



**Universidad**  
Zaragoza

# Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

## SIMULACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE UN CICLO DE POTENCIA CON CO<sub>2</sub> SUPERCRÍTICO

Autor

David Compadre Senar

Director

Luis Miguel Romeo Giménez

Departamento de Ingeniería Mecánica  
Área de Motores Térmicos  
Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
Universidad de Zaragoza  
Junio 2016



---

## Resumen

---

El trabajo "Simulación de un ciclo de potencia con  $CO_2$  supercrítico", surge por el interés de continuar con los estudios que se están realizando sobre un nuevo fluido de trabajo en los ciclos de generación de energía como es el  $CO_2$  en estado supercrítico.

Este interés surge debido al veloz crecimiento de las economías asiáticas China e India, que se traduce en una voraz máquina que demanda energía, y gran parte de esta energía es producida mediante centrales térmicas de vapor que funcionan con la quema de carbón.

Para mejorar el rendimiento de estas centrales se han puesto en marcha nuevas líneas de investigación para aumentar el rendimiento global, una de ellas es la construcción de un ciclo Brayton con  $CO_2$  en estado supercrítico, que es el ciclo que vamos a tratar en este proyecto.

En primer lugar, se simula mediante el programa *EES*; un ciclo Rankine con vapor supercrítico, ciclos con un rendimiento en torno al 45 %, y un ciclo Brayton con  $CO_2$  supercrítico, de los cuales se calcula su modelo termodinámico y sus variaciones en el rendimiento frente a diversos parámetros del ciclo.

A partir de aquí, se presentan las conclusiones frente a la decisión de seguir apoyando el ciclo Brayton, ya que durante el proceso de simulación se han obtenido resultados referentes al rendimiento del ciclo Brayton entre el [50-60] % que se apoyan en los datos obtenidos en el artículo [9] escrito por *Yann Le Moullec* y *Mounir Mecheri* que hablan de un rendimiento del ciclo entre el 52,4 % y el 53,5 %. Además se observa una fuerte disminución del tamaño de los equipos a emplear debido a las propiedades que presenta el  $CO_2$  en un estado supercrítico, que nos permiten trabajar con un flujo volumétrico mucho menor que el que necesitaríamos con el ciclo de vapor.



## DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D<sup>a</sup>. DAVID COMPADRE SENAR,

con nº de DNI 76974682-F en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)  
GRADO, (Título del Trabajo)

SIMULACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE UN CICLO DE POTENCIA CON CO2  
SUPERCRÍTICO

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 22/06/2016

Fdo: DAVID COMPADRE SENAR

# Índice general

---

---

|  |           |
|--|-----------|
| <b>1. Introducción</b>   | <b>7</b>  |
| 1.1. Situación energética mundial  | 7         |
| 1.2. Líneas de investigación   | 8         |
| 1.3. Objetivo del proyecto   | 9         |
| <b>2. Simulación de un ciclo Rankine con vapor de agua en estado supercrítico</b>              | <b>10</b> |
| 2.1. Método de resolución  | 10        |
| 2.2. Resultados y análisis   | 16        |
| 2.2.1. Propiedades estados termodinámicos del ciclo Rankine con vapor en estado supercrítico   | 16        |
| 2.2.2. Variaciones del rendimiento frente a diversas variables del ciclo                       | 18        |
| <b>3. Simulación de un ciclo Brayton con CO<sub>2</sub> en estado supercrítico</b>             | <b>21</b> |
| 3.1. Método de resolución  | 21        |
| 3.2. Resultados y análisis   | 26        |
| 3.2.1. Propiedades estados termodinámicos del ciclo con CO <sub>2</sub> en estado supercrítico | 26        |
| 3.2.2. Variaciones del rendimiento frente a diversas variables del ciclo                       | 28        |
| <b>4. Análisis y Comparativa</b>   | <b>32</b> |
| <b>5. Conclusiones</b>   | <b>35</b> |

**Bibliografía 36**

**A. Anexos 38**

A.1. Código *EES* ..... 38

A.1.1. Ciclo Rankine con vapor en estado supercrítico ..... 38

A.1.2. Ciclo Brayton con  $CO_2$  en estado supercrítico ..... 60

---

---

## CAPÍTULO 1

# Introducción

---

---

### 1.1 Situación energética mundial

---

Debido al gran aumento de la demanda energética mundial la comunidad científica lleva años buscando y potenciando energías alternativas o mejorando los procesos ya existentes, ya que el cambio radical a las energías renovables es muy complicado y debe hacerse de manera gradual.

Durante el año 2014 el nivel de crecimiento de las energías primarias tan solo aumentó un 0,9% [2]. Esto se debe a una mejora en la eficiencia y apoyo en las políticas y medidas impulsoras de las energías renovables en la Unión Europea que obtuvo una bajada de las emisiones de  $CO_2$  del 5,4 %, así como unos valores de demanda energética en ese mismo año equiparables a los de 1985.

Otro de los factores determinantes en la bajada del consumo de energías primarias es la desaceleración en el ritmo de crecimiento de la economía China, que representa el 23% del consumo energético global.

En este contexto debemos observar que China e India [10], dos de los mayores consumidores de carbón, y de combustibles fósiles en general, están sufriendo una bajada en el consumo energético, debido a que se está equilibrando su economía tras años creciendo a un alto ritmo.

Como podemos ver en la figura 1.1, obtenida del informe anual sobre la situación energética global de la empresa *BP*, observamos que el 86.3% de la energía consumida en 2014 procede de combustibles fósiles.

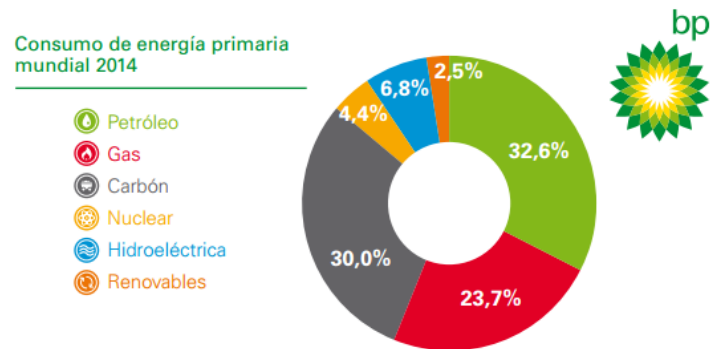


Figura 1.1: Gráfica porcentajes de tipos de energías usadas en el año 2014 [2]

Por tanto se han abierto varias líneas de investigación para desarrollar mejoras que contribuyan a aumentar la eficiencia térmica de las centrales de energía ya existentes, por una parte para aumentar la energía producida, y por otra, para reducir la emisión de los gases de efecto invernadero.

## 1.2 Líneas de investigación

En las diferentes vías de investigación sobre energías renovables, biocombustibles, o energía nuclear, vamos a reparar en la concepción de replantearse el ciclo Rankine supercrítico de las centrales térmicas de carbón, que utilizan vapor de agua como fluido de trabajo; por ciclos Brayton que usen como fluido de trabajo dióxido de carbono en estado supercrítico, un fluido que se expande como un gas, pero con una densidad similar a la de un líquido [1]; esto le permite trabajar en equipos mucho más compactos como se observa en la figura 1.2.

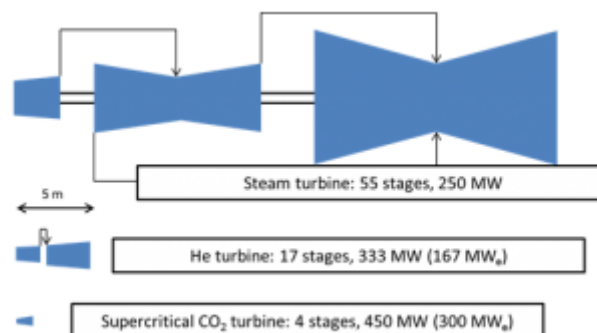


Figura 1.2: Tamaños Turbinas para diferentes fluidos de trabajo [3]



Además en condiciones supercríticas de presión y temperatura podemos alcanzar grandes eficiencias térmicas; rendimientos del rango del [52-54] % frente a valores del [45-47] % en ciclos de vapor [9].

Por tanto, a partir de este nuevo ciclo, podemos crear un impacto directo en la energía producida a partir de la quema del carbón,, con el que producimos el 30% de la energía mundial 1.1, y por tanto aumentar el rendimiento global de la planta y una reducción de emisiones debida al menor consumo de toneladas de este mineral.

Además mirando al futuro este nuevo método puede ser implementado otros tipos de formas de generación de energía: como la nuclear, la solar térmica o la geotérmica.

Por eso algunas empresas del sector como General Electric ya se han interesado y han desarrollado los primeros prototipos de turbinas que permiten operar a las condiciones de presión y temperatura que exige este fluido, debido a que el estado del arte actual respecto a los materiales no está actualizado, estas turbinas son capaces de generar 10MW de potencia y se espera que lleguen a 33MW [13].

Durante el proceso de este proyecto la mayoría de documentos técnicos con los que se va a trabajar han sido facilitados por el tutor, y se encuentran en páginas científicas de Internet como *Sciencedirect*. Estos estudios se centran en el diseño de un ciclo de vapor supercrítico integrando la energía necesaria para el lavado del  $CO_2$  [11], y los otros dos en el estudio conceptual de un ciclo Brayton con  $CO_2$  supercrítico [7] y su diseño [9].

### 1.3 Objetivo del proyecto

---

El objetivo del proyecto es comparar y analizar dos ciclos: El primero un ciclo Rankine con vapor de agua en estado supercrítico, y el segundo un ciclo Brayton con  $CO_2$  en estado supercrítico; para determinar si el rendimiento global del ciclo ofrecido por este segundo fluido de trabajo, nos reporta a unos valores que nos ofreciera la certeza de que es interesante continuar con el desarrollo de este tipo de ciclo.

---

## CAPÍTULO 2

# Simulación de un ciclo Rankine con vapor de agua en estado supercrítico

---

Durante el primer capítulo del proyecto vamos a realizar una simulación de un ciclo Rankine con vapor de agua en estado supercrítico que hemos obtenido del artículo [11], para su resolución nos apoyaremos en las tablas de resultados de dicho artículo para verificar los resultados obtenidos. Una vez obtenidos los resultados observaremos la variación del rendimiento en función de diferentes variables que afectan al ciclo, como la temperatura de entrada a las turbinas o la presión en el condensador. El ciclo a resolver se presenta en la figura 2.1.

## 2.1 Método de resolución

---

Los datos iniciales tomados para la resolución del ciclo a partir del artículo [11] son

- Temperatura de entrada a la turbina de alta presión,  $T[1] = 590^{\circ}C$ .
- Presión de entrada a la turbina de alta presión,  $P[1] = 300 \text{ bar}$ .
- Flujo másico a la entrada de la turbina de alta presión,  $\dot{m} = 350 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- Temperatura de entrada a la turbina de media presión,  $T[5] = 610^{\circ}C$ .
- Presión de entrada a la turbina de media presión,  $P[5] = 60,9 \text{ bar}$ .
- Eficiencia de la caldera,  $\text{Eficiencia}_{\text{caldera}} = 94\%$ .

Todos estos datos se pueden modificar por el usuario y el ciclo se resuelve automáticamente al presionar el botón de la interfaz. Además, dados los estados del ciclo (Figura 2.1), se han tomado las siguientes consideraciones:

- Conocidas las relaciones de presiones en las turbinas,  $\frac{P[1]}{P[2]}$ ,  $\frac{P[2]}{P[3]}$ ,  $\frac{P[5]}{P[6]}$ ,  $\frac{P[5]}{P[7]}$ ,  $\frac{P[36]}{P[10]}$ ,  $\frac{P[36]}{P[11]}$ ,  $\frac{P[36]}{P[12]}$ ,  $\frac{P[36]}{P[13]}$ ,  $\frac{P[36]}{P[14]}$
- Creamos los estados adicionales [36], [37], [38], [39], [40] para ayudarnos en el cálculo del ciclo.
- Consideramos que el fluido a la entradas de las bombas (P1, P2, P3 y P4), estados [16], [26], [39] y [40] se encuentra como líquido saturado, con un título  $x = 0$
- Debido a la falta de datos sobre los rendimientos isoentrópicos de las turbinas tomaremos las temperaturas de los estados [2], [6] y [10] de las tablas de propiedades del artículo [11], a través de ellas y conocidos los estados [1], [5] y [36] obtendremos el rendimiento isoentrópico de las turbinas de alta, media y baja presión. Una vez obtenidos los rendimientos, recalcularemos el ciclo sin las temperaturas de los estados mencionados.
- Propiedades termodinámicas del estado [4] coinciden con las del estado [3], pero no su flujo másico.
- Propiedades termodinámicas del estado [8] y [9] coinciden con las del estado [7], pero no su flujo másico.
- Consideraremos a la salida de la turbina de media presión un nuevo estado [36], que tendrá las mismas propiedades termodinámicas que el estado [7], pero no su flujo másico.
- Tomamos el flujo másico a la salida del condensador de las tablas ?? del artículo  $\dot{m}_{16}$ , una vez calculado el resto de flujos másicos lo despejaremos mediante el balance de materia en el condensador:  $\dot{m}_{16} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} + \dot{m}_{25}$
- Los procesos que realiza el fluido a su paso por la bomba son internamente reversibles.
- Consideraremos que el estado [21] se encuentra en las mismas condiciones de presión que el estado [11] y a una temperatura  $T[21] = T_{SAT}(P[11])$

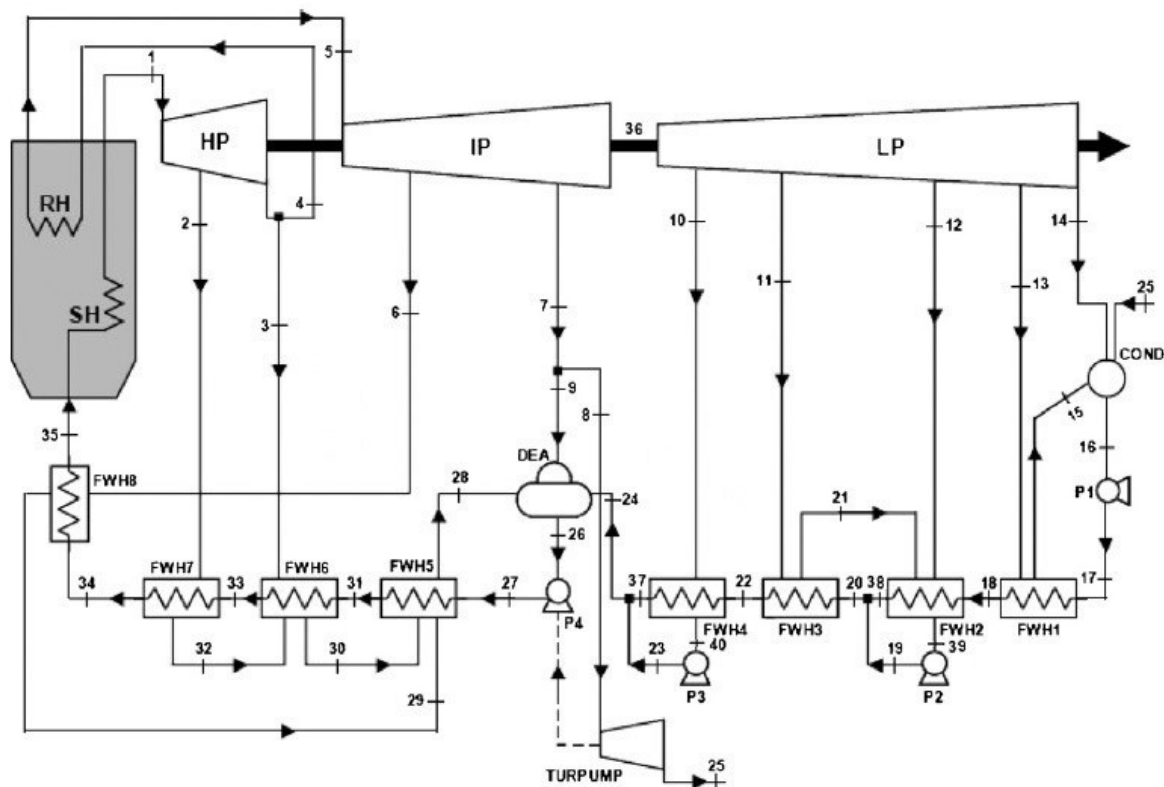


Figura 2.1: Diagrama del ciclo de vapor supercrítico con 8 intercambiadores de calor y un desgasificador [11]

A partir de los estados [1], [5] calculamos el rendimiento isoentrópico de las turbinas de alta 2.1 y media presión 2.2 como hemos comentado en las consideraciones a tomar:

$$\eta_{\text{turbinaHP}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = 89,01 \% \quad (2.1)$$

$$\eta_{\text{turbinaIP}} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} = 88,94 \% \quad (2.2)$$

Conocidas la relaciones de presión y los rendimientos calculamos las entalpías de los estados [2], [3], [4], [6], [7], [8], [9] y por consiguiente sus propiedades termodinámicas. Como ya hemos comentado en las consideraciones, creamos un nuevo estado a la salida de la turbina de media presión, gracias al cual calculamos el rendimiento isoentrópico de la turbina de baja presión 2.3:

$$\eta_{\text{turbinaLP}} = \frac{h_{36} - h_{10}}{h_{36} - h_{10s}} = 90,18 \% \quad (2.3)$$

De nuevo conocida la relación de presiones y el rendimiento de la turbina de baja presión calculamos las entalpías de los estados [10], [11], [12], [13] y [14] y por consiguiente sus propiedades termodinámicas.

A la salida del condensador nos encontramos con líquido saturado y por tanto conocemos las propiedades del estado [16].

Para calcular las entalpías de los estados a las salidas de las bombas, estados [17], [19], [23], [27]:

- Como los valores del volumen específico y la energía interna varían muy poco con la presión a una temperatura dada [8]:

$$v(T, P) = v_f(T) \quad (2.4)$$

$$u(T, P) = u_f(T) \quad (2.5)$$

- Mediante las ecuaciones 2.4 y 2.5 podemos obtener un valor aproximado de la entalpía, por definición:

$$h = u + p \cdot v \quad (2.6)$$

- Que podemos expresar:

$$h(T, P) = h_f(T) + v_f(T) \cdot (p - p_{sat}(T)) \quad (2.7)$$

Para calcular el flujo másico que sale de cada extracción debemos resolver los intercambiadores, mediante la *TTD*. *Terminal Temperature Difference* 2.8, la *DCA*. *Drain Cooler Approach* 2.9 y sus balances de energía 2.10 - 2.11, que se muestran a continuación en la figura 2.2 y en las ecuaciones citadas:

$$TTD = T_{satA}(P[A]) - T_D \quad (2.8)$$

$$TDCA = T_B - T_C \quad (2.9)$$

$$\dot{m}_C \cdot c_{pC} \cdot (T_D - T_C) = \dot{m}_C \cdot (h_A - h_B) \quad (2.10)$$

$$\dot{m}_A \cdot h_A + \dot{m}_C \cdot h_C = \dot{m}_B \cdot h_B + \dot{m}_D \cdot h_D \quad (2.11)$$

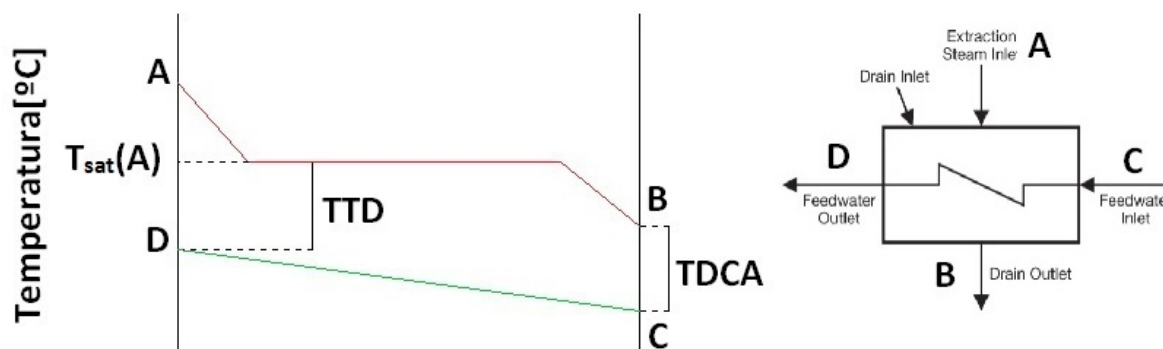


Figura 2.2: Diagrama intercambiador de calor

El método utilizado para el cálculo de los flujos másicos y propiedades de los diferentes estados en los intercambiadores ha sido el siguiente:

- Se ha resuelto de derecha a izquierda, del intercambiador FWH1 hasta el intercambiador FWH8 pasando por el desgasificador.
- Para ello se han tomado los flujos másicos de las extracciones de las turbinas necesarios del artículo [11] para el cálculo de los intercambiadores.
- Por ejemplo en el intercambiador FWH2, se ha tomado como dato el flujo másico del estado[11] para el cálculo del flujo másico en el estado[12].
- Una vez resuelto el intercambiador y conocido  $\dot{m}_{12}$ , tomamos este flujo como dato y  $\dot{m}_{11}$  como incógnita. Y continuamos con los siguientes intercambiadores hasta la resolución total del ciclo.

Para el cálculo del rendimiento total del ciclo se definen los calores cedidos por la caldera y los trabajos producidos en las bombas y en las tres turbinas cada turbina 2.16 - 2.27:

- Definimos los flujos másicos para el cálculo de la turbina de baja presión en las ecuaciones 2.12 - 2.15:

$$\dot{y} = \dot{m}_{36} - \dot{m}_{10} \quad (2.12)$$

$$\dot{y}_2 = \dot{m}_{36} - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} \quad (2.13)$$

$$\dot{y}_3 = \dot{m}_{36} - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} \quad (2.14)$$

$$\dot{y}_4 = \dot{m}_{36} - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13} \quad (2.15)$$

- Calculamos el trabajo de las turbinas de alta, media y baja presión planteando su balance energía en las ecuaciones 2.16 - 2.18 como el flujo másico por la diferencia de entalpías y el trabajo total realizado por todas ellas 2.19:

$$\dot{W}_{\text{turbinaHP}} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.16)$$

$$\dot{W}_{\text{turbinaIP}} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6) + (\dot{m}_5 - \dot{m}_6) \cdot (h_6 - h_7) + (\dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_6) \cdot (h_7 - h_{36}) \quad (2.17)$$

$$\dot{W}_{\text{turbinaLP}} = \dot{m}_{36} \cdot (h_{36} - h_{10}) + \dot{y} \cdot (h_{36} - h_{11}) + \dot{y}_1 \cdot (h_{36} - h_{12}) + \dot{y}_2 \cdot (h_{36} - h_{13}) + \dot{y}_3 \cdot (h_{36} - h_{14}) \quad (2.18)$$

$$\dot{W}_{\text{TURBINAS}} = \dot{W}_{\text{turbinaHP}} + \dot{W}_{\text{turbinaIP}} + \dot{W}_{\text{turbinaLP}} \quad (2.19)$$

- De la misma manera que con las turbinas, realizamos el cálculo del trabajos de las bombas mediante su balance de energía como se muestra en las ecuaciones 2.20 - 2.23:

$$\dot{W}_{\text{P1}} = \dot{m}_{10} \cdot (h_{17} - h_{16}) \quad (2.20)$$

$$\dot{W}_{\text{P2}} = \dot{m}_{39} \cdot (h_{19} - h_{39}) \quad (2.21)$$

$$\dot{W}_{\text{P3}} = \dot{m}_{40} \cdot (h_{23} - h_{40}) \quad (2.22)$$

$$\dot{W}_{\text{BOMBAS}} = \dot{W}_{\text{P1}} + \dot{W}_{\text{P2}} + \dot{W}_{\text{P3}} \quad (2.23)$$

- La caldera nos cede dos calores, el primero para aumentar la temperatura de entrada en la turbina como se muestra en la ecuación 2.24 y el segundo en el que recalentamos el fluido para la segunda etapa de la turbina 2.25:

$$\dot{Q}_{\text{entrada turbina HP}} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{35}) \quad (2.24)$$

$$\dot{Q}_{\text{recalentamiento}} = \dot{m}_4 \cdot (h_5 - h_4) \quad (2.25)$$

$$\dot{Q}_{\text{TOTAL}} = \dot{Q}_{\text{entrada turbina HP}} + \dot{Q}_{\text{recalentamiento}} \quad (2.26)$$

- Finalmente calculamos el rendimiento total del ciclo como se presenta en la ecuación 2.27:

$$\eta_{\text{CICLO}} = \left( \frac{\dot{W}_{\text{TURBINAS}} - \dot{W}_{\text{BOMBAS}}}{\dot{Q}_{\text{TOTAL}}} \right) \cdot \text{Eficiencia}_{\text{caldera}} \quad (2.27)$$

## 2.2 Resultados y análisis

---

### 2.2.1 Propiedades estados termodinámicos del ciclo Rankine con vapor en estado supercrítico

Para la validación de los resultados obtenidos en la simulación, hemos contrastado el flujo másico, la temperatura y la presión frente a los del artículo [11], como se muestra en la figura 2.3, mediante el cálculo del error entre las variables reales y las simuladas, y el cálculo de la media y la desviación típica 2.4:



CAPÍTULO 2. Simulación de un ciclo Rankine con vapor de agua en estado supercrítico 17

| Estado | h artículo | h_EES   | Error | m artículo | m_EES  | Error |
|--------|------------|---------|-------|------------|--------|-------|
| -      | [kJ/kg]    | [kJ/kg] | %     | [kg/s]     | [kg/s] | %     |
| 1      | 3411       | 3411    | 0     | 350        | 350    | 0     |
| 2      | 3076       | 3076    | 0     | 22,1       | 22,09  | 0,05  |
| 3      | 3014       | 3016    | 0,07  | 26         | 26     | 0     |
| 4      | 3014       | 3016    | 0,07  | 301,9      | 301,9  | 0     |
| 5      | 3681       | 3681    | 0     | 301,9      | 301,9  | 0     |
| 6      | 3448       | 3448    | 0     | 17,3       | 17,29  | 0,06  |
| 7      | 3188       | 3194    | 0,19  | 38,1       | 38,05  | 0,13  |
| 8      | 3188       | 3194    | 0,19  | 18,6       | 18,6   | 0     |
| 9      | 3188       | 3194    | 0,19  | 19,5       | 19,45  | 0,26  |
| 10     | 2985       | 2985    | 0     | 13,6       | 13,63  | 0,22  |
| 11     | 2777       | 2784    | 0,25  | 13,7       | 13,64  | 0,44  |
| 12     | 2647       | 2600    | 1,78  | 8,6        | 8,6    | 0     |
| 13     | 2610       | 2479    | 5,02  | 10,7       | 10,81  | 1,03  |
| 14     | 2561       | 2316    | 9,57  | 199,9      | 199,9  | 0     |
| 15     | 238,6      | 211,1   | 11,53 | 10,7       | 10,81  | 1,03  |
| 16     | 137,7      | 137,7   | 0     | 229,3      | 229,3  | 0     |
| 17     | 140,2      | 137,7   | 1,78  | 229,3      | 229,3  | 0     |
| 18     | 244,6      | 244,6   | 0     | 229,3      | 229,3  | 0     |
| 19     | 334,1      | 330,8   | 0,99  | 22,2       | 22,24  | 0,18  |
| 20     | 336,6      | 338,1   | 0,45  | 251,5      | 251,5  | 0     |
| 21     | 452,9      | 482,9   | 6,62  | 13,7       | 13,64  | 0,44  |
| 22     | 462,8      | 462,9   | 0     | 251,5      | 251,5  | 0     |
| 23     | 635,1      | 635,3   | 0,03  | 13,6       | 13,63  | 0,22  |
| 24     | 592,6      | 592,4   | 0,03  | 265,1      | 265,2  | 0,04  |
| 25     | 2567       | 2360    | 8     | 18,6       | 18,6   | 0     |
| 26     | 789,8      | 790,2   | 0,05  | 350        | 350    | 0     |
| 27     | 834,5      | 834,5   | 0     | 350        | 350    | 0     |
| 28     | 880,4      | 877,2   | 0,36  | 65,4       | 65,38  | 0,03  |
| 29     | 3010       | 3010    | 0     | 17,3       | 17,29  | 0,06  |
| 30     | 969,4      | 966     | 0,35  | 48,1       | 48,09  | 0,02  |
| 31     | 952        | 952,1   | 0,01  | 350        | 350    | 0     |
| 32     | 1142       | 1133    | 0,79  | 22,1       | 22,09  | 0,05  |
| 33     | 1115       | 1115    | 0     | 350        | 350    | 0     |
| 34     | 1237       | 1238    | 0     | 350        | 350    | 0     |
| 35     | 1259       | 1259    | 0     | 350        | 350    | 0     |

Figura 2.3: Validación de la Entalpía y flujo másico frente a los resultados del artículo [11]

|             | h     | m     |
|-------------|-------|-------|
| Media       | 0,826 | 0,294 |
| Desv típica | 2,215 | 1,140 |

Figura 2.4: Error medio y desviación típica de los resultados de la simulación

- Observamos que el error medio está en valores entre el [0,3;0,85]%, con una desviación típica entre el [1;2,3] puntos.
- Respecto a la entalpía observamos que hay un máximo de un 11,53%, este error viene dado porque la temperatura obtenida frente a la del artículo difiere en unos 4°C respecto a la de la simulación, eso nos lleva a cometer ese error.

En el caso del estado[21], el error del 6,62% se debe a que hemos calculado la entalpía del estado[21] en función de la presión del estado[11] y a la temperatura de saturación con la presión de ese mismo estado[11]. Obteniendo una diferencia de unos 7°C

- Respecto al flujo másico observamos que el mayor error se comete en la extracción de la turbina del estado[13] con un 1,03%

### 2.2.2 Variaciones del rendimiento frente a diversas variables del ciclo

- El primer parámetro variado ha sido la temperatura de entrada a la turbina de alta presión. Como observamos en la figura 2.5 se produce un aumento del rendimiento al aumentar la temperatura de entrada a la turbina, en este proceso denominado sobrecalentamiento, el área de trabajo aumenta respecto al de una temperatura inferior por tanto  $h_1 - h_2 < h_{1'} - h_{2'}$ . Esto se corresponde al modelo Rankine ideal, que es extrapolable a una central de vapor real.

| T[1]  | Rendimiento |
|-------|-------------|
| [°C]  | [%]         |
| 590   | 46,93       |
| 593,3 | 46,98       |
| 596,7 | 47,03       |
| 600   | 47,08       |
| 603,3 | 47,13       |
| 606,7 | 47,17       |
| 610   | 47,22       |
| 613,3 | 47,27       |
| 616,7 | 47,31       |
| 620   | 47,36       |

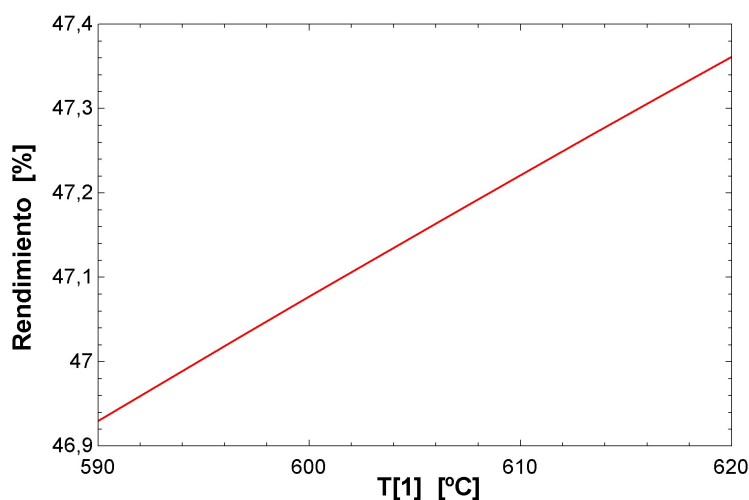


Figura 2.5: Rendimiento total del ciclo frente a la variación de la temperatura de entrada a la turbina de alta presión

- Otro de los parámetros que nos interesa visualizar es la temperatura de entrada a la turbina de media presión representado en la figura 2.6, es decir el proceso de recalentamiento del fluido, en el cual observamos que una mayor temperatura del fluido nos conllevará un aumento en el rendimiento, ya que como hemos comentado en la variación de la temperatura de entrada a la turbina de alta presión, la diferencia de entalpías será mayor al aumentar la temperatura y por tanto aumentará el rendimiento.

| T[5]  | Rendimiento |
|-------|-------------|
| [°C]  | [%]         |
| 610   | 46,93       |
| 611,1 | 46,94       |
| 612,2 | 46,95       |
| 613,3 | 46,96       |
| 614,4 | 46,97       |
| 615,6 | 46,98       |
| 616,7 | 46,99       |
| 617,8 | 47          |
| 618,9 | 47          |
| 620   | 47,01       |

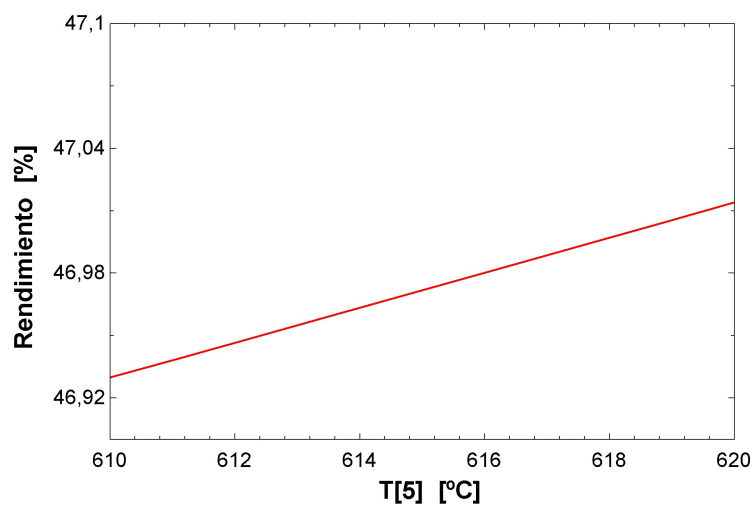


Figura 2.6: Rendimiento total del ciclo frente a la variación de la temperatura de entrada a la turbina de media presión

- Mediante la variación de la presión de entrada a la turbina de alta presión en un modelo Rankine ideal, se observa que la temperatura media de absorción de calor es mayor al aumentar la presión en la caldera [8], fijando la presión en el condensador, por tanto el rendimiento también aumenta, como en nuestro caso que viene representado en la figura 2.7:

| P[1]  | Rendimiento |
|-------|-------------|
| [°C]  | [%]         |
| 290   | 46,85       |
| 293,3 | 46,88       |
| 296,7 | 46,9        |
| 300   | 46,93       |
| 303,3 | 46,95       |
| 306,7 | 46,98       |
| 310   | 47          |
| 313,3 | 47,02       |
| 316,7 | 47,04       |
| 320   | 47,06       |

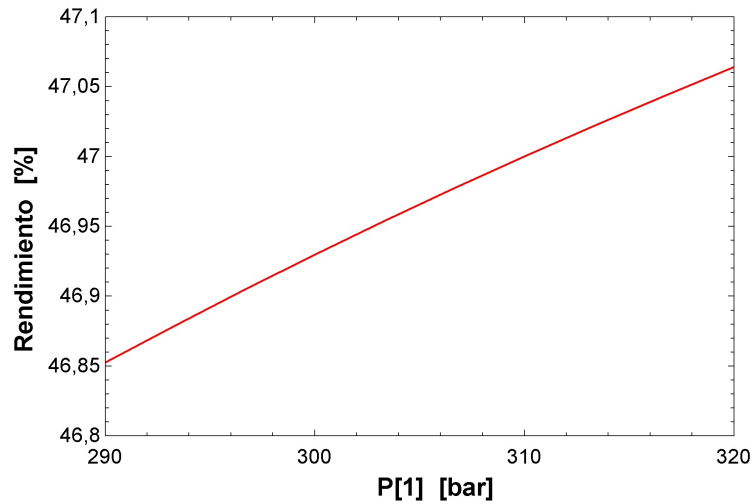


Figura 2.7: Rendimiento total del ciclo frente a la variación de la presión de entrada a la turbina de alta presión

- Por último hemos variado la presión del condensador, la cual fija la presión de salida de la turbina de baja presión. Al disminuir la presión en el condensador, disminuimos la temperatura del calor cedido en el ciclo y por tanto aumentamos su rendimiento [8], como se observa en la figura 2.8:

| Pcond   | Rendimiento |
|---------|-------------|
| [°C]    | [%]         |
| 0,03    | 47,85       |
| 0,03556 | 47,55       |
| 0,04111 | 47,29       |
| 0,04667 | 47,06       |
| 0,05222 | 46,85       |
| 0,05778 | 46,66       |
| 0,06333 | 46,48       |
| 0,06889 | 46,32       |
| 0,07444 | 46,16       |
| 0,08    | 46,02       |

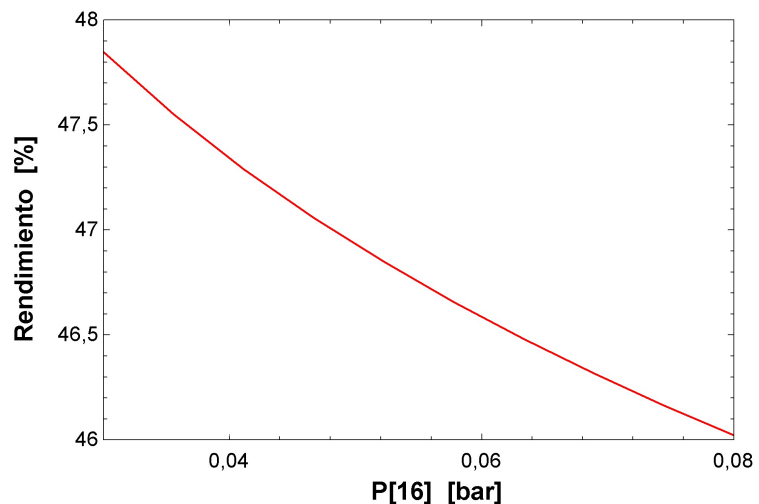


Figura 2.8: Rendimiento total del ciclo frente a la variación de la presión del condensador

---

## CAPÍTULO 3

# Simulación de un ciclo Brayton con CO<sub>2</sub> en estado supercrítico

---

Una vez resuelto el ciclo Rankine con vapor supercrítico procederemos a simular el ciclo Brayton con  $CO_2$  en estado supercrítico, este ciclo lo obtendremos del artículo [9]; para validarlo nos apoyaremos en el diagrama T-s, que se representa en el artículo. Tras su resolución nos detendremos para visualizar el rendimiento en función de variables como como la temperatura de entradas a las turbinas o en el compresor. El ciclo simulado se presenta en la figura 3.1.

### 3.1 Método de resolución

---

Los datos iniciales planteados a partir del artículo [9] para la resolución del ciclo son:

- Temperatura de entrada al compresor,  $T[1] = 32^\circ C$ .
- Presión de entrada al compresor,  $P[1] = 74 \text{ bar}$ .
- Presión de salida del compresor,  $P[2] = 200 \text{ bar}$ .
- Temperatura de entrada a las turbinas de alta, media y baja presión,  $T[5], T[7], T[9] = 620^\circ C$ .
- Rendimiento isoentrópico del compresor,  $Re nd_{comp} = 89\%$ .
- Rendimiento isoentrópico de las turbinas de alta, media y baja presión,  $Re nd_{turb} = 93\%$ .

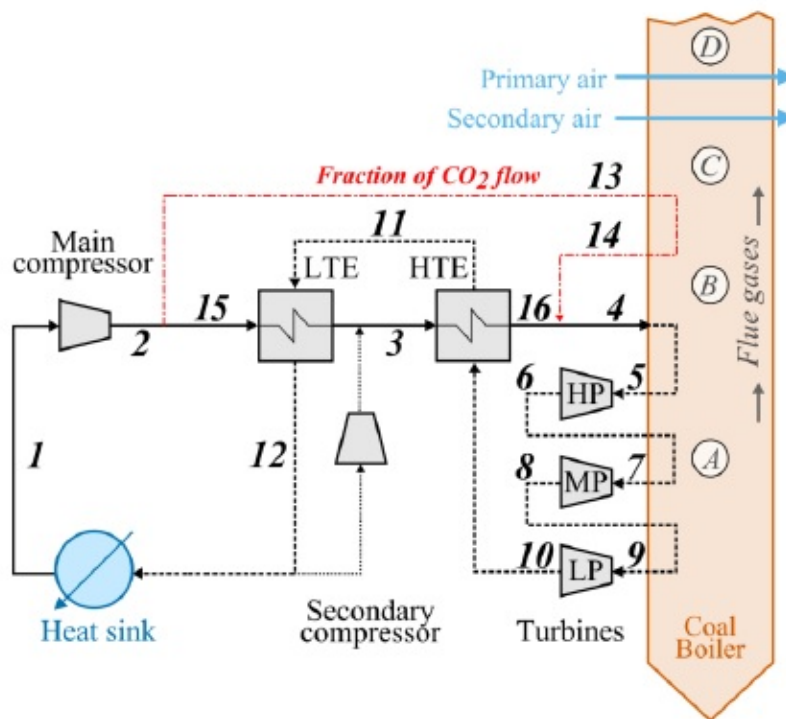


Figura 3.1: Diagrama del ciclo Brayton con  $CO_2$  supercrítico con doble recalentamiento adaptado a una planta térmica de carbón [9]

Estos datos iniciales pueden ser modificados por el usuario resolviéndose el ciclo automáticamente. Además, dados los datos iniciales del ciclo (Figura 3.1), se han tomado las siguientes consideraciones:

- Realizaremos la simulación del ciclo sin tener en consideración el compresor secundario.
- Fijamos el flujo másico,  $\dot{m} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- Fijamos la fracción del flujo másico a partir del estado 2,  $x = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- Consideramos la temperatura que sale del punto de derivación hacia el intercambiador LTE,  $T[15] = T[2]^\circ C$
- Fijamos la temperatura de salida de la caldera de la fracción flujo másico,  $T[14] = 500^\circ C$
- En el intercambiador de calor LTE tomaremos en consideración,  $T[3] = T[12] + 75^\circ C$

- En el intercambiador de calor HTE tomaremos en consideración,  $T[16] = T[10] - 75^\circ C$
- Se debe cumplir que:  $P[13] - P[14] = P[2] - P[16] \text{ bar}$
- Eficiencia de la caldera:  $\text{Eficiencia}_{\text{caldera}} = 92\%$

Para el cálculo de las entalpías de los estados [2], [6], [8] y [10], y por consiguiente el resto de sus propiedades, ya que también es conocida su presión, usamos las ecuaciones que se muestran en las siguientes expresiones 3.1 - 3.4.

La primera 3.1 es el rendimiento isoentrópico del compresor, el cociente entre el trabajo reversible y el real y las siguientes 3.2 - 3.4 los rendimientos isoentrópicos de las turbinas, los cocientes entre sus respectivos trabajos reales y reversibles [6]:

$$\eta_{\text{compresor}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.1)$$

$$\eta_{\text{turbinaALTA}} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (3.2)$$

$$\eta_{\text{turbinaMEDIA}} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}} \quad (3.3)$$

$$\eta_{\text{turbinaBAJA}} = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_{10s}} \quad (3.4)$$

El cálculo de los estados termodinámicos está formulado dentro del programa *EES (Engineering Equation Solver)*, tomando funciones ya definidas para su cálculo.

Comenzamos calculando las propiedades del estado[1] que nos vienen definidas ya que conocemos su presión y temperatura, del estado[2] solo es conocido su caudal y presión; mediante el rendimiento isoentrópico del compresor 3.1 y del estado isoentrópico [2s], en el que se cumple que  $s[2s]=s[1]$  y  $P[2s]=P[2]$ , calculamos su entalpía para poder despejar en la ecuación 3.1. Una vez conocida la entalpía calculo sus propiedades.

Ahora debemos saltar al estado[5], la entrada de la turbina de alta presión, de la cual conocemos su presión y temperatura y por tanto sus propiedades.

En el conjunto de turbinas se debe cumplir la relación de presiones entre todas y que entre las salidas y entradas de las turbinas se cumpla:  $P[6]=P[7]$  y  $P[8]=P[9]$ .

Conociendo las presiones de los estados [5] y [10] (salida de la turbina de baja presión) y llamando [a] a las variables P[6] y P[7], y [b] a las variables P[8] y P[9] podemos obtener mediante la relación de presiones entre etapas 3.5 y la relación de presiones entre las tres etapas 3.6:

$$r = \frac{P_5}{a} = \frac{a}{b} = \frac{b}{P_{10}} \quad (3.5)$$

$$r^3 = \frac{P_5}{P_{10}} = \frac{P_5}{a} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{b}{P_{10}} \quad (3.6)$$

Despejando  $r^3$  en 3.7 - 3.9 :

$$r = \sqrt[3]{\frac{P_5}{P_{10}}} \quad (3.7)$$

$$r = \frac{b}{P_{10}} \quad (3.8)$$

$$r = \frac{a}{b} \quad (3.9)$$

Una vez conocidas las presiones de los estados [6], [7], [8] y [9], conocidas las temperaturas de entrada a las turbinas y con los rendimientos isoentrópicos de las turbinas calculamos las entalpías de los estados [5], [6], [7], [8], [9] y [10] y por consiguiente sus propiedades termodinámicas.

Ya podemos despejar los estados [14], [15] y [16], de los cuales conocemos su presión y temperatura, la temperatura del estado[16] varía según el estado[10] para evitar grandes saltos de temperatura en el intercambiador HTE que nos afecten al rendimiento final del ciclo.

Mediante los balances de energía 3.10 - 3.13 obtengo las entalpías de los estados [4], [11], [12] y [13], y mediante el programa *EES* sus propiedades. Los estados [4] y [13] son dos estados que entran a la caldera y su entalpía viene dada por las ecuaciones 3.10 y 3.11

$$\dot{m} \cdot h_4 = x \cdot \dot{m} \cdot h_{14} + (1 - x) \cdot \dot{m} \cdot h_{16} \quad (3.10)$$

$$\dot{m} \cdot h_2 = (1 - x) \cdot \dot{m} \cdot h_{15} + x \cdot \dot{m} \cdot h_{13} \quad (3.11)$$



Mientras que los estados [11] y [12] son dos estados que salen de los intercambiadores HTE y LTE, calculados con las ecuaciones 3.12 y 3.13:

$$(1-x) \cdot \dot{m} \cdot (h_{16} - h_{11}) = \dot{m} \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (3.12)$$

$$(1-x) \cdot \dot{m} \cdot (h_3 - h_{15}) = \dot{m} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (3.13)$$

Resuelto el estado[12] y conocida su temperatura podemos calcular el último estado no conocido, el estado[3] el cual varía según la temperatura para evitar un gran salto de temperaturas como en el intercambiador HTE y nos acabe afectando al rendimiento final del ciclo.

Para el cálculo del rendimiento total se definen los calores cedidos por la caldera y los trabajos producidos en el compresor y en las tres turbinas cada turbina 3.14 - 3.24:

- Al igual que en el capítulo 2 calculamos el trabajo del compresor y de las turbinas de alta, media y baja presión planteando su balance energía en las ecuaciones 3.14 - 3.17 como el flujo másico por la diferencia de entalpías y el trabajo total realizado por todas ellas 3.18:

$$\dot{W}_{\text{compresor}} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (3.14)$$

$$\dot{W}_{\text{turbinaALTA}} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6) \quad (3.15)$$

$$\dot{W}_{\text{turbinaMEDIA}} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (3.16)$$

$$\dot{W}_{\text{turbinaBAJA}} = \dot{m}_9 \cdot (h_9 - h_{10}) \quad (3.17)$$

$$\dot{W}_{\text{TURBINAS}} = \dot{W}_{\text{turbinaALTA}} + \dot{W}_{\text{turbinaMEDIA}} + \dot{W}_{\text{turbinaBAJA}} \quad (3.18)$$

- En este caso la caldera nos cede dos calores, el primero para aumentar la temperatura de la extracción de flujo como se muestra en la ecuación 3.19, el segundo para

aumentar la temperatura de entrada a la turbina 3.20 y el resto como recalentamiento para las diferentes etapas de la turbina que se presentan en las ecuaciones 3.21 y 3.22, así como el calor total cedido por la caldera 3.23

$$\dot{Q}_{\text{extracciónFLUJO}} = \dot{m}_{13} \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{\text{turbinaALTA}} = \dot{m}_9 \cdot (h_5 - h_4) \quad (3.20)$$

$$\dot{Q}_{\text{turbinaMEDIA}} = \dot{m}_9 \cdot (h_7 - h_6) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_{\text{turbinaBAJA}} = \dot{m}_9 \cdot (h_9 - h_8) \quad (3.22)$$

$$\dot{Q}_{\text{TOTAL}} = \dot{Q}_{\text{extracciónFLUJO}} + \dot{Q}_{\text{turbinaALTA}} + \dot{Q}_{\text{turbinaMEDIA}} + \dot{Q}_{\text{turbinaBAJA}} \quad (3.23)$$

- Finalmente calculamos el rendimiento total del ciclo como se presenta en la ecuación 3.24:

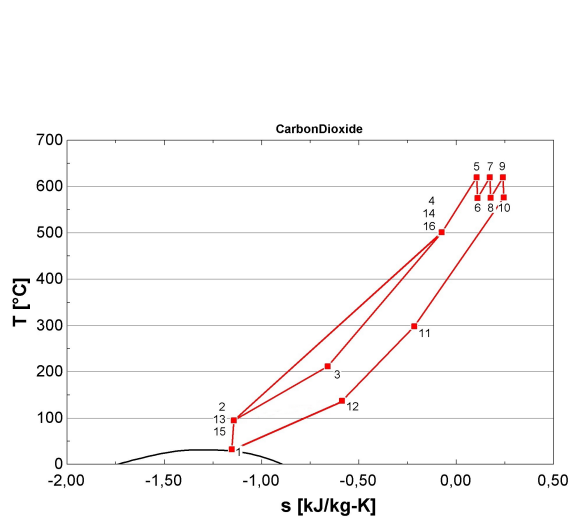
$$\eta_{\text{CICLO}} = \left( \frac{\dot{W}_{\text{TURBINAS}} - \dot{W}_{\text{compresor}}}{\dot{Q}_{\text{TOTAL}}} \right) \cdot \text{Eficiencia}_{\text{caldera}} \quad (3.24)$$

## 3.2 Resultados y análisis

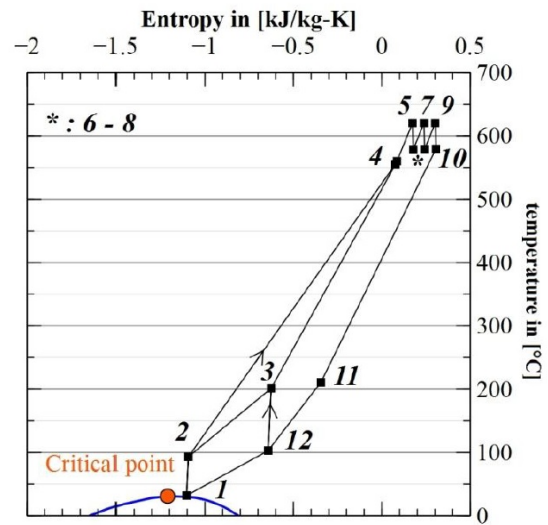
### 3.2.1 Propiedades estados termodinámicos del ciclo con CO<sub>2</sub> en estado supercrítico

Para la validación de los resultados obtenidos en la simulación, hemos obtenido la entropía de los diferentes estados (figura 3.2c), para graficar el diagrama de temperatura y entropía y compararlo con el mismo diagrama del artículo [9] como observamos en las figuras 3.2a y 3.2b:

Para dar validez a la simulación del ciclo, hemos hecho una comparativa entre los diagramas T-s del artículo [9] y el obtenido con el programa *EES*.



(a) Artículo [9]



(b) Programa EES

| m      | T     | P     | h       | s         |
|--------|-------|-------|---------|-----------|
| [kg/s] | [°C]  | [bar] | [kJ/kg] | [kJ/kg.K] |
| 1      | 32,0  | 74    | -128,2  | -1,153    |
| 1      | 94,6  | 202   | -94,6   | -1,143    |
| 0,9    | 211,8 | 201   | 106,8   | -0,660    |
| 1      | 501,0 | 200   | 467,7   | -0,074    |
| 1      | 620,0 | 200   | 615,6   | 0,104     |
| 1      | 575,2 | 143,6 | 563,4   | 0,109     |
| 1      | 620,0 | 143,6 | 618,8   | 0,172     |
| 1      | 575,7 | 103,1 | 567,1   | 0,177     |
| 1      | 620,0 | 103,1 | 621,3   | 0,239     |
| 1      | 576,2 | 74    | 570,0   | 0,244     |
| 1      | 297,8 | 73    | 245,1   | -0,216    |
| 1      | 136,8 | 72    | 63,7    | -0,587    |
| 0,1    | 94,6  | 202   | -94,6   | -1,143    |
| 0,1    | 500,0 | 201   | 466,4   | -0,077    |
| 0,9    | 94,6  | 202   | -94,6   | -1,143    |
| 0,9    | 501,2 | 201   | 467,8   | -0,075    |

(c) Propiedades estados analizados

### 3.2.2 Variaciones del rendimiento frente a diversas variables del ciclo

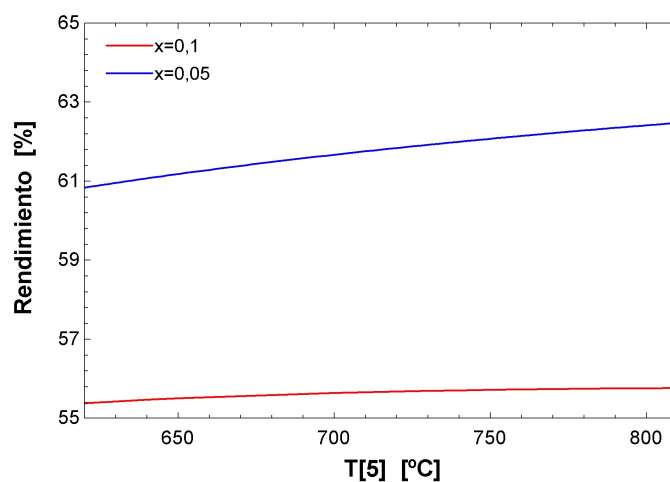
- Variación de la temperatura de entrada a las turbinas: Al recalentar el fluido a la salida de cada etapa de la turbina, aumentamos su temperatura a presión constante, aumentando así el trabajo neto del ciclo, aunque como podemos observar la variación del rendimiento es muy pequeña, apenas de un 0,4 % entre la mínima y la máxima temperatura simulada. Por tanto no nos interesaría mucho variar esta variable.

| T[5]  | Rendimiento |
|-------|-------------|
| [°C]  | [%]         |
| 620   | 55,38       |
| 641,1 | 55,47       |
| 662,2 | 55,54       |
| 683,3 | 55,6        |
| 704,4 | 55,65       |
| 725,6 | 55,68       |
| 746,7 | 55,71       |
| 767,8 | 55,74       |
| 788,9 | 55,75       |
| 810   | 55,76       |

(d) Fracción del flujo másico  $x=0,1$

| T[5]  | Rendimiento |
|-------|-------------|
| [°C]  | [%]         |
| 620   | 60,84       |
| 641,1 | 61,08       |
| 662,2 | 61,31       |
| 683,3 | 61,52       |
| 704,4 | 61,71       |
| 725,6 | 61,89       |
| 746,7 | 62,05       |
| 767,8 | 62,2        |
| 788,9 | 62,34       |
| 810   | 62,47       |

(e) Fracción del flujo másico  $x=0,05$



(f) Gráfica comparativa de ambas fracciones del flujo másico

Figura 3.2: Rendimiento total del ciclo frente a la variación de la temperatura de entrada a las turbinas de alta, media y baja presión

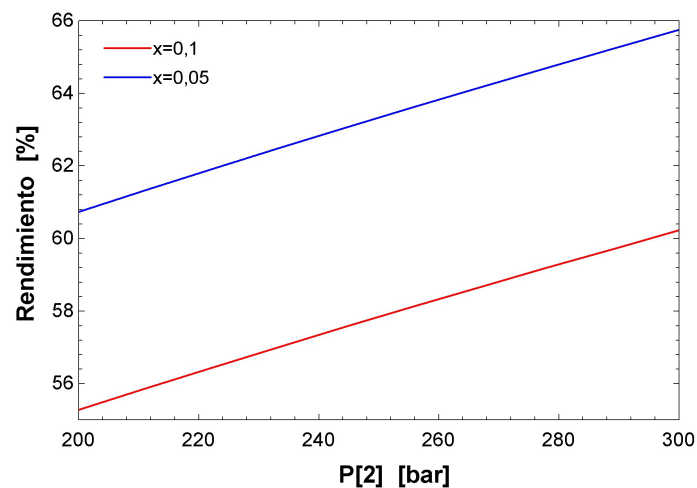
- Realizando una variación de la presión de salida del compresor, observamos que al aumentar la relación de presiones realizamos un aumento del rendimiento térmico del ciclo como podemos comprobar en la gráfica 3.3 aportada. Aunque disminuye el trabajo neto del ciclo.

| P[2]  | Rendimiento |
|-------|-------------|
| [bar] | [%]         |
| 200   | 55,27       |
| 211,1 | 55,86       |
| 222,2 | 56,44       |
| 233,3 | 57,01       |
| 244,4 | 57,56       |
| 255,6 | 58,11       |
| 266,7 | 58,65       |
| 277,8 | 59,18       |
| 288,9 | 59,71       |
| 300   | 60,22       |

(a) Fracción del flujo másico  $x=0,1$

| P[2]  | Rendimiento |
|-------|-------------|
| [bar] | [%]         |
| 200   | 60,73       |
| 211,1 | 61,33       |
| 222,2 | 61,92       |
| 233,3 | 62,49       |
| 244,4 | 63,06       |
| 255,6 | 63,61       |
| 266,7 | 64,16       |
| 277,8 | 64,7        |
| 288,9 | 65,23       |
| 300   | 65,75       |

(b) Fracción del flujo másico  $x=0,05$



(c) Gráfica comparativa de ambas fracciones del flujo másico

Figura 3.3: Rendimiento total del ciclo frente a la variación de la presión de salida del compresor

- Otro parámetro interesante es la variación de la temperatura de entrada al compresor. Cuando aumentamos la temperatura de entrada al compresor, aumentamos por

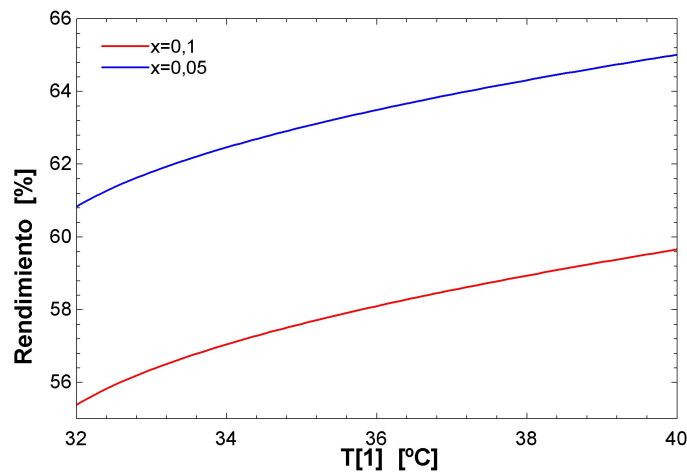
consiguiente su temperatura de salida por la relación de presiones, por tanto el calor en Q[1] disminuye y el rendimiento global del ciclo aumenta.

| T[1]  | Rendimiento |
|-------|-------------|
| [°C]  | [%]         |
| 32    | 55,38       |
| 32,89 | 56,27       |
| 33,78 | 56,91       |
| 34,67 | 57,43       |
| 35,56 | 57,89       |
| 36,44 | 58,3        |
| 37,33 | 58,67       |
| 38,22 | 59,02       |
| 39,11 | 59,35       |
| 40    | 59,66       |

(a) Fracción del flujo másico x=0,1

| T[1]  | Rendimiento |
|-------|-------------|
| [°C]  | [%]         |
| 32    | 60,84       |
| 32,89 | 61,7        |
| 33,78 | 62,33       |
| 34,67 | 62,84       |
| 35,56 | 63,29       |
| 36,44 | 63,69       |
| 37,33 | 64,05       |
| 38,22 | 64,39       |
| 39,11 | 64,71       |
| 40    | 65,01       |

(b) Fracción del flujo másico x=0,05



(c) Gráfica comparativa de ambas fracciones del flujo másico

Figura 3.4: Rendimiento total del ciclo frente a la variación de la temperatura de entrada al compresor

- Finalmente hemos observado la variación del rendimiento frente a la fracción de flujo másico que derivamos por el estado[13], sorprendiéndonos los resultados: Según la fórmula 3.25 que rige a los intercambiadores:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \tag{3.25}$$

Siendo  $\dot{Q}$  el flujo de calor del intercambiador;  $U$ , el coeficiente de transferencia de calor;  $A$ , el área del intercambiador y  $\Delta T$ , la diferencia de temperaturas en el intercambiador entre el fluido caliente y frío.

Observamos en la figura 3.5 que la diferencia entre un rendimiento del 45 % a uno del 57 % prácticamente triplica el tamaño del intercambiador, esta podría ser una vía de mejora tecnológica para el futuro.

| x    | T[12]-T[2] | Rendimiento |
|------|------------|-------------|
| [-]  | [°C]       | [%]         |
| 0,01 | 0,741      | 66,04       |
| 0,02 | 3,658      | 65,11       |
| 0,03 | 8,595      | 63,62       |
| 0,05 | 17         | 61,27       |
| 0,08 | 31,43      | 57,72       |
| 0,13 | 56,31      | 52,63       |
| 0,22 | 99,08      | 45,88       |
| 0,36 | 171,4      | 37,8        |
| 0,6  | 290,6      | 29,21       |
| 1    | 481,4      | 21,19       |

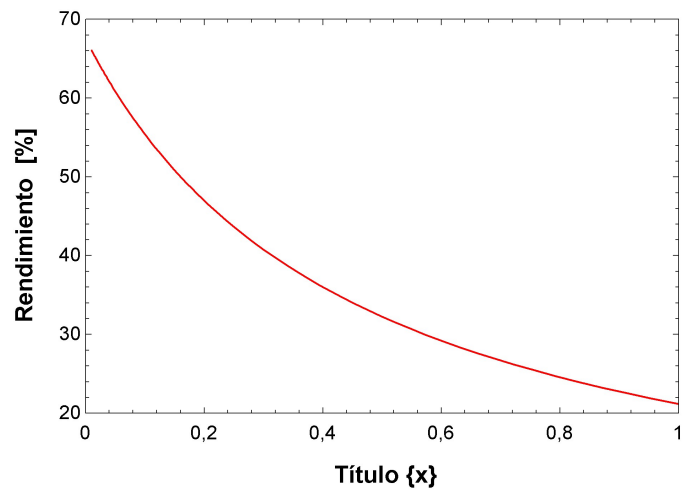


Figura 3.5: Rendimiento total del ciclo frente a la variación de la fracción de flujo másico que se extrae del estado[2]

---

---

## CAPÍTULO 4

# Análisis y Comparativa

---

---

Para la comparación de ambos ciclos hemos tomado varias variables para evaluarlos: la temperatura de entrada a las turbinas, así como la presión de entrada a las mismas y su presión de salida.

- Respecto a la temperatura de entrada a las turbinas, el ciclo de vapor presenta un rango de variación de [590-610]°C mientras que el ciclo de  $CO_2$  se varía ente [620-810]°C; la comparación de los ciclos nos dice que hay casi un 10% de diferencia entre ambos ciclos como podemos observar en la figura 4.1.

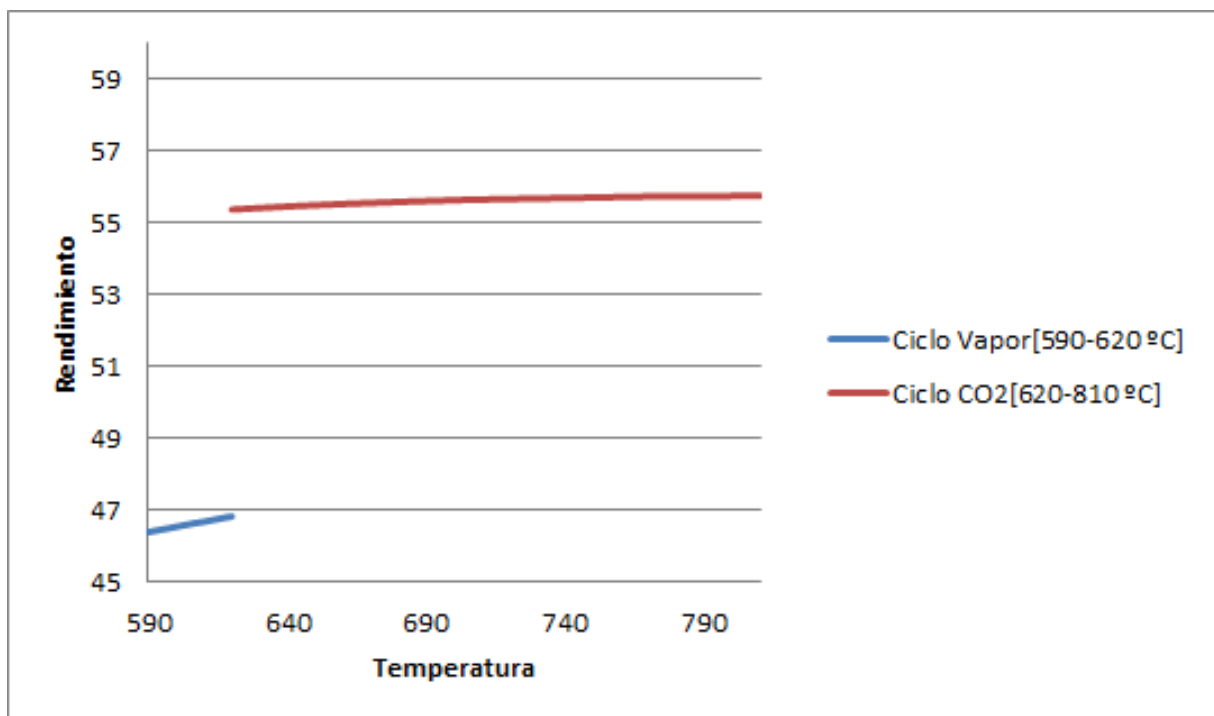


Figura 4.1: Diagrama intercambiador de calor



- Como ya hemos comentado con anterioridad, al aumentar la presión de entrada a la turbina aumentamos la temperatura a la cual se cede calor, una vez realizado este proceso debemos recalentar el fluido para evitar una humedad excesiva que nos pueda acarrear problemas. Observamos en la figura 4.2 que en ambos ciclos obtenemos un aumento del rendimiento, en el caso del ciclo de vapor de un 0,2% para una variación entre [290-320] *bar* 4.2a y en el del  $CO_2$  del 10% para una variación entre [200-400] *bar* 4.2b; y que entre ambos ciclos se observa una diferencia que se mueve entre el 10% - 20%.

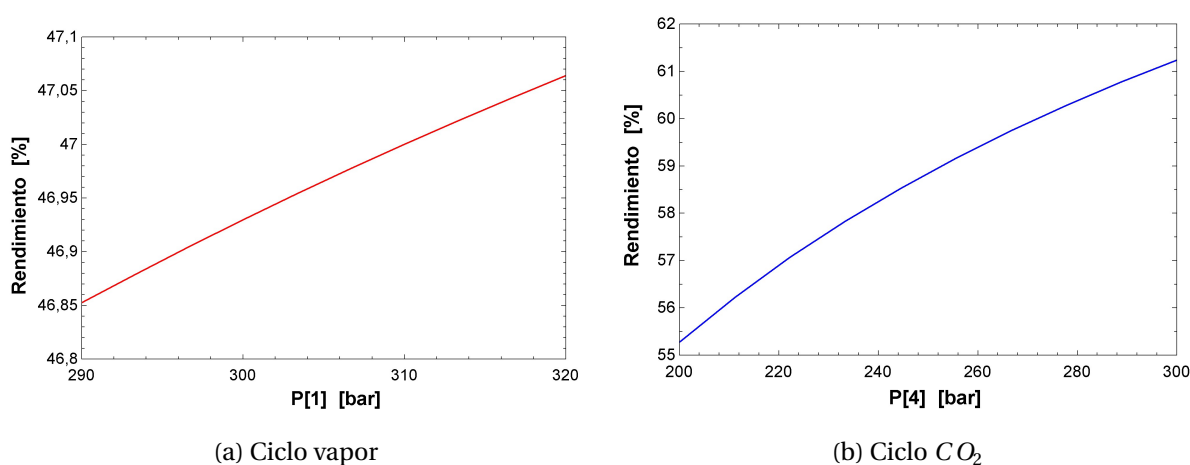


Figura 4.2: Rendimiento total del ciclo frente a la variación de la presión de salida de las turbinas

- En el caso del ciclo Rankine, uno de los parámetros más importantes a tener en cuenta es la presión del condensador que determinará la presión de salida de la turbina de baja presión; hemos decidido realizar esta comparativa con la presión de salida de las turbinas del ciclo con  $CO_2$ , aunque en el ciclo Brayton no encontremos un condensador ya que estamos trabajando con un gas, este gas tiene propiedades de líquido al trabajar en estado supercrítico.

Observamos en la figura 4.3 como se produce un aumento en el rendimiento cuanto menor es la presión de salida en las turbinas, en el caso del ciclo de vapor hay un aumento del 2% para una variación de [0,03-0,08] *bar* 4.3a, mientras que en el ciclo de  $CO_2$  obtenemos un aumento de casi un 20% para un rango de variación de [20-90] *bar* 4.3b.

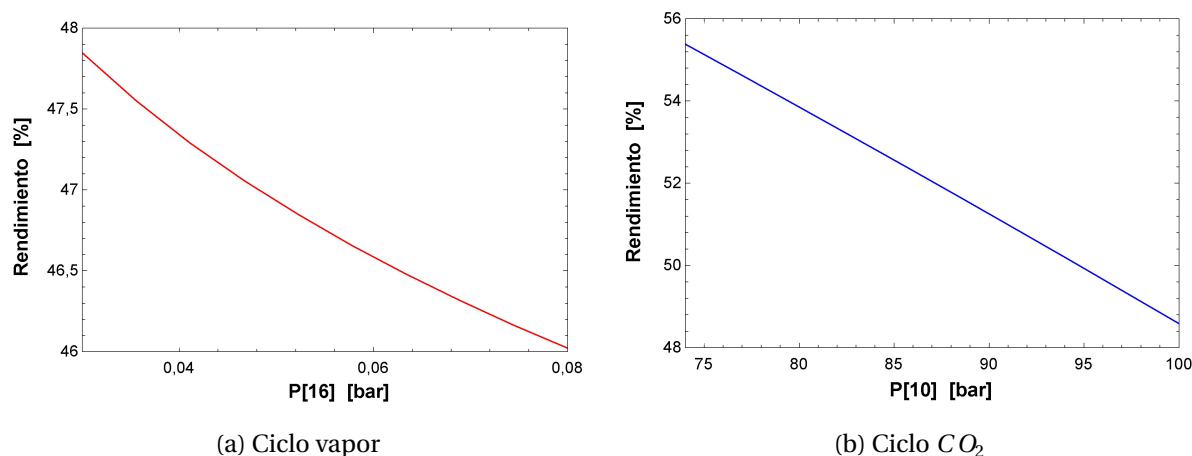


Figura 4.3: Rendimiento total del ciclo frente a la variación de la presión de salida de las turbinas

Otro parámetro importante a tener en cuenta es la densidad del fluido de trabajo, para ello hemos determinado el calor que cede la caldera en el ciclo de vapor **2** y hemos tomado ese dato para el ciclo de CO<sub>2</sub> supercrítico obteniendo los resultados que se muestran en la figura 4.4.

|         | Q_caldera | T_entrada | P_entrada | P_salida | W_turbinas | W_compresor | W_bombas | W_neto | Rendimiento |
|---------|-----------|-----------|-----------|----------|------------|-------------|----------|--------|-------------|
|         | [MW]      | [°C]      | [bar]     | [bar]    | [MW]       | [MW]        | [MW]     | [MW]   | [%]         |
| Rankine | 954       | 590       | 300       | 0,05     | 470,9      | -           | 0,001048 | 470,9  | 46,93       |
| Brayton | 954       | 620       | 200       | 74       | 434,5      | -93,9       | -        | 528,4  | 50,96       |

Figura 4.4: Parámetros observados tras el cálculo de  $\dot{Q}_{caldera}$

El flujo másico del ciclo de vapor nos viene determinado por el artículo [11], y el del ciclo de CO<sub>2</sub> lo calculamos una vez conocido  $\dot{Q}_{caldera}$ , mediante la simulación del ciclo con  $\dot{Q}_{caldera}$  como dato y  $\dot{m}$  como incógnita, y obtenemos estos resultados (figura 4.5):

|         |           | Flujo volumétrico |                     |                     |                  |                      |                      |
|---------|-----------|-------------------|---------------------|---------------------|------------------|----------------------|----------------------|
|         | Q_caldera | m                 | Entrada             | Salida              |                  | rho_vapor            | rho CO2              |
|         | [MW]      | [kg/s]            | [m <sup>3</sup> /s] | [m <sup>3</sup> /s] |                  | [kg/m <sup>3</sup> ] | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| Rankine | 954       | 350               | 3,92                | 8974,36             | Entrada Turbinas | 89,38                | 114                  |
| Brayton | 954       | 2799              | 24,55               | 61,37               | Salida Turbinas  | 0,039                | 45,61                |

Figura 4.5: Flujo volumétrico y densidad

Así podemos observar como la expansión en la turbina es mucho menor en el ciclo Brayton con CO<sub>2</sub> supercrítico que con el ciclo de vapor.

---

---

## CAPÍTULO 5

# Conclusiones

---

---

Atendiendo a los parámetros variados y basándonos en el artículo [9], observamos que para las mismas condiciones de trabajo del ciclo obtiene una eficiencia del ciclo del 52,4 %; bastante aproximada a nuestros resultados, valores medios de rendimiento del  $\pm 55$  % para las condiciones del ciclo del artículo [9]; estas condiciones de trabajo están calculadas para el estado del arte actual. Respecto al ciclo Rankine obtenemos una media en el rendimiento del  $\pm 47$  %.

Así que resulta que el ciclo Brayton con  $CO_2$  nos genera un incremento del  $\pm 8$  % respecto a un ciclo con vapor de agua. Un incremento bastante considerable que no podemos despreciar.

También concluimos que el ciclo Brayton con  $CO_2$  supercrítico nos conducirá a instalaciones de un menor tamaño debido a la densidad que presenta, ya que nos hace trabajar de manera general con un fluido volumétrico menor que en el ciclo de vapor, no tanto a la entrada de la turbina, pero sí al expandirse el fluido tras las diferentes etapas de esta.

Por tanto, podemos concluir que sería muy positivo seguir con la línea de investigación respecto a mejorar las condiciones de trabajo, así como de los materiales necesarios para la construcción de las turbinas, tuberías, calderas necesarias para llevar a esta mejora en el sistema energético.

# Bibliografía

---

- [1] ¿Puede el s-CO<sub>2</sub> aumentar el rendimiento de la csp? *CSP today*, 2012.
- [2] Bp statistical review of 2015 full report. *BP*, 2015.
- [3] Javier Dufour. CO<sub>2</sub> supercrítico: El fluido del futuro para la generación de electricidad en las plantas termosolares actuales. *Energía y sostenibilidad*, 2016.
- [4] Mark Egan. This scientist has turned the tables on greenhouse gas, using CO<sub>2</sub> to generate electricity. *General Electric Reports*, 2016.
- [5] Sergi Fuste Paredes. Análisis termodinámico de los ciclos de Rankine. *Universitat Politècnica de Catalunya*, 2015.
- [6] Tomás Gómez-Acebo. Termodinámica. *Cuaderno de tablas y diagramas. sobrecalentamiento del vapor, presión en condensador*.
- [7] Yann Le Moullec. Conceptual study of a high efficiency coal-fired power plant with CO<sub>2</sub> capture using a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle. *Energy*, 49:32–46, 2013.
- [8] Howard N. Shapiro Michael J. Moran. *Fundamentos de termodinámica técnica*. Editorial Reverte, 2008.
- [9] Yann Le Moullec Mounir Mecheri. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles for coal-fired power plants. *Energy*, 2015.
- [10] Eugenio Rodríguez. La evolución de las turbinas supercríticas, mayor eficiencia y menores emisiones. *Fieras de la Ingeniería*, 2013.
- [11] Luis M. Romeo, Sergio Espatolero, and Irene Bolea. Designing a supercritical steam cycle to integrate the energy requirements of CO<sub>2</sub> amine scrubbing. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2(4):563–570, 2008.

- 
- [12] M Salazar Pereyra, R Lugo Leyte, O Ruíz Ramírez, JM Zamora Mata, and R González Oropeza. Análisis termodinámico de los ciclos rankine supercríticos y subcríticos.
- [13] David Talbot. Esta turbina del tamaño de un escritorio puede dar electricidad a todo un pueblo. *MIT Technology Review*, 2016.

---

---

## APÉNDICE A

# Anexos

---

---

### A.1 Código *EES*

---

#### A.1.1 Ciclo Rankine con vapor en estado supercrítico

- A continuación se detalla el código utilizado en el programa *EES* para la simulación del ciclo Rankine de vapor supercrítico.

## CICLO IMPRIMIR PDF

### Equations

Estado 1. Salida Caldera. Entrada Turbina HP

Datos

$$T_1 = 590 \quad ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 300 \quad \text{bar}$$

$$m_1 = 350 \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$h_1 = h(\text{Steam}; T = T_1; P = P_1) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_1 = s(\text{Steam}; T = T_1; P = P_1) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 2. Entrada Intercambiador de Calor FWH7, salida Turbina HP

Datos

Relación de presiones

$$\frac{P_1}{P_2} = 300/81,8$$

Ecuaciones

1º paso

$$T[2]=379,8 \{^\circ\text{C}\}$$

$$h[2]=\text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T[2]; P=P[2])$$

$$\text{Rendimiento}_{HP}=(h[1]-h[2])/(h[1]-h_{2s})$$

2º paso

$$\text{Rendimiento}_{HP} = 0,8901$$

$$\text{Rendimiento}_{HP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

$$T_2 = T(\text{Steam}; P = P_2; h = h_2) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_2 = s(\text{Steam}; T = T_2; P = P_2) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 2s

Datos

$$P_{2s} = P_2 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{2s} = s_1 \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{2s} = h(\text{Steam}; P = P_{2s}; s = s_{2s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 3. Entrada Intercambiador de calor FWH6. Salida Turbina HP (parte del flujo másico)

Datos

$$\frac{P_2}{P_3} = 81,8/62,2$$

Ecuaciones

$$\text{Rendimiento}_{HP} = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{3s}}$$

$$T_3 = T(\text{Steam}; P = P_3; h = h_3) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_3 = s(\text{Steam}; T = T_3; P = P_3) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 3s

Datos

$$P_{3s} = P_3 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{3s} = s_1 \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{3s} = h(\text{Steam}; P = P_{3s}; s = s_{3s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 4. Entrada Recalentamiento. Salida Turbina HP (parte del flujo másico)

Datos

$$P_4 = P_3 \quad \text{bar}$$

$$T_4 = T_3 \quad ^\circ\text{C}$$

Ecuaciones

$$h_4 = h(\text{Steam}; T = T_4; P = P_4) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_4 = s(\text{Steam}; T = T_4; P = P_4) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 5. Entrada Turbina IP. Salida Recalentamiento

Datos

$$P_5 = 60,9 \quad \text{bar}$$



$$T_5 = 610 \quad ^\circ\text{C}$$

Ecuaciones

$$h_5 = h(\text{Steam}; T = T_5; P = P_5) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_5 = s(\text{Steam}; T = T_5; P = P_5) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 6. Entrada Intercambiador de Calor FWH8. Salida Turbina IP

Datos

Relación de presiones

$$\frac{P_5}{P_6} = 60,9/29,9$$

Ecuaciones

1º paso

$$T[6]=496,2 \{^\circ\text{C}\}$$

$$h[6]=\text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T[6]; P=P[6])$$

$$\text{Rendimiento}_{IP}=(h[5]-h[6])/(h[5]-h_{6s})$$

2º paso

$$\text{Rendimiento}_{IP} = 0,8894$$

$$\text{Rendimiento}_{IP} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$$

$$T_6 = T(\text{Steam}; P = P_6; h = h_6) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_6 = s(\text{Steam}; T = T_6; P = P_6) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 6s

Datos

$$P_{6s} = P_6 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{6s} = s_5 \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{6s} = h(\text{Steam}; P = P_{6s}; s = s_{6s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 7. Entrada Desgasificador (DEA). Salida Turbina IP

Datos

$$\frac{P_5}{P_7} = 60,9/11,8$$

Ecuaciones

$$\text{Rendimiento}_{IP} = \frac{h_5 - h_7}{h_5 - h_{7s}}$$

$$T_7 = T(\text{Steam}; P = P_7; h = h_7) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_7 = s(\text{Steam}; T = T_7; P = P_7) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 7s

Datos

$$P_{7s} = P_7 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{7s} = s_7 \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{7s} = h(\text{Steam}; P = P_{7s}; s = s_{7s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 8. División flujo que sale de la turbina IP

Datos

$$P_8 = P_7 \quad \text{bar}$$

$$T_8 = T_7 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_8 = h_7 \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_8 = s_7 \quad \text{kJ/kg.K}$$

Ecuaciones

---

Estado 9. Estado 8. División flujo que sale de la turbina IP

Datos

$$P_9 = P_7 \quad \text{bar}$$

$$T_9 = T_7 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_9 = h_7 \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_9 = s_7 \quad \text{kJ/kg.K}$$

Ecuaciones

---

Estado 36. Estado creado para el cálculo del rendimiento isoentrópico de la turbina LP. Mismas condiciones de presión y temperatura que en el estado 7 pero distinto flujo másico

Datos

$$P_{36} = P_7 \quad \text{bar}$$

$$T_{36} = T_7 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_{36} = h_7 \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{36} = s_7 \quad \text{kJ/kg.K}$$

Ecuaciones

---

Estado 10. Entrada Intercambiador de Calor FWH4, salida Turbina LP

Datos

Relación de presiones

$$\frac{P_{36}}{P_{10}} = 11,8/4,9$$

Ecuaciones

1º paso

$$T[10]=261,8 \{^\circ\text{C}\}$$

$$h[10]=\text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T[10]; P=P[10])$$

$$\text{Rendimiento}_{LP}=(h[36]-h[10])/(h[36]-h_{10s})$$

2º paso

$$\text{Rendimiento}_{LP} = 0,9018$$

$$\text{Rendimiento}_{LP} = \frac{h_{36} - h_{10}}{h_{36} - h_{10s}}$$

$$T_{10} = T(\text{Steam}; P = P_{10}; h = h_{10}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_{10} = s(\text{Steam}; T = T_{10}; P = P_{10}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 10s

Datos

$$P_{10s} = P_{10} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{10s} = s_{36} \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{10s} = h(\text{Steam}; P = P_{10s}; s = s_{10s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 11. Entrada Intercambiador de Calor FWH3, salida Turbina LP

Datos

Relación de presiones

$$\frac{P_{36}}{P_{11}} = 11,8/1,7$$

Ecuaciones

$$Rendimiento_{LP} = \frac{h_{36} - h_{11}}{h_{36} - h_{11s}}$$

$$T_{11} = T(\text{Steam}; P = P_{11}; h = h_{11}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_{11} = s(\text{Steam}; T = T_{11}; P = P_{11}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 11s

Datos

$$P_{11s} = P_{11} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{11s} = s_{36} \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{11s} = h(\text{Steam}; P = P_{11s}; s = s_{11s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 12. Entrada Intercambiador de Calor FWH2, salida Turbina LP

Datos

Relación de presiones

$$\frac{P_{36}}{P_{12}} = 11,8/0,5$$

Ecuaciones

$$Rendimiento_{LP} = \frac{h_{36} - h_{12}}{h_{36} - h_{12s}}$$

$$T_{12} = T(\text{Steam}; P = P_{12}; h = h_{12}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_{12} = s(\text{Steam}; T = 82,2; P = P_{12}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

Tomamos la T[12], la de las tablas para poder calcular el estado 13, ya que al variar la Temperatura con el programa unos 2 ó 3 grados, varían totalmente las propiedades del fluido al pasar de un estado de saturación a uno de mezcla

---

Estado 12s

Datos

$$P_{12s} = P_{12} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{12s} = s_{36} \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{12s} = h(\text{Steam}; P = P_{12s}; s = s_{12s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 13. Entrada Intercambiador de Calor FWH1, salida Turbina LP

Datos

Relación de presiones

$$\frac{P_{36}}{P_{13}} = 11,8/0,2$$

Ecuaciones

$$\text{Rendimiento}_{LP} = \frac{h_{36} - h_{13}}{h_{36} - h_{13s}}$$

$$T_{13} = T(\text{Steam}; P = P_{13}; h = h_{13}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_{13} = s(\text{Steam}; T = T_{13}; P = P_{13}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 13s

Datos

$$P_{13s} = P_{13} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{13s} = s_{36} \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{13s} = h(\text{Steam}; P = P_{13s}; s = s_{13s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Repasar este estado

Datos

$$\frac{P_{36}}{P_{14}} = 11,8/0,05$$

Ecuaciones

$$\text{Rendimiento}_{LP} = \frac{h_{36} - h_{14}}{h_{36} - h_{14s}}$$

$$T_{14} = T(\text{Steam}; P = P_{14}; h = h_{14}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_{14} = s(\text{Steam}; T = 32,9; P = P_{14}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

Tomamos la  $T_{14}$ , la de las tablas para poder calcular el título  $x_{14}$ , ya que al variar la Temperatura de 32,9 °C a 32,88 °C, varían totalmente las propiedades del fluido al pasar de un estado de saturación a uno de mezcla

$$x_{14} = x(\text{Steam}; P = P_{14}; h = h_{14})$$

---

Estado 14s

Datos

$$P_{14s} = P_{14} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{14s} = s_{36} \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$x_{14s} = x(\text{Steam}; P = P_{14s}; s = s_{14s})$$

$$h_{14s} = h(\text{Steam}; P = P_{14s}; x = x_{14s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 15. Entrada condensador. Salida Intercambiador de Calor FWH1

Datos

$$P_{15} = P_{13} \quad \text{bar}$$

$$m_{15} = m_{13} \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$s_{15} = s(\text{Steam}; P = P_{15}; T = T_{15}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

T[15] calculada en el intercambiador FWH1

---

$m[16]=m[14] + m[15] + m[25]$  una vez calculado el resto de estados

Datos

$$P_{16} = P_{14} \quad \text{bar}$$

$$x_{16} = 0 \quad \text{líquido saturado}$$

$$m[16]=229,3 \text{ kg/s}$$

$$m_{16} = m_{15} + m_{25} + m_{14} \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$h_{16} = h(\text{Steam}; P = P_{16}; x = x_{16}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{16} = s(\text{Steam}; P = P_{16}; x = x_{16}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$T_{16} = T(\text{Steam}; P = P_{16}; x = x_{16}) \quad \text{°C}$$

$$v_{16} = v(\text{Steam}; P = P_{16}; x = x_{16}) \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

---

Estado 17. Entrada Intercambiador FWH1. Salida Bomba P1

Datos

$$P_{17} = 22 \quad \text{bar}$$

$$m_{17} = m_{16} \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$h_{17} = h_{16} + (v_{16} \cdot (P_{17} - P_{16})) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{17} = s(\text{Steam}; P = P_{17}; h = h_{17}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$T_{17} = T(\text{Steam}; P = P_{17}; h = h_{17}) \quad ^\circ\text{C}$$

---

Estado 18. Entrada Intercambiador de Calor FWH2. Salida Intercambiador de Calor FWH1.

Datos

$$P_{18} = P_{17} \quad \text{bar}$$

$$m_{18} = m_{17} \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$h_{18} = h(\text{Steam}; P = P_{18}; T = T_{18}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{18} = s(\text{Steam}; P = P_{18}; T = T_{18}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$T_{sat18} = T_{sat}(\text{Steam}; P = P_{18}) \quad ^\circ\text{C}$$

---

Estado 19. Entrada punto derivación entre estados 19,20 y38. Salida Bomba P2

Datos

$$P_{19} = P_{18} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$T_{sat19} = T_{sat}(\text{Steam}; P = P_{19}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_{19} = s(\text{Steam}; T = T_{19}; P = P_{19}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 20. Entrada Intercambiador FWH2. Salida punto en el que se junta Salida Intercambiador FWH2 y Salida Bomba P2

Datos

$$P_{20} = P_{18} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{20} = s(\text{Steam}; T = T_{20}; P = P_{20}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 21. Entrada Intercambiador FWH3. Salida Intercambiador FWH3

Datos

$$P_{21} = P_{11} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$T_{sat21} = T_{sat}(\text{Steam}; P = P_{21}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_{21} = s(\text{Steam}; T = T_{21}; P = P_{21}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 38. Estado creado a la salida del Intercambiador FWH2 para la resolución del mismo

Datos

$$P_{38} = P_{18} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{38} = s(\text{Steam}; T = T_{38}; P = P_{38}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 39. Estado creado a la salida del Intercambiador FWH2 para la resolución del mismo

Datos

$$P_{39} = P_{12} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{39} = s(\text{Steam}; T = T_{39}; P = P_{39}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 22. Entrada Intercambiador FWH4. Salida Intercambiador

Datos

$$P_{22} = P_{20} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{22} = s(\text{Steam}; T = T_{22}; P = P_{22}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 23. Entrada punto derivación entre estados 23, 37 y 40. Salida Bomba P3

Datos

$$P_{23} = P_{22} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$T_{sat23} = T_{sat}(\text{Steam}; P = P_{23}) \quad ^\circ\text{C}$$



$$s_{23} = s(\text{Steam}; T = T_{23}; P = P_{23}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 37. Estado creado a la salida del Intercambiador FWH4 para la resolución del mismo

Datos

$$P_{37} = P_{22} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{37} = s(\text{Steam}; T = T_{37}; P = P_{37}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 40. Estado creado a la salida del Intercambiador FWH4 para la resolución del mismo

Datos

$$P_{40} = P_{10} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{40} = s(\text{Steam}; T = T_{40}; P = P_{40}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 24. Entrada DEA, Salida punto derivación entre estados 23, 37 y 40.

Datos

$$P_{24} = P_{22} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{24} = s(\text{Steam}; T = T_{24}; P = P_{24}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 25. Entrada COND. Salida TURPUMP.

Datos

$$\frac{P_8}{P_{25}} = 11,8/0,06 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

1º paso

Fijamos  $m[8]=18,6$  y calculamos el rendimiento con la ecuación  $W_{P4}=W_{TURPUMP}$   
 $\text{Rendimiento}_{TURPUMP}=(h[8]-h[25])/(h[8]-h_{25s})$

2º paso

$$\text{Rendimiento}_{TURPUMP} = 0,8772$$

$$\text{Rendimiento}_{TURPUMP} = \frac{h_8 - h_{25}}{h_8 - h_{25s}}$$

$$T_{25} = T(\text{Steam}; P = P_{25}; h = h_{25}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{25} = s(\text{Steam}; h = h_{25}; P = P_{25}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$x_{25} = x(\text{Steam}; P = P_{25}; h = h_{25})$$

---

Estado 25s

Datos

$$P_{25s} = P_{25} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{25s} = s_8 \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{25s} = h(\text{Steam}; P = P_{25s}; s = s_{25s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 26. Entrada Bomba P4. Salida DEA

Datos

$$P_{26} = 11,5 \quad \text{bar}$$

$$x_{26} = 0$$

$$m_{26} = m_1 \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$T_{sat26} = T_{sat}(\text{Steam}; P = P_{26}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_{26} = h(\text{Steam}; P = P_{26}; x = x_{26}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$T_{26} = T(\text{Steam}; P = P_{26}; x = x_{26}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$v_{26} = v(\text{Steam}; P = P_{26}; x = x_{26}) \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

$$s_{26} = s(\text{Steam}; P = P_{26}; x = x_{26}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 27. Entrada Intercambiador FWH5. Salida Bomba P4

Datos

$$P_{27} = 344 \quad \text{bar}$$

$$m_{27} = m_{26} \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$T_{27} = 192,4 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_{27} = h(\text{Steam}; P = P_{27}; T = T_{27}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{27} = s(\text{Steam}; T = T_{27}; P = P_{27}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

#### Trabajo TURPUMP

##### Ecuaciones

$$W_{P4} = m_{26} \cdot (h_{27} - h_{26}) \quad \text{kW}$$

$$W_{TURPUMP} = m_8 \cdot (h_8 - h_{25}) \quad \text{kW}$$

$$W_{P4} = W_{TURPUMP}$$

$$m_{25} = m_8 \quad \text{kg/s}$$

---

#### Estado 28. Entrada DEA. Salida Intercambiador FWH5

##### Datos

$$P_{28} = P_{29} \quad \text{bar}$$

##### Ecuaciones

$$s_{28} = s(\text{Steam}; T = T_{28}; P = P_{28}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

#### Estado 29. Entrada Intercambiador FWH5. Salida Intercambiador FWH8

##### Datos

$$P_{29} = P_6 \quad \text{bar}$$

##### Ecuaciones

$$s_{29} = s(\text{Steam}; T = T_{29}; P = P_{29}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

#### Estado 30. Entrada Intercambiador FWH5. Salida Intercambiador FWH6

##### Datos

$$P_{30} = 60,9 \quad \text{bar}$$

##### Ecuaciones

$$s_{30} = s(\text{Steam}; T = T_{30}; P = P_{30}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

#### Estado 31. Entrada Intercambiador FWH6. Salida Intercambiador FWH5

##### Datos

$$P_{31} = P_{27} \quad \text{bar}$$

$$m_{31} = m_{27} \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$s_{31} = s(\text{Steam}; T = T_{31}; P = P_{31}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 32. Entrada Intercambiador FWH6. Salida Intercambiador FWH7

Datos

$$P_{32} = P_2 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{32} = s(\text{Steam}; T = T_{32}; P = P_{32}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 33. Entrada Intercambiador FWH7. Salida Intercambiador FWH6

Datos

$$P_{33} = P_{31} \quad \text{bar}$$

$$m_{33} = m_{31} \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$s_{33} = s(\text{Steam}; T = T_{33}; P = P_{33}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 34. Entrada Intercambiador FWH8. Salida Intercambiador FWH7

Datos

$$P_{34} = P_{33} \quad \text{bar}$$

$$m_{34} = m_{33} \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$s_{34} = s(\text{Steam}; T = T_{34}; P = P_{34}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 35. Entrada Caldera. Salida Intercambiador FWH8

Datos

$$P_{35} = P_{34} \quad \text{bar}$$

$$m_{35} = m_{34} \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$s_{35} = s(\text{Steam}; T = T_{35}; P = P_{35}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Intercambiador FWH1. Obtenemos m[13] por tanto m[15] y h[15] a partir del intercambiador

Datos

$$T_{sat13} = T_{sat}(Steam; P = P_{13}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$cp_{17} = c_p(Steam; T = T_{cp_{FWH1}}; P = P_{17}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

Ecuaciones

$$T_{sat13} - T_{18} = 2,07 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{15} - T_{17} = 18 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{cp_{FWH1}} = \frac{T_{18} + T_{17}}{2} \quad ^\circ\text{C}$$

$$m_{17} \cdot cp_{17} \cdot (T_{18} - T_{17}) = m_{13} \cdot (h_{13} - h_{15})$$

Datos Obtenidos

$$h_{15} = h(Steam; P = P_{15}; T = T_{15}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Intercambiador FWH2. Calculamos m[12] y h[38]

Datos

$$T_{sat12} = T_{sat}(Steam; P = P_{12}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{sat11} = T_{sat}(Steam; P = P_{11}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$cp_{18} = c_p(Steam; T = T_{cp_{FWH2}}; P = P_{18}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$T_{cp_{FWH2}} = \frac{T_{38} + T_{18}}{2} \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{21} = T_{sat11} - 0,1 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_{21} = h(Steam; T = T_{21}; P = P_{21}) \quad \text{kJ/kg Tomamos } h[21] \text{ como la entalpía a la } T_{sat}(P[11])$$

Balances de materia

$$m_{21} + m_{12} = m_{39} \quad \text{kg/s}$$

$$m_{38} = m_{18} \quad \text{kg/s}$$

m[11]=13,7 kg/s. Vamos resolviendo para el flujo másico que va entrando en cada intercambiador, le damos a m[11] un valor virtual para poder resolver el intercambiador, en este caso el de las tablas

$$m_{21} = m_{11} \quad \text{kg/s}$$

m<sub>12</sub> = 8,6 kg/s Una vez calculado m[12], calculamos ahora m[11], el flujo másico del siguiente intercambiador

Balances de energía

$$(m_{12} \cdot h_{12}) + (m_{21} \cdot h_{21}) - (m_{39} \cdot h_{39}) = (m_{38} \cdot h_{38}) - (m_{18} \cdot h_{18})$$

$$T_{sat12} - T_{38} = 2,98 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{39} - T_{18} = 21 \quad ^\circ\text{C}$$

$m[18] \cdot c_{p18} \cdot (T[38] - T[18]) = m[12] \cdot (h[12] - h[39])$ . Una vez calculado  $m[12]$  comentamos esta fórmula

Datos Obtenidos

$$h_{39} = h(\text{Steam}; T = T_{39}; P = P_{39}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Balance punto derivación

Calculamos  $m[20]$  y  $h[20]$

Datos

$$m_{19} = m_{39} \quad \text{kg/s}$$

$$x_{39} = 0 \quad \text{entrada bomba, líquido saturado}$$

$$v_{39} = v(\text{Steam}; P = P_{39}; x = x_{39}) \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

$$h_{19} = h_{39} + (v_{39} \cdot (P_{19} - P_{39})) \quad \text{kJ/kg}$$

$$T_{19} = T(\text{Steam}; P = P_{19}; h = h_{19}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_{20} = h(\text{Steam}; T = 80; P = P_{20}) \quad \text{kJ/kg}$$

Balance materia

$$m_{38} + m_{19} = m_{20} \quad \text{kg/s}$$

Balance energía

$$(m_{38} \cdot h_{38}) + (m_{19} \cdot h_{19}) = (m_{20} \cdot h_{20})$$

---

Intercambiador FWH3. Calculamos  $m[11]$  y  $h[22]$

Una vez calculada  $m[12]$ , la tomamos como dato y  $m[11]$  como incógnita, ya hemos dicho en el FWH1 que  $m[21] = m[11]$

Datos

$$c_{p20} = c_p(\text{Steam}; T = T_{cp_{FWH3}}; P = P_{20}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$T_{cp_{FWH3}} = \frac{T_{20} + T_{21}}{2} \quad ^\circ\text{C}$$

Balance materia

$$m_{22} = m_{20} \quad \text{kg/s}$$

Balance energía

$$(m_{22} \cdot h_{22}) - (m_{20} \cdot h_{20}) = (m_{11} \cdot h_{11}) - (m_{21} \cdot h_{21})$$

$$T_{sat11} - T_{22} = 5,2 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{21} - T_{20} = 34,74 \quad ^\circ\text{C}$$

$$m_{20} \cdot cp_{20} \cdot (T_{22} - T_{20}) = m_{11} \cdot (h_{11} - h_{21})$$

---

Intercambiador FWH4. Calculamos m[10] y h[37]

Datos

$$T_{sat10} = T_{sat}(Steam; P = P_{10}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$cp_{22} = c_p(Steam; T = T_{cp_{FWH4}}; P = P_{22}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$T_{cp_{FWH4}} = \frac{T_{37} + T_{22}}{2} \quad ^\circ\text{C}$$

Balance materia

$$m_{37} = m_{22} \quad \text{kg/s}$$

$$m_{40} = m_{10} \quad \text{kg/s}$$

Balance energía

$$(m_{37} \cdot h_{37}) - (m_{22} \cdot h_{22}) = (m_{10} \cdot h_{10}) - (m_{40} \cdot h_{40})$$

Vamos ajustando las diferencias de temperatura hasta encontrar el flujo másico deseado

$$T_{sat10} - T_{37} = 11,2 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{40} - T_{22} = 40,7 \quad ^\circ\text{C}$$

$$m_{22} \cdot cp_{22} \cdot (T_{37} - T_{22}) = m_{10} \cdot (h_{10} - h_{40})$$

Datos Obtenidos

$$h_{40} = h(Steam; T = T_{40}; P = P_{40}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Balance punto derivación. Calculamos m[24] y h[24]

Datos

$$x_{40} = 0$$

$$v_{40} = v(Steam; P = P_{40}; x = x_{40}) \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

$$h_{23} = h_{40} + (v_{40} \cdot (P_{23} - P_{40})) \quad h[40]=h[23] \text{ pero distinta Presión}$$

$$h_{24} = h(Steam; T = 140,5; P = P_{24}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$T_{23} = T(Steam; P = P_{23}; h = h_{23}) \quad ^\circ\text{C}$$

Balance materia

$$m_{23} = m_{40} \quad \text{kg/s}$$

### Balance energía

$$(m_{23} \cdot h_{23}) + (m_{37} \cdot h_{37}) = (m_{24} \cdot h_{24})$$

$$m_{23} + m_{37} = m_{24}$$

### Datos Obtenidos

$$T_{24} = T(\text{Steam}; P = P_{24}; h = h_{24}) \quad ^\circ\text{C}$$

---

Desgasificador DEA. Para calcular  $m[9]$ ,  $h[28]$  lo obtenemos del FWH5

### Balance materia

$$m_9 + m_{24} + m_{28} = m_{26} \quad \text{kg/s}$$

### Balance energía

$$(m_9 \cdot h_9) + (m_{24} \cdot h_{24}) + (m_{28} \cdot h_{28}) = (m_{26} \cdot h_{26})$$

---

Intercambiador FWH5. Calculamos  $m[29]$ ,  $h[29]$ ,  $h[31]$

### Datos

$$T_{sat29} = T_{sat}(\text{Steam}; P = P_{29}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{sat30} = T_{sat}(\text{Steam}; P = P_{30}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$cp_{27} = c_p(\text{Steam}; T = T_{cp_{FWH5}}; P = P_{27}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$T_{cp_{FWH5}} = \frac{T_{31} + T_{27}}{2} \quad ^\circ\text{C}$$

### Balance materia

$$m_{28} = m_{30} + m_{29} \quad \text{kg/s}$$

$m[30]$  ha sido calculado como  $m[30]=m[3]+m[2]$ ; tomando  $m[2]$  y  $m[3]$  como datos, cuando vamos pasando a los siguientes intercambiadores los vamos poniendo como incógnita

$$m[3]=26 \text{ kg/s (una vez usado lo comentamos)}$$

$$m[2]=22,1 \text{ kg/s (una vez usado lo comentamos)}$$

$$m[30]=m[3]+m[2] \text{ kg/s}$$

### Balance energía

$$(m_{29} \cdot h_{29}) + (m_{30} \cdot h_{30}) + (m_{27} \cdot h_{27}) = (m_{31} \cdot h_{31}) + (m_{28} \cdot h_{28})$$

$$T_{sat29} - T_{31} = 14,3 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{28} - T_{27} = 13 \quad ^\circ\text{C}$$

$$m_{27} \cdot cp_{27} \cdot (T_{31} - T_{27}) = m_{29} \cdot (h_{29} - h_{28})$$



Datos Obtenidos

$$h_{31} = h(\text{Steam}; T = T_{31}; P = P_{31}) \quad \text{kJ/kg}$$

Del intercambiador FWH5, podemos calcular  $T_{28}$  y con esto calculamos  $m_{28}$  en el FWH4 y  $h_{28}$  mediante propiedades

$$h_{28} = h(\text{Steam}; T = T_{28}; P = P_{28}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$T_{29} = T(\text{Steam}; P = P_{29}; h = h_{29}) \quad ^\circ\text{C}$$

---

Intercambiador FWH6. Calculamos  $m_{31}$ ,  $m_{30}$ (porque tenemos ya  $m_{28}$  y ahora hemos calculado  $m_{29}$ , se calcula en FWH5),  $h_{32}$  y  $h_{33}$ (diferencia temperaturas)

Datos

$$cp_{31} = c_p(\text{Steam}; T = T_{cp_{FWH6}}; P = P_{31}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$T_{cp_{FWH6}} = \frac{T_{33} + T_{31}}{2} \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{sat3} = T_{sat}(\text{Steam}; P = P_3) \quad ^\circ\text{C}$$

Balance materia

Una vez calculada  $m_{29}$ , la tomamos como dato y dejamos  $m_{31}$  como incógnita, comentada en FWH5

$$m_{29} = 17,29 \quad \text{kg/s}$$

$m_{32}=22,1$  kg/s para calcular  $m_{31}$  Una vez usado lo descomentamos

$$m_{30} = m_3 + m_{32} \quad \text{kg/s}$$

Balance energía

$$(m_3 \cdot h_3) + (m_{32} \cdot h_{32}) + (m_{31} \cdot h_{31}) = (m_{33} \cdot h_{33}) + (m_{30} \cdot h_{30})$$

$$T_{sat3} - T_{33} = 22,3 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{30} - T_{31} = 6 \quad ^\circ\text{C}$$

Datos Obtenidos

$$h_{33} = h(\text{Steam}; T = T_{33}; P = P_{33}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Intercambiador FWH7. Calculo  $h_{34}$ ,  $m_{21}$ (al conocer ya  $m_{31}$  de FWH6 y  $m_{30}$  de FWH5 se despeja como  $m_{30}=m_{31}+m_{32}$ )

Datos

$m_3 = 26$  Una vez calculada  $m_{31}$ , la tomamos como dato y dejamos  $m_{21}$  como incógnita

$$T_{sat2} = T_{sat}(\text{Steam}; P = P_2) \quad ^\circ\text{C}$$

Balance materia

$$m_2 = m_{32} \quad \text{kg/s}$$

### Balance energía

$$(m_2 \cdot h_2) + (m_{33} \cdot h_{33}) = (m_{32} \cdot h_{32}) + (m_{34} \cdot h_{34})$$

### Datos Obtenidos

$$T_{34} = T(\text{Steam}; P = P_{34}; h = h_{34}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{sat2} - T[34] = 14,9$$

$$T_{32} - T_{33} = 6$$

$$h[32] = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T = T[32]; P = P[32])$$

$$cp_{33} = \text{Cp}(\text{Steam}; T = T_{cp_{FWH7}}; P = P[33])$$

$$T_{cp_{FWH7}} = (T[34] + T[33]) / 2$$

$$m[33] \cdot cp_{33} \cdot (T[34] - T[33]) = m[2] \cdot (h[2] - h[32])$$

---

### Calculo h[35]

$$m_6 = m_{29} \quad \text{kg/s}$$

$$(m_6 \cdot h_6) - (m_{29} \cdot h_{29}) = (m_{35} \cdot h_{35}) - (m_{34} \cdot h_{34})$$

$$T_{35} = T(\text{Steam}; P = P_{35}; h = h_{35}) \quad ^\circ\text{C}$$

---

### Flujos máxicos aún desconocidos

$$m_4 = m_1 - m_2 - m_3 \quad \text{kg/s}$$

$$m_5 = m_4 \quad \text{kg/s}$$

$$m_7 = m_8 + m_9 \quad \text{kg/s}$$

$$m[14] = m[5] - m[6] - m[7] - m[10] - m[11] - m[12] - m[13] \quad \text{kg/s}$$

$$m_{14} = 193,8 \quad \text{kg/s. Una vez calculada, la fijamos}$$

$$m_{36} = m_5 - m_6 - m_7 \quad \text{kg/s}$$

$m[16] = m[14] + m[15] + m[25]$ . Ponemos  $m[16]$  en función de las variables del condensador

$$y = m_{36} - m_{10} \quad \text{kg/s}$$

$$y_1 = m_{36} - m_{10} - m_{11} \quad \text{kg/s}$$

$$y_2 = m_{36} - m_{10} - m_{11} - m_{12} \quad \text{kg/s}$$

$$y_3 = m_{36} - m_{10} - m_{11} - m_{12} - m_{13} \quad \text{kg/s}$$

---

## Rendimiento

### Trabajo turbinas

$$W_{HP} = (m_1 \cdot (h_1 - h_2)) + ((m_1 - m_2) \cdot (h_2 - h_3)) \quad \text{kW}$$

$$W_{IP} = (m_5 \cdot (h_5 - h_6)) + ((m_5 - m_6) \cdot (h_6 - h_7)) + ((m_5 - m_6 - m_7) \cdot (h_7 - h_{36})) \quad \text{kW}$$

$$W_{LP} = (m_{36} \cdot (h_{36} - h_{10})) + y \cdot (h_{10} - h_{11}) + y_1 \cdot (h_{11} - h_{12}) + y_2 \cdot (h_{12} - h_{13}) + y_3 \cdot (h_{13} - h_{14}) \quad \text{kW}$$

$$W_{turbinas} = W_{HP} + W_{IP} + W_{LP} \quad \text{kW}$$

### Trabajo bombas

$$W_{P1} = m_{10} \cdot (h_{17} - h_{16}) \quad \text{kW}$$

$$W_{P2} = m_{39} \cdot (h_{19} - h_{39}) \quad \text{kW}$$

$$W_{P3} = m_{40} \cdot (h_{23} - h_{40}) \quad \text{kW}$$

$W_{P4} = m_{26} \cdot (h_{27} - h_{26})$  Energía externa, no participa en el rendimiento global del ciclo, como  $W_{TURPUMP}$

$$W_{bombas} = W_{P1} + W_{P2} + W_{P3} \quad \text{kW}$$

### Calores Caldera

$$Q_1 = m_1 \cdot (h_1 - h_{35}) \quad \text{kW}$$

$$Q_2 = m_4 \cdot (h_5 - h_4) \quad \text{kW}$$

$$Q_{total} = Q_1 + Q_2 \quad \text{kW}$$

Del artículo 0,94 es el rendimiento de la caldera en %

$$Efi_{caldera} = 0,94$$

$$Rendimiento = \frac{(W_{turbinas} - W_{bombas}) \cdot 100}{Q_{total} / Efi_{caldera}} \quad \%$$

---

### **A.1.2 Ciclo Brayton con $C O_2$ en estado supercrítico**

- A continuación se detalla el código utilizado en el programa *EES* para la simulación del ciclo Brayton con  $C O_2$  supercrítico.

## CICLO BRAYTON CON CO2 EN ESTADO SUPERCRÍTICO

### Equations

---

Tomamos 1kg/s

$$m = 1 \quad \text{kg/s}$$

$$x = 0,1$$

Rendimiento Isoentrópico Turbinas y compresores

$$Rend_{comp} = 0,89$$

$$Rend_{turb} = 0,93$$

---

Estado 1. Entrada Main Compressor

Datos

$$T_1 = 32 \quad ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 7,4 \cdot 10 \quad \text{bar}$$

$$m_1 = m \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$h_1 = h(\text{CarbonDioxide}; T = T_1; P = P_1) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_1 = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_1; P = P_1) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 2. Entrada LTE(Low temperature economizer), salida Main Compressor

Datos

$$P_2 = 20,2 \cdot 10 \quad \text{bar}$$

$$m_2 = m \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$Rend_{Comp} = \frac{h_2s - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$T_2 = T(\text{CarbonDioxide}; P = P_2; h = h_2) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_2 = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_2; P = P_2) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 2s

Datos

$$P_{2s} = P_2 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{2s} = s_1 \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{2s} = h(\text{CarbonDioxide}; P = P_{2s}; s = s_{2s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 3. Entrada HTE(High temperature economizer), salida LTE(Low temperature economizer)

Datos

$$P_3 = 20,1 \cdot 10 \quad \text{bar}$$

$$T_3 = T_{12} + 75 \quad ^\circ\text{C}$$

$$m_3 = (1 - x) \cdot m_2 \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$h_3 = h(\text{CarbonDioxide}; T = T_3; P = P_3) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_3 = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_3; P = P_3) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Cálculo de las presiones intermedias de las turbinas, estados 6, 7, 8 y 9

Se debe cumplir la relación de presiones entre todas, sabiendo que  $P[6]=P[7]$  y  $P[8]=P[9]$ . Conocemos  $P[5]$ (entrada 1ª turbina) y  $P[10]$ (salida 3ª turbina)

Llamaremos  $\{a\}$  a  $P[6]$  y  $P[7]$ ; y  $\{b\}$  a  $P[8]$  y  $P[9]$

Usaremos 2 fórmulas:

La relación de presiones entre etapas  $\Rightarrow 200/a=b/74=\{r\}$

Relación total de las 3 etapas  $\Rightarrow 200/74=(200/a)*(a/b)*(b/74)=\{r^3\}$

Despejamos  $r^3$  y obtenemos  $\{a\}$  y  $\{b\}$  de la 1ª ecuación

$$r = (200/74)^{1/3}$$

$$r = b/74$$

$$r = a/b$$

---

Estado 4. Entrada Coal Boiler, salida HTE(High temperature economizer)

Datos

$$P_4 = 20 \cdot 10 \quad \text{bar}$$

$$m_4 = m \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$m_4 \cdot h_4 = (m_{14} \cdot h_{14}) + (m_{16} \cdot h_{16})$$

$$T_4 = T(\text{CarbonDioxide}; P = P_4; h = h_4) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_4 = s(\text{CarbonDioxide}; P = P_4; h = h_4) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 5. Entrada HP Turbine, salida Coal Boiler

Datos

$$P_5 = P_4 \quad \text{bar}$$

$$T_5 = 620 \quad ^\circ\text{C}$$

$$m_5 = m \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$h_5 = h(\text{CarbonDioxide}; T = T_5; P = P_5) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_5 = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_5; P = P_5) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 6. Entrada Coal Boiler, salida HP Turbina

Datos

$$P_6 = a \quad \text{bar}$$

$$m_6 = m \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$Rend_{turb} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}$$

$$T_6 = T(\text{CarbonDioxide}; P = P_6; h = h_6) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_6 = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_6; P = P_6) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 6s

Datos

$$P_{6s} = P_6 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{6s} = s_5 \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{6s} = h(\text{CarbonDioxide}; P = P_{6s}; s = s_{6s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 7. Entrada MP Turbine, salida Coal Boiler

Datos

$$P_6 = P_7 \quad \text{bar}$$

$$T_7 = T_5 \quad ^\circ\text{C}$$

$$m_7 = m \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$h_7 = h(\text{CarbonDioxide}; T = T_7; P = P_7) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_7 = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_7; P = P_7) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 8. Entrada Coal Boiler, salida MP Turbine

Datos

$$P_8 = b \quad \text{bar}$$

$$m_8 = m \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$Rend_{turb} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}}$$

$$T_8 = T(\text{CarbonDioxide}; P = P_8; h = h_8) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_8 = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_8; P = P_8) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 8s

Datos

$$P_{8s} = P_8 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{8s} = s_7 \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{8s} = h(\text{CarbonDioxide}; P = P_{8s}; s = s_{8s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 9. Entrada LP Turbine, salida Coal Boiler

Datos

$$P_9 = P_8 \quad \text{bar}$$



$$T_9 = T_5 \quad ^\circ\text{C}$$

$$m_9 = m \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$h_9 = h(\text{CarbonDioxide}; T = T_9; P = P_9) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_9 = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_9; P = P_9) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 10. Entrada HTE(High temperature economizer), salida LP Turbine

Datos

$$P_{10} = 7,4 \cdot 10 \quad \text{bar}$$

$$m_{10} = m \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$Rend_{turb} = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_{10s}}$$

$$T_{10} = T(\text{CarbonDioxide}; P = P_{10}; h = h_{10}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_{10} = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_{10}; P = P_{10}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 10s

Datos

$$P_{10s} = P_{10} \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$s_{10s} = s_9 \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$h_{10s} = h(\text{CarbonDioxide}; P = P_{10s}; s = s_{10s}) \quad \text{kJ/kg}$$

---

Estado 11. Entrada LTE(Low temperature economizer), salida HTE(High temperature economizer)

Datos

$$P_{11} = P_{10} - 1 \quad \text{bar}$$

$$m_{11} = m \quad \text{kg/s}$$

Ecuaciones

$$Q_{11a} = m_{16} \cdot (h_{16} - h_3) \quad \text{kJ/s}$$

$$Q_{11b} = m \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad \text{kJ/s}$$

Despejamos h[11]

$$Q_{11a} = Q_{11b}$$

$$T_{11} = T(\text{CarbonDioxide}; P = P_{11}; h = h_{11}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_{11} = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_{11}; P = P_{11}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 12. Entrada Heat Sink, salida LTE(Low temperature economizer)

Datos

$$P_{12} = P_{11} - 1 \quad \text{bar}$$

$$m_{12} = m \quad \text{kg/s}$$

Foco caliente - foco frío

$$Q_{12a} = m_{15} \cdot (h_3 - h_{15}) \quad \text{kJ/s}$$

$$Q_{12b} = m \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad \text{kJ/s}$$

Despejamos h[12]

$$Q_{12a} = Q_{12b}$$

$$T_{12} = T(\text{CarbonDioxide}; P = P_{12}; h = h_{12}) \quad ^\circ\text{C}$$

$$s_{12} = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_{12}; P = P_{12}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Nuevos Estados

$$P_{13} - P_{14} = P_2 - P_{16}$$

---

Estado 13. Fraction of CO2 flow

Datos

$$m_{13} = x \cdot m_2 \quad \text{kg/s}$$

$$P_{13} = P_2 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$m_2 \cdot h_2 = (m_{15} \cdot h_{15}) + (m_{13} \cdot h_{13})$$

$$T_{13} = T(\text{CarbonDioxide}; P = P_{13}; h = h_{13}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{13} = s(\text{CarbonDioxide}; P = P_{13}; h = h_{13}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 14. Fraction of CO2 flow tras el paso por la caldera(Coal Boiler)

Datos

$$m_{14} = m_{13} \quad \text{kg/s}$$

$$T_{14} = 500 \quad ^\circ\text{C}$$

$$P_{14} = P_2 - 1 \quad \text{bar}$$

Ecuaciones

$$h_{14} = h(\text{CarbonDioxide}; T = T_{14}; P = P_{14}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{14} = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_{14}; P = P_{14}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 15. Fracción de flujo másico que entra en el calentador LTE

Datos

$$m_{15} = (1 - x) \cdot m_2 \quad \text{kg/s}$$

$$P_{15} = P_2 \quad \text{bar}$$

$$T_{15} = T_2 \quad ^\circ\text{C}$$

Ecuaciones

$$h_{15} = h(\text{CarbonDioxide}; T = T_{15}; P = P_{15}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{15} = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_{15}; P = P_{15}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Estado 16. Salida del intercambiador HTE tras el cual se juntaran los flujos másicos

Datos

$$m_{16} = m_{15} \quad \text{kg/s}$$

$$T_{16} = T_{10} - 75 \quad ^\circ\text{C}$$

Ecuaciones

$$h_{16} = h(\text{CarbonDioxide}; T = T_{16}; P = P_{16}) \quad \text{kJ/kg}$$

$$s_{16} = s(\text{CarbonDioxide}; T = T_{16}; P = P_{16}) \quad \text{kJ/kg.K}$$

---

Comprobación si  $T[12]-T[2] \leq 20^\circ\text{C}$  ===> Diremos que es correcta la simulación

$$\text{Comprobacion} = T_{12} - T_2 \quad ^\circ\text{C}$$

---

Rendimiento

Trabajo turbinas

$$W_{HP} = m_5 \cdot (h_5 - h_6) \quad \text{kW}$$

$$W_{MP} = m_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad \text{kW}$$

$$W_{LP} = m_9 \cdot (h_9 - h_{10}) \quad \text{kW}$$

$$W_{turbinas} = W_{HP} + W_{MP} + W_{LP} \quad \text{kW}$$

Trabajo Compresor

$$W_{comp} = m_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad \text{kW}$$

Calores Caldera

$$Q_1 = m_{13} \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad \text{kW}$$

$$Q_2 = m_4 \cdot (h_5 - h_4) \quad \text{kW}$$

$$Q_3 = m_6 \cdot (h_7 - h_6) \quad \text{kW}$$

$$Q_4 = m_8 \cdot (h_9 - h_8) \quad \text{kW}$$

$$Q_{total} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad \text{kW}$$

Consideramos que la eficiencia de la caldera es del 92%

$$Ef_{caldera} = 0,92$$

$$Rendimiento = \frac{(W_{turbinas} - W_{comp}) \cdot 100}{Q_{total}/Ef_{caldera}} \quad \%$$