

Trabajo de Fin de Grado

Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales

Técnicas para el uso eficiente del vapor en la  
industria

Autor: Álvaro García-Perla Márquez

Tutor: Cristina Prieto Ríos

Dpto. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022





Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

# **Técnicas para el uso eficiente del vapor en la industria**

Autor:

Álvaro García-Perla Márquez

Tutor:

Cristina Prieto Ríos

Profesor Ayudante Doctor

Dpto. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla  
Sevilla, 2022



Trabajo Fin de Grado: Técnicas para el uso eficiente del vapor en la industria

Autor: Álvaro García-Perla Márquez

Tutor: Cristina Prieto Ríos

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2022

El Secretario del Tribunal



*A mi familia*

*A mis maestros*

*A mis amigos*

*A mis compañeros*





El vapor de agua como fluido caloportador es un elemento esencial en el ámbito industrial a nivel mundial. El aumento del consumo de forma globalizada ha reafirmado este hecho, y los generadores de vapor han demostrado ser un activo esencial para lograr una productividad óptima.

El objetivo de este documento es exponer y desarrollar una serie de medidas de eficiencia energética, principalmente destinadas al diseño de plantas generadoras de potencia, con el fin de aumentar al máximo el rendimiento térmico que el vapor de agua nos puede ofrecer como medio para la transferencia de energía.

Adicionalmente, se ha diseñado un caso base que trata sobre una planta generadora de potencia mediante carbón pulverizado y basada en un ciclo subcrítico. A dicha planta industrial se le han aplicado las medidas energéticas previamente desarrolladas con la finalidad de obtener una segunda planta optimizada y con mayor eficiencia. Así mismo, se ha descrito el beneficio tanto económico como energético que reportan dichas mejoras en el diseño y la rentabilidad de la planta.

# Abstract

---

Steam as a heat transfer fluid is an essential component in the global industrial sector. The increase in global consumption has confirmed this fact, and steam generators have shown to be an essential asset to obtain optimum productivity.

The objective of this document is to present and develop a series of energy efficiency measures, mainly targeted at the design of power generating plants, in order to maximise the thermal efficiency that steam can offer as a medium for energy transfer.

In addition, a base case has been designed that deals with a power generating plant using pulverised coal and based on a subcritical cycle. The previously developed energy measures have been applied to this industrial plant in order to obtain an optimised and more efficient second plant. The economic and energy benefits of these improvements in the design and profitability of the plant have also been described.

|  |             |
|--|-------------|
| <b>Resumen</b>   | <b>ix</b>   |
| <b>Abstract</b>  | <b>x</b>    |
| <b>Índice</b>  | <b>xi</b>   |
| <b>Índice de Tablas</b>  | <b>xiii</b> |
| <b>Índice de Figuras</b>                                       | <b>xiv</b>  |
| <b>Notación</b>  | <b>xv</b>   |
| <b>1 Introducción</b>  | <b>18</b>   |
| 1.1 Contexto   | 18          |
| 1.2 Historia   | 18          |
| 1.3 Características principales                                | 19          |
| <b>2 Aplicaciones</b>  | <b>22</b>   |
| 2.1 Introducción   | 22          |
| 2.2 El ciclo de vapor  | 23          |
| 2.3 El ciclo real  | 24          |
| 2.4 Visión general de una planta de vapor                      | 25          |
| <b>3 Caso base</b>   | <b>27</b>   |
| 3.1 Introducción   | 27          |
| 3.2 Consideraciones generales                                  | 28          |
| <b>4 Descripción de las medidas introducidas</b>               | <b>31</b>   |
| 4.1 Sistema de Generación de Vapor                             | 31          |
| 4.1.1 Introducción   | 31          |
| 4.1.2 Componentes  | 32          |
| 4.1.3 Clasificación  | 32          |
| 4.1.4 Calderas SC, USC y AUSC                                  | 34          |
| 4.1.4.1 Cuantificación del ahorro                              | 38          |
| 4.1.5 Blowdown o sangrado                                      | 40          |
| 4.1.6 Economizador   | 40          |
| 4.1.7 Precalentador de aire                                    | 42          |
| 4.1.8 Sobrecalentador  | 42          |
| 4.1.9 Tiempo de arranque                                       | 45          |
| 4.1.10 Apagado del sistema de generación                       | 45          |
| 4.1.11 Desgasificador  | 46          |
| 4.2 Sistemas de Distribución de Vapor y Recogida de Condensado | 46          |
| 4.2.1 Elección de la presión                                   | 47          |
| 4.2.2 Dimensionado sistema distribución                        | 48          |
| 4.2.2.1 Cálculo basado en la caída de presión                  | 48          |
| 4.2.2.2 Cálculo basado en la velocidad del fluido              | 50          |

|          |                                    |           |
|----------|------------------------------------|-----------|
| 4.2.2.3  | Cálculo para vapor sobrecalentado  | 52        |
| 4.2.3    | Purgadores de vapor                | 52        |
| 4.2.4    | Tanque flash                       | 55        |
| 4.2.5    | Cuantificación del ahorro          | 57        |
| 4.3      | <i>Mantenimiento</i>               | 59        |
| 4.3.1    | Caldera                            | 60        |
| 4.3.2    | Bombas                             | 63        |
| 4.3.3    | Turbina de vapor                   | 65        |
| 4.3.4    | Condensador                        | 67        |
| <b>5</b> | <b>Caso Optimizado</b>             | <b>68</b> |
| <b>6</b> | <b>Comparación de ambos ciclos</b> | <b>73</b> |
| 6.1      | <i>Inversión inicial</i>           | 73        |
| 6.2      | <i>Costes fijos anuales</i>        | 74        |
| 6.3      | <i>Emisiones</i>                   | 75        |
| 6.4      | <i>Rentabilidad económica</i>      | 76        |
| <b>7</b> | <b>Conclusiones</b>                | <b>78</b> |
|          | <b>APÉNDICE A-1</b>                | <b>79</b> |
|          | <b>APÉNDICE A-2</b>                | <b>82</b> |
|          | <b>APÉNDICE B</b>                  | <b>83</b> |
|          | <b>Referencias</b>                 | <b>90</b> |

# ÍNDICE DE TABLAS

---

|  |    |
|--|----|
| Tabla 1 Estados termodinámicos ciclo base                  | 28 |
| Tabla 2 Precio equipos caso base                           | 29 |
| Tabla 3 Costes anuales caso base                           | 30 |
| Tabla 4 Eficiencia diferentes tipos de caldera [16]        | 37 |
| Tabla 5 Valores para distintos tipos de caldera            | 39 |
| Tabla 6 Ahorro económico diferentes calderas               | 39 |
| Tabla 7 Diámetro nominal de tubería en base a PDF y caudal | 49 |
| Tabla 8 Variación coste económico en función de FSL [29]   | 53 |
| Tabla 9 Diferencia purgadores mecánicos                    | 53 |
| Tabla 10 Diferencias métodos mantenimiento [23]            | 60 |
| Tabla 11 Operaciones de mantenimiento [8]                  | 63 |
| Tabla 12 Averías más frecuentes en turbinas de vapor [36]  | 66 |
| Tabla 13 Extracciones turbina caso optimizado              | 68 |
| Tabla 14 Composición carbón alimentado a caldera           | 70 |
| Tabla 15 Caracterización termodinámica del ciclo           | 71 |
| Tabla 16 Precio equipos caso optimizado                    | 72 |
| Tabla 17 Gastos anuales caso optimizado                    | 72 |
| Tabla 18 Comparación precio equipos                        | 74 |
| Tabla 19 Comparación precios anuales                       | 75 |
| Tabla 20 Comparación de emisiones de ambos casos           | 76 |

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

|   |    |
|---|----|
| Figura 1. Eolípila de Herón [1]   | 18 |
| Figura 2 Máquina de Watt [47]   | 19 |
| Figura 3 Turbina de vapor de Charles Parsons [2]  | 19 |
| Figura 4. Presión del vapor de agua en comparación con otros fluidos térmicos [4]                             | 20 |
| Figura 5. Rangos de temperaturas de diferentes fluidos de trabajo [4]   | 20 |
| Figura 6 Diagrama del ciclo Rankine   | 23 |
| Figura 7 Ciclo Rankine real   | 24 |
| Figura 8 Ciclo Rankine ideal  | 24 |
| Figura 9 Diagrama representativo planta de vapor [9]  | 25 |
| Figura 10 Diagrama de equipos planta SPP-500 caso base  | 27 |
| Figura 11 Generador de vapor GSS Industrial [12]  | 33 |
| Figura 12 Diagrama caldera acuotubular [13]   | 34 |
| Figura 13 Parámetros del vapor según tecnología [16]  | 37 |
| Figura 14 Eficiencia y emisiones de CO <sub>2</sub> para las distintas tecnologías [17]                       | 37 |
| Figura 15 Localización del economizador en una caldera de carbón pulverizado [8]                              | 41 |
| Figura 16 Esquema caldera con recalentador primario y secundario [21]   | 43 |
| Figura 17 Esquema estación reductora de presión con separación de condensado                                  | 48 |
| Figura 18 Dimensionado tubería, método pérdida de presión [28]  | 50 |
| Figura 19 Dimensionado tubería, método velocidad del fluido [28]  | 51 |
| Figura 20 Tubería vapor sobrecalentado, método pérdida de presión (izq.) y método velocidad del fluido (der.) | 52 |
| Figura 21 Purgador de vapor de boya cerrada [30]  | 53 |
| Figura 22 Purgador de vapor de cubeta invertida [30]  | 53 |
| Figura 23 Funcionamiento de un purgador de vapor termostático   | 54 |
| Figura 24 Tabla dimensionado tanques flash [48]   | 55 |
| Figura 25 Esquema aplicación típica tanque flash [28]   | 56 |
| Figura 26 Operario llevando a cabo labores de mantenimiento caldera [31]                                      | 61 |
| Figura 27 Operario realizando labores de prevención en bomba de condensador [49]                              | 64 |
| Figura 28 Diagrama de equipos caso optimizado   | 69 |
| Figura 29 Evolución precio derechos emisión CO <sub>2</sub> en UE [41]  | 76 |

|       |   |
|-------|---|
| SC    | Supercrítico  |
| USC   | Ultrasupercrítico                                   |
| AUSC  | Ultrasupercrítico avanzado                          |
| NTEL  | National Energy Technology Laboratory               |
| SCR   | Selective catalytic reduction                       |
| AACE  | Association for the Advancement of Cost Engineering |
| HPFWH | High pressure feedwater heater                      |
| LPFWH | Low pressure feedwater heater                       |
| CAPEX | Capital Expenditure                                 |
| OPEX  | Operating Expenditure                               |







# 1 INTRODUCCIÓN

## 1.1 Contexto

El vapor de agua es considerado como el fluido caloportador más usado en la industria, y es utilizado básicamente para proporcionar energía térmica a los distintos procesos que se pueden llegar a producir en una planta industrial, por lo que la eficiencia de ésta misma para generarlo, distribuirlo y controlar su consumo es algo vital a la a la hora de valorar la eficiencia energética de dicha instalación.

Hay una gran lista de virtudes (que serán enunciadas más adelante en el punto 1.3) que caracterizan al vapor de agua las cuales hacen que su uso sea más eficientemente atractivo en comparación con otros fluidos de trabajo típicos en la industria, y es por ello que a la hora de diseñar un proceso industrial hay que valorar siempre la posibilidad de implementar el vapor para la transferencia de energía térmica, ya sea de forma parcial o total.

## 1.2 Historia

Es en la antigua Grecia donde se implementa por primera vez el vapor de agua como medio generador de energía. Más en concreto en el siglo II a.C., cuando Heron de Alejandría construyó la que se considera como la primera turbina de vapor creada por el nombre. Dicha turbina recibió el nombre de Eolípila de Heron (Figura 1). Es el invento que posteriormente serviría como inspiración para la creación de la máquina de vapor varios siglos más tarde, aunque en la fecha de su descubrimiento tan solo se usó para fines lúdicos.

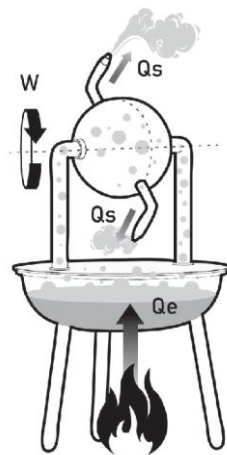


Figura 1. Eolípila de Herón [1]

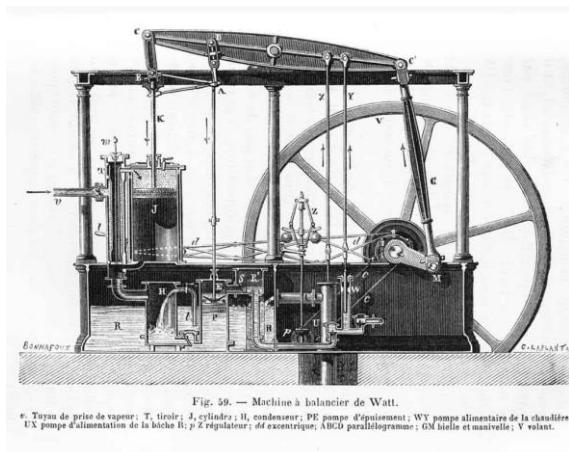
Es ya en el siglo XVII cuando el marqués de Worcester, un aristócrata inglés, diseñó un motor conducido por agua. Esta sería la semilla que tiempo después desencadenaría en la creación de la ya citada máquina de vapor.

En 1712, Thomas Savery y Thomas Newcomen construyeron la primera máquina de vapor atmosférica de pistón. Su funcionamiento era muy sencillo y se basaba en simplemente exponer una de las caras del émbolo a presión atmosférica. Dicho émbolo se encontraba dentro de un cilindro de pared deslizante, dentro del cual se introducía vapor que hacía avanzar el émbolo. Al final del recorrido del mismo se enfriaba el cilindro con un chorro de agua, condensando así el vapor y haciendo

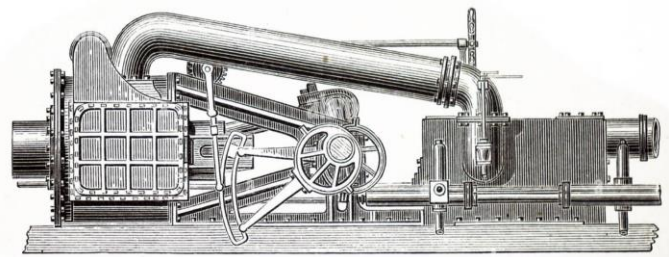
retroceder al émbolo gracias al vacío creado al disminuir el volumen del gas encerrado. Este movimiento permitía elevar agua de una mina. Su rendimiento era muy bajo, aun así se empezaron a comercializar este tipo de máquinas.

Es ya unos años más tarde cuando el ingeniero James Watt introdujo en dicha máquina un condensador, encargado de enfriar el vapor (Figura 2). Con esto se logró un gran salto en el rendimiento. La primera gran máquina de vapor con mecánica rotativa fue instalada en 1786 en el molino de Albion en Londres. El gran aumento de rendimiento que logró Watt consiguió llevar su máquina a el mundo del transporte, siendo este hecho en gran medida el precursor de la Revolución Industrial.

Finalmente, otro hecho histórico vital en cuanto a la generación de potencia mediante vapor de agua se refiere, fue la creación en el año 1844 de la turbina de vapor por parte del ingeniero británico Charles Parsons (Figura 3). A partir de este invento el mundo de la propulsión y la generación de energía cambió por completo, siendo en el año 1891 cuando se implementó dicha turbina por primera vez dentro de estaciones eléctricas y plantas similares.[2]



**Figura 2 Máquina de Watt [47]**



**Figura 3 Turbina de vapor de Charles Parsons [2]**

### 1.3 Características principales

El transporte de la energía térmica que obtiene el agua al quemar un combustible fósil (o el aprovechamiento de un recurso natural como puede ser la radiación solar) hasta una máquina de expansión (turbina) donde se cede dicha energía convirtiéndose en trabajo es el principio de funcionamiento de las plantas de generación eléctrica. [3]

Dicho vapor de agua posee una serie de características:

- Necesita de elevadas presiones para conseguir elevadas temperaturas (Figura 4), las cuales se suelen requerir en la mayoría de los procesos industriales
- Una elevada presión del mismo requiere unas mayores exigencias de seguridad respecto a otros fluidos de trabajo que puedan trabajar a menores presiones
- Al ser producido a partir de agua, se considera un fluido de trabajo barato y no contaminante
- No supone un riesgo para la salud de los operarios de la planta
- Posee un alto calor específico por unidad de masa, lo que nos permite circular menor cantidad

de fluido para obtener la misma cantidad de potencia

- Es fácil de controlar mediante válvulas de dos vías
- Es necesario un tratamiento del agua para evitar la corrosión de las tuberías y los equipos
- Fácil control de la temperatura y la presión
- Flexibilidad del sistema de distribución

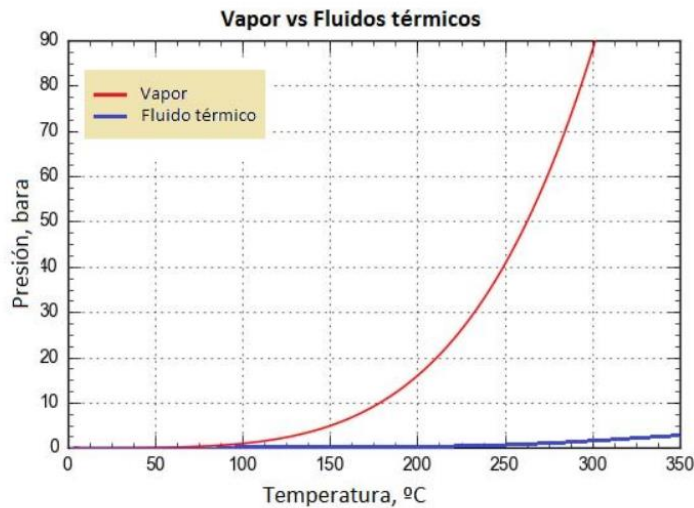


Figura 4. Presión del vapor de agua en comparación con otros fluidos térmicos [4]

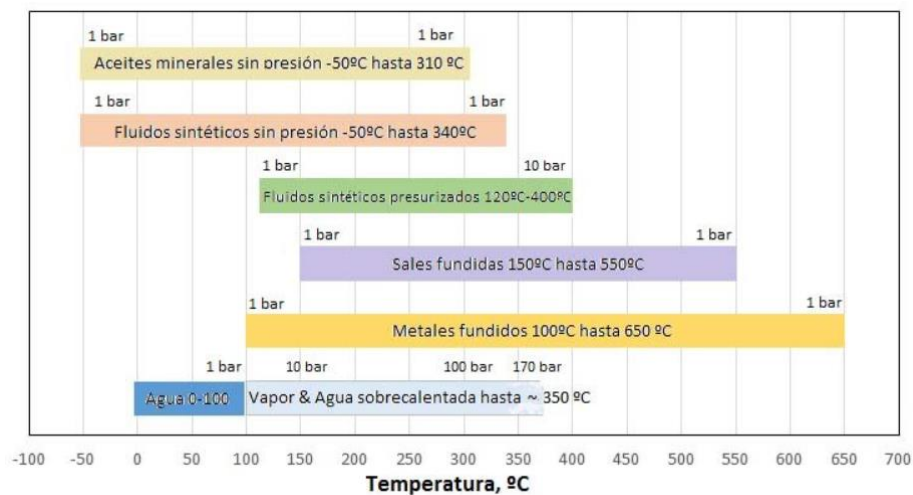


Figura 5. Rangos de temperaturas de diferentes fluidos de trabajo [4]

El uso de vapor en una instalación industrial conlleva una serie de beneficios para el sistema en comparación con el uso de otros fluidos de trabajo. Estos beneficios son:

- Se requieren tuberías de pequeño diámetro, el tamaño es compacto y el peso es reducido
- El uso de válvulas de dos vías reduce el coste de la instalación
- Tienen un reducido coste de mantenimiento
- El coste de capital es inferior respecto a otro tipo de plantas

- Puede ser controlada y supervisada a distancia
- Reducción de ruido
- Aumenta la vida útil de los equipos
- En los generadores de vapor se pueden usar multitud de combustibles distintos
- Sistemas flexibles y fáciles de implantar

# 2 APLICACIONES

---

## 2.1 Introducción

Un generador de vapor puede ser necesario en infinidad de distintos ámbitos del sector industrial gracias a la versatilidad y flexibilidad que nos ofrece este fluido de trabajo. Las aplicaciones en las que se encuentra presente el vapor de agua se pueden dividir en:

- **Vapor para calentar.** El calentamiento de procesos es una de las principales aplicaciones del vapor gracias a su alta eficiencia, fiabilidad y facilidad de uso frente al resto de alternativas. El vapor para calentamiento se divide a su vez en:
  - **Calentamiento directo.** En esta aplicación el vapor a alta temperatura se pone en contacto directo con el producto que se desea calentar. La precisión es crucial para garantizar un calentamiento uniforme del producto y para asegurar que este no salga de la caldera sin haber sido calentado. Este tipo de aplicación es muy habitual en el sector farmacéutico o alimenticio, entre otros muchos.
  - **Calentamiento indirecto.** El calentamiento del producto se lleva a cabo sin tener un contacto directo con el vapor. Este proceso por tanto requiere de equipos como el intercambiador de calor.
- **Vapor para atomización.** La atomización consiste en “romper” un combustible en diminutas partículas. En una caldera de vapor este proceso se lleva a cabo en los quemadores. El vapor consigue que esto se produzca además de garantizar que se lleve a cabo una combustión eficaz.
- **Vapor para el secado.** También puede usarse aire caliente, pero el vapor es una mejor alternativa debido a que es más rentable, seguro y fácil de controlar. Además que garantiza una mejor calidad y acabado del producto.
- **Vapor para la generación de energía.** El vapor es usado para producir electricidad en centrales eléctricas que funcionan con el ciclo Rankine. En concreto cuando se encuentra sobrecalentado, es ideal para la generación de energía porque la temperatura y presión del vapor a la entrada y salida de la turbina generadora influyen directamente en la eficiencia de la central (y son parámetros que son fácilmente modificables).
- **Vapor para la esterilización y desinfección.** Las industrias de procesamiento y fabricación siguen directrices estándar para garantizar un entorno de trabajo limpio y seguro. La esterilización y la desinfección son cruciales para garantizar que los productos, los equipos y las plantas de proceso cumplan con estas normativas. Industrias como la farmacéutica, la alimenticia, la química, la de destilación, etc., garantizan una esterilización adecuada con vapor a alta temperatura para las plantas de proceso y los equipos, con el fin de mantener la calidad de los productos.

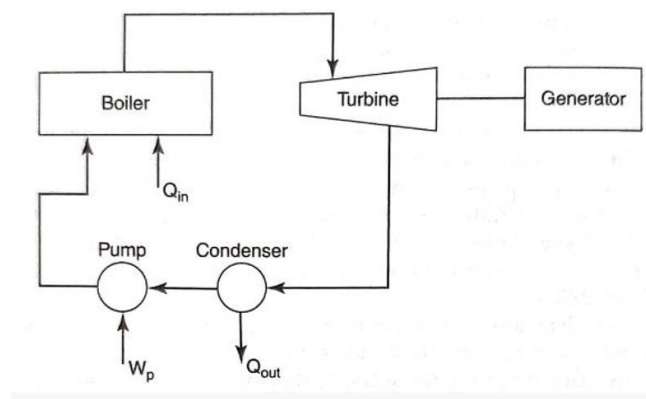
La aplicación del vapor en la industria se divide en tres sectores en función de la importancia que tiene dicho fluido de trabajo en el desempeño de su actividad:

- **Grandes consumidores:** alimentación, farmacéutica, refinería, química, plásticos, papelera, textil, procesamiento de metal, neumáticos, naval, generación de potencia
- **Consumidores intermedios:** calefacción y ventilación, curado, enfriamiento, fermentación, limpieza, fundiciones, secado
- **Consumidores ligeros:** electrónica, horticultura, climatización, humidificación [5]

## 2.2 El ciclo de vapor

En una central eléctrica de vapor, el aporte y la cesión de calor al exterior se realizan más fácilmente a presión constante que a temperatura constante. Fue William John Macquorn Rankine, que da nombre al ciclo Rankine, quien calculó por primera vez el máximo trabajo posible que podía desarrollar un motor que utilizara vapor saturado seco entre los límites de presión de la caldera y el condensador. Éste a su vez es el ciclo de vapor más sencillo con un valor práctico.

El ciclo de vapor es muy importante ya que conecta procesos que permiten convertir el calor en trabajo de forma continua. Como ya se ha comentado antes, este ciclo está basado en el suministro de vapor saturado por parte de un generador de vapor a una unidad de potencia (como puede ser una turbina) que acciona un generador eléctrico. El vapor procedente de la turbina llega a un condensador desde donde este vapor condensado, ahora convertido en agua de alimentación, se bombea de nuevo a la caldera cerrado así el ciclo.



*Figura 6 Diagrama del ciclo Rankine*

En esta imagen (Figura 6) podemos observar el suministro de calor a la caldera ( $Q_{in}$ ) así como un generador conectado a la turbina para la producción de la electricidad. El calor ( $Q_{out}$ ) es eliminado por el condensador conforme el vapor de escape se condensa en agua de alimentación. La bomba suministra energía ( $W_p$ ) a dicha agua de alimentación en forma de aumento de presión lo que hace que fluya a través de la caldera.

Para aumentar la eficiencia del ciclo sería necesario previamente llevar a cabo un proceso de sobrecalentamiento sobre el vapor, lo que resultaría en que para obtener la misma potencia se necesitaría menos cantidad de vapor y de combustible. Si el vapor se recalienta y pasa por una segunda turbina, la eficiencia del ciclo también mejora, reduciendo además la humedad del vapor al pasar por la turbina. Esta reducción de la humedad minimiza la erosión en los álabes de la turbina.[6]

Cuando se utiliza vapor saturado en una turbina, el trabajo necesario para hacer girar la turbina hace que el vapor pierda energía, y una parte del vapor se condensa al caer la presión del mismo. La cantidad de trabajo que puede realizar la turbina está limitada por la cantidad de humedad que puede aceptar sin que se produzca una erosión excesiva de los álabes debido a la alta velocidad de la misma.

Es muy habitual incluir un recalentador ya que este añade un extra de energía a la turbina de baja presión, aumentando así la eficiencia global de la planta.[7]

## 2.3 El ciclo real

En un ciclo Rankine ideal (Figura 8), tanto la compresión en la bomba de alimentación de la caldera (proceso 3-4) como la expansión en la turbina (proceso 1-2) tienen lugar de forma isentrópica (reversible y adiabáticamente). Sin embargo, en un ciclo Rankine real (Figura 7) el rendimiento que se puede alcanzar es inferior a la eficiencia del ciclo Rankine ideal, ya que ninguno de los procesos de compresión y expansión son isentrópicos. Esto se debe a que estos procesos al finalizar son no reversibles provocando que la entropía aumente durante la compresión en la bomba de alimentación de la caldera (el proceso isentrópico 3-4s aumenta al proceso 3-4), así como durante la expansión en la turbina (el proceso isentrópico 1-2s aumenta al proceso 1-2), lo que resulta en un aumento de la potencia requerida por la bomba de alimentación de la caldera y una disminución de la potencia

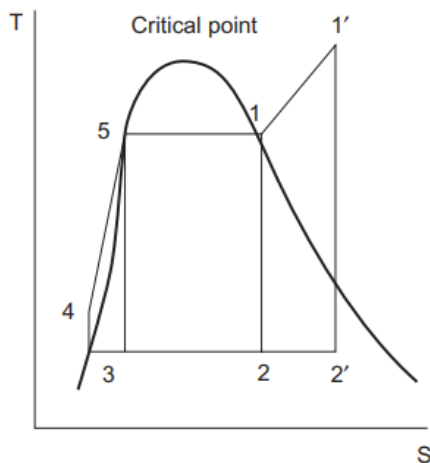


Figura 8 Ciclo Rankine ideal

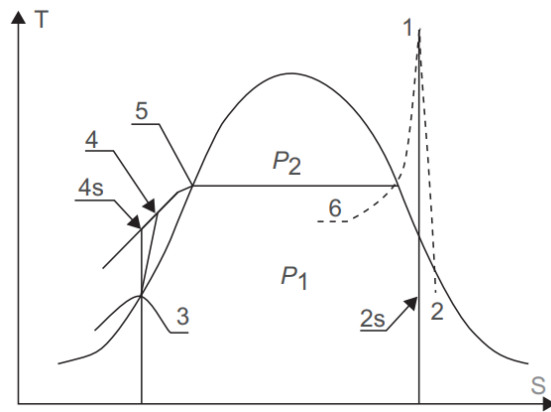


Figura 7 Ciclo Rankine real

generada por la turbina.

La irreversibilidad en un ciclo Rankine real es el resultado de la irreversibilidad en los siguientes ámbitos:

- Fricción en los rodamientos y diversos instrumentos similares
- Pérdida de carga en las tuberías de vapor y agua, intercambiadores de calor, codos y válvulas, etc.
- Fricción en los álabes de la turbina y en la bomba, lo que provoca un aumento de la entropía en ambos.
- Pérdida de carga aerodinámica en la turbina

Además, durante el proceso 1-2, como el vapor está húmedo, empieza a condensarse y las gotas de agua golpean los álabes de la turbina a gran velocidad, provocando erosión y picaduras. Estas gotas de agua son muy duras, especialmente en las últimas etapas de una turbina de baja presión. Así, el rendimiento de la turbina empieza a reducirse gradualmente. Este problema se supera recalentando el vapor en el estado 1, que se desplazará hacia la derecha hasta el estado 1' (Figura 7) y, por tanto, producirá menos vapor húmedo tras la expansión (estado 2'). Sin embargo, al sobrecalentar el proceso de adición de calor en el generador de vapor ya no es isotérmico y la temperatura media de recepción de calor se sitúa entre la correspondiente a los estados 1 y 1', es decir, entre  $T_1$  y  $T_1'$ . Además de esto, otra ventaja de sobrecalentar el vapor es que la eficiencia del ciclo real también aumentará, ya que el ciclo recibe calor a mayor temperatura. La mejora de la eficiencia del ciclo casi siempre implica hacer un ciclo más parecido a un ciclo Carnot que funcione entre los mismos límites de alta y baja



temperatura.

Sin embargo, la temperatura máxima posible del vapor en una central térmica está restringida por la resistencia de los materiales disponibles para los tubos de la caldera o los álabes de la turbina.

## 2.4 Visión general de una planta de vapor

Los equipos de un sistema de vapor y energía suelen incluir calderas, turbinas de vapor, válvulas de descarga, recuperación de vapor flash, desrecalentadores, control de temperatura, purgadores de vapor, un sistema de recogida de condensados, desgasificador, etc (Figura 9).

El vapor generado por las calderas llega a los usuarios finales a través de un sistema de distribución de tuberías, que incluye colectores de vapor o cabeceras de vapor (grandes tuberías) y tuberías de salida que conectan con los usuarios individuales. El vapor reduce su presión a través de una válvula de descarga o una turbina para los usuarios de menor presión.

Los purgadores de vapor se colocan en el extremo posterior del equipo de calentamiento de vapor para mantener el vapor dentro del equipo hasta que se condense, de modo que el calor latente del vapor se transfiera eficazmente al proceso. Los purgadores de vapor también se instalan en los puntos inferiores de las tuberías de vapor para recoger el condensado y evitar que las gotas de agua produzcan golpes de ariete.

El condensado de alta presión va a los tanques de flash para recuperar el vapor, mientras que el condensado de baja presión va a los tanques centrales de condensado para ser bombeado a un desaierador donde se mezcla con el agua de reposición.

Se puede utilizar un sistema de acondicionamiento del agua para proporcionar varios niveles/tipos de tratamiento del agua en función de la fuente de agua de reposición. Se inyecta vapor a baja presión en el desaierador para eliminar los gases no condensables, en particular el oxígeno, ya que el oxígeno disuelto podría causar graves corrosiones en las tuberías de vapor y en los equipos de proceso.

La mayoría de los calentadores de vapor están diseñados para condiciones de saturación, mientras que el vapor se genera en condiciones de sobrecalentamiento. Por ello, los *desuperheaters* se utilizan para convertir el vapor sobrecalentado en saturado mezclando agua con vapor.

Para las aplicaciones en las que es necesario controlar la temperatura del proceso, se utiliza un controlador de temperatura para controlar el caudal de vapor.[8]

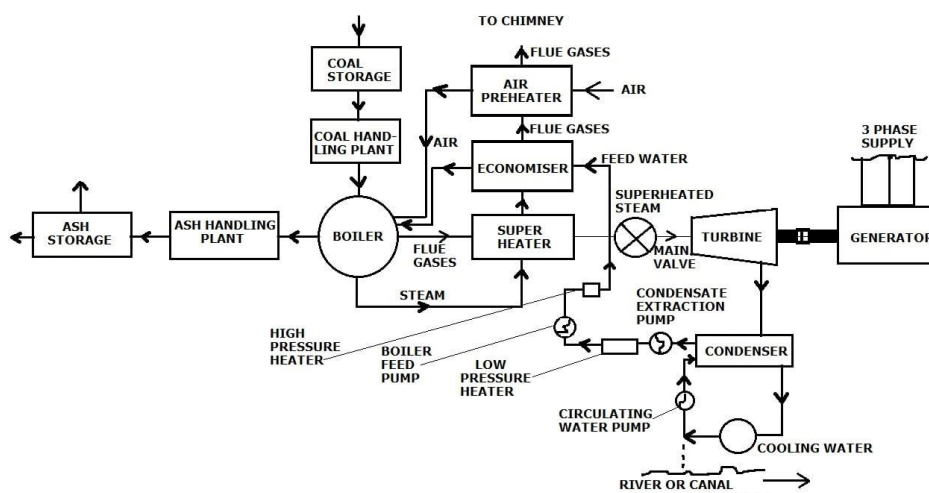


Figura 9 Diagrama representativo planta de vapor [9]



# 3 CASO BASE

## 3.1 Introducción

Con el fin de poder cuantificar el ahorro tanto energético como económico que supone la introducción de las medidas que se expondrán más adelante, se va a establecer un caso base de una planta ficticia de generación de potencia mediante ciclo de agua-vapor. Dicha planta, llamada “SPP-500”, va a ser modificada con esta serie de medidas de optimización energética, de forma que cuando se hayan aplicado todas podamos comparar la variación en una serie de parámetros (rendimiento del ciclo y de los equipos, pérdidas, consumo de combustible, presiones, temperaturas, etc. ) entre el caso inicial y el final.

La planta escogida será esencialmente ineficiente en primeros términos de forma intencionada, con el objetivo de mostrar de forma notoria como afectan la serie de medidas que serán introducidas. También cabe destacar que como es obvio, no todas las mejoras que a priori van a lograr un incremento del beneficio económico neto que nos reporta la planta vayan a realmente conseguirlo, ya que es posible que en ocasiones el beneficio económico que nos genera el introducir ciertas modificaciones no sufraga el desembolso que se tiene que realizar para adquirir los equipos o llevar a cabo el mantenimiento necesario.

La planta en cuestión (Figura 10) será, como hemos dicho, una planta de vapor para la generación de electricidad, cuya potencia cedida a la red será de 500 MW, y la cual trabajará 7.500 horas anuales. La caldera usada en nuestra planta SPP-500 será una caldera acuotubular de circulación no forzada. El combustible quemado en la caldera será carbón pulverizado, y el ciclo agua-vapor empleado será subcrítico. La turbina de vapor contará con un solo cuerpo, y no se realizarán extracciones intermedias en ella. El resto de equipos presentes en esta planta serán el condensador (que contará con una torre de refrigeración para el agua de alimentación), el desgasificador, una bomba para circular el condensado hasta la alimentación de la caldera y la chimenea (para evacuar los gases de combustión de la caldera).

Al tratarse de un ciclo subcrítico, la presión y temperaturas de entrada a la turbina serán de 125 bar y 538°C.

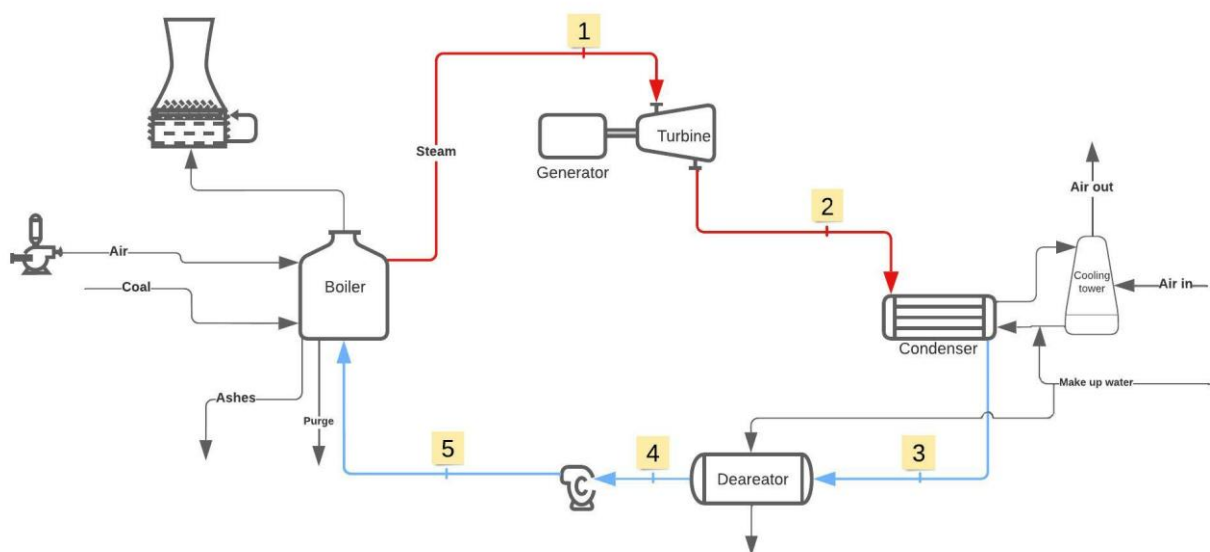


Figura 10 Diagrama de equipos planta SPP-500 caso base

El rendimiento mecánico del generador eléctrico es del 96%, por lo tanto la energía entregada por la turbina debe de ser de 520,83 MW.

### 3.2 Consideraciones generales

- Se espera una generación de 500 MW
- Máxima presión de la caldera de 150 bar
- Caída de presión en la caldera de 30 bar
- Caída de presión en el condensador de 0,5 bar
- Rendimiento isentrópico de la turbina 84%
- Rendimiento isentrópico de las bombas 78%
- Presión constante en los precalentadores de agua
- Conversión del 100% del fuel

Con todos estos datos, y sabiendo que la presión en el condensador es de 3 bar, se han obtenido los estados termodinámicos de todas las líneas de vapor por las que discurre el ciclo.

|   | Presión (bar abs) | Temperatura (°C) | Entalpía (kJ/kg) | Entropía | Caudal (kg/h) |
|---|-------------------|------------------|------------------|----------|---------------|
| 1 | 125               | 538              | 3444,1           | 6,591    | 2.531.000     |
| 2 | 3                 | 133,6            | 2703             | 6,992    | 2.531.000     |
| 3 | 2,5               | 127,4            | 535,5            | 1,608    | 2.531.000     |
| 4 | 2,5               | 127,3            | 534,9            | 1,606    | 2.531.000     |
| 5 | 155               | 131,2            | 551,1            | 1,606    | 2.531.000     |

*Tabla 1 Estados termodinámicos ciclo base*

Con todos estos datos ya podemos obtener el valor del rendimiento térmico del ciclo de la siguiente manera:

$$\eta_{ciclo} = \frac{Q_a - Q_c}{Q_a} = \frac{(h_1 - h_5) - (h_2 - h_3)}{(h_1 - h_5)} = 0,2507 = 25,07\%$$

Cabe destacar que los cálculos pertinentes se han realizado gracias al programa Engineering Equation Solver (EES), y dichos algoritmos están reflejados en el Apéndice B.

Teniendo en cuenta que el rango de error a la hora de estimar los costes de este tipo de instalaciones se encuentra entre un -15% y un +30% (AACE), podemos afirmar que los costes de los equipos de esta planta serán los siguientes en base a datos ofrecidos por el NETL (National Energy Technology Laboratory, Departamento de Energía de EEUU,[10]):

| Equipo   | €/kW         | mill. €      |
|--|--------------|--------------|
| Sistema de recepción del carbón                  | 3            | 1,56         |
| Sistema de preparación y alimentación del carbón | 24           | 12,5         |
| Sistema agua de alimentación                     | 25           | 13,02        |
| Sistema agua de reposición y pretratado          | 22           | 11,45        |
| Tuberías gas natural                             | 7            | 3,6          |
| Equipo tratamiento agua residual                 | 30           | 15,62        |
| Caldera  | 644          | 335,41       |
| Turbina  | 148          | 77,08        |
| Condensador                                      | 42           | 21,87        |
| Tuberías de vapor                                | 93           | 48,43        |
| Torre de refrigeración                           | 37           | 19,27        |
| Bombas circulación agua                          | 4            | 2,08         |
| Almacenamiento de cenizas                        | 9            | 4,68         |
| Generador eléctrico                              | 9            | 4,68         |
| Cableado   | 14           | 7,29         |
| Instrumentación y control                        | 32           | 16,66        |
| <b>TOTAL</b>                                     | <b>1.143</b> | <b>595,3</b> |

*Tabla 2 Precio equipos caso base*

Cabe destacar que en el precio de cada equipo se encuentran incluidos los accesorios, la mano de obra y el coste del material.

En cuanto a los costes anuales tenemos lo siguiente:

|   | mill. € / año | €/MWh          |
|---|---------------|----------------|
| Operación y mantenimiento                 | 11,15         | 2,973          |
| Agua                                      | 2,12          | 0,5653         |
| Químicos para tratamiento agua reposición | 1,82          | 0,4853         |
| Carbón activo                             | 0,48          | 0,128          |
| Cal hidratada                             | 1,86          | 0,496          |
| Caliza                                    | 2,99          | 0,7973         |
| Amoníaco                                  | 3,92          | 1,045          |
| Catalizador SCR                           | 0,46          | 0,1226         |
| Combustible                               | 76,21         | 20,3226        |
| <b>TOTAL</b>                              | <b>101,01</b> | <b>26,9351</b> |

*Tabla 3 Costes anuales caso base*

Se resalta la importancia que adquiere el tratamiento de los gases de combustión en cuanto al coste anual de la planta. Estos costes, representados por el coste del carbón activo, cal hidratada, caliza, amoníaco y catalizador SCR, configuran el 9,61% del coste anual total que debemos tener en cuenta en la planificación económica de la planta. Es un porcentaje para nada despreciable, que además viene impuesto según la Ley 5/2013 de 11 de junio (en base a las disposiciones de la Directiva 2010/75/UE del Parlamento Europeo), la cual modifica a la anterior Ley 16/2002 de 1 de julio.

Por otro lado, es vital el tratamiento del agua de reposición (coste del 1,8% respecto al total) ya que esta puede venir contaminada por ciertos factores como son el contacto con el aire, el contacto con el equipo de destino o el aumento de la carga bacteriana. Un incorrecto tratamiento de dicha agua de reposición que se introduce en el sistema puede llevar a una disminución en el rendimiento de la torre de refrigeración, corrosión o el desarrollo de microorganismos tales como algas o biopelículas.

# 4 DESCRIPCIÓN DE LAS MEDIDAS INTRODUCIDAS

A continuación se mostrarán de forma ordenada y pormenorizadas todas las medidas y equipos que pueden lograr el incremento en la eficiencia del vapor dentro del contexto de una planta generadora de potencia. Al final de la explicación de cada una se expondrá también si ha sido introducida en el caso optimizado de la planta SPP-500 o no. Cabe reseñar que los cálculos pertinentes se encuentran reflejados en el capítulo 6 de este mismo documento.

## 4.1 Sistema de Generación de Vapor

### 4.1.1 Introducción

Una caldera (o generador de vapor, como se denomina comúnmente) es un recipiente cerrado en el que el agua, bajo presión, se transforma en vapor mediante la aplicación de calor. El horno es la parte de la caldera en la que la energía química del combustible se convierte en calor, y la función de la caldera es transferir este calor al agua de la manera más eficiente. Así pues, la función principal de una caldera es convertir eficazmente la energía contenida en el combustible en calor mediante el proceso de combustión y generar vapor a presiones superiores a la atmosférica mediante la absorción del calor que se produce en la combustión. En las calderas de recuperación, los gases calentados sirven como fuente de calor, por ejemplo, los gases de una turbina de gas. [11]

La caldera ideal debería de incluir:

- 1) Simplicidad en la construcción, operarios experimentados, materiales que permitan un bajo coste de mantenimiento, alto rendimiento y alta disponibilidad.
- 2) Diseño y construcción fácilmente adaptables a las propiedades de expansión y contracción de los materiales.
- 3) Espacio adecuado para el vapor y el agua, suministro de vapor limpio y buena circulación del agua.
- 4) Una configuración de los parámetros del horno que permitan una combustión eficiente y una tasa máxima de transferencia de calor.
- 5) Fácil accesibilidad para limpieza y mantenimiento.
- 6) Un índice de seguridad que cumpla los requisitos de la normativa.

En general, la caldera debe diseñarse de forma conservadora para garantizar un rendimiento fiable a lo largo de la vida útil de la planta, que podría superar fácilmente los 50 años. Este diseño conservador es necesario debido a todas las variables que se pueden llegar a producir a lo largo de la vida útil de la planta, como son el uso de diferentes combustibles, la degradación del rendimiento a lo largo del tiempo y la aparición de condiciones adversas. Los criterios fundamentales que se aplican a la hora de diseñar una caldera industrial son los siguientes:

- 1) Presión del vapor controlada por el proceso específico, generalmente más baja que la requerida.
- 2) Alta fiabilidad con un mantenimiento mínimo.
- 3) Capacidad para usar varios combustibles locales de bajo coste.
- 4) Bajos costes de capital inicial y funcionamiento.

## 4.1.2 Componentes

La estructura de los generadores de vapor puede variar significativamente según el tipo, sin embargo por lo general sus componentes son los siguientes:

- **Equipo de combustión.** Lugar donde se quema la mezcla de combustible y aire.
- **Hogar.** Alberga al quemador y la generación de los gases calientes.
- **Tubos para el intercambio de calor**
- **Separador.** Necesario para separar las gotas de agua líquida en suspensión en el flujo de vapor
- **Economizador.** Intercambiador de calor que precalienta el agua líquida con los gases de escape aún calientes, antes de alimentar a la caldera.
- **Chimenea.** Vía de escape de los gases de combustión tras ceder calor al fluido.
- **Carcasa**

## 4.1.3 Clasificación

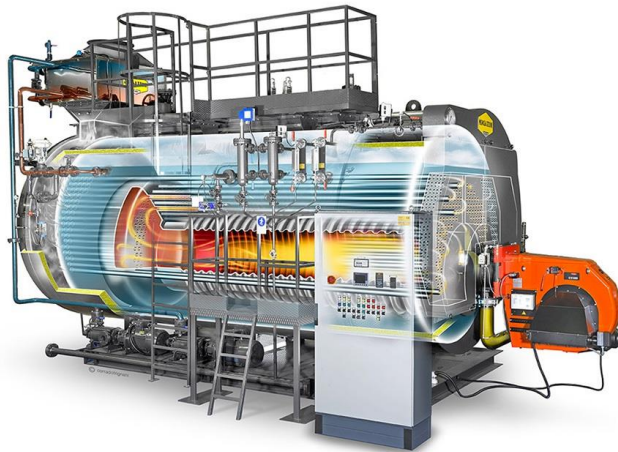
Las calderas, atendiendo al fluido que circula por el interior de sus tubos, pueden dividirse en:

- **Calderas pirotubulares.** Las calderas pirotubulares se denominan así porque los productos de la combustión pasan a través de tubos rodeados de agua. El gran volumen de agua de estos generadores de vapor actúa como un almacén de energía proporcionando una respuesta adecuada para demandas puntuales y una mayor calidad del vapor. Pueden ser de combustión interna (aquellas en las que la parrilla y la cámara de combustión están encerradas dentro de la envolvente de la caldera) o externa (aquellas en las que el horno y la parrilla se encuentran en un cuerpo distinto al de la caldera). A su vez, pueden ser también divididas en verticales u horizontales.

Las calderas verticales poseen la habilidad de poder ser portátiles por lo que originalmente se usaban para alimentar dispositivos de elevación o para el funcionamiento de camiones de bomberos, pero en la actualidad su uso es residual.

En cuanto a las horizontales (Figura 11), cabe destacar que a día de hoy las más comunes de encontrar en las plantas industriales son las denominadas “Horizontal four-pass forced-draft” o “calderas horizontales de cuatro pasos y tiro forzado”. Este tipo de caldera puede ser alimentada con gas natural o fuel-oil, además de que el quemador cuenta con una boquilla retráctil para facilitar el mantenimiento. Este tipo de equipos poseen un rango de presiones que varía de entre 1 y 25 bar aproximadamente, son compactos, requieren un espacio y altura mínimo, son de funcionamiento automático, tienen un coste inicial bajo y no necesitan una chimenea alta. Se utilizan en aplicaciones donde la demanda de vapor saturado no supere los 11 kg/s aproximadamente y están limitados por el límite superior de su rango de presiones.





*Figura 11 Generador de vapor GSS Industrial [12]*

- **Calderas acuotubulares.** Son aquellas en las que los productos de la combustión pasan alrededor de tubos que contienen agua (Figura 12). Estos tubos están interconectados a la salida y es por donde escapa el vapor. Para obtener la máxima absorción de calor se instalan deflectores en el banco de tubos para dirigir los gases calientes de la combustión a través de la superficie de calentamiento. En general, este tipo de calderas aceptan presiones inferiores a 130 bar y temperaturas inferiores a 450°C. Teniendo en cuenta el elevado número de tubos que pueden instalarse, la superficie de calefacción puede ser muy grande para dimensiones relativamente reducidas. Por esta razón, su puesta en marcha es muy rápida, teniendo la posibilidad de producir vapor a elevadas presiones.

Hay una gran variedad de calderas diseñadas para satisfacer necesidades específicas, por lo que hay que tener cuidado en la selección, que debe basarse en los requisitos de la planta, las consideraciones sobre el combustible y las limitaciones de espacio.

Cabe destacar que las calderas piro-tubulares se prefieren a las acuotubulares por su menor coste inicial, su compacidad y por el hecho de que apenas requieren ajustes. La sustitución de los tubos también es más fácil en las calderas piro-tubulares debido a su accesibilidad. Sin embargo, tienen las siguientes desventajas: el volumen de agua es grande y la circulación es deficiente, lo que hace que la respuesta a los cambios en la demanda de vapor sea lenta. Además, la capacidad, la presión y la temperatura del vapor son limitadas. De hecho, debido a este aspecto, para ciertas aplicaciones en las que se requiere vapor a alta presión y temperatura solo pueden utilizarse calderas acuotubulares.[12]

La calidad del agua es también un aspecto fundamental para el buen funcionamiento de la caldera. Las impurezas del agua pueden destruir rápidamente el generador de vapor y sus componentes. La mala calidad del agua puede dañar u obstruir los controles de nivel de agua y propiciar condiciones de funcionamiento inseguras. El tratamiento del agua se realiza mediante diversos equipos como son los desgasificadores (para la eliminación del oxígeno), ablandadores de agua, aditivos químicos y sistemas de purga de la caldera. En todos los casos, el agua de la caldera debe ser analizada para determinar su composición y el tipo de tratamiento de agua que se requiere.

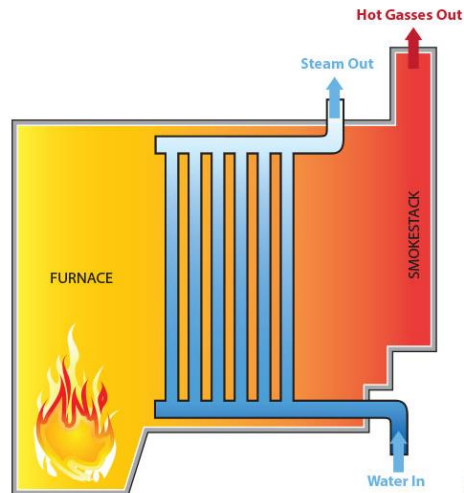


Figura 12 Diagrama caldera acuotubular [13]

#### 4.1.4 Calderas SC, USC y AUSC

Las calderas supercríticas (que operan por encima de 221 bar) se pusieron en funcionamiento originalmente en Estados Unidos a finales de los años 50 y principios de los 60. Estos equipos se diseñaron para operar por encima de la presión crítica del vapor, y aunque tenían una alta eficiencia termodinámica, tenían una baja fiabilidad, principalmente debido a la calidad de los materiales de los que se disponía en ese momento. En consecuencia, la tecnología que utilizaba vapor supercrítico se dejó básicamente de lado en favor de los diseños de calderas subcríticas. Sin embargo, se han construido con éxito plantas supercríticas en Europa y Asia con el uso de materiales avanzados y controles digitales, produciendo vapor con alta eficiencia y alta disponibilidad. Por ello, las nuevas centrales de carbón de Estados Unidos vuelven a utilizar esta tecnología supercrítica por su mayor eficiencia (que se traduce en menores costes de combustible), y por sus ventajas medioambientales. Estas ventajas compensan los mayores costes de capital en comparación con los diseños subcríticos.[14]

Del ciclo de Carnot sabemos que el rendimiento de un ciclo termodinámico depende de la temperatura de la fuente de calor y la temperatura del disipador de calor y es independiente del tipo de fluido de trabajo. Cuanto mayor sea la temperatura de la fuente de calor más baja es la temperatura del disipador de calor y más eficiente es el ciclo. Dado que rara vez se dispone de una temperatura inferior a 14,85°C para el disipador de calor y el agua de refrigeración, se puede aumentar la eficiencia elevando la temperatura de la fuente de calor. Esta ganancia de eficiencia se incrementa sustancialmente si se utilizan centrales de combustibles fósiles en la zona supercrítica termodinámica. La condición supercrítica de un ciclo de vapor-agua es un estado en el que su temperatura y la presión están por encima de su punto crítico termodinámico, donde la presión del agua de vapor es de 221,2 bar, la temperatura es de 374°C y la densidad es de 324 kg/m<sup>3</sup>.

En el punto crítico, la fase líquido-vapor muestra el siguiente fenómeno especial:

- El calor latente de vaporización es cero, o sea que no hay ebullición
- La diferencia de densidad entre el líquido y el vapor es nula
- La diferencia de entalpía específica entre el líquido y el vapor es cero

Las calderas supercríticas no tienen tambores de caldera. Este tipo de caldera consta de varios circuitos paralelos conectados por cabeceras de entrada y salida. El agua a presión entra en el circuito por un extremo y sale como vapor sobrecalentado por el otro. A medida que el agua absorbe energía, se

expande gradualmente en volumen y actúa como un gas extremadamente denso. El agua de alimentación entra en el cabezal inferior del economizador y pasa hacia arriba a través de los elementos del economizador y luego entra en el evaporador, situado aguas abajo del economizador.

En una caldera supercrítica el circuito del evaporador es del tipo de un solo paso, pero este tipo de caldera comienza a funcionar en este modo a partir de una carga mínima de alrededor del 30-40%. Por lo tanto, independientemente de la carga, es necesario garantizar un flujo adecuado de fluido dentro de los tubos individuales para que la temperatura de la pared no supere el límite de temperatura del metal permitido. Para cumplir este requisito por debajo de la carga mínima, la caldera supercrítica funciona en modo de circulación y necesita un sistema de separación de agua y vapor. El fluido procedente del evaporador entra en el recipiente separador y el agua separada vuelve a circular hacia la caldera.

Estas calderas en cuestión tienen presiones de vapor de 250 bar a 320 bar, y las temperaturas del vapor pueden estar en parámetros cercanos a los 650°C. El aumento significativo en la presión de vapor tendrá un impacto moderado en la mejora de eficiencia del ciclo, pero la eficiencia aumenta significativamente para un aumento de 10°C en la temperatura del vapor. Así, un aumento de la temperatura del vapor de 560 a 650°C representaría una mejora muy significativa. El aumento del coste de los materiales necesarios para manejar estas temperaturas de vapor más altas debe compensarse con el aumento de la eficiencia de la planta y el consiguiente menor coste del combustible y, por tanto, un menor coste de la electricidad.[15]

El aumento de la eficiencia no sólo reduce los costes de combustible, sino que también las emisiones de NO<sub>x</sub> y SO<sub>2</sub> por megavatio producido se reducen en comparación con las calderas de carbón subcríticas.

Este tipo de calderas tienen una serie de especificaciones especiales, las cuales se resumen en:

- Las calderas supercríticas son esencialmente calderas de un solo paso debido a un cambio gradual de densidad de la fase líquida a la fase de vapor. Por lo tanto no se precisa de tanque de almacenamiento.
- El volumen del sistema de evaporación de una caldera de un solo paso es menor en comparación con una caldera de circulación natural. Debido a que el volumen de agua y vapor almacenados es significativamente menor, estas calderas tienen una mejor y más rápida respuesta ante los cambios de carga.
- Requieren un 15-20 % menos de tiempo de arranque en frío en comparación con las calderas de vapor subcríticas.
- Una caldera de un solo paso no tiene ninguna descarga de caldera, por lo tanto, se desecha menos agua residual y, a la larga, la formación de condensado suele ser significativamente menor.
- La temperatura nominal de salida del vapor se alcanza con todos los tipos de combustible.
- El grosor de la pared de la turbina de alta presión de una caldera supercrítica debe ser lo suficientemente alto para soportar una presión y una temperatura elevadas, pero lo suficientemente bajo como para no tener una gran cantidad de material que requiera un calentamiento controlado.

A la hora de decidir si conviene utilizar o no una caldera supercrítica en nuestra planta es necesario conocer tanto las ventajas como las desventajas que nos ofrece.

Las ventajas son:

1. Reducción de los costes de combustible gracias a la mayor eficiencia de la planta
2. Reducción significativa de las emisiones de CO<sub>2</sub>
3. Reducción de las emisiones de NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub> y partículas
4. Excelente disponibilidad, igual o superior a la de una planta subcrítica
5. Costes de la planta comparables a los de la tecnología subcrítica y menores que los de otras tecnologías de carbón limpio
6. Los costes de mantenimiento de las unidades supercríticas son iguales o menores a los de las plantas subcríticas
7. Compatible con cocombustión de biomasa
8. Pueden integrarse plenamente con una tecnología adecuada de captura de CO<sub>2</sub>
9. Más apto para el funcionamiento con presión deslizante
10. Se adapta a la oscilación de la carga y a la flexibilidad operativa

Por otro lado, las desventajas son:

1. Mayor caída de presión en la caldera. Esto provoca un mayor consumo de la bomba de alimentación
2. El coste del acero aleado (con el cual se fabrican los recalentadores por ejemplo) es desorbitado
3. Requerir una mayor calidad en el agua de alimentación obliga a instalar una unidad de purificación del condensado, aumentando los costes
4. No es adecuado para el funcionamiento a presión constante ni a carga parcial
5. El diseño del tamaño del horno es crucial
6. Un flujo inadecuado a través de los tubos del evaporador da lugar a un flujo de masa reducido, que puede que puede conducir a la rotura de los tubos.

Aún así, está demostrado que las centrales eléctricas que trabajan con un ciclo supercrítico muestran menores emisiones, mayor eficiencia, flexibilidad, fiabilidad, reducción de los costes de combustible y de los costes de inversión.

Dado que las calderas supercríticas operan a presiones y temperaturas de vapor de unos 280 bar y 600°C, y las calderas ultrasupercríticas avanzadas (AUSC) operan a unos 340 bar y 700°C, estas condiciones de vapor son significativamente superiores a las de las calderas subcríticas, que operan a unos 200 bar y 550°C. Estas presiones y temperaturas de vapor más elevadas dan lugar a las siguientes comparaciones aproximadas de la eficiencia de la planta con las calderas subcríticas:[15]

| TIPO DE CALDERA            | EFICIENCIA (%) |
|----------------------------|----------------|
| Subcrítica                 | 34             |
| Supercrítica               | 38             |
| Ultrasupercrítica          | 43             |
| Ultrasupercrítica avanzada | 50             |

Tabla 4 Eficiencia diferentes tipos de caldera [16]

Dado que la mejora de la eficiencia se traduce en una reducción de las emisiones por megavatio, no sólo se reducen las emisiones de NO<sub>x</sub> y SO<sub>2</sub>, sino también las de CO<sub>2</sub>. De hecho, por cada punto porcentual de mejora de la eficiencia, se espera una reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> del 2% al 3%.

| Steam Conditions              | SUBC | SC   | USC  | A-USC |
|-------------------------------|------|------|------|-------|
| Superheat temperature, °C     | 540  | 580  | 600  | 700   |
| Superheat pressure, bar       | 170  | 250  | 300  | 350   |
| Reheat temperature, °C        | 540  | 580  | 610  | 720   |
| Reheat pressure, bar          | 35   | 50   | 60   | 75    |
| IP/LP crossover pressure, bar | 7.5  | 4    | 4    | 4     |
| Condenser pressure, bar       | 0.04 | 0.04 | 0.04 | 0.04  |

Figura 13 Parámetros del vapor según tecnología [16]

El beneficio económico final es también un objetivo muy importante a cumplir por parte del operador de la planta, lográndolo con una reducción en los costes de explotación. Con una mayor eficiencia de la planta, se necesita menos combustible para producir el mismo rendimiento en la instalación, siendo el coste de dicho combustible la mayor contribución que existe dentro de los costes de funcionamiento de dicha planta.

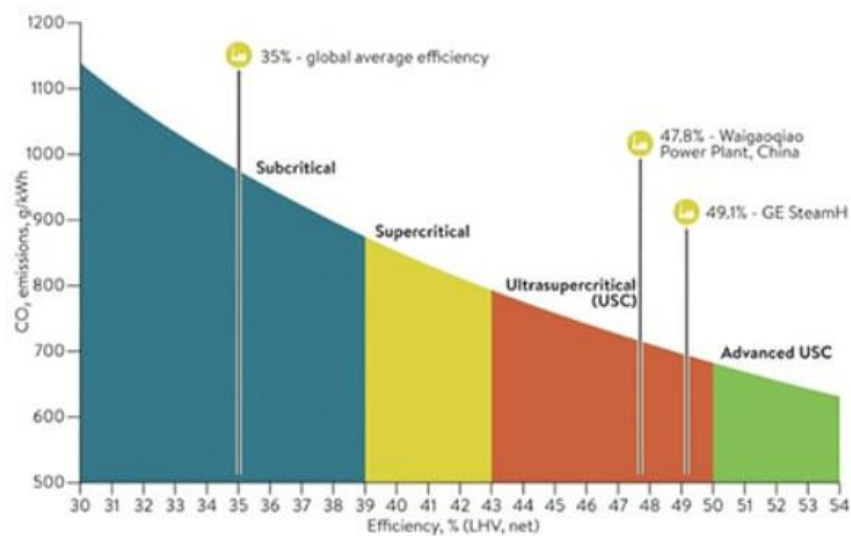


Figura 14 Eficiencia y emisiones de CO<sub>2</sub> para las distintas tecnologías [17]

Las calderas ultrasupercríticas funcionan a presiones de vapor muy elevadas, de 300 bar, y exigen un uso significativo de materiales austeníticos (no corrosivos) para la construcción de los tubos de las

calderas debido a las altas presiones. Las temperaturas del sobrecalentador y del recalentador son de 700-760 °C, superiores a las de una caldera de carbón pulverizado supercrítica (a 600-610 °C). Estas calderas son capaces de alcanzar eficiencias más altas, entre el 43% y el 50%, pero son susceptibles de sufrir fallos en los tubos de la caldera y la fiabilidad general es una preocupación primordial. Las plantas ultrasupercríticas requieren materiales avanzados para que los tubos de las calderas y las turbinas soporten las condiciones extremas de vapor. De hecho, la disponibilidad de materiales avanzados a un coste razonable es un reto importante para la adopción generalizada de la tecnología energética de la USC en el sector industrial.

La temperatura de salida de la caldera es un parámetro crucial en el diseño de las calderas de carbón pulverizado (que son las más extendidas mundialmente), ya que tiene un impacto crítico en el funcionamiento y el rendimiento de la caldera y, por lo tanto, en su eficiencia, disponibilidad y coste de explotación. La temperatura de salida del horno determina:

- 1) La relación de transferencia de calor por radiación en la cámara de combustión y la de calor por convección en las secciones convectivas (sobrecalentadores, recalentadores, economizador y calentador de aire),
- 2) Deposición de cenizas en el generador (especialmente en las paredes cercanas a los quemadores)
- 3) Las dimensiones de la caldera y las superficies totales de transferencia de calor por convección (se determinan una vez que se ha elegido la temperatura de salida del horno y establecen los costes de capital de la caldera).

La tecnología energética basada en los ciclos de potencia USC funciona bien económicamente ya que el coste del combustible se reduce enormemente y la investigación y el desarrollo de materiales se están encargando de reducir los gastos de capital para la construcción de estas centrales eléctricas. Cabe destacar que la tecnología de generación de electricidad con ciclos USC sigue sufriendo las desventajas de los elevados gastos de capital en la construcción, y de los gastos de funcionamiento y mantenimiento relativamente elevados atribuidos únicamente al alto coste de los materiales (que requieren alta resistencia a la fluencia, la corrosión y la erosión lateral), los problemas de deposición de cenizas debido a los entornos de combustión de alta temperatura más elevados y prolongados, así como a la corrosión del lado del vapor.[18]

#### 4.1.4.1 Cuantificación del ahorro

De forma general, la eficiencia de una caldera corresponde a la razón entre el calor absorbido (en este caso por el vapor de agua) y el calor que se aporta por medio del combustible (en este caso en concreto carbón). La diferencia entre ambos calores se identifica con la existencia de pérdidas en dicha caldera.

En términos energéticos, la fórmula más general para cuantificar el rendimiento de nuestro generador de vapor es la siguiente:

$$\eta_{\text{generador}} = \frac{m_v \times (h_v - h_w)}{m_c \times PCI}$$

En donde  $m_v$  es el caudal másico de vapor,  $h_v$  la entalpía del vapor a la salida,  $h_w$  la entalpía de agua líquida de alimentación,  $m_c$  el caudal másico de combustible y PCI el poder calorífico inferior.

Suponiendo que nos encontramos ante un generador con las mismas condiciones de operación (excepto la entalpía de salida del vapor que varía según el tipo de caldera que se use: subcrítica, SC, USC o AUSC) obtenemos los siguientes resultados:

$$\text{Condiciones de operación: } m_v = 2.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}, T_w = 25^\circ\text{C}, h_w = 104,84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}},$$

$$m_c = 230 \frac{\text{kg}}{\text{h}}, \text{PCI} = 7.812 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 9,08 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}$$

| TIPO DE CALDERA            | PRESIÓN CALDERA (bar) | TEMPERATURA CALDERA (°C) | ENTALPÍA (kJ/kg) | RENDIMIENTO (%) |
|----------------------------|-----------------------|--------------------------|------------------|-----------------|
| Subcrítica                 | 170                   | 540                      | 3.400,9          | 87,6            |
| Supercrítica               | 250                   | 580                      | 3.433,48         | 88,54           |
| Ultrasupercrítica          | 300                   | 600                      | 3.446,87         | 88,9            |
| Ultrasupercrítica avanzada | 350                   | 700                      | 3.711,88         | 95,9            |

Tabla 5 Valores para distintos tipos de caldera

Como se puede observar, los valores son excesivamente altos debido a que es un cálculo ideal y no se han tenido en cuenta muchas variables, pero nos muestra de forma cualitativa el salto en el rendimiento que se experimenta al usar un tipo de caldera u otra. También podemos observar que el salto porcentual más significativo es el de la caldera USC a la AUSC (7 % mayor).

En términos económicos, el aumento del rendimiento influye directamente en la cantidad de combustible que es necesario. Este coste es el que repercute de mayor forma en el coste anualizado de nuestra planta (y más en concreto de nuestro generador de vapor) y es por ello que vamos a cuantificar el ahorro económico en base a la disminución del gasto de combustible para cada una de las tecnologías. Para ello tendremos en cuenta que el precio del carbón se sitúa actualmente (Mayo 2022, [19]) en 420 € la tonelada y usaremos para cada tipo de caldera una entalpía de vapor constante (3400,9 kJ/kg), variando únicamente el rendimiento térmico en base a los que hemos calculado anteriormente. De tal forma obtenemos los siguientes resultados:

| TIPO DE CALDERA            | CONSUMO DE COMBUSTIBLE (kg/h) | AHORRO MÁXIMO DE COMBUSTIBLE RESPECTO A SUBCRÍTICA (%) | COSTE DEL COMBUSTIBLE (€/h) | AHORRO ECONÓMICO RESPECTO A SUBCRÍTICA POR CADA HORA DE FUNCIONAMIENTO (€/h) |
|----------------------------|-------------------------------|--|-----------------------------|--|
| Subcrítica                 | 230,21                        | -  | 96,688                      | -  |
| Supercrítica               | 227,77                        | 1,05   | 95,66                       | 1,028  |
| Ultrasupercrítica          | 226,84                        | 1,46   | 95,27                       | 1,418  |
| Ultrasupercrítica avanzada | 210,28                        | 8,65   | 88,31                       | 8,37   |

Tabla 6 Ahorro económico diferentes calderas

Como podemos observar en los resultados, el ahorro monetario en combustible por cada hora de funcionamiento de nuestro generador de vapor es muy reseñable. Si suponemos unas 5.840 horas de funcionamiento anual de nuestra planta, el ahorro que nos repercute cada una de estas tecnologías al año es de 6.073,6 €, 8.281,12 € y 48.880 € respectivamente en comparación con el uso de un ciclo subcrítico. Cabe destacar que a este ahorro habría que descontar el coste de mantenimiento de cada una de estas tecnologías que al soportar presiones mayores pues es notablemente superior al coste del material o mantenimiento que puede suponer optar por un generador de vapor subcrítico, aunque de todas formas esto no supone la inviabilidad económica de las citadas tecnologías. En contrapartida, también cabe destacar que una tecnología supercrítica emite menos cantidad de emisiones contaminantes a la atmósfera que una subcrítica debido al mejor aprovechamiento de cada tonelada de combustible, por lo tanto se deberá también contar con un ahorro monetario en concepto de derechos de emisión de CO<sub>2</sub>.

En la planta SPP-500 tendremos una caldera subcrítica para el caso base y una supercrítica para el caso optimizado. La potencia térmica necesaria para el caso base es de 2.034 MW mientras que para el caso optimizado sería de 1.130 MW, por lo que la potencia necesaria se ve reducida en un 44,4%.

Como se podrá comprobar más adelante en el capítulo 6, la instalación de este equipo además supondrá un ahorro en el combustible de un 11% aproximadamente.

#### **4.1.5 Blowdown o sangrado**

Una caldera requiere una purga para eliminar los sólidos disueltos concentrados y controlar la calidad del agua. La falta de purga podría dar lugar a un pH alto del agua de alimentación de la caldera, lo que podría conducir a la corrosión. Una purga insuficiente también podría provocar el arrastre de impurezas al vapor. Por otro lado, una purga excesiva desperdicia energía, agua y productos químicos. La tasa de purga óptima viene determinada por varios factores, como el tipo y la capacidad de la caldera, la presión de funcionamiento, el tratamiento del agua y la calidad del agua de reposición.

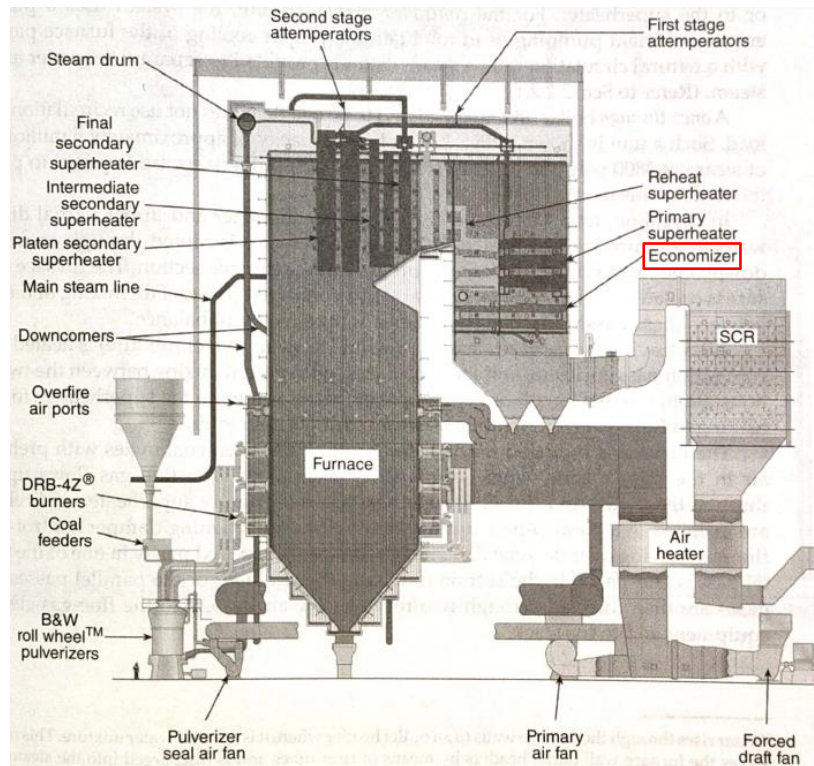
La tasa de purga es del 2 al 4% para calderas relativamente grandes y del 4 al 8% para calderas pequeñas. Puede llegar al 10% si el agua de reposición contiene altas concentraciones de sólidos. Existen normas industriales para la purga que indican la cantidad de purga necesaria en función del tipo y la presión de la caldera.[20]

En la planta SPP-500 optimizada y más concretamente en su caldera se ha instalado un sistema que purgue dicha caldera, siendo el caudal de la misma de 53.520 kg/h.

#### **4.1.6 Economizador**

Analizando el balance térmico de la caldera, la mayor pérdida se produce en los gases de salida. Para que una caldera funcione con el máximo rendimiento, esta pérdida debe reducirse al mínimo, lo cual se consigue instalando economizadores y precalentadores de aire. En teoría, es posible reducir la temperatura de salida de los gases de combustión a la del fluido entrante, aunque existen ciertas limitaciones económicas que impiden llevar la reducción de la temperatura demasiado lejos, ya que los costes de la inversión añadida para lograr este objetivo pueden compensar con creces cualquier ahorro obtenido. Además, si la reducción de la temperatura se lleva a cabo por debajo del punto de rocío (la temperatura a la que se produce la condensación), pueden producirse problemas de corrosión. Por lo tanto, el ahorro resultante de la instalación de aparatos de recuperación de calor debe equilibrarse con la inversión añadida y los costes de mantenimiento.





*Figura 15 Localización del economizador en una caldera de carbón pulverizado [8]*

Un economizador es un intercambiador de calor situado en el paso de gases entre la caldera y la chimenea (Figura 15) y está diseñado para recuperar parte del calor de los productos de la combustión. Está situado después del sobrecalentador y del recalentador, si se utiliza, y aumenta la temperatura del agua de alimentación que entra en el generador de vapor. Estos economizadores pueden ser de flujo paralelo, de flujo cruzado o una combinación de ambos. En los economizadores de flujo paralelo, los gases de combustión y el agua fluyen en la misma dirección (los gases de combustión más calientes entran en contacto con el agua de alimentación más fría, al contrario que en los de flujo cruzado); en los economizadores de flujo cruzado, fluyen en direcciones opuestas. Son precisamente estos segundos los que se consideran más eficientes, lo que propicia una mayor absorción de calor con una menor superficie de transferencia.

El economizador moderno consiste en una bobina continua de tubos soldados a los cabezales de entrada y salida. Esta construcción tiene la ventaja de eliminar las juntas, los orificios para las manos, etc.; también permite la limpieza con ácido de los tubos, lo que no era posible con los diseños anteriores. El tamaño de los tubos oscila entre 1 y 2 pulgadas de diámetro. El tamaño del economizador depende de muchos factores, como el coste, el espacio disponible, el tipo de combustible y si se va a instalar o no un precalentador de aire. Cuando se instalan tanto un economizador como un precalentador de aire, hay que tener en cuenta que la temperatura de salida de los gases de combustión no descienda por debajo del punto de rocío como ya se ha comentado anteriormente.[20]

En la planta SPP-500 optimizada se ha introducido un economizador que consigue aumentar la temperatura del agua de alimentación de la caldera en 6,5°C.

#### 4.1.7 Precalentador de aire

En las centrales eléctricas de servicios públicos y en muchas centrales industriales se instalan tanto economizadores como precalentadores de aire para obtener la máxima eficiencia posible. En las plantas modernas, las mejoras típicas en la eficiencia son las siguientes: eficiencia de la caldera, 74%; caldera y economizador, 82%; y caldera, economizador y precalentador de aire, 88%. El resultado de estas mayores eficiencias es el ahorro en los costes de combustible.[21]

El precalentador de aire consiste en placas o tubos que tienen gases calientes en un lado y aire en el otro. El calor de los gases de combustión que salen de la caldera o del economizador es recuperado por el aire entrante, reduciendo así la temperatura de los gases de combustión y aumentando el rendimiento. En general, existen dos tipos de precalentadores de aire, los tubulares y los regenerativos. El tipo tubular consiste en una serie de tubos a través de los cuales pasan los gases de combustión, con el aire pasando alrededor del exterior del tubo.

Los calentadores de aire, que se utilizan en calderas que queman combustibles con contenido de azufre, como el carbón, están sujetos a la corrosión en el extremo frío del calentador de aire. Con el objetivo de lograr una alta eficiencia y, por tanto, menores costes de combustible, los precalentadores de aire están diseñados para minimizar este problema de corrosión en el extremo frío. Algunos de estos métodos son:

- Utilizar tubos más gruesos en el extremo frío del calentador de aire
- Utilizar tubos de aleación más resistentes a la corrosión que los tubos de acero
- Utilizar revestimientos no metálicos en los tubos, como cerámica o teflón

Los calentadores de aire son sistemas claves en el diseño de las centrales eléctricas y están justificados porque aumentan la eficiencia de la planta. El grado de precalentamiento utilizado depende de muchos factores, como el diseño del horno y la caldera, el tipo de combustible y el equipo de combustión, y el coste del combustible. El aire precalentado acelera la combustión al producir una ignición más rápida y facilita la combustión de combustibles de baja calidad. En el proceso permite el uso de un bajo exceso de aire, aumentando así la eficiencia. Cuando se quema carbón pulverizado, el aire precalentado ayuda a secar el carbón, aumentando la capacidad del molino pulverizador y acelerando la combustión.

El uso de un precalentador de aire aumenta la eficiencia global de la planta de un 2% a un 10%. La cantidad de aumento depende de la ubicación de la unidad, de la capacidad de vapor y de si se instala o no un economizador. Aunque los precalentadores de aire aumentan la eficiencia, este aumento debe evaluarse en relación con el coste añadido de instalación, funcionamiento y mantenimiento.[20]

En la planta SPP-500 optimizada se ha decidido instalar un precalentador de aire que consigue que este pase de una temperatura ambiente de 25°C a una temperatura de 355°C gracias a una reducción de temperatura de los gases de combustión que salen de la caldera de 50°C y una potencia intercambiada de 303,9 MW.

#### 4.1.8 Sobrecalentador

El vapor que se ha calentado por encima de la temperatura de saturación correspondiente a su presión se dice que está sobrecalentado. Este vapor contiene más calor que el vapor saturado a la misma presión, y el calor añadido proporciona más energía a la turbina para su conversión en energía eléctrica.

Un sobrecalentador es un intercambiador de calor que pone en contacto indirecto a los gases de combustión de la caldera con el vapor saturado proveniente del generador, haciendo que este aumente su energía en detrimento de la de los gases de combustión. Para ello, es necesario que el vapor se

distribuya uniformemente por todos los tubos del sobrecalentador y a una velocidad suficiente para evitar el sobrecalentamiento del metal.[22]

Los sobrecalentadores pueden ser de convección, radiantes o combinados. El sobrecalentador de convección (o primario) se coloca en algún lugar de la corriente de gas, donde recibe la mayor parte de su calor por convección. Como su nombre indica, el sobrecalentador radiante (o secundario) se coloca dentro del horno o cerca de él, donde recibe la mayor parte del calor por radiación.

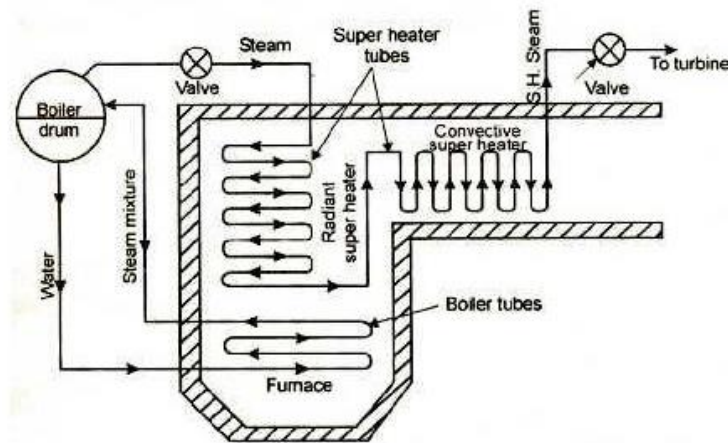


Figura 16 Esquema caldera con recalentador primario y secundario [21]

Tanto en el sobrecalentador radiante como en el de convección, es difícil mantener una temperatura de salida del vapor uniforme, por lo que a menudo se instala un sobrecalentador combinado.

En este tipo de sobrecalentadores, el vapor que sale del tambor de la caldera pasa primero por la sección de convección, luego por la sección radiante y finalmente por el colector de salida (Figura 16). Incluso esta disposición puede no producir los resultados deseados en el mantenimiento de una temperatura constante del vapor dentro de los límites prescritos, por lo que se utiliza una compuerta de derivación. Una compuerta de este tipo puede funcionar para desviar el gas o una parte del gas alrededor de la sección de convección, controlando así la temperatura final de salida del vapor para diversas capacidades de la caldera.

Para muchas aplicaciones se requiere una temperatura de recalentamiento constante en un rango de carga (es decir, varios caudales de vapor). En consecuencia, debe instalarse una superficie suficiente para garantizar que esta temperatura pueda obtenerse en la condición de carga mínima. Para cargas superiores, a menos que se controle la temperatura, la temperatura de recalentamiento superará los límites debido a la cantidad de superficie instalada. Por esta razón, se utiliza un descalentador (o atemperador) para controlar la temperatura de recalentamiento. Esto se consigue mezclando agua (en un descalentador de tipo spray) con el vapor en cantidades adecuadas en una etapa intermedia del recalentador. Esto garantiza que no se supere la temperatura máxima del vapor.[8]

En el recalentador de convección, la temperatura del vapor aumenta con la capacidad, mientras que en el recalentador radiante, la temperatura del vapor disminuye con la capacidad. Para obtener la máxima economía, es deseable una temperatura de recalentamiento constante. Además, se desean temperaturas de vapor uniformes para cumplir los requisitos de diseño de una turbina de vapor o de un proceso concreto.

El sobrecalentamiento de los tubos del sobrecalentador debe evitarse en el diseño y, esto requiere, un flujo de vapor uniforme y una velocidad de vapor a través de los tubos. Esto se consigue de varias maneras: espaciando las salidas del tambor de vapor al sobrecalentador o instalando deflectores en el

cabezal del sobrecalentador.

Hay que tener cuidado para obtener un flujo uniforme sin una caída de presión excesiva a través del sobrecalentador, ya que esto repercute en la presión de diseño de la caldera y, por tanto, en sus costes.

Un recalentador se utiliza para recalentar el vapor después de que salga de la parte de alta presión de una turbina. El vapor recalentado, pero de menor presión, vuelve a la parte de baja presión de la turbina. Por lo tanto, un sobrecalentador y un recalentador incorporados al diseño de la caldera mejorarán la eficiencia global de la planta. Algunas calderas modernas pueden tener dos hornos, uno que contiene el sobrecalentador y el otro la sección de recalentamiento. El recalentador suele ser una combinación de sección radiante y de convección, con varios tipos de disposiciones.

El vapor sobrecalentado tiene muchas ventajas:

- Puede transmitirse a largas distancias con poca pérdida de calor
- La condensación se reduce o se elimina
- El vapor sobrecalentado contiene más energía por kilo y, por tanto, se necesita menos vapor
- La erosión de los álabes de la turbina se reduce debido a la eliminación de la humedad en el vapor

El diseño del sobrecalentador de una caldera es muy importante para el diseño global de la misma. Un diseño incorrecto del sobrecalentador puede dar lugar a unos costes iniciales excesivos de la caldera y a unos costes de mantenimiento elevados en el futuro.

Dos aspectos que influyen en el diseño son la separación entre los tubos, y la disposición de la superficie de transferencia:[23]

- 1) La separación lateral de los tubos de un sobrecalentador es importante para la limpieza del sobrecalentador. En las unidades alimentadas con petróleo o carbón, la formación de escoria es un problema potencial, y los sobrecalentadores suelen diseñarse con una separación lateral más amplia que las unidades alimentadas con gas.
- 2) Los sobrecalentadores pueden diseñarse en flujo paralelo, en contracorriente o en una combinación de ambas disposiciones. La disposición de contracorriente es la que requiere menos superficie. Sin embargo, para los requisitos de alta temperatura, podría ser la disposición de sobrecalentamiento más costosa. Esto es posible debido a los altos requerimientos de aleaciones metálicas como resultado del contacto del vapor más caliente con el gas más caliente.

Normalmente, en el caso de los sobrecalentadores de alta temperatura, la disposición más económica es la que combina el flujo paralelo y el contracorriente. En el caso de los sobrecalentadores de baja temperatura, la disposición de contracorriente suele ser la más económica.

En la planta optimizada de SPP-500 se ha decidido instalar un sobrecalentador. Este va a conseguir precalentar 41,7°C el vapor que va a ser introducido en la turbina. Esto se conseguirá logrando reducir en dicho intercambiador el valor de la temperatura de los gases de combustión que abandonan la caldera en 180°C, ascendiendo la potencia térmica intercambiada a 101,9 MW.

#### 4.1.9 Tiempo de arranque

Es esencial que cuando se ponga en marcha una caldera, se haga de forma lenta, segura y controlada para evitar:

- Golpe de ariete: cuando grandes cantidades de condensado se encuentran dentro de la tubería y son empujadas a lo largo de la misma a grandes velocidades. Esto puede provocar daños cuando el agua impacta con una discontinuidad en la tubería, por ejemplo, una válvula de control.
- Choque térmico: cuando las tuberías se calientan tan rápidamente que la expansión de las mismas se produce de manera incontrolada, lo que genera tensiones en las tuberías y provoca grandes desplazamientos en los soportes de las mismas.
- Priming: cuando una reducción repentina de la presión de vapor causada por una carga grande y repentina puede provocar que el agua de la caldera sea arrastrada a las tuberías. Esto no sólo es malo para el funcionamiento de la planta, sino que la caldera a menudo se bloquea y tarda en volver a funcionar. El agua descargada también puede dar lugar a golpes de ariete en las tuberías.

El periodo de arranque de cada instalación será diferente y dependerá de muchos factores. Una caldera de baja presión en una planta pequeña como una lavandería, por ejemplo, podría alcanzar la presión de funcionamiento en menos de 15 minutos. Un gran complejo industrial puede tardar muchas horas. El punto de partida, cuando se pone en marcha una caldera pequeña de forma segura, es la válvula de cierre principal, que debe abrirse lentamente.

Sin embargo, en las instalaciones más grandes, el ritmo de calentamiento es difícil de controlar mediante la válvula de cierre principal. Esto se debe a que la válvula de cierre principal está diseñada para proporcionar un buen aislamiento; tiene un asiento plano que significa que toda la fuerza ejercida al girar el volante actúa directamente sobre el asiento, asegurando así un buen sellado cuando está bajo presión. También significa que la válvula no está calibrada y pasará aproximadamente el 80% de su capacidad en el primer 10% de su movimiento.

Por esta razón, es una buena práctica instalar una válvula de control después de la válvula de cierre principal. Una válvula de control tiene un obturador perfilado, lo que significa que la relación entre un aumento del caudal y el movimiento del obturador es mucho menos severa. En consecuencia, el caudal, y por tanto la velocidad de calentamiento, se controla mejor.[24]

#### 4.1.10 Apagado del sistema de generación

Cuando se apaga el generador de vapor, la reducción de la tasa de combustión viene determinada por la reducción de la demanda de vapor de la turbina de vapor:[24]

1. Reducir gradualmente la carga de la unidad de acuerdo con la disminución del flujo de vapor
2. Poner el “control de combustión” y “control de la temperatura de recalentamiento” en modo manual
3. Cuando la capacidad del alimentador de carbón en todos los pulverizadores se reduzca al 40%, ponga en marcha las pistolas de fuel-oil asociadas al pulverizador más alto en servicio.
4. Reduzca gradualmente la capacidad del alimentador de carbón. Cuando se alcance una capacidad de alimentación mínima de alrededor del 25% de carga, cerrar la compuerta de cierre de aire caliente
5. Cerrar las válvulas de bloqueo del suministro de agua de pulverización del sobrecalentador y del recalentador

#### 4.1.11 Desgasificador

Los calentadores de agua de alimentación abiertos (o desgasificadores) tienen un objetivo doble: calentar el agua de alimentación para mejorar la eficiencia de la planta, y desgasificar el agua de alimentación para eliminar los gases que podrían causar la corrosión de los equipos y sistemas de tuberías. De forma adicional, los desgasificadores también proporcionan el almacenamiento de agua de alimentación de alta calidad para la bomba de alimentación de la caldera.

La transferencia de calor en los desaireadores se produce por contacto directo entre el agua de alimentación y el vapor de extracción de la turbina, y se utilizan diversas técnicas de diseño, como el *spray-type* (utilizan bandejas para producir un flujo de agua en forma de película para mejorar el contacto con el vapor y así lograr una máxima eliminación del oxígeno residual), el *spray-scrubber* (produce un flujo turbulento ascendente de vapor y agua en la sección del depurador para eliminar el oxígeno) o combinaciones de ellas.

El agua de alimentación que debe ser tratada por el desaireador puede variar significativamente dependiendo de la aplicación de la planta. Un sistema de bucle cerrado que se encuentra en una empresa típica de servicios públicos tiene requisitos de reposición de agua de alimentación de sólo unos pocos por ciento, mientras que una aplicación industrial típica tiene requisitos de reposición de agua de alimentación de 40 a 70 por ciento del flujo total (en el caso de que el vapor se utilizara en el desarrollo del producto y por lo tanto no se recirculara). El condensado que regresa de una turbina suele tener una temperatura elevada y un bajo contenido de O<sub>2</sub> y CO<sub>2</sub>. En el caso de las plantas industriales en las que el agua de reposición puede proceder de varias fuentes, esta agua suele ser mucho más fría y puede contener altos niveles de O<sub>2</sub> y CO<sub>2</sub> disueltos. Cada situación requiere un diseño cuidadoso y la selección del equipo adecuado .[25]

El desgasificador es un equipo que consigue aumentar la eficiencia de una planta de generación de potencia pero, al ser un elemento indispensable en ellas, se ha decidido instalar uno en la planta SPP-500 tanto en el caso base como en el caso optimizado.

## 4.2 Sistemas de Distribución de Vapor y Recogida de Condensado

El sistema de distribución de vapor se presenta como un vínculo de enlace crucial entre el punto generador de vapor (en este caso la caldera), y las diferentes aplicaciones para las que se requiere dicho vapor.

Es de esencial cumplimiento en las plantas térmicas que este vapor que se produzca sea de buena calidad, además de que se encuentre en las condiciones de caudal y presión requeridas para los diferentes equipos, asegurándose así mismo que se realice con las menores pérdidas posibles.

Cabe señalar que en una red de distribución de estas características, nos encontramos ante dos ramas bien diferenciadas: la red de vapor y la red de retorno de condensado. Debido a la diferencia de presión existente entre ambas, el fluido circula sin necesidad de equipos de bombeo en la rama del vapor, y tan solo son necesarios en la rama de retorno de condensado. Esto propicia un consiguiente ahorro económico y una simplificación del ciclo.

Los elementos de una red de distribución de vapor son básicamente dos: las tuberías y los accesorios de éstas. También cabe destacar que este tipo de instalaciones tienen una particularidad y es el cambio de fase del fluido de trabajo que se utiliza, lo cual es el fundamento del ciclo. Esto obliga a instalar una serie de elementos de red que son muy específicos de este tipo de plantas, y que comentaremos a continuación.

La propia red de tuberías debe estar preparada para soportar las altas exigencias de presión y

temperatura que se puedan propiciar en el ciclo, por lo que la elección de éstas se debe realizar de forma minuciosa. Además de ello deben de contar con un sistema de aislamiento térmico adecuado, que evite fugas térmicas causantes de grandes ineficiencias. [26]

#### 4.2.1 Elección de la presión

El equipo de la planta con mayor requerimiento de presión es el que marca la presión a la que el vapor debe distribuirse. Otro aspecto también crucial para elegir la presión es la máxima presión que pueda aceptar la caldera para que se garanticen condiciones de seguridad. La elección de esta presión no es trivial, y para determinarla de forma efectiva es necesario prever una serie de aspectos como son:

- Pérdida de presión en la tubería debido a la pérdida de carga de la misma (por la resistencia al paso del fluido)
- Condensación por cesión de calor a la tubería

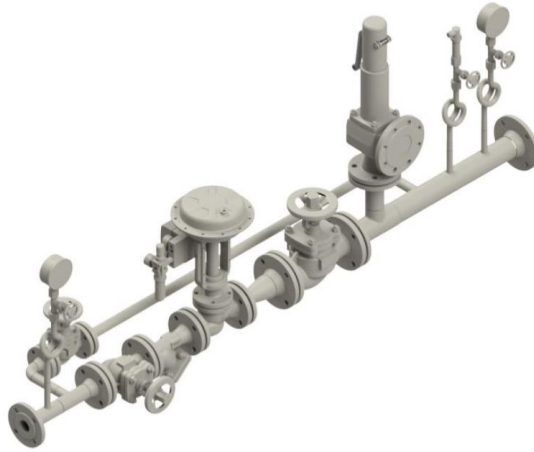
Cabe destacar que el volumen específico del vapor es inversamente proporcional a su presión, por lo que si el vapor se genera en la caldera a una presión muy superior a la que posteriormente se requerirá por su aplicación, y se distribuye a esta presión superior, el diámetro de las tuberías implicadas en esta etapa será mucho menor para cualquier caudal. [26]

El hecho de la distribución del vapor a una elevada presión tiene una serie de ventajas como son:

- Menor tamaño de tubería, lo que implica menores pérdidas debido a poseer una superficie de intercambio menor
- Menor coste de las líneas de vapor
- Menor coste de accesorios de tubería, aislamiento y mantenimiento
- Menor porcentaje de agua presente en el vapor en el punto de utilización
- Mayor capacidad de almacenamiento térmico en el generador, ayudando a soportar de forma más eficiente las fluctuaciones de carga

Es común pensar que distribuir a una presión no tan alta conllevará un ahorro en el combustible, y aunque esta afirmación tenga algo de verdad, la realidad es que no es realmente así. Cabe recordar que es la carga y no la potencia nominal de la caldera la que marca el ritmo de utilización de la energía. Establecer cierto nivel de carga utiliza una cantidad de energía que es independiente de la presión a la que se produzca el vapor en la caldera. Es cierto que las pérdidas de carga y las pérdidas por funcionamiento aumentan al aumentar la presión de operación, pero éstas pueden ser neutralizadas mediante la aplicación de un correcto aislamiento y la utilización de unos adecuados sistemas de retorno del condensado.

Esta distribución a alta presión supone también la necesidad de reducir dicha presión en cada punto de utilización del sistema, lo cual comúnmente se lleva a cabo mediante una estación reductora (Figura 17).



*Figura 17 Esquema estación reductora de presión con separación de condensado*

En la cabeza de la estación reductora se coloca habitualmente un separador para eliminar el agua que arrastra el vapor que entra, propiciando que por la propia válvula reductora sólo circule vapor seco saturado.

Otro elemento indispensable sería la válvula de seguridad. Se coloca aguas abajo de la válvula reductora y su función es proteger al equipo. Si fallase la válvula de reducción se produciría un aumento de presión aguas abajo de la misma, pudiendo ocasionar tanto desperfectos en los equipos como daños personales. [27]

#### **4.2.2 Dimensionado sistema distribución**

Un correcto dimensionado de la red de tuberías es clave para maximizar el rendimiento con el menor coste posible. Tanto el sobredimensionamiento como el subdimensionamiento tienen una serie de desventajas, y es por ello que debe ser evitado por norma general.

Los problemas derivados de un sobredimensionamiento de las tuberías son:

- 1) Las tuberías, válvulas, accesorios, etc. serán más caras de lo necesario.
- 2) Se producirán mayores costes de instalación, incluidos los trabajos de soporte, aislamiento, etc.
- 3) Se formará un mayor volumen de condensado debido a la mayor pérdida de calor.

Los problemas derivados de un subdimensionamiento de las tuberías son:

- 1) La caída de presión es mayor
- 2) Existe el riesgo de disponer de una cantidad insuficiente de vapor
- 3) Mayor riesgo de erosión, golpes de ariete y ruido debido al aumento de la velocidad del fluido

##### **4.2.2.1 Cálculo basado en la caída de presión**

En la práctica, ya sea para tuberías de agua o de vapor, se establece un equilibrio entre el tamaño de la tubería y la pérdida de presión. La pérdida de presión, por regla general, no debería superar los 0,1 bar/50 m. Teniendo en cuenta este detalle, el tamaño de las tuberías puede calcularse utilizando tablas o gráficas con valores ya normalizados.[28]

Ejemplo de cálculo: se dispone de una caldera que genera vapor a 7 bar y con un caudal de vapor de 270 kg/h. Necesitamos suministrar dicho vapor a un consumidor, situado a 150 metros, que requiere



una presión de 6.6 bar. La tubería a utilizar es de tramo recto sin ningún accesorio en el recorrido.

Aunque el consumidor final requiera de 270 kg/h de vapor, hay que suministrar una cantidad mayor debido a las pérdidas que se sufren por el camino.

La distancia existente entre generador y consumidor es conocida, pero hay que tener en cuenta la resistencia adicional por la fricción con los accesorios, la conocida “longitud de tubería equivalente”. Por regla general, esta longitud equivalente es de :

- Tubería de menos de 50 metros de longitud: añadir un margen de 10-20%
- Tubería de más de 100 metros de longitud, tramo recto con pocos accesorios: añadir margen de 5-10%
- Tubería de más de 100 metros de longitud, con muchos accesorios: añadir margen de 20%

Atendiendo a esto, la longitud de tubería equivalente sería de 165 m.

A continuación, se debe calcular el factor de pérdida de presión (“pressure drop factor, PDF”) como:

$$PDF = \frac{F1 - F2}{L}$$

Donde F1 es el factor de presión a la presión de generación, F2 el del consumidor, y L la longitud equivalente previamente calculada. Para calcular dichos factores se acudirá a la tabla localizada en el apéndice A-1.

De tal forma:  $F1 = 56,38$   $F2 = 51,05$   $PDF = 0,032$

Para finalizar, se acudirá a la tabla 7 (tabla completa en apéndice A-2), donde se puede observar que existen valores de PDF para  $PDF = 0,030$  y  $PDF = 0,040$ . Siempre se ha de seleccionar el factor más bajo, en este caso  $PDF = 0,032$ .

Como resultado, se acudirá a una tabla como la siguiente, obteniendo como resultado que deberíamos de escoger una tubería de 50 mm de diámetro, por la que circula un caudal de 501,1 kg/h.

| Pressure drop factor (PDF) | Pipe size (DN)  |       |       |       |       |       |       |       |       |        |        |
|----------------------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
|                            | 15              | 20    | 25    | 32    | 40    | 50    | 65    | 80    | 100   | 150    | 200    |
|                            | Capacity (kg/h) |       |       |       |       |       |       |       |       |        |        |
| 0.025                      | 10.99           | 33.48 | 70.73 | 127.3 | 209.8 | 459.7 | 834.6 | 1367  | 2 970 | 8 817  | 19 332 |
| 0.030                      | 12.00           | 36.78 | 77.23 | 137.9 | 229.9 | 501.1 | 919.4 | 1 480 | 3 264 | 9 792  | 20 917 |
| 0.040                      | 14.46           | 44.16 | 93.17 | 169.2 | 279.5 | 600.7 | 1 093 | 1 790 | 3 923 | 11 622 | 25 254 |

Tabla 7 Diámetro nominal de tubería en base a PDF y caudal

Con toda esta información y usando la siguiente ecuación podríamos calcular adicionalmente la velocidad a la que circula el fluido de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 \text{Velocidad del fluido } \left[ \frac{m}{s} \right] &= \frac{\text{caudal volumétrico } \left[ \frac{m^3}{s} \right]}{\text{Área transversal tubería } [m^2]} \\
 &= \frac{\text{caudal másico } \left[ \frac{kg}{h} \right] * \text{volumen específico } \left[ \frac{m^3}{kg} \right] * 4}{3600 \left[ \frac{s}{h} \right] * \pi * D^2}
 \end{aligned}$$

Sabiendo que el volumen específico del agua saturada a 7 bar es de 0,24 m<sup>3</sup>/kg, la velocidad del fluido será de 9,2 m/s.

Otra forma de calcularlo sería usando la pérdida de presión/100 metros y un gráfico como el siguiente:

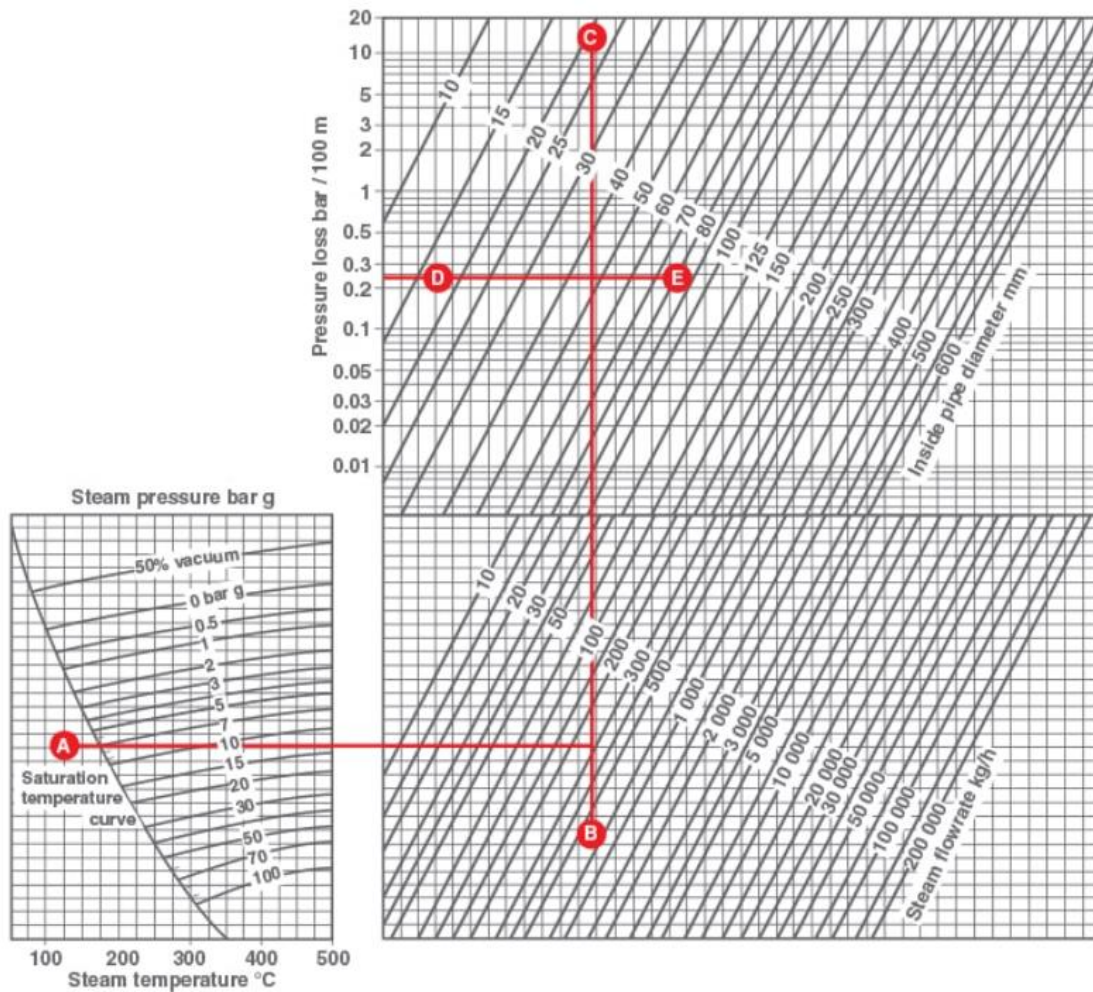


Figura 18 Dimensionado tubería, método pérdida de presión [28]

Se entraría en la tabla inferior izquierda con el valor de la presión (7 bar) en el punto donde corta con la línea de saturación. Se traza una horizontal hasta cortar al valor de el caudal másico (270 kg/h). Se continúa trazando una vertical hasta alcanzar el final de la gráfica superior. Se traza una horizontal por el valor de la pérdida de presión cada 100 metros (0,24) hasta alcanzar a la anterior línea trazada. Obtendremos un punto que se encuentra entre dos valores del diámetro diferentes (40 mm y 50 mm), escogiendo como ya hemos dicho anteriormente el valor más alto (50 mm).

#### 4.2.2.2 Cálculo basado en la velocidad del fluido

De forma general y a falta de datos de diseño, si se puede utilizar una velocidad razonable para un fluido concreto que circule por las tuberías, la velocidad podría utilizarse como factor práctico de dimensionamiento. Como regla general, se utiliza una velocidad de 25 a 40 m/s cuando el medio es el vapor saturado.

40 m/s debe considerarse el límite máximo de dicha velocidad, ya que por encima de él se producirán ruidos y erosión, especialmente si el vapor está húmedo. Algunas normas nacionales citan velocidades de hasta 76 m/s para el vapor saturado. Esto sólo puede ser factible si el vapor está seco, la tubería está muy bien aislada, es relativamente corta, recta y horizontal y puede suministrar la presión necesaria en el punto de consumo.

En las líneas de suministro más largas, a menudo es necesario restringir las velocidades a 15 m/s para evitar altas caídas de presión. Se recomienda comprobar siempre la caída de presión en las tuberías de

más de 50 m de longitud, independientemente de la velocidad.

De forma más exacta, la fórmula que se debe usar para calcular el diámetro en base a la velocidad del fluido sería la siguiente:

$$\text{Diámetro de la tubería [m]} = \sqrt{\frac{4 * \text{caudal volumétrico } \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]}{\pi * \text{velocidad del fluido } \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]}}$$

Adicionalmente, se puede utilizar una gráfica similar a la usada en la Fig.18:

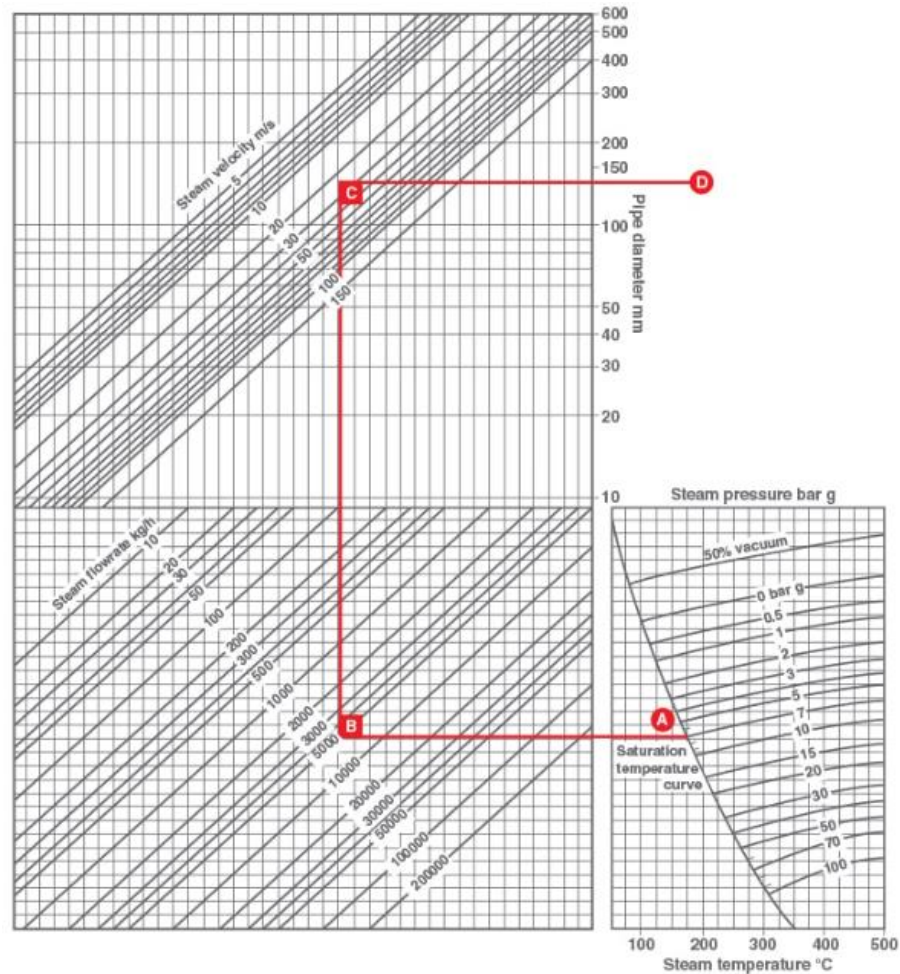


Figura 19 Dimensionado tubería, método velocidad del fluido [28]

Para el ejemplo de la Fig. 19 se ha comenzado utilizando una presión de la caldera de 7 bar, un caudal másico del vapor de 5000 kg/h y una velocidad del fluido de 25 m/s, obteniéndose así un diámetro de tubería de 130 mm. Éste no es un valor de mercado, por lo que se elegirá el valor inmediatamente posterior (150 mm).

### 4.2.2.3 Cálculo para vapor sobrecalentado

El vapor sobrecalentado puede considerarse un gas seco y por ello no existe la posibilidad de erosión de la tubería, ya que no posee gotas de agua en suspensión. Es por ello que las velocidades del vapor pueden llegar a ser de 50 a 70 m/s si la caída de presión lo permite.

Para este caso se utilizan unas gráficas especiales como las que se muestran a continuación:

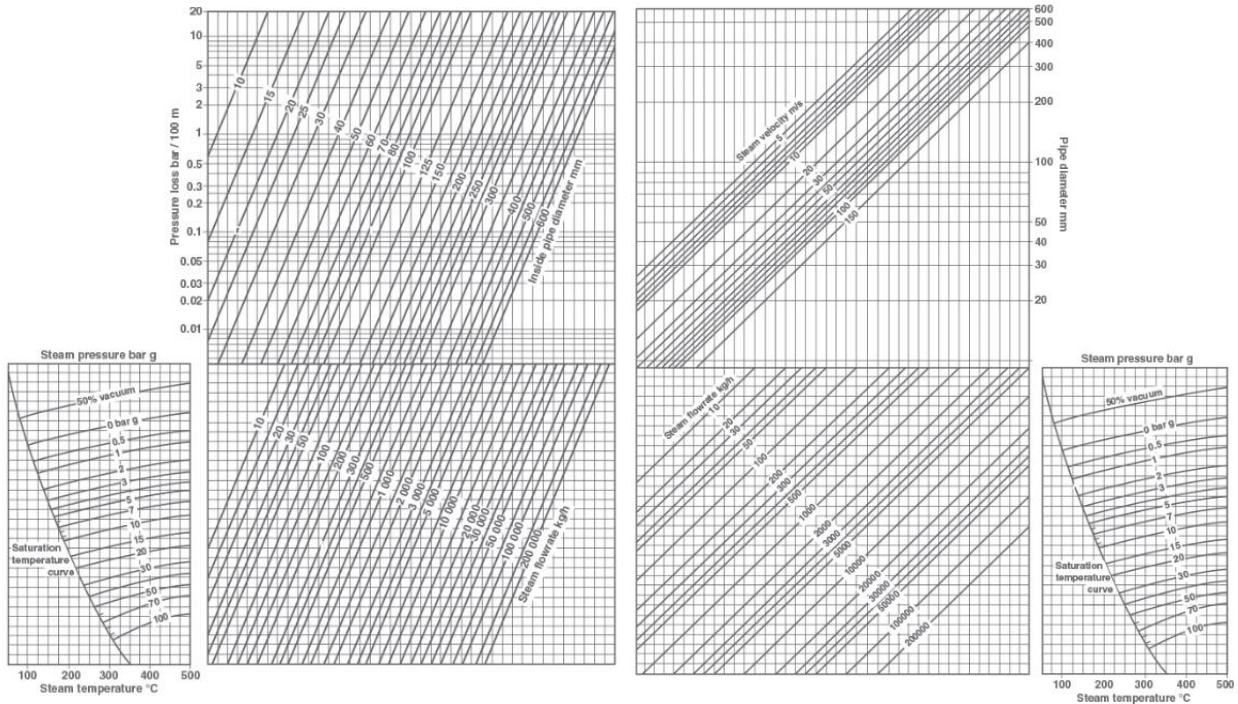


Figura 20 Tubería vapor sobrecalentado, método pérdida de presión (izq.) y método velocidad del fluido (der.)

### 4.2.3 Purgadores de vapor

Un purgador de vapor es una válvula automática para el drenado de condensado y gases no condensables de los sistemas de vapor. Dichos condensados poseen un alto poder energético que puede ser utilizado una vez se elimine el exceso de oxígeno que existe en ellos mediante los citados purgadores de vapor. [29]

La principal función de un purgador de vapor (o trampa de vapor) es descargar condensado sin permitir que haya un escape de vapor vivo. De tal forma, las tres premisas fundamentales que debe cumplir un purgador de vapor son:

- Drenar los condensados manteniendo las condiciones de operación requeridos en el proceso.
- Eliminar el aire y otros gases no condensables, ya que éstos se oponen a la transferencia de calor, disminuyendo la eficiencia del ciclo. Además, la presencia de oxígeno y dióxido de carbono en presencia de condensado son corrosivos.
- Evitar pérdidas de vapor de alto nivel energético.

Un aspecto fundamental en las trampas de vapor es el FSL (o funcional steam loss), que hace referencia a las pérdidas de vapor a través de estos equipos. También se puede denominar como la cantidad de vapor que se consume durante el funcionamiento de un purgador de vapor que funciona de forma correcta. Como podemos observar en la siguiente tabla, el hecho de seleccionar un purgador con un bajo índice de FSL puede hacer a una planta ahorrar una cantidad de dinero anual muy elevada.

| Steam Trap Model | FSL, lb/h | FSL Annual Cost per Steam Trap (at \$10/1,000 lb steam) | FSL Annual Cost for 4,000 Steam Traps | FSL Annual Cost Difference for 4,000 Steam Traps (Relative to Base Case) |
|------------------|-----------|---|---------------------------------------|--|
| Steam Trap A     | 0.1       | \$9   | \$36,000                              | \$0  |
| Steam Trap B     | 1.2       | \$105   | \$420,000                             | \$384,000  |
| Steam Trap C     | 3.1       | \$272   | \$1,088,000                           | \$1,052,000  |

Tabla 8 Variación coste económico en función de FSL [29]

Como podemos observar, si tenemos en cuenta que en nuestra planta disponemos de 4.000 purgadores de vapor, un FSL bajo de 0,1 lb/h nos repercute un gasto anual de únicamente 36.000\$, que asciende hasta los 1.088.00\$ al año si los purgadores de vapor instalados tienen un FSL de 3,1 lb/h. [29]

Las trampas de vapor tradicionalmente se han clasificado en tres tipos:

- Mecánicas: cuya operación se basa en la diferencia de densidad existente entre el vapor y el condensado. Pueden pasar de forma continua grandes cantidades de condensado y son adecuados para una amplia gama de aplicaciones. Éstos, a su vez, pueden dividirse en purgadores de boya cerrada (Figura 21) y de cubeta invertida (Figura 22). Las diferencias entre ambos se muestran en la siguiente tabla:

| Tipo de purgador | Funcionamiento   | Ventajas  | Desventajas  |
|------------------|--|---|--|
| Boya cerrada     | La diferencia de densidad entre el vapor y el condensado permite que un flotador unido a una palanca abra o cierre el orificio de salida | -Descarga continua de condensado<br>-Buena adaptabilidad a variaciones condiciones de operación<br>-Junto a un elemento termostático eliminan el aire | -No resisten bien las heladas                              |
| Cubeta invertida | La fuerza que ejerce el vapor en el fondo de la cubeta permite el cierre de la válvula de salida   | -Son robustos y duraderos<br>-Resisten golpes de ariete   | -No resisten bien las heladas<br>-No eliminan bien el aire |

Tabla 9 Diferencia purgadores mecánicos

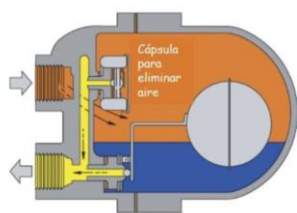


Figura 21 Purgador de vapor de boya cerrada [30]

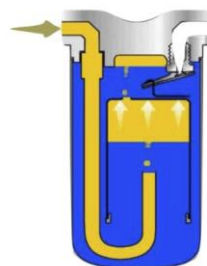
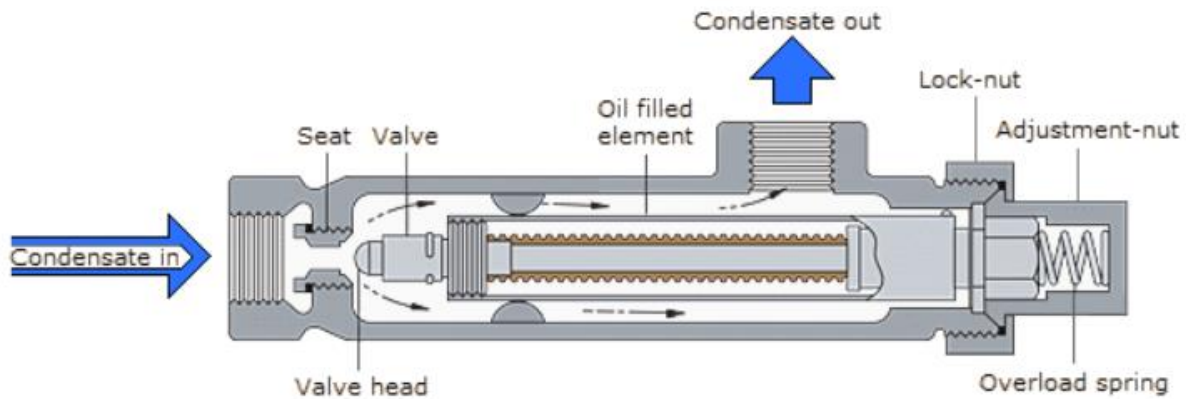


Figura 22 Purgador de vapor de cubeta invertida [30]



- Termostáticas: cuya operación se basa en la diferencia de temperatura entre el vapor y el condensado. En la siguiente figura (Figura 23) se puede observar uno de los tipos de purgadores de vapor termostáticos más sencillos. En ellos un elemento lleno de aceite se expande cuando se calienta para cerrar la válvula contra el asiento. Dicho mecanismo es capaz de modificar la temperatura de descarga del purgador entre 60°C y 100°C, lo que hace a este tipo de equipos idóneos para deshacerse de grandes cantidades de aire y condensado frío en el momento de arranque de la planta.



*Figura 23 Funcionamiento de un purgador de vapor termostático*

En cuanto a las ventajas de este tipo de equipo se encuentran que son muy eficaces para el “drenado en frío”, proporciona una buena descarga de aire, la máxima capacidad de condensado en las cargas iniciales, es capaz de soportar vibraciones y además no es especialmente sensible a los golpes de ariete.

Por otro lado, en cuanto a las desventajas, el condensado puede hacer que el tubo flexible que se encuentra en su interior se destruya, no puede ser utilizado en aplicaciones que exijan la eliminación inmediata del condensado, debe estar bien aislado en condiciones cercanas a la congelación y necesita del funcionamiento de otro purgador en paralelo.[31]

- Termodinámicas: basadas en el cambio de estado que sufre el condensado. La trampa termodinámica es una trampa de vapor extremadamente robusta con un modo de funcionamiento sencillo. El purgador funciona mediante el efecto dinámico del vapor flash a su paso por la trampa. La única parte móvil es el disco situado sobre la cara plana dentro de la cámara de control.

El ritmo de funcionamiento depende de la temperatura del vapor y de las condiciones ambientales. La mayoría de los purgadores poseen un tiempo de operación entre 20 y 40 segundos.

En cuanto a las ventajas de este tipo de purgador de vapor encontramos que pueden trabajar en un amplio rango de condiciones de operación sin necesidad de ajustes, se pueden usar con vapor de alta presión, no se ven afectados por vibraciones ni golpes de ariete, no se dañan por congelación y pueden ser fácilmente inspeccionados en búsqueda de fallos.

En cuanto a las desventajas, no funcionan bien a bajas presiones, un aumento rápido de la presión dificulta su funcionamiento correcto y son muy ruidosos.[31]

Cabe destacar que en la planta SPP-500 no se han incluido purgadores en el diagrama de equipos debido a la necesidad de colocar un número excesivamente alto de dichos equipos para lograr una mejora de eficiencia notable.

#### 4.2.4 Tanque flash

El vapor flash es aquel que se obtiene del condensado al reducir su presión, y cuenta con una energía interna igual de aprovechable que el vapor generado en la caldera.

En cualquier sistema de vapor que busque maximizar la eficiencia, el vapor flash se separará del condensado y se utilizará para complementar cualquier aplicación de calentamiento a baja presión. Cada kilogramo de vapor flash utilizado de este modo es un kilogramo de vapor que no necesita ser suministrado por la caldera. También es un kilogramo de vapor que no se ventila a la atmósfera, donde de otro modo se perdería. Estos tanques son particularmente adecuados para los sistemas de recuperación de calor de las purgas de caldera donde la eficiente separación del revaporizado de la purga es esencial para prevenir la contaminación del tanque de alimentación de caldera y/o las superficies de transferencia de calor. Igualmente adecuados para recuperar revaporizado de los condensados.

Este tipo de separadores tienen un orificio de entrada por el que se introduce el condensado y el vapor flash de forma unificada. Gracias a la gravedad, el condensado cae al fondo del tanque, desde donde se drena. El vapor flash asciende hasta la parte superior de dicho tanque, siendo canalizado hasta la aplicación de vapor en donde se requiera.

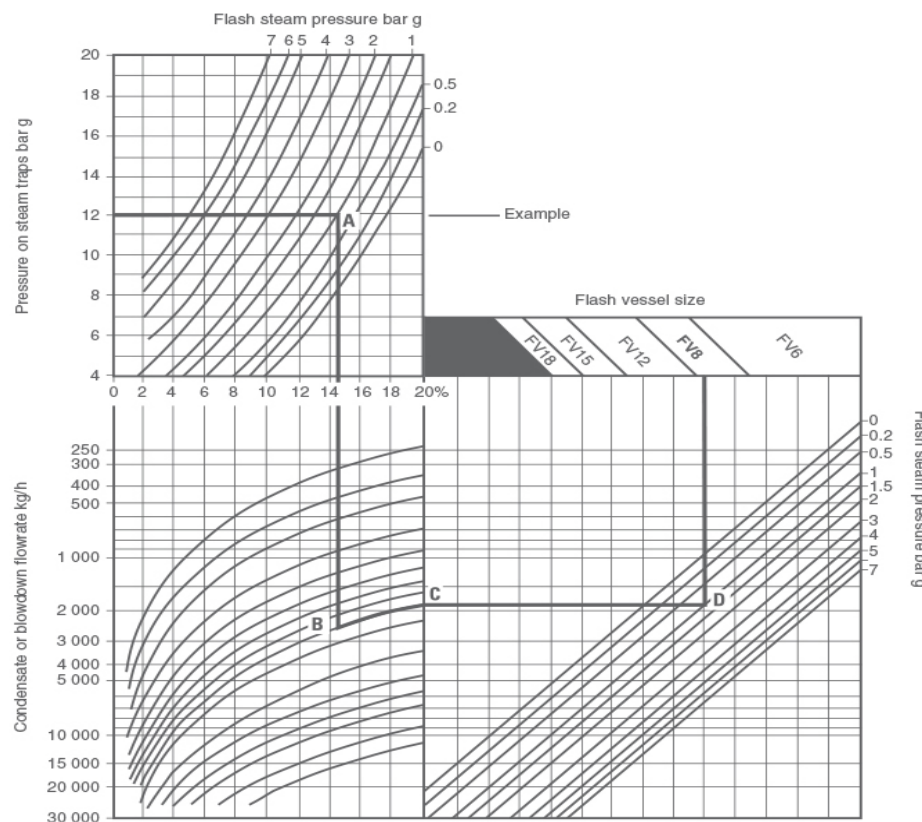


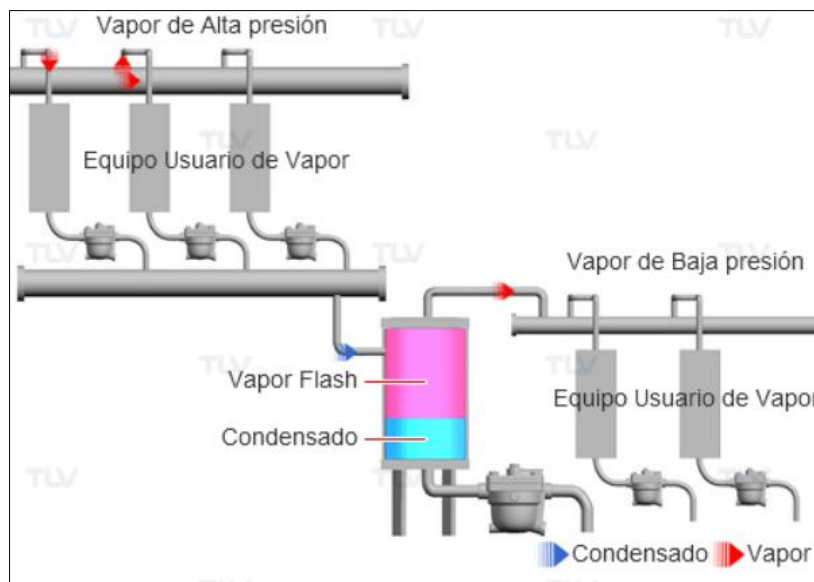
Figura 24 Tabla dimensionado tanques flash [48]

Para el dimensionado de estos tanques es necesario conocer la presión aguas arriba del purgador de vapor que alimenta el recipiente, el caudal total de alimentación de condensado y la presión de vapor flash dentro del tanque, además de una tabla de dimensionado como la de la Figura 24. En el ejemplo se ha usado una presión en el purgador de vapor de 12 bar, un caudal de alimentación de 2.500 kg/h y una presión del vapor flash de 1 bar.

Con todos estos datos podemos comprobar como el tanque debe tener un tamaño FV8 (76 kg de peso, diámetro entrada DN80, diámetro salida vapor flash DN80 y diámetro salida condensado 2”).

Este tipo de recuperadores de vapor necesitan una serie de requisitos de funcionamiento para aprovechar al máximo el vapor flash obtenido, los cuáles son:

- El retorno económico se ve directamente influenciado por la cantidad de vapor flash que se obtiene, y para ello es esencial disponer de un suministro continuo de condensado procedente de aplicaciones que operan a presiones más altas.
- Los purgadores de vapor y el equipo que drenan deben ser capaces de funcionar de forma eficiente en contra de la contrapresión aplicada por el tanque flash.
- Si la presión de vapor en el equipo se aproxima o cae por debajo de la presión de vapor flash especificada, la cantidad total de vapor flash formado será marginal, y hay que cuestionar si la recuperación merece la pena en este caso.
- Hay que tener cuidado cuando se intente recuperar el vapor flash con el condensado de los equipos de temperatura controlada. A una baja carga, la presión del espacio de vapor se reducirá por la acción de cierre de la válvula de control de vapor, y si esta es igual o menor que la presión establecida para el vapor flash se corre el riesgo de generar una cantidad insuficiente de vapor.
- Es importante que haya una demanda de vapor flash de baja presión que sea igual o superior al vapor flash que se produce (Figura 25). Cualquier déficit de vapor flash puede compensarse con vapor vivo procedente de una válvula reductora de presión.
- Es preferible utilizar el vapor flash cerca de la fuente de condensado de alta presión. Para el vapor de baja presión se utilizan tuberías de diámetro relativamente grande, para reducir la pérdida de presión y la velocidad, lo que puede suponer un encarecimiento en el coste de la instalación si el vapor flash tiene que ser canalizado a cierta distancia.[32]



*Figura 25 Esquema aplicación típica tanque flash [28]*

El tanque flash es un elemento que logra aprovechar de mejor forma la energía interna del vapor que lo circula, pero para el caso concreto de la planta SPP-500 se ha optado por la opción de no instalar ninguno ya que el ahorro energético que suponía en una planta de dichas características no resultaba lo suficientemente rentable en comparación con el precio de compra del mismo.



#### 4.2.5 Cuantificación del ahorro

En instalaciones industriales, el proceso de calentamiento de procesos productivos representa una parte muy significativa de los costes operativos controlables por parte de los gerentes de plantas. Se trata de una de las pocas áreas de oportunidad donde se pueden reducir los costes y mejorar los beneficios.

No hay duda de que un sistema eficaz de recuperación de condensados se puede pagar por sí mismo muy rápidamente en comparación con un sistema en el cual todo el condensado se desecha. La realidad de la industria española es que una buena cantidad de empresas cuentan con algún sistema de recuperación de condensado, aunque casi todo se puede mejorar con las últimas técnicas.

Cuando se habla de amortizar y justificar la inversión en sistemas de vapor y sobretodo a eficiencia energética de la recuperación de condensados, por lo general suele estar entre uno y dos años, haciendo que sea una inversión muy atractiva para las industrias.

Cuando el vapor condensa, la energía se transfiere al material más frío para calentarlo. Esto representa alrededor del 75% de la energía suministrada por la caldera para producir vapor. Aproximadamente el 25% restante, lo conserva el agua condensada.

Además de su contenido de calor, el condensado es agua destilada: ideal para utilizarla como agua de alimentación en la caldera. Una instalación eficiente recogerá cada gota de condensado y, la retornará al mezclador o al tanque de alimentación de la caldera, o bien se utilizará en el proceso.

El condensado se descarga a través de los purgadores, de una presión superior a una presión inferior. Como consecuencia de esta caída de presión, parte del condensado se evaporará de nuevo, y es a lo que llamamos revaporizado. La proporción que se revaporizará es variable en función del nivel de reducción de presión entre los lados del vapor y del condensado del sistema, pero una cantidad típica es del 10-15% de la masa.[33]

Para valorar de forma cuantitativa los valores de ahorro económico que supone la recuperación de condensado de los que estamos hablando se deben aplicar las siguientes expresiones:

$$\text{Ahorro de energía} \left[ \frac{kWh}{\text{año}} \right] = \frac{\text{caudal condensado} \left[ \frac{kg}{h} \right] * \text{tiempo servicio} \left[ \frac{h}{\text{año}} \right] * 4,19 \left[ \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] * (T_{\text{condensado}}[^{\circ}C] - T_{\text{aguaaportación}}[^{\circ}C])}{3600}$$

$$\text{Ahorro combustible} \left[ \frac{\text{€}}{\text{año}} \right] = \frac{\text{ahorro energía} \left[ \frac{kWh}{\text{año}} \right] * \text{coste combustible} \left[ \frac{\text{€}}{kWh} \right]}{\eta_{\text{caldera}}}$$

$$\text{Ahorro agua} \left[ \frac{\text{€}}{\text{año}} \right] = \frac{\text{caudal condensado} \left[ \frac{kg}{h} \right] * \text{tiempo servicio} \left[ \frac{h}{\text{año}} \right] * \text{coste agua caldera} \left[ \frac{\text{€}}{m^3} \right]}{1000}$$

$$\text{Total ahorro} \left[ \frac{\text{€}}{\text{año}} \right] = \text{ahorro cble} \left[ \frac{\text{€}}{\text{año}} \right] + \text{ahorro agua} \left[ \frac{\text{€}}{\text{año}} \right]$$

$$\text{Amortización} [\text{años}] = \frac{\text{inversión requerida} [\text{€}]}{\text{Total ahorro} \left[ \frac{\text{€}}{\text{año}} \right] * 12}$$

Para ejemplificar esto, usaremos los siguientes datos de entrada:

$$T_{\text{temperatura condensado}} = 221,19 \text{ } ^{\circ}C$$

$$C_{\text{caudal condensado}} = 1905 \frac{kg}{h}$$

$$T_{\text{tiempo de servicio}} = 7500 \frac{h}{\text{año}}$$

$$\text{Temperatura agua aporte} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Rendimiento caldera} = 82\%$$

$$\text{Coste carbón} = 0,15 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$$

$$\text{Precio agua reposición} = 1,1 \frac{\text{€}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Coste inversión} = 500.000 \text{ €}$$

Con lo que obtendríamos los siguientes resultados:

$$\text{Ahorro de energía} = 3.414.978 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

$$\text{Ahorro en combustible} = 624.691 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

$$\text{Ahorro en agua de aportación} = 15.297 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

$$\text{Total de ahorro} = 639.988 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

$$\text{Amortización} = 9 \text{ meses}$$

Se puede observar cómo instalar un sistema de recogida de condensado no es solamente recomendable, sino que puede ser crucial para la viabilidad económica de la planta. La inversión inicial puede suponer un esfuerzo económico importante, pero el tiempo de recuperación de este desembolso es relativamente bajo.

### 4.3 Mantenimiento

La definición de mantenimiento suele parecerse a actividad que se lleva a cabo en cualquier equipo con el fin de garantizar su fiabilidad para realizar sus funciones. El objetivo del mantenimiento es prolongar la vida útil del equipo, o al menos el tiempo medio hasta el siguiente fallo cuya reparación pueda ser costosa. Además, se espera que las medidas de mantenimiento eficaces puedan reducir la frecuencia de las interrupciones del servicio y las numerosas consecuencias indeseables de dichas paradas. El mantenimiento repercute claramente en los componentes y en la fiabilidad; si se hace poco, puede dar lugar a un número excesivo de fallos costosos y a un mal rendimiento del sistema y, por tanto, la fiabilidad se ve comprometida. Si se hace a menudo, la fiabilidad puede mejorar, pero el coste del mantenimiento aumentará considerablemente. En un sistema rentable, los dos gastos deben estar equilibrados.[34]

A lo largo de los años, se han implementado nuevas estrategias de mantenimiento que pretenden evitar en la medida de lo posible los problemas relacionados con las averías de los equipos. Algunas de las estrategias de mantenimiento más comunes son las siguientes:

- **Mantenimiento de averías.** Uno de los primeros programas aplicados en el sector. El enfoque consiste en un mantenimiento totalmente reactivo y se actúa sólo cuando el equipo debe de ser reparado. No tiene un mantenimiento rutinario y no es programado. De tal forma, esta actividad puede consistir en la reparación, restauración o sustitución de componentes.
- **Mantenimiento preventivo.** Se trata de una estrategia de mantenimiento basada en el tiempo, en la que los equipos se desconectan, se abren y se inspeccionan de forma periódica. Sobre una exploración visual inicial, se realizan reparaciones y posteriormente el equipo se vuelve a poner en funcionamiento. Por lo tanto, según esta estrategia de mantenimiento de equipos, la sustitución, la revisión o la reparación de un elemento se realiza a intervalos fijos, independientemente de su estado en ese momento. Es un mantenimiento costoso, pero que muchas veces está impuesto por la normativa.
- **Mantenimiento predictivo.** Enfoque del mantenimiento más basado en la condición del elemento. Este método se basa en la medición del estado de los equipos para evaluar si un equipo fallará durante algún momento futuro, y posteriormente tomar medidas para evitar las consecuencias de esos fallos. Aquí es donde tecnologías de mantenimiento predictivo (por ejemplo análisis de vibraciones, termografías de infrarrojos, detección de ultrasonidos, etc.) se utilizan para determinar el estado de los equipos y decidir las reparaciones necesarias. Además de las tecnologías predictivas, también se adaptan técnicas de control estadístico de procesos o supervisión del rendimiento de los equipos. Este enfoque es una estrategia más viable económicamente, ya que la mano de obra, los materiales y los programas de producción se utilizan de forma mucho más eficiente.
- **Mantenimiento proactivo.** Se considera un nuevo enfoque alejado de los tres métodos anteriores. La estrategia de mantenimiento proactivo está también diseñada para prolongar la vida útil de los equipos hasta alcanzar la fase de desgaste, mediante la adaptación de un alto nivel de precisión operativa. [23]

En la siguiente tabla podemos observar las diferencias entre los 4 métodos:

| Estrategia de mantenimiento | Enfoque                               | Significado                                   |
|-----------------------------|---------------------------------------|---|
| Mantenimiento de averías    | Reparar cuando se produzca rotura     | Gran presupuesto de mantenimiento             |
| Mantenimiento preventivo    | Mantenimiento programado              | Sustitución periódica de componentes          |
| Mantenimiento predictivo    | Condicionado por el control/monitoreo | Decisión de mantenimiento basado en el equipo |
| Mantenimiento proactivo     | Detección de fuentes de fallos        | Monitoreo y corrección de la raíz del fallo   |

*Tabla 10 Diferencias métodos mantenimiento [23]*

#### 4.3.1 Caldera

Por norma general, conseguir que una caldera esté limpia y estanca garantiza que esta funcione correctamente. A primera vista, esto puede parecer sencillo, pero "limpio y estanco" se aplica a todo el ámbito del mantenimiento de calderas. La limpieza se aplica tanto al interior como al exterior de los tubos, la carcasa y los tambores, así como a las paredes, los deflectores y la cámara de combustión. Estanco se refiere a toda la sección de presión, el ajuste, los deflectores, etc.

Cuando la superficie de calentamiento de una caldera está libre de incrustaciones en el lado del agua y de depósitos de hollín y cenizas en el lado del gas, se facilita en gran medida la transferencia de calor. Sin embargo, en el funcionamiento general, también hay que tener en cuenta el equipo de combustión, los accesorios y los auxiliares.

Cuando la selección de materiales es correcta, y el mantenimiento se lleva a cabo de manera eficiente, el resultado obtenido será satisfactorio. Si por el contrario se produce un mantenimiento defectuoso, las temperaturas excesivas u otras condiciones anormales harán que se sobrepasen los límites de seguridad del material, ocasionando que los fallos se generen rápidamente y, por consiguiente, causando un deterioro prematuro de los materiales.

Al llevar a cabo un programa de mantenimiento rutinario en una caldera se optimizan la producción y la vida útil del equipo. En otra época, el mantenimiento se centraba en la reparación de los equipos dañados; sin embargo, esta filosofía operativa ha evolucionado hasta convertirse en un sofisticado conjunto de programas que incluyen la evaluación del estado de los equipos, técnicas para predecir su vida útil, el desarrollo de medidas correctoras, la prevención de futuros problemas y la evaluación del funcionamiento general. [35]

El objetivo de un programa de mantenimiento es optimizar la producción, la disponibilidad y la seguridad, al tiempo que se minimizan los costes de explotación y cualquier efecto sobre el medio ambiente. En cualquier central eléctrica, las actividades de mantenimiento deben incluir procedimientos de mantenimiento preventivo, que son actividades realizadas con el fin de evitar o, al menos, minimizar la probabilidad de fallo de un equipo o de una parte de un sistema

Los cambios rápidos de temperatura provocan una expansión desigual, que puede dar lugar a fugas de vapor y agua en la sección de presión de una caldera. Se ha comprobado que la alta frecuencia y la rapidez del apagado de las calderas aumentan el mantenimiento más que las largas horas de servicio y las grandes cantidades de vapor generadas. Para reducir las interrupciones y el mantenimiento, siempre hay que dejar tiempo para que la temperatura cambie lenta y uniformemente.



*Figura 26 Operario llevando a cabo labores de mantenimiento caldera [31]*

La distribución desigual de la combustión en el horno, a veces denominada impacto de la llama, puede dar lugar a varias dificultades. Aunque la tasa de combustión media no supere la especificación del fabricante, algunas partes localizadas del horno pueden estar sobrecargadas. Esto provocará altas temperaturas, formación excesiva de escoria y un rápido fallo del horno. Los casos graves de impacto de la llama, cuando van acompañados de una mala circulación del agua en la caldera o de depósitos de cal, darán lugar a el quemado de los tubos de agua. Se ha comprobado que las superficies exteriores de los tubos se corroen hasta volverse lo suficientemente delgadas como para reventar.

Cuando las incrustaciones se depositan en los tubos de las calderas o en el armazón de una caldera pirotubular, el agua no puede eliminar el calor y el metal puede alcanzar una temperatura lo suficientemente alta como para reducir su resistencia a tracción. Esto puede provocar la rotura de los tubos o posiblemente una explosión de la caldera, dependiendo de las condiciones. La mejor manera de evitar esto es acondicionar adecuadamente el agua de entrada a la caldera para evitar incrustaciones indeseadas. En el caso de que no se haya previsto con antelación, éstas deberán ser eliminadas rápidamente, ya que si no se producirá un gran descenso en el rendimiento de la caldera, o incluso su parada.

Existen dos métodos para eliminar las incrustaciones de la superficie de transferencia de una caldera: el mecánico, que consiste en hacer pasar una cuchilla motorizada o un golpeador por los tubos, (un método muy limitado), y el químico, que utiliza materiales que disuelven parcial o totalmente las incrustaciones, eliminándolas así de las superficies. Ambos métodos son muy costosos, tanto por los costes de mantenimiento como por la pérdida de ingresos derivada de la interrupción de la planta. Este último efecto tiene un impacto financiero mucho mayor que los costes de mantenimiento. Por lo tanto, para garantizar un funcionamiento seguro y fiable, el agua de la caldera debe mantenerse en un alto nivel de calidad, lo que requiere pruebas periódicas del agua y la adición de productos químicos recomendados cuando sea necesario.[35]

Además de comprobar la composición química del agua, algunas calderas modernas pueden determinar la limpieza interna del agua o del vapor mediante el uso de un termopar de tipo cordal que se instala en un tubo y mide el gradiente de temperatura a través de la pared del tubo. Así, midiendo la temperatura diferencial en el tubo, se puede determinar la extensión de los depósitos internos, y esto puede identificar la necesidad de cualquier limpieza química de la caldera.

La limpieza química es realizada de forma satisfactoria y segura por especialistas que proporcionan un servicio completo. Se obtienen muestras de escamas de los tubos mediante el uso de un limpiador mecánico u otros medios adecuados. Estas muestras se analizan y, una vez identificado el tipo de incrustación, se especifica la solución de limpieza adecuada. Estas soluciones consisten en ácidos con sustancias añadidas conocidas como inhibidores para disminuir el ataque al metal de la caldera. Es decir, la solución se hace selectiva para que disuelva la cal concreta sin corroer la superficie metálica.

Entre las especificaciones para la limpieza química se incluyen el tipo y la potencia de la solución que se va a utilizar, la cantidad y el tipo de aceleradores e inhibidores que se van a emplear, la temperatura a la que se va a aplicar el disolvente, el tiempo que la solución va a permanecer en contacto con el material y el método de aplicación.

En la siguiente tabla podemos observar cuales deberían de ser las operaciones de mantenimiento pertinentes que se deben llevar a cabo en una caldera de forma diaria, semanal, mensual, semestral y anual para conseguir el máximo rendimiento del equipo:

| Diario  | Semanal   | Mensual   | Semestral  | Anual  |
|---|---|---|--|--|
| Comprobar nivel agua                            | Comprobar cierre hermético válvulas de combustible            | Inspeccionar quemador                             | Comprobar precalentador                              | Limpiar superficies lado del fuego             |
| Caldera de descarga                             | Comprobar combustible y válvulas                              | Analizar combustión                               | Inspeccionar el refractario y el aislamiento         | Comprobar y limpiar chimenea                   |
| Columna descarga agua                           | Comprobar luces de emergencia y alarmas                       | Comprobar cámaras                                 | Limpiar filtro bomba de aceite                       | Limpiar superficies lado del agua              |
| Comprobar visualmente combustión                | Comprobar límites de control                                  | Comprobar existencia escapes gases de combustión  | Comprobar la alineación del acoplamiento de la bomba | Comprobar tanques almacenamiento aceite        |
| Tratar agua según programa                      | Comprobar control de seguridad                                | Inspeccionar lugares de sobrecalentamiento        | Resetear combustión                                  | Comprobar nivel fluido en válvulas hidráulicas |
| Comprobar presión/temperatura de operación      | Comprobar sistema corte por bajo nivel de agua                | Revisar los procedimientos de purga de la caldera | Inspeccionar interruptores                           | Comprobar conexiones                           |
| Comprobar presión/temperatura agua alimentación | Comprobar fugas, ruido, vibraciones, condiciones de operación | Comprobar inyección del aire de combustión        |  | Retirar y reacondicionar válvulas de seguridad |

|  |   |  |  |   |
|--|---|--|--|---|
|  | inusuales etc.                                  |  |  |   |
| Comprobar temperatura gases de combustión                        | Comprobar funcionamiento de todos los monitores | Comprobar todos los filtros            |  | Comprobar bombas de aceite                      |
| Comprobar quemadores   | Comprobar niveles aceite de lubricación         | Comprobar los sistemas del combustible |  | Comprobar bombas de alimentación de la caldera  |
| Comprobar temperatura de entrada y salida del agua de la caldera | Comprobar ensamblado del escáner de llama       | Comprobar requisitos de lubricación    |  | Comprobar receptores de condensado              |
| Comprobar utilización agua reposición                            | Comprobar cristales indicadores                 |  |  | Comprobar sistemas tratado químico              |
| Comprobar funcionamiento equipos auxiliares                      |   |  |  | Apriete terminales eléctricos                   |
|  |   |  |  | Comprobar desgasificador y alimentación caldera |

*Tabla 11 Operaciones de mantenimiento [8]*

Después de evaluar el estado de una caldera mediante la supervisión de su rendimiento y la realización de exámenes visuales y pruebas no destructivas, el personal de operaciones debe tomar una decisión sobre la cantidad de reparaciones necesarias para que la caldera vuelva a funcionar de forma fiable, segura y eficiente. Aunque el diseñador y el proveedor del equipo pueden proporcionar recomendaciones, es responsabilidad del personal de operaciones decidir sobre las reparaciones que deben realizarse y el calendario para llevarlas a cabo.

Todas las reparaciones de las piezas a presión deben realizarse de acuerdo con los procedimientos establecidos por el *Código de Calderas y Recipientes a Presión* de la ASME. Las reparaciones de soldadura de una caldera deben realizarse con la aprobación de un inspector autorizado, y éste suele ser proporcionado por las compañías de seguros.

#### **4.3.2 Bombas**

Muchos problemas de las bombas, como las vibraciones, los fallos de los cojinetes, los fallos del eje y la corta vida útil del acoplamiento, pueden deberse a la desalineación entre la bomba y el conductor.

Suponiendo que la alineación sea satisfactoria en el momento de la puesta en marcha, esto no asegura de ninguna manera que la bomba permanezca en esta condición. Por lo tanto, es conveniente comprobar la alineación periódicamente o siempre que se produzcan problemas. La alineación debe comprobarse cuando la bomba y el eje están a temperatura ambiente y de nuevo cuando funcionan a temperaturas elevadas, ya que la dilatación (o una base que se desplaza) puede cambiar frecuentemente

la alineación.

La vida de los cojinetes y de los rodamientos dependen principalmente de la lubricación y de mantenerlos libres de suciedad y materias extrañas. Un programa de mantenimiento preventivo debe asegurar que el lubricante se drena y el cojinete se lava a intervalos regulares. Lo ideal es utilizar el aceite recomendado por el fabricante de la bomba. En todos los casos, almacenar cojinetes de repuesto puede ser una gran ayuda a la hora del mantenimiento de la bomba, aunque los cojinetes y las zapatas de empuje pueden ser reparados.[23]

Una indicación de que una bomba está funcionando con demasiado empuje en una dirección es el sobrecalentamiento o el desgaste de las zapatas de empuje y el daño del impulsor. El sobrecalentamiento del cojinete puede detectarse colocando el dorso de la mano en el alojamiento del cojinete. Si es imposible mantener la mano en contacto con el cojinete, el cojinete está funcionando demasiado caliente y la bomba está desalineada o tiene una holgura excesiva.

La vida de una bomba centrífuga, así como su funcionamiento fiable, depende de los anillos de sellado o de desgaste, y del empuje impuesto. Cuando los anillos de sellado comienzan a desgastarse entre la alta y la baja presión, la bomba empieza a perder eficacia. Es entonces el momento de renovar los anillos. La cantidad de desgaste está influenciada por la cantidad de holgura permitida originalmente, por la precisión de la alineación de la bomba y por la naturaleza del líquido bombeado.

Para asegurar un servicio continuo e ininterrumpido, es necesario almacenar un número suficiente de piezas de repuesto, y para asegurarse de que se obtiene la pieza correcta, debe mantenerse un registro que identifique tanto la bomba como sus componentes. En el caso de las plantas que contienen muchos tipos diferentes de bombas, es conveniente disponer de un lugar de almacenamiento adecuado. Las piezas deben estar catalogadas y clasificadas (en serie y con referencia al número de catálogo y al fabricante) para que no se pierda tiempo en el aprovisionamiento y se evite la interrupción del equipo. En las instalaciones modernas, el inventario de piezas de repuesto y los registros de mantenimiento están informatizados, y estos sistemas ayudan considerablemente a las operaciones.



*Figura 27 Operario realizando labores de prevención en bomba de condensador [49]*

Al igual que los elevados costes de mantenimiento reflejan un funcionamiento deficiente o una escasa destreza mecánica, también el retraso en la realización de las reparaciones necesarias es señal de descuido e indiferencia y de una mala gestión. Cada bomba debe repararse no inmediatamente después de que haya fallado o haya dado problemas de funcionamiento, sino antes de que se produzca el fallo o el problema (Figura 27). Esto puede hacerse estableciendo un programa de mantenimiento preventivo, en el que cada bomba se somete a una inspección exhaustiva para determinar, antes de que se produzca el fallo, si es necesario el mantenimiento.[23]



Se puede iniciar un programa de mantenimiento preventivo, como el que se indica para las bombas de alimentación de calderas:

- Semanalmente: Operar bajo carga normal durante 30 minutos; inspeccionar la lubricación y el sistema de agua de refrigeración, comprobar si hay ruido, desequilibrio, etc.
- Mensualmente: Repetir lo anterior. Comprobar los cojinetes y el eje, limpiar e inspeccionar el motor, palpar el cojinete para determinar el calor debido a la fricción.
- Anualmente: Desmontar la bomba y revisarla si es necesario; comprobar los anillos de desgaste, los impulsores, las empaquetaduras y la alineación. Al mismo tiempo, inspeccionar el motor o el accionamiento de la turbina. Se debe comprobar la holgura de los cojinetes, el desgaste, las picaduras, la corrosión y la alineación de la bomba.

### 4.3.3 Turbina de vapor

Este tipo de equipo es, en términos generales, muy fiable, y es común que trabajen de forma continuada durante meses. Este tipo de funcionamiento constante puede provocar deposiciones tanto en el rotor como en el estator de dicha turbina, reduciendo la eficiencia de transferencia de energía y reduciendo ocasionalmente el flujo de vapor, produciendo grandes disminuciones en el rendimiento de la máquina.

Algunos métodos como son el análisis de vibraciones puede detectar la aparición de roces con el eje, por ejemplo, pero no puede detectar el grado de desgaste o la cantidad de deposiciones internas.

El análisis de rendimiento es la única técnica de monitorización que permite calcular el momento óptimo para llevar a cabo labores de mantenimiento. Este instante se produce cuando se registra un gran aumento del combustible, una notoria reducción en la producción, o ambas.

Independientemente del sistema o del enfoque a la hora del mantenimiento que se decida seguir, lo importante para las aseguradoras es que las tareas y frecuencias de mantenimiento deben priorizarse sobretodo en aquellas partes de la turbina que tengan mayor riesgo y mayor consecuencia de fallo. Esto suele significar proteger la turbina de los excesos de velocidad, la inyección de agua, la pérdida de aceite lubricante, el vapor corrosivo y las válvulas atascadas que podrían causar daños importantes a la turbina a corto o largo plazo. [36]

A continuación podemos observar una tabla con las averías más comunes (ordenadas por frecuencia) que se suelen producir en turbinas de vapor de entre 10 MW y 400 MW, las causas y la severidad de dicho fallo:

| Componente | Fallo                                  | Causa/s   | Severidad |
|------------|--|---|-----------|
| Rotor      | Pérdida aceite lubricante              | 1) Conmutadores de presión no funcionan<br>2) Bomba aceite lubricante de reserva no funciona<br>3) Problema conmutación filtro dúplex<br>4) Rotura conducto aceite del cojinete | Alta      |
| Cubierta   | Fatiga, corrosión, erosión, rozamiento | 1) Aspas y/o cubierta agrietadas<br>2) Productos químicos corrosivos en vapor<br>3) Alta contrapresión en última etapa  | Media     |

|                              |                                |  |          |
|------------------------------|--------------------------------|--|----------|
|                              |                                | <ul style="list-style-type: none"> <li>4) Inyección agua</li> <li>5) Sensibilidad a resonancia de diseño</li> <li>6) Rotor arqueado</li> </ul>   |          |
| Rotor                        | Alta vibración                 | <ul style="list-style-type: none"> <li>1) Válvula de cierre rota</li> <li>2) Contacto directo del rotor con juntas y carcasa</li> <li>3) Desalineación</li> <li>4) Sistema de protección no funciona</li> </ul>  | Media    |
| Rotor                        | Velocidad giro excesiva        | <ul style="list-style-type: none"> <li>1) Válvula antiretorno abierta durante apagado</li> <li>2) Sistema mecánico sobrevelocidad no funciona</li> <li>3) Válvula principal reguladora vapor atascada</li> <li>4) Control sistema sobrevelocidad averiado</li> </ul> | Baja     |
| Tobera AP y MP               | Erosión por partículas sólidas | <ul style="list-style-type: none"> <li>1) Desprendimiento en tubería de entrada</li> <li>2) Válvula principal reguladora de vapor rota</li> </ul>  | Muy alta |
| Tobera BP                    | Erosión por gotas              | <ul style="list-style-type: none"> <li>1) Vapor saturado en turbina BP</li> <li>2) Mal diseño de turbina</li> </ul>  | Muy alta |
| Toberas de todos los cuerpos | Daño por impacto               | <ul style="list-style-type: none"> <li>1) Escombros en línea de entrada a turbina</li> <li>2) Filtro de entrada roto</li> <li>3) Piezas de cubierta a la deriva</li> </ul>   | Alta     |

*Tabla 12 Averías más frecuentes en turbinas de vapor [36]*

#### 4.3.4 Condensador

Mantener limpios los tubos del condensador es de vital importancia para la operación fiable y eficiente de la planta de energía. Los tubos del condensador pueden ensuciarse levemente con depósitos orgánicos blandos o severamente con partículas sólidas son difíciles de eliminar. El éxito en la limpieza del condensador requiere seleccionar la tecnología de limpieza adecuada para las condiciones específicas de ensuciamiento.

La prevención de fallos en los tubos del condensador es vital para la fiabilidad de la planta. Incluso una sola fuga en el tubo del condensador puede poner en compromiso la viabilidad de la planta: los costes de la generación perdida, la mano de obra para reparar la fuga y la puesta en marcha de la unidad pueden superar fácilmente varios millones de euros. Por lo tanto, las técnicas preventivas, incluida la evaluación del estado de los tubos, la detección de fugas y el taponamiento de los tubos con fugas, pueden ahorrar una cantidad considerable de dinero.

La adherencia de sustancias a las paredes de los tubos pueden ocasionar de forma más frecuente pérdida de transferencia de calor y corrosión de dichos tubos. Esto reduce la eficiencia del vapor y, de forma general, el rendimiento del ciclo. Esta forma de corrosión puede ser causada directa o indirectamente. Cuando el ataque es directo, el propio depósito contiene sustancias corrosivas que, al concentrarse en un sitio localizado, pueden provocar la pérdida de material del tubo. Un ejemplo común de este tipo de corrosión serían las picaduras de cloruro. Los ataques indirectos pueden ser causados por varios factores, incluida la acumulación de depósitos que forman una barrera entre el agua de refrigeración y el propio tubo, lo que permite que se forme una zona de corrosión debajo. Las picaduras son a menudo las causantes del deterioro prematuro del material.

Las operaciones que se pueden llevar a cabo para prevenir y/o eliminar las incrustaciones dependen de si la planta se encuentra o no en funcionamiento. Si la planta en cuestión no se encuentra en funcionamiento se pueden llevar a cabo operaciones como son métodos químicos (disolución en ácido) o métodos mecánicos (limpiadores de tubos de metal, cepillos de agua a alta presión). Las medidas preventivas que se pueden llevar a cabo para una planta que se encuentre en funcionamiento pasan por tratamientos químicos (inhibición de incrustaciones y corrosión, biocidas, dispersantes) y/o por la recirculación continua de esponjas para remover dichas deposiciones.

Debido a que el ensuciamiento del condensador puede tener un impacto tan dramático en la operación rentable de la planta de energía, la deposición y la corrosión deben monitorearse cuidadosamente y la tecnología de limpieza adecuada debe usarse a intervalos óptimos.[8]

## 5 CASO OPTIMIZADO

Una vez establecido el caso base y desarrolladas las posibles mejoras que harían aumentar la eficiencia de dicha planta, se procede a describir las medidas que finalmente serán introducidas.

Para comenzar, se pasará a contar con un ciclo supercrítico. Este ciclo estará caracterizado por tener una presión y una temperatura de entrada a la turbina de 300 bar y 600°C, los cuales son valores típicos para este tipo de ciclos[37]. Se dispondrá de una caldera supercrítica, que cuenta con una pérdida de presión de 44 bar.

Al igual que en el caso base, la planta está diseñada para operar 7.500 horas anuales.

Los gases de escape de la caldera serán aprovechados por tres intercambiadores de calor distintos. Estos intercambiadores, ordenados por cercanía a la caldera de mayor a menor son los siguientes: un sobrecalentador (para aumentar la temperatura del vapor recién salido de la caldera), un economizador (para precalentar el agua de alimentación que llega al generador de vapor), y por último un precalentador de aire. La temperatura y presión de salida de los gases de combustión será de 378 °C y 0,98 bar. [38] [39]. La composición de dichos gases de escape es: 13% CO<sub>2</sub>, 5% O<sub>2</sub> y 82% N<sub>2</sub> [40]. La variación de temperatura en el sobrecalentador es de 180 °C.

Otra medida introducida en la planta sería llevar a cabo tres extracciones intermedias a el cuerpo de la turbina de vapor, con el fin de utilizar este fluido con alto nivel de energía para otras aplicaciones posteriores, como serían los precalentadores del agua de alimentación de la caldera o el desgasificador. Cabe destacar que las presiones y las temperaturas de dichas extracciones, basadas en otras plantas con características similares[37], serían:

| Nº de extracción | Presión (bar) | Temperatura (°C) | Caudal de entrada (%) |
|------------------|---------------|------------------|-----------------------|
| 1ª               | 81,8          | 379,8            | 11,4                  |
| 2ª               | 11,8          | 365,8            | 16,35                 |
| 3ª               | 1,7           | 152,8            | 9,52                  |
| 4ª               | 0,05          | 32,9             | 62,73                 |

*Tabla 13 Extracciones turbina caso optimizado*

Se contará con un intercambiador de calor de baja presión (LPFWH) para precalentar el agua de alimentación que posteriormente entre en la caldera, gracias a el calor que se obtiene con el vapor de la 3ª extracción de la turbina. Aguas abajo de dicho intercambiador de calor se instalará un desgasificador, alimentado con el condensado que salga de este primer intercambiador (LPFWH), el cual aprovechará la energía de la 2ª extracción de la turbina. Para finalizar, se contará además con un intercambiador de calor de alta presión (HPFWH) que precalentará el producto del desgasificador gracias a la aportación de calor que se obtiene de la primera extracción de la turbina. Cabe destacar que se contará además con un sistema de recirculado del vapor extraído de la turbina y utilizado en ambos precalentadores de alta y baja presión.

Todo ello será circulado hacia el economizador gracias a una bomba centrífuga, cerrando así el ciclo regenerativo.

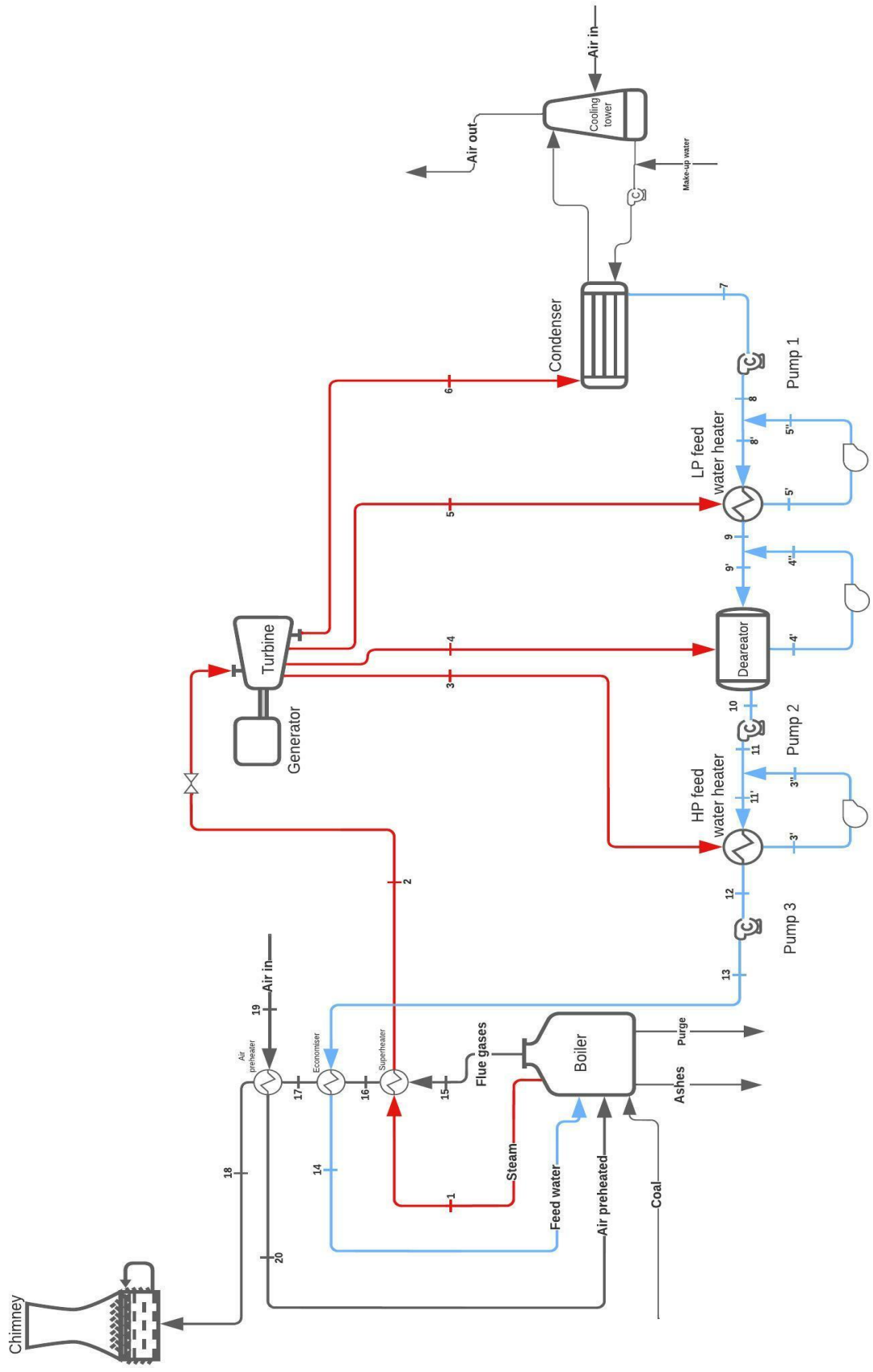


Figura 28 Diagrama de equipos caso optimizado

Para la generación de vapor en la caldera se usará un carbón cuya composición es la siguiente:

| Elemento  | %     |
|-----------|-------|
| Carbón    | 68,98 |
| Cenizas   | 14,29 |
| Hidrógeno | 3,8   |
| Nitrógeno | 1,65  |
| Oxígeno   | 7,21  |
| Azufre    | 0,62  |
| Humedad   | 3,44  |

*Tabla 14 Composición carbón alimentado a caldera*

A continuación se pasa a describir los estados termodinámicos de cada punto de la instalación:

| Punto | Presión (bar abs) | Temperatura (°C) | Entalpía (kJ/kg) | Caudal (kg/h) |
|-------|-------------------|------------------|------------------|---------------|
| 1     | 300               | 558,3            | 3306             | 2.676.000     |
| 2     | 300               | 600              | 3443             | 2.676.000     |
| 3     | 81,8              | 379,8            | 3076             | 305.056       |
| 3'    | 81,8              | 296,6            | 1325             | 305.056       |
| 3''   | 150               | 299,5            | 1335             | 305.056       |
| 4     | 11,8              | 365,8            | 3188             | 437515        |
| 4'    | 11,8              | 187,2            | 795,3            | 437.515       |
| 4''   | 22                | 187,4            | 796,5            | 437.515       |
| 5     | 1,7               | 152,8            | 2777             | 254.749       |
| 5'    | 1,7               | 115,2            | 483,3            | 254.749       |
| 5''   | 22                | 115,3            | 485,4            | 254.749       |
| 6     | 0,05              | 32,9             | 2561             | 1.679.000     |
| 7     | 0,05              | 32,88            | 137,7            | 1.679.000     |
| 8     | 22                | 32,93            | 139,9            | 1.679.000     |
| 8'    | 22                | 74,14            | 312,1            | 1.933.000     |

|     |      |       |       |           |
|-----|------|-------|-------|-----------|
| 9   | 22   | 146,3 | 617,3 | 1.933.000 |
| 9'  | 22   | 166,8 | 706,2 | 2.371.000 |
| 10  | 22   | 217,3 | 1148  | 2.371.000 |
| 11  | 150  | 268,5 | 1175  | 2.371.000 |
| 11' | 150  | 284   | 1253  | 2.676.000 |
| 12  | 150  | 319,8 | 1452  | 2.676.000 |
| 13  | 344  | 329,5 | 1480  | 2.676.000 |
| 14  | 344  | 336   | 1516  | 2.676.000 |
| 15  | 0,98 | 378   | 373,2 | 1.873.000 |
| 16  | 0,98 | 198   | 180,5 | 1.873.000 |
| 17  | 0,98 | 149   | 129,1 | 1.873.000 |
| 18  | 0,98 | 100   | 77,91 | 1.873.000 |
| 19  | 1    | 25    | 298,4 | 3.294.000 |
| 20  | 1    | 355   | 637,2 | 3.294.000 |

*Tabla 15 Caracterización termodinámica del ciclo*

Los cálculos pertinentes están reflejados en el Apéndice B.

Con todos estos datos ya es posible calcular el rendimiento del ciclo de la siguiente manera:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{W_{\text{turbina}} - W_{\text{bombas}}}{Q_{\text{caldera}}} = 0,3609 = 36,09\%$$

Teniendo en cuenta que el rango de error a la hora de estimar los costes de este tipo de instalaciones se encuentra entre un -15% y un +30% (AAE), podemos afirmar que los costes de los equipos de esta planta serán los siguientes en base a datos ofrecidos por el NETL (National Energy Technology Laboratory, Departamento de Energía de EEUU,[10]):

| Equipo   | €/kW | mill. € |
|--|------|---------|
| Sistema de recepción del carbón                  | 3    | 1,56    |
| Sistema de preparación y alimentación del carbón | 23   | 11,97   |
| Sistema agua de alimentación                     | 25   | 13,02   |
| Sistema agua de reposición y pretratado          | 21   | 10,93   |

|                                  |              |               |
|----------------------------------|--------------|---------------|
| Tuberías gas natural             | 7            | 3,64          |
| Equipo tratamiento agua residual | 28           | 14,58         |
| Caldera                          | 727          | 378,64        |
| Turbina                          | 166          | 86,45         |
| Condensador                      | 39           | 20,31         |
| Tuberías de vapor                | 106          | 55,21         |
| Torre de refrigeración           | 35           | 18,23         |
| Bombas circulación agua          | 4            | 2,08          |
| Almacenamiento de cenizas        | 9            | 4,68          |
| Generador eléctrico              | 9            | 4,68          |
| Cableado                         | 14           | 7,29          |
| Instrumentación y control        | 31           | 16,14         |
| <b>TOTAL</b>                     | <b>1.247</b> | <b>649,47</b> |

*Tabla 16 Precio equipos caso optimizado*

En cuanto a los costes anuales tenemos lo siguiente:

|   | mill. € / año | €/MWh         |
|---|---------------|---------------|
| Operación y mantenimiento                     | 11,44         | 3,05          |
| Agua  | 1,97          | 0,5253        |
| Químicos para tratamiento agua<br>resposición | 1,7           | 0,453         |
| Carbón activo                                 | 0,46          | 0,1226        |
| Cal hidratada                                 | 1,78          | 0,4746        |
| Caliza  | 2,87          | 0,7653        |
| Amoniaco                                      | 3,71          | 0,9893        |
| Catalizador SCR                               | 0,44          | 0,1173        |
| Combustible                                   | 68,23         | 18,1946       |
| <b>TOTAL</b>                                  | <b>92,6</b>   | <b>24,693</b> |

*Tabla 17 Gastos anuales caso optimizado*



## 6 COMPARACIÓN DE AMBOS CICLOS

Para realizar una comparación económica de ambos ciclos nos centraremos en dos grandes aspectos: la inversión inicial para la construcción de la planta, y los costes fijos anuales derivados de la operación, el mantenimiento y el combustible que consume dicha planta.

### 6.1 Inversión inicial

Se ha realizado un análisis comparativo de los costes de los componentes (Tabla 18) a partir de las tablas anteriores (Tabla 2 y Tabla 16). Para ello se ha considerado que la producción energética de ambas plantas es igual, por lo que las cantidades de combustible y de agua utilizadas disminuyen de forma proporcional al rendimiento de cada planta. Al necesitar menos cantidad de ambas, el precio tanto del sistema de preparación y alimentación del carbón como del sistema de agua de reposición y pretratado disminuyen un 4,24% y un 4,54% respectivamente en el caso optimizado, ya que dichos sistemas serán de un tamaño inferior. Esta justificación puede ser igualmente utilizada para el equipo de tratamiento de agua residual.

Como podemos observar en la siguiente tabla, los costes de llevar a cabo la instalación de la planta optimizada son mayores que los del caso base (54,17 millones de euros más), ya que al tratarse de un ciclo supercrítico los equipos deben aguantar mayores presiones, y para ello se requiere de mejores materiales que incrementan el coste. Es interesante resaltar que la partida del coste de inversión que más varía con respecto a tener un ciclo subcrítico son las tuberías de vapor (incremento del precio de casi un 14%), como cabía esperar. Otros de los mayores desembolsos que supondrían la instalación del caso optimizado con respecto al caso base subcrítico serían la turbina de vapor (aumento del 12,15%) y la caldera (aumento del 12,89%).

| Equipo   | Coste CASO BASE<br>(mill. €) | Coste CASO<br>OPTIMIZADO (mill.<br>€) | Variación CO<br>respecto CB |
|--|------------------------------|---------------------------------------|-----------------------------|
| Sistema de recepción del carbón                  | 1,56                         | 1,56                                  | -                           |
| Sistema de preparación y alimentación del carbón | 12,5                         | 11,97                                 | -4,24%                      |
| Sistema agua de alimentación                     | 13,02                        | 13,02                                 | -                           |
| Sistema agua de reposición y pretratado          | 11,45                        | 10,93                                 | -4,54%                      |
| Tuberías gas natural                             | 3,6                          | 3,64                                  | +1,1%                       |
| Equipo tratamiento agua residual                 | 15,62                        | 14,58                                 | -6,65%                      |
| Caldera  | 335,41                       | 378,64                                | +12,89%                     |

|                           |              |               |               |
|---------------------------|--------------|---------------|---------------|
| Turbina                   | 77,08        | 86,45         | +12,15%       |
| Condensador               | 21,87        | 20,31         | -7,13%        |
| Tuberías de vapor         | 48,43        | 55,21         | +13,99%       |
| Torre de refrigeración    | 19,27        | 18,23         | -5,39%        |
| Bombas circulación agua   | 2,08         | 2,08          | -             |
| Almacenamiento de cenizas | 4,68         | 4,68          | -             |
| Generador eléctrico       | 4,68         | 4,68          | -             |
| Cableado                  | 7,29         | 7,29          | -             |
| Instrumentación y control | 16,66        | 16,14         | -3,12%        |
| <b>TOTAL</b>              | <b>595,3</b> | <b>649,47</b> | <b>+9,09%</b> |

*Tabla 18 Comparación precio equipos*

## 6.2 Costes fijos anuales

Se ha realizado un análisis de los costes operativos (Tabla 19) en base a los datos reflejados en las tablas anteriores (Tabla 3 y Tabla 17).

|   | Coste CASO BASE<br>(mill.€) | Coste CASO<br>OPTIMIZADO<br>(mill.€) | Variación CO<br>respecto CB |
|---|-----------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|
| Operación y mantenimiento                 | 11,15                       | 11,44                                | +2,5%                       |
| Agua                                      | 2,12                        | 1,97                                 | -7,07%                      |
| Químicos para tratamiento agua reposición | 1,82                        | 1,7                                  | -6,5%                       |
| Carbón activo                             | 0,48                        | 0,46                                 | -4,16%                      |
| Cal hidratada                             | 1,86                        | 1,78                                 | -4,3%                       |
| Caliza                                    | 2,99                        | 2,87                                 | -4,01%                      |
| Amoníaco                                  | 3,92                        | 3,71                                 | -5,36%                      |
| Catalizador SCR                           | 0,46                        | 0,44                                 | -4,35%                      |
| Combustible                               | 76,21                       | 68,23                                | -10,47%                     |

|       |        |      |        |
|-------|--------|------|--------|
| TOTAL | 101,01 | 92,6 | -8,32% |
|-------|--------|------|--------|

*Tabla 19 Comparación precios anuales*

Como podemos observar en la tabla 19, los costes fijos anuales derivados de los gastos de operación y mantenimiento, el gasto de agua, el de componentes químicos y el de combustible, son menores un 8,32% al implementar las medidas de eficiencia al caso base. Para ser más concretos, el ahorro anual en este aspecto sería de 8,41 millones.

La variación económica más significativa reside en la reducción del combustible necesario (disminución de un 10,47%), ocasionado por la implementación de las medidas de eficiencia energética. Para producir la misma cantidad de energía, un aumento en la eficiencia ocasiona una reducción en la cantidad necesaria de combustible. Solamente en este aspecto el ahorro anual es de 7,98 millones de euros, lo cual no es para nada despreciable.

De igual forma, esta reducción en la cantidad de combustible que se quema en la caldera ocasiona una reducción en la cantidad de gases de combustión que circulan por la chimenea de salida. Esto genera una reducción en la cantidad de químicos necesarios para su tratamiento previo a ser expulsado a la atmósfera. Esta justificación es análoga a la correspondiente a los químicos presentes en el tratamiento del agua de reposición.

En cuanto al aumento del coste anual correspondiente a operación y mantenimiento, se debe principalmente a que el aumento de las presiones en el caso supercrítico ocasiona que los equipos tengan que tener un mantenimiento más exhaustivo, además de ser realizado por un personal más cualificado. Adicionalmente, los materiales de los que están compuestos los equipos tienen mejores características en cuanto a resistencia se refiere, por lo que cualquier arreglo o reposición de los mismos conlleva un aumento en el precio.

Otro aspecto crucial a la hora de la valoración energética es la comparación entre el rendimiento del ciclo con y sin optimización. Como ya se mencionó en el capítulo 3, el rendimiento del ciclo perteneciente al ciclo base es del 25,07%. Por otro lado, el rendimiento del ciclo supercrítico del caso optimizado es de 36,09%. Dotar a la planta de las medidas de eficiencia energética ha ocasionado una mejora en el rendimiento de un 11,02%. Podemos afirmar, además, que este aumento de la efectividad va ligada a la disminución del combustible y es del mismo orden de ella (10,47%), por lo que podemos dar por bueno el cálculo.

### 6.3 Emisiones

El valor de las emisiones de CO<sub>2</sub> expulsadas por la chimenea es de 110.593,07 kg/h (829.448,02 ton/año) para el caso base y 106.095,38 kg/h (795.715,35 ton/año) para el caso optimizado. El coste actual (Septiembre de 2022) del derecho de emisiones de CO<sub>2</sub> en España es de 83,29€ por cada tonelada emitida a la atmósfera [41]. Esto supondría un coste anual por emisión de CO<sub>2</sub> de 69,08 millones de euros para el caso base y de 66,27 millones de euros para el caso optimizado. Dichos datos se ven reflejados en la Tabla 20.



Figura 29 Evolución precio derechos emisión CO2 en UE [41]

Como podemos comprobar, en materia de coste de emisiones a la atmósfera, el haber realizado una optimización energética de la planta reportaría un ahorro económico de aproximadamente 2,8 millones de euros anuales (Tabla 20).

Este hecho se debe a que el CO<sub>2</sub> principalmente se introduce en el ciclo mediante el combustible carbón, por lo tanto la reducción del mismo propicia que se emita menos CO<sub>2</sub> a la atmósfera, con su consiguiente beneficio económico.

| Caso       | Cantidad emisiones (ton/año) | Coste emisiones (mill. €/año) | Coste por unidad de energía (€/MWh) |
|------------|------------------------------|-------------------------------|-------------------------------------|
| BASE       | 829.448,02                   | 69,08                         | 18,42                               |
| OPTIMIZADO | 795.715,35                   | 66,27                         | 17,67                               |

Tabla 20 Comparación de emisiones de ambos casos

## 6.4 Rentabilidad económica

Para este análisis se ha utilizado el CAPEX y el OPEX, dos indicadores económicos. CAPEX deriva de la expresión “Gastos de capital”, y por lo tanto, engloba a todos los gastos en forma de inversión asociados a bienes físicos adquiridos por la empresa. Por otra parte, el OPEX deriva de la expresión “Gasto operativo”, y se relaciona con el coste representado por operaciones y servicios.

En este caso concreto, el CAPEX se compone por la suma del precio de cada uno de los equipos instalados en la planta. Se ha calculado el CAPEX del caso base tomando los precios de la Tabla 2, y el del caso optimizado tomando los de la Tabla 16.

$$CAPEX = \Sigma \text{coste equipos (€)}$$

$$CAPEX_{\text{caso base}} = 595.346.123 \text{ €}$$

$$CAPEX_{\text{caso optimizado}} = 649.478.729 \text{ €}$$

$$\Delta CAPEX = CAPEX_{\text{caso optimizado}} - CAPEX_{\text{caso base}} = \mathbf{54.132.606 \text{ €}}$$

En cuanto al OPEX, es la suma de todos y cada uno de los gastos incluidos en la partida de gastos fijos anuales. Para el cálculo del OPEX del caso base se ha utilizado la Tabla 3, y para el del caso optimizado la Tabla 17.

$$OPEX = \Sigma \text{costes (O\&M + Agua + Químicos + Combustible + Emisiones CO}_2\text{)} (\text{€/año})$$

$$OPEX_{\text{caso base}} = 170.093.267 \text{ €/año}$$

$$OPEX_{\text{caso optimizado}} = 158.871.681 \text{ €/año}$$

$$\Delta OPEX = OPEX_{\text{caso base}} - OPEX_{\text{caso optimizado}} = \mathbf{11.221.586 \text{ €/año}}$$

Para cuantificar en cuantos años comenzaría a ser rentable realizar todas las modificaciones que se han introducido a la planta SPP-500 respecto a no realizarlas, se ha dividido la variación de dichos gastos de capital ( $\Delta CAPEX$ , que supone un gasto) entre la variación de los gastos operacionales ( $\Delta OPEX$ , que supone un ahorro).

$$\frac{\Delta CAPEX}{\Delta OPEX} = 4,82 \text{ años} = \mathbf{4 \text{ años, 9 meses y 26 días}}$$

Por tanto se concluye que el mayor coste de instalación del caso optimizado (54,17 millones) puede ser amortizado en un periodo ligeramente superior a los 4 años y 9 meses, gracias al ahorro anual en combustible, agua, operación, mantenimiento, productos químicos y emisiones que supone la introducción de las mejoras de eficiencia.

# 7 CONCLUSIONES

---

Como era de esperar, en unos primeros términos, una planta que trabaja con un ciclo de potencia a una presión superior y para la cual se necesita instalar diversos equipos adicionales para lograr una cierta optimización es notoriamente más costoso. Pero, como se ha podido comprobar, esta eficiencia que se logra es capaz de hacer que en un corto-medio plazo, la rentabilidad de la planta empiece a ser notoria y dicho ahorro sufrague el exceso del capital inicial con respecto a una planta “menos eficiente”.

Por lo tanto, resulta vital para la rentabilidad económica de una planta generadora de potencia instalar la mayoría posible de medidas que logren aumentar la efectividad de la misma, ya que en relativamente poco tiempo este gasto extra se verá amortizado.

Por otro lado, cabe destacar como no todas las medidas de eficiencia energética pueden ser las ideales para según que planta. Es necesario realizar un estudio previo pormenorizado de cada equipo que se prevea instalar para comprobar si él por sí mismo logrará conseguir una amortización de su precio gracias al ahorro energético/económico que logre conseguir. También es importante contar con una amplia selección de posibilidades distintas entre las cuales poder elegir la que sea más adecuada para situación o aplicación.

Cabe destacar como siempre se tiende a pensar que el mayor gasto económico operacional en una planta generadora de potencia es el combustible y, nada más lejos de la realidad. Este hecho es cierto, aunque también es cierto que es necesario controlar las emisiones puesto que un exceso de ellas puede ocasionar que el desembolso económico en el pago por derechos de emisión de las mismas sea comparable al gasto monetario en combustible.

Para finalizar, pienso que es necesario valorar cualquier tipo de medida que pueda generar un aumento de eficiencia en cualquier tipo de proceso industrial ya que, por pequeño que parezca a priori, la suma de pequeñas aportaciones pueden conseguir que el ahorro anual se cuente por millones de euros. Además, dejando de lado el tema puramente económico, una planta bien diseñada en términos de eficiencia energética logrará que el impacto negativo que ocasione al medio ambiente sea menor.

# APÉNDICE A-1

| Pressure bar g | Pressure factor (F) |
|----------------|---------------------|
| 0.05           | 0.0301              |
| 0.1            | 0.0115              |
| 0.15           | 0.0253              |
| 0.2            | 0.0442              |
| 0.25           | 0.0681              |
| 0.3            | 0.097               |
| 0.35           | 0.1308              |
| 0.4            | 0.1694              |
| 0.45           | 0.2128              |
| 0.5            | 0.261               |
| 0.55           | 0.314               |
| 0.6            | 0.3716              |
| 0.65           | 0.434               |
| 0.7            | 0.501               |
| 0.75           | 0.5727              |
| 0.8            | 0.6489              |

| Pressure bar g | Pressure factor (F) |
|----------------|---------------------|
| 1.3            | 5.076               |
| 1.35           | 5.291               |
| 1.4            | 5.51                |
| 1.45           | 5.734               |
| 1.5            | 5.961               |
| 1.55           | 6.193               |
| 1.6            | 6.429               |
| 1.65           | 6.67                |
| 1.7            | 6.915               |
| 1.75           | 7.164               |
| 1.8            | 7.417               |
| 1.85           | 7.675               |
| 1.9            | 7.937               |
| 1.95           | 8.203               |
| 2              | 8.473               |
| 2.05           | 8.748               |

| Pressure bar g | Pressure factor (F) |
|----------------|---------------------|
| 4.5            | 27.32               |
| 4.6            | 28.28               |
| 4.7            | 29.27               |
| 4.8            | 30.27               |
| 4.9            | 31.29               |
| 5              | 32.32               |
| 5.1            | 33.37               |
| 5.2            | 34.44               |
| 5.3            | 35.52               |
| 5.4            | 36.62               |
| 5.5            | 37.73               |
| 5.6            | 38.86               |
| 5.7            | 40.01               |
| 5.8            | 41.17               |
| 5.9            | 42.35               |
| 6              | 43.54               |

| Pressure bar g | Pressure factor (F) |
|----------------|---------------------|
| 9.4            | 93.66               |
| 9.5            | 95.41               |
| 9.6            | 97.18               |
| 9.7            | 98.96               |
| 9.8            | 100.75              |
| 9.9            | 102.57              |
| 10             | 104.4               |
| 10.2           | 108.1               |
| 10.4           | 111.87              |
| 10.6           | 115.7               |
| 10.8           | 119.59              |
| 11             | 123.54              |
| 11.2           | 127.56              |
| 11.4           | 131.64              |
| 11.6           | 135.78              |
| 11.8           | 139.98              |

|       |        |
|-------|--------|
| 0.85  | 0.7298 |
| 0.9   | 0.8153 |
| 0.95  | 0.9053 |
| 1.013 | 1.025  |

|      |       |
|------|-------|
| 2.1  | 9.026 |
| 2.15 | 9.309 |
| 2.2  | 9.597 |
| 2.25 | 9.888 |
| 2.3  | 10.18 |
| 2.35 | 10.48 |
| 2.4  | 10.79 |
| 2.45 | 11.4  |
| 2.5  | 11.41 |
| 2.55 | 11.72 |
| 2.6  | 12.05 |
| 2.65 | 12.37 |
| 2.7  | 12.7  |
| 2.75 | 13.03 |
| 2.8  | 13.37 |
| 2.85 | 13.71 |
| 2.9  | 14.06 |
| 2.95 | 14.41 |
| 3    | 14.76 |

|     |       |
|-----|-------|
| 6.1 | 44.76 |
| 6.2 | 45.98 |
| 6.3 | 47.23 |
| 6.4 | 48.48 |
| 6.5 | 49.76 |
| 6.6 | 51.05 |
| 6.7 | 52.36 |
| 6.8 | 53.68 |
| 6.9 | 55.02 |
| 7   | 56.38 |
| 7.1 | 57.75 |
| 7.2 | 59.13 |
| 7.3 | 60.54 |
| 7.4 | 61.96 |
| 7.5 | 63.39 |
| 7.6 | 64.84 |
| 7.7 | 66.31 |
| 7.8 | 67.79 |
| 7.9 | 69.29 |

|      |        |
|------|--------|
| 12   | 144.25 |
| 12.2 | 148.57 |
| 12.4 | 152.96 |
| 12.6 | 157.41 |
| 12.8 | 161.92 |
| 13   | 166.5  |
| 13.2 | 171.13 |
| 13.4 | 175.83 |
| 13.6 | 180.58 |
| 13.8 | 185.4  |
| 14   | 190.29 |
| 14.2 | 195.23 |
| 14.4 | 200.23 |
| 14.6 | 205.3  |
| 14.8 | 210.42 |
| 15   | 215.61 |
| 15.2 | 220.86 |
| 15.4 | 226.17 |
| 15.6 | 231.5  |

| Pressure bar g | Pressure factor (F) |
|----------------|---------------------|
| 0              | 1.025               |
| 0.05           | 1.126               |
| 0.1            | 1.23                |
| 0.15           | 1.339               |
| 0.2            | 1.453               |
| 0.25           | 1.572               |
| 0.3            | 1.694               |
| 0.35           | 1.822               |
| 0.4            | 1.953               |
| 0.45           | 2.09                |
| 0.5            | 2.23                |
| 0.55           | 2.375               |



|      |       |
|------|-------|
| 0.6  | 2.525 |
| 0.65 | 2.679 |
| 0.7  | 2.837 |
| 0.75 | 2.999 |
| 0.8  | 3.166 |
| 0.85 | 3.338 |
| 0.9  | 3.514 |
| 0.95 | 3.694 |
| 1    | 3.878 |
| 1.05 | 4.067 |
| 1.1  | 4.26  |
| 1.15 | 4.458 |
| 1.2  | 4.66  |
| 1.25 | 4.866 |

|     |       |
|-----|-------|
| 3.1 | 15.48 |
| 3.2 | 16.22 |
| 3.3 | 16.98 |
| 3.4 | 17.75 |
| 3.5 | 18.54 |
| 3.6 | 19.34 |
| 3.7 | 20.16 |
| 3.8 | 21    |
| 3.9 | 21.85 |
| 4   | 22.72 |
| 4.1 | 23.61 |
| 4.2 | 24.51 |
| 4.3 | 25.43 |
| 4.4 | 26.36 |

|     |       |
|-----|-------|
| 8   | 70.8  |
| 8.1 | 72.33 |
| 8.2 | 73.88 |
| 8.3 | 75.44 |
| 8.4 | 77.02 |
| 8.5 | 78.61 |
| 8.6 | 80.22 |
| 8.7 | 81.84 |
| 8.8 | 83.49 |
| 8.9 | 85.14 |
| 9   | 86.81 |
| 9.1 | 88.5  |
| 9.2 | 90.2  |
| 9.3 | 91.92 |

|      |        |
|------|--------|
| 15.8 | 236.97 |
| 16   | 242.46 |
| 16.2 | 248.01 |
| 16.4 | 253.62 |
| 16.6 | 259.3  |
| 16.8 | 265.03 |
| 17   | 270.83 |
| 17.2 | 276.69 |
| 17.4 | 282.6  |
| 17.6 | 288.58 |
| 17.8 | 294.52 |
| 18   | 300.72 |

# APÉNDICE A-2

| Pressure drop factor (PDF) | Pipe size (mm)  |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|----------------------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                            | 15              | 20    | 25    | 32    | 40    | 50    | 65    | 80    | 100   | 150   | 200   | 250   | 300   |
|                            | Capacity (kg/h) |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 0.00016                    |                 |       |       |       |       | 30.40 | 55.41 | 90.72 | 190.1 | 508.2 | 1275  | 2320  | 3800  |
| 0.00020                    |                 |       |       |       | 16.18 | 34.32 | 62.77 | 103.0 | 225.6 | 662.0 | 1437  | 2623  | 4276  |
| 0.00025                    |                 |       |       | 10.84 | 17.92 | 38.19 | 69.31 | 113.2 | 249.9 | 735.5 | 1678  | 2904  | 4715  |
| 0.00030                    |                 |       |       | 11.95 | 19.31 | 41.83 | 75.85 | 124.1 | 271.2 | 804.5 | 1733  | 3172  | 5149  |
| 0.00035                    |                 |       | 6.86  | 12.44 | 20.59 | 43.76 | 80.24 | 130.0 | 285.3 | 845.3 | 1823  | 3346  | 5530  |
| 0.00045                    |                 | 3.62  | 7.94  | 14.56 | 23.39 | 50.75 | 92.68 | 150.9 | 333.2 | 979.7 | 2118  | 3884  | 6267  |
| 0.00055                    |                 | 4.04  | 8.99  | 16.18 | 26.52 | 57.09 | 103.8 | 170.8 | 373.1 | 1101  | 2382  | 4338  | 7057  |
| 0.00065                    |                 | 4.46  | 9.56  | 17.76 | 29.14 | 62.38 | 113.8 | 186.7 | 409.8 | 1207  | 2595  | 4781  | 7741  |
| 0.00075                    |                 | 4.87  | 10.57 | 19.31 | 31.72 | 68.04 | 124.1 | 203.2 | 445.9 | 1315  | 2836  | 5172  | 8367  |
| 0.00085                    |                 | 5.52  | 11.98 | 21.88 | 35.95 | 77.11 | 140.7 | 230.2 | 505.4 | 1490  | 3215  | 5861  | 9482  |
| 0.00100                    | 1.96            | 5.84  | 12.75 | 23.50 | 38.25 | 81.89 | 148.6 | 245.2 | 539.4 | 1579  | 3383  | 6228  | 10052 |
| 0.00125                    | 2.10            | 6.26  | 13.57 | 24.96 | 40.72 | 87.57 | 159.8 | 261.8 | 577.9 | 1699  | 3634  | 6655  | 10639 |
| 0.00150                    | 2.39            | 7.35  | 15.17 | 28.04 | 45.97 | 98.84 | 179.3 | 295.1 | 652.8 | 1908  | 4091  | 7493  | 11999 |
| 0.00175                    | 2.48            | 7.51  | 16.30 | 29.61 | 49.34 | 103.4 | 188.8 | 311.1 | 686.5 | 2017  | 4291  | 7852  | 13087 |
| 0.0020                     | 2.84            | 8.58  | 18.63 | 33.83 | 56.39 | 118.2 | 215.8 | 355.5 | 784.6 | 2305  | 4904  | 8974  | 14956 |
| 0.0025                     | 3.16            | 9.48  | 20.75 | 37.25 | 61.30 | 132.0 | 240.5 | 391.3 | 881.7 | 2456  | 5422  | 10090 | 16503 |
| 0.0030                     | 3.44            | 10.34 | 22.50 | 40.45 | 66.66 | 143.4 | 262.0 | 429.8 | 924.4 | 2767  | 6068  | 11033 | 18021 |
| 0.0040                     | 4.17            | 12.50 | 26.97 | 48.55 | 80.91 | 173.1 | 313.8 | 514.9 | 1128  | 3330  | 7208  | 13240 | 21625 |
| 0.0050                     | 4.71            | 14.12 | 30.40 | 54.92 | 99.23 | 196.1 | 354.0 | 578.6 | 1275  | 3727  | 8189  | 14858 | 24460 |
| 0.0060                     | 5.25            | 15.69 | 35.80 | 60.31 | 99.05 | 215.8 | 392.3 | 647.3 | 1412  | 4148  | 9072  | 16476 | 26970 |
| 0.0080                     | 6.08            | 18.34 | 39.23 | 70.12 | 116.2 | 251.5 | 456.0 | 750.3 | 1648  | 4879  | 10543 | 19173 | 31384 |
| 0.0100                     | 6.86            | 20.64 | 44.13 | 79.44 | 130.4 | 283.9 | 514.9 | 845.9 | 1863  | 5492  | 11867 | 21576 | 35307 |
| 0.0125                     | 7.35            | 22.20 | 47.28 | 81.00 | 140.1 | 302.1 | 547.3 | 901.9 | 1983  | 5867  | 12697 | 23074 | 37785 |
| 0.0150                     | 8.27            | 25.00 | 53.33 | 95.62 | 157.2 | 342.0 | 620.6 | 1020  | 2230  | 6620  | 14251 | 25974 | 42615 |
| 0.0175                     | 8.58            | 26.39 | 55.78 | 100.4 | 165.6 | 360.4 | 665.1 | 1073  | 2360  | 6994  | 15017 | 27461 | 44194 |
| 0.0200                     | 9.80            | 30.16 | 63.75 | 114.7 | 189.3 | 411.9 | 760.1 | 1226  | 2697  | 7993  | 17163 | 31384 | 50508 |
| 0.0250                     | 10.99           | 33.48 | 70.73 | 127.3 | 209.8 | 459.7 | 834.6 | 1367  | 2970  | 8817  | 19332 | 34750 | 56581 |
| 0.0300                     | 12.00           | 36.78 | 77.23 | 137.9 | 229.9 | 501.1 | 919.4 | 1480  | 3264  | 9792  | 20917 | 37697 | 62522 |
| 0.0400                     | 14.46           | 44.16 | 93.17 | 169.2 | 279.5 | 600.7 | 1093  | 1790  | 3923  | 11622 | 25254 | 45604 | 75026 |
| 0.0500                     | 16.43           | 49.53 | 104.4 | 191.2 | 313.8 | 676.7 | 1231  | 2020  | 4413  | 13044 | 28441 | 51489 | 85324 |
| 0.060                      | 18.14           | 52.96 | 115.7 | 210.8 | 343.2 | 750.3 | 1373  | 2231  | 4855  | 14368 | 31384 | 57373 |       |
| 0.080                      | 21.08           | 62.28 | 134.8 | 245.2 | 402.1 | 872.8 | 1594  | 2599  | 5688  | 16672 | 36532 |       |       |
| 0.100                      | 24.03           | 70.12 | 152.0 | 277.0 | 456.0 | 980.7 | 1804  | 2942  | 6424  | 18879 |       |       |       |
| 0.120                      | 25.99           | 77.48 | 167.7 | 306.5 | 500.2 | 1079  | 1986  | 3236  | 7110  | 20841 |       |       |       |
| 0.150                      | 28.50           | 84.13 | 183.9 | 334.2 | 551.7 | 1195  | 2161  | 3494  | 7769  |       |       |       |       |
| 0.200                      | 34.32           | 102.0 | 220.7 | 402.1 | 622.0 | 1427  | 2599  | 4217  | 9317  |       |       |       |       |
| 0.250                      | 37.72           | 112.7 | 245.2 | 447.9 | 735.5 | 1565  | 2876  | 4668  |       |       |       |       |       |
| 0.300                      | 41.37           | 122.7 | 266.6 | 487.3 | 804.5 | 1710  | 3126  | 5057  |       |       |       |       |       |
| 0.350                      | 43.34           | 128.7 | 283.2 | 514.9 | 841.0 | 1802  | 3261  |       |       |       |       |       |       |
| 0.400                      | 49.93           | 147.1 | 323.6 | 588.4 | 961.1 | 2059  | 3727  |       |       |       |       |       |       |
| 0.450                      | 50.31           | 150.0 | 326.6 | 600.2 | 979.9 | 2083  |       |       |       |       |       |       |       |
| 0.500                      | 55.90           | 166.7 | 362.9 | 666.9 | 1089  | 2314  |       |       |       |       |       |       |       |
| 0.600                      | 62.28           | 185.3 | 402.1 | 735.5 | 1201  |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 0.700                      | 63.07           | 188.8 | 407.6 | 750.9 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 0.800                      | 72.08           | 215.8 | 465.8 | 858.1 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 0.900                      | 73.28           | 218.4 | 476.6 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |

# APÉNDICE B

## "CASO BASE"

P1 = 125  
T1 = 538  
h1 = Enthalpy(water;T=T1;P=P1)  
s1 = Entropy(water;T=T1;P=P1)  
W\_caldera = (h1 - h5) \* (m1/3600)

## "Balance turbina"

P2 = 3  
T2 = Temperature(water;P=P2;x=0)  
h2 = h1 + rend\_t \* (h2s-h1)  
h2s = enthalpy (water ; P=P2 ; s=s2s)  
s2s = s1  
s2 = Entropy(Water;T=T2;x=1)  
m2 = m1

rend\_t = 0,84  
rend\_generador = 0,96  
Wt = (500\*10<sup>3</sup>) / rend\_generador  
Wt = (m1/3600) \* (h1-h2)

## "Balance condensador"

Tae = 10  
Tas = 50  
x3 = 0  
m3 = m2  
Tm = (Tae+Tas)/2  
Pext = 1  
cp = Cp(water;T=Tm;P=Pext)  
W\_cond = m\_agua1 \* cp \* (Tas - Tae)  
m3 = (W\_cond\*3600) / hfg  
hfg = Enthalpy\_vaporization(Steam;T=T2)  
P3 = 2,5 "caída de presión en el condensador de 0,5 bar"  
T3 = Temperature(steam;P=P3;x=0)  
h3 = Enthalpy(steam;P=P3;x=x3)  
s3 = Entropy(steam;P=P3;x=x3)  
v3 = volume(steam;P=P3;x=x3)

DTLM = (Tas-Tae) / ln((T2-Tae)/(T2-Tas))  
A\_cond = W\_cond / (U \* DTLM)  
U = 1,5 [kW/m<sup>2</sup>°C]

#### "Balance desgasificador"

P4 = P3  
Tas2 = 100  
m4 = m3  
W\_desg = (m3/3600) \* DELTA\_h\_vap  
DELTA\_h\_vap = Enthalpy\_vaporization(Steam;P=P4)  
W\_desg = m4 \* cp \* (T3 - T4)  
W\_desg = m\_agua2 \* cp \* (Tas2 - Tae)  
h4 = Enthalpy(steam;P=P4;T=T4)  
s4 = entropy (steam;P=P4;T=T4)

#### "Balance bomba"

s5 = s4  
m5 = m4  
P5 = 125 + 30 "caída de presión en la caldera de 30 bar"  
W\_bomba = (m5/3600) \* (h5 - h4)  
W\_bomba = (m5/3600) \* cp \* (T5-T4)  
h5=Enthalpy(Steam;s=s5;P=P5)

rendimiento\_ciclo = (Qa-Qc)/(Qa)  
Qa = h1 - h5  
Qc = h2 - h3

"-----"

### "CASO OPTIMIZADO"

#### "Balance turbina"

P2 = 300 [bar]  
T2 = 600 [°C]  
h2 = enthalpy (steam;T=T2;P=P2)  
Wt = (500\*10<sup>3</sup>) / rend\_generador  
rend\_generador = 0,96  
Wt = (m2/3600) \* (h2 - h3) + ((m2 - m3)/3600)\*(h3 - h4) + ((m2 - m3 - m4)/3600) \* (h4 - h5) + ((m2 - m3 - m4 -m5)/3600) \* (h5 - h6)

#### "Extracciones"

T3 = 379,8  
P3 = 81,8

$m_3 = 0,114 * m_2$   
 $h_3 = \text{enthalpy}(\text{steam}; T=T_3; P=P_3)$   
 $T_4 = 365,8$   
 $P_4 = 11,8$   
 $m_4 = 0,1635 * m_2$   
 $h_4 = \text{enthalpy}(\text{steam}; T=T_4; P=P_4)$   
 $T_5 = 152,8$   
 $P_5 = 1,7$   
 $m_5 = 0,0952 * m_2$   
 $h_5 = \text{enthalpy}(\text{steam}; T=T_5; P=P_5)$

#### "Balance condensador"

$T_6 = 32,9$   
 $P_6 = 0,05$   
 $m_6 = 0,6273 * m_2$   
 $h_6 = \text{enthalpy}(\text{steam}; T=T_6; P=P_6)$   
 $T_{ae} = 10$   
 $T_{as} = 50$   
 $m_7 = m_6$   
 $P_6 = P_7$   
 $W_{\text{cond}} = (m_6/3600) * (h_6 - h_7)$   
 $h_7 = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_7; x=0)$   
 $W_{\text{cond}} = (m_{\text{agua}}/3600) * (T_{as} - T_{ae})$   
 $T_7 = \text{Temperature}(\text{steam}; P=P_7; h=h_7)$   
 $s_7 = \text{Entropy}(\text{Steam}; T=T_7; h=h_7)$

#### "Balance bomba 1"

$P_8 = 22$   
 $s_8 = s_7$   
 $W_{\text{bomba1}} = (m_7/3600) * (h_8 - h_7)$   
 $h_8 = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_8; s=s_8)$   
 $T_8 = \text{Temperature}(\text{steam}; P=P_8; h=h_8)$   
 $m_8 = m_7$

#### "Balance LPFWH"

$W_{\text{LPFWH}} = (m_5/3600) * (h_5 - h_{5p})$   
 $W_{\text{LPFWH}} = (m_{8p}/3600) * c_{p1} * (T_9 - T_{8p})$   
 $c_{p1} = C_p(\text{Steam}; T=T_{8p}; h=h_{8p})$   
 $P_9 = P_8$   
 $m_9 = m_{8p}$   
 $P_5 = P_{5p}$   
 $m_5 = m_{5p}$   
 $h_{5p} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_{5p}; x=0)$   
 $T_{5p} = \text{Temperature}(\text{Steam}; P=P_{5p}; h=h_{5p})$

$s_{5p} = \text{entropy}(\text{steam}; P=P_{5p}; x=0)$   
 $h_9 = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_9; T=T_9)$   
 $P_{5pp} = P_8$   
 $s_{5pp} = s_{5p}$   
 $T_{5pp} = \text{Temperature}(\text{Steam}; P=P_{5pp}; s=s_{5pp})$   
 $h_{5pp} = \text{enthalpy}(\text{Steam}; P=P_{5pp}; s=s_{5pp})$   
 $T_{8p} = (T_8 + T_{5pp}) / 2$   
 $P_{8p} = P_8$   
 $h_{8p} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_{8p}; T=T_{8p})$   
 $m_{8p} = m_8 + m_{5p}$

### "Balance desgasificador"

$W_{\text{desg}} = (m_4/3600) * (h_4 - h_{4p})$   
 $h_{4p} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_{4p}; x=0)$   
 $P_{4p} = P_4$   
 $m_{4p} = m_4$   
 $T_{4p} = \text{temperature}(\text{steam}; P=P_{4p}; h=h_{4p})$   
 $s_{4p} = \text{entropy}(\text{steam}; P=P_{4p}; h=h_{4p})$   
 $W_{\text{desg}} = (m_{9p}/3600) * (h_{10} - h_{9p})$   
 $P_{10} = P_9$   
 $m_{10} = m_{9p}$   
 $T_{10} = \text{temperature}(\text{steam}; P=P_{10}; h=h_{10})$   
 $s_{10} = \text{Entropy}(\text{Steam}; T=T_{10}; h=h_{10})$   
 $P_{4pp} = P_9$   
 $s_{4pp} = s_{4p}$   
 $T_{4pp} = \text{Temperature}(\text{Steam}; P=P_{4pp}; s=s_{4pp})$   
 $h_{4pp} = \text{enthalpy}(\text{Steam}; P=P_{4pp}; s=s_{4pp})$   
 $T_{9p} = (T_9 + T_{4pp}) / 2$   
 $P_{9p} = P_9$   
 $h_{9p} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_{9p}; T=T_{9p})$   
 $m_{9p} = m_9 + m_{4p}$

### "Balance bomba 2"

$P_{11} = 150$   
 $s_{11} = s_{10}$   
 $W_{\text{bomba2}} = (m_{10}/3600) * (h_{11} - h_{10})$   
 $h_{11} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_{11}; s=s_{11})$   
 $T_{11} = \text{Temperature}(\text{steam}; P=P_{11}; h=h_{11})$   
 $m_{11} = m_{10}$

### "Balance HPFWH"

$W_{\text{HPFWH}} = (m_3/3600) * (h_3 - h_{3p})$   
 $h_{3p} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_{3p}; x=0)$   
 $P_{3p} = P_3$

$m_{3p} = m_3$   
 $s_{3p} = \text{Entropy}(\text{Steam}; T=T_{3p}; h=h_{3p})$   
 $s_3 = \text{Entropy}(\text{Steam}; T=T_3; P=P_3)$   
 $T_{3p} = \text{temperature}(\text{steam}; P=P_{3p}; h=h_{3p})$   
 $W_{\text{HPFWH}} = (m_{11p}/3600) * (h_{12} - h_{11p})$   
 $P_{12} = P_{11}$   
 $m_{12} = m_{11p}$   
 $T_{12} = \text{temperature}(\text{steam}; P=P_{12}; h=h_{12})$   
 $s_{12} = \text{Entropy}(\text{Steam}; T=T_{12}; h=h_{12})$   
 $P_{3pp} = P_{11}$   
 $s_{3pp} = s_{3p}$   
 $T_{3pp} = \text{Temperature}(\text{Steam}; P=P_{3pp}; s=s_{3pp})$   
 $h_{3pp} = \text{enthalpy}(\text{Steam}; P=P_{3pp}; s=s_{3pp})$   
 $T_{11p} = (T_{11} + T_{3pp}) / 2$   
 $P_{11p} = P_{11}$   
 $h_{11p} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_{11p}; T=T_{11p})$   
 $m_{11p} = m_{11} + m_{3p}$

### "Balance bomba 3"

$P_{13} = 344$  "Pérdida de presión en la caldera de 44 bar"  
 $s_{13} = s_{12}$   
 $W_{\text{bomba3}} = (m_{12}/3600) * (h_{13} - h_{12})$   
 $h_{13} = \text{enthalpy}(\text{steam}; P=P_{13}; s=s_{13})$   
 $T_{13} = \text{Temperature}(\text{steam}; P=P_{13}; h=h_{13})$   
 $m_{13} = m_{12}$

$W_{\text{bomba}} = W_{\text{bomba1}} + W_{\text{bomba2}} + W_{\text{bomba3}}$

### "Gases de escape"

$T_{15} = 378$   
 $P_{15} = 0,98$   
 $m_1 = m_2$   
 $m_{15} = 0,7 * m_1$   
 $P_{16} = P_{15}$   
 $P_{17} = P_{16}$   
 $P_{18} = P_{17}$   
 $T_{18} = 100$   
 $h_{18} = \text{Enthalpy}(\text{N}_2; T=T_{18})$

### "Air preheater"

$T_{19} = 25$   
 $T_{20} = 355$

$m_{19} = 915 * 3600$   
 $P_{19} = 1$   
 $P_{20} = P_{19}$   
 $m_{20} = m_{19}$   
 $W_{aph} = (m_{19}/3600) * cp_2 * (T_{20} - T_{19})$   
 $cp_2 = cp(\text{Air\_ha}; T=T_{19}; P=P_{19})$   
 $T_{17} = (T_{18} + T_{16}) / 2$   
 $h_{17} = \text{Enthalpy}(\text{N}_2; T=T_{17})$   
 $h_{19} = \text{Enthalpy}(\text{Air\_ha}; T=T_{19}; P=P_{19})$   
 $h_{20} = \text{Enthalpy}(\text{Air\_ha}; T=T_{20}; P=P_{20})$

#### "Balance economiser"

$W_{eco} = (m_{13}/3600) * (h_{14} - h_{13})$   
 $W_{eco} = (m_{15}/3600) * (h_{16} - h_{17})$   
 $T_{14} = \text{Temperature}(\text{steam}; P=P_{14}; h=h_{14})$   
 $P_{14} = P_{13}$   
 $m_{14} = m_{13}$

#### "Superheater"

$\text{DELTA\_T\_sh} = 180$   
 $\text{DELTA\_T\_sh} = T_{15} - T_{16}$   
 $h_{15} = \text{Enthalpy}(\text{N}_2; T=T_{15})$   
 $h_{16} = \text{Enthalpy}(\text{N}_2; T=T_{16})$   
 $P_1 = P_2$   
 $m_{15} = m_{17}$   
 $m_{15} = m_{16}$   
 $m_{15} = m_{18}$   
 $W_{sh} = (m_1/3600) * (h_2 - h_1)$   
 $W_{sh} = (m_{15}/3600) * cp_4 * (\text{DELTA\_T\_sh})$   
 $cp_4 = Cp(\text{N}_2; T=T_{15})$   
 $T_1 = \text{temperature}(\text{steam}; P=P_1; h=h_1)$

#### "Bombas recirculacion"

$W_{b1} = (m_3/3600) * (h_{3pp} - h_{3p})$   
 $W_{b2} = (m_4/3600) * (h_{4pp} - h_{4p})$   
 $W_{b3} = (m_5/3600) * (h_{5pp} - h_{5p})$   
 $W_{bt} = W_{b1} + W_{b2} + W_{b3}$

$W_{bombas\_total} = W_{bt} + W_{bomba}$   
 $W_{caldera} = (m_1/3600) * (h_1 - h_{14})$

$\text{rend\_ciclo} = (W_t - W_{bombas\_total}) / W_{caldera}$





# REFERENCIAS

---

- [1] Live Science, “Who Invented the Steam Engine? .” <https://www.livescience.com/44186-who-invented-the-steam-engine.html>
- [2] “History of the steam engine.” [https://en.wikipedia.org/wiki/History\\_of\\_the\\_steam\\_engine](https://en.wikipedia.org/wiki/History_of_the_steam_engine)
- [3] E. Khalil, “Steam power plants,” *WIT Transactions on State of the Art in Science and Engineering*, vol. 20, 2008, doi: 10.2495/978-1-84564.
- [4] Pirobloc, “¿Cuál es el mejor tipo de fluido de transferencia de calor? - Pirobloc.” <https://www.pirobloc.com/blog-es/cual-es-el-mejor-tipo-de-fluido-de-transferencia-de-calor/>
- [5] “Introduction to the boiler house | Spirax Sarco.” <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/the-boiler-house/introduction>
- [6] M. W. Faruque, “DESIGN AND THERMODYNAMIC ANALYSIS OF STEAM POWER PLANT WITH REGENERATOR,” Feb. 2021, doi: 10.6084/m9.figshare.13718056.
- [7] J. Whitefoot, “Design of a Steam Power Plant,” *Applied Thermodynamics*, Apr. 2018, Available: [https://sites.pitt.edu/~sts106/Design\\_of\\_a\\_Steam\\_Power\\_Plant.pdf](https://sites.pitt.edu/~sts106/Design_of_a_Steam_Power_Plant.pdf)
- [8] E. B. (Everett B. Woodruff, *Steam-plant operation*, Tenth Edition. New York: McGraw-Hill, 2017.
- [9] “Steam Power Plant Components, Diagram, Working.” <https://learnmech.com/steam-power-plant-components-diagram/>
- [10] NETL, “COST AND PERFORMANCE BASELINE FOR FOSSIL ENERGY PLANTS VOLUME 1: BITUMINOUS COAL AND NATURAL GAS TO ELECTRICITY,” 2019.
- [11] “Boiler Efficiency and Combustion | Spirax Sarco.” <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/the-boiler-house/boiler-efficiency-and-combustion>
- [12] GSS INDUSTRIAL, “Generadores vapor.” <https://gss-industrial.com/calderas-de-vapor-industriales/>
- [13] IB&M, “Water Tube Boilers .” <https://industrialboiler.com/boilers/watertube-boilers>
- [14] D. Zhang, *Ultra-supercritical coal power plants : materials, technologies and optimisation*. Philadelphia, PA: Woodhead Pub., 2013.
- [15] B. Tramošljika, P. Blecich, I. Bonefačić, and V. Glažar, “Advanced ultra-supercritical coal-fired power plant with post-combustion carbon capture: Analysis of electricity penalty and CO2 emission reduction,” *Sustainability (Switzerland)*, vol. 13, no. 2, pp. 1–20, Jan. 2021, doi: 10.3390/su13020801.
- [16] P. Mullinger and B. Jenkins, “Furnace efficiency,” *Furnaces International*, vol. 2, no. 1, pp. 335–373, Jan. 2008, doi: 10.1016/B978-0-7506-8692-1.00009-0.
- [17] “Coal power in India: A pathway to reduced emissions,” *Modern Power Systems magazine*, 2021. Available: <https://www.nsenergybusiness.com/features/coal-power-india-emissions/>
- [18] “Advanced Ultra-Supercritical Technology | GE Steam Power.” <https://www.ge.com/steam-power/coal-power-plant/usc-ausc>
- [19] “El precio del carbón en Europa alcanza su nivel más alto en más de 200 años- El Periódico de la Energía.” <https://elperiodicodelaenergia.com/el-precio-del-carbon-en-europa-alcanza-su->

nivel-mas-alto-en-mas-de-200-anos/

- [20] S. Kumar. Ghosh, *Energy Recovery Processes from Wastes*, 1st ed. 2020. Singapore: Springer Singapore, 2020. doi: 10.1007/978-981-32-9228-4.
- [21] Kazuo. Matsuda, *Advanced Energy Saving and its Applications in Industry*, 1st ed. 2013. London: Springer London, 2013. doi: 10.1007/978-1-4471-4207-2.
- [22] SATHYABAMA DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING, “STEAM POWER PLANT”, Available: [https://sist.sathyabama.ac.in/sist\\_coursematerial/uploads/SMEA1403.pdf](https://sist.sathyabama.ac.in/sist_coursematerial/uploads/SMEA1403.pdf)
- [23] K. Bolaji and O. Emeka, “Operation and Maintenance Schedule of a Steam Turbine Plant,” Saimaa University of Applied Sciences, 2014.
- [24] X. Wu, J. Shen, Y. Li, and K. Y. Lee, “Steam power plant configuration, design, and control,” *WIREs Energy and Environment*, vol. 4, no. 6, pp. 537–563, Nov. 2015, doi: 10.1002/wene.161.
- [25] F. Zhu, *Energy and Process Optimization for the Process Industries*. 2013.
- [26] UNEP, “Steam distribution and utilization,” in *Energy Efficiency Guide for Industry in Asia*,
- [27] “Introduction to Steam Distribution | Spirax Sarco.” <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/steam-distribution/introduction-to-steam-distribution>
- [28] “Pipes and Pipe Sizing | Spirax Sarco.” <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/steam-distribution/pipes-and-pipe-sizing#article-top>
- [29] J. Risko, “Understanding Steam Traps ,” *AICHE*, Feb. 2011.
- [30] Vapor para la industria, “SELECCIÓN DE TIPOS DE PURGADORES DE VAPOR POR APLICACIONES Y POR CONDICIONES DE TRABAJO.”
- [31] “Steam traps and steam trapping | Spirax Sarco.” <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/steam-traps-and-steam-trapping/introduction---why-steam-traps#article-top>
- [32] “Vapor Flash | TLV - Compañía Especialista en Vapor .” <https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/flash-steam.html>
- [33] Lisa. Branchini, *Waste-to-Energy Advanced Cycles and New Design Concepts for Efficient Power Plants*, 1st ed. 2015. Cham: Springer International Publishing, 2015. doi: 10.1007/978-3-319-13608-0.
- [34] D. K. Sarkar, *Thermal power plant design and operation*. Amsterdam: Elsevier, 2015.
- [35] ISSSTE, “Guía técnica de operación y mantenimiento de generadores de vapor,” 2002. Available: <https://www.yumpu.com/es/document/read/27992335/guia-tecnica-de-operacion-y-mantenimiento-de-generadores-de-vapor>
- [36] J. Latcovich *et al.*, “Maintenance and Overhaul of Steam Turbines,” *IMIA-WGP*, vol. 42, no. 05.
- [37] L. M. Romeo, S. Espatolero, and I. Bolea, “Designing a supercritical steam cycle to integrate the energy requirements of CO<sub>2</sub> amine scrubbing,” *International Journal of Greenhouse Gas Control*, vol. 2, no. 4, pp. 563–570, 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2008.03.002>.
- [38] Y. Kang, “Study of flue-gas temperature difference in supercritical once-through boiler,” 2018.
- [39] G. Xu, C. Xu, Y. Yang, Y. Fang, Y. Li, and X. Song, “A novel flue gas waste heat recovery system for coal-fired ultra-supercritical power plants,” *Appl Therm Eng*, vol. 67, no. 1–2, pp. 240–249, Jun. 2014, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2014.03.038.
- [40] E. David, V. Stanciu, C. Sandru, A. Armeanu, and V. Niculescu, “Exhaust gas treatment technologies for pollutant emission abatement from fossil fuel power plants,” 2007, doi:

10.2495/SDP070882.

- [41] “PRECIO DE LOS DERECHOS DE EMISIÓN DE CO<sub>2</sub> (EUAS).” <https://tematicas.org/indicadores-economicos/economia-internacional/precios/precio-derechos-de-emision-de-co2-euas/>
- [42] M. del M. Notario Llorente, “TRABAJO FIN DE GRADO COMPARACIÓN DE CICLOS SUB, SUPER Y ULTRACRÍTICOS PARA CENTRALES TERMOSOLARES,” Universidad de Madrid Carlos III, Leganés, 2015. Available: [https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/23181/TFG\\_Maria-del-Mar\\_Notario\\_Lorente\\_2015.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/23181/TFG_Maria-del-Mar_Notario_Lorente_2015.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- [43] C. Urcelay Martínez, “SIMULACIÓN DEL CICLO DE VAPOR DE LA PLANTA DE VALDEMINGÓMEZ CON EL PROGRAMA EES ,” Universidad Politécnica de Madrid, Madrid.
- [44] A. Chaibakhsh and A. Ghaffari, “A Model-Based Coordinated Control Concept for Steam Power Plants,” *Journal of Engineering*, vol. 2013, Jan. 2013, doi: 10.1155/2013/808506.
- [45] M. Ameri, P. Ahmadi, and A. Hamidi, “Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study,” *Int J Energy Res*, vol. 33, no. 5, pp. 499–512, Apr. 2009, doi: <https://doi.org/10.1002/er.1495>.
- [46] Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, “Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes,” Madrid, 2013. Available: [www.madrid.org](http://www.madrid.org)
- [47] “Guía de sistemas de vapor eficiente”.
- [48] A. Ahmed, K. K. Esmail, M. A. Irfan, and F. A. Al-Mufadi, “Design methodology of heat recovery steam generator in electric utility for waste heat recovery,” *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 13, no. 4, pp. 369–379, Dec. 2018, doi: 10.1093/ijlct/cty045.
- [49] A. Zaleta Aguilar, “Generadores de Vapor y Recuperadores de Calor (HRSG).” <https://vdocuments.net/generador-de-vapor-recuperador-de-calor-2013.html>
- [50] “Eficiencia Calderas y generadores de vapor - GSS INDUSTRIAL.” <https://gss-industrial.com/2020/09/11/eficiencia-calderas-y-generadores-de-vapor/>
- [51] B. K. Bose, *Power Electronics in Renewable Energy Systems and Smart Grid : Technology and Applications*. Piscataway, New Jersey: Wiley-IEEE Press, 2019. doi: 10.1002/9781119515661.