparison with Kalina cycle and ORC for a low-temperature heat source,” *Energy Conversion and Management*, vol. 195, pp. 1295–1308, sep 2019. doi: 10.1016/j.enconman.2019.05.091
- [54] M. H. Ahmadi, M. Mehrpooya, and F. Pourfayaz, “Exergoeconomic analysis and multi objective optimization of performance of a carbon dioxide power cycle driven by geothermal energy with liquefied natural gas as its heat sink,” *Energy Conversion and Management*, vol. 119, pp. 422–434, 2016. doi: 10.1016/j.enconman.2016.04.062
- [55] D. Fiaschi, G. Manfrida, E. Rogai, and L. Talluri, “Exergoeconomic analysis and comparison between ORC and Kalina cycles to exploit low and medium-high

- temperature heat from two different geothermal sites,” *Energy Conversion and Management*, vol. 154, pp. 503–516, 2017. doi: 10.1016/j.enconman.2017.11.034
- [56] M. Abdolalipouradl, S. Khalilarya, and S. Jafarmadar, “Exergoeconomic analysis of a novel integrated transcritical CO₂ and Kalina 11 cycles from Sabalan geothermal power plant,” *Energy Conversion and Management*, vol. 195, pp. 420–435, sep 2019. doi: 10.1016/j.enconman.2019.05.027
- [57] Z. Liu, X. Yang, X. Liu, Z. Yu, and Y. Chen, “Performance assessment of a novel combined heating and power system based on transcritical CO₂ power and heat pump cycles using geothermal energy,” *Energy Conversion and Management*, vol. 224, p. 113355, 2020. doi: 10.1016/j.enconman.2020.113355
- [58] J. Wang, J. Wang, Y. Dai, and P. Zhao, “Off-design performance analysis of a transcritical CO₂ Rankine cycle with LNG as cold source,” *International Journal of Green Energy*, vol. 14, no. 9, pp. 774–783, 2017. doi: 10.1080/15435075.2017.1329149
- [59] Y. Du, H. Chen, M. Hao, X. Qiang, J. Wang, and Y. Dai, “Off-design performance comparative analysis of a transcritical CO₂ power cycle using a radial turbine by different operation methods,” *Energy Conversion and Management*, vol. 168, pp. 529–544, 2018. doi: 10.1016/j.enconman.2018.05.036
- [60] C. Wu, S.-s. Wang, and J. Li, “Parametric study on the effects of a recuperator on the design and off-design performances for a CO₂ transcritical power cycle for low temperature geothermal plants,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 137, pp. 644–658, 2018. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.029
- [61] N. Peng, E. Wang, and F. Meng, “Off-design performance comparison of single-stage axial turbines using CO₂ and zeotropic mixture for low-temperature heat source,” *Energy Conversion and Management*, vol. 213, p. 112838, 2020. doi: 10.1016/j.enconman.2020.112838
- [62] X. Wang, J. Wang, P. Zhao, and Y. Dai, “Thermodynamic Comparison and Optimization of Supercritical CO₂ Brayton Cycles with a Bottoming Transcritical CO₂ Cycle,” *Journal of Energy Engineering*, vol. 142, no. 3, p. 04015028, 2015. doi: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000292

-
- [63] Y. M. Kim, C. G. Kim, and D. Favrat, “Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources,” *Energy*, vol. 43, no. 1, pp. 402–415, 2012. doi: 10.1016/j.energy.2012.03.076
- [64] J. Xia, J. Wang, K. Zhou, P. Zhao, and Y. Dai, “Thermodynamic and economic analysis and multi-objective optimization of a novel transcritical CO₂ Rankine cycle with an ejector driven by low grade heat source,” *Energy*, vol. 161, pp. 337–351, 2018. doi: 10.1016/j.energy.2018.07.161
- [65] J. Xia, J. Wang, G. Zhang, J. Lou, P. Zhao, and Y. Dai, “Thermo-economic analysis and comparative study of transcritical power cycles using CO₂-based mixtures as working fluids,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 144, pp. 31–44, nov 2018. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.08.012
- [66] L. Pan, B. Li, W. Shi, and X. Wei, “Optimization of the self-condensing CO₂ transcritical power cycle using solar thermal energy,” *Applied Energy*, vol. 253, p. 113608, 2019. doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113608
- [67] H. A. Muhammad, J. Cho, J. Cho, B. Choi, C. Roh, H. A. Ishfaq, G. Lee, H. Shin, Y.-J. Baik, and B. Lee, “Performance improvement of supercritical carbon dioxide power cycle at elevated heat sink temperatures,” *Energy*, p. 122216, 2021. doi: 10.1016/j.energy.2021.122216
- [68] S. Mondal and S. De, “CO₂ based power cycle with multi-stage compression and intercooling for low temperature waste heat recovery,” *Energy*, vol. 90, pp. 1132–1143, 2015. doi: 10.1016/j.energy.2015.06.060
- [69] O. Kizilkan, S. Khanmohammadi, and H. Yamaguchi, “Two-objective optimization of a transcritical carbon dioxide based Rankine cycle integrated with evacuated tube solar collector for power and heat generation,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 182, p. 116079, 2021. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116079
- [70] A. de la Calle, A. Bayon, and Y. Chean Soo Too, “Impact of ambient temperature on supercritical CO₂ recompression Brayton cycle in arid locations: Finding the optimal design conditions,” *Energy*, vol. 153, pp. 1016–1027, 2018. doi: 10.1016/j.energy.2018.04.019
- [71] A. Abdollahpour, R. Ghasempour, A. Kasaeian, and M. H. Ahmadi, “Exergoeconomic analysis and optimization of a transcritical CO₂ power cycle driven by

- solar energy based on nanofluid with liquefied natural gas as its heat sink,” *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 139, no. 1, pp. 451–473, 2020. doi: 10.1007/s10973-019-08375-6
- [72] H. Yu, D. Kim, and T. Gundersen, “A study of working fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs) operating across and below ambient temperature to utilize Liquefied Natural Gas (LNG) cold energy,” *Energy*, vol. 167, pp. 730–739, 2019. doi: 10.1016/j.energy.2018.11.021
- [73] W. Xia, Y. Huo, Y. Song, J. Han, and Y. Dai, “Off-design analysis of a CO₂ Rankine cycle for the recovery of LNG cold energy with ambient air as heat source,” *Energy Conversion and Management*, vol. 183, no. 28, pp. 116–125, 2019. doi: 10.1016/j.enconman.2018.12.098
- [74] S. Mondal and S. De, “Power by waste heat recovery from low temperature industrial flue gas by Organic Flash Cycle (OFC) and transcritical-CO₂ power cycle: A comparative study through combined thermodynamic and economic analysis,” *Energy*, vol. 121, pp. 832–840, 2017. doi: 10.1016/j.energy.2016.12.126
- [75] L. Li, Y. T. Ge, X. Luo, and S. A. Tassou, “Thermodynamic analysis and comparison between CO₂ transcritical power cycles and R245fa organic Rankine cycles for low grade heat to power energy conversion,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 106, pp. 1290–1299, 2016. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.06.132
- [76] A. Amini, N. Mirkhani, P. P. Pourfard, M. Ashjaee, and M. A. Khodkar, “Thermo-economic optimization of low-grade waste heat recovery in Yazd combined-cycle power plant (Iran) by a CO₂ transcritical Rankine cycle,” *Energy*, vol. 86, pp. 74–84, 2015. doi: 10.1016/j.energy.2015.03.113
- [77] B. Dai, M. Li, and Y. Ma, “Thermodynamic analysis of carbon dioxide blends with low GWP (global warming potential) working fluids-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat energy recovery,” *Energy*, vol. 64, pp. 942–952, 2014. doi: 10.1016/j.energy.2013.11.019
- [78] X. Li, H. Huang, and W. Zhao, “A supercritical or transcritical Rankine cycle with ejector using low-grade heat,” *Energy Conversion and Management*, vol. 78, pp. 551–558, 2014. doi: 10.1016/j.enconman.2013.11.020

-
- [79] H. Tuo, “Thermal-economic analysis of a transcritical Rankine power cycle with reheat enhancement for a low-grade heat source,” *International journal of energy research*, vol. 37, no. 8, pp. 857–867, 2013. doi: 10.1002/er.2886
- [80] H. Chen, D. Yogi Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, “Energetic and exergetic analysis of CO₂- and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion,” *Applied Energy*, vol. 88, no. 8, pp. 2802–2808, 2011. doi: 10.1016/j.apenergy.2011.01.029
- [81] F. Vélez, J. Segovia, F. Chejne, G. Antolín, A. Quijano, and M. C. Martín, “Low temperature heat source for power generation: Exhaustive analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle,” *Energy*, vol. 36, no. 9, pp. 5497–5507, 2011. doi: 10.1016/j.energy.2011.07.027
- [82] H. Tuo, “Parametric analysis of a reheat carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature heat source,” *2011 2nd International Conference on Environmental Engineering and Applications*, pp. 33–37, 2011. doi: 10.1016/j.apenergy.2008.09.018
- [83] Y. J. Baik, M. Kim, K. C. Chang, and S. J. Kim, “Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source,” *Applied Energy*, vol. 88, no. 3, pp. 892–898, 2011. doi: 10.1016/j.apenergy.2010.08.029
- [84] J. Wang, Z. Sun, Y. Dai, and S. Ma, “Parametric optimization design for supercritical CO₂ power cycle using genetic algorithm and artificial neural network,” *Applied Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1317–1324, 2010. doi: 10.1016/j.apenergy.2009.07.017
- [85] E. Cayer, N. Galanis, and H. Nesreddine, “Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source,” *Applied Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1349–1357, 2010. doi: 10.1016/j.apenergy.2009.08.031
- [86] E. Cayer, N. Galanis, M. Desilets, H. Nesreddine, and P. Roy, “Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source,” *Applied Energy*, vol. 86, no. 7-8, pp. 1055–1063, 2009. doi: 10.1016/j.apenergy.2008.09.018
- [87] Y. Chen, P. Lundqvist, A. Johansson, and P. Platell, “A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle

- with R123 as working fluid in waste heat recovery,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no. 17-18, pp. 2142–2147, 2006. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.04.009
- [88] E. Macchi and M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*. Woodhead Publishing, 2016. doi: 10.1016/c2014-0-04239-6
- [89] A. Poullikkas, “An overview of current and future sustainable gas turbine technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 9, no. 5, pp. 409–443, 2005. doi: 10.1016/j.rser.2004.05.009
- [90] M. Moran, H. Shapiro, D. Boettner, and M. Bailey, *Fundamentals of engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2010.
- [91] Z. Liu, B. Liu, J. Guo, X. Xin, and X. Yang, “Conventional and advanced exergy analysis of a novel transcritical compressed carbon dioxide energy storage system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 198, no. March, p. 111807, 2019. doi: 10.1016/j.enconman.2019.111807
- [92] V. Zare and H. Rostamnejad Takleh, “Novel geothermal driven CCHP systems integrating ejector transcritical CO₂ and Rankine cycles: Thermodynamic modeling and parametric study,” *Energy Conversion and Management*, vol. 205, p. 112396, 2020. doi: 10.1016/j.enconman.2019.112396
- [93] G. Tsatsaronis, “Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics,” *Energy*, vol. 32, pp. 249–253, 2007. doi: 10.1016/j.energy.2006.07.002
- [94] A. Coskun, A. Bolatturk, and M. Kanoglu, “Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource,” *Energy Conversion and Management*, vol. 78, pp. 39–49, 2014. doi: 10.1016/j.enconman.2013.10.045
- [95] H. Singh and R. S. Mishra, “Performance analysis of solar parabolic trough collectors driven combined supercritical CO₂ and organic Rankine cycle,” *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 21, no. 3, pp. 451–464, 2018. doi: 10.1016/j.jestch.2018.03.015
- [96] E. Pastor-Martinez, C. Rubio-Maya, V. M. Ambriz-Díaz, J. M. Belman-Flores, and J. J. Pacheco-Ibarra, “Energetic and exergetic performance comparison

- of different polygeneration arrangements utilizing geothermal energy in cascade,” *Energy Conversion and Management*, vol. 168, pp. 252–269, 2018. doi: 10.1016/j.enconman.2018.04.096
- [97] Q. Liu, A. Shen, and Y. Duan, “Parametric optimization and performance analyses of geothermal organic Rankine cycles using R600a/R601a mixtures as working fluids,” *Applied Energy*, vol. 148, pp. 410–420, 2015. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.03.093
- [98] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop,” *Industrial and Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014. doi: 10.1021/ie4033999
- [99] Y. Jaluria, *Design and optimization of thermal systems*. CRC press, 2007.
- [100] S. S. Rao, *Engineering optimization: theory and practice*. John Wiley & Sons, 2019. doi: 10.1002/9781119454816
- [101] R. Vasquez Padilla, Y. C. Soo Too, R. Benito, R. McNaughton, and W. Stein, “Multi-objective thermodynamic optimisation of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers,” *International Journal of Sustainable Energy*, vol. 6451, no. 1, pp. 1–20, 2016. doi: 10.1080/14786451.2016.1166109
- [102] A. Khadse, L. Blanchette, J. Kapat, S. Vasu, J. Hossain, and A. Donazzolo, “Optimization of Supercritical CO₂ Brayton Cycle for Simple Cycle Gas Turbines Exhaust Heat Recovery Using Genetic Algorithm,” *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 140, no. 7, 2018. doi: 10.1115/1.4039446
- [103] R. Haupt and S. Haupt, *Practical genetic algorithms*. John Wiley & Sons, 2004.
- [104] Z. Qiao, Y. Cao, P. Li, X. Wang, C. E. Romero, and L. Pan, “Thermoeconomic analysis of a CO₂ plume geothermal and supercritical CO₂ Brayton combined cycle using solar energy as auxiliary heat source,” *Journal of Cleaner Production*, vol. 256, p. 120374, 2020. doi: 10.1016/j.jclepro.2020.120374
- [105] S. M. Besarati and D. Goswami, “Analysis of Advanced Supercritical Carbon Dioxide Power Cycles With a Bottoming Cycle for Concentrating Solar Power Applications,” *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 136, no. 1, p. 011020, 2013. doi: 10.1115/1.4025700

-
- [106] H. H. Zhu, K. Wang, and Y. L. He, “Thermodynamic analysis and comparison for different direct-heated supercritical CO₂ Brayton cycles integrated into a solar thermal power tower system,” *Energy*, vol. 140, pp. 144–157, 2017. doi: 10.1016/j.energy.2017.08.067
- [107] K. Wang and Y.-L. He, “Thermodynamic analysis and optimization of a molten salt solar power tower integrated with a recompression supercritical CO₂ Brayton cycle based on integrated modeling,” *Energy Conversion and Management*, vol. 135, pp. 336–350, 2017. doi: 10.1016/j.enconman.2016.12.085
- [108] Y. Ma, X. Zhang, M. Liu, J. Yan, and J. Liu, “Proposal and assessment of a novel supercritical CO₂ Brayton cycle integrated with LiBr absorption chiller for concentrated solar power applications,” *Energy*, vol. 148, pp. 839–854, 2018. doi: 10.1016/j.energy.2018.01.155
- [109] Y. Ma, T. Morozyuk, M. Liu, J. Yan, and J. Liu, “Optimal integration of recompression supercritical CO₂ Brayton cycle with main compression intercooling in solar power tower system based on exergoeconomic approach,” *Applied Energy*, vol. 242, no. September 2018, pp. 1134–1154, 2019. doi: 10.1016/j.apenergy.2019.03.155
- [110] X. Wang and Y. Dai, “An exergoeconomic assessment of waste heat recovery from a Gas Turbine-Modular Helium Reactor using two transcritical CO₂ cycles,” *Energy Conversion and Management*, vol. 126, pp. 561–572, 2016. doi: 10.1016/j.enconman.2016.08.049
- [111] —, “Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO₂ cycle and the ORC for a recompression supercritical CO₂ cycle waste heat recovery: A comparative study,” *Applied Energy*, vol. 170, pp. 193–207, 2016. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.02.112
- [112] X. Wang, Y. Yang, Y. Zheng, and Y. Dai, “Exergy and exergoeconomic analyses of a supercritical CO₂ cycle for a cogeneration application,” *Energy*, vol. 119, pp. 971–982, 2017. doi: 10.1016/j.energy.2016.11.044
- [113] C. Wu, S.-s. Wang, X.-j. Feng, and J. Li, “Energy, exergy and exergoeconomic analyses of a combined supercritical CO₂ recompression Brayton/absorption refrigeration cycle,” *Energy Conversion and Management*, vol. 148, pp. 360–377, 2017. doi: 10.1016/j.enconman.2017.05.042

-
- [114] C. Wu, X. J. Yan, S. S. Wang, K. L. Bai, J. Di, S. F. Cheng, and J. Li, “System optimisation and performance analysis of CO₂ transcritical power cycle for waste heat recovery,” *Energy*, vol. 100, pp. 391–400, 2016. doi: 10.1016/j.energy.2015.12.001
- [115] Y. Cao, J. Ren, Y. Sang, and Y. Dai, “Thermodynamic analysis and optimization of a gas turbine and cascade CO₂ combined cycle,” *Energy Conversion and Management*, vol. 144, pp. 193–204, 2017. doi: 10.1016/j.enconman.2017.04.066
- [116] N. Mirkhani, A. Amini, and M. Ashjaee, “Thermo-economic analysis of transcritical CO₂ cycles with bounded and unbounded reheats in low-temperature heat recovery applications,” *Energy*, vol. 133, pp. 676–690, 2017. doi: 10.1016/j.energy.2017.05.162
- [117] S.-s. Wang, C. Wu, and J. Li, “Exergoeconomic analysis and optimization of single-pressure single-stage and multi-stage CO₂ transcritical power cycles for engine waste heat recovery: A comparative study,” *Energy*, vol. 142, pp. 559–577, 2018. doi: 10.1016/j.energy.2017.10.055
- [118] J. Luo, T. Morosuk, and G. Tsatsaronis, “Exergoeconomic investigation of a multi-generation system with CO₂ as the working fluid using waste heat,” *Energy Conversion and Management*, vol. 197, p. 111882, 2019. doi: 10.1016/j.enconman.2019.111882
- [119] L. Sun, D. Wang, and Y. Xie, “Thermodynamic and exergoeconomic analysis of combined supercritical CO₂ cycle and organic Rankine cycle using CO₂-based binary mixtures for gas turbine waste heat recovery,” *Energy Conversion and Management*, vol. 243, p. 114400, 2021. doi: 10.1016/j.enconman.2021.114400
- [120] J. Krzywanski, “A general approach in optimization of heat exchangers by bio-inspired artificial intelligence methods,” *Energies*, vol. 12, no. 23, p. 4441, 2019. doi: 10.3390/en12234441
- [121] A. Zhou, X. song Li, X. dong Ren, and C. wei Gu, “Improvement design and analysis of a supercritical CO₂/transcritical CO₂ combined cycle for offshore gas turbine waste heat recovery,” *Energy*, vol. 210, p. 118562, 2020. doi: 10.1016/j.energy.2020.118562

-
- [122] L. Yao and Z. Zou, “A one-dimensional design methodology for supercritical carbon dioxide Brayton cycles: Integration of cycle conceptual design and components preliminary design,” *Applied Energy*, vol. 276, no. March, p. 115354, 2020. doi: 10.1016/j.apenergy.2020.115354
- [123] H. Li, M. Xu, X. Yan, J. Li, W. Su, J. Wang, and Y. Dai, “Preliminary conceptual exploration about performance improvement on supercritical CO₂ power system via integrating with different absorption power generation systems,” *Energy Conversion and Management*, vol. 173, pp. 219–232, 2018. doi: 10.1016/j.enconman.2018.07.075
- [124] J. H. Park, H. S. Park, J. G. Kwon, T. H. Kim, and M. H. Kim, “Optimization and thermodynamic analysis of supercritical CO₂ Brayton recompression cycle for various small modular reactors,” *Energy*, vol. 160, pp. 520–535, 2018. doi: 10.1016/j.energy.2018.06.155
- [125] H. Li, Z. Jin, Y. Yang, Y. Huo, X. Yan, P. Zhao, and Y. Dai, “Preliminary conceptual design and performance assessment of combined heat and power systems based on the supercritical carbon dioxide power plant,” *Energy Conversion and Management*, vol. 199, p. 111939, 2019. doi: 10.1016/j.enconman.2019.111939
- [126] D. Luo and D. Huang, “Thermodynamic and exergoeconomic investigation of various SCO₂ Brayton cycles for next generation nuclear reactors,” *Energy Conversion and Management*, vol. 209, p. 112649, 2020. doi: 10.1016/j.enconman.2020.112649
- [127] Y. Du, C. Yang, C. Hu, and C. Zhang, “Thermoeconomic analysis and inter-stage pressure ratio optimization of nuclear power supercritical CO₂ multi-stage recompression,” *International Journal of Energy Research*, pp. 1–16, 2020. doi: 10.1002/er.5932
- [128] G. Fan, H. Li, Y. Du, K. Chen, S. Zheng, and Y. Dai, “Preliminary design and part-load performance analysis of a recompression supercritical carbon dioxide cycle combined with a transcritical carbon dioxide cycle,” *Energy Conversion and Management*, vol. 212, p. 112758, 2020. doi: 10.1016/j.enconman.2020.112758
- [129] P. Wu, C. Gao, Y. Huang, D. Zhang, and J. Shan, “Supercritical CO₂ Brayton Cycle Design for Small Modular Reactor with a Thermodynamic Analysis

-
- Solver,” *Science and Technology of Nuclear Installations*, vol. 2020, 2020. doi: 10.1155/2020/5945718
- [130] H. Li, G. Fan, L. Cao, Y. Yang, X. Yan, Y. Dai, G. Zhang, and J. Wang, “A comprehensive investigation on the design and off-design performance of supercritical carbon dioxide power system based on the small-scale lead-cooled fast reactor,” *Journal of Cleaner Production*, vol. 256, p. 120720, 2020. doi: 10.1016/j.jclepro.2020.120720
- [131] C. Gao, P. Wu, J. Shan, Y. Huang, J. Zhang, and L. Wang, “Preliminary study of system design and safety analysis methodology for supercritical carbon dioxide Brayton cycle direct-cooled reactor system,” *Annals of Nuclear Energy*, vol. 147, p. 107734, 2020. doi: 10.1016/j.anucene.2020.107734
- [132] G. Fan, H. Li, Y. Du, S. Zheng, K. Chen, and Y. Dai, “Preliminary conceptual design and thermo-economic analysis of a combined cooling, heating and power system based on supercritical carbon dioxide cycle,” *Energy*, vol. 203, p. 117842, 2020. doi: 10.1016/j.energy.2020.117842
- [133] M. T. Luu, D. Milani, R. McNaughton, and A. Abbas, “Analysis for flexible operation of supercritical CO₂ Brayton cycle integrated with solar thermal systems,” *Energy*, vol. 124, pp. 752–771, 2017. doi: 10.1016/j.energy.2017.02.040
- [134] M. Muñoz, A. Rovira, C. Sⁿchez, and M. J. Montes, “Off-design analysis of a Hybrid Rankine-Brayton cycle used as the power block of a Solar Thermal Power Plant,” *Energy*, 2017. doi: 10.1016/j.energy.2017.06.014
- [135] X. Liu, Z. Xu, Y. Xie, and H. Yang, “CO₂-based mixture working fluids used for the dry-cooling supercritical Brayton cycle: Thermodynamic evaluation,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 162, no. 17923, p. 114226, 2019. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114226
- [136] R. Chen, M. Romero, J. González-Aguilar, F. Rovense, Z. Rao, and S. Liao, “Design and off-design performance comparison of supercritical carbon dioxide Brayton cycles for particle-based high temperature concentrating solar power plants,” *Energy Conversion and Management*, vol. 232, 2021. doi: 10.1016/j.enconman.2021.113870

-
- [137] C. Wu, S. sen Wang, K. lun Bai, and J. Li, “Thermodynamic analysis and parametric optimization of CDTPC-ARC based on cascade use of waste heat of heavy-duty internal combustion engines (ICEs),” *Applied Thermal Engineering*, vol. 106, pp. 661–673, 2016. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.06.028
- [138] F. Jacob, A. Rolt, J. Sebastiampillai, V. Sethi, M. Belmonte, and P. Cobas, “Performance of a Supercritical CO₂ Bottoming Cycle for Aero Applications,” *Applied Sciences*, vol. 7, no. 3, p. 255, 2017. doi: 10.3390/app7030255
- [139] M. Marchionni, G. Bianchi, K. M. Tsamos, and S. A. Tassou, “Techno-economic comparison of different cycle architectures for high temperature waste heat to power conversion systems using CO₂ in supercritical phase,” *Energy Procedia*, vol. 123, pp. 305–312, 2017. doi: 10.1016/j.egypro.2017.07.253
- [140] M. Marchionni, G. Bianchi, and S. A. Tassou, “Transient analysis and control of a heat to power conversion unit based on a simple regenerative supercritical CO₂ Joule-Brayton cycle,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 183, p. 116214, 2021. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116214
- [141] S. H. Park, J. Y. Kim, M. K. Yoon, D. R. Rhim, C. S. Yeom, J. Y. Kim, M. K. Yoon, and S. H. Park, “Thermodynamic and economic investigation of coal-fired power plant combined with various supercritical CO₂ Brayton power cycle,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 130, pp. 611–623, 2017. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.145
- [142] J. Xu, X. Wang, E. Sun, and M. Li, “Economic comparison between sCO₂ power cycle and water-steam Rankine cycle for coal-fired power generation system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 238, p. 114150, 2021. doi: 10.1016/j.enconman.2021.114150
- [143] A. K. Sleiti, W. Al-Ammari, S. Ahmed, and J. Kapat, “Direct-fired oxy-combustion supercritical-CO₂ power cycle with novel preheating configurations -thermodynamic and exergoeconomic analyses,” *Energy*, vol. 226, p. 120441, 2021. doi: 10.1016/j.energy.2021.120441
- [144] T. Bowdery, “Lng Applications of Diffusion Bonded Heat Exchangers,” in *AIChE Spring Meeting 6th Topical Conference on Natural Gas Utilization*, Orlando, FL, 2006.

-
- [145] R. L. Pierres, D. Southall, and S. Osborne, “Impact of Mechanical Design Issues on Printed Circuit Heat Exchangers,” in *Proceedings of SCCO₂ Power Cycle Symposium*, University of Colorado Bolder, 2011.
- [146] J. S. Kwon, S. Son, J. Y. Heo, and J. I. Lee, “Compact heat exchangers for supercritical CO₂ power cycle application,” *Energy Conversion and Management*, vol. 209, p. 112666, 2020. doi: 10.1016/j.enconman.2020.112666
- [147] L. Hu, D. Chen, Y. Huang, L. Li, Y. Cao, D. Yuan, J. Wang, and L. Pan, “Investigation on the performance of the supercritical Brayton cycle with CO₂-based binary mixture as working fluid for an energy transportation system of a nuclear reactor,” *Energy*, vol. 89, pp. 874–886, 2015. doi: 10.1016/j.energy.2015.06.029
- [148] T. Neises and C. Turchi, “A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configurations with an emphasis on CSP applications,” *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1187–1196, 2014. doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.128
- [149] S. Jenkins, “2019 Chemical Engineering Plant Cost Index Annual Average,” 2020. [Online]. Available: <https://www.chemengonline.com/2019-chemical-engineering-plant-cost-index-annual-average/>
- [150] M. Marchionni, G. Bianchi, and S. A. Tassou, “Techno-economic assessment of Joule-Brayton cycle architectures for heat to power conversion from high-grade heat sources using CO₂ in the supercritical state,” *Energy*, vol. 148, pp. 1140–1152, 2018. doi: 10.1016/j.energy.2018.02.005
- [151] W. M. Vataavuk, “Updating the CE Plant Cost index,” *Chemical Engineering*, vol. 109, no. 1, pp. 62–70, 2002.
- [152] A. D. Atrens, H. Gurgenci, and V. Rudolph, “Economic Optimization of a CO₂-Based EGS Power Plant,” *Energy & Fuels*, vol. 25, pp. 3765–3775, 2011. doi: 10.1021/ef200537n
- [153] E. R. Iglesias, R. J. Torres, J. I. Martínez-Estrella, and N. Reyes-Picasso, “Summary of the 2010 assessment on medium- to low-temperature geothermal resources in Mexico,” *GRC Transactions*, vol. 34, pp. 1155–1159, 2010.
- [154] S. Hou, Y. Zhou, L. Yu, F. Zhang, S. Cao, and Y. Wu, “Optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO₂ recompression

-
- cycle, a steam power cycle and an organic Rankine cycle,” *Energy Conversion and Management*, vol. 172, pp. 457–471, 2018. doi: 10.1016/j.enconman.2018.07.042
- [155] X. Li, G. Shu, and H. Tian, “Integrating off-design performance in designing CO₂ power cycle systems for engine waste heat recovery,” *Energy Conversion and Management*, vol. 201, p. 112146, 2019. doi: 10.1016/j.enconman.2019.112146
- [156] I. P. Serrano, A. Cantizano, J. I. Linares, and B. Y. Moratilla, “Modeling and sizing of the heat exchangers of a new supercritical CO₂ Brayton power cycle for energy conversion for fusion reactors,” *Fusion Engineering and Design*, vol. 89, no. 9-10, pp. 1905–1908, 2014. doi: 10.1016/j.fusengdes.2014.04.039
- [157] V. M. Ambriz-Díaz, C. Rubio-Maya, O. Chávez, E. Ruiz-Casanova, and E. Pastor-Martínez, “Thermodynamic performance and economic feasibility of Kalina, Goswami and Organic Rankine Cycles coupled to a polygeneration plant using geothermal energy of low-grade temperature,” *Energy Conversion and Management*, vol. 243, p. 114362, 2021. doi: 10.1016/j.enconman.2021.114362
- [158] V. M. Ambriz-Díaz, C. Rubio-Maya, E. Ruiz-Casanova, J. Martínez-Patiño, and E. Pastor-Martínez, “Advanced exergy and exergoeconomic analysis for a polygeneration plant operating in geothermal cascade,” *Energy Conversion and Management*, vol. 203, p. 112227, 2020. doi: 10.1016/j.enconman.2019.112227
- [159] Q. H. Deng, D. Wang, H. Zhao, W. T. Huang, S. Shao, and Z. P. Feng, “Study on performances of supercritical CO₂ recompression Brayton cycles with multi-objective optimization,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 114, pp. 1335–1342, 2017. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.11.055
- [160] R. Vasquez Padilla, Y. C. S. Too, R. Benito, R. McNaughton, and W. Stein, “Thermodynamic feasibility of alternative supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with an ejector,” *Applied Energy*, vol. 169, pp. 49–62, 2016. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.02.029
- [161] K. Wang, M.-J. Li, J.-Q. Guo, P. Li, and Z.-B. Liu, “A systematic comparison of different S-CO₂ Brayton cycle layouts based on multi-objective optimization for applications in solar power tower plants,” *Applied Energy*, vol. 212, no. August 2017, pp. 109–121, 2018. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.12.031

-
- [162] S. Hou, Y. Zhou, L. Yu, F. Zhang, and S. Cao, "Optimization of the combined supercritical CO₂ cycle and organic Rankine cycle using zeotropic mixtures for gas turbine waste heat recovery," *Energy Conversion and Management*, vol. 160, no. January, pp. 313–325, 2018. doi: 10.1016/j.enconman.2018.01.051
- [163] D. Thanganadar, F. Asfand, and K. Patchigolla, "Thermal performance and economic analysis of supercritical Carbon Dioxide cycles in combined cycle power plant," *Applied Energy*, vol. 255, p. 113836, 2019. doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113836
- [164] R. Jing, M. Wang, Z. Zhang, J. Liu, H. Liang, C. Meng, N. Shah, N. Li, and Y. Zhao, "Comparative study of posteriori decision-making methods when designing building integrated energy systems with multi-objectives," *Energy and Buildings*, vol. 194, pp. 123–139, 2019. doi: 10.1016/j.enbuild.2019.04.023
- [165] H. Sayyaadi and R. Mehrabipour, "Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized tubular recuperative heat exchanger," *Energy*, vol. 38, no. 1, pp. 362–375, 2012. doi: 10.1016/j.energy.2011.11.048
- [166] M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda, and E. Macchi, "Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources - Part B: Techno-economic optimization," *Energy*, vol. 66, pp. 435–446, 2014. doi: 10.1016/j.energy.2013.11.057
- [167] T. Li, Q. Liu, Y. Xu, Z. Dong, N. Meng, Y. Jia, and H. Qin, "Techno-economic performance of multi-generation energy system driven by associated mixture of oil and geothermal water for oilfield in high water cut," *Geothermics*, vol. 89, no. August 2019, p. 101991, 2021. doi: 10.1016/j.geothermics.2020.101991
- [168] C. Sahana, S. De, and S. Mondal, "Integration of CO₂ power and refrigeration cycles with a desalination unit to recover geothermal heat in an oilfield," *Applied Thermal Engineering*, vol. 189, no. November 2020, p. 116744, 2021. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116744
- [169] M.-J. Li, H.-H. Zhu, J.-Q. Guo, K. Wang, and W.-Q. Tao, "The development technology and applications of supercritical CO₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries," *Applied Thermal Engineering*, vol. 126, pp. 255–275, 2017. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.07.173

-
- [170] I. Lee, J. W. Tester, and F. You, “Systems analysis, design, and optimization of geothermal energy systems for power production and polygeneration: State-of-the-art and future challenges,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 109, no. April, pp. 551–577, 2019. doi: 10.1016/j.rser.2019.04.058
- [171] C. Pan, C. E. Romero, E. K. Levy, X. Wang, C. Rubio-Maya, and L. Pan, “Fully coupled wellbore-reservoir simulation of supercritical CO₂ injection from fossil fuel power plant for heat mining from geothermal reservoirs,” *Journal of CO₂ Utilization*, vol. 27, pp. 480–492, 2018. doi: 10.1016/j.jcou.2018.09.003
- [172] B. M. Adams, T. H. Kuehn, J. M. Bielicki, J. B. Randolph, and M. O. Saar, “A comparison of electric power output of CO₂ Plume Geothermal (CPG) and brine geothermal systems for varying reservoir conditions,” *Applied Energy*, vol. 140, pp. 365–377, 2015. doi: 10.1016/j.apenergy.2014.11.043
- [173] E. K. Levy, X. Wang, C. Pan, C. E. Romero, and C. Rubio-Maya, “Use of hot supercritical CO₂ produced from a geothermal reservoir to generate electric power in a gas turbine power generation system,” *Journal of CO₂ Utilization*, vol. 23, pp. 20–28, 2018. doi: 10.1016/j.jcou.2017.11.001
- [174] X. Wang, C. Pan, C. E. Romero, Z. Qiao, A. Banerjee, C. Rubio-Maya, and L. Pan, “Thermo-economic analysis of a direct supercritical CO₂ electric power generation system using geothermal heat,” *Frontiers in Energy*, pp. 1–17, 2021. doi: 10.1007/s11708-021-0749-9
- [175] X. Wang, E. K. Levy, C. Pan, C. E. Romero, A. Banerjee, C. Rubio-Maya, and L. Pan, “Working fluid selection for organic Rankine cycle power generation using hot produced supercritical CO₂ from a geothermal reservoir,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 149, no. December 2018, pp. 1287–1304, 2019. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.112
- [176] A. R. Mohan, U. Turaga, V. Subbaraman, V. Shembekar, D. Elsworth, and S. V. Pisupati, “Modeling the CO₂-based enhanced geothermal system (EGS) paired with integrated gasification combined cycle (IGCC) for symbiotic integration of carbon dioxide sequestration with geothermal heat utilization,” *International Journal of Greenhouse Gas Control*, vol. 32, pp. 197–212, 2015. doi: 10.1016/j.ijggc.2014.10.016

-
- [177] E. Ruiz-Casanova, A. L. Soto-Sánchez, C. Rubio-Maya, C. E. Romero, and E. K. Levy, “Use of Supercritical CO₂ Heated With Geothermal Energy for Power Production Through Direct Expansion and Heat Supply to an ORC Cycle,” in *Proceedings of the ASME 2017 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, vol. 6: Energy, Tampa, Florida, USA, 2017.
- [178] J. B. Randolph and M. O. Saar, “Combining geothermal energy capture with geologic carbon dioxide sequestration,” *Geophysical Research Letters*, vol. 38, no. 10, pp. 1–7, 2011. doi: 10.1029/2011GL047265
- [179] N. Garapati, B. M. Adams, M. R. Fleming, T. H. Kuehn, and M. O. Saar, “Combining brine or CO₂ geothermal preheating with low-temperature waste heat: A higher-efficiency hybrid geothermal power system,” *Journal of CO₂ Utilization*, vol. 42, p. 101323, 2020. doi: 10.1016/j.jcou.2020.101323
- [180] D. Brown, “a Hot Dry Rock Geothermal Energy Concept Utilizing Supercritical CO₂ Instead of Water,” in *Twenty-Fifth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, 2000, pp. 233–238.
- [181] J. B. Randolph and M. O. Saar, “Coupling Geothermal Energy Capture with Carbon Dioxide Sequestration in Naturally Permeable, Porous Geologic Formations: A Comparison with Enhanced Geothermal Systems,” *Geothermal Resource Council Transactions*, vol. 34, pp. 433–437, 2010.
- [182] A. F. Esteves, F. M. Santos, and J. C. Magalhães Pires, “Carbon dioxide as geothermal working fluid: An overview,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 114, no. August, p. 109331, 2019. doi: 10.1016/j.rser.2019.109331
- [183] B. L. Avanthi Isaka, P. G. Ranjith, and T. D. Rathnaweera, “The use of supercritical carbon dioxide as the working fluid in enhanced geothermal systems (EGSs): A review study,” *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 36, p. 100547, 2019. doi: 10.1016/j.seta.2019.100547
- [184] M. A. Emadi and J. Mahmoudimehr, “Modeling and thermo-economic optimization of a new multi-generation system with geothermal heat source and LNG heat sink,” *Energy Conversion and Management*, vol. 189, pp. 153–166, 2019. doi: 10.1016/j.enconman.2019.03.086

Apéndice A

Uso de CO₂ en geotermia

En general existen dos posibilidades para el uso de CO₂ para el aprovechamiento de la energía geotérmica [14, 169]. Por un lado, el CO₂ puede utilizarse como el fluido de trabajo secundario en un sistema de ciclo binario donde como fluido primario (para minar la energía geotérmica del subsuelo) se usa agua/salmuera [170]. Esta opción fue la adoptada en la presente investigación. Por otra parte, el CO₂ se ha propuesto como el fluido de trabajo para extracción de calor geotérmico en el subsuelo, sustituyendo al agua/salmuera utilizada tradicionalmente para este mismo fin. Esto se logra al capturar CO₂ de una fuente de emisión para posteriormente inyectarlo en el subsuelo donde una porción es secuestrada permanentemente mientras que la porción restante absorbe calor geotérmico y es recirculada hacia la superficie [171]. Una vez en la superficie puede expandirse directamente en una turbina para generar trabajo mecánico [172–174], ceder energía a un ciclo de potencia (ciclo binario) [172, 175], combinar los dos conceptos anteriores [176, 177], o utilizarse directamente en aplicaciones donde se requiera calor de proceso, entre otros usos [178]. El sistema completo resultante se denomina como sistema de captura, utilización y secuestro de carbono (CCUS) [179]. La idea de usar CO₂ para minar calor geotérmico fue propuesta inicialmente por Brown [180]. En su trabajo, Brown propuso este concepto para un sistema geotérmico mejorado (EGS) donde el CO₂ se inyecta en yacimientos con porosidad y permeabilidad bajas, induciendo hidrofractura. Posteriormente, Randolph y Saar [181] propusieron aplicar este concepto en un sistema denominado pluma geotérmica de CO₂ (CPG). En los sistemas CPG, a diferencia de lo que sucede en los EGS, no se recurre a la hidrofractura para aumentar la permeabilidad del yacimiento, sino que se utilizan yacimientos naturalmente permeables y porosos. Para mayor información sobre el uso de CO₂ en el subsuelo, en las Refs. [182, 183] se pueden encontrar revisiones bibliográficas sobre sistemas CPG y EGS.

Apéndice B

Uso de redes neuronales artificiales para el modelado

Debido al procedimiento de solución adoptado a partir del Capítulo 3, cada simulación requirió un tiempo considerable para llevarse a cabo. Además, para las optimizaciones multiobjetivo, el NSGA-II requiere ejecutar bastantes simulaciones (evaluaciones de las funciones objetivo). Debido a esto, cada ejecución de la optimización multiobjetivo tardó horas o incluso días en completarse.¹ Pensando en análisis posteriores y con el fin de reducir el tiempo requerido para los cálculos, en este apéndice, se presenta una evaluación del uso de una red neuronal artificial (ANN) para modelar el sistema IRBC A1.

Para este propósito, se generó un conjunto de datos de entrenamiento mediante 1200 simulaciones hechas variando aleatoriamente los datos de entrada (las variables de diseño) dentro de los mismos límites de la Tabla 4.6. Con este conjunto, se entrenó una ANN de ajuste de función incorporada en MATLAB. La arquitectura de las capas ocultas se determinó mediante prueba y error variando tanto el número de capas como el número de neuronas en cada una hasta obtener resultados satisfactorios. Para la validación de la ANN, esta se alimentó con un conjunto de datos de entrada generados aleatoriamente. Luego, las salidas obtenidas de la ANN se compararon con las salidas originales, i.e., las salidas del modelo matemático para estos mismos datos de entrada. Como medida de cercanía de los resultados entre ambos modelos, se utilizó la R^2 (coeficiente de determinación) [184]. La comparación se presenta gráficamente en la Figura B.1. Se observa

¹Para las simulaciones del Capítulo 4, se utilizó MATLAB R2021a en una laptop con chip Apple M1 de 8 núcleos, 3.2 GHz; y 8 GB de memoria RAM. Además las corridas de optimización se llevaron a cabo en paralelo utilizando todos los núcleos de la CPU.

que la R^2 tanto para la potencia neta como para el NPV están cerca de la unidad, por lo que el modelo ANN se consideró confiable.

Finalmente, se realizó una corrida de optimización multiobjetivo utilizando el modelo ANN en lugar del modelo matemático. La Figura B.2 muestra las fronteras de Pareto tanto para el modelo matemático como para el modelo ANN. Como se puede observar, la frontera de Pareto generada por el modelo ANN es similar a la conseguida con el modelo matemático (presentado en la Figura 4.11 d)). El tiempo requerido para llevar a cabo esta optimización fue de unos pocos segundos a diferencia del enfoque original con el modelo matemático el cual llevó hasta un día. Sin embargo, para la generación de los conjuntos de datos y el desarrollo de la ANN se requirieron algunas horas. A pesar de esto último, el uso de la ANN reduce considerablemente el tiempo requerido. Por lo tanto, es razonable utilizar modelos ANN para realizar análisis de este tipo de sistemas relativamente complejos, esto con el fin de ahorrar tiempo al hacer los cálculos aunque sacrificando la precisión de los mismos. La configuración de la ANN resultante se muestra en la Figura B.3, esta consta de una capa de entrada de 8 neuronas (número de variables de decisión); dos capas ocultas de 16 y 10 neuronas para la primera y segunda, respectivamente; y una capa de salida de 2 neuronas, para la potencia neta generada y el NPV, respectivamente.

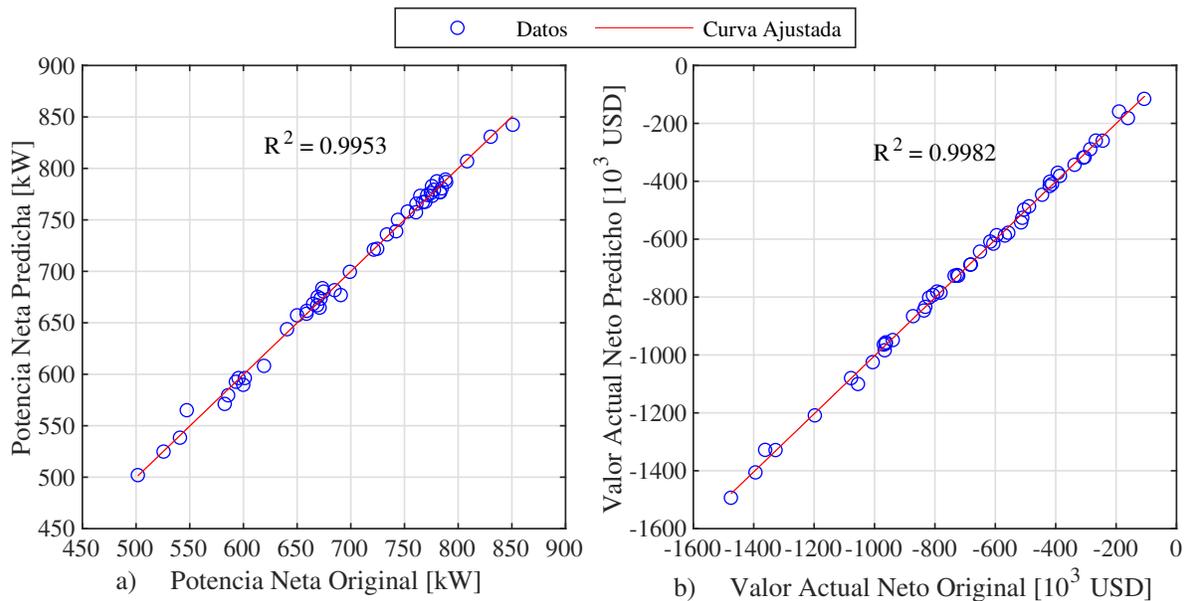


Figura B.1. Validación de la ANN.

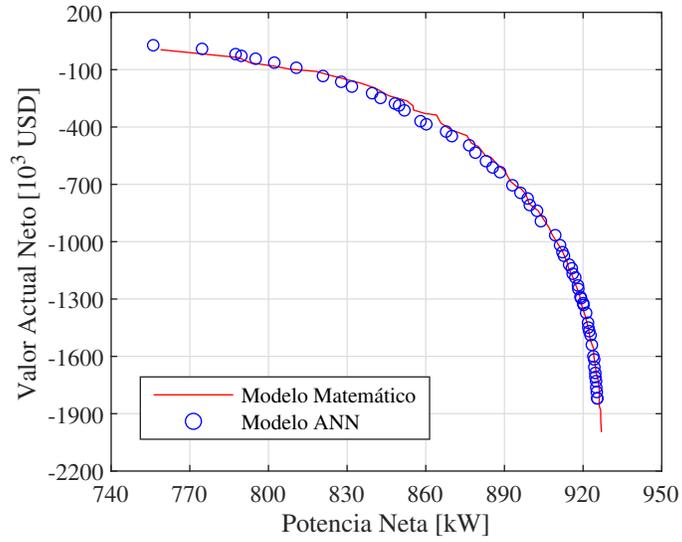


Figura B.2. Fronteras de Pareto halladas con los modelos matemático y basado en la ANN (IRBC A1).

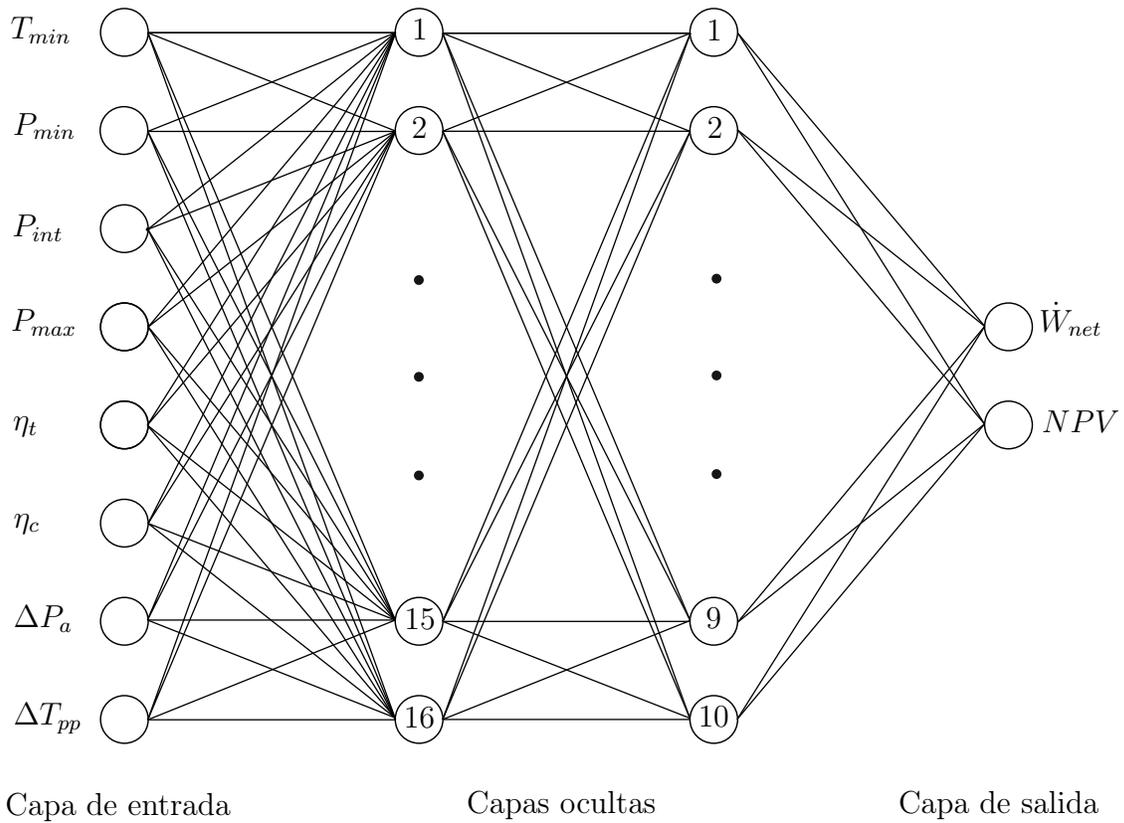


Figura B.3. Esquema de la ANN.

Apéndice C

Publicaciones y participaciones en congresos

A partir del desarrollo de esta investigación, se generaron algunas publicaciones y participaciones en congresos, las cuales se listan a continuación:

- **E. Ruiz-Casanova**, C. Rubio-Maya, J. J. Pacheco-Ibarra, V. M. Ambriz-Díaz, C. E. Romero, and X. Wang, “Thermodynamic analysis and optimization of supercritical carbon dioxide Brayton cycles for use with low-grade geothermal heat sources,” *Energy Conversion and Management*, vol. 216, p. 112978, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112978.
- **E. Ruiz-Casanova**, C. Rubio-Maya, L. A. Ibarra-Bracamontes, and C. Mendoza-Covarrubias, “Comparación energética entre un ORC y un ciclo Brayton supercrítico para uso de recurso geotérmico de media temperatura,” in *Memorias del Congreso Internacional de Investigación Academia Journals Morelia 2019*, 2019, vol. 11.
- **E. Ruiz-Casanova**, A. L. Soto-Sánchez, C. Rubio-Maya, C. E. Romero, and E. K. Levy, “Use of Supercritical CO₂ Heated With Geothermal Energy for Power Production Through Direct Expansion and Heat Supply to an ORC Cycle,” in *Proceedings of the ASME 2017 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2017, vol. 6: Energy, doi: 10.1115/imece2017-72005.

Además de los trabajos anteriores, a la fecha en que se terminó de redactar este documento, el siguiente artículo (basado en los resultados del Capítulo 4) está siendo

considerado para su publicación en una excelente revista:

- **E. Ruiz-Casanova**, C. Rubio-Maya, J.J. Pacheco-Ibarra, V.M. Ambriz-Díaz, C.J. Torres Pacheco, C.E. Romero, “Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of supercritical carbon dioxide Brayton cycles driven by low-grade geothermal heat sources,” *Applied Energy*, En revisión.

Por otra parte, se colaboró de manera paralela en investigaciones similares a la presentada en esta tesis, y se produjeron los siguientes artículos:

- V. M. Ambriz-Díaz, C. Rubio-Maya, O. Chávez, **E. Ruiz-Casanova**, and E. Pastor-Martínez, “Thermodynamic performance and economic feasibility of Kalina, Goswami and Organic Rankine Cycles coupled to a polygeneration plant using geothermal energy of low-grade temperature,” *Energy Conversion and Management*, vol. 243, p. 114362, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.114362.
- V. M. Ambriz-Díaz, C. Rubio-Maya, **E. Ruiz-Casanova**, J. Martínez-Patiño, and E. Pastor-Martínez, “Advanced exergy and exergoeconomic analysis for a polygeneration plant operating in geothermal cascade,” *Energy Conversion and Management*, vol. 203, p. 112227, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112227.