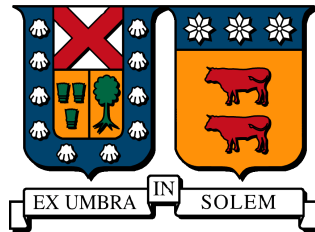


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



MODELACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE CICLOS BRAYTON
DE RECOMPRESIÓN CON $s\text{CO}_2$ EN ESTADO
CUASI-ESTACIONARIO PARA DIFERENTES
CONDICIONES AMBIENTALES Y DE OPERACIÓN

FAUSTINO ANDRÉS CORREA MUÑOZ

TESIS DE GRADO PARA OPTAR AL GRADO DE:
MAGÍSTER EN CIENCIAS DE INGENIERÍA MECÁNICA
Y AL TÍTULO DE:
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA: Ph.D. RODRIGO BARRAZA VICENCIO
PROFESOR CO-REFERENTE: Ph.D. JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS
PROFESOR CO-REFERENTE: Ph.D. MAURICIO OSSES ALVARADO

ABRIL 2019

TÍTULO DE LA TESIS: Modelación y optimización de ciclos Brayton de recompresión con sCO₂ en estado cuasi-estacionario para diferentes condiciones ambientales y de operación.

AUTOR: Faustino Andrés Correa Muñoz.

TRABAJO DE TESIS, presentado en cumplimiento parcial de los requisitos para el Grado de Magíster en Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica Federico Santa María.

Ph.D. Rodrigo Barraza Vicencio

Ph.D. Mauricio Osses Alvarado

Ph.D. José Miguel Cardemil Iglesias (Universidad de Chile)

Santiago, Chile. Abril de 2019.

Agradecimientos

Se agradece el aporte financiero al programa de becas magíster nacional de CONICYT convocatoria 2017 y al programa de iniciación e innovación científica (PIIC) de la Universidad Técnica Federico Santa María.

Resumen

Esta Tesis tiene la finalidad de desarrollar un modelo computacional para ciclos Brayton de recompresión con dióxido de carbono en condición supercrítica ($s\text{CO}_2$) con enfriamiento en seco por aire para estudiar variaciones provenientes desde la fuente de calor y las condiciones ambientales. Estos ciclos de potencia son interesantes en tecnologías como plantas nucleares, concentración solar de potencia, plantas geotérmicas, ciclos combinados y acoplados a celdas de combustibles. El modelo fue desarrollado para ser acoplado a cualquier fuente de calor mencionada con anterioridad. El código desarrollado es versátil para encontrar el punto de diseño bajo cualquier cambio en los parámetros de entrada (potencia neta de salida, temperatura de entrada a la turbina o compresor, presiones de trabajo, caída de presión del sistema).

Posteriormente se desarrolla un modelo fuera de diseño para estudiar los efectos sobre la eficiencia térmica del ciclo Brayton de recompresión bajo variaciones del calor de entrada y condiciones ambientales. Para ello se propone realizar un mapeo para diferentes condiciones de entrada variables: temperatura ambiente y calor recibido, Obteniendo polinomios de interpolación que determinan la eficiencia térmica del ciclo.

Por otro lado se estudia el impacto de considerar un enfriador discretizado y con propiedades constantes. Se demuestra que al considerar propiedades constantes se obtienen diferencias desde 15 % hasta 17 % en la conductancia del enfriador.

Abstract

In this thesis a computational model was developed for recompression Brayton cycles with carbon dioxide in supercritical condition (sCO₂) with dry cooling to study variations coming from the heat source and the environmental conditions. These power cycles are interesting in technologies such as nuclear power plants, solar power concentrators, geothermal plants, combined cycles and coupled to fuel cells. The model was developed to be coupled to any heat source mentioned above. The developed code is versatile to find the design point under any change in input parameters (net output power, turbine or compressor inlet temperature, pressures, system pressure drop).

An off design model was developed to study the effects on thermal efficiency of the recompression Brayton cycle under variations of input heat and environmental conditions. To do this, it is proposed to perform a mapping for different variable input conditions: ambient temperature and received heat, obtaining interpolation polynomials that determine the thermal efficiency of the cycle.

On the other hand, the impact of considering a discretized cooler with constant properties is studied. It is shown that when considering constant properties differences are obtained from 15 % to 17 % in the conductance of the cooler.

Glosario

A : Área (m^2)

A_t : Área transversal (m^2)

C : Velocidad Spouting ($m s^{-1}$)

\dot{C} : Capacitancia ($W K^{-1}$)

C_r : Capacitancia reducida (adimensional)

D : Diámetro (m)

f : Coeficiente de fricción de Darcy (adimensional)

h : entalpía ($J kg^{-1}$)

H : Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W m^{-2} K^{-1}$)

HTR: Recuperador de calor de alta temperatura

L : Largo (m)

LTR: Recuperador de calor de baja temperatura

\dot{m} : Flujo másico ($kg s^{-1}$)

N : Velocidad angular (s^{-1})

NTU : Unidades de transferencia de calor (adimensional)

Nu : Número de Nusselt (adimensional)

P : Presión (Pa)

\dot{Q} : Potencia térmica (W)

R : Resistencia térmica ($K W^{-1}$)

Re : Número de Reynolds (adimensional)

sCO_2 : dióxido de carbono supercrítico

T : Temperatura (K)

U : Velocidad radial ($m s^{-1}$)

UA : Conductancia térmica ($W K^{-1}$)

v : razón de velocidades (adimensional)

V : Velocidad de flujo ($m s^{-1}$)

\dot{w} : Potencia mecánica específica ($W kg^{-1}$)

\dot{W} : Potencia mecánica (W)

Símbolos Griegos

α : Coeficiente de transferencia de calor modificado ($W m^{-2}K^{-1}$)

ε : efectividad térmica (adimensional)

η : Eficiencia (adimensional)

η^* : Eficiencia modificada (adimensional)

κ : Conductividad térmica ($W m^{-1}K^{-1}$)

μ : viscosidad dinámica ($Pa s$).

ρ : Densidad ($kg m^{-3}$)

ϕ : Coeficiente de flujo (adimensional)

ϕ^* : Coeficiente de flujo modificado (adimensional)

φ : Fracción de recompresión (adimensional)

ψ : Coeficiente de presión (adimensional)

ψ^* : Coeficiente de presión modificado (adimensional)

Sub-índices

0: Diseño

aprox: Aproximado

c: compresor

C, cold: frío

cooler: Enfriador

ext: Exterior

H, hot: caliente

in: entrada

int: Interior

max: máximo

min: mínimo

neto: Neto

out: salida

rc: recompresor

s: isentrópico

t: turbina

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Estado supercrítico	1
1.2. Aplicaciones del ciclo Brayton de sCO ₂	3
1.3. Objetivos	4
1.3.1. Objetivo principal	4
1.3.2. Objetivos secundarios	4
2. Estado del arte	5
3. Modelo computacional	10
4. Validación	29
4.1. Validación ciclo Brayton de recompresión: Estado estacionario	29
4.2. Validación Enfriador	30
4.3. Impacto de enfriador discretizado	32
5. Resultados	35
5.1. Punto de diseño	35
5.2. Análisis estacionario	36
5.3. Análisis en operación bajo condiciones variables	38

Índice de figuras

1.1. Diagrama Temperatura-volumen específico para alguna sustancia [1].	2
1.2. Zona supercrítica [2].	2
1.3. Propiedades del sCO ₂ en cercanías al punto crítico [3].	3
1.4. Factor de compresibilidad en cercanías del punto crítico [4].	3
3.1. Ciclo Brayton de recompresión usando sCO ₂	11
3.2. Mapa de rendimiento para la turbina operando con sCO ₂ reportado por Conboy et al. [5].	12
3.3. Eficiencia turbina en función de la razón de velocidades, basado en el trabajo de Dyreby [6].	13
3.4. Mapa de rendimiento para el compresor reportado por Wright et al. [7].	14
3.5. Eficiencia compresor en función del coeficiente de flujo modificado, basado en el trabajo de Dyreby [6].	15
3.6. Aero-condensador utilizado [8].	20
3.7. Diagrama de bloque del algoritmo de diseño.	24
3.8. Diagrama de bloque del algoritmo de optimización con respecto a la distribución de Con- ductancia de los recuperadores de calor.	25
3.9. Diagrama de bloque del algoritmo de optimización con respecto a la fracción de recom- presión.	25
3.10. Diagrama global de optimización para el ciclo de recompresión.	26

3.11. Diagrama de bloque del algoritmo fuera de diseño.	27
3.12. Diagrama de bloque del algoritmo fuera de diseño.	28
4.1. Eficiencia térmica como una función de la fracción de recompresión para diferentes conductancias. Modelo de referencia tomado de [6].	30
4.2. Validación enfriador.	31
4.3. Error relativo para la conductancia del enfriador.	33
4.4. Error relativo para la conductancia del enfriador.	33
4.5. Error relativo para la conductancia del enfriador.	34
5.1. Curva de isofracción de recompresión.	36
5.2. Curva de isoeficiencia en función de la temperatura de salida del enfriador y la fracción de recompresión.	37
5.3. Ciclo Brayton de recompresión usando sCO ₂ con compresor desacoplado.	39
5.4. Eficiencia para fracción de recompresión fija con compresor acoplado.	39
5.5. Eficiencia para fracción de recompresión fija con compresor desacoplado.	40
5.6. Eficiencia para fracción de recompresión variable con compresor desacoplado.	41
5.7. Fracción de recompresión optimizada para compresor desacoplado.	42

Índice de tablas

2.1. Resumen artículos citados	8
3.1. Correlaciones de transferencia de calor.	19
3.2. Dimensiones aerocondensador [8].	20
4.1. Condiciones de operación para la validación [6].	30
5.1. Parámetros principales del punto de diseño.	35

Capítulo 1

Introducción

Los ciclos Brayton con dióxido de carbono supercrítico ($s\text{CO}_2$) como fluido de trabajo fueron propuestos como una alternativa al ciclo Rankine de vapor [9]. Esto debido a sus propiedades en las cercanías del punto crítico ($30.98\text{ }^\circ\text{C}$ y una presión de 7.377 MPa), donde es un gas denso que se comporta casi como una sustancia incompresible ($Z \approx 0,2 - 0,5$), permitiendo que el compresor requiera menos trabajo en comparación con los ciclos Brayton convencionales [4, 9]. Además el $s\text{CO}_2$ es menos corrosivo comparado con el vapor a las mismas temperaturas, por lo cual los ciclos de Brayton de $s\text{CO}_2$ pueden utilizar temperaturas mayores en la entrada de la turbina [10, 11], lo que incrementa su eficiencia potencial. El tamaño de las turbomáquinas se ve reducido llegando a ser del orden de diez veces más pequeñas comparadas a las de los ciclos Rankine de vapor [12], lo que debería repercutir en menores costos de inversión.

1.1. Estado supercrítico

Para comenzar a hablar del estado supercrítico de alguna sustancia, debemos explicar el cambio de fase desde líquido a gas y el punto crítico. Del lado izquierdo de la campana tenemos estado líquido, del derecho tenemos vapor y dentro de la campana conviven ambas fases. Esto se cumple hasta cierto

punto (crítico) donde ya no es posible distinguir la fase líquida de la gaseosa y se ubica en la cresta de la campana. Como muestra la siguiente figura 1.1:

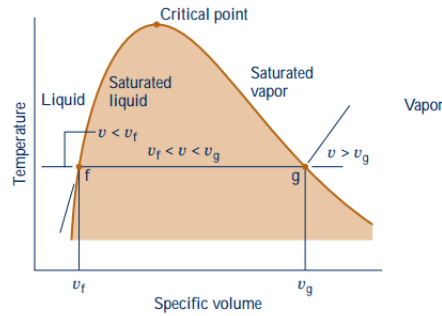


Figura 1.1: Diagrama Temperatura-volumen específico para alguna sustancia [1].

Para el dióxido de carbono el punto crítico se encuentra a una temperatura de 30.98 [°C] y una presión de 7.377 [MPa]. Cualquier presión y temperatura por sobre el estado crítico lo denotaremos como zona supercrítica, en la figura 1.1 se muestra en la sección achurada.

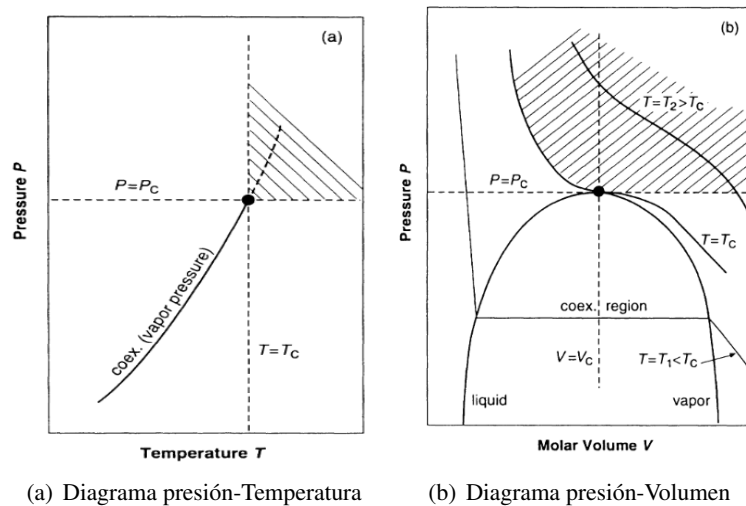
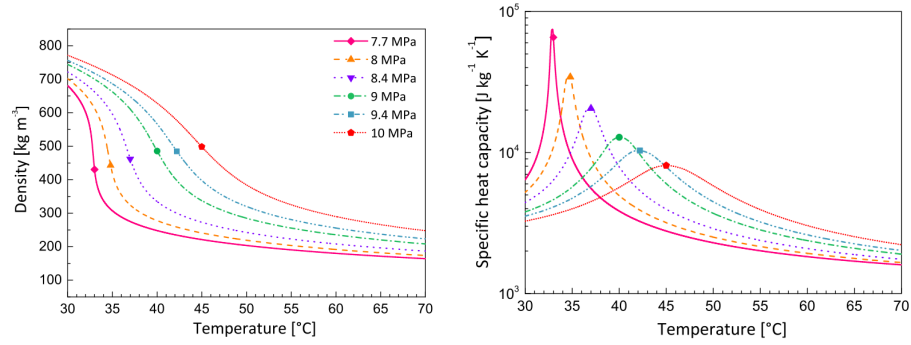


Figura 1.2: Zona supercrítica [2].

Las propiedades en cercanías al punto crítico cambian radicalmente. A continuación se muestra en la figura 1.1 como varía la densidad y el calor específico para presiones sobre el punto crítico.

La densidad en estado crítico es $\rho_c = 467[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$, lo cual lo trata como un fluido denso. Para demostrar esto, en las cercanías del punto crítico el factor de compresibilidad Z cambia de 0.2 a 0.5 [4]



(a) Densidad en función de la temperatura (b) Calor específico en función de la temperatura

Figura 1.3: Propiedades del sCO₂ en cercanías al punto crítico [3].

como se muestra a continuación:

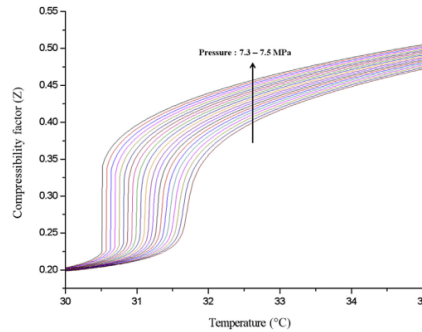


Figura 1.4: Factor de compresibilidad en cercanías del punto crítico [4].

1.2. Aplicaciones del ciclo Brayton de sCO₂

Los ciclos Brayton de sCO₂ pueden ser una alternativa al ciclo Rankine de vapor independiente del origen de la fuentes de calor [2, 4, 13], pueden ser considerados en acoplamiento con energía nuclear en reactores de agua a presión, reactores nucleares de nueva generación y reactores de fusión nuclear [14–17]. Otra aplicación es para fuentes fósiles en ciclos combinados, donde el ciclo Brayton de sCO₂ es el ciclo superior y el ciclo inferior es un ciclo convencional de gas [18]. Por otro lado, también se ha propuesto como una alternativa reciente para plantas de concentración solar (CSP) [19, 20], en plantas geotérmicas [21] y acoplados a celdas de combustible [22, 23].

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo principal

El objetivo principal de esta investigación es realizar un modelo de ciclos Brayton de recompresión que utilice dióxido de carbono supercrítico que opere en condiciones fuera de diseño y generar curvas de rendimiento en base a la temperatura ambiente y el calor suministrado.

1.3.2. Objetivos secundarios

Los objetivos específicos de este trabajo se muestran a continuación:

- Realizar un estudio del estado del arte sobre modelos computacionales disponibles en la literatura y reportes empíricos de componentes.
- Programar un modelo computacional para simular un ciclo Brayton $s\text{CO}_2$ para condiciones fuera de diseño.
- Estudiar la dependencia de la fracción de recompresión bajo condiciones variables (temperatura ambiente).
- Generar curvas de rendimiento para diferentes condiciones de operación en función de la temperatura ambiente y el calor suministrado al ciclo.

Capítulo 2

Estado del arte

Los ciclos Brayton de $s\text{CO}_2$ se pueden clasificar como de flujo simple o flujo dividido. El ciclo Brayton de $s\text{CO}_2$ de recompresión (mostrado en la Figura 3.10) es un ciclo de flujo dividido y es considerado como uno de las alternativas más eficientes sin aumentar en demasía la complejidad del sistema [4]. Los estudios del ciclo de recompresión se han focalizado principalmente en operación estado estacionario, para estudiar las condiciones de diseño óptimas. Los parámetros más significativos que afectan la eficiencia del ciclo de recompresión fueron descritos por Reyes-Balmonte et al. [24], los cuales corresponden a la temperatura de entrada de la turbina y compresor, la efectividad de los recuperadores de calor y la fracción de recompresión. Padilla et al. [25] estudió el rendimiento de diferentes configuraciones del ciclo Brayton con $s\text{CO}_2$ integrando recibidores solares, determinando que para este ciclo sea competitivo con la alternativa tradicional Rankine a la entrada de la turbina se debe tener una temperatura entre $700\text{-}750^\circ\text{C}$ y que la presión debe estar entre $24.2\text{-}25.9$ MPa. Estos resultados son producto de optimizar en base a balances de energía y exergía.

Luu et al. [26] desarrolló dos estrategias para la operación de los ciclos Brayton $s\text{CO}_2$ integrados a sistemas de concentración solar basados en la optimización del flujo másico y la fracción de recompresión, utilizando dos estrategias con respecto a la temperatura de entrada de la turbina: modo de temperatura

flexible y modo de temperatura constante. Zhao et al. [27] realizó una optimización multiobjetivo para encontrar la máxima eficiencia térmica y el menor coste global del ciclo (tamaño de equipos) variando la temperatura de entrada a la turbina y la relación de presiones del ciclo utilizando un método de red neuronal. Ambos estudios no abordan un análisis detallado del enfriador del sistema de potencia.

Para fuentes de calor con torres de concentración solar, Seidel et al. [28] desarrolló un modelo de ciclos Brayton de $s\text{CO}_2$ simulando el comportamiento anual y mensual de la planta. Seidel enfatizó en discretizar los intercambiadores de calor, concluyendo que no es necesario más de dos nodos para los recuperadores y para el enfriador desde 10 nodos no presenta cambios significativos, la diferencia entre ambos es que el enfriador opera en la vecindad al punto crítico del $s\text{CO}_2$ [28]. Gavic et al. [29] determinó que el medio más efectivo para enfriamiento es por agua en desmedro de enfriamiento por aire o híbrido (una etapa de agua y la siguiente de aire), pero se debe considerar que no es un recurso abundante y siempre disponible en los lugares donde las plantas de concentración solar (una de las alternativas de suministro de calor al ciclo de potencia de $s\text{CO}_2$) son instaladas, por ello se sugiere un enfriamiento en seco utilizando aire. El modelo de Gavic es un enfriador discretizado que incluye los efectos de la caída de presión en el análisis.

Los estudios mencionados con anterioridad se han focalizado principalmente en operación en estado estacionario. Dyreby [6] fue de los primeros autores en estudiar ciclos de $s\text{CO}_2$ en condiciones fuera de diseño. Su trabajo se basó en extrapolar los datos experimentales obtenidos en el Laboratorio Sandia [5, 7] a turbomáquinas de mayor escalas a través de un análisis dimensional. Dyreby en sus estudios considera este análisis para asignarles a las turbomáquinas eficiencia isentrópica en función del tamaño de la turbomáquina, estado de entrada del $s\text{CO}_2$ y revoluciones del eje. Además, el estudio considera que la transferencia de calor dentro de los recuperadores de calor también se ve afectada bajo condiciones fuera de diseño, y lo resuelve realizando un análisis dimensional. De igual manera considera que la caída de presión se ve modificada. El estudio no incluye el enfriador y la temperatura de entrada al compresor

se mantiene constante.

Establecer la temperatura a la entrada del compresor (salida del enfriador) es un parámetro de diseño para muchos estudios [6, 24, 30–32]. Si se escoge una temperatura de diseño a la entrada del compresor baja o cercana al punto crítico (30-35 °C) la eficiencia térmica se ve afectada en forma considerable en condiciones fuera de diseño, por lo difícil que es acercarse a este punto [30, 31]. Por el contrario, si la temperatura de diseño a la entrada del compresor es alta (sobre los 40 °C), la eficiencia térmica decrece, pero su comportamiento en condiciones fuera de diseño no varía de forma considerable [24].

Singh et al. [33] estudió para un ciclo Brayton sCO₂ de regeneración su comportamiento bajo variaciones de calor de entrada (calentamiento directo del sCO₂ mediante sistema de cilindros parabólicos) y variaciones en la temperatura ambiente. Las simulaciones son realizadas para días específicos en verano e invierno. Se determina que la temperatura a la entrada a la turbina debe ser controlada activamente para obtener un ciclo eficiente. Además se muestra que la temperatura ambiental repercute negativamente en la eficiencia térmica en los días de verano debido a las altas temperaturas ambiente.

Berthet et al. [32] propone un modelo numérico quasi estacionario para cinco diferentes configuraciones: Simple, Pre-compresión, Regeneración, Recompresión y Recalentamiento. Su trabajo contempla simulaciones en condiciones fuera de diseño para una planta solar ubicada en el desierto de Chile. Berthet propone que la fracción de recompresión variable puede ser ajustada y controlada en función de la temperatura ambiente produciendo mejoras de eficiencia térmica del ciclo. Para un día específico, el caso de estudio mostró una mejora del 6 % para el trabajo de salida. Berthet discretizó en sub-intercambiadores los recuperadores de calor. El enfriador corresponde a un intercambiador de calor a contraflujo con aire y lo resuelve mediante el método ε -NTU.

De la Calle et al. [3] realizó un estudio de como se ve afectada la eficiencia térmica y la potencia de salida en función de variaciones de temperatura ambiente en locaciones específicas para ciclos Brayton de recompresión con sCO₂ acoplado a una planta CSP. Para determinar las condiciones de diseño en cual-

quier locación lo hace en base a la distribución anual de temperatura ambiente en dicha locación. Además obtiene polinomios de interpolación en función de la temperatura ambiente y de la temperatura a la entrada del compresor para determinar la eficiencia térmica y la potencia de salida del ciclo. Este estudio no realiza una discretización del enfriador lo cual se cree que al considerar propiedades constantes puede conllevar a errores significativos en el modelo. La tabla 2.1 resume los principales autores mencionados en este artículo.

Autor	ciclo	Fuente de calor	estado
Reyes-Balmonte et al. [24]	recompresión	CSP	estacionario
Padilla et al. [25]	Simple - Recompresión	CSP	estacionario
Luu et al. [26]	Simple-recompresión	CSP-fósil	estacionario-transiente
Zhao et al. [27]	Simple-recompresión	Nuclear	estacionario
Seidel et al. [28]	regeneración	CSP	estacionario
Dyreby et al. [6]	recompresión	-	transiente
Singh et al. [33]	Regeneración	CSP	transiente
Berthet et al. [32]	Simple-recompresión	Solar directo	transiente
De la Calle et al. [3]	Recompresión	CPS	transiente

Tabla 2.1: Resumen artículos citados

En este estudio se propone un modelo computacional quasi-estacionario para ciclos de recompresión con $s\text{CO}_2$ con enfriamiento seco por aire para el estudio de variaciones provenientes de la fuente de calor y de las condiciones ambientales. Se propone un modelo independiente del tipo de fuente de calor. El modelo encuentra el punto de diseño bajo parámetros de entrada: Potencia neta de salida, conductancia total de los recuperadores de calor, revoluciones del eje, caída de presión del ciclo, temperatura de entrada en la turbina y temperatura de entrada al compresor. Con estos parámetros se realiza la optimización de la eficiencia térmica del ciclo en función de la fracción de recompresión y la conductancia de cada recuperador (recuperador de alta temperatura HTR y recuperador de baja temperatura LTR). Con la optimización hecha se determinan los parámetros faltantes: flujo másico de $s\text{CO}_2$, conductancia de enfriador, flujo másico de aire de enfriamiento diámetros de turbomáquinas. Posteriormente se realiza un modelo bajo condiciones fuera de diseño en el cual se analiza la dependencia de dos variables de entrada, el calor suministrado y la temperatura ambiente. Con el modelo fuera de diseño se determinan polinomios de in-

terpolación para determinar la eficiencia térmica del ciclo. Además se realiza un estudio de la importancia de discretizar el enfriador.

Capítulo 3

Modelo computacional

La configuración estudiada se muestra en la figura 3.10 la cual corresponde a un ciclo Brayton de recompresión utilizando sCO₂ como fluido de trabajo. La relación de presión es 3.125, la presión mínima es 8 MPa y la máxima 25 MPa. El ciclo comienza con el calentamiento del sCO₂ en el calentador y este lo abandona a 700°C (estado 0) para posteriormente ser expandido en la turbina (estado 1) y generar potencia en el eje. Luego el fluido comienza dos etapas de recuperación de calor: la primera de alta temperatura (HTR) y la segunda de baja temperatura (LTR). El flujo es dividido posteriormente en dos corrientes (estado 3), el flujo principal va hacia la etapa de enfriamiento ($1 - \varphi$ del total del flujo) y la otra llamada fracción de recompresión (φ del total del flujo) se dirige directamente hacia un segundo compresor denominado recompresión. En la etapa de enfriamiento se llega a las cercanías del punto crítico (estado 4), donde luego es comprimido en el compresor principal (estado 5), esta corriente es calentada en el LTR (estado 6) y posteriormente se vuelven a unir con el flujo proveniente del recompresor (estado 7) para recuperar calor en el HTR y volver a entrar en el calentador nuevamente (estado 8), con lo que termina el ciclo. La turbina y el compresor principal están conectados al mismo eje. El recompresor está acoplado a un motor externo.

El modelo numérico se construye en base a los balances de masa y energía en un ciclo de sCO₂

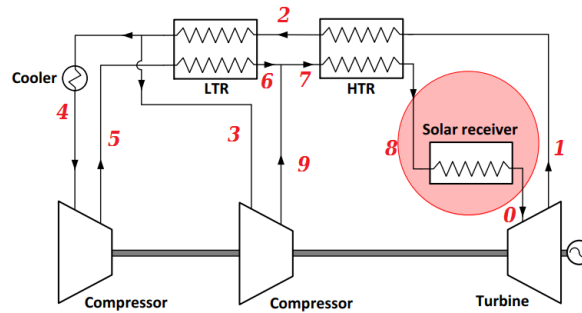


Figura 3.1: Ciclo Brayton de recompresión usando sCO₂.

de recompresión compatible con cualquier fuente de calor, como el que se presenta en la Figura 3.10. EL modelo computacional se desarrolló en el lenguaje de programación C [34], separando un programa principal y subprogramas. El programa principal ejecuta al ciclo completo y los subprogramas tienen la función de optimizar, y resolver las ecuaciones de balances de energía, masa y transferencia de calor correspondiente a cada componente. Las propiedades termodinámicas del sCO₂ y aire son extraídas de COOLPROP [35].

Para la condición de diseño de la planta, se establecen como potencia de salida útil en el eje 140 MW, una capacitancia total de 50 MW K⁻¹ en los recuperadores de calor y la velocidad de giro de los ejes en las turbomáquinas de 75.000 rpm [32]. Además la temperatura de entrada de la turbina es de 700°C, y una temperatura de entrada al compresor de 40°C [3]. Los componentes utilizados se programan como funciones separadas siguiendo los balance de energía, balance de masa y las ecuaciones de transferencia de calor, según corresponda. No se consideran caídas de presión ni pérdidas de calor en las tuberías. La temperatura ambiente de diseño se considera 30°C.

Turbina: El comportamiento de la turbina fue estudiado por Conboy et al. [5], entregando mapas de rendimiento para ciertas condiciones de operación como se muestra en la Figura 3.2, donde se presenta el cambio de entalpía corregida como función del flujo másico corregido. Además se indican las curvas de isoeficiencia. La eficiencia isentrópica máxima alcanzada por la turbina es 86 %.

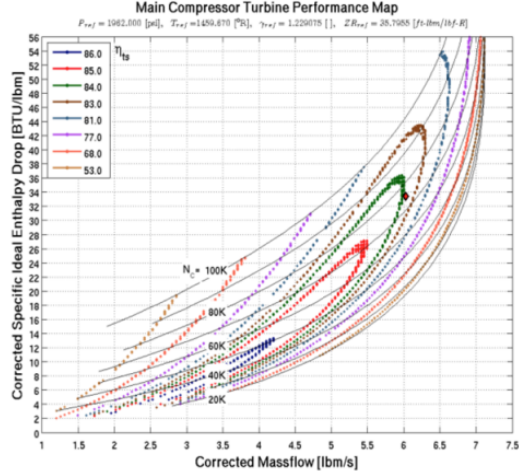


Figura 3.2: Mapa de rendimiento para la turbina operando con sCO₂ reportado por Conboy et al. [5].

La entalpía a la salida de la turbina se determina a través del balance de energía presentado en ecuación 3.1. Donde $h_{t,out}$ es la entalpía a la salida, $h_{t,in}$ es la entalpía de entrada, $\eta_{t,isen}$ es la eficiencia isentrópica y $h_{t,out,s}$ es la entalpía isentrópica a la salida.

$$h_{t,out} = h_{t,in} - \eta_{t,isen} \cdot (h_{t,in} - h_{t,out,s}) \quad (3.1)$$

La condición de entrada a la turbina, presión y temperatura, son definidas previamente (condición de diseño) y por lo tanto conocidas. Para determinar la eficiencia isentrópica $\eta_{t,isen}$ de la turbina se multiplica la eficiencia máxima ($\eta_{t,s} = 0.86$) por la eficiencia por pérdidas aerodinámicas (η_{air}) presentado en ecuación 3.2 [6].

$$\eta_{t,isen} = \eta_{t,s} \cdot \eta_{air} \quad (3.2)$$

La eficiencia por pérdidas aerodinámicas (η_{air}) se determina por la ecuación 3.3 que depende de la razón de velocidades $v = U/C_s$ que es la relación entre la velocidad radial U y la spouting velocity $C_s = \sqrt{2\Delta h_i}$. La ecuación 3.3 fue propuesta por Dyreby y alcanza su máxima eficiencia isentrópica cuando $v = 0,7477$ [6].

$$\eta_{air} = 1,0626v^4 - 3,0874v^3 + 1,3668v^2 + 1,3567v + 0,17992118 \quad (3.3)$$

La Figura 3.3 muestra $\eta_{t,isen}$ como función de la razón de velocidades v .

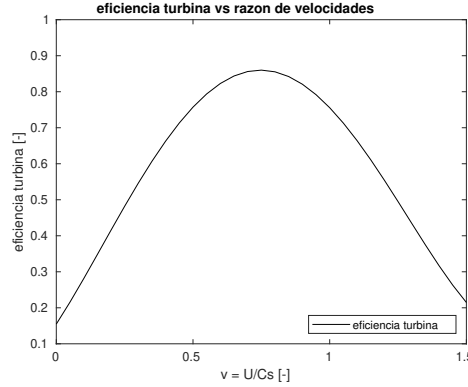


Figura 3.3: Eficiencia turbina en función de la razón de velocidades, basado en el trabajo de Dyreby [6].

$h_{t,out,s}$ se determina a condición isentrópica y a la presión a la salida de la turbina. La potencia de salida de la turbina está dado por la ecuación 3.4, donde parte es utilizada para mover los compresores y el resto es la potencia neta generada por el bloque de potencia.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_{t,in} - h_{t,out}) \quad (3.4)$$

$$\dot{w}_t = (h_{t,in} - h_{t,out}) \quad (3.5)$$

Compresor: Los mapas de operación del compresor fueron estudiados por Wright et al. [7] en el Laboratorio Sandia, como se muestra en la figura 3.4. Dyreby [6] realizó una extrapolación mediante análisis dimensional sobre los coeficientes de flujo $\phi = \dot{m}\rho^{-1}U^{-1}D^{-2}$, el coeficiente de presión $\psi = \Delta h_i U^{-2}$ [36]. Además, Dyreby modificó los coeficientes unificando todas las diferentes curvas agregando un término dependiente de las revoluciones del eje. Donde ψ_i^* , ϕ^* y η^* son el coeficiente modificado de presión, coeficiente modificado de flujo y la eficiencia modificada, respectivamente [6]. Estos coeficien-

tes quedan representados por las ecuaciones 3.6, 3.7 y 3.8.

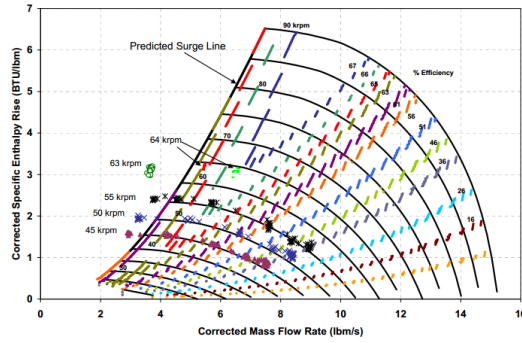


Figura 3.4: Mapa de rendimiento para el compresor reportado por Wright et al. [7].

$$\phi^* = \frac{\dot{m}}{\rho U D^2} \left(\frac{N}{N_0} \right)^{1/5} \quad (3.6)$$

$$\psi_i^* = \frac{\Delta h_i}{U^2} \left(\frac{N}{N_0} \right)^{(20\phi^*)^3} \quad (3.7)$$

$$\eta^* = \eta \left(\frac{N}{N_0} \right)^{(20\phi^*)^5} \quad (3.8)$$

Dyreby propone también que los coeficientes modificados de presión y la eficiencia modificada queden en función del coeficiente de flujo modificado, tal como se presenta en las ecuaciones 3.9 y 3.10 [6].

$$\psi_i^* = -498626\phi^{*4} + 53224\phi^{*3} - 2505\phi^{*2} + 54,6\phi^* + 0,04049 \quad (3.9)$$

$$\eta^* = -1638000\phi^{*4} + 182725\phi^{*3} - 8089\phi^{*2} + 168,6\phi^* - 0,7069 \quad (3.10)$$

η^* (ecuación 3.10) alcanza su máximo valor cuando $\phi^* = 0.03$, es decir, la mayor eficiencia isentrópica en el compresor posible, como se muestra en la Figura 3.5. Para lograr alcanzar este valor, se realiza

el ajuste correspondiente en el flujo másico que atraviesa el compresor y las revoluciones del eje esto debido a que la eficiencia térmica de un ciclo Brayton es altamente sensible a la potencia requerida por el compresor [37].

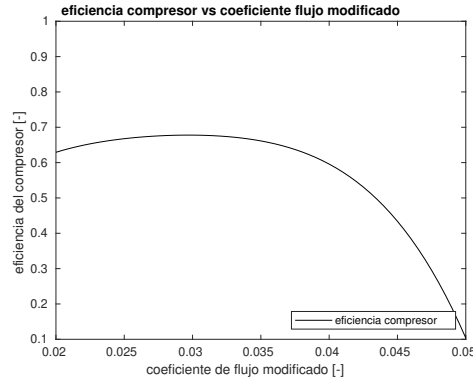


Figura 3.5: Eficiencia compresor en función del coeficiente de flujo modificado, basado en el trabajo de Dyreby [6].

El balance de energía en el compresor viene dado por la ecuación 3.11, donde $h_{c,out}$ es la entalpía a la salida, $h_{c,in}$ es la entalpía de entrada, $\eta_{c,isen}$ es la eficiencia isentrópica y $h_{c,out,s}$ es la entalpía isentrópica a la salida.

$$h_{c,out} = h_{c,in} + \frac{h_{c,out,s} - h_{c,in}}{\eta_{c,isen}} \quad (3.11)$$

Finalmente el trabajo para el compresor y el recompresor están dados por las ecuaciones 3.12 y 3.14.

$$\dot{W}_c = (1 - \varphi) \cdot \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_{t,out} - h_{t,in}) \quad (3.12)$$

$$\dot{w}_c = (1 - \varphi) \cdot (h_{t,out} - h_{t,in}) \quad (3.13)$$

$$\dot{W}_{rc} = \varphi \cdot \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_{t,out} - h_{t,in}) \quad (3.14)$$

$$\dot{w}_{rc} = \varphi \cdot (h_{t,out} - h_{t,in}) \quad (3.15)$$

Recuperadores de calor: Los recuperadores HTR y LTR de calor se simulan como intercambiadores de calor a contra-flujo con una conductancia UA . Se analizan con el método $\varepsilon - NTU$. La capacitancia promedio (\dot{C}) es calculada según la ecuación 3.16.

$$\dot{C} = \dot{m} \cdot \left(\frac{h_{out} - h_{in}}{T_{out} - T_{in}} \right) \quad (3.16)$$

La máxima transferencia de calor está dada por la ecuación 3.17 que se calcula como la capacitancia mínima (\dot{C}_{min}) y la diferencia de temperatura entre la entrada de la corriente caliente ($T_{hot,in}$) y la entrada de la corriente fría ($T_{cold,in}$).

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} (T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad (3.17)$$

Además, el número de unidades de transferencia de calor (NTU) que corresponde a la razón entre la conductancia y la capacitancia mínima $NTU = UA/\dot{C}_{min}$ y la razón de capacitancias (C_r) definida como $C_r = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}$. Con estos parámetros se calcula la efectividad ε de los recuperadores de calor según la ecuación 3.18 [1].

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (3.18)$$

Conociendo la efectividad del intercambiador se determina el calor real transferido en los recuperadores de calor mediante la ecuación 3.19.

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} \quad (3.19)$$

La caída de presión generalmente es determinada para un flujo interno usando el factor de fricción de Darcy f como se muestra en la ecuación 3.20 [38].

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (3.20)$$

Para un intercambiador de calor definido, de largo L y diámetro hidráulico D constantes. Se observa que la caída de presión es proporcional al coeficiente de fricción f , la densidad del fluido ρ y la velocidad V del gas, ecuación 3.21:

$$\Delta P \propto f \rho V^2 \quad (3.21)$$

Dado que la velocidad puede expresarse en términos del flujo másico del gas $V = \dot{m}/\rho A_t \propto \dot{m} \rho^{-1}$ para un área transversal A_t y el coeficiente de Darcy se puede expresar como la correlación de Blasius $f = 0,316/Re^{1/4}$, donde Re es el número de Reynolds ($Re = \rho V D/\mu$) y μ es la viscosidad dinámica del fluido. Con lo anterior se obtiene que el coeficiente de Darcy es proporcional al flujo másico \dot{m} y la viscosidad dinámica μ (ecuación 3.22).

$$f \propto \dot{m}^{-1/4} \mu^{1/4} \quad (3.22)$$

Con las ecuaciones 3.20, 3.21 y 3.22 se tiene como resultado que la caída de presión es proporcional a $\Delta P \propto \dot{m}^{7/4} \mu^{1/4} \rho^{-1}$. Asumiendo que las propiedades dentro del intercambiador de calor no cambian significativamente para las condiciones fuera de diseño se obtiene la ecuación 3.23 propuesta por Dyreby [6].

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \right)^{\frac{7}{4}} \quad (3.23)$$

Donde ΔP es la caída de presión y \dot{m} es el flujo másico de sCO₂ en condiciones fuera de diseño para los recuperadores de calor. ΔP_0 es la caída de presión de diseño y \dot{m}_0 es el flujo másico de diseño en los recuperadores de calor.

En el caso del análisis de transferencia de calor en los recuperadores para condiciones fuera de diseño, para la conductancia UA se realiza un análisis basado en Dittus-Boelter [39] para la transferencia de calor donde se obtiene la ecuación 3.24 [40].

$$\frac{UA}{UA_0} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \right)^{0,8} \quad (3.24)$$

Donde UA_0 es la conductancia de diseño y UA es la conductancia fuera de diseño para los recuperadores de calor.

Las ecuaciones 3.23 y 3.24 para la caída de presión y la transferencia de calor para condiciones fuera de diseño están limitadas para fracciones de recompresión fija. Al considerar una fracción de recompresión variable en el ciclo de potencia, se proponen las ecuaciones 3.25 y 3.26 que modifican las ecuaciones 3.23 y 3.24, respectivamente. Donde φ_0 corresponde a la fracción de recompresión en condiciones de diseño y φ es la fracción de recompresión para condiciones fuera de diseño.

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \left(\frac{\dot{m}(1 - \varphi)}{\dot{m}_0(1 - \varphi_0)} \right)^{\frac{7}{4}} \quad (3.25)$$

$$\frac{UA}{UA_0} = \left(\frac{(1 - \varphi)(2 - \varphi_0)\dot{m}}{(1 - \varphi_0)(2 - \varphi)\dot{m}_0} \right)^{0,8} \quad (3.26)$$

Calentador: El suministro de calor puede provenir de diferentes fuentes de calor, ya sea desde un reactor

nuclear, combustible fósil o planta solar. El balance de energía en el calentador está dado por la ecuación 3.27. Donde \dot{Q}_{in} es el calor suministrado, h_{out} es la entalpía de salida y h_{in} es la entalpía de entrada.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (3.27)$$

Enfriador: La elección de enfriamiento en seco [29], significa que el rendimiento de la planta queda asociado a la temperatura ambiental dado por la ubicación de la planta. El enfriador se simula como un intercambiador de flujo cruzado, donde la corriente fría es aire seco a condiciones ambientales locales y la corriente caliente es sCO₂. Se utilizan las dimensiones y geometría de un condensador de agua como el presentado por Serth and Lestina [8].

Se calcula la conductancia UA del enfriador en función de la resistencia térmica total R_{total} según la ecuación 3.28. La resistencia térmica total R_{total} se calcula con la red de transferencia de calor, propuesta en la ecuación 3.29.

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (3.28)$$

$$R_{total} = \frac{1}{A_{int}H_{int}} + R_{wall} + \frac{1}{A_{ext}H_{ext}} \quad (3.29)$$

Los coeficientes de transferencia de calor en el enfriador se muestra en la tabla 3.1.

Fluido	Autor	Ecuación
Aire (fluido frío)	Briggs & Young [41]	$Nu = 0,134 \cdot Re^{0,681} \cdot Pr^{1/3} (l/b)^{0,2} \cdot (l/\tau)^{0,1134}$
sCO ₂ (fluido caliente)	Dittus-Boelter [39]	$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,4}$

Tabla 3.1: Correlaciones de transferencia de calor.

En el enfriador a medida que el sCO₂ se enfría, se acerca al punto crítico, por lo que las propiedades cambian significativamente. Al afrontar propiedades variables se requiere resolver el enfriador usando un análisis de sub intercambiadores de calor [42]. El flujo es dividido uniformemente en todos los tubos, por

ello, se analiza en detalle un solo tubo y este a su vez es discretizado como un intercambiador a flujo cruzado como se muestra en la figura 3.6 (a). La corriente caliente es discretizada en M secciones y la corriente fría en N secciones.

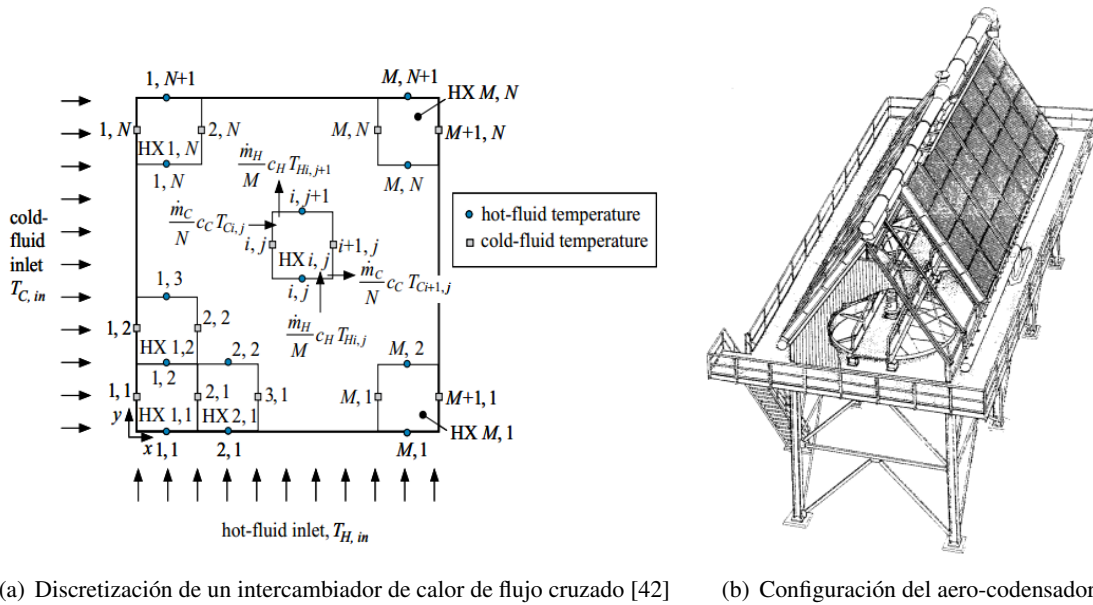


Figura 3.6: Aero-condensador utilizado [8].

Las dimensiones del aerocondensador utilizado se muestran en la tabla 3.2 y su geometría en la figura 3.6 (b). El material de cada tubo es de duraluminio (95 % aluminio, 5 % Cobre con trazas de magnesio), el cual tiene una densidad de 2787 kg m^{-3} , calor específico $883 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$, conductividad térmica de $165 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. El número total de tubos es 158000, calculado en base al requerimiento de flujo másico de aire para la condición de diseño.

Parámetro	valor
Diámetro exterior	25.4 mm
Diámetro interior	19 mm
Área exterior tubo	11.116 m^2
Área interior tubo	0.571 m^2
Altura aleta	12.7 mm
Número de aletas por longitud del tubo	354 aletas/m
Longitud del tubo	9.55 m
Espesor del tubo	3.18 mm
Número de aletas por tubo	3381

Tabla 3.2: Dimensiones aerocondensador [8].

El balance de energía es realizado para cada subintercambiador $HX_{i,j}$ para las corrientes caliente y fría. El balance para una corriente caliente en un sub-intercambiador cualquiera está dado por la ecuación 3.30:

$$\frac{\dot{m}_H C_{H, \bar{T}_H = (T_{H_{i,j}} + T_{H_{i,j+1}})/2}}{M} (T_{H_{i,j}} + T_{H_{i,j+1}}) = U A_{i,j} \left[\frac{(T_{H_{i,j}} + T_{H_{i,j+1}})}{2} - \frac{(T_{C_{i,j}} + T_{C_{i+1,j}})}{2} \right] \quad (3.30)$$

El balance de energía para la corriente fría en un sub-intercambiador es definido de acuerdo a la ecuación 3.31:

$$\frac{\dot{m}_C C_{C, \bar{T}_C = (T_{C_{i,j}} + T_{C_{i+1,j}})/2}}{N} (T_{C_{i,j}} + T_{C_{i+1,j}}) = U A_{i,j} \left[\frac{(T_{H_{i,j}} + T_{H_{i,j+1}})}{2} - \frac{(T_{C_{i,j}} + T_{C_{i+1,j}})}{2} \right] \quad (3.31)$$

Para $i = 1, \dots, M$, $j = 1, \dots, N$ en ambos casos. Organizando estas ecuaciones resulta un sistema de ecuaciones lineales de la forma $A\vec{T} = \vec{b}$. Dado que las propiedades cambian dentro del enfriador, se requiere un sistema iterativo, donde los valores específicos dependen de la temperatura. Se calcula el error rms entre iteraciones según la ecuación 3.32, La iteración cuando el error es menor que la tolerancia 10^{-5} :

$$err = \sqrt{\frac{1}{M(N+1)} \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^{N+1} (T_{H_{i,j}} - \hat{T}_{H_{i,j}})^2 + \frac{1}{(M+1)N} \sum_{i=1}^{M+1} \sum_{j=1}^N (T_{C_{i,j}} - \hat{T}_{C_{i,j}})^2} \quad (3.32)$$

Donde $T_{H_{i,j}}$ y $T_{C_{i,j}}$ corresponden a las temperaturas al resolver el sistema, $\hat{T}_{H_{i,j}}$ y $\hat{T}_{C_{i,j}}$ son las temperaturas de la iteración anterior. Lo presentado anteriormente permite determinar el estado a la salida del enfriador mediante el balance de energía presentado en la ecuación 3.33, donde $h_{s, cooler}$ es la entalpía a

la salida del enfriador y $h_{i,N+1}$ representa las entalpías correspondientes a la discretización en función de $T_{H_{i,N+1}}$ a la salida del intercambiador, es decir, en la posición $N + 1$.

$$\dot{m}_H h_{s,cooler} = \sum_{i=1}^M \frac{\dot{m}_H}{M} h_{i,N+1} \quad (3.33)$$

Eficiencia térmica del ciclo: La eficiencia térmica (η) del ciclo de potencia es determinada según la ecuación 3.34

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c - \dot{W}_{rc}}{\dot{Q}_{in}} \quad (3.34)$$

Condición de diseño: Para determinar el punto de diseño del ciclo se realiza una optimización para encontrar su máxima eficiencia, los parámetros a optimizar son la fracción de recompresión y la distribución de las conductancias entre los recuperadores de calor LTR y HTR. Los parámetros que requiere como entrada el algoritmo son la potencia neta de salida, revoluciones del eje de las turbomáquinas, temperaturas entrada turbina y compresor, eficiencias isentrópicas de las turbomáquinas, presión mínima, razón de presiones, caída de presión total del sistema, temperatura ambiente, conductancia global de recuperación de calor UA_{rec} . Los parámetros de salida son la eficiencia térmica optimizada, el flujo másico de sCO_2 requerido, la fracción de recompresión, calor de entrada requerido, calor rechazado en el enfriador, conductancias del HTR y LTR, diámetros de las turbomáquinas, conductancia del enfriador y flujo másico de aire seco requerido en el enfriador.

El algoritmo cuenta con una doble optimización. Las variables a optimizar son la fracción de recompresión y la repartición de conductancia entre los recuperadores de calor LTR y HTR. El dominio de la fracción másica es definido como $\varphi \in [0\%, 100\%]$, la conductancia del recuperador de baja temperatura se encuentra en $UA_{LTR} \in [0, UA_{rec}]$ y por consecuencia la conductancia del recuperador de alta temperatura es definida como el complemento $UA_{HTR} = UA_{rec} - UA_{LTR}$. El método de optimización

utilizado es Search Golden Method [43], el cual corresponde a un método de optimización unidimensional, en base a un dominio definido para encontrar la solución. Es por ello que se requiere optimizar una variable a la vez, es decir, se fija la fracción de recompresión para optimizar la eficiencia en función de la conductancia de los recuperadores. Luego se optimiza la eficiencia térmica en un siguiente nivel en función de la fracción de recompresión guardando siempre la eficiencia máxima.

A continuación se muestra como se resuelve el ciclo de potencia para una distribución de conductancias de los recuperadores y la fracción de recompresión. El estado 1 a la salida de la turbina (ecuación 3.5) y el estado 5 a la salida del compresor se determinan con el balance de energía en la turbina (ecuación 3.1) y compresor (ecuación 3.11), los estados 0 y 4 son conocidos como condición de diseño, junto a la eficiencia de las turbomáquinas. Dado que el número de ecuaciones a resolveres mayor a las variables de entrada, se suponen valores para algunas variables y así comenzar la iteración, por lo cual, el estado 8 se estima su temperatura a $T_8 = T_1 - 20^\circ\text{C}$. Además, el flujo másico de sCO_2 (\dot{m}_{approx}), se estima por medio de la ecuación 3.35 ignorando de momento la potencia requerida por el compresor de recompresión. Donde \dot{W}_{neto} es la potencia neta, función objetivo, \dot{w}_t es la potencia específica de la turbina (3.5) y \dot{w}_c es la potencia neta específica del compresor (ecuación 3.13).

$$\dot{m}_{approx} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{w}_t - \dot{w}_c} \quad (3.35)$$

Posteriormente, se utiliza el modelo de transferencia de calor del HTR para aproximar los estados 2 y 7. Luego con el estado 2 y estado 5 se determinan los estados 6 y 3 con el modelo de transferencia de calor del LTR. El estado 9 se determina con un balance de energía en el recompresor. Luego, se realiza el balance en el mezclador (entrada puntos 6 y 9, salida 7) para recalculer el estado 7, con esto se recalcula el estado 8 con el modelo del HTR y el flujo másico reescribiendo la ecuación 3.35 en la ecuación 3.36 (Estados mostrados en la Figura 3.10).

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{w}_t - \dot{w}_c - \dot{w}_{rc}} \quad (3.36)$$

Donde \dot{w}_{rc} es la potencia específica del recompresor. Como la solución proviene de una aproximación inicial (estado 8 y flujo másico de sCO₂) se requiere iterar hasta cumplir con los parámetros de convergencias predeterminados (se establece una tolerancia de 10^{-5}), las variables para evaluar la convergencia son el flujo másico de sCO₂, el estado 7 y 8. La figura 3.7 muestra el diagrama de flujo que resume el algoritmo empleado.

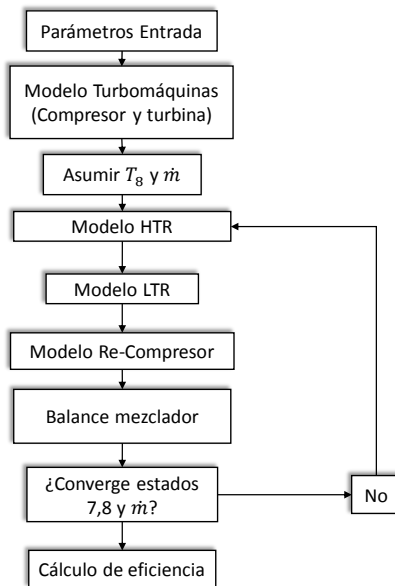


Figura 3.7: Diagrama de bloque del algoritmo de diseño.

La Figura 3.7 requiere como parámetro de entrada las variables a optimizar. Por ello para cada fracción de recompresión fijada se optimiza en base a la conductancia de los recuperadores de calor con el método Search Golden Method, obteniendo la máxima eficiencia para dicha fracción de recompresión como se muestra en la figura 3.8.

Una vez optimizada, se debe realizar la optimización en base a la fracción de recompresión como se

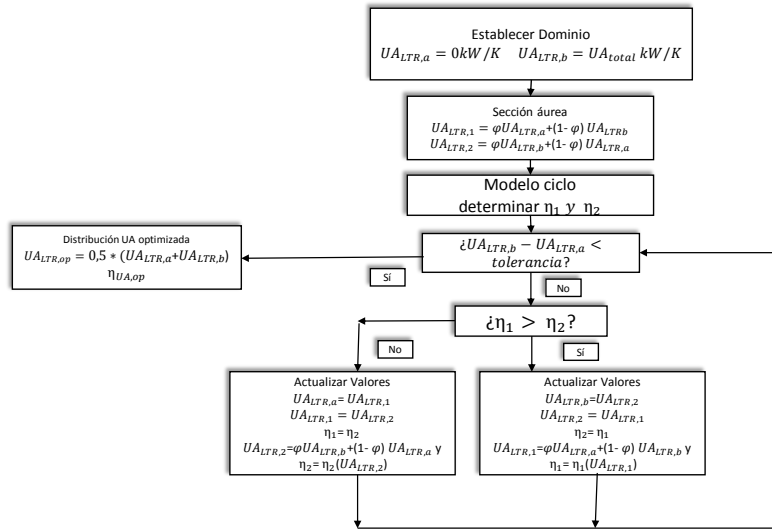


Figura 3.8: Diagrama de bloque del algoritmo de optimización con respecto a la distribución de Conductancia de los recuperadores de calor.

muestra en la figura 3.9. La función objetivo es la eficiencia obtenida en la optimización de la figura 3.8.

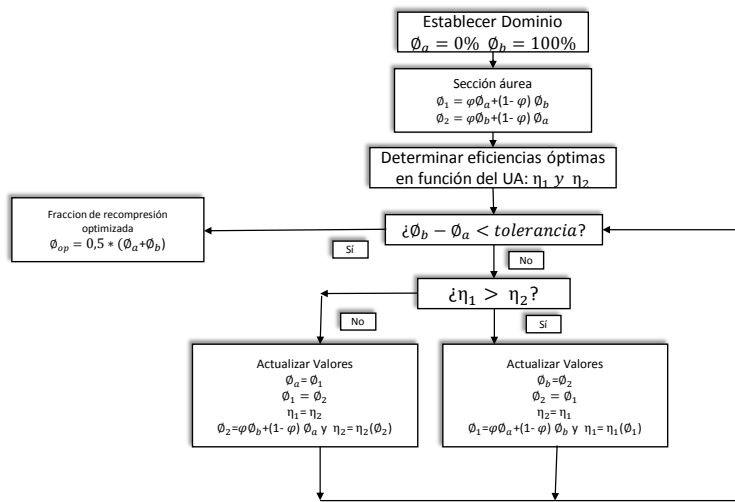


Figura 3.9: Diagrama de bloque del algoritmo de optimización con respecto a la fracción de recompresión.

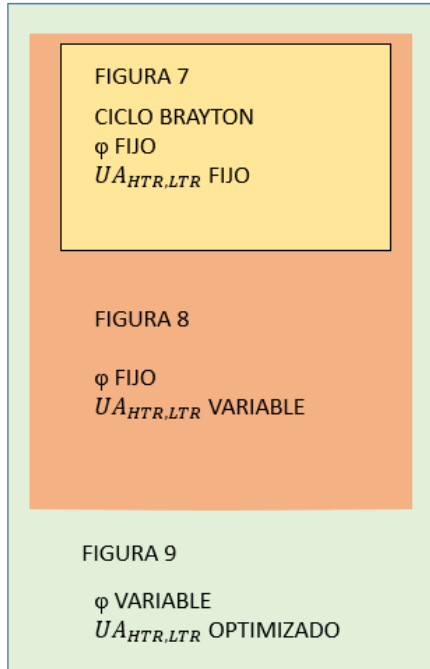


Figura 3.10: Diagrama global de optimización para el ciclo de recompresión.

Con la doble optimización realizada se dimensionan las turbomáquinas (diámetros turbina, compresor y recompresor), el flujo másico de sCO₂, el calor de entrada, calor de salida, eficiencia térmica, conductancias del HTR y LTR, conductancia del enfriador y flujo másico de aire seco mediante el modelo de enfriador.

Condiciones fuera de diseño Una vez diseñado el ciclo, se realiza el análisis de la operación para condiciones fuera de diseño en función del calor suministrado (independiente del tipo de fuente) y la temperatura ambiental. La Figura 3.11 presenta el algoritmo para la operación fuera de diseño y bajo el cual se estudian dos escenarios: determinar la eficiencia térmica con la fracción de recompresión fija (correspondiente al punto de diseño) como se muestra en la Figura 3.11 y otro en el cual es variable optimizando la eficiencia al variar la fracción de recompresión (Figura 3.12).

Cuando la fracción de recompresión es fija, el algoritmo utiliza como datos iniciales los estados correspondientes al punto de diseño. El flujo másico fuera de diseño se estima con un balance de energía en el calentador. Se determina el estado 1 a la salida de la turbina. En la primera iteración se mantienen las

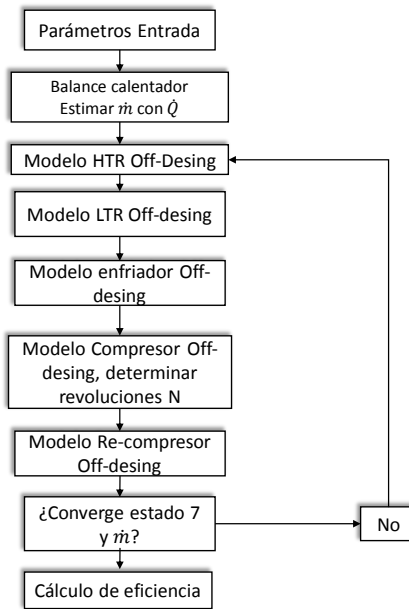


Figura 3.11: Diagrama de bloque del algoritmo fuera de diseño.

revoluciones de diseño N_0 . Posteriormente se resuelve el modelo fuera de diseño del recuperador HTR y posteriormente el recuperador LTR obteniendo los estados 2, 7 y 3. Con la temperatura ambiente como parámetro de entrada se resuelve el enfriador (usando la red de resistencia se determina la conductancia fuera de diseño) utilizando el estado 3 calculado con anterioridad, obteniendo el estado 4. Posteriormente se resuelven las ecuaciones del compresor, determinando la velocidad de giro N según la ecuación 3.37 para luego determinar el estado 5.

$$N = \sqrt[5]{\left(\frac{N_0^{1/5} \phi^* D^3}{2}\right) \frac{\rho}{\dot{m}}} \quad (3.37)$$

Posteriormente se calcula el modelo del recompresor mediante los balances de energía correspondientes. Como el modelo requiere estimaciones iniciales, se debe reiterar los cálculos hasta la convergencia de los parámetros 7, 8 y flujo másico.

Cuando se ajusta la fracción de recompresión para optimizar la eficiencia para la condición fuera de

diseño, se optimiza utilizando el Método Search Golden Method como se muestra en la Figura 3.12, variando la fracción de recompresión para optimizar la eficiencia térmica del ciclo según el algoritmo presentado en la Figura 3.11.

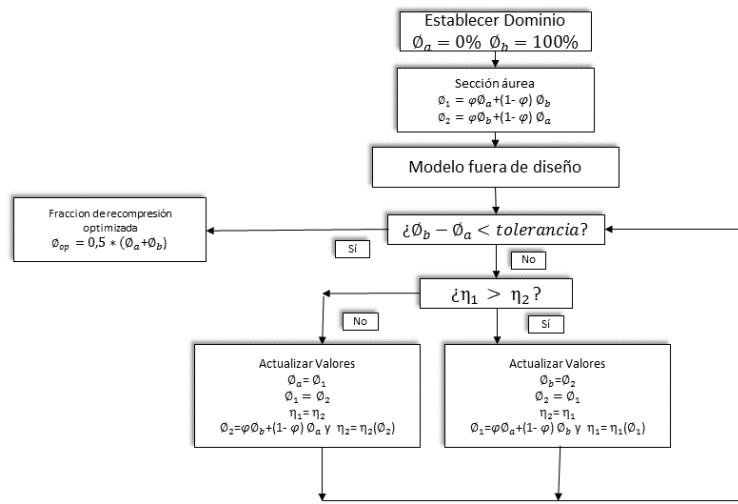


Figura 3.12: Diagrama de bloque del algoritmo fuera de diseño.

Capítulo 4

Validación

4.1. Validación ciclo Brayton de recompresión: Estado estacionario

El modelo numérico fue validado en estado estacionario utilizando los resultados presentados por Dyreby [6]. Se consideran tres escenarios: Básico, Alto rendimiento y Enfriado en seco. Los dos primeros escenarios consideran una temperatura de entrada al compresor cercana al punto crítico de 32 °C, pero se diferencian en la temperatura de entrada a la turbina, para el Básico se considera 550°C y para el de Alto rendimiento 700°C. Para el ciclo Enfriado en seco mantiene una temperatura a la entrada de la turbina de 700°C pero en la entrada al compresor se establecen 55°C. En la tabla 4.1 se muestra el resumen de las condiciones de operación utilizadas para la validación para cada escenario: Básico, Alto rendimiento y Enfriado en seco. En la figura 4.1 se muestran las eficiencias del ciclo como función de la fracción de recompresión para cada escenario: Básico (a), Alto rendimiento (b) y Enfriamiento en seco (c). Los resultados del modelo propuesto en este estudio se representa en las líneas segmentadas, mientras que los puntos corresponden a los resultados presentados por Dyreby [6]. Cabe recordar que el estudio desarrollado por Dyreby no aborda el diseño del enfriador.

Parámetro	Básico	Alto rendimiento	enfriado en seco
Temperatura entrada compresor (°C)	32	32	55
Temperatura entrada turbina (°C)	550	700	700
Presión salida Compresor (bar)	200	200	200
Eficiencia isentrópica compresor η_c	0.89	0.89	0.89
Eficiencia isentrópica recompresor	0.89	0.89	0.89
Eficiencia isentrópica turbina η_t	0.90	0.90	0.90
Trabajo Neto (MW)	300	300	300

Tabla 4.1: Condiciones de operación para la validación [6].

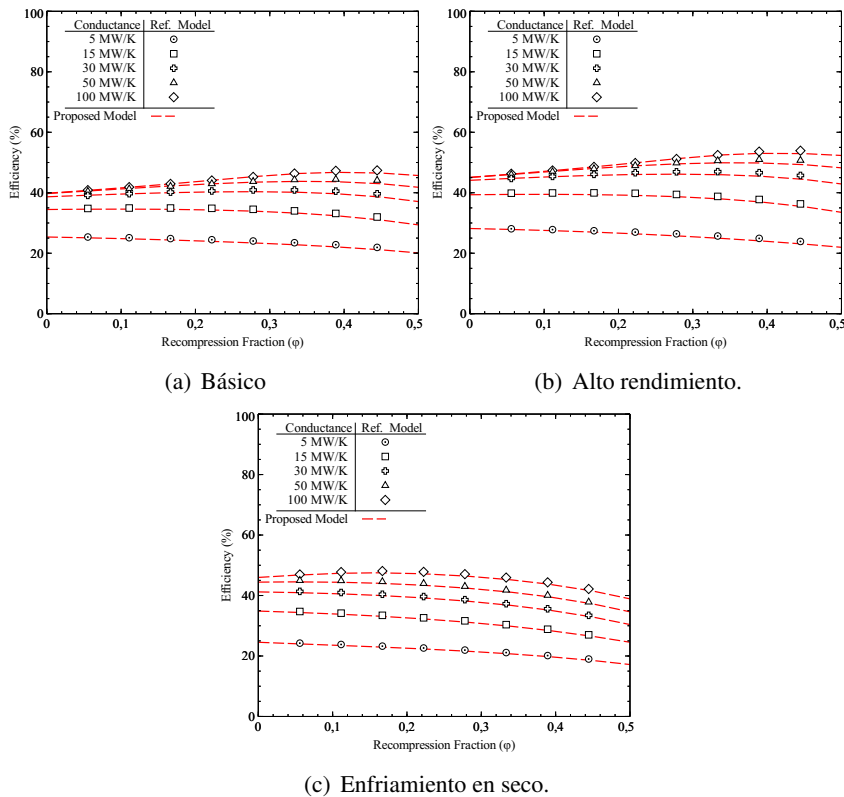


Figura 4.1: Eficiencia térmica como una función de la fracción de recompresión para diferentes conductancias. Modelo de referencia tomado de [6].

4.2. Validación Enfriador

Para validar el modelo propuesto para el enfriador seco, se utilizó el trabajo de Gavic [29]. El modelo descrito por Gavic es un enfriador a flujo cruzado, el cual tiene como objetivo lograr una temperatura a la salida del enfriador para el $s\text{CO}_2$ de 48°C , para ello calcula internamente el tamaño y capacitancia que debe tener el enfriador para cualquier condición de entrada, ya sea, variando la temperatura de entrada

del sCO₂ o el flujo másico de sCO₂. El modelo propuesto en este artículo es validado frente al modelo de Gavic, Para ello se varía la temperatura de entrada al enfriador para un determinado flujo másico. La Figura 4.2 muestra los resultados del modelo desarrollado por Gavic y que entrega una temperatura de salida constante de 48°C en función de la temperatura de entrada y la línea segmentada corresponde a los resultados del modelo utilizado en este estudio. La diferencia entre ambos modelos muestra una diferencia máxima de 0.05°C.

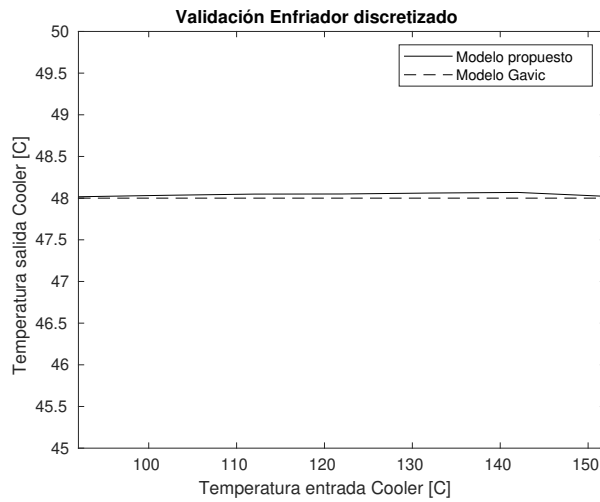


Figura 4.2: Validación enfriador.

4.3. Impacto de enfriador discretizado

Las propiedades del sCO₂ cambian en la cercanías del punto crítico. Los trabajos de Seidel [28] y Gavic [29] han considerado en el análisis la discretización del enfriador para incluir los efectos de la variación de propiedades del sCO₂ en la operación del enfriador. De la Calle [3] propone una aproximación de la conductancia en el enfriador (ecuación 4.1) mediante un análisis tipo Dittus-Boelter [39].

$$\frac{UA}{UA_0} = \frac{\alpha_{a,0}^{-1} + \alpha_{b,0}^{-1}}{\alpha_a^{-1} + \alpha_b^{-1}} \quad (4.1)$$

Donde $\alpha = \dot{m}^{0,8} C_p^n \kappa^{(1-n)} \mu^{(n-0,8)}$, C_p calor específico, κ es la conductividad térmica, μ es la viscosidad dinámica. Además $n = 0,4$ para el fluido caliente y $n = 0,3$ para el fluido frío (subíndices a y b respectivamente). Las propiedades son evaluadas como un promedio entre la entrada y la salida.

La aproximación propuesta por De la Calle parece imprecisa, ya que considera propiedades constantes en el enfriador que en principio opera en su punto más frío en la vecindad del punto crítico. Los resultados usando el modelo propuesto por De la Calle son comparados con el modelo discretizado desarrollado en este artículo (validado con modelo de Gavic [29]). En la figura 4.3 se muestra un gráfico cuya abscisa corresponde al flujo másico de sCO₂ que circula por el enfriador y en la ordenada a la temperatura de entrada del sCO₂ al enfriador. El aire se considera que entra al enfriador a una temperatura de 30°C. El gráfico muestra curvas de iso-error obteniendo desviaciones que rondan entre 15 y 17 %. También se determinó los errores para la temperatura de salida del sCO₂ y el calor rechazado en las mismas condiciones. Los errores obtenidos para la temperatura se muestran en la figura 4.4, los cuales rondan el 2 %, y para el calor rechazado (Figura 4.5) errores del 20 %. Los bajos errores en la temperatura en comparación con la capacitancia y el calor rechazado se explican que las propiedades en la vecindad del punto crítico varían fuertemente, lo que quiere decir que para una baja variación de temperatura se obtiene una gran variación de calor específico lo cual a su vez se ve reflejado en una gran variación de

calor rechazado.

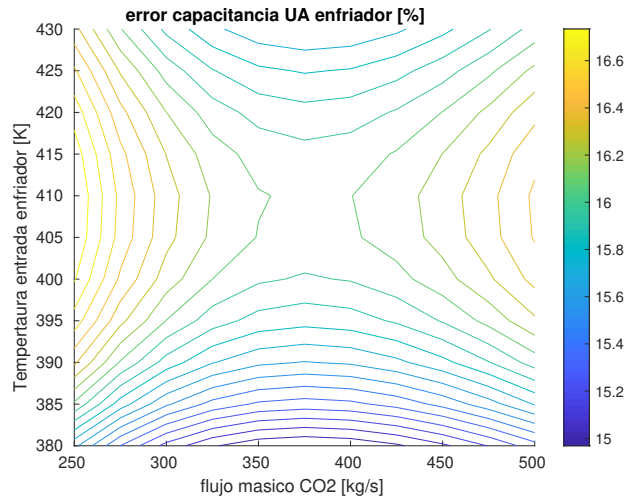


Figura 4.3: Error relativo para la conductancia del enfriador.

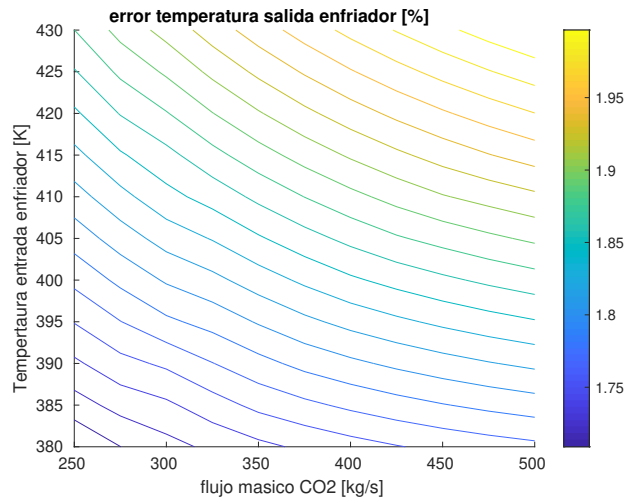


Figura 4.4: Error relativo para la conductancia del enfriador.

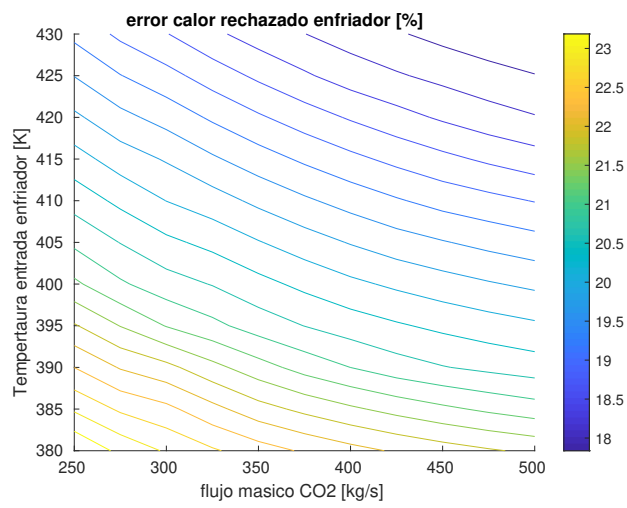


Figura 4.5: Error relativo para la conductancia del enfriador.

Capítulo 5

Resultados

5.1. Punto de diseño

La Tabla 5.1 muestra la condición de diseño del ciclo Brayton sCO₂ con recompresión para una potencia neta de salida 140 MW, temperatura entrada a la turbina 700°C, temperatura entrada al compresor 40°C, eficiencia isentrópica turbina 86 %, eficiencia isentrópica compresor 67 %, temperatura ambiente 30°C, conductancia total recuperadores de calor 50 MW K⁻¹, revoluciones del eje 75000 rpm y una caída de presión total de 1 %. La presión mínima es 8 MPa y la máxima es 25 MPa.

Parámetro	valor
Eficiencia térmica	41.8 %
Flujo másico CO ₂	1570 kg/s
Fracción de recompresión	15.0 %
Calor de entrada	359 MW
UA HTR	22.8 MW/K
UA LTR	27.2 MW/K
UA Endriador	9.6 MW/K
Diámetro compresor	11.9 cm
Diámetro recompresor	34.4 cm
Diámetro turbina	25.4 cm

Tabla 5.1: Parámetros principales del punto de diseño.

La eficiencia térmica se maximiza en 41.8 % para una fracción de recompresión de 15 % y una con-

ductancia en los regeneradores $UA_{LTR} = 22.8 \text{ MWK}^{-1}$ y $UA_{HTR} = 27.2 \text{ MWK}^{-1}$.

5.2. Análisis estacionario

La versatilidad del modelo numérico desarrollado permite evaluar condiciones estacionarias como quasi-estacionarias, así como de diseño y fuera de diseño. En este proyecto se busca estudiar como se ve afectado el ciclo bajo condiciones variables. La figura 5.1 muestra un gráfico de doble entrada en cuya abscisa se muestra la temperatura de salida del enfriador y en cuya ordenada se presenta la fracción de calor con respecto a la potencia térmica de diseño suministrada al bloque de potencia. En la intersección de ambos ejes se muestra la fracción de recompresión que maximiza la eficiencia del ciclo obteniéndose como resultado las curvas de iso-fracción de recompresión. Donde se puede notar que la fracción de recompresión que optimiza la eficiencia del ciclo disminuye conforme aumenta la temperatura de salida del enfriador, esto debido a que el compresor que recomprime requiere mayor trabajo al operar en una zona de mayor temperatura, lo que no compensa la recompresión de calor proporcionada por la recompresión. Además, estos resultados sugieren que la fracción de recompresión óptima es más sensible al variar la temperatura de salida del enfriador y en menor medida cuando se varía la fracción de calor.

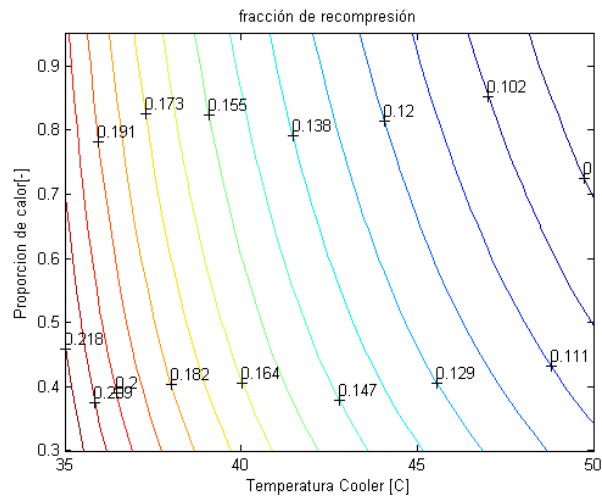


Figura 5.1: Curva de iso-fracción de recompresión.

Si se estudia de forma independiente el efecto de la variación de la temperatura de salida del enfriador en la eficiencia del ciclo y para esto se mantiene fijo el calor de entrada como el calor determinado en el punto de diseño, se obtienen los resultados presentados en la figura 5.2. El gráfico con doble entrada presenta en su abscisa la temperatura de salida del enfriador y en la ordenada la fracción de recompresión. En la intersección se muestra las curvas de iso-eficiencia térmica del ciclo. Se realiza un estudio para cuatro diferentes escenarios como se muestra en la Figura 5.2: (a) sin caída de presión, (b) 1 % caída de presión, (c) 3 % caída de presión y (d) 5 % caída de presión. Si se establece una temperatura de salida del enfriador de 35°C, se puede llegar a obtener eficiencias cercanas a 45 % para una caída de presión de 1 %. La eficiencia en cada escenario decae a medida que la temperatura del Se puede notar en la Figura 5.2 que la eficiencia cae mientras aumenta la caída de presión del sistema.

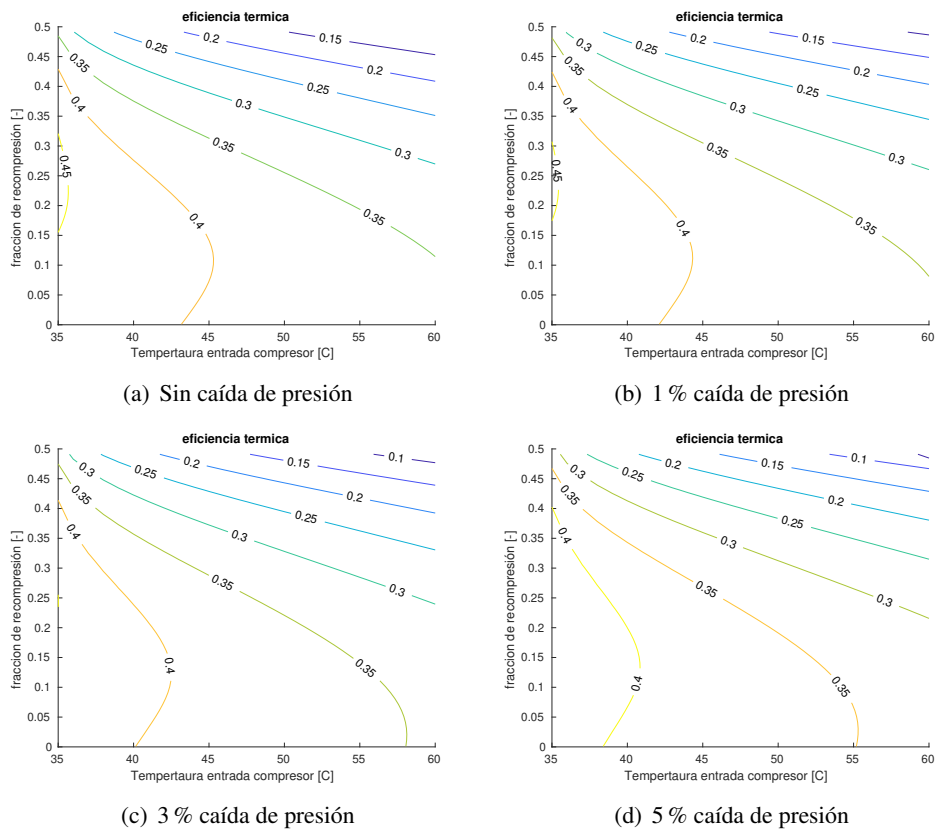


Figura 5.2: Curva de isoeficiencia en función de la temperatura de salida del enfriador y la fracción de recompresión.

5.3. Análisis en operación bajo condiciones variables

Un ciclo de potencia puede requerir producir menor electricidad debido a menores requerimientos de demanda del sistema para lo cual se ajusta el suministro de potencia térmica desde la fuente de calor. También va a verse expuesto a variaciones de temperatura ambiente debido a las fluctuaciones propias del día y estacionalidad. Ambas situaciones llevan al ciclo a operar en condiciones fuera de diseño. Para el estudio de los efectos de las variaciones de calor de entrada y temperatura ambiente en el rendimiento del ciclo se establece un dominio para la temperatura ambiente entre 20-40 °C y para el calor de entrada desde 30-110 % con respecto al calor de entrada de diseño $\dot{Q}_{in,0}$. Para suministros de calor bajo el 30 % la planta no inicia su operación. El dominio final es $[20^{\circ}\text{C}, 40^{\circ}\text{C}] \times [30\% \dot{Q}_{in,0}, 110\% \dot{Q}_{in,0}]$. Para cada combinación de puntos se determina la eficiencia térmica correspondiente que depende de ambas variables. Con lo anterior se realiza una regresión lineal con MatLab [44], para determinar la correlación entre ambas variables.

Se analizan tres situaciones: Fracción de recompresión fija con el compresor de recompresión acoplado y desacoplado y fracción de recompresión variable con el compresor desacoplado. La Figura ?? muestra el ciclo con el compresor desacoplado del eje principal el cual es impulsado por un motor. La ventaja de efectuar este método radica en que las revoluciones pueden ser ajustadas para maximizar el rendimiento para las condiciones dadas y no depender de las revoluciones impuesta por el compresor.

Fracción de recompresión fija: acoplado

El primer caso corresponde a mantener fija la fracción de recompresión (diseño) con las tres turbomáquinas acopladas al mismo eje. La Figura ?? muestra la eficiencia para el dominio establecido. La eficiencia promedio dentro del dominio fue de $\bar{\eta} = 0.29840$. La regresión lineal se muestra en la ecuación

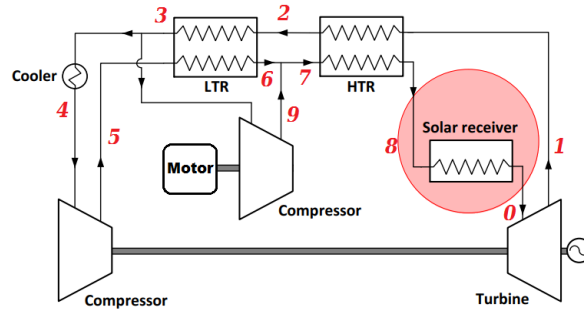


Figura 5.3: Ciclo Brayton de recompresión usando sCO₂ con recompresor desacoplado.

5.3 con un coeficiente $R^2 = 0.96440$.

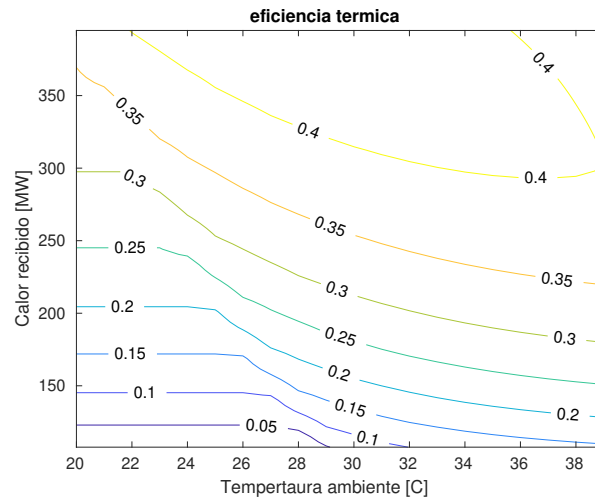


Figura 5.4: Eficiencia para fracción de recompresión fija con recompresor acoplado.

$$\eta = -2,6668e-2 - 5,3168e-2T + 4,5465e-3Q + 2,3534e-3T^2 - 9,5650e-6Q^2 - 2,9690e-5T^3 + 6,8800e-9Q^3$$

(5.1)

Fracción de recompresión fija: desacoplado

El segundo caso corresponde a mantener fija la fracción de recompresión (diseño) pero desacoplando el compresor del eje principal. La Figura ?? muestra la eficiencia para el dominio establecido. La eficiencia promedio dentro del dominio fue de $\bar{\eta} = 0.31039$. La regresión lineal se muestra en la ecuación 5.3 con un coeficiente $R^2 = 0.97625$.

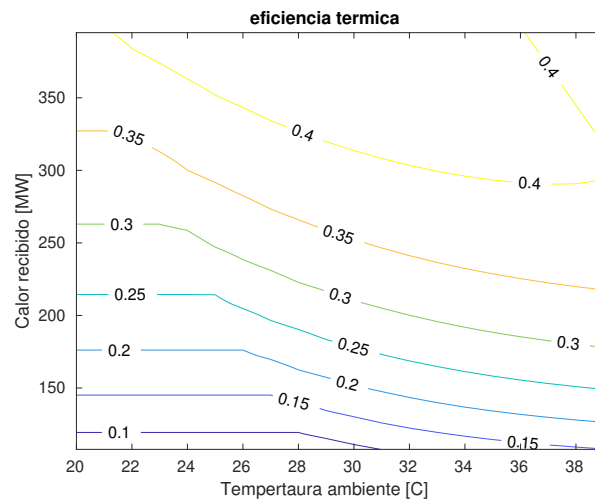


Figura 5.5: Eficiencia para fracción de recompresión fija con compresor desacoplado.

$$\eta = 1,1657e-1 - 5,0833e-2 * T + 3,9438e-3 Q + 2,0384e-3 T^2 - 7,8780e-6 Q^2 - 2,4334e-5 T^3 + 5,1892e-9 Q^3 \quad (5.2)$$

Fracción de recompresión variable: desacoplado

El segundo caso corresponde a variar la fracción de recompresión para optimizar la eficiencia para el ciclo desacoplado. La Figura ?? muestra la eficiencia para el dominio establecido. La eficiencia promedio dentro del dominio fue de $\bar{\eta} = 0.31453$. La regresión lineal se muestra en la ecuación 5.3 con un coeficiente

$$R^2 = 0.97511.$$

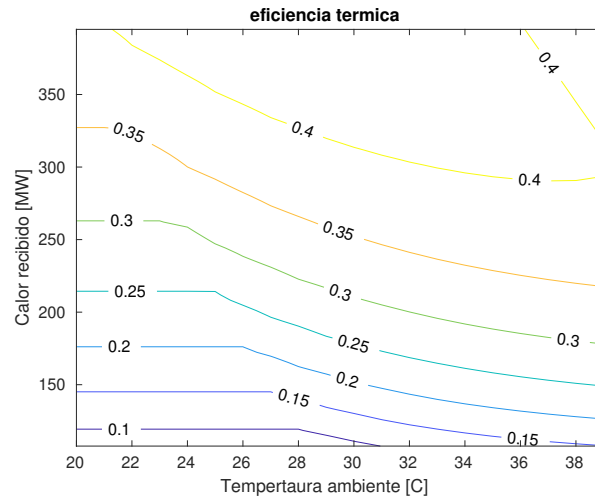


Figura 5.6: Eficiencia para fracción de recompresión variable con recompresor desacoplado.

$$\eta = 1,4464e-1 - 4,6908e-2T + 3,3729e-3Q + 1,8889e-3T^2 - 6,0764e-6Q^2 - 2,2499e-5T^3 + 3,2963e-9Q^3 \quad (5.3)$$

Además la Figura 5.7 muestra como debe ser optimizada la fracción de recompresión para maximizar la eficiencia. Se puede notar que en la parte inferior el ciclo no conviene recomprimir, pues la fracción de recompresión tiende a cero, por otra parte en la parte superior tiende a la fracción de diseño.

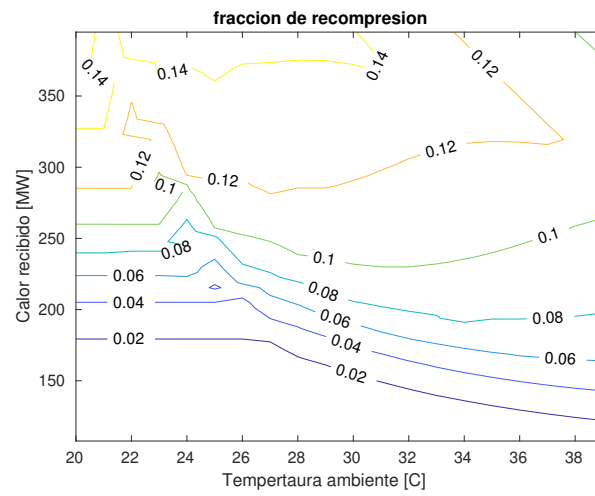


Figura 5.7: Fracción de recompresión optimizada para recompresor desacoplado.

Capítulo 6

Conclusión

Se desarrolló un modelo de ciclos Brayton con $s\text{CO}_2$ para la configuración de recompresión. El modelo es lo suficientemente versátil para encontrar el punto de diseño bajo cualquier modificación, ya sea, la potencia neta de salida, temperatura de entrada a la turbina o compresor, presiones de trabajo, caída de presión del sistema.

Como se muestra en la figura 5.1 para temperaturas de entrada al compresor bajas la fracción de recompresión alcanza un máximo de 22 % y disminuye hasta llegar a 0 % para temperaturas por sobre los 50°C. En la figura 5.2 se muestra una fuerte dependencia de la fracción de recompresión y está debe disminuir a medida que la temperatura a la entrada del compresor aumenta para alcanzar la máxima eficiencia.

Para las condiciones fuera de diseño el modelo permite una representación realista, pues admite como parámetro de entrada las variables ambientales, respondiendo así a un objetivo específico. Estas simulaciones pueden ser aplicadas para una fracción de recompresión fija (determinada en el punto de diseño) o una fracción de recompresión variable (optimizando la eficiencia). Se realizó una simulación estableciendo un dominio para la temperatura ambiente y para el calor de entrada (respecto al calor de diseño). Esta simulación entregó una eficiencia promedio de 29.840 % en el caso de la fracción de recompresión fija

con compresor acoplado, una eficiencia promedio de 31.039 % para fracción fija y compresor desacoplado y finalmente para el caso de fracción de recompresión variable y compresor desacoplado una eficiencia promedio de 31.453 %. Considerando el eje desacoplado cuando la fracción es fija se tiene que la eficiencia mejora de 1.199 puntos porcentuales con respecto al caso de compresor acoplado. Considerando fracción de recompresión variable con compresor variable se obtiene una mejoría de 1.613 puntos porcentuales con respecto al caso de fracción de recompresión fija acoplado y 0.414 puntos porcentuales con respecto al caso de fracción de recompresión fija con compresor desacoplado. En todos los casos se obtuvieron polinomios de interpolación para la eficiencia térmica en función de las variables ambientales.

También se demuestra que si consideramos una fracción de recompresión variable las ecuaciones propuestas por Patnode deben cambiar en las ecuaciones 3.25 y 3.26 basado en análisis de Dittus-Boelter [39] para el recuperador de calor de baja temperatura, producido por el cambio de flujo másico global de sCO_2 y la fracción de compresor ajustada para optimizar el ciclo.

Además se muestra que considerar las propiedades constantes en el enfriador lleva a errores del 15-17 % para la capacitancia, 20 % para el calor rechazado del ciclo y solo 2 % para la temperatura de salida del enfriador, por lo que se concluye que el enfriador si debe ser discretizado para un análisis más detallado, debido a la cercanía con el punto crítico.

Bibliografía

- [1] Theodore L Bergman, Frank P Incropera, David P DeWitt, and Adrienne S Lavine. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, 2011.
- [2] Klaus Brun, Peter Friedman, and Richard Dennis. Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide (sCO₂) based power cycles. Woodhead publishing, 2017.
- [3] Alberto de la Calle, Alicia Bayon, and Yen Chean Soo Too. Impact of ambient temperature on supercritical co₂ recompression brayton cycle in arid locations: Finding the optimal design conditions. *Energy*, 153:1016–1027, 2018.
- [4] Yoonhan Ahn, Seong Jun Bae, Minseok Kim, Seong Kuk Cho, Seungjoon Baik, Jeong Ik Lee, and Jae Eun Cha. Review of supercritical co₂ power cycle technology and current status of research and development. *Nuclear Engineering and Technology*, 47(6):647–661, 2015.
- [5] Thomas Conboy, Steven Wright, James Pasch, Darryn Fleming, Gary Rochau, and Robert Fuller. Performance Characteristics of an Operating Supercritical CO₂ Brayton Cycle. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 134(11):111703–111703, September 2012.
- [6] John J. Dyreby. Modeling the supercritical carbon dioxide brayton cycle with recompression. PhD thesis, THE UNIVERSITY OF WISCONSIN-MADISON, 2014.

- [7] Steven A. Wright, Ross F. Radel, Milton E. Vernon, Gary E. Rochau, and Paul S. Pickard. Operation and analysis of a supercritical CO₂ brayton cycle. Sandia Report, No. SAND2010-0171, 2010.
- [8] Robert W Serth and Thomas Lestina. Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb. Academic Press, 2014.
- [9] Ernest G. Feher. The supercritical thermodynamic power cycle. *Energy conversion*, 8:85–90, 1968.
- [10] Ho Jung Lee, H Kim, and C Jang. Compatibility of candidate structural materials in high-temperature s-co₂ environment. In *The 4th Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*. Pittsburgh PA, 2014.
- [11] GS Was, P Ampornrat, G Gupta, S Teyseyre, EA West, TR Allen, K Sridharan, L Tan, Y Chen, X Ren, et al. Corrosion and stress corrosion cracking in supercritical water. *Journal of Nuclear Materials*, 371(1-3):176–201, 2007.
- [12] Michael Persichilli, Alex Kacludis, Edward Zdankiewicz, and Timothy Held. Supercritical co₂ power cycle developments and commercialization: why sco₂ can displace steam ste. *Power-Gen India & Central Asia*, 2012.
- [13] Ming-Jia Li, Han-Hui Zhu, Jia-Qi Guo, Kun Wang, and Wen-Quan Tao. The development technology and applications of supercritical co₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries. *Applied Thermal Engineering*, 126:255–275, 2017.
- [14] Gianfranco Angelino. Carbon dioxide condensation cycles for power production. *Journal of Engineering for Power*, 90(3):287–295, 1968.
- [15] Vaclav Dostal, Michael J. Driscoll, and Pavel Hejzlar. A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors. Massachusetts Institute of Technology. Dept. of Nuclear Engineering, Cambridge, MA, Paper No. MIT-ANP-TR-100, 2004.

- [16] Anton Moiseyev and James J Sienicki. Investigation of alternative layouts for the supercritical carbon dioxide brayton cycle for a sodium-cooled fast reactor. *Nuclear Engineering and Design*, 239(7):1362–1371, 2009.
- [17] Burhanuddin Halimi and Kune Y Suh. Computational analysis of supercritical co₂ brayton cycle power conversion system for fusion reactor. *Energy Conversion and management*, 63:38–43, 2012.
- [18] Yifan Zhang, Hongzhi Li, Wanlong Han, Wengang Bai, Yu Yang, Mingyu Yao, and Yueming Wang. Improved design of supercritical co₂ brayton cycle for coal-fired power plant. *Energy*, 155:1–14, 2018.
- [19] Marc T Dunham and Brian D Iverson. High-efficiency thermodynamic power cycles for concentrated solar power systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30:758–770, 2014.
- [20] Craig S Turchi, Zhiwen Ma, Ty W Neises, and Michael J Wagner. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems. *Journal of Solar Energy Engineering*, 135(4):041007, 2013.
- [21] Adrian S Sabau, Hebi Yin, AL Qualls, and Joanna McFarlane. Investigations of supercritical co₂ rankine cycles for geothermal power plants. Technical report, Oak Ridge National Lab.(ORNL), Oak Ridge, TN (United States), 2011.
- [22] Seong Jun Bae, Yoonhan Ahn, Jekyoung Lee, and Jeong Ik Lee. Various supercritical carbon dioxide cycle layouts study for molten carbonate fuel cell application. *Journal of Power Sources*, 270:608–618, 2014.
- [23] D Sanchez, JM Munoz de Escalona, R Chacartegui, A Munoz, and T Sanchez. A comparison between molten carbonate fuel cells based hybrid systems using air and supercritical carbon dioxide

- brayton cycles with state of the art technology. *Journal of Power Sources*, 196(9):4347–4354, 2011.
- [24] MA Reyes-Belmonte, A Sebastián, M Romero, and J González-Aguilar. Optimization of a re-compression supercritical carbon dioxide cycle for an innovative central receiver solar power plant. *Energy*, 112:17–27, 2016.
- [25] Ricardo Vasquez Padilla, Yen Chean Soo Too, Regano Benito, Robbie McNaughton, and Wes Stein. Multi-objective thermodynamic optimisation of supercritical co₂ brayton cycles integrated with solar central receivers. *International Journal of Sustainable Energy*, 37(1):1–20, 2018.
- [26] Minh Tri Luu, Dia Milani, Robbie McNaughton, and Ali Abbas. Advanced control strategies for dynamic operation of a solar-assisted recompression supercritical co₂ brayton power cycle. *Applied Thermal Engineering*, 136:682–700, 2018.
- [27] Hang Zhao, Qinghua Deng, Wenting Huang, Dian Wang, and Zhenping Feng. Thermodynamic and economic analysis and multi-objective optimization of supercritical co₂ brayton cycles. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 138(8):081602, 2016.
- [28] William Seidel. Model Development and Annual Simulation of the Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle for Concentrating Solar Power Applications. PhD thesis, UNIVERSITY OF WISCONSIN–MADISON, 2010.
- [29] Doug J Gavic. Investigation of Water, Air, and Hybrid Cooling for Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycles. 2013.
- [30] J Floyd, N Alpy, A Moiseyev, D Haubensack, G Rodriguez, J Sienicki, and G Avakian. A numerical investigation of the sco₂ recompression cycle off-design behaviour, coupled to a sodium

cooled fast reactor, for seasonal variation in the heat sink temperature. *Nuclear Engineering and Design*, 260:78–92, 2013.

- [31] Dia Milani, Minh Tri Luu, Robbie McNaughton, and Ali Abbas. Optimizing an advanced hybrid of solar-assisted supercritical co₂ brayton cycle: A vital transition for low-carbon power generation industry. *Energy Conversion and Management*, 148:1317–1331, 2017.
- [32] Gregory Berthet Couso, Rodrigo Barraza Vicencio, Ricardo Vasquez Padilla, Yen Chean Soo Too, and John Pye. Dynamic model of supercritical co₂ brayton cycles driven by concentrated solar power. In *ASME 2017 11th International Conference on Energy Sustainability collocated with the ASME 2017 Power Conference Joint With ICOPE-17, the ASME 2017 15th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, and the ASME 2017 Nuclear Forum*, pages V001T05A008–V001T05A008. American Society of Mechanical Engineers, 2017.
- [33] Rajinesh Singh, Sarah A Miller, Andrew S Rowlands, and Peter A Jacobs. Dynamic characteristics of a direct-heated supercritical carbon-dioxide brayton cycle in a solar thermal power plant. *Energy*, 50:194–204, 2013.
- [34] Brian Kernighan and Dennis M Ritchie. *The C programming language*. Prentice hall, 2017.
- [35] Ian H. Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6):2498–2508, February 2014.
- [36] David Japikse, Nicholas Baines, et al. *Introduction to turbomachinery*. Number BOOK. 1994.
- [37] Michael J Moran, Howard N Shapiro, Daisie D Boettner, and Margaret B Bailey. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2010.

- [38] Philip J Pritchard and John C Leylegian. Fox and mcdonald's introduction to fluid mechanics. 2011, 2011.
- [39] FW Dittus and LMK Boelter. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. International Communications in Heat and Mass Transfer, 12(1):3–22, 1985.
- [40] Angela M. Patnode. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants. PhD thesis, University of Wisconsin-madison, 2006.
- [41] Dale E Briggs and Edwin H Young. Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes. In Chem. Eng. Prog. Symp. Ser, volume 59, pages 1–10, 1963.
- [42] Gregory Nellis and Sanford Klein. Heat transfer. Cambridge University Press, 2012.
- [43] William H Press, Brian P Flannery, Saul A Teukolsky, and William T Vetterling. Numerical recipes the art of scientific computing. London: Cambridge University, 1986.
- [44] MATLAB. R2018b Update 3 (9.5.0.1049112). The MathWorks Inc., Natick, Massachusetts, 2018.