



Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

# ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA, SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

---

## TRABAJO DE FIN DE GRADO: ESTUDIO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO GAS-VAPOR

### GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Alumno:** Ricardo Regalado Delgado

**Tutor:** Agustín M. Delgado Torres

**Titulación:** Grado En Ingeniería Mecánica

**Fecha:** 10/09/2015

# 1. Índice General

<b>1. ÍNDICE GENERAL .....</b>	<b>1</b>
<b>2. MEMORIA.....</b>	<b>3</b>
2.1 OBJETO.....	4
2.2 ALCANCE.....	5
2.3 INTRODUCCIÓN AL CICLO COMBINADO.....	5
2.3.1 <i>Ciclo de gas</i> .....	6
2.3.2 <i>Ciclo de gas con combustión secuencial</i> .....	7
2.3.3 <i>Ciclo de vapor simple</i> .....	7
2.3.4 <i>Ciclo de vapor con sobrecalentamiento</i> .....	8
2.3.5 <i>Ciclo de vapor con recalentamiento</i> .....	9
2.3.6 <i>Ciclo de vapor supercrítico</i> .....	9
2.3.7 <i>Ciclo de vapor regenerativo</i> .....	10
2.3.8 <i>Caldera de recuperación</i> .....	11
2.3.9 <i>Caldera con postcombustión</i> .....	13
2.3.10 <i>Ciclo combinado gas-vapor con varios niveles de presión</i> .....	13
2.3.11 <i>Ciclo combinado gas-vapor con recalentamiento</i> .....	14
2.3.12 <i>Ciclo combinado gas-vapor</i> .....	15
2.3.13 <i>Ciclo combinado gas-vapor. Configuraciones básicas</i> .....	16
2.3.14 <i>Ciclo combinado con dos niveles de presión. Parámetros característicos</i> .....	16
2.4 INTRODUCCIÓN AL ANÁLISIS EXERGÉTICO .....	17
2.5 CENTRAL TÉRMICA DE GRANADILLA: CICLO COMBINADO II .....	19
2.6 SOFTWARE .....	21
2.6.1 <i>Tesys</i> .....	21
2.6.2 <i>Matlab</i> .....	22
2.6.3 <i>CyclePad</i> .....	22
2.6.4 <i>PropAgua y PropGases</i> .....	22
2.6.5 <i>CycleTempo</i> .....	22
2.6.6 <i>FluidProp</i> .....	23
2.7 DESARROLLO DEL ESTUDIO.....	24
2.7.1 <i>Análisis del ciclo de gas</i> .....	24
2.7.2 <i>Análisis del HRSG</i> .....	26
2.7.3 <i>Análisis del ciclo de vapor</i> .....	28
2.7.4 <i>Análisis del ciclo combinado</i> .....	29
2.7.5 <i>Análisis de sensibilidad de la presión y temperatura a la entrada de la turbina de vapor</i> 30	
2.8 RESULTADOS FINALES.....	31
2.8.1 <i>Resultados del análisis químico de la combustión</i> .....	31
2.8.2 <i>Resultados del análisis del ciclo de gas</i> .....	32
2.8.3 <i>Resultados del análisis del HRSG</i> .....	37
2.8.4 <i>Resultados del análisis del ciclo de vapor</i> .....	43
2.8.5 <i>Resultados del análisis del ciclo combinado</i> .....	47
2.8.6 <i>Resultados del análisis de sensibilidad</i> .....	48
2.8.6.1 <i>Variación de la temperatura de entrada a la turbina de alta presión</i> .....	48

2.8.6.2	Variación de la temperatura de entrada a la turbina de baja presión .....	54
2.8.6.3	Variación de la presión de entrada a la turbina de alta presión.....	59
2.8.6.4	Variación de la presión de entrada a la turbina de baja presión.....	63
2.9	CONCLUSIONES .....	68
2.9.1	<i>Ciclo de gas</i> .....	68
2.9.2	<i>HRSG</i> .....	68
2.9.3	<i>Ciclo de vapor</i> .....	69
2.9.4	<i>Ciclo combinado</i> .....	69
2.9.5	<i>Estudio de sensibilidad</i> .....	70
2.10	BIBLIOGRAFÍA.....	72
2.11	RESUMEN.....	73
2.12	ABSTRACT .....	75
<b>3.</b>	<b>ANEXOS .....</b>	<b>76</b>
3.1	ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL CICLO DE GAS.....	77
3.2	ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL HRSG.....	81
3.3	ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL CICLO DE VAPOR.....	91
3.4	ANÁLISIS QUÍMICO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	96
3.5	ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL CICLO DE GAS .....	98
3.6	ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL HRSG .....	101
3.7	ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL CICLO DE VAPOR .....	105
3.8	ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL CICLO COMBINADO.....	108
3.9	TABLAS DE RESULTADOS .....	109
<b>4.</b>	<b>PLANOS .....</b>	<b>111</b>
4.1	ÍNDICE DE PLANOS.....	112

## 2. Memoria

---

## 2.1 Objeto

El objeto de este TFG (Trabajo Fin de Grado) consiste en la realización de un análisis termodinámico de una central de ciclo combinado gas-vapor. Dicho estudio comprenderá de un análisis energético previo, del cual se obtendrán los datos necesarios para realizar posteriormente el análisis exergético y del que se obtendrán las conclusiones. El estudio se realizará aplicando varios niveles de agregación que parten desde el análisis exergético del ciclo combinado en conjunto hasta el análisis de los diferentes equipos que lo conforman. Para la resolución de los cálculos matemáticos y el uso de datos termodinámicos se utilizará la herramienta ofimática Excel junto al complemento FluidProp, el cual se describe con profundidad en la sección [2.6 Software](#).

Inicialmente en el presente TFG se planteó realizar el estudio de una central térmica de ciclo combinado ficticia diseñada por el alumno. Dicha instalación debería de estar compuesta por diferentes equipos comerciales cuyas características más relevantes pudiesen ser obtenidas de los catálogos que las diferentes empresas disponen de sus productos. Para este caso, la instalación debería de cumplir los siguientes requisitos:

- Trabajo neto del ciclo combinado en torno a 230 MW.
- Configuración del ciclo 2x1.
- Un único nivel de presión en la cadera de recuperación.
- Sistema de condensación del ciclo de vapor mediante circulación de aire.

Se seleccionarían tanto turbinas de gas como de vapor y se debería dimensionar el condensador de vapor. Una vez diseñada la instalación se debería optimizar el ciclo para obtener el máximo rendimiento neto del mismo, teniendo como variable el nivel de presión en la caldera de recuperación.

Este planteamiento inicial se modificó cuando el alumno fue designado a la Central Térmica de Granadilla para realizar sus prácticas externas curriculares con la empresa ENDESA. El personal de la central se mostró abierto a prestar apoyo al alumno con el presente TFG, puesto que en sus instalaciones cuentan con dos plantas de ciclo combinado gas-vapor con características similares a las planteadas inicialmente para el TFG. Se promovió a la elaboración de un convenio entre ENDESA y la Universidad de La Laguna para que la empresa apoyase el desarrollo del TFG. Tras aprobar el acuerdo, el objeto del proyecto paso a ser el estudio del Ciclo Combinado II de la Central Térmica de Granadilla. Dicha instalación se describe con mayor profundidad en el apartado [2.5 Central Térmica de Granadilla: Ciclo Combinado II](#).

Por consiguiente, el objeto del presente TFG se fija en el estudio del Ciclo Combinado II de la Central Térmica de Granadilla, realizando un análisis termodinámico de la instalación haciendo hincapié en el análisis exergético para diferentes niveles de agregación. Con ello se obtendrán los rendimientos exergéticos y destrucciones de exergía de los diferentes equipos, así como de la instalación completa. Se calcularán parámetros como el consumo de combustible o la potencia producida, o el consumo energético de las bombas mediante el análisis energético previo. Dicho análisis se realizará tomando una serie de valores para las propiedades de los

diferentes fluidos dentro del rango donde opera el ciclo combinado. Obtenidos los resultados iniciales, se modificarán los parámetros de presión y temperatura dentro de la caldera para analizar los efectos de dichos cambios en cuanto a destrucción de exergía y rendimiento exergético se refiere.

## 2.2 Alcance

El alcance del presente TFG comprende el estudio y análisis termodinámico del Ciclo Combinado II de la Central Térmica de Granadilla, tanto a nivel energético como exergético. Se estudiarán de manera individual los ciclo de gas y el ciclo de vapor, así como las calderas de recuperación, tomando especial atención en el análisis exergético. Se realizará un análisis del ciclo de vapor y la caldera de recuperación para observar cómo afecta la variación de presión y temperatura en la caldera de recuperación al rendimiento exergético.

También se elaborará una hoja de cálculo en la cual, partiendo de una serie de variables, se obtengan las propiedades termodinámicas de diferentes puntos del ciclo (estados) y algunos parámetros de especial interés, como pueden ser la potencia producida, el consumo de combustible o los rendimientos exergéticos de cada uno de los equipos entre otros.

No está dentro del alcance de este TFG la evaluación y análisis termo-económico de la instalación.

## 2.3 Introducción al Ciclo Combinado

En general, cuando se habla de centrales térmicas de ciclo combinado se hace referencia a un sistema de producción de potencia que combina dos ciclos termodinámicos.

Los sistemas de producción de potencia de ciclo combinado son aquellos que se basan en la unión de dos ciclo de potencia individuales, de manera que al combinarse, el rendimiento neto del ciclo en conjunto es mayor que el de los ciclos por separado. Realmente, la eficiencia del ciclo combinado depende de las eficiencias individuales de cada ciclo y de la capacidad de transferencia del calor entre los ciclos.

El motivo por el cual se justifican los ciclos combinados reside en la dificultad tecnológica de trabajar con un único ciclo termodinámico entre las temperaturas de los focos caliente y frío más usuales. De esta manera, se obtiene una solución acoplando dos ciclos: uno dedicado a la producción de potencia a altas temperaturas (basado en el ciclo Brayton) y otro destinado a la producción de potencia a medias y bajas temperaturas (ciclo Rankine). A continuación se muestran las características de los ciclos termodinámicos citados y las modificaciones más comúnmente empleadas.

### 2.3.1 Ciclo de gas

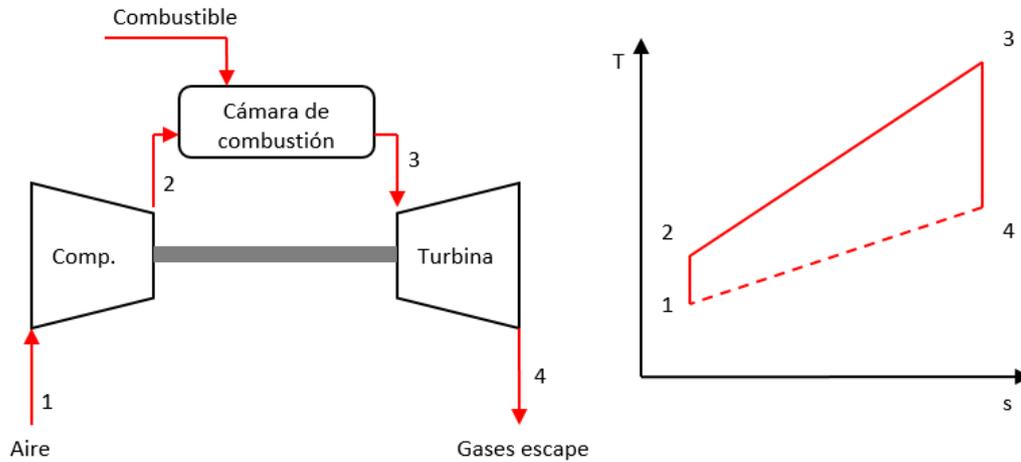


Figura 2.1 Esquema de un ciclo de gas simple. Diagrama T-s. Elaboración propia.

La Figura 2.1 muestra el esquema de un ciclo Brayton simple que opera como sistema abierto, y el diagrama T-s ideal característico del ciclo. Realmente, el diagrama T-s no se podría representar, pues se tienen dos gases distintos (aire y gases de escape) pero se incluye para una mejor comprensión del ciclo de gas. Se trata de una idealización inviable en la realidad.

El compresor toma aire del ambiente, previo paso por una serie de filtros con el objetivo de eliminar partículas en suspensión y evitar el desgaste y rotura de los álabes, y lo comprime hasta una presión de entre 15 y 25 bar. Esta etapa de compresión deberá ser lo más isentrópica posible. Para este tipo de máquinas, el rendimiento suele estar entre el 89% y el 91% para compresores con un gran número de etapas.

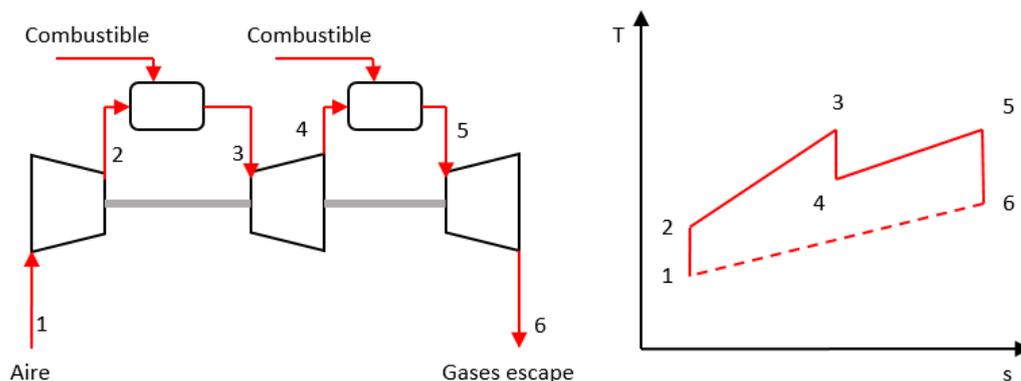
Este aire a alta presión pasa a una cámara de combustión donde se inyecta combustible, generalmente gas natural, y donde se produce una combustión generando una mezcla de gases, denominada gases de escape, que alcanza temperaturas superiores a los 1000°C. Esta etapa de aporte de energía se realiza a presión constante en el caso ideal. En el caso real, se producen pérdidas de presión, aunque estas son, por lo general muy pequeñas (aproximadamente un 5% de la presión a la entrada).

A continuación los gases de escape atraviesan una turbina la cual transmite una parte de su potencia al compresor de aire y el resto es la potencia neta del ciclo. Esta etapa también debe ser lo más isentrópica posible. Los rendimientos de las turbinas son, en general, mayores que los de los compresores, presentando rendimientos para condiciones de diseño y para potencias elevadas de entre 91% y 93%.

### 2.3.2 Ciclo de gas con combustión secuencial

Las turbinas de gas empleadas en los ciclos combinados gas-vapor se diseñan de manera que la densidad de potencia sea elevada y la eficiencia del ciclo combinado en conjunto sea óptima. Si la turbina de gas posee una relación de compresión más alta, permaneciendo fija la temperatura de la cámara de combustión, el rendimiento de la turbina de gas aumentaría debido a que aumenta la temperatura media de aporte de calor y disminuye la temperatura media del foco frío. Esto a su vez implica que la temperatura de los gases de escape disminuiría, siendo este efecto perjudicial para el sistema de recuperación de calor.

Para estos casos, en los que se quiere aumentar la relación de compresión, se emplean turbinas con combustión secuencial, tal y como se muestra en la *Figura 2.2*. En este tipo de turbinas, la mayor relación de compresión y el aumento de la temperatura media del foco caliente genera un mayor rendimiento del ciclo combinado en conjunto.



*Figura 2.2 Esquema de un ciclo de gas con combustión secuencial. Diagrama T-s. Elaboración propia.*

### 2.3.3 Ciclo de vapor simple

El ciclo de vapor es el que se muestra en la *Figura 2.3* junto con el diagrama T-s para el caso ideal del ciclo Rankine.

Para el caso más básico, que es el que se muestra en la figura anteriormente citada, el vapor en condiciones de saturación se expande en la turbina de la forma más isoentrópica posible hasta la presión del condensador.

Al atravesar la turbina se tiene una mezcla bifásica en la cual llega al condensador y se condensa hasta obtener líquido saturado a la presión de condensación. En el proceso ideal no se producen pérdidas de presión a lo largo del condensador, algo que si sucede en el caso real.

Condensado todo el agua, una bomba se encarga de elevar la presión del fluido hasta la presión de entrada a turbina, siendo este proceso lo más isoentrópico posible. En el caso real, la presión que adquiere el fluido es superior a la presión de entrada a turbina, de manera que tras las pérdidas de carga en la caldera se consiga la presión deseada. Si la diferencia de presiones es grande se emplean varias bombas para elevar la presión del fluido.

Luego, el agua pasa por la caldera donde se evapora y alcanza la temperatura de trabajo. En el caso del ciclo ideal este proceso es isobárico, provocándose pérdidas de presión en el caso real.

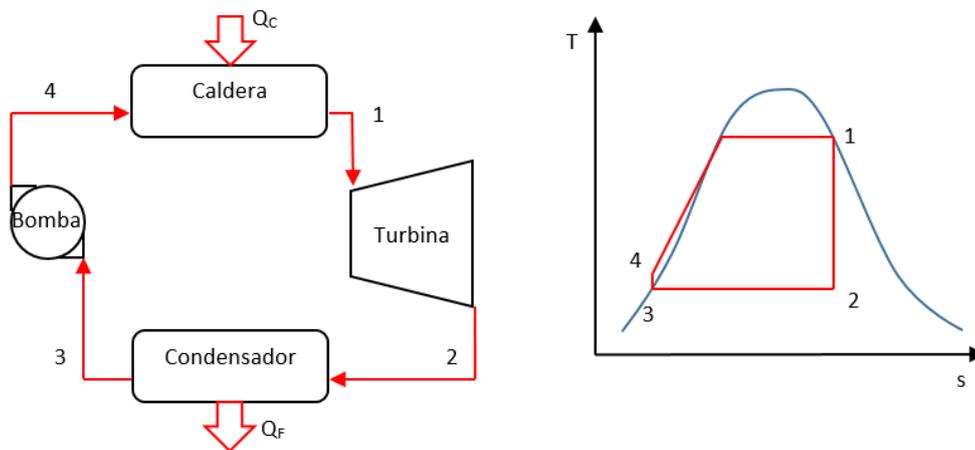


Figura 2.3 Esquema de un ciclo de vapor simple. Diagrama T-s. Elaboración propia.

### 2.3.4 Ciclo de vapor con sobrecalentamiento

El esquema básico del funcionamiento del ciclo de vapor presenta un inconveniente que es el título de vapor a la salida de la turbina. El título de vapor indica la cantidad de fase vapor que se tiene, siendo el resto fase líquida. Un título bajo indica que el vapor contiene una cantidad importante de agua en estado líquido, lo que podría dañar los álabes de la turbina. Con suficiente sobrecalentamiento, el estado a la salida de la turbina podría ser incluso vapor sobrecalentado, no obstante un título de vapor por encima de 0,90 es un valor muy aceptable.

Para realizar esto se añade a la caldera un sobrecalentador en el cual entra el vapor saturado y se eleva su temperatura alejándolo de las condiciones de saturación. A continuación se muestra el diagrama T-s para el ciclo con sobrecalentamiento (Figura 2.4).

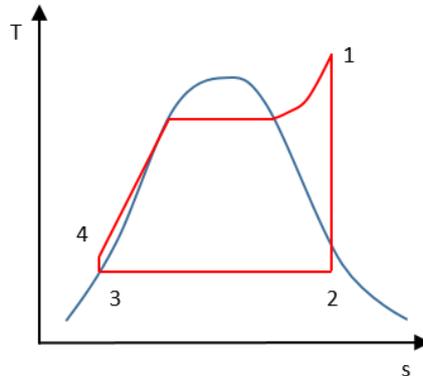


Figura 2.4 Diagrama T-s para el caso de un ciclo de vapor simple con sobrecalentamiento. Elaboración propia.

### 2.3.5 Ciclo de vapor con recalentamiento

Con el recalentamiento, se puede aumentar el rendimiento del ciclo y además se resuelve el problema del bajo título de vapor. Como se puede observar en la *Figura 2.5*, el vapor no se expande en una sola etapa sino que se expande hasta una presión inferior y luego se recalienta. El vapor recalientado pasa a la segunda etapa de la turbina donde se expande hasta la presión de condensación. Esta modificación no es efectiva cuando la potencia de la instalación es muy pequeña o el tiempo de amortización es muy largo.

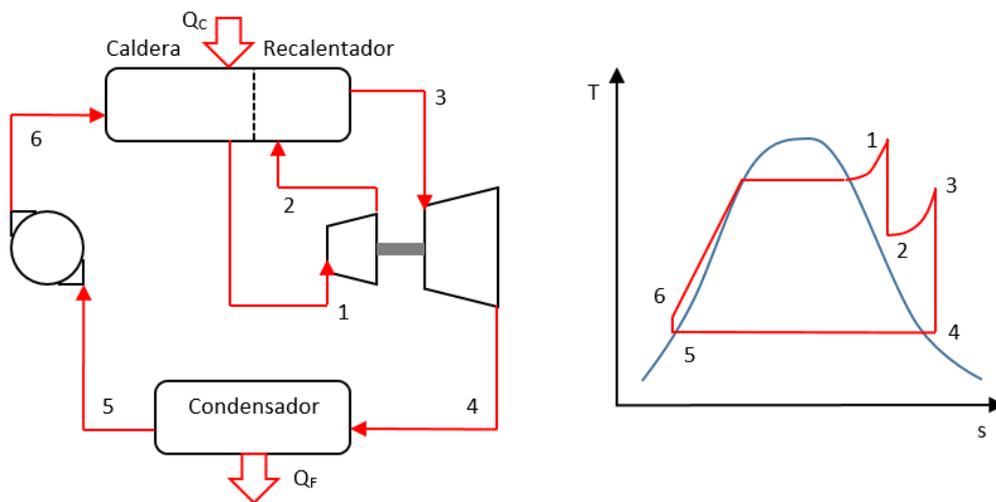


Figura 2.5 Esquema de un ciclo de vapor con recalentamiento. Diagrama T-s. Elaboración propia.

### 2.3.6 Ciclo de vapor supercrítico

Tal y como se muestra en la *Figura 2.6* esta modificación se basa en eliminar la etapa de transformación líquido vapor al trabajar con presiones superiores a la presión crítica.

Al elevar la presión de trabajo del ciclo aumenta la temperatura media de aportación de calor, lo que conlleva a un aumento del rendimiento. Sin embargo, al tener presiones tan elevadas, se requieren soluciones constructivas de mayor complejidad y costo para todos los elementos que componen el ciclo.

Esta modificación representa una mejora en el proceso de recuperación de calor del ciclo combinado. El principal inconveniente es el incremento de condensaciones en las últimas etapas de la turbina lo que se suele remediar mediante procesos de recalentamiento.

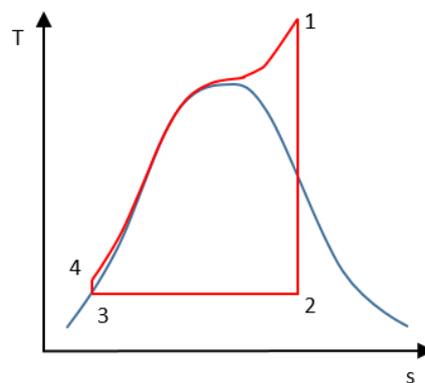


Figura 2.6 Diagrama T-s para un ciclo de vapor supercrítico. Elaboración propia.

### 2.3.7 Ciclo de vapor regenerativo

Esta modificación es muy común en los ciclos Rankine de las centrales térmicas convencionales ya que permite aumentar el rendimiento térmico del ciclo. Consiste en realizar una extracción (o sangrado) de vapor de la turbina y llevarlo hasta un calentador abierto del agua de alimentación o desgasificador (Figura 2.7). El vapor entra a una primera etapa de la turbina donde se expande hasta una presión intermedia o presión de sangrado. Una parte del caudal de vapor se extrae y la otra avanza hasta la segunda etapa de la turbina donde el vapor se expande hasta la presión de condensación. Esta última parte se condensa y luego es comprimida hasta el desgasificador. La relación de flujos de entrada al desgasificador se determina de manera que a la salida del mismo se tenga líquido saturado a la presión de extracción. Finalmente el líquido es comprimido, hasta la presión de entrada a la turbina, y calentado en la caldera.

En centrales de ciclo combinado convencionales, las extracciones intermedias del ciclo regenerativo afectan negativamente al rendimiento global del ciclo. Esto es debido a que si la temperatura del agua de alimentación a la caldera es mayor, la diferencia de temperatura con los gases de escape que atraviesan la misma es menor, y por lo tanto la transferencia de calor es menor. Sin embargo, el empleo de un desgasificador no como método de regeneración sino como tanque de agua de alimentación y sistema para eliminar oxígeno y gases disueltos si puede ser beneficioso.

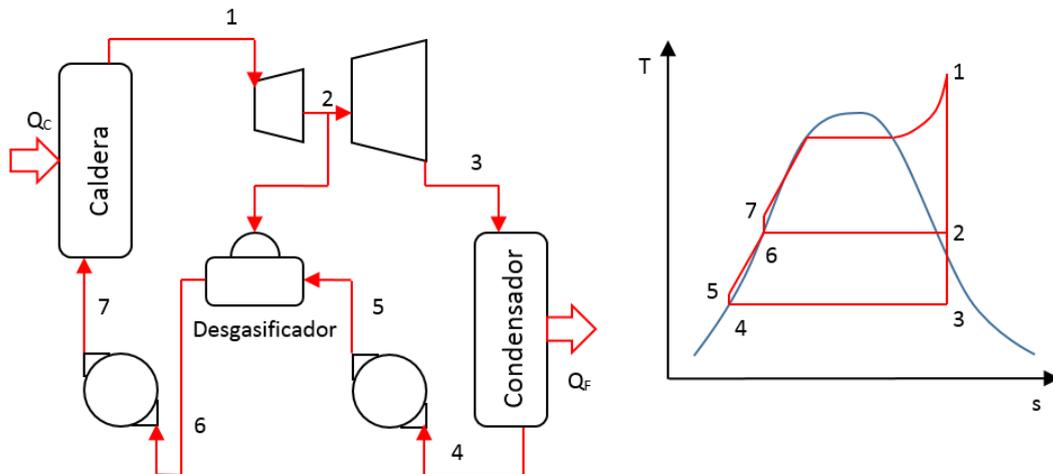


Figura 2.7 Esquema de un ciclo de vapor regenerativo. Diagrama T-s. Elaboración propia.

### 2.3.8 Caldera de recuperación

La caldera de recuperación (*Figura 2.8*) o HRSG (de sus siglas en inglés Heat Recovery Steam Generation) es el sistema que permite unir ambos ciclos para dar lugar al ciclo combinado gas-vapor.

Cuando los gases de escape atraviesan la turbina de gas, la temperatura de los mismos sigue siendo relativamente alta (sobre los  $600^{\circ}\text{C}$ ). Aquí es donde radica el fundamento del ciclo combinado. Al expulsarse los gases de escape a tan elevada temperatura, estos se pueden aprovechar para calentar agua hasta el punto de convertirla en vapor y poder obtener potencia de ese vapor mediante una turbina.

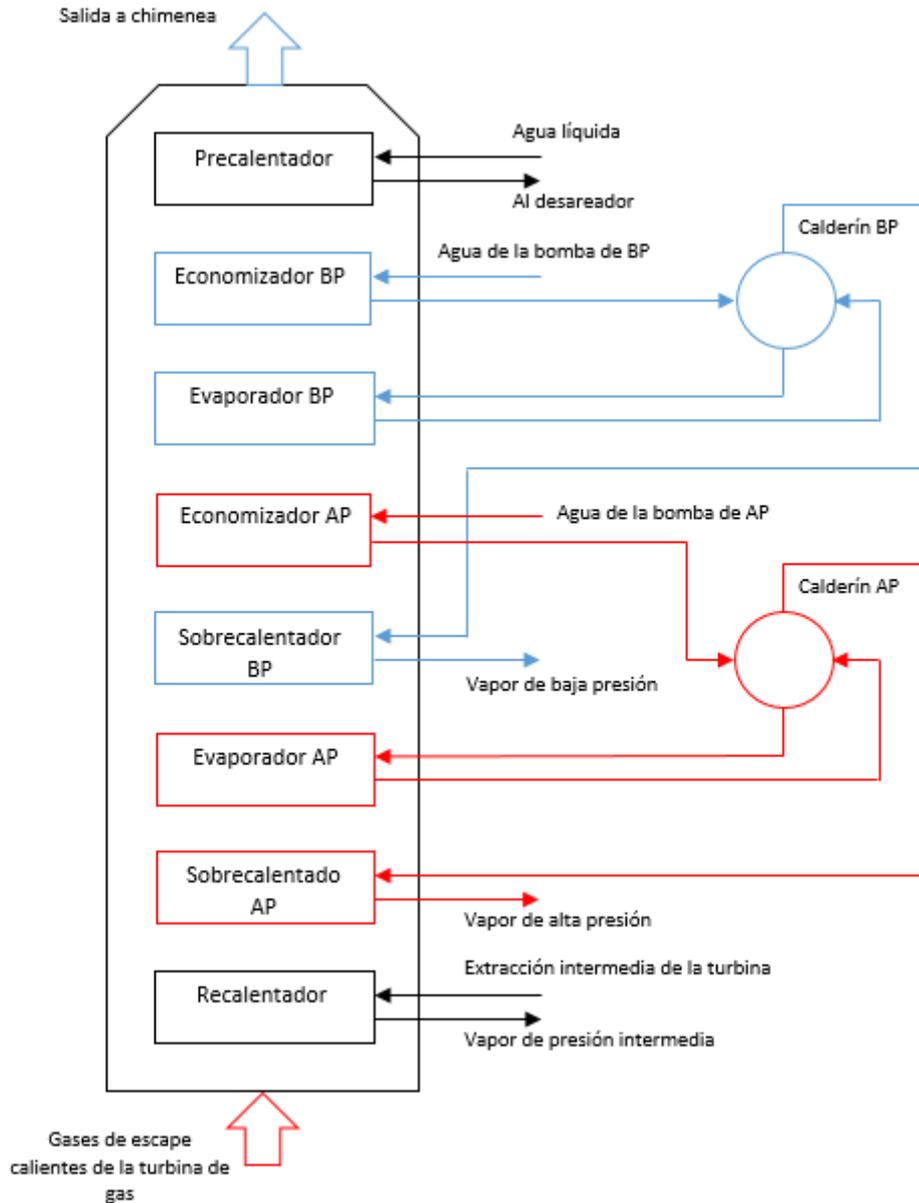


Figura 2.8 Esquema de una caldera de recuperación con dos niveles de presión. Elaboración propia.

Para ello se emplea una caldera de recuperación que transfiere energía de los gases de escape al agua del ciclo de vapor. El HRSG, en su configuración más básica, está formado por un economizador, un evaporador, un calderín y un sobrecalentador. En el economizador el agua se somete a un precalentamiento. Luego pasa al calderín que alimenta al evaporador, donde se produce el cambio de fase líquido-vapor, y al sobrecalentador que eleva aún más la temperatura, obteniendo vapor sobrecalentado y alejándolo de la curva de saturación.

Dos parámetros relevantes son el Pinch point y el Approach. El Pinch point se define como la mínima diferencia de temperatura en el intercambiador de calor. En el caso de una caldera con calentamiento subcrítico, dicha diferencia de temperatura se mide entre el vapor a la salida del evaporador y la temperatura de los gases de escape en dicho punto. El Approach se

define como la diferencia entre la temperatura de saturación del calderín y la temperatura del agua a la salida del economizador. Este parámetro se debe controlar, de forma que se eviten condensaciones y corrosión en el economizador.

### 2.3.9 Caldera con postcombustión

Una configuración que se puede realizar son las denominadas calderas con postcombustión. Este tipo de calderas incluyen quemadores a la entrada de los gases de escape de manera que se utiliza el exceso de oxígeno de los gases de escape para elevar aún más la temperatura de los mismos sin sobrepasar los 800°C (temperatura admisible de la placa del aislamiento) y sin realizar grandes modificaciones en las calderas sin postcombustión. Para este último caso se suelen añadir atemperadores de agua pulverizada para regular la temperatura del vapor.

### 2.3.10 Ciclo combinado gas-vapor con varios niveles de presión

En su configuración más básica (*Figura 2.9*), el ciclo combinado consta de un único nivel de presión. Sin embargo, es posible mejorar el rendimiento del ciclo si se utilizan varios niveles de presión. Se pueden diseñar ciclos con uno, dos (*Figura 2.10*) o tres niveles de presión. El hecho de disponer de varios niveles de presión provoca que el acoplamiento entre el ciclo de gas y el ciclo de vapor mejore, recuperándose más energía de los gases de escape en la caldera.

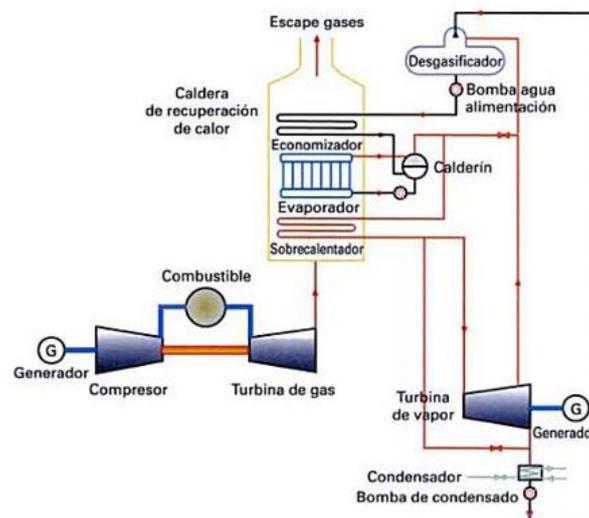


Figura 2.9 Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con un único nivel de presión. Fuente: "Centrales Térmicas de Ciclo Combinado: Teoría y Proyecto".

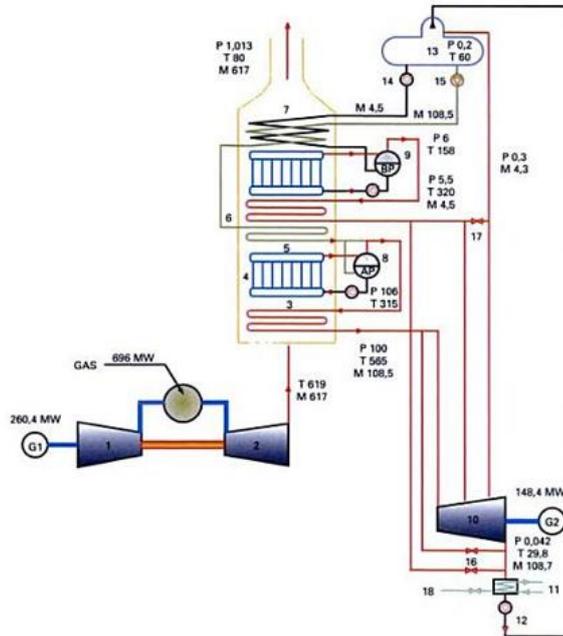


Figura 2.10 Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión. Fuente: “Centrales Térmicas de Ciclo Combinado: Teoría y Proyecto”.

Evidentemente, al disponer de varios niveles de presión, los costes del ciclo aumentan debido a que la construcción de la caldera es mucho más compleja, añadiendo economizadores, evaporadores, sobrecalentadores y calderines por cada nivel de presión que se tiene.

### 2.3.11 Ciclo combinado gas-vapor con recalentamiento

Se fundamenta en añadir una etapa de recalentamiento a la salida de la turbina de alta presión tal y como quedó descrito en el apartado [2.3.5 Ciclo de vapor con recalentamiento](#).

Para los ciclos combinados de uno, dos y tres niveles de presión, el bajo título de vapor en las últimas etapas de la turbina impiden incrementar la presión de vapor, y por consiguiente, la posibilidad de obtener una mayor potencia en la turbina.

Para el caso en el que se tienen tres niveles de presión (Figura 2.11), el vapor, después de expandirse en la etapa de alta presión, pasa a la caldera donde se mezcla con el vapor del sobrecalentador de presión intermedia alcanzando una temperatura próxima a la del vapor de alta presión.

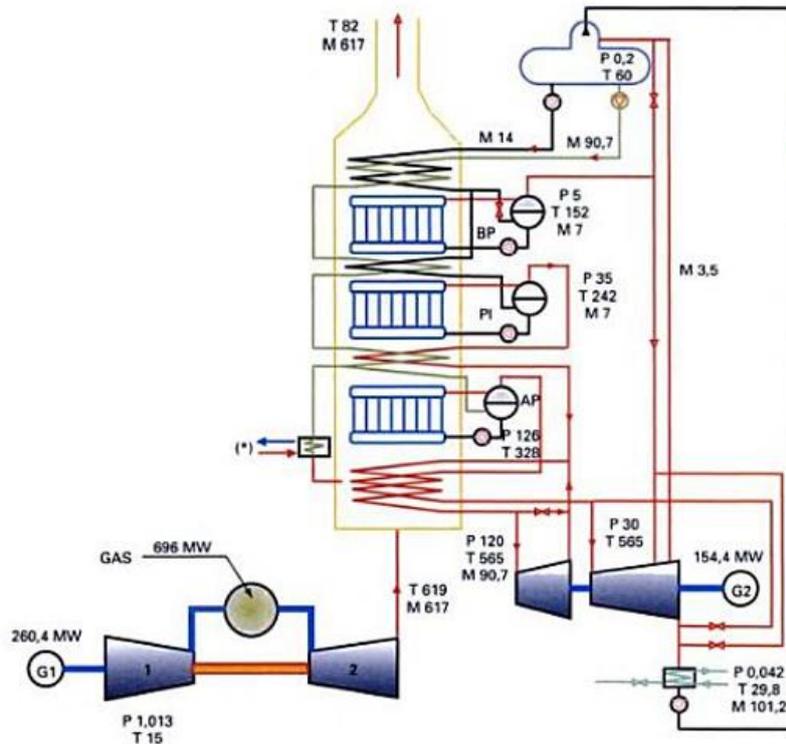


Figura 2.11 Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión y recalentamiento. Fuente: "Centrales Térmicas de Ciclo Combinado: Teoría y Proyecto".

Esto provoca una ligera mejora del rendimiento del ciclo a pesar de que aumentan las pérdidas en la caldera, ya que al absorber calor para el recalentamiento, la producción de vapor se reduce. También se soluciona el problema del bajo título de vapor, pasando de valores del 0,82-0,84 a valores sobre 0,90 que son más aceptables.

### 2.3.12 Ciclo combinado gas-vapor

En general, al aumentar la presión del vapor de entrada a la turbina, el rendimiento del ciclo aumenta pues aumenta la temperatura media del foco caliente. Por lo tanto la posibilidad de generar vapor en condiciones supercríticas, tal y como se describió en el apartado [2.3.6 Ciclo de vapor supercrítico](#), mejoraría la eficiencia del ciclo.

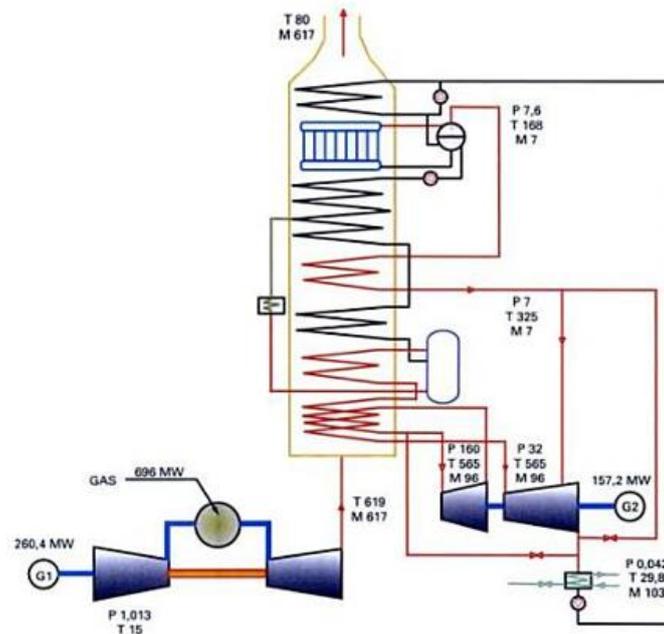


Figura 2.12 Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con recalentamiento y un solo paso. Fuente: "Centrales Térmicas de Ciclo Combinado: Teoría y Proyecto".

El aumento de precio de los combustibles genera una tendencia a mejorar la eficiencia del ciclo de vapor. El hecho de elevar la presión implica el diseño de calderas de recuperación de dos niveles de presión, de circulación natural en baja presión y asistida en alta presión, sin ser necesariamente más cara.

### 2.3.13 Ciclo combinado gas-vapor. Configuraciones básicas

La configuración más básica para este tipo de sistema es la llamada configuración 1x1, en la cual se tiene una turbina de gas y una turbina de vapor. No obstante, es posible realizar configuraciones 2x1, 3x1, 4x1, etc., en las que varias turbinas de gas se combinan con un ciclo de vapor, siendo la configuración 2x1 la más habitual.

Otro tipo de clasificación que se puede realizar es atendiendo al número de ejes principales de que consta el tren de potencia, pudiendo clasificarse en este caso como mono eje o multieje.

### 2.3.14 Ciclo combinado con dos niveles de presión. Parámetros característicos

En este apartado se tratarán algunos parámetros característicos y detalles constructivos de un ciclo combinado gas-vapor con una caldera de recuperación de dos niveles de presión, objeto del presente TFG. Los detalles más específicos, como modelos de turbina o composición de combustible, se detallan en la sección [2.5 Central Térmica de Granadilla: Ciclo Combinado II](#).

En un ciclo con dos niveles de presión, las pérdidas en la caldera se reducen entorno a un 4% con respecto al ciclo de un único nivel de presión y se aumenta en un 0,5% la potencia producida en la turbina de vapor. En el condensador aumentan las pérdidas debido a que se añade el caudal correspondiente a la parte de baja presión, que suele estar en torno a los 6 kg/s. De esta forma, el rendimiento neto del ciclo se incrementa un 0,5% respecto al ciclo simple, alcanzando valores próximos al 59%.

Los valores característicos de presión para los dos niveles de presión son de 100 bar para la parte de alta y de 5 bar para la parte de baja. Esto se justifica en que cuanto mayor es la presión, mayor es el salto entálpico y se satisface las condiciones de título de vapor en las últimas etapas de la turbina. Para el caso de baja presión, con valores próximos al estimado se aprovecha mejor el calor sensible de los gases de escape sin comprometer demasiado el salto entálpico en las últimas etapas de la turbina.

En cuanto a la temperatura, un aumento de dicha magnitud en el vapor de alta presión genera un incremento en la potencia de la turbina, siendo este efecto mucho menos perceptible en la parte de baja presión.

Para el Approach los valores óptimos de este factor se encuentran entre 5 y 8 °C, mientras que valores representativos de Pinch point se encuentran entre 5 y 8 °C, siendo algo mayores para el evaporador de baja presión.

Las pérdidas de carga en el sobrecalentador de alta presión se estipulan entre 4-5 bar, siendo algo inferiores para el sobrecalentador de baja presión.

Todos los parámetros citados y datos expuestos en esta sección han sido extraídos del libro "Centrales Térmicas de Ciclo Combinado: Teoría y Proyecto" referenciado en el apartado [2.10 Bibliografía](#).

## 2.4 Introducción al análisis exergético

La exergía es una propiedad termodinámica que permite cuantificar la cantidad de trabajo útil potencial que se puede obtener de un sistema cuando este interactúa con su entorno, o ambiente de referencia para la exergía, hasta alcanzarse el equilibrio entre ambos. Por lo tanto, se puede definir la exergía como la utilidad potencial de un sistema diferente al sistema ideal de referencia.

Al contrario que la energía, la exergía puede destruirse. De hecho, la interacción de varios sistemas siempre provocará una destrucción de exergía o pérdida de utilidad potencial debido a las irreversibilidades intrínsecas de los procesos.

Descrito el concepto de exergía, el análisis exergético se fundamenta en el estudio de los recursos energéticos de una instalación, permitiendo localizar aquellos sistemas en los cuales se están desperdiciando o perdiendo dichos recursos energéticos. De esta forma es posible

determinar qué puntos o equipos de la instalación son más ineficientes y reducir estos efectos, obteniendo un mejor aprovechamiento tanto de los recursos energéticos como económicos.

Es, por tanto, que el análisis exergético que se realiza en el presente TFG, tiene como objetivo determinar que equipos son más ineficientes dentro de la instalación y que por tanto, desaprovechan los recursos.

Para realizar el cálculo de la exergía de un estado, es necesario definir el ambiente de referencia para la exergía. Ya sea un sistema sencillo, como una turbina o un intercambiador de calor, o uno mucho más complejo, como puede ser una central térmica en su conjunto, la producción de trabajo se realiza interactuando con un entorno cercano. Las propiedades intensivas de este entorno cercano pueden variar durante las interacciones con el sistema. Sin embargo, el ambiente de referencia envuelve un entorno a mayor distancia que el citado anteriormente de manera que no se puedan producir cambios derivados de la interacción del sistema de estudio.

Se debe definir también el denominado estado muerto. Cuando un sistema en un estado diferente al estado de referencia interactúa con el ambiente, se genera trabajo y a su vez se alcanza el equilibrio entre ambos estados. Cuando esto suceda, no existirá probabilidad de producir trabajo a través de la interacción de ambos sistemas. Es por ello, que a ese estado particular del sistema de estudio se le llame estado muerto.

La exergía presenta los siguientes aspectos:

- Una vez se ha definido el ambiente de referencia y el estado muerto, se puede afirmar que la exergía es una propiedad de los sistemas cerrados.
- La exergía no se conserva, sino que se destruye a causa de las irreversibilidades presentes en los procesos. En un caso ideal en el que no existieran irreversibilidades, se tendría una destrucción de exergía nula.
- La destrucción de exergía nunca será negativa.
- Alternativamente, se puede definir la exergía como el trabajo mínimo que se debe aportar a un sistema para llevarlo desde el estado muerto hasta un estado de interés fijado previamente.

Para realizar el análisis exergético de un sistema que presenta, por ejemplo, dos flujos de entrada (A y B) y uno de salida (C), se lleva a cabo un balance de exergía. En un balance de exergía se considera que el total de exergía de los flujos de entrada al sistema debe ser igual a la exergía total de los flujos salientes más la exergía destruida. Para el ejemplo propuesto, suponiéndose régimen estacionario y tomándose como volumen de control el sistema estudiado, se tendría la siguiente expresión:

$$\dot{A}_A + \dot{A}_B - \dot{A}_C - \dot{A}_D = 0 \quad (ec. 2.1)$$

Donde:

$$\dot{A}_A \equiv \text{Exergía del flujo A}$$

$$\dot{A}_B \equiv \text{Exergía del flujo B}$$

$$\dot{A}_C \equiv \text{Exergía del flujo C}$$

$$\dot{A}_D \equiv \text{Exergía destruída}$$

Simultáneamente, definimos la exergía de flujo a través de la siguiente expresión:

$$\dot{A}_i = \dot{m}_i \cdot (a_i + a_{CH,i}) \quad (\text{ec. 2.2})$$

Donde:

$$\dot{m}_i \equiv \text{caudal másico del flujo } i$$

$$a_i \equiv \text{exergía debída al estado del flujo } i$$

$$a_{CH,i} \equiv \text{exergía química del flujo } i$$

También es fundamental definir el rendimiento exergético de un sistema. Partiéndose del ejemplo de una central térmica, se define el rendimiento exergético como el cociente entre la exergía del producto (trabajo generado) y la exergía del recurso (combustible).

## 2.5 Central Térmica de Granadilla: Ciclo Combinado II

En este apartado se lleva a cabo una descripción en profundidad del Ciclo Combinado II de la Central Térmica de Granadilla, objeto de estudio de este TFG.

El esquema del ciclo se muestra en el capítulo [4. Planos](#), donde se puede observar la distribución de los equipos en la instalación. Dicha configuración está basada en la que presenta el ciclo real presente en la central. Los datos termodinámicos aproximados de temperatura, presión, caudal y entalpía fueron suministrados por ENDESA para los puntos más relevantes de la instalación.

Cabe destacar que el mapa de operación se verá modificado según varíen las condiciones ambientales. Para el estudio de la instalación se facilitaron datos correspondientes a unas condiciones de operación promedio: 20 °C y 1 bar.

Esta planta de producción de potencia para la producción de energía eléctrica mediante ciclo combinado gas-vapor cuenta con dos ciclo de gas gemelos y un ciclo de vapor obteniéndose una configuración 2x1 multieje. Esta configuración ofrece una mayor flexibilidad de operación debido a que es posible operar en ciclo abierto, es decir, operando solo con las turbinas de gas, o incluso aplicando una configuración 1x1, pudiéndose realizar operaciones de mantenimiento en distintas partes del ciclo sin dejarlo inutilizado por completo.

Los ciclos de gas emplean una turbina *6F.03 Gas Turbine* de *General Electric* cuyas características técnicas se recogen en la *Tabla 2.1*. Esta turbina capaz de producir hasta 80MW

de potencia puede operar tanto con gas natural como con gas-oíl, aspecto que se tratará más adelante. Un dato importante en este tipo de equipos es el *Heat Rate*. Este dato representa el cociente entre el poder calorífico inferior (PCI) del combustible en el ciclo de gas y la potencia generada por el mismo, multiplicado por el caudal másico de combustible.

#### 6F.03 Gas Turbine (GE)

<b>Frecuencia (Hz)</b>	50/60
<b>Potencia producida (MW)</b>	80
<b>Heat Rate (kJ/kWh)</b>	9991
<b>Relación de compresión</b>	16.0
<b>Temperatura de combustión (°C)</b>	>1316
<b>Temperatura de los gases de escape (°C)</b>	601

Tabla 2.1 Especificaciones de la turbina de gas del Ciclo Combinado II de la Central Térmica de Granadilla.

Para el ciclo de gas se emplea la turbina A200 también de *General Electric*. Dicha turbina está diseñada para operar en ciclos combinados sin recalentamiento. Está dividida en dos secciones opuestas, una de baja presión y otra de alta presión que mejora su eficiencia. Se detallan más datos en la *Tabla 2.2*.

#### A200 (GE)

<b>Frecuencia (Hz)</b>	50/60
<b>Potencia producida (MW)</b>	70-220
<b>Presión máx. de entrada (bar)</b>	110
<b>Temperatura máx. (°C)</b>	565

Tabla 2.2 Especificaciones de la turbina de vapor del Ciclo Combinado II de la Central Térmica de Granadilla.

En cuanto al apartado del combustible, la instalación está diseñada para operar tanto con gas-oíl como con gas natural. Actualmente, para este ciclo se emplea el gas-oíl como combustible, el cual requiere un tratamiento más exhaustivo a la hora de controlar las emisiones de gases nocivos. Sin embargo, la construcción de una planta de regasificado de gas natural junto a la central térmica está en fase de proyecto. Esto significará la posibilidad de emplear dicho combustible, mucho más limpio y eficiente, para operar con los ciclos combinados. Por lo tanto, para el estudio presente se utilizan los datos proporcionados por el personal de ENDESA para la operación a plena carga, utilizándose gas natural como combustible.

El Ciclo Combinado II cuenta con una caldera de recuperación para cada turbina de gas. Ambas calderas están diseñadas para generar vapor con dos niveles de presión diferentes: 96 bar y 6 bar aproximadamente. Tanto como para el nivel de alta presión como para el de baja presión se tiene un calderín, un economizador, un evaporador y un sobrecalentador.

La caldera también incluye un sistema de recirculación, el cual se emplea para controlar la temperatura de los gases de escape a la salida de la caldera. Si esta temperatura es demasiado baja, se puede producir la condensación de ácidos que provoquen la corrosión de los diferentes equipos que componen el HRSG. Gracias a este sistema se controla el caudal de agua que entra al economizador de baja presión de forma que se varíe la temperatura de los gases de escape.

A la salida del economizador de baja presión se realiza una extracción que, mediante la bomba de recirculación, se inyecta nuevamente justo antes de la entrada del economizador. De esta forma, aumenta la temperatura del agua antes de entrar al economizador y se tiene un caudal mayor (caudal de agua para generar vapor + caudal de recirculación) consiguiendo con ambos efectos que los gases de escape cedan el calor a una menor temperatura.

Por otro lado se tiene el atemperador cuya misión es reducir la temperatura del vapor generado en el sobrecalentador de alta presión. A la salida de la bomba de alta presión se realiza una pequeña extracción la cual se envía al atemperador. Como este flujo posee una temperatura menor, se consigue un ligero enfriamiento de la temperatura del vapor antes de la entrada a la turbina. De esta manera se puede controlar con relativa facilidad la temperatura final de vapor para que esta no sea superior a la impuesta por el fabricante, asegurando el correcto funcionamiento de la turbina de vapor.

La condensación del vapor de baja presión se lleva a cabo mediante un intercambiador en el cual se emplea agua de mar ( $22.000 \cdot 10^3$  T/h) a unos  $21^\circ\text{C}$  aproximadamente. Para alimentar una central térmica es fundamental que esta se encuentre en las proximidades de grandes masas de agua. La C. T. de Granadilla está ubicada a escasos metros del mar, y cuenta con 4 desaladoras basadas en el fundamento de la compresión mecánica para alimentar sus instalaciones. Dichas desaladoras proveen a la central el agua que se emplea en el funcionamiento de los ciclos de vapor. Cabe destacar que el agua de refrigeración utilizada en el condensador no es desalada.

## 2.6 Software

En este apartado se describirán los diferentes software probados para el análisis del ciclo combinado de estudio. Se citan para cada uno de ellos las ventajas e inconvenientes de cada uno, destacando los motivos por los cuales se descartan o no dichos software.

### 2.6.1 Tesys

Tesys es una herramienta informática desarrollada por AESA para diseñar y simular instalaciones de cogeneración y procesos en general. Este software permite realizar simulaciones de centrales de cogeneración con motores y turbinas, plantas de ciclo combinado y otros muchos procesos.

Posee una interfaz bastante sencilla en la que se crean los sistemas de estudio mediante esquemas. El programa permite calcular todas las variables necesarias para cada elemento del sistema y del conjunto obteniendo los valores ajustados a un valor de tolerancia a determinar por el usuario.

A pesar de ser una herramienta muy potente, esta solo puede usarse dentro de la propia empresa pues su licencia es de uso privado, motivo por el cual se descarta el uso de este software.

### 2.6.2 Matlab

Este software es uno de los más utilizados por científicos e ingenieros gracias a su amplio abanico de funciones.

Utilizando una librería de propiedades termodinámicas junto con la opción integrada del programa Simulink, que permite el diseño de sistemas mediante diagramas de bloque, se puede realizar la simulación de múltiples sistemas, entre ellos el de un ciclo combinado.

A pesar de ser un software muy potente y con la posibilidad de usarlo con la licencia de la universidad, su elevada complejidad hizo que se descartara desde un principio.

### 2.6.3 CyclePad

El CyclePad es un software que permite el estudio de ciclos termodinámicos mediante una interfaz basada en diagramas de bloque. Este software permite obtener los valores de las propiedades en diferentes puntos de un ciclo, los cuales son calculados por el programa en función a los datos de entrada. Su licencia gratuita lo convirtió en un claro candidato para el desarrollo del presente proyecto.

El gran inconveniente de este software es que solo permite el estudio de ciclos relativamente simples. Además, los cálculos que realiza el programa consideran un modelo ideal de los ciclos (sin tener en cuenta las irreversibilidades de algunos elementos) por lo que no es una herramienta apta para el análisis que se pretende realizar en este proyecto, sino más bien una herramienta para una primera toma de contacto con software de análisis termodinámico.

### 2.6.4 PropAgua y PropGases

Estos dos software permiten el cálculo de las propiedades termodinámicas del agua y de diferentes gases en estado de gas perfecto.

A pesar de poder realizar análisis de centrales térmicas y poder conocer las propiedades de sus distintos flujos se descartó el programa. Ambos programas ya habían sido probados y se concluyó que su simplicidad y la dificultad que podría entrañar la conexión entre el ciclo de gas y el ciclo de vapor, no permitiría el correcto desarrollo del proyecto.

### 2.6.5 CycleTempo

Este software desarrollado por la compañía ASIMPTOTE, la cual se encarga del diseño de componentes y sistemas energéticos, se presentaba como una buena herramienta para el desarrollo del proyecto.

Inicialmente se adquirió una versión de prueba de 30 días en los que se inició un proceso de aprendizaje del software. Este programa permite el estudio de diferentes ciclos termodinámicos los cuales se “construyen” mediante bloques de sistemas que vienen incorporados, como pueden ser turbinas, cámaras de combustión, bombas, etc.

El empleo del software se presentaba relativamente complejo, pues los datos de entrada para los diferentes sistemas se representan abreviados y sin quedar del todo claros. No obstante, con las ayudas que se incluyen en el software se pudo solventar dicho inconveniente.

A pesar de que el software presentaba buenas cualidades para el análisis, la librería de turbinas de gas no presentaba modelos posteriores al año 1998. Por este motivo, y por la falta de información sobre si la versión completa incluye modelos más actuales, se descartó su uso.

### 2.6.6 FluidProp

El software finalmente seleccionado, FluidProp, ha sido desarrollado por la compañía ASIMPTOTE.

FluidProp es un software sencillo, consistente en una gran variedad de librerías de datos termodinámicos. Estos datos pueden ser llamados desde diferentes programas compatibles con FluidProp. Por sencillez, se eligió el software Excel como herramienta de trabajo, desde la cual se llamarían a los datos termodinámicos de FluidProp a través de distintos comandos.

En FluidProp se disponen de diferentes modelos a la hora de definir un fluido. Para el presente estudio, se elige el modelo "GasMix", el cual corresponde al modelo de gas ideal. Una vez se ha elegido el modelo a emplear, el uso de FluidProp es muy sencillo. Primero se debe definir el fluido de trabajo. Para ellos se emplea un comando "SetFluid" en cual se define el modelo y el fluido correspondientes. A continuación, mediante los comandos pertinentes, se pueden obtener los valores de propiedades termodinámicas para dicho fluido. Por ejemplo, si se quiere obtener la temperatura de un estado, se debe utilizar el comando "Temperature", especificándose el fluido empleado y la pareja de variables a utilizar (presión y temperatura, presión y entalpía, etc.), así como el valor de cada una de dichas variables.

El proceso de aprendizaje para utilizar el software fue rápido y sencillo. Por razones obvias, los alumnos ya dominaban el uso de Excel, mientras que FluidProp viene acompañado de una serie de guías útiles a la hora de familiarizarse con los comandos que deben introducirse en Excel y la nomenclatura de los mismos. Por lo tanto, no fue necesario acudir a ningún tipo de tutorial, sino llevar a cabo una lectura de las guías, así como el estudio de los ejemplos que el software incluye para cálculo de propiedades termodinámicas en Excel.

Así pues, en lo que a cuestiones de software se refiere, se tiene la posibilidad de calcular propiedades como temperatura, presión, entalpía o entropía para cualquier estado del cual se conozcan al menos dos variables termodinámicas. Por otro lado, los cálculos adicionales necesarios, como rendimientos, balances y demás, serán programados en Excel utilizando los datos obtenidos a partir de FluidProp.

La principal ventaja de FluidProp es la sencillez del programa. La posibilidad de utilizarlo a partir de diferentes programas como Excel, Matlab y demás, lo convierten en una herramienta versátil.

## 2.7 Desarrollo del estudio

El estudio que se desarrolla contó con una fase previa en la cual se realizó un búsqueda de software para poder realizar los cálculos relativos al análisis termodinámico del ciclo combinado de estudio. Finalizada la búsqueda de los diferentes software, se tomó la decisión de utilizar el programa Excel junto con el complemento de propiedades termodinámicas FluidProp. Seleccionado el programa se llevó a cabo un proceso para el uso de dicha herramienta mediante el uso de recursos didácticos disponibles como guías, ejemplos propios del software, etc. Esta etapa de elección y aprendizaje quedó detallada en el apartado [2.6 Software](#).

La siguiente fase del proyecto consistiría en diseñar un ciclo combinado mediante la búsqueda de diferentes equipos comerciales (turbinas de gas y vapor) y cuyas características satisficiesen las indicadas en el apartado [2.1 Objeto](#) de la memoria. Esta fase del proyecto no llegó a concluirse debido a que el alumno inició sus prácticas curriculares en la Central Térmica de Granadilla. Este motivo incentivo a realizar el estudio de una instalación real, lo cual era un aliciente para el proyecto. Durante el periodo de prácticas curriculares y posteriormente de prácticas extracurriculares, el alumno realizó una etapa de recogida de datos sobre la instalación la cual quedo descrita en el apartado [2.5 Central Térmica de Granadilla: Ciclo Combinado II](#). El personal de la central facilitó datos de presión, temperatura, caudal y entalpía de los puntos más relevantes de la misma. También se tuvo acceso a datos como pérdidas de carga en equipos, rendimientos isoentrópicos, etc., para guiar al alumno a la hora de realizar el análisis energético.

Posteriormente, después de recabar los datos necesarios, se inició el estudio del ciclo. Se planteó el diseño de una hoja Excel, la cual a partir de una serie de variables introducidas por el alumno, se obtuviesen los datos termodinámicos de cada uno de los estados del ciclo. El principal interés del desarrollo de esta hoja de cálculo es la posibilidad de modificar las variables más representativas del ciclo (presión y temperatura de los puntos de principal interés entre otras variables) y que la propia hoja de cálculo pueda ser capaz de calcular la producción de potencia, el consumo, las destrucciones de exergía y rendimiento exergético de cada uno de los equipos, así como la destrucción de exergía y el rendimiento exergético para todo el ciclo.

Para facilitar el desarrollo y la comprensión de la hoja de cálculo, el análisis del ciclo se dividió en tres partes fundamentales: ciclo de gas, caldera de recuperación (HRSG) y ciclo de vapor, cuyo desarrollo se describe en los siguientes apartados.

### 2.7.1 Análisis del ciclo de gas

El análisis se comenzó estudiándose los ciclos gemelos de gas. Evidentemente, al tratarse de dos ciclos gemelos, el estudio se realizó sobre uno de los ciclos, obteniéndose para el otro los mismos resultados. El esquema de la instalación se presenta en el capítulo [4 Planos](#).

En un primer abordaje del análisis se tomaron como variables de partida los rendimientos isoentrópicos del compresor de aire y la turbina de gas, el caudal de aire de entrada, las condiciones ambientales (presión y temperatura) y el caudal de combustible, para el cual se tomó la composición simplificada de gas natural que se muestra en la *Tabla 2.3*.

### Gas Natural

Metano (CH <sub>4</sub> )	Nitrógeno (N <sub>2</sub> )
0,8478	0,1522

Tabla 2.3 Composición molar inicial tomada para el gas natural.

Definidas las variables, se pasó a calcular los datos termodinámicos para cada uno de los estados del ciclo de gas, así como la potencia producida por la turbina, el consumo del compresor de aire y la potencia neta producida. También se calculó la destrucción de exergía de los equipos y los rendimientos exergéticos, tanto para los equipos como para el ciclo de gas en conjunto. Con este análisis se obtuvieron valores dentro del margen previsto para la potencia generada ( $\approx 74\text{MW}$ ) y para la temperatura de los gases de escape ( $605^\circ\text{C}$ ). Sin embargo, en el proceso de cálculo del análisis exergético, los valores de exergía de flujo no eran correctos, pues los resultados de destrucción de exergía eran incongruentes (valores para la destrucción de exergía menores que 0). Tras hacer una revisión de la hoja de cálculo y la forma de desarrollar el problema, se determinó que algunas de las variables empleadas se solapaban de manera que los resultados obtenidos variaban según la dirección en la que se realizaba el análisis. Así pues, se decidió modificar las variables iniciales para poder realizar el análisis de manera que no se solapasen dichas variables.

En esta segunda forma de desarrollar el análisis del ciclo de gas se tomaron las variables que se recogen a continuación (Tabla 2.4)

### Variables

Potencia a plena carga (MW)	80
Relación de compresión	16
Heat Rate (kJ/kWh)	9991
Temperatura ambiente ( $^\circ\text{C}$ )	20
Presión ambiente (bar)	1
Temperatura de entrada del gas natural ( $^\circ\text{C}$ )	27
Presión de entrada del gas natural (bar)	32
Temperatura de referencia ( $^\circ\text{C}$ )	20
Presión de referencia (bar)	1
Rendimiento del compresor (%)	80
Rendimiento de la turbina (%)	90
Caída de presión en filtro de aire (%)	0,70
Caída de presión en la cámara de comb. (%)	5,0
Caudal de gases de escape (Kg/s)	208,0

Tabla 2.4 Variables tomadas para el análisis del ciclo de gas.

Se considera importante tomar el caudal de gases de escape como una variable que se pueda modificar, ya que este dato es fundamental a la hora de calcular las condiciones del vapor generado en la caldera de recuperación en el análisis del ciclo de vapor.

Se decidió tomar una composición para el gas natural más realista y que se detalla en la *Tabla 2.5*. En el estudio de la reacción de combustión, esta se consideró completa y sin la formación de óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ).

Gas natural			
Metano ( $\text{CH}_4$ )	Etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ )	Propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ )	Nitrógeno ( $\text{N}_2$ )
0,920	0,040	0,014	0,026

*Tabla 2.5 Composición molar definitiva del gas natural tomada para el estudio.*

Partiendo entonces de las variables definidas, se realizó un proceso de cálculo en el cual se obtuviesen los diferentes parámetros (principalmente presión, temperatura y caudal másico) para cada uno de los estados del ciclo de gas y otros parámetros de interés. Los parámetros más relevantes se citan a continuación:

- Caudales de aire y combustible.
- Consumo del compresor.
- Potencia generada por la turbina de gas.
- Temperatura de entrada a la turbina.
- Rendimiento térmico del ciclo.

Una vez realizado el análisis energético del ciclo de gas, se procedió al análisis exergético del cual se calcularon los siguientes parámetros:

- Exergía química de cada fluido.
- Exergía física de cada estado.
- Exergía de flujo de cada estado.
- Destrucción de exergía en el compresor de aire.
- Destrucción de exergía en la cámara de combustión.
- Destrucción de exergía en la turbina de gas.
- Rendimiento exergético del compresor de aire.
- Rendimiento exergético de la cámara de combustión.
- Rendimiento exergético de la turbina de gas.
- Rendimiento exergético total del ciclo.

Finalizados los cálculos pertinentes, se comprobó que todos los resultados obtenidos eran satisfactorios y entraban dentro de lo esperado. Para una descripción y valoración de los resultados obtenidos, acúdase a los apartados [2.8 Resultados finales](#) y [2.9 Conclusiones](#) respectivamente. Para un análisis en profundidad del procedimiento de cálculo, acúdase al capítulo [3. Anexos](#).

### 2.7.2 Análisis del HRSG

El análisis del HRSG es el más extenso pues está compuesto por un gran número de equipos, lo que implica una gran variedad de estados. A pesar de que el HRSG está incluido

dentro del ciclo de vapor, se decide hacer un estudio aparte de este sistema pues su complejidad en cuanto cantidad de flujos merece un análisis propio.

Inicialmente, se pensó en realizar el análisis eliminando el circuito de recirculación en el evaporador de baja presión. Tras realizar el análisis, los resultados obtenidos para los gases de escape a la salida del HRSG no eran los adecuados, pues la temperatura de dichos gases era demasiado baja, produciéndose la condensación de sustancias no deseadas, por lo que se decidió incluir el sistema de recirculación. El esquema de la instalación se presenta en el capítulo [4. Planos](#).

Para obtener las propiedades de los flujos, tanto de agua-vapor y gases de escape, se tomaron las siguientes variables:

Variables	
Temperatura de entrada a turbina AP (°C)	570
Presión de entrada a turbina AP (bar)	90
Caída de presión en el economizador (%)	5
Caída de presión en el sobrecalentador (%)	5
Temperatura de entrada a turbina BP (°C)	210
Presión de entrada a turbina BP (bar)	6
Pinch Point de AP (°C)	5
Pinch Point de BP (°C)	10
Approach para AP y BP (°C)	7
Rendimiento de la bomba de AP (%)	75
Rendimiento de la bomba de recirculación (%)	75
Incremento de temperatura entre el economizador de BP y los gases de escape (°C)	25
Temperatura de salida de los gases de escape (°C)	95
Temperatura de referencia(°C)	20
Presión de referencia (bar)	1

Tabla 2.6 Variables tomadas para el análisis del HRSG.

Fijadas las variables se sigue un procedimiento de cálculo en el que se obtienen los diferentes parámetros para cada flujo, quedando definidos completamente. Dentro de los cálculos realizados, los parámetros más destacables son:

- Caudales máxicos de vapor a alta y baja presión.
- Caudal total de entrada a caldera.
- Caudal máxico de agua de recirculación.
- Consumo energético de la BAP y bomba de recirculación.

A continuación, se llevó a cabo el análisis exergético de la caldera de recuperación. Para ello, se procedió al cálculo de los siguientes parámetros:

- Exergía química de cada fluido.
- Exergía física de cada estado.
- Exergía de flujo de cada estado.
- Destrucción de exergía total en la caldera.
- Destrucción de exergía de las etapas de alta y baja presión.
- Destrucción de exergía del economizador, evaporador y sobrecalentador de alta presión.
- Destrucción de exergía del economizador, evaporador y sobrecalentador de baja presión.
- Destrucción de exergía de la bomba de recirculación.
- Destrucción de exergía de la bomba de alimentación del economizador de alta.
- Rendimiento exergético total de la caldera.
- Rendimiento exergético de las etapas de alta y baja presión.
- Rendimiento exergético del economizador, evaporador y sobrecalentador de baja presión.
- Rendimiento exergético del economizador, evaporador y sobrecalentador de alta presión.
- Rendimiento exergético de la bomba de recirculación.
- Rendimiento exergético de la bomba de alimentación del economizador de alta presión.

Una vez concluidos los cálculos, se observó que todos los datos obtenidos del HRSG eran satisfactorios y entraban dentro de lo esperado. Para una descripción y valoración de los resultados obtenidos, acúdase a los apartados [2.8 Resultados finales](#) y [2.9 Conclusiones](#) respectivamente. Para un análisis en profundidad del procedimiento de cálculo, acúdase al capítulo [3. Anexos](#).

### 2.7.3 Análisis del ciclo de vapor

Una vez realizados los análisis del ciclo de gas y del HRSG, el análisis del ciclo de vapor es el más sencillo. En la siguiente tabla (*Tabla 2.7*) se muestran las variables iniciales tomadas para el desarrollo del cálculo de estados. El esquema de la instalación se presenta en el capítulo [4 Planos](#).

Variables	
Rendimiento de la turbina de vapor (%)	85
Temperatura de condensación (°C)	35
Rendimiento de la bomba de BP (%)	75
Temperatura del agua de refrigeración (°C)	20
Temperatura máx. del agua de refrigeración (°C)	27

*Tabla 2.7 Variables tomadas para en análisis del ciclo de vapor.*

Siguiendo un proceso de cálculo adecuado, se obtienen los diferentes parámetros para cada uno de los estados que conforman el ciclo de vapor. Conocidos dichos parámetros se obtienen una serie de resultados de los cuales los más destacables son:

- Potencia producida por la turbina de vapor.
- Consumo de la bomba de baja presión.
- Caudal de agua de refrigeración.

Concluido el análisis energético, se dio paso al análisis exergético para el ciclo de vapor en el cual se calcularon los parámetros siguientes:

- Exergía física de cada estado.
- Exergía de flujo de cada estado.
- Destrucción de exergía total en la turbina de vapor.
- Destrucción de exergía en las etapas de baja y alta presión de la turbina de vapor.
- Destrucción de exergía en el condensador.
- Destrucción de exergía en la bomba de baja presión.
- Rendimiento exergético de la turbina de vapor.
- Rendimiento exergético en las etapas de alta y baja presión de la turbina de vapor.
- Rendimiento exergético del condensador.
- Rendimiento exergético de la bomba de baja presión.
- Rendimiento exergético neto del ciclo de vapor.

Una vez concluidos los cálculos, se observó que todos los datos obtenidos para el ciclo de vapor eran satisfactorios y entraban dentro de lo esperado. Para una descripción y valoración de los resultados obtenidos, acúdase a los apartados [2.8 Resultados finales](#) y [2.9 Conclusiones](#) respectivamente. Para un análisis en profundidad del procedimiento de cálculo, acúdase al capítulo [3. Anexos](#).

#### **2.7.4 Análisis del ciclo combinado**

Concluido el análisis del ciclo de gas, la caldera de recuperación y el ciclo de vapor, se pasó a analizar el ciclo combinado en su conjunto. En dicho estudio solo interviene el análisis exergético del ciclo combinado, objeto de este TFG. Se realiza pues, el cálculo del rendimiento exergético del ciclo completo, así como la destrucción de exergía total de la instalación.

Para el análisis exergético del ciclo combinado en su conjunto se tendrán en cuenta los siguientes aspectos:

- Recurso consumido: flujos de combustible y aire de entrada en las turbinas de gas.
- Producto generado: potencia producida por el ciclo combinado.
- Se consideran despreciables los consumos de las diferentes bombas presentes en la instalación.

Se elaboró una nueva hoja de Excel donde se realizaron los cálculos pertinentes. Una vez concluidos dichos cálculos se comprobó que los resultados obtenidos entraban dentro del rango de lo esperado. Para una descripción y valoración de los resultados obtenidos, acúdase a los apartados [2.8 Resultados finales](#) y [2.9 Conclusiones](#). Para un análisis más detallado del proceso de cálculo acúdase al capítulo [3 Anexos](#).

### 2.7.5 Análisis de sensibilidad de la presión y temperatura a la entrada de la turbina de vapor

Una vez se ha realizado el estudio del ciclo combinado y comprobándose que se han obtenido unos resultados aceptables, se pasa a realizar un estudio de cómo afectan una serie de variables al rendimiento exergético y térmico del ciclo combinado y de los diferentes equipos que conforman la caldera de recuperación. También se estudiará cómo afectan dichas variables a la destrucción de exergía del ciclo combinado y de los equipos. Para ello se plantea la elaboración de una hoja Excel en la cual se recoja los valores de destrucción y rendimiento exergético en función de las variables. Para facilitar la elaboración de dicha hoja, se realizaron múltiples copias del documento Excel inicial (y en el cual se recogen todos los datos referentes al análisis del ciclo combinado), modificándose las variables de estudio. Dichas variables se presentan en la *Tabla 2.8*, donde también se incluye el rango de valores en donde se modifica cada variable. Para este estudio, la temperatura de los gases de escape a la entrada del HRSG permanece invariable.

Variables	
Temperatura de entrada a la turbina de vapor de alta presión (°C)	610-530
Temperatura de entrada a la turbina de vapor de baja presión (°C)	250-170
Presión a la entrada de la turbina de vapor de alta presión (bar)	120-80
Presión a la entrada de la turbina de vapor de baja presión (bar)	10-4

*Tabla 2.8 Variables a modificar para el estudio de modificaciones del Ciclo Combinado.*

A parte de los equipos nombrados anteriormente para este estudio, también se analiza como varían los caudales de alta y baja presión, así como el caudal de recirculación. De la misma manera se añade en la hoja Excel como varía la producción de potencia de la turbina de vapor. Finalizada la hoja de cálculo, se elaboran una serie de gráficas para mejorar la comprensión de los resultados obtenidos. Para una descripción y valoración de los resultados obtenidos, acúdase a los apartados [2.8 Resultados finales](#) y [2.9 Conclusiones](#) respectivamente.

## 2.8 Resultados finales

### 2.8.1 Resultados del análisis químico de la combustión

A continuación se mostrarán una serie de tablas (*Tabla 2.9*, *Tabla 2.10* y *Tabla 2.11*) donde se recogen la composición, el poder calorífico inferior y la masa molar de para los diferentes gases de estudio, así como para cada uno de sus componentes. Los valores de PCI de los diferentes gases han sido extraídos del libro “*Fundamentos de Termodinámica Técnica*” referenciado en el apartado [2.10 Bibliografía](#).

**Composición del aire**

	Oxígeno	Nitrógeno	Total
	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	
<b>Porcentaje</b>	21	79	100,00
<b>PCI (KJ/Kg)</b>	0	0	0
<b>Masa molar</b>	32,00	28,01	28,85

*Tabla 2.9 Composición de aire tomada para el estudio. Propiedades de interés para el análisis.*

**Composición del gas natural**

	Metano	Etano	Propano	Nitrógeno	Total
	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	N <sub>2</sub>	
<b>Porcentaje</b>	92	4	1,4	2,6	100,00
<b>PCI (KJ/Kg)</b>	50020	47480	46360	0	48566,64
<b>Masa molar</b>	16,04	30,07	44,09	28,02	17,31

*Tabla 2.10 Composición del gas natural tomada para el estudio. Propiedades de interés para el análisis.*

**Composición de los gases de escape**

	Dióxido de carbono	Agua	Oxígeno	Nitrógeno	Total
	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	
<b>Porcentaje</b>	3,76	7,27	12,82	76,15	100,00
<b>PCI (KJ/Kg)</b>	0	0	0	0	0
<b>Masa molar</b>	44,01	18,02	32,00	28,01	28,40

*Tabla 2.11 Composición obtenida para los gases de escape después del análisis de la reacción de combustión. Propiedades de interés para el estudio.*

A continuación, en la *Tabla 2.12*, se muestra la reacción química producida y los valores de masa molar para el aire antes de la combustión y los gases de escape cuando se tiene un mol de gas natural.

### Reacción química

$CH_4 + C_2H_6 + C_3H_8 + N_2 + \lambda(O_2 + N_2) \rightarrow b CO_2 + c H_2O + d O_2 + e N_2$	
<b><math>\lambda</math></b>	26,694
<b>b</b>	1,042
<b>c</b>	2,016
<b>d</b>	3,556
<b>e</b>	21,115
<b>Masa molar total de los productos</b>	27,728

Tabla 2.12 Fracciones molares de aire y gases de escape obtenidas por cada mol de combustible.

La composición obtenida para los gases de escape es muy similar a la facilitada por el personal de ENDESA, la cual está compuesta principalmente por nitrógeno y oxígeno, debido al exceso de aire que se emplea en la combustión, y una pequeña cantidad de dióxido de carbono en comparación a estos dos.

### 2.8.2 Resultados del análisis del ciclo de gas

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos del estudio del ciclo de gas así como algunas imágenes extraídas de la hoja Excel correspondiente. Para facilitar la identificación de los estados, a continuación se muestra un esquema del ciclo de análisis (Figura 2.13).

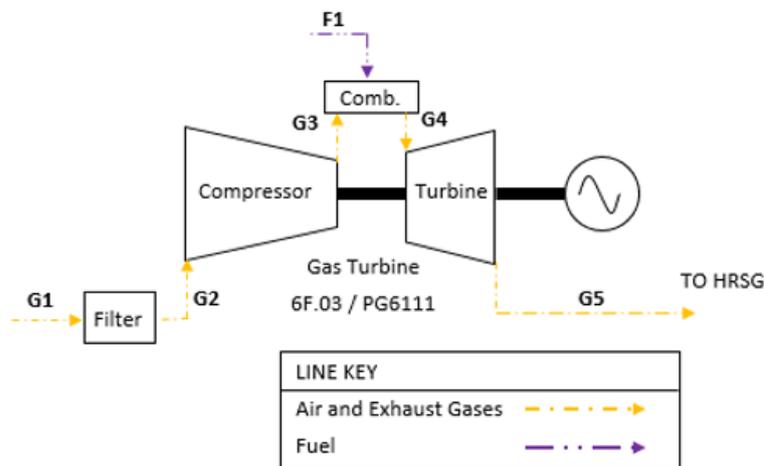


Figura 2.13 Esquema del ciclo de gas de estudio. Elaboración propia.

En la Tabla 2.13 se muestran los resultados obtenidos de presión, temperatura y caudal másico para cada uno de los estados:

Estado	Presión	Temperatura	Caudal másico	Caudal másico
-	bar	°C	Kg/s	T/h
<b>G1</b>	1,000	20,0	203,43	732,34
<b>G2</b>	0,993	20,0	203,43	732,34
<b>G3</b>	15,888	446,4	203,43	732,34
<b>G4</b>	15,094	1272,1	208,00	748,80
<b>G5</b>	1,004	617,0	208,00	748,80
<b>F1</b>	32,000	27,0	4,57	16,46

Tabla 2.13 Presión, temperatura y caudal másico de cada estado del ciclo de vapor obtenidos del análisis.

Como puede comprobarse, los valores de presión, temperatura y caudal obtenidos entran dentro del rango habitual para este tipo de instalaciones. Para los valores de caudal másico de aire y combustible calculados, 732,34 T/h y 16,46 T/h respectivamente, son bastante semejantes a los facilitados por el personal de ENDESA.

Para el estado que referencia los gases de escape (estado G5) los valores obtenidos de presión y temperatura satisfacen las necesidades en la caldera de recuperación, obteniéndose una presión cercana a la atmosférica ( $\approx 1$  bar) y una temperatura por encima de los  $600^{\circ}\text{C}$  para asegurar una buena transferencia de calor.

La temperatura de los gases de escape a la entrada de la turbina de gas (estado G4) presenta un valor de  $1272,1^{\circ}\text{C}$ , lo cual es un valor razonable teniendo en cuenta que según los datos que proporciona la empresa General Electric sobre la turbina de gas de estudio, la temperatura de combustión esta sobre los  $1316^{\circ}\text{C}$  de temperatura. Además es un valor que está dentro del rango para este tipo de equipos.

A continuación se muestra un imagen (Figura 2.14) extraída de la hoja de cálculo correspondiente donde se muestran diferentes parámetros calculados durante el análisis, así como las ecuaciones empleadas para ello.

Fuel Flow	Air Flow	Inlet Comp. Pressure
$\dot{m}_f = HR \times W_{net}/PCI_f$	$\dot{m}_a = \dot{m}_{eg} - \dot{m}_f$	$P_{G2} = P_{G1}(1 - FD/100)$
4,57 Kg/s	203,43 Kg/s	0,993 bar
Outlet Comp. Pressure	Isoentropic Comp. Enthalpy	
$P_{G3} = P_{G2} \times Comp.Ratio$	$h_{G3s}(P_{G3}; S_{G2})$	
15,89 bar	350,19 kJ/Kg	
Outlet Comp. Enthalpy	Comp. Consumption	Inlet Turbine Pressure
$h_{G3} = h_{G2} + (h_{G3s} - h_{G2})/\eta_{comp.}$	$W_{comp.} = \dot{m}_a(h_{G3} - h_{G2})$	$P_{G4} = P_{G3}(1 - CD/100)$
439,00 kJ/Kg	90,34 MW	15,09 bar
Gas Turbine Power	Outlet Turbine Enthalpy	Inlet Turbine Enthalpy
$W_{GT} = W_{Comp.} + W_{net}$	$\dot{h}_{G5} = (\dot{m}_a h_{G1} + \dot{m}_f h_{F1} - W_{net})/\dot{m}_{eg}$	$h_{G4} = h_{G5} + W_{Turb.}/\dot{m}_f$
170,34 MW	-483,11 kJ/Kg	335,81 kJ/Kg
Isoentropic Turbine Enthalpy	Outlet Turbine Pressure	Cycle Performance
$h_{G5s} = h_{G4} - (h_{G4} - h_{G5})/\eta_{Turb.}$	$P_{G5}(h_{G5s}; S_{G4})$	$\eta_{cycle} = \dot{w}_{net}/(\dot{m}_f \cdot PCI_f)$
-574,11 kJ/Kg	1,004 bar	36,03 %

Figura 2.14 Extracto de la hoja "Gas Turbine Analysis" donde se recogen las ecuaciones y resultados empleados durante el análisis energético del ciclo de gas.

En la *tabla 2.14* se muestra la potencia producida por la turbina de gas, la consumida por el compresor de aire y la potencia neta generada por el ciclo de gas. Además se muestra el porcentaje de estos dos últimos parámetros respecto a la potencia producida por la turbina de gas, así como el rendimiento isoentrópico de cada equipo y el rendimiento neto del ciclo.

Volumen de control	Potencia (MW)	% respecto a lo producido por la turbina de gas	$\eta$ (%)
<b>Turbina de gas</b>	170,34	-	90,0
<b>Compresor de aire</b>	90,34	53,0	80,0
<b>Ciclo de gas</b>	80,00	47,0	36,0

Tabla 2.14 Potencia de cada equipo del ciclo de gas, porcentaje respecto a lo producido por la turbina de gas y su rendimiento (isoentrópico para turbina y compresor).

El valor obtenido para el rendimiento del ciclo de gas está dentro de los valores típicos para esta clase de motores térmicos (35-40%). Estos valores de rendimiento se justifican debido a las irreversibilidades en la cámara de combustión y al compresor de aire, el cual consume el 53% de la potencia producida por la turbina de gas.

Pasando al análisis exergético del ciclo de gas, en la siguiente tabla (*Tabla 2.15*) se detallan los valores de exergía física, exergía química y exergía de flujo (teniéndose en cuenta la exergía química) para los diferentes estados.

Estado	a	a <sub>CH</sub>	A <sub>f</sub>
-	kJ/Kg	kJ/Kg	KW
<b>G1</b>	0,0	2,1	435,3
<b>G2</b>	-0,6	2,1	314,6
<b>G3</b>	405,0	2,1	82834,5
<b>G4</b>	1155,8	6,7	241797,6
<b>G5</b>	305,5	6,7	64941,4
<b>F1</b>	488,2	48941,0	225965,5

Tabla 2.15 Valores de exergía física, química y de flujo para cada estado del ciclo de gas.

A continuación, se incluye una tabla (Tabla 2.16) en la cual se muestra la destrucción de exergía de cada equipo, así como la destrucción de exergía neta. También aparece el parámetro A, el cual muestra el porcentaje que representa cada valor de destrucción de exergía frente a la destrucción neta del ciclo; y el parámetro B, el cual refleja el porcentaje que representa cada valor de destrucción de exergía frente a la exergía de flujo del combustible. Además de todo esto, la tabla muestra el rendimiento exergético de cada equipo y el rendimiento exergético neto del ciclo.

Volumen de control	Á <sub>D</sub> [MW]	A %	B %	η <sub>e</sub> %
<b>Compresor</b>	7,8	9,6	3,5	91
<b>C. Combustión</b>	67,0	82,4	29,6	70
<b>Turbina</b>	6,5	8,0	2,9	96
<b>Ciclo completo</b>	81,3	-	36,0	35

Tabla 2.16 Destrucción de exergía de cada equipo del ciclo de gas, porcentaje respecto a la destrucción neta del ciclo y respecto a la exergía de flujo del combustible y rendimiento exergético.

En la siguiente imagen (Figura 2.16) se muestra un extracto de la hoja Excel donde se desarrollan los cálculos referidos al análisis exergético del ciclo de gas, las ecuaciones empleadas y los resultados obtenidos.

Exergy Balance for A. Compressor		Exergy Balance for Comb. Chamber		Exergy Balance for G. Turbine	
$\dot{A}f_{G2} - \dot{A}f_{G3} + \dot{A}W - \dot{A}D = 0$		$\dot{A}f_{G3} + \dot{A}f_{F1} - \dot{A}f_{G4} - \dot{A}D = 0$		$\dot{A}f_{G4} - \dot{A}f_{G5} - \dot{A}W - \dot{A}D = 0$	
AfG2 (kW)	-120,726	AfG3 (kW)	82834,53	AfG4 (kW)	240402,89
AfG3 (kW)	82399,19	AfG4 (kW)	241797,6	AfG5 (kW)	63546,725
Aw (kW)	90336,16	AfF1 (kW)	225965,5	Wt (kW)	170336,16
Ad (kW)	7816,25	Ad (kW)	67002,44	Ad (kW)	6520,01
Ad (MW)	7,8163	Ad (MW)	67,0024	Ad (MW)	6,5200
A. Compressor Exergetic Performance		Comb. Chamber Exergetic Performance		G. Turbine Exergetic Performance	
$\eta_{AC} = (\dot{A}f_{G3} - \dot{A}f_{G2}) / \dot{A}W$		$\eta_{CC} = (\dot{A}f_{G4} - \dot{A}f_{G3}) / \dot{A}f_{F1}$		$\eta_{GT} = \dot{A}W / (\dot{A}f_{G4} - \dot{A}f_{G5})$	
$\eta_{AC}$	0,91	$\eta_{comb.}$	0,70	$\eta_{GT}$	0,96
Total Exergetic Performance					
$\eta_{Tot} = \dot{A}W_{net} / (\dot{A}f_{G2} + \dot{A}f_{F1})$					
$\eta_{Tot}$	0,35				

Figura 2.15 Extracto de la hoja "Exergetic Analysis Gas" donde se recogen las ecuaciones y resultados obtenidos durante el análisis exergético del ciclo de gas.

Para los valores obtenidos en el análisis exergético se comprueba que todos los valores de destrucción de exergía son mayores que 0.

La destrucción de exergía en el compresor de aire tiene un valor de 7,8 MW, lo cual entra dentro de lo esperable para esta clase de equipos, al igual que la destrucción de exergía en la turbina presenta un valor de 6,5 MW.

La destrucción de exergía en la cámara de combustión tiene un valor de 67,0 MW, el cual se considera aceptable. En los motores de turbina de gas, la cámara de combustión es el equipo que presenta una mayor destrucción de exergía. Para este caso, la destrucción en la cámara de combustión representa un 82,4% de la destrucción de exergía neta del ciclo. Esto se debe a la irreversibilidad del proceso de combustión que tiene lugar en este equipo. Como es lógico, en una reacción de combustión, la cual constituye un proceso altamente espontáneo, no es posible alcanzar el equilibrio químico (situación reversible), por lo que se tiene una situación irreversible.

Como se puede observar en la *Tabla 2.16*, la exergía destruida en el compresor y en la turbina no representa porcentajes importantes de la exergía del combustible (3,5% y 2,9% respectivamente). Sin embargo, la destrucción en la cámara de combustión si representa un porcentaje importante de la misma (29,6%). Esto demuestra que tanto el compresor de aire, como la turbina de gas, tienen rendimientos altos, mientras que la cámara de combustión presenta un rendimiento más reducido.

Como se puede comprobar, el rendimiento exergético neto del ciclo tiene un valor del 35%. Este valor entra dentro de la normalidad. Se debe a las irreversibilidades anteriormente citadas, así como a la potencia exergética perdida en los gases de escape.

### 2.8.3 Resultados del análisis del HRSG

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos del estudio de la caldera de recuperación, así como algunas imágenes extraídas de la hoja Excel correspondiente. Para facilitar la identificación de los estados, a continuación se muestra un esquema del HRSG (*Figura 2.16*).

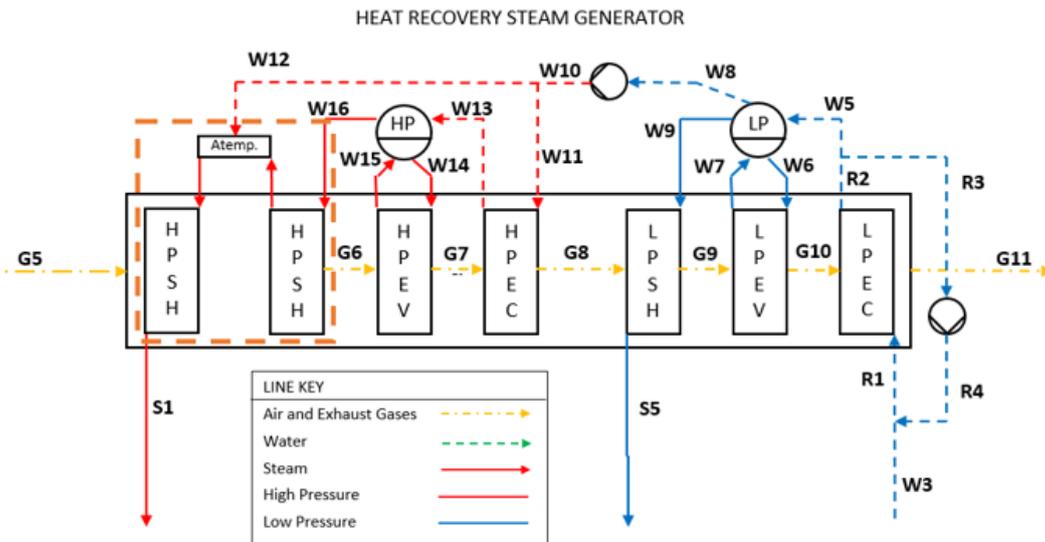


Figura 2.16 Esquema de la caldera de recuperación (HRSG). Elaboración propia.

Tal y como se muestra en la figura anterior, la caldera cuenta con dos niveles de presión, un atemperador y un sistema de recirculación. Los estados G5, G6, G7, G8, G9, G10 y G11 se corresponden a los gases de escape, mientras que el resto de estados representa el flujo de agua diferenciándose entre fase líquida y fase vapor.

En la siguiente tabla (*Tabla 2.17*) se muestran los resultados de presión, temperatura y caudal másico para cada uno de los estados.

Estado	Presión	Temperatura	Caudal másico	Caudal másico
-	bar	°C	Kg/s	T/h
W3	6,65	35,07	37,07	133,46
W5	6,32	153,85	37,07	133,46
W6	6,32	160,85	4,32	15,54
W7	6,32	160,85	4,32	15,54
W8	6,32	160,85	32,75	117,91
W9	6,32	160,85	4,32	15,54
W10	99,72	162,76	32,75	117,91
W11	99,72	162,76	32,75	117,91
W12	0,00	0,00	0,00	0,00
W13	94,74	300,05	32,75	117,91
W14	94,74	307,05	32,75	117,91
W15	94,74	307,05	32,75	117,91
W16	94,74	307,05	32,75	117,91
S1	90,00	570,00	32,75	117,91
S5	6,00	210,00	4,32	15,54
G5	1,00	616,97	208,00	748,80
G6	1,00	500,34	208,00	748,80
G7	1,00	312,05	208,00	748,80
G8	1,00	218,18	208,00	748,80
G9	1,00	210,99	208,00	748,80
G10	1,00	170,85	208,00	748,80
G11	1,00	95,00	208,00	748,80
R1	6,65	70	47,22	170,00
R2	6,32	153,85	47,22	170,00
R3	6,32	153,85	10,15	36,54
R4	6,65	153,85	10,15	36,54

*Tabla 2.17 Presión, temperatura y caudal másico de cada estado del HRSG obtenido de análisis.*

Los valores de temperatura de los gases de escape en las diferentes secciones corresponden a los valores facilitados por el personal de ENDESA. Además, el valor de caudal para baja presión es muy próximo al valor que se suele obtener en las calderas con dos niveles de presión (6 Kg/s). Para el caudal de recirculación, también se tiene valores similares a los facilitados por ENDESA.

En las siguientes tablas (*Tabla 2.18*, *Tabla 2.19*) se muestran los consumos energéticos de la bomba de alta presión (BAP) y de la bomba de recirculación, así como los caudales de agua-vapor y su porcentaje respecto del total a la entrada del HRSG.

Bomba	Consumo (kW)
Bomba de alta presión	449,94
Bomba de recirculación	0,49

Tabla 2.18 Consumo energético de las bombas en el análisis del HRSG.

Los consumos de la BAP y de la bomba de recirculación están dentro de los valores esperados para este tipo de equipos. El consumo de la BAP es mucho más significativo que el de la bomba de recirculación. Esto se debe a que el salto de presión de la BAP es mucho mayor que el salto de presión de la bomba de recirculación.

Flujo	Caudal másico (Kg/s)	Porcentaje respecto al caudal de entrada
Entrada al HRSG	37,07	100
Baja Presión	4,32	11,7
Alta presión	32,75	88,3
Recirculación	10,15	-

Tabla 2.19 Valores de los caudales más representativos del HRSG y el porcentaje que representa respecto al caudal de entrada.

En la siguiente imagen (*Figura 2.17*) se muestra un extracto de la hoja de cálculo correspondiente al análisis del HRSG donde se incluyen las ecuaciones y resultados obtenidos del análisis.

Calculations		
<b>HP Boiler Pressure</b>	<b>Inlet HP Boiler Temp.</b>	<b>Inlet HP Economizer Pressure</b>
$P_{W16} = P_{S1}/(1 - SHPD)$	$T_{W13} = T_{W14} - HPApp$	$P_{W11} = P_{W13}/(1 - ECPD)$
94,74 bar	300,05 °C	99,72 bar
<b>Outlet HP Boiler Enthalpy</b>	<b>LP Boiler Pressure</b>	<b>Inlet LP Economizer Pressure</b>
$h_{W16} = h_{W13} + h_{W15} - h_{W14}$	$P_{W9} = P_{S5}/(1 - SHPD)$	$P_{W3} = P_{W5}/(1 - ECPD)$
2693,98 kJ/Kg	6,32 bar	6,65 bar
<b>Inlet LP Boiler Temp.</b>	<b>Outlet HPEV Temp.</b>	<b>HP Steam Flow</b>
$T_{W5} = T_{W6} - LPApp$	$T_{G7} = T_{W14} + HPpp$	$\dot{m}_{HPS} = \dot{m}_{EG} \cdot (h_{G7} - h_{G5}) / (h_{W13} - h_{W16})$
153,85 °C	312,05 °C	32,75 Kg/s
<b>Specific Volumen</b>	<b>Isoentropic Pump Enthalpy</b>	<b>Outlet Pump Enthalpy</b>
$v_{W8}(P; q)$	$h_{W10s} = h_{W8} + v_{W8} \times (p_{W10} - p_{W8})$	$h_{W10} = h_{W8} + (h_{W10s} - h_{W8}) / \eta_{Pump}$
0,001103 m <sup>3</sup> /Kg	689,56 kJ/Kg	693,00 kJ/Kg
<b>Inlet LPSH Exhaust Gas Enthalpy</b>	<b>Outlet LPEV Temp.</b>	
$h_{G8} = \dot{m}_{HPS} \times (h_{W11} - h_{W13}) / \dot{m}_{EG} - h_{G7}$	$T_{G10} = T_{W6} + LPpp$	
-934,74 kJ/Kg	170,85 °C	
<b>Inlet HPEV Exhaust Gas Enthalpy</b>	<b>LP Steam Flow</b>	
$h_{G6} = h_{G7} - \dot{m}_{HPS} \times (h_{W14} - h_{W15}) / \dot{m}_{EG}$	$\dot{m}_{LPS} = \frac{\dot{m}_{HPS}(h_{W8} - h_{W5}) + \dot{m}_{EG}(h_{G10} - h_{G8})}{h_{W5} - h_{S5}}$	
-619,64 kJ/Kg	4,32 Kg/s	
<b>Inlet HRSG Steam Flow</b>	<b>Inlet LPEV Exhaust Gas Enthalpy</b>	
$\dot{m}_{steam} = \dot{m}_{LPS} + \dot{m}_{HPS}$	$h_{G9} = h_{G10} - \dot{m}_{LPS} \times (h_{W6} - h_{W7}) / \dot{m}_{EG}$	
37,07 Kg/s	-942,51 kJ/Kg	
<b>Inlet LPSH Enthalpy</b>	<b>High Pressure Pump Power</b>	
$h_{W9} = h_{G5S} - \dot{m}_{EG} \times (h_{G8} - h_{G9}) / \dot{m}_{LPS}$	$W_{HPP} = \dot{m}_{HPS} (h_{S10} - h_{S8})$	
2498,08 kJ/Kg	449,94 KW	
<b>Outlet HRSG Exhaust Gas Enthalpy</b>	<b>Recirculation Specific Volumen</b>	
$h_{G11} = h_{G10} - \dot{m}_{steam} \times (h_{W5} - h_{W3}) / \dot{m}_{EG}$	$v_{R3}(P; T)$	
-1827,74 kJ/Kg	0,001095 m <sup>3</sup> /Kg	
<b>Isoentropic Recirc. Pump Enthalpy</b>	<b>Outlet Recirc. Pump Enthalpy</b>	<b>Inlet LPEC Temperature</b>
$h_{R4s} = h_{R3} + v_{R3} \times (p_{R4} - p_{R3})$	$h_{R4} = h_{R3} + (h_{R4s} - h_{R3}) / \eta_{Pump}$	$T_{R1} = T_{G11} - \Delta T$
648,99 kJ/Kg	649,00 kJ/Kg	70,00 °C
<b>LPEC Flow</b>	<b>Recirculation Flow</b>	
$\dot{m}_{LPEC} = \dot{m}_{EG} \times (h_{G10} - h_{G11}) / (h_{R2} - h_{R1})$	$\dot{m}_R = \dot{m}_{LPEC} - \dot{m}_{steam}$	
47,22 Kg/s	10,15 Kg/s	
<b>Recirculation Pump Power</b>		<b>Heat Transfer</b>
$W_{RP} = \dot{m}_R (h_{R4} - h_{R3})$		$\dot{Q}_{net} = \dot{m}_{eg} (h_{G5} - h_{G11})$
4,925E-01 KW		121313,22 kW

Figura 2.17 Extracto de la hoja "HRSG Analysis" donde se recogen las ecuaciones y resultados empleados durante el análisis energético de la caldera de recuperación.

Pasando al análisis exergético del HRSG, en la siguiente tabla (Tabla 2.20) se detallan los valores de exergía física, exergía química y exergía de flujo (teniéndose en cuenta la exergía química) para los diferentes estados.

Estado	a	a <sub>CH</sub>	A <sub>f</sub>
-	kJ/Kg	kJ/Kg	KW
W3	2,1	464,2	17287,6
W5	100,5	464,2	5540,8
W6	110,2	464,2	2479,6
W7	784,9	464,2	5392,6
W8	110,2	464,2	18812,5
W9	700,4	464,2	5027,9
W10	121,6	464,2	19186,2
W11	121,6	464,2	19186,2
W12	0,0	0,0	0,0
W13	393,8	464,2	28102,9
W14	413,9	464,2	28761
W15	1081,8	464,2	50637,12
W16	1061,6	464,2	49974,9
S1	1548,4	464,2	65921,6
S5	819,2	464,2	5540,8
G5	305,5	6,7	64941,4
G6	217,2	6,7	46564,8
G7	96,8	6,7	21531,5
G8	50,3	6,7	11847,7
G9	47,2	6,7	11202,9
G10	31,3	6,7	7900,3
G11	9,0	6,7	3266,1
R1	16,6	464,2	22704,2
R2	100,5	464,2	26665,7
R3	100,5	464,2	5732,1
R4	100,5	464,2	5732,5

Tabla 2.20 Valores de exergía física, química y de flujo para cada uno de los estados del HRSG.

La siguiente tabla (Tabla 2.21) muestra el valor de la destrucción de exergía de cada equipo de la caldera, así como la destrucción total en la misma y la de cada etapa de presión. A su vez, se muestra el parámetro A, que representa el tanto por ciento correspondiente a cada destrucción de exergía frente al total en la caldera; así como el valor del rendimiento exergético de cada volumen de control.

Volumen de control	$\dot{A}_D$ [MW]	A %	$\eta_e$ %
<b>HRSG</b>	8	-	87,8
<b>Etapa Alta P.</b>	6,4	80	88,0
<b>Etapa Baja P.</b>	1,6	20	82,3
<b>Economizador Alta</b>	0,8	≈10	92,1
<b>Evaporador Alta</b>	3,2	≈42	87,4
<b>Sobrecalentador Alta</b>	2,4	≈31	86,8
<b>Economizador Baja</b>	0,7	≈9	85,5
<b>Evaporador Baja</b>	0,4	≈5	88,0
<b>Sobrecalentador Baja</b>	0,1	≈1	79,5
<b>Bomba Recirculación</b>	$8,5 \cdot 10^{-5}$	≈0,001	82,8
<b>Bomba alta presión</b>	$7,6 \cdot 10^{-2}$	≈1	83,0

Tabla 2.21 Destrucción de exergía de cada equipo del HRSG, porcentaje respecto a la destrucción neta del ciclo y respecto a la exergía de flujo del combustible y rendimiento exergético.

A continuación se muestra un imagen (Figura 2.18) extraída de la hoja Excel correspondiente donde se aprecian los resultados y ecuaciones empleadas en el análisis exergético del HRSG (Caldera completa, parte de alta presión y de baja presión).

Exergy Balance for HRSG		Exergy Balance for L.P. Stage HRSG		Exergy Balance for H.P. Stage HRSG	
$\dot{A}_{fW2} - (\dot{A}_{fS1} + \dot{A}_{fS5}) + \dot{A}_{fG8} - \dot{A}_{fG11} + \dot{A}_{WRP} + \dot{A}_{WLPP} - \dot{A}_D = 0$		$\dot{A}_{fW2} - (\dot{A}_{fW8} + \dot{A}_{fS5}) + \dot{A}_{fG8} - \dot{A}_{fG11} - \dot{A}_D = 0$		$\dot{A}_{fW10} - \dot{A}_{fS1} + \dot{A}_{fG8} - \dot{A}_{fG8} - \dot{A}_D = 0$	
AfW3 (kW)	17287,6	AfW3 (kW)	17287,6	AfW10 (kW)	19186,2
AfS5 (kW)	5540,81	AfW8 (kW)	18812,49	AfS1 (kW)	65921,6
AfS1 (kW)	65921,6	AfS5 (kW)	5540,81	AfG5 (kW)	64941,4
AfG5 (kW)	64941,4	AfG8 (kW)	11847,7	AfG8 (kW)	11847,7
AfG11 (kW)	3266,14	AfG11 (kW)	3266,14		
AwRP (kW)	0,49253	Ad (kW)	1515,87	Ad (kW)	6358,21
AwLPP (kW)	449,94	Ad (MW)	1,5	Ad (MW)	6,4
Ad (kW)	7950,84	L.P. Stage HRSG Exergetic Performance		H.P. Stage HRSG Exergetic Performance	
Ad (MW)	8,0	$\eta_{LPHRSG} = (\dot{A}_{fW8} + \dot{A}_{fS5} - \dot{A}_{fW2}) / (\dot{A}_{fG8} - \dot{A}_{fG11})$		$\eta_{HPHRSG} = (\dot{A}_{fS1} - \dot{A}_{fW10}) / (\dot{A}_{fG5} - \dot{A}_{fG8})$	
HRSG Exergetic Performance		$\eta_{LPHRSG}$	0,823	$\eta_{HPHRSG}$	0,880
$\eta_{HRSG} = (\dot{A}_{fS1} + \dot{A}_{fS5} - \dot{A}_{fW2}) / (\dot{A}_{fG5} - \dot{A}_{fG11})$					
$\eta_{HRSG}$	0,878				

Figura 2.18 Extracto de la hoja "Exergetic Analysis HRSG" donde se recogen las ecuaciones y resultados más representativos obtenidos durante el análisis exergético de la caldera de recuperación.

Los resultados obtenidos satisfacen que todos los valores de destrucción de exergía son mayores que 0.

La destrucción de exergía total no es demasiado elevada (8 MW), presentando la caldera una eficiencia elevada (88%). El mayor porcentaje de destrucción de exergía se concentra en la etapa de alta presión (80%), más concretamente en el evaporador y el sobrecalentador de alta presión (42% y 31% respectivamente). Lo cual se justifica por la irreversibilidad debida al gradiente de temperatura entre el vapor y los gases de escape en esta zona de la caldera.

Debido a los consumos relativamente bajos de las bombas de alta presión y recirculación la destrucción de exergía es bastante baja, obteniendo rendimientos elevados (82,8% y 83,0% para la bomba de recirculación y la bomba de alta presión respectivamente).

### 2.8.4 Resultados del análisis del ciclo de vapor

En este apartado se mostraran los resultados obtenidos del estudio del ciclo de vapor, así como algunas imágenes extraídas de la hoja Excel correspondiente. Para facilitar la identificación de los estados, a continuación se muestra un esquema del ciclo de estudio (*Figura 2.19*).

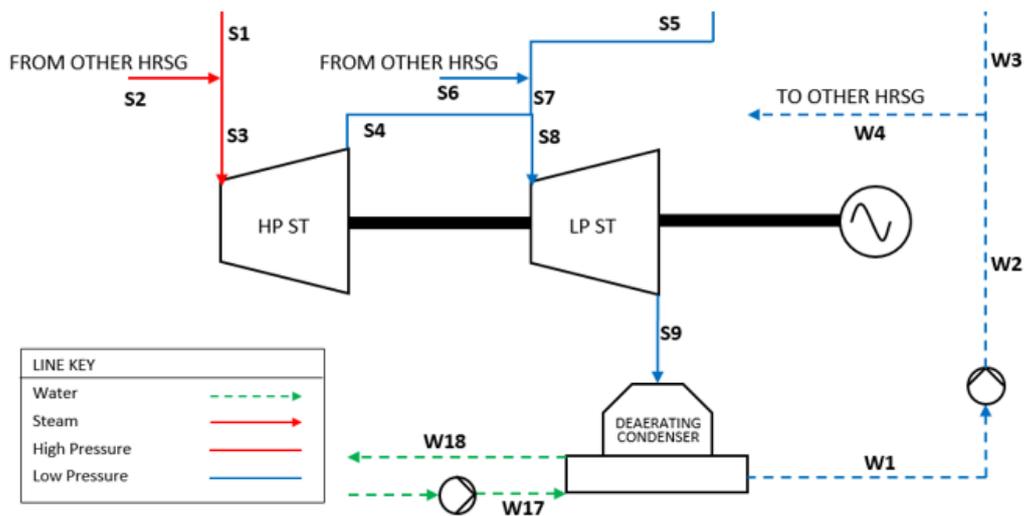


Figura 2.19 Esquema del ciclo de vapor de estudio. Elaboración propia.

A continuación se presenta una tabla (*Tabla 2.22*) en la que se recogen los valores de presión, temperatura y caudal másico para los diferentes estados del ciclo de vapor que se han analizado.

Estado	Presión	Temperatura	Caudal másico	Caudal másico
-	bar	°C	Kg/s	T/h
S1	90,0	570,0	32,8	117,9
S2	90,0	570,0	32,8	117,9
S3	90,0	570,0	65,5	235,8
S4	6,0	232,4	65,5	235,8
S5	6,0	210,0	4,3	15,5
S6	6,0	210,0	4,3	15,5
S7	6,0	210,0	8,6	31,1
S8	6,0	229,8	74,1	266,9
S9	0,0563	35,0	74,1	266,9
W17	-	22,0	5425,1	19530,2
W18	-	27,0	5425,1	19530,2
W1	0,0563	35,0	74,1	266,9
W2	6,7	35,1	74,1	266,9
W3	6,7	35,1	37,1	133,5
W4	6,7	35,1	37,1	133,5

Tabla 2.22 Presión, temperatura y caudal másico de cada estado del ciclo de vapor obtenido de análisis.

Se presenta una tabla (Tabla 2.23) con la potencia producida por la turbina de vapor, la potencia que aporta la turbina de alta y baja presión y su porcentaje respecto al total. También se incluye en la tabla la potencia consumida por la bomba de baja presión (BBP).

Equipo	Potencia [MW]	Porcentaje respecto al total producido
<b>Turbina de vapor</b>	88,34	100,0
<b>Turbina de alta presión</b>	41,96	47,5
<b>Turbina de baja presión</b>	46,39	52,5
<b>BBP</b>	65,56 [KW]	-

Tabla 2.23 Potencia de los distintos equipos del ciclo de vapor. Porcentaje de potencia producida por cada etapa de la turbina de vapor respecto al total producido.

Los resultados obtenidos para la potencia producida por la turbina de vapor son bastante buenos, teniendo en cuenta que en una instalación de estas características, la potencia producida por la turbina de vapor es similar a la producida en cada turbina de gas (~80MW). El consumo de la bomba de baja presión también se encuentra dentro de los valores característicos para este tipo de equipos.

A continuación se muestra un imagen (Figura 2.20) extraída de la hoja de cálculo correspondiente donde se muestran diferentes parámetros calculados durante el análisis, así como las ecuaciones empleadas para ello.

Calculations				
Isoentropic HPST Enthalpy		Outlet HPST Enthalpy		
$h_{s4s}(P_{s4}; S_{s3})$		$h_{s4} = h_{s3} - \eta_{sT}(h_{s3} - h_{s4s})$		
2807,50 kJ/Kg		2920,52 kJ/Kg		
Inlet LPST Enthalpy		Saturation Pressure for Condenser		
$h_{s8} = (\dot{m}_{HPST} \times h_{s4} + \dot{m}_{LPST} \times h_{s7}) / \dot{m}_{steam}$		$P_{s9}(T_{cond}; q = 0)$		
2914,92 kJ/Kg		0,0563 bar		
Vapor Cond. Entropy	Vapor Cond. Entropy	Isoentropic Vapor Quality		
$S_{s9g}(T_{cond}; q = 1)$	$S_{s9f}(T_{cond}; q = 0)$	$q_{s9s} = (S_{s8} - S_{s9f}) / (S_{s9g} - S_{s9f})$		
8,3518 kJ/Kg-K	0,5052 kJ/Kg-K	0,84 -		
Isoentropic LPST Enthalpy		Outlet LPST Enthalpy		Especific Volumen
$h_{s9s}(P_{s9}; q_{s9s})$		$h_{s9} = h_{s8} - \eta_{sT}(h_{s8} - h_{s9s})$		$v_{w1}(P; q)$
2178,86 kJ/Kg		2289,27 kJ/Kg		0,0010 m <sup>3</sup> /Kg
Isoentropic Pump Enthalpy		Outlet Pump Enthalpy		
$h_{w2s} = h_{w1} + v_{w1} \times (p_{w2} - p_{w1})$		$h_{w2} = h_{w1} + (h_{w2s} - h_{w1}) / \eta_{pump}$		
147,31 kJ/Kg		147,53 kJ/Kg		
Sea Water Flow		Steam Turbine Power		
$\dot{m}_{sw} = \dot{m}_{steam} \times (h_{w1} - h_{s9}) / (h_{w17} - h_{w18})$		$W_{sT} = \dot{m}_{HPST}(h_{s3} - h_{s4}) + \dot{m}_{LPST}(h_{s8} - h_{s9})$		
5425,06 Kg/s		88,34 MW		
Low Pressure Pump Power				
$W_{LPP} = \dot{m}_{steam}(h_{w2} - h_{w1})$				
65,558 KW				

Figura 2.20 Extracto de la hoja "Steam Cycle Analysis" donde se recogen las ecuaciones y resultados empleados durante el análisis energético del ciclo de vapor.

Pasando al análisis exergético del ciclo de vapor, en la siguiente tabla (Tabla 2.24) se detallan los valores de exergía física y exergía de flujo para los diferentes estados. Para este análisis no tiene sentido el uso de la exergía química pues esta permanece constante en todos los balances que se aplican.

Estado	a	A <sub>f</sub>
-	kJ/kg	kW
S1	1548,4	50717,1
S2	1548,4	50717,1
S3	1548,4	101434,3
S4	838,8	54946,4
S5	819,2	3536,7
S6	819,2	3536,7
S7	819,2	7073,5
S8	836,4	62015
S9	105,7	7840,5
W1	1,5	108
W2	2,1	158
W3	2,1	79
W4	2,1	79
W17	-0,1	-530,8
W18	0,2	1342,5

Tabla 2.24 Valores de exergía física y de flujo para cada uno de los estados del ciclo de vapor.

La siguiente tabla (Tabla 2.25) muestra el valor de la destrucción de exergía de cada equipo del ciclo de vapor. Se indica la destrucción total de la turbina y de cada una de sus etapas de presión. A su vez, se muestra el parámetro A, que representa el tanto por ciento correspondiente a cada destrucción de exergía frente al total en el ciclo (se considera en el ciclo la turbina de vapor, el condensador y la bomba, sin tenerse en cuenta el HRSG); y el parámetro B, el cual representa el tanto por ciento correspondiente a la destrucción de cada etapa de presión de la turbina frente al total del equipo; así como el valor del rendimiento exergético de cada volumen de control.

Volumen de control	$\dot{A}_D$ [MW]	A %	B %	$\eta_e$ %
<b>Ciclo Vapor</b>	≈18,2	-	-	81,4
<b>Turbina</b>	12,3	67,7	-	87,8
<b>E. Alta</b>	4,5	24,9	37	90,3
<b>E. Baja</b>	7,8	42,8	63	85,6
<b>Condensador</b>	5,9	32,2	-	24,2
<b>Bomba alimentación</b>	1,6·10 <sup>-2</sup>	0,1	-	76,2

Tabla 2.25 Destrucción de exergía de cada equipo del ciclo de vapor, porcentaje respecto a la destrucción neta del ciclo y respecto a la destrucción de exergía de la turbina en conjunto y rendimiento exergético.

Se muestra ahora una imagen (Figura 2.21) extraída de la hoja de cálculo correspondiente donde se muestran los balances de exergía realizados en la turbina de vapor, así como los resultados obtenidos.

Exergy Balance for S. Turbine		Exergy Balance for H.P. S. Turbine		Exergy Balance for L.P. S. Turbine	
$\dot{A}_{f_{S3}} + \dot{A}_{f_{S7}} - \dot{A}_{f_{S9}} - \dot{A}_W - \dot{A}_D = 0$		$\dot{A}_{f_{S3}} - \dot{A}_{f_{S4}} - \dot{A}_{WHP} - \dot{A}_D = 0$		$\dot{A}_{f_{S8}} - \dot{A}_{f_{S9}} - \dot{A}_{WLP} - \dot{A}_D = 0$	
AfS3 (kW)	101434	AfS3 (kW)	101434	AfS8 (kW)	62015
AfS7 (kW)	7073,49	AfS4 (kW)	54946,4	AfS9 (kW)	7840,5
AfS9 (kW)	7840,5	Aw (kW)	41956,3	Aw (kW)	46387
Aw (kW)	88343,3				
Ad (kW)	12323,9	Ad (kW)	4531,55	Ad (kW)	7787,5
Ad (MW)	12,3	Ad (MW)	4,5	Ad (MW)	7,8
S. Turbine Exergetic Performance		S. Turbine Exergetic Performance		S. Turbine Exergetic Performance	
$\eta_{ST} = \dot{A}_W / (\dot{A}_{f_{S3}} + \dot{A}_{f_{S7}} - \dot{A}_{f_{S9}})$		$\eta_{STHP} = \dot{A}_{WHP} / (\dot{A}_{f_{S3}} - \dot{A}_{f_{S4}})$		$\eta_{STLP} = \dot{A}_{WLP} / (\dot{A}_{f_{S8}} - \dot{A}_{f_{S9}})$	
$\eta_{ST}$	0,878	$\eta_{STHP}$	0,903	$\eta_{STLP}$	0,856
Total exergetic performance					
$\eta_{SC} = \dot{A}_W / (\dot{A}_{f_{S3}} + \dot{A}_{f_{S7}})$					
$\eta_{SC}$	0,814				

Figura 2.21 Extracto de la hoja "Exergetic Analysis Steam" donde se recogen las ecuaciones y resultados obtenidos durante el análisis exergético de la turbina de vapor.

Se comprueba que la destrucción de exergía total del ciclo de vapor no es demasiado elevada (18,2 MW). El rendimiento exergético total del ciclo se fija en un 81,4%, el cual es un valor típico en este tipo de instalaciones.

Como se puede observar, la destrucción de exergía de la turbina de vapor (12,3 MW) representa el 67,7% de la destrucción total del ciclo, mientras que el condensador y la bomba de alimentación representan porcentajes menores (32,2% y 0,1% respectivamente).

Los rendimientos de la turbina y de la bomba son relativamente altos (87,8% y 76,2% respectivamente), mientras que el del condensador se fija en tan solo un 24,2%. Esto se debe a la escasa exergía que posee el agua condensada frente a los vapores extraídos en la turbina, así como al escaso incremento de temperatura en el agua de refrigeración. Todo ello genera una destrucción de exergía de entorno al 75% de la potencia exergética introducida en el equipo.

### 2.8.5 Resultados del análisis del ciclo combinado

En esta sección se mostrarán los resultados obtenidos del análisis exergético del ciclo combinado al completo, es decir, incluyendo dentro del volumen de control los dos ciclos de gas, las dos calderas de recuperación y el ciclo de vapor.

En la siguiente tabla (*Tabla 2.26*) se muestran los valores de destrucción de exergía para el ciclo combinado al completo, así como para las distintas partes que lo componen. Se incluye además, el parámetro A el cual representa el porcentaje de destrucción de exergía que representa cada parte respecto a la destrucción de exergía total de la instalación. También se detalla el rendimiento exergético.

Volumen de control	$\dot{A}_D$ [MW]	A %	$\eta_e$ %
<b>Ciclo Combinado</b>	196	-	54,9
<b>Ciclo de Gas (x2)</b>	81	41,3	35,0
<b>Ciclo de vapor</b>	18	9,2	81,4
<b>HRSG (x2)</b>	8	4,1	87,8

*Tabla 2.26 Destrucción de exergía de cada equipo del ciclo combinado, porcentaje de destrucción de exergía de cada parte respecto a la destrucción neta del ciclo combinado y rendimiento exergético.*

Se muestra ahora una imagen (*Figura 2.22*) extraída de la hoja de cálculo correspondiente donde se muestran las ecuaciones empleadas y los resultados obtenidos.

Combined Cycle		Combined Cycle Exergetic Performance	
$2 \cdot (\dot{A}_{fG2} + \dot{A}_{fF1} - \dot{A}_{fG11} - \dot{A}_{WG}) - \dot{A}_{WS} + \dot{A}_{fW17} - \dot{A}_{fW18} - \dot{A}_D = 0$		$\eta_{c.Cycle} = (\dot{A}_{WS} + 2 \cdot \dot{A}_{WG}) / ((\dot{A}_{fG2} + \dot{A}_{fF1}) \cdot 2)$	
Af G2 (kW)	314,62	$\eta_{CCycle}$	0,549
Af F1 (kW)	225966		
Af G11 (kW)	3266,14		
AwG (kW)	80000		
AwS (kW)	88343,3		
Af W17 (kW)	2517816		
Af W18 (kW)	2519690		
Ad (kW)	195811		
Ad (MW)	196		

Figura 2.22 Extracto de la hoja "Exergetic Analysis C. Cycle" donde se recogen las ecuaciones y resultados obtenidos durante el análisis exergético del ciclo combinado.

Como se puede observar, el ciclo combinado presenta un rendimiento exergético del 54,9%. Mientras que el ciclo de vapor presenta un rendimiento del 81,4% y las calderas de recuperación uno del 87,8%, los ciclos de vapor tienen una eficiencia de tan solo un 35%. Este produce que el rendimiento global de la instalación presente un rendimiento menor que el del ciclo de vapor o las calderas.

A la vista de los resultados expuestos, se aprecia cómo un 41,3% de la destrucción de exergía total del ciclo combinado se produce en cada una de las turbinas de gas. Este hecho resalta nuevamente la ineficiencia de los ciclos de gas. Por otro lado, se puede comprobar como en el ciclo de vapor y en cada una de las calderas de recuperación se destruye tan solo un 9,2% y un 4,1% de la destrucción total del ciclo respectivamente. Se trata, por lo tanto, de sistemas más eficientes.

## 2.8.6 Resultados del análisis de sensibilidad

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos tras modificar alguna de las variables del ciclo combinado, las cuales fueron nombradas con anterioridad la sección [2.7 Desarrollo del estudio](#) de esta memoria.

### 2.8.6.1 Variación de la temperatura de entrada a la turbina de alta presión

En la siguiente tabla (Tabla 2.27) se recogen los valores de destrucción de exergía y rendimiento exergético para el HRSG, el ciclo de vapor y el ciclo combinado cuando se modifica la temperatura de entrada a la turbina de alta presión. También se incluye el rendimiento térmico del ciclo de vapor y del ciclo combinado. El incremento de temperatura será de 10°C. Los valores de presión a la entrada de la turbina (90 bar y 6 bar) y la temperatura a la entrada de la turbina de baja presión (210°C) se mantienen constantes.

Variable	HRSG		Ciclo Vapor			Ciclo combinado		
Temperatura	Ad	$\eta_{ex}$	Ad	$\eta_{ex}$	$\eta_{term}$	Ad	$\eta_{ex}$	$\eta_{term}$
°C	MW	%	MW	%	%	MW	%	%
610,0	7,70	88,2	18,00	81,70	36,69	195,15	55,0	56,08
600,0	7,77	88,1	18,04	81,63	36,62	195,32	55,0	56,04
590,0	7,83	88,0	18,09	81,56	36,55	195,48	55,0	56,00
580,0	7,89	87,9	18,14	81,49	36,48	195,65	54,9	55,97
570,0	7,95	87,8	18,20	81,42	36,41	195,81	54,9	55,93
560,0	8,01	87,8	18,26	81,34	36,34	195,97	54,8	55,89
550,0	8,07	87,7	18,31	81,26	36,27	196,14	54,8	55,85
540,0	8,12	87,6	18,38	81,18	36,21	196,29	54,8	55,82
530,0	8,17	87,5	18,44	81,10	36,14	196,45	54,7	55,78

Tabla 2.27 Destrucción de exergía, rendimiento exergético y térmico de la caldera de recuperación, del ciclo de vapor y del ciclo combinado en función de la temperatura de entrada a turbina de AP.

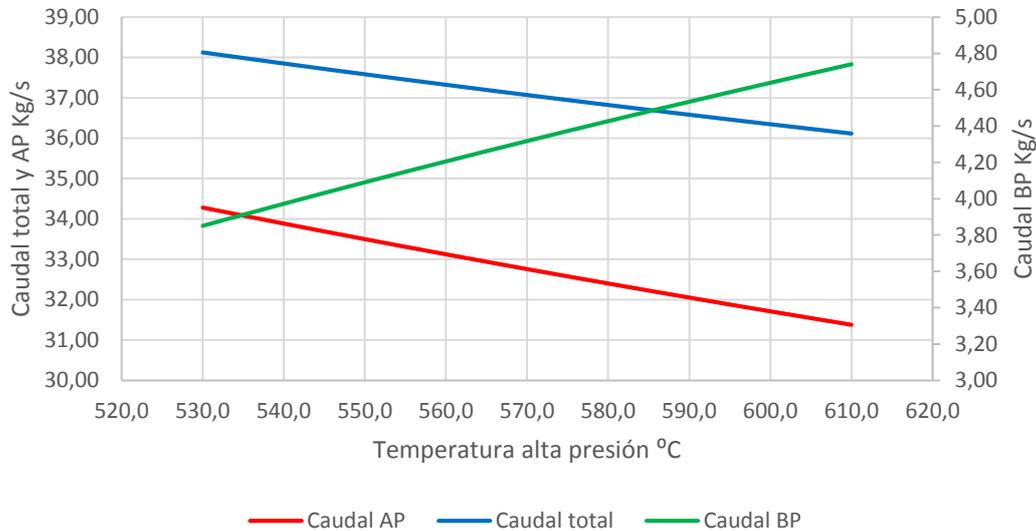
A continuación se incluye otra tabla (Tabla 2.28) donde se indican los caudales de alta presión, baja presión, recirculación y total de vapor en función a la variación de temperatura.

Variable	Caudal de AP	Caudal de BP	Caudal de recirculación	Caudal total de vapor
Temperatura				
°C	Kg/s	Kg/s	Kg/s	Kg/s
610,0	31,37	4,74	11,11	36,11
600,0	31,71	4,64	10,88	36,35
590,0	32,05	4,53	10,64	36,58
580,0	32,40	4,43	10,40	36,82
570,0	32,75	4,32	10,15	37,07
560,0	33,12	4,20	9,90	37,32
550,0	33,50	4,09	9,64	37,59
540,0	33,88	3,97	9,37	37,85
530,0	34,28	3,85	9,09	38,13

Tabla 2.28 Caudal de AP, BP, recirculación y total en función a la temperatura de entrada a la turbina de alta presión.

Para una mejor comprensión de los resultados obtenidos, se adjuntan las siguientes gráficas.

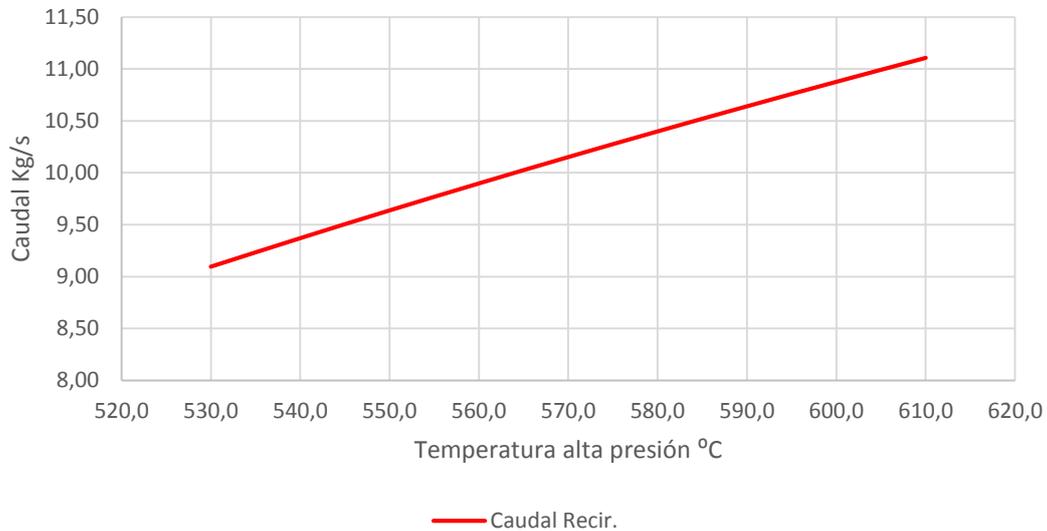
## Caudales de vapor



Gráfica 2.1 Relación entre los caudales de AP, BP y total y la temperatura de entrada a la turbina de alta presión.

Como puede observarse en la *Gráfica 2.1*, a medida que se aumenta la temperatura a la salida de la caldera de recuperación (alta presión), disminuye el caudal de vapor a alta presión. Esto se debe a que para poder conseguir una mayor temperatura a la entrada de la turbina de alta presión se debe reducir el caudal másico, de manera que se produzca una mayor concentración de calor por cada kilo de vapor que atraviesa el sobrecalentador (mayor calor sensible). Al aumentar la temperatura en la parte de alta presión de la caldera de recuperación (asociado a un menor caudal), la temperatura de los gases de escape a la entrada de la parte de baja presión de la caldera aumenta (estado G8), y para poder mantener la temperatura fija de entrada a la turbina de baja (estado S5 a 210°C) es necesario un aumento del caudal de baja presión. Evidentemente, como la disminución del caudal de alta presión es mayor que el aumento del caudal de baja presión, el caudal total producido se reduce.

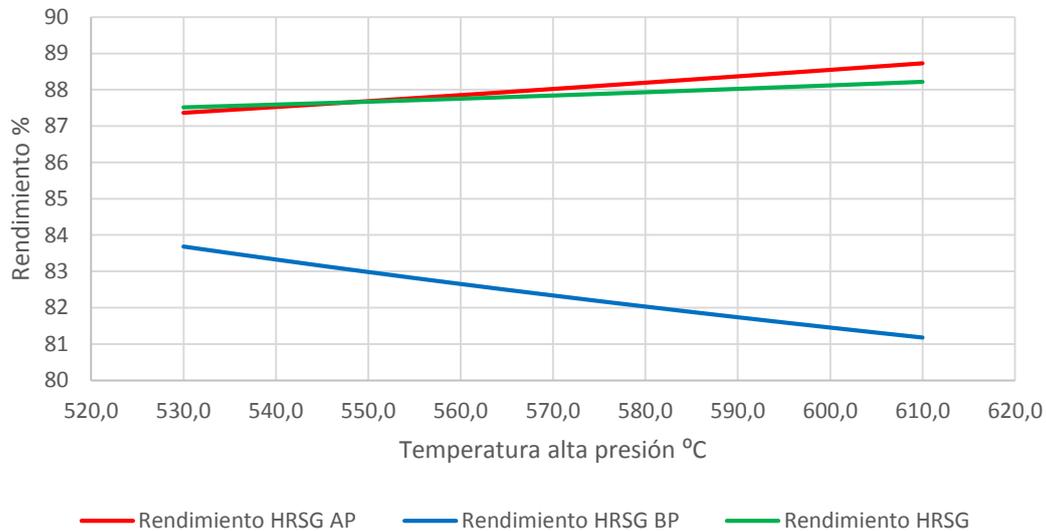
## Caudal de Recirculación



Gráfica 2.2 Representación del caudal de recirculación frente a la temperatura.

El aumento del caudal de recirculación (*Gráfica 2.2*) se debe a la disminución del caudal de vapor que se genera. Para el estudio del ciclo combinado, la temperatura de los gases de escape a la salida del evaporador (estado G10) está fijada por el Pinch point y la temperatura en el calderín de baja presión, mientras que la temperatura de los gases de escape se fija en 95°C para evitar la condensación de sustancias no deseadas. La temperatura en el calderín de baja presión no varía significativamente con el aumento del caudal de baja presión (según se puede observar de los resultados obtenidos) por lo que se puede decir que su valor es constante. De esta manera, el salto de temperatura en el economizador de baja presión es el mismo y por lo tanto, el caudal de agua total que lo atraviesa debe ser el mismo para todos los casos. Por lo tanto, al reducirse el caudal de vapor generado, se deberá aumentar el de recirculación para garantizar el salto de temperatura.

### Rendimiento exergético del HRSG



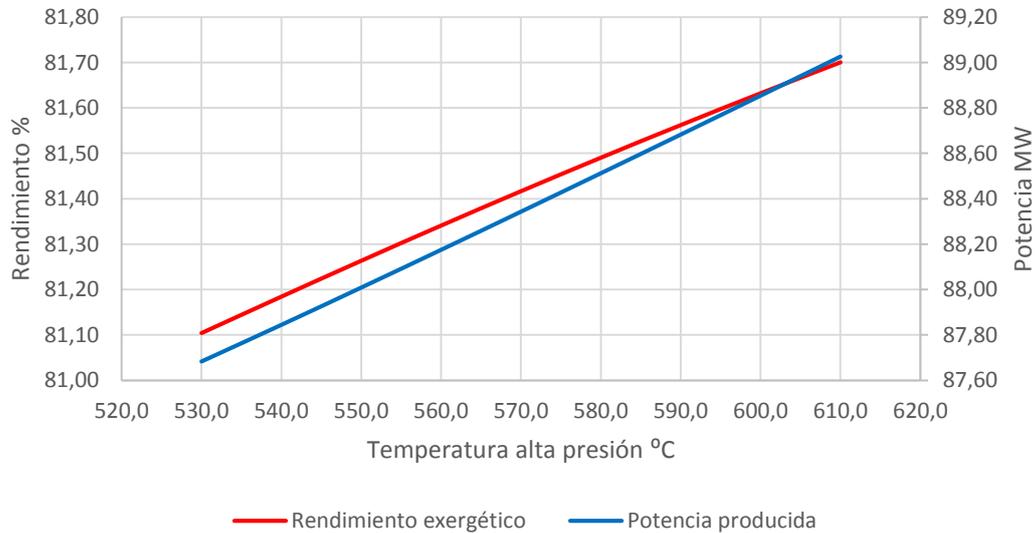
Gráfica 2.3 Relación del rendimiento exergético del HRSG y la temperatura de entrada a la turbina de alta presión.

Si se observa la *Gráfica 2.3* se comprueba que el rendimiento exergético de la caldera de recuperación aumenta. Esto es debido al aumento de caudal de baja presión, lo cual implica un aumento de la exergía en dicho punto. Al aumentar la temperatura de entrada a la turbina de alta presión, también aumenta la exergía de flujo de dicho punto, sin embargo, la disminución de caudal provoca que la exergía de estado disminuya. El efecto del aumento del caudal de baja presión es mucho más acentuado que la disminución del caudal de alta presión, por lo que a la hora de calcularse el rendimiento exergético, la exergía obtenida en el producto es mayor, lo que implica un aumento del rendimiento.

Para la sección de alta presión, el aumento de rendimiento se consigue gracias a que la temperatura de los gases de escape a la salida del economizador de alta presión es mayor, siendo mayor la exergía de flujo en dicho punto y con lo cual, la exergía del recurso disminuye. Como el efecto de disminuir el caudal de alta presión se acentúa poco, la exergía del producto se reduce más lentamente que la del recurso, aumentando así el rendimiento exergético.

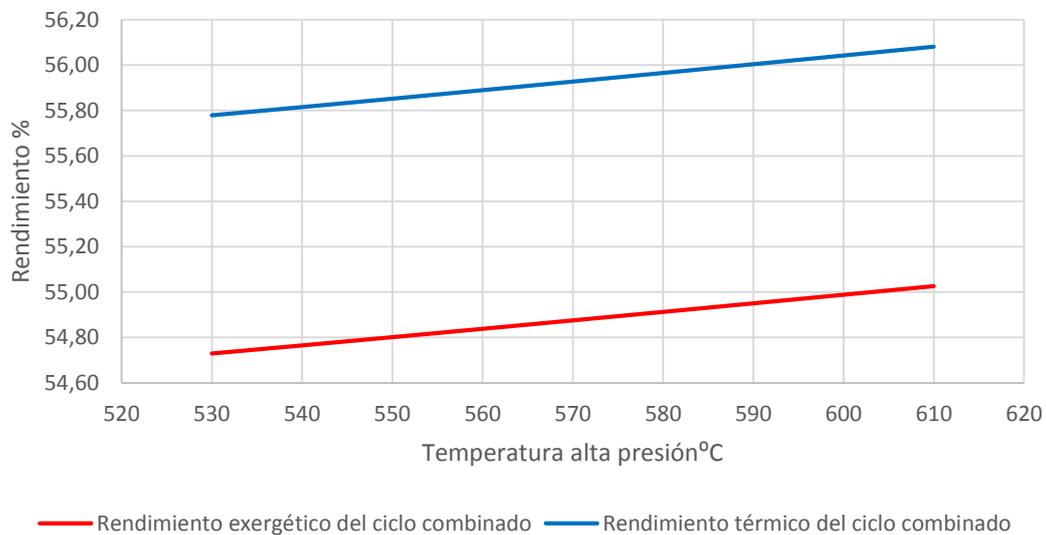
En la sección de baja presión el rendimiento disminuye por el efecto contrario a lo ocurrido en la sección de alta presión. El incremento de la exergía del recurso aumenta de forma más rápida, debido al incremento de temperatura de los gases de escape a la salida del economizador de alta presión (lo que implica un aumento de la exergía de flujo en dicho punto), que la exergía del producto. De esta forma el denominador de la expresión del rendimiento exergético crece, obteniéndose resultados para el rendimiento cada vez menores.

### Ciclo de vapor



Gráfica 2.4 Variación de rendimiento exergético y potencia producida en el ciclo de vapor respecto a la temperatura de entrada a la turbina de alta presión.

### Rendimientos del Ciclo Combinado



Gráfica 2.5 Variación del rendimiento exergético y térmico del ciclo combinado frente a la temperatura de entrada a la turbina de alta presión.

El aumento del rendimiento en la caldera de recuperación indica un mayor aprovechamiento del recurso, y por tanto, la potencia generada en la turbina de vapor crece tal y como muestran la *Gráfica 2.4*. Esto a su vez, provoca un aumento del rendimiento exergético del ciclo de vapor y como ambos rendimientos aumentan, el global de ciclo lo hace de la misma manera, tal y como indica la *Gráfica 2.5*. El rendimiento térmico del ciclo aumenta ligeramente como consecuencia de un mayor salto entálpico en la turbina de vapor

### 2.8.6.2 Variación de la temperatura de entrada a la turbina de baja presión

En la siguiente tabla (Tabla 2.29) se recogen los valores de destrucción de exergía y rendimiento exergético para el HRSG, el ciclo de vapor y el ciclo combinado cuando se modifica la temperatura de entrada a la turbina de baja presión. También se muestra el rendimiento térmico del ciclo de vapor y el ciclo combinado. El incremento de temperatura será de 10°C. Para este caso, los valores de presión a la entrada de la turbina de vapor y la temperatura de entrada a la turbina de alta presión se mantienen constantes (90 bar y 6 bar para la presión de alta y de baja respectivamente y 570°C para la temperatura de entrada a la turbina de alta)

Variable	HRSG		Ciclo Vapor			Ciclo combinado		
Temperatura °C	Ad MW	$\eta_{ex}$ %	Ad MW	$\eta_{ex}$ %	$\eta_{term}$ %	Ad MW	$\eta_{ex}$ %	$\eta_{term}$ %
170,0	7,95	87,8	18,24	81,4	36,43	195,85	54,9	55,94
180,0	7,95	87,8	18,22	81,4	36,43	195,84	54,9	55,94
190,0	7,95	87,8	18,21	81,4	36,43	195,83	54,9	55,94
200,0	7,95	87,8	18,20	81,4	36,43	195,82	54,9	55,94
210,0	7,95	87,8	18,20	81,4	36,43	195,81	54,9	55,94
220,0	7,95	87,8	18,20	81,4	36,43	195,80	54,9	55,94
230,0	7,94	87,9	18,19	81,4	36,43	195,79	54,9	55,94
240,0	7,94	87,9	18,19	81,4	36,43	195,78	54,9	55,94
250,0	7,93	87,9	18,20	81,4	36,43	195,77	54,9	55,94

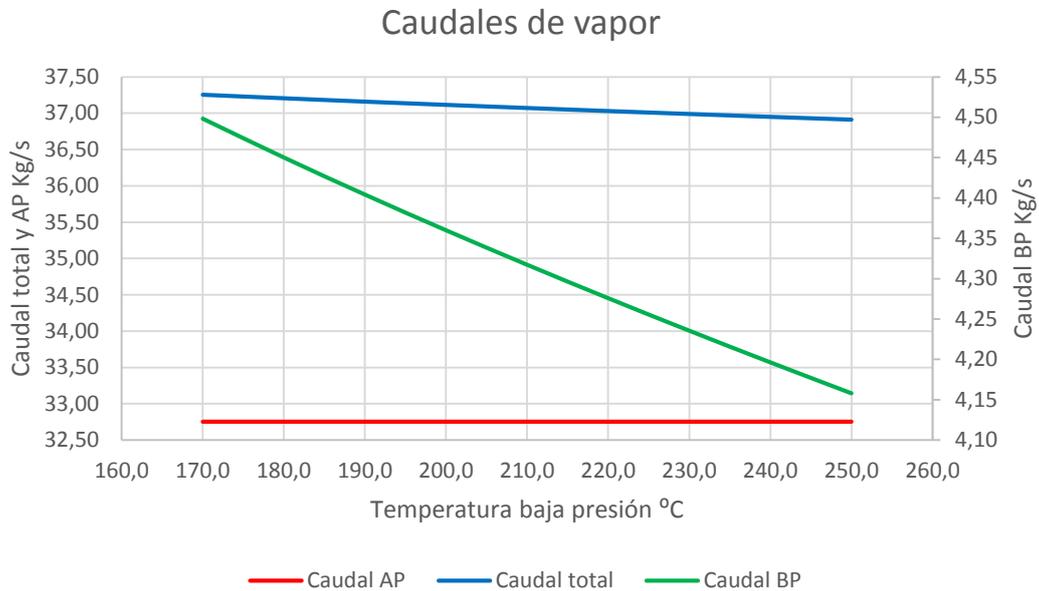
Tabla 2.29 Destrucción de exergía, rendimiento exergético y térmico de la caldera de recuperación y del ciclo combinado en función de la temperatura de entrada a turbina de BP.

A continuación se incluye otra tabla (Tabla 2.30) donde se indican los caudales de alta presión, baja presión recirculación y total de vapor en función a la variación de temperatura.

Variable	Caudal de AP	Caudal de BP	Caudal Recir.	Caudal total
Temperatura °C	Kg/s	Kg/s	Kg/s	Kg/s
170,0	32,75	4,50	9,97	37,25
180,0	32,75	4,45	10,02	37,20
190,0	32,75	4,40	10,06	37,16
200,0	32,75	4,36	10,11	37,11
210,0	32,75	4,32	10,15	37,07
220,0	32,75	4,28	10,19	37,03
230,0	32,75	4,24	10,23	36,99
240,0	32,75	4,20	10,27	36,95
250,0	32,75	4,16	10,31	36,91

Tabla 2.30 Caudal de AP, BP, recirculación y total en función a la temperatura de entrada a la turbina de baja presión.

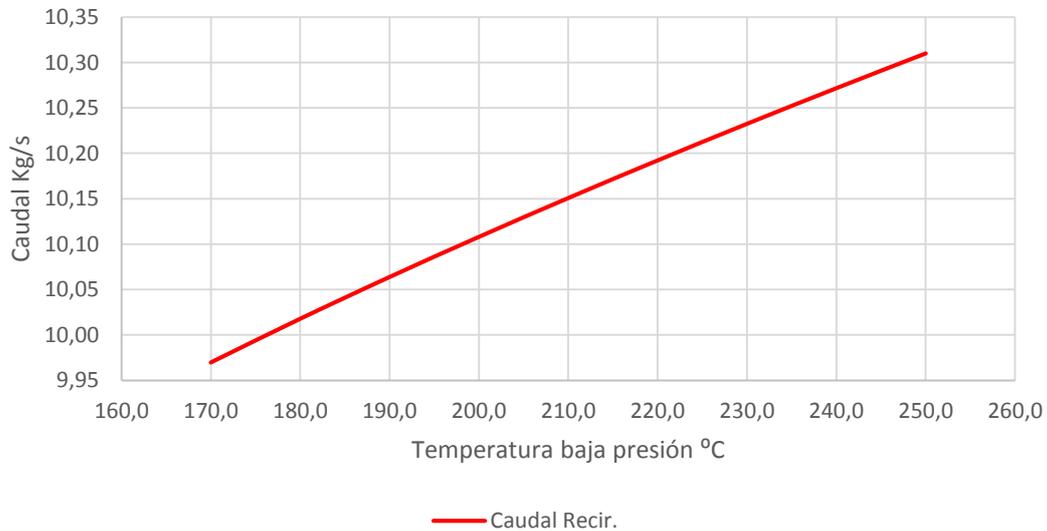
Para una mejor comprensión de los resultados obtenidos, se adjuntan las siguientes gráficas.



Gráfica 2.6 Relación entre los caudales de AP, BP y total y la temperatura de entrada a la turbina de baja presión.

Tal y como se indica en la *Gráfica 2.6* anterior, el caudal de alta presión permanece constante ya que la variable que se modifica en este caso no afecta a la sección de alta presión de la caldera de recuperación. Si afecta a la parte de baja presión. Al igual que ocurría en con el caudal de alta presión, para poder aumentar la temperatura del vapor manteniendo las características del foco caliente constante, es necesario reducir el caudal de vapor para que la energía calorífica que se cede se concentre (aumento del calor sensible), de manera que se obtenga una mayor temperatura.

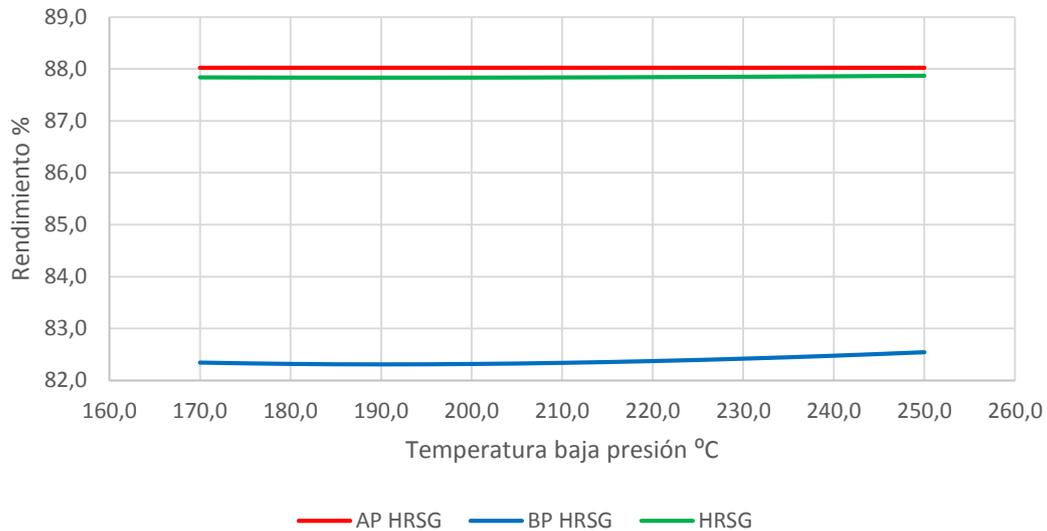
## Caudal de Recirculación



Gráfica 2.7 Representación del caudal de recirculación frente a la temperatura de entrada a la turbina de baja presión.

El aumento del caudal de recirculación (*Gráfica 2.7*) se debe a la disminución del caudal de baja presión. Para el estudio del ciclo combinado, la temperatura de los gases de escape a la salida del evaporador está fijada por el Pinch point y la temperatura en el calderín de baja presión, mientras que la temperatura de los gases de escape se fija en 95°C para evitar la condensación de sustancias no deseadas. La temperatura en el calderín no varía significativamente con la reducción del caudal por lo que se puede decir que su valor es constante. De esta manera, el salto de temperatura en el economizador de baja presión es el mismo y por lo tanto, el caudal de agua total que lo atraviesa debe ser el mismo para todos los casos. Se puede comprobar con los datos de la *Tabla 2.30* que la cantidad de caudal que se elimina del flujo de baja presión en el intervalo de estudio es la misma que gana el caudal de recirculación.

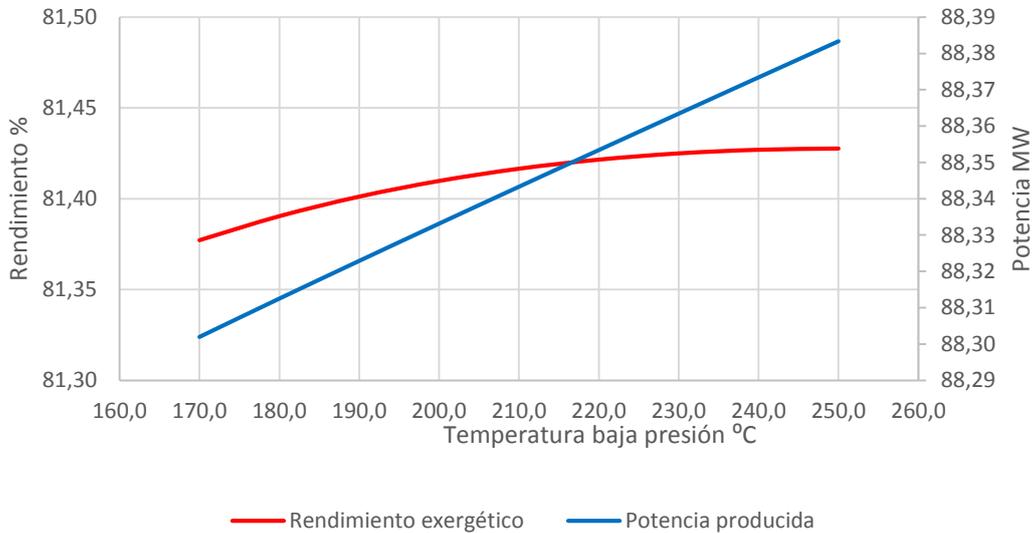
## Rendimiento exergético del HRSG



Gráfica 2.8 Relación del rendimiento exergético del HRSG y la temperatura de entrada a la turbina de baja presión.

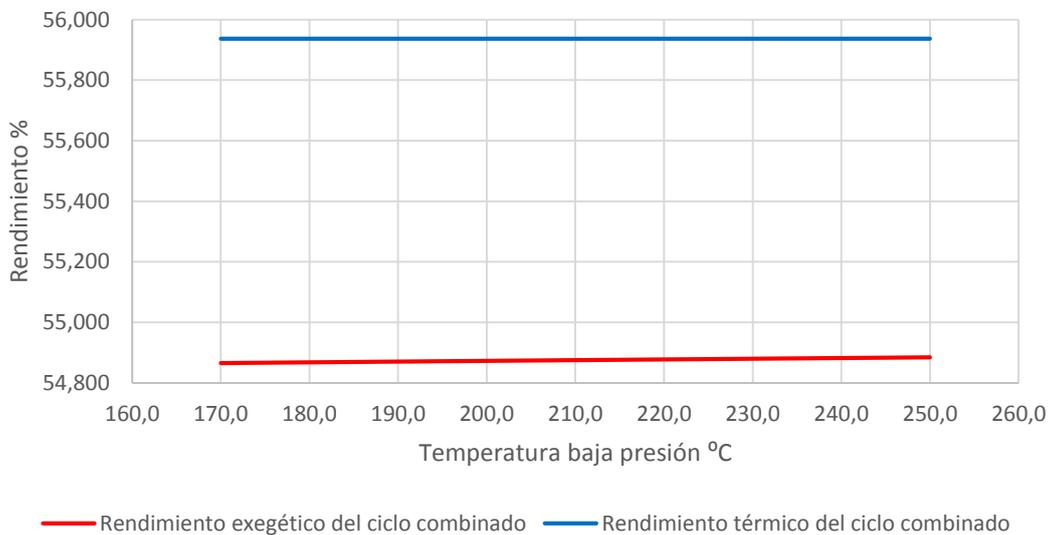
En la *Gráfica 2.8* se observa como el rendimiento exergético de la caldera de recuperación para a sección de alta presión no varía porque la variable que se modifica en este caso no afecta a esta parte. Para la sección de baja presión el rendimiento de la caldera de recuperación aumenta ligeramente debido a un mejor aprovechamiento del recurso (mayor concentración de calor) del mismo modo que aumenta cuando se modifica la temperatura de entrada a la turbina de alta presión, siendo el efecto menos acentuado en este caso. Como consecuencia del aumento del rendimiento exergético de la caldera de baja presión y de la invariabilidad en el rendimiento de la sección de alta presión, aumenta el rendimiento global del HRSG.

### Ciclo de vapor



Gráfica 2.9 Variación de rendimiento exergético y potencia producida en el ciclo de vapor respecto a la temperatura de entrada a la turbina de baja presión.

### Rendimientos del Ciclo Combinado



Gráfica 2.10 Variación del rendimiento exergético y térmico del ciclo combinado frente a la temperatura de entrada a la turbina de baja presión.

El aumento del rendimiento en la caldera de recuperación indica un mayor aprovechamiento del recurso, y por tanto, la potencia generada en la turbina de vapor crece tal y como muestran los resultados obtenidos en la *Gráfica 2.9*. Esto a su vez, provoca un aumento del rendimiento exergético del ciclo de vapor y como ambos rendimientos (HRSG y ciclo de vapor) aumentan, el rendimiento global de ciclo es mayor (aunque prácticamente inapreciable), tal y

como indica la *Gráfica 2.10*. En este caso, el rendimiento térmico del ciclo combinado se mantiene constante porque el salto entálpico en la turbina compensa la reducción del caudal.

### 2.8.6.3 Variación de la presión de entrada a la turbina de alta presión

En la siguiente tabla (*Tabla 2.31*) se recogen los valores de destrucción de exergía y rendimiento exergético para el HRSG, el ciclo de vapor y el ciclo combinado cuando se modifica la presión de entrada a la turbina de alta presión. También se incluye el rendimiento térmico del ciclo de vapor y el ciclo combinado. El incremento de presión será de 5 bar. Los valores de temperatura de entrada a turbina se mantienen constantes (570°C y 210°C) al igual que la presión a la entrada de la turbina de baja presión (6 bar).

Variable	HRSG		Ciclo Vapor			Ciclo combinado		
	Ad	$\eta_{ex}$	Ad	$\eta_{ex}$	$\eta_{term}$	Ad	$\eta_{ex}$	$\eta_{term}$
bar	MW	%	MW	%	%	MW	%	%
120,0	7,10	89,5	18,61	81,4	37,08	194,19	55,2	56,29
115,0	7,23	89,2	18,54	81,4	36,98	194,44	55,2	56,24
110,0	7,36	89,0	18,48	81,4	36,88	194,69	55,1	56,18
105,0	7,49	88,7	18,41	81,4	36,77	194,95	55,1	56,12
100,0	7,64	88,4	18,34	81,4	36,66	195,22	55,0	56,06
95,0	7,79	88,1	18,27	81,4	36,54	195,51	54,9	56,00
90,0	7,95	87,8	18,20	81,4	36,41	195,81	54,9	55,93
85,0	8,12	87,5	18,13	81,4	36,28	196,13	54,8	55,85
80,0	8,30	87,2	18,05	81,4	36,13	196,48	54,7	55,78

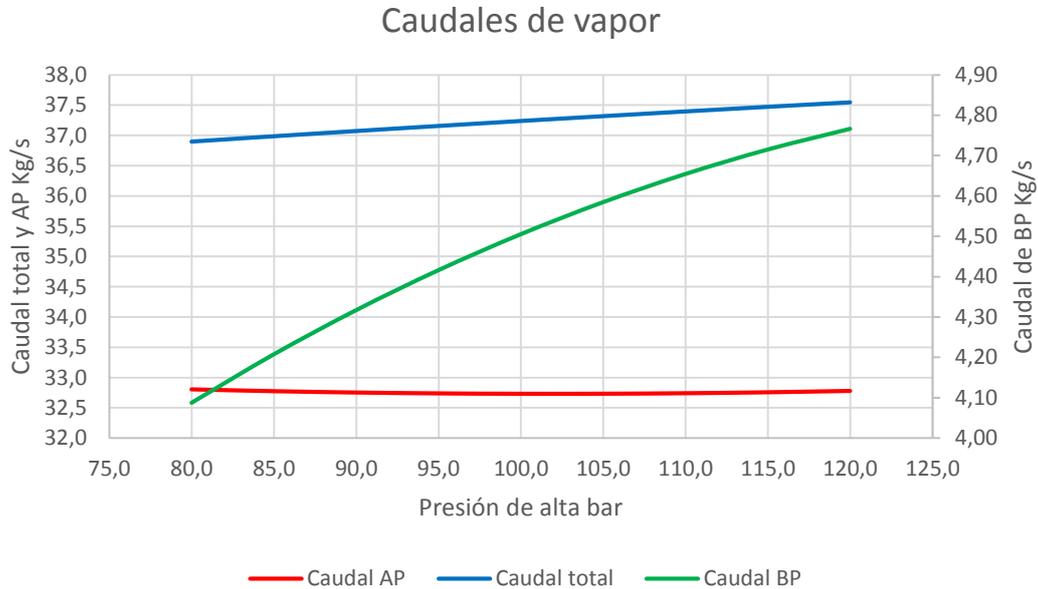
Tabla 2.31 Destrucción de exergía rendimiento exergético y térmico de la caldera de recuperación, del ciclo de vapor y del ciclo combinado en función de la presión de entrada a la turbina de AP.

A continuación se incluye otra tabla (*Tabla 2.32*) donde se indican los caudales de alta presión, baja presión, recirculación y total de vapor en función a la variación de la presión.

Variable	Caudal AP	Caudal BP	Caudal Recir.	Caudal total
Presión				
bar	Kg/s	Kg/s	Kg/s	Kg/s
120,0	32,78	4,77	9,67	37,55
115,0	32,76	4,72	9,75	37,47
110,0	32,74	4,65	9,83	37,40
105,0	32,73	4,58	9,90	37,32
100,0	32,73	4,51	9,98	37,24
95,0	32,74	4,42	10,07	37,16
90,0	32,75	4,32	10,15	37,07
85,0	32,78	4,21	10,24	36,98
80,0	32,81	4,09	10,33	36,90

Tabla 2.32 Caudal de AP, BP, recirculación y total en función a la presión de entrada a la turbina de alta presión.

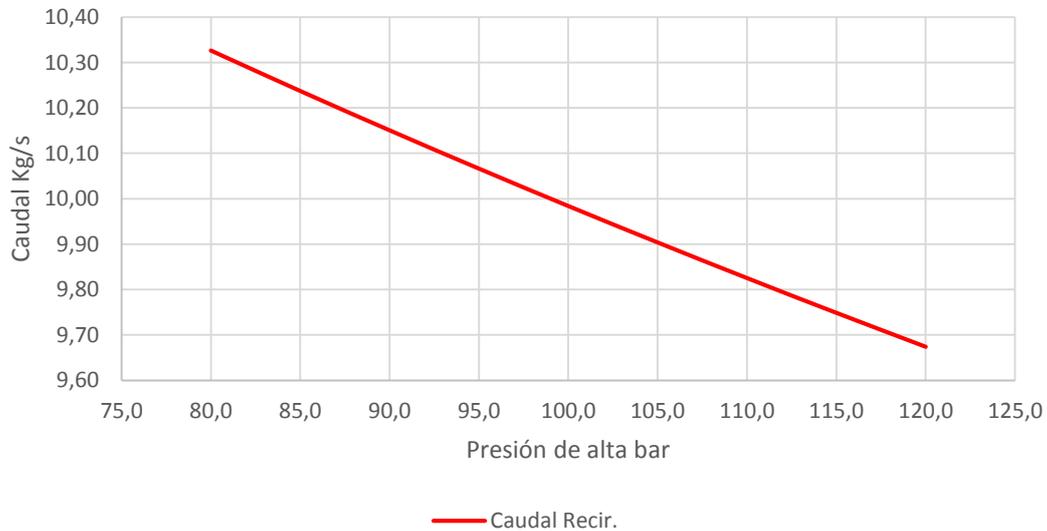
Para una mejor comprensión de los resultados obtenidos, se adjuntan las siguientes gráficas.



Gráfica 2.11 Relación entre los caudales de AP, BP y total y la presión de entrada a la turbina de alta presión.

Tal y como se muestra en la *Gráfica 2.11*, el caudal de vapor de baja presión aumenta debido al efecto que tiene el aumento de presión sobre el caudal de alta presión. Si se aumenta la presión de alta, la temperatura de saturación media también lo hace, por lo que para una misma temperatura del foco caliente se requiere un menor caudal. Al disminuir el caudal de alta presión, la temperatura de los gases de escape a la salida de la sección de alta presión aumenta, teniendo que aumentar así el caudal de baja presión para poder disminuir la temperatura a la salida de los gases de escape (para disminuir el calor sensible).

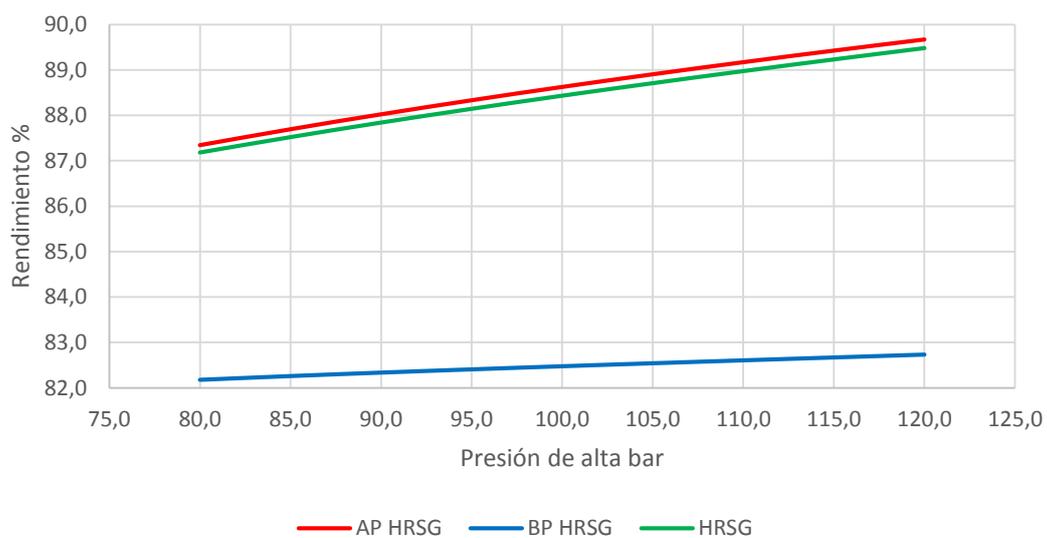
### Caudal Recir.



Gráfica 2.12 Representación del caudal de recirculación frente a la presión de entrada a la turbina de alta presión.

Tal y como quedo descrito en los dos apartados anteriores, el caudal de recirculación debe ser relativamente constante, debido a que la temperatura de los gases de escape a la entrada y salida del economizador de baja presión permanece constante (debido a la poca influencia que tiene la variación del caudal de baja presión sobre la temperatura del calderín). De esta forma, la disminución del caudal de recirculación que se observa en la *Gráfica 2.12* está justificada por el aumento del caudal de vapor producido.

### Rendimiento exergético del HRSG

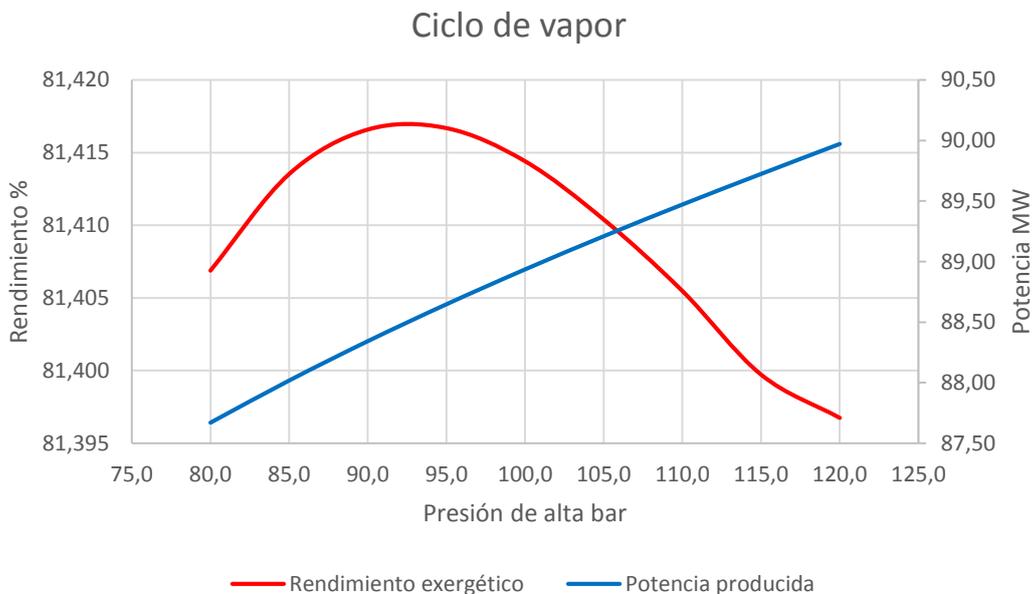


Gráfica 2.13 Relación del rendimiento exergético del HRSG y la presión de entrada a la turbina de alta presión.

El incremento del rendimiento de la caldera de alta presión se debe básicamente a que el aumento de presión provoca un aumento de la temperatura media de saturación del vapor, y de esta forma, la temperatura de los gases de escape a la salida de esta parte del HRSG aumenta. Al aumentar la presión del vapor de alta presión aumenta la exergía del producto mientras que la exergía del recurso disminuye debido al aumento de temperatura de los gases de escape.

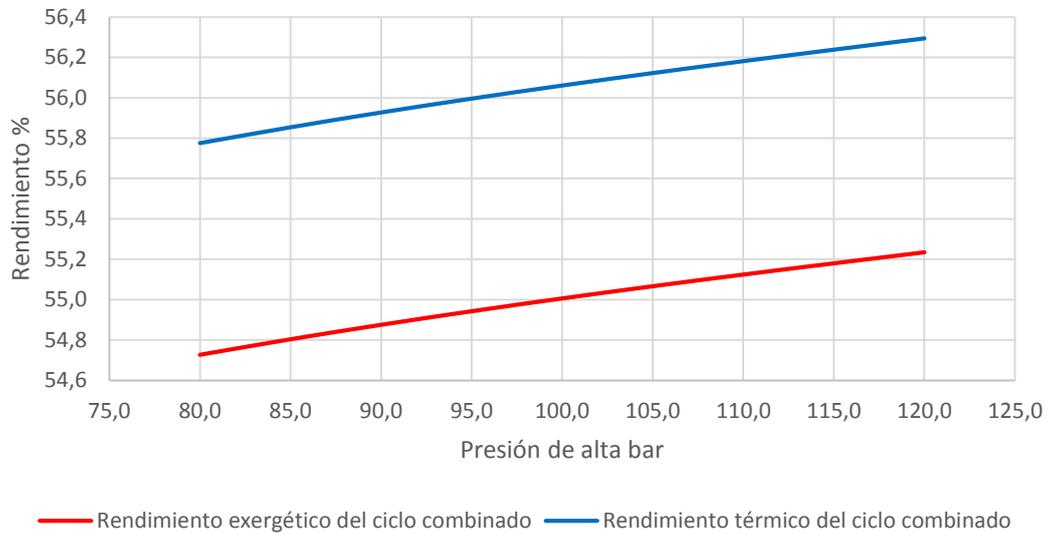
Para la sección de baja presión, el efecto del aumento de caudal provoca que la exergía del producto crezca más rápidamente que el incremento de la exergía del recurso (debido al aumento de la temperatura de los gases de escape a la entrada de esta sección, que aumenta la exergía de flujo en dicho punto). De esta manera el rendimiento exergético aumenta.

Evidentemente, al incrementarse los rendimientos de ambas partes de la caldera de recuperación, el rendimiento total del HRSG se incrementa.



Gráfica 2.14 Variación de rendimiento exergético y potencia producida en el ciclo de vapor respecto a la presión de entrada a la turbina de alta presión

### Rendimientos del Ciclo Combinado



Gráfica 2.15 Variación del rendimiento exergético y térmico del ciclo combinado frente a la presión de entrada a la turbina de alta presión.

Según la *Gráfica 2.14*, el rendimiento exergético del ciclo de vapor presenta un máximo para una presión de 93bar aproximadamente. Este punto refleja que al aumentarse el caudal de vapor de baja presión, la exergía del recurso crece más rápidamente que la potencia que genera la turbina de vapor. Sin embargo, esta variación del rendimiento exergético es muy pequeña si se compara con el incremento producido en la caldera de recuperación, mejorando el rendimiento exergético global del ciclo combinado (*Gráfica 2.15*). El rendimiento térmico del ciclo crece debido a que se suma el efecto del aumento de caudal con el mayor salto entálpico de la turbina de vapor.

#### 2.8.6.4 Variación de la presión de entrada a la turbina de baja presión

En la siguiente tabla (*Tabla 2.33*) se recogen los valores de destrucción de exergía y rendimiento exergético para el HRSG, el ciclo de vapor y el ciclo combinado cuando se modifica la presión de entrada a la turbina de baja presión. El incremento de presión será de 1 bar. La temperatura de entrada a turbina de alta y baja presión se mantienen constantes (570°C y 210°C respectivamente) y la presión a la entrada de la turbina de alta también queda fija (90 bar).

Variable	HRSG		Ciclo Vapor			Ciclo combinado		
Presión	Ad	$\eta_{ex}$	Ad	$\eta_{ex}$	$\eta_{term}$	Ad	$\eta_{ex}$	$\eta_{term}$
bar	MW	%	MW	%	%	MW	%	%
10,0	8,22	87,4	18,05	81,5	36,28	196,17	54,8	55,85
9,0	8,15	87,5	18,07	81,5	36,32	196,06	54,8	55,88
8,0	8,08	87,6	18,10	81,5	36,36	195,95	54,8	55,90
7,0	8,01	87,7	18,14	81,5	36,39	195,87	54,9	55,92
6,0	7,95	87,8	18,20	81,4	36,41	195,81	54,9	55,93
5,0	7,90	87,9	18,29	81,3	36,41	195,80	54,9	55,93
4,0	7,85	88,0	18,44	81,2	36,38	195,87	54,9	55,91

Tabla 2.33 Destrucción de exergía, rendimiento exergético y térmico de la caldera de recuperación, del ciclo de vapor y del ciclo combinado en función de la presión de entrada a la turbina de BP.

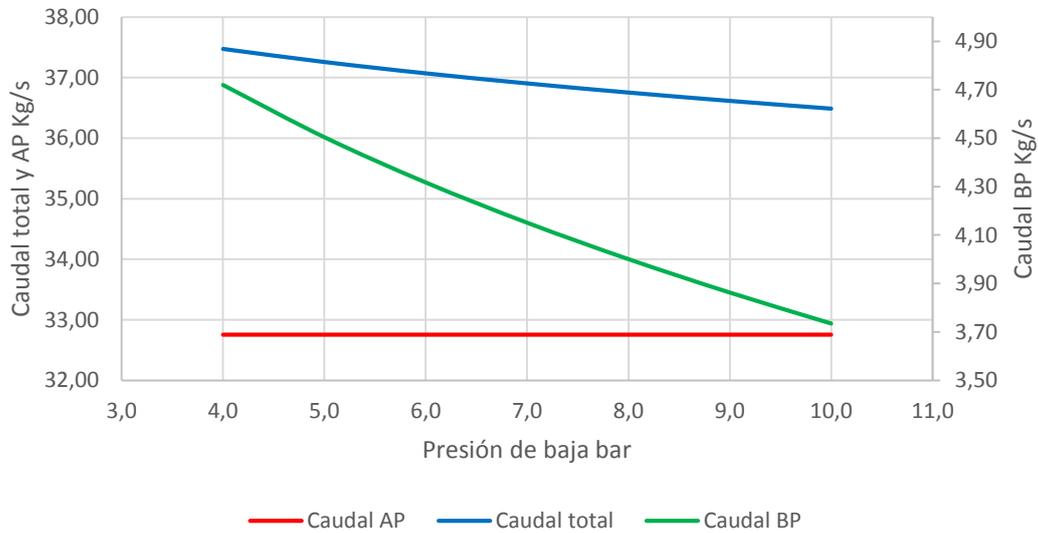
A continuación se incluye otra tabla (Tabla 2.34) donde se indican los caudales de alta presión, baja presión, recirculación y total de vapor en función a la variación de la presión.

Variable	Caudal AP	Caudal BP	Caudal Recir.	Caudal total
Presión				
bar	Kg/s	Kg/s	Kg/s	Kg/s
10,0	32,75	3,73	11,59	36,5
9,0	32,75	3,86	11,32	36,6
8,0	32,75	4,00	11,00	36,8
7,0	32,75	4,15	10,62	36,9
6,0	32,75	4,32	10,15	37,1
5,0	32,75	4,50	9,55	37,3
4,0	32,75	4,72	8,71	37,5

Tabla 2.34 Caudal de AP, BP, recirculación y total en función a la presión de entrada a la turbina de baja presión.

Para una mejor comprensión de los resultados obtenidos, se adjuntan las siguientes gráficas.

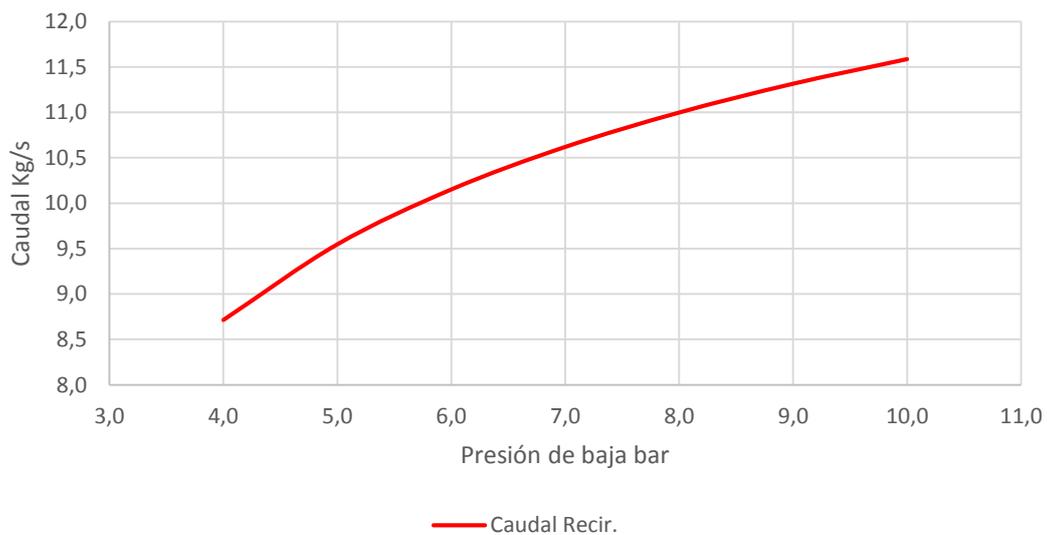
### Caudales de vapor



Gráfica 2.16 Relación entre los caudales de AP, BP y total y la presión de entrada a la turbina de baja presión.

Según indica la *Gráfica 2.16*, el aumento de presión genera un aumento de la temperatura media de saturación del vapor, por lo que es necesario disminuir el caudal para conseguir la temperatura de entrada a la turbina de baja presión. Esta variable no afecta a la parte de alta presión de la caldera de recuperación, por lo que su caudal permanece invariable. Como el caudal de alta presión permanece constante y el de baja presión disminuye, el caudal de vapor generado disminuye en la misma magnitud que lo hace el de baja presión.

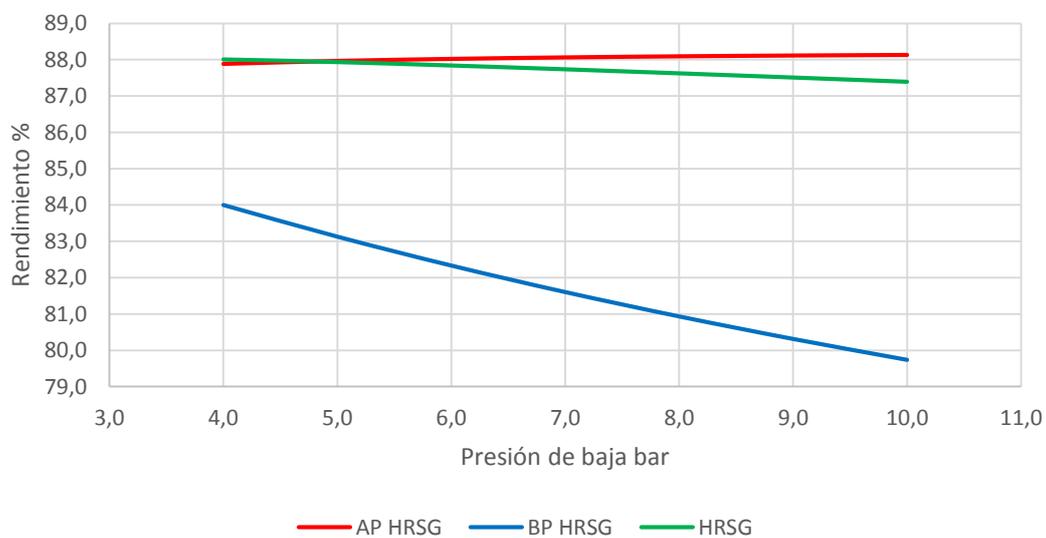
### Caudal Recir.



Gráfica 2.17 Representación del caudal de recirculación frente a la presión de entrada a la turbina de baja presión.

En este caso, el incremento de caudal de recirculación no solo está justificado por la reducción del caudal de vapor producido, sino que la temperatura del calderín aumenta. Este aumento en la temperatura del calderín se debe a que el aumento de presión implica una mayor temperatura de evaporación del agua. Por lo tanto, el aumento de temperatura implica que los gases de escape a la entrada del economizador tienen una temperatura mayor y, para mantener la temperatura de los gases de escape en 95°C, se debe aumentar el caudal. De esta forma el caudal que atraviesa el economizador de baja presión aumenta, pues se suman los efectos de reducción de caudal de vapor producido y el aumento del salto de temperatura.

### Rendimiento exergético del HRSG



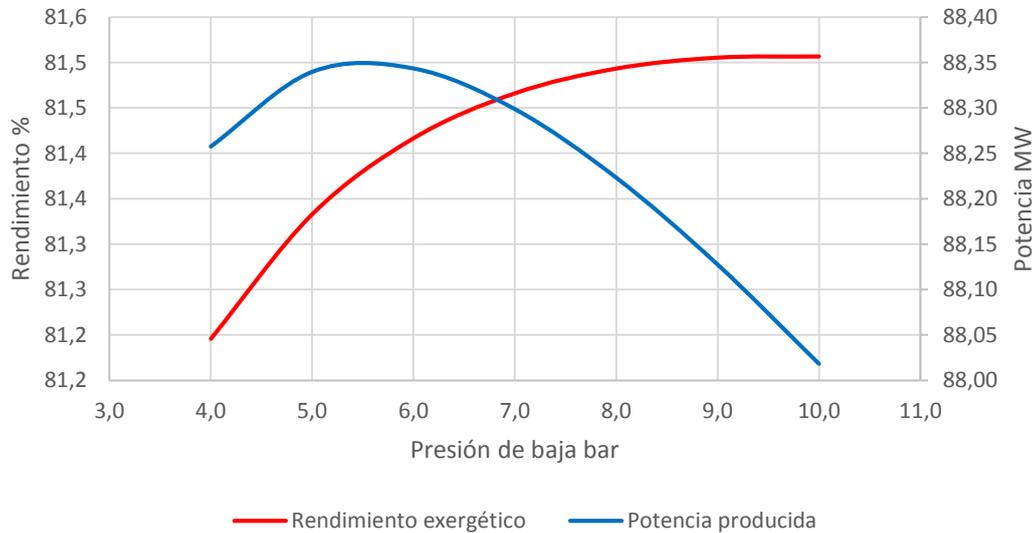
Gráfica 2.18 Relación del rendimiento exergético del HRSG y la presión de entrada a la turbina de baja presión.

Como se puede ver en la *Gráfica 2.18*, se produce un ligero incremento en el rendimiento exergético en la parte de alta presión del HRSG. Esto se debe a que el aumento de presión de la parte de baja provoca un aumento de la exergía de flujo del caudal de alta presión. Este aumento provoca a su vez, que la temperatura de los gases de escape a la salida del economizador de alta presión aumenten, de manera que la exergía del producto crece más rápidamente que la exergía del recurso.

En la sección de baja presión el rendimiento disminuye por el efecto contrario a lo ocurrido en la sección de alta presión. El incremento de la exergía del recurso aumenta de forma más rápida, debido al incremento de temperatura de los gases de escape a la salida del economizador de alta presión, que la exergía del producto. De esta forma el denominador de la expresión del rendimiento exergético crece, obteniéndose resultados para el rendimiento cada vez menores.

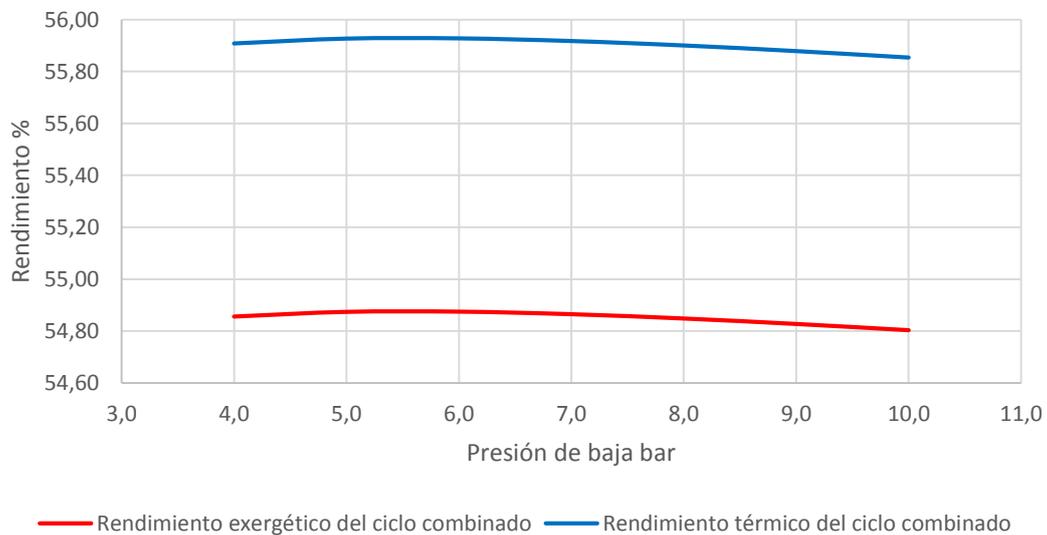
Como la reducción del rendimiento exergético de la parte de baja presión es más acentuada que en la parte de alta, el rendimiento global de la caldera disminuye, aunque de manera menos acentuada gracias a la aportación de la parte de alta presión.

### Ciclo de vapor



Gráfica 2.19 Variación de rendimiento exergético y potencia producida en el ciclo de vapor respecto a la presión de entrada a la turbina de baja presión

### Rendimientos del Ciclo Combinado



Gráfica 2.20 Variación del rendimiento exergético y térmico del ciclo combinado frente a la presión de entrada a la turbina de baja presión.

En la Gráfica 2.19 se muestra como el rendimiento exergético crece de manera que, con el aumento de presión, dicho crecimiento se frena. La reducción del caudal de vapor provoca que la potencia de la turbina disminuya. Ambos factores son los que motivan a frenar el crecimiento del rendimiento exergético. El salto de entalpía en la turbina de vapor compensa la reducción de caudal hasta los 5,5 bar de presión. Luego dicho rendimiento decrece al disminuir la producción de potencia de la turbina.

Tal y como describe la curva del rendimiento exergético para el ciclo completo (*Gráfica 2.20*), la reducción en el rendimiento de la caldera de recuperación y el menor crecimiento del rendimiento exergético del ciclo de vapor, provocan que a partir de los 5,5bar de presión (aprox.) el rendimiento exergético del ciclo se reduzca.

## 2.9 Conclusiones

### 2.9.1 Ciclo de gas

Tal y como muestran los resultados del análisis exergético para este ciclo, este posee un rendimiento exergético del 35,4%, donde la mayor destrucción de exergía se encuentra en la cámara de combustión con una destrucción de 67MW. Dicho valor es significativamente elevado si se compara con la destrucción de exergía del compresor o la turbina de gas (7,8MW y 6,5MW respectivamente). Estos valores de destrucción de exergía se reflejan en el rendimiento exergético de los equipos, de manera que para la turbina de gas y el compresor de aire se tienen rendimientos elevados del 96% y 91% respectivamente, siendo el de la cámara de combustión el más bajo con un 70% de rendimiento.

La elevada destrucción de exergía en la cámara de combustión se debe a la irreversibilidad propia de una reacción de combustión. El caso ideal sería aquel en el cual la reacción química alcanzase el equilibrio, sin embargo, debido al carácter de la combustión, esto no es posible.

Por lo tanto, del análisis de este ciclo se concluye que la mayor pérdida de recursos se produce en la cámara de combustión. A pesar de destruirse una elevada cantidad de exergía en este punto, es muy difícil proponer una mejora para este tipo de instalaciones ya que la destrucción de exergía está asociada al proceso de combustión, el cual es indispensable para el funcionamiento del ciclo.

### 2.9.2 HRSG

Del análisis exergético de la caldera de recuperación se obtiene una destrucción de exergía bastante baja (8,0MW) y en consecuencia un rendimiento exergético elevado (87,8%). Este resultado es lógico debido al principio de funcionamiento de los sistemas HRSG.

Si diferenciamos dentro de la caldera, la parte de baja y alta presión, podemos comprobar que en esta última se destruye una cantidad de exergía cuatro veces mayor que para la parte de baja presión (6,4MW en alta presión frente a los 1,5MW de baja presión). Esto se debe al mejor aprovechamiento del calor sensible de los gases de escape a baja temperatura.

Analizando un nivel de agregación menor, se puede observar que los equipos que más exergía destruyen en la caldera son el economizador y el evaporador de alta presión (3,2 y 2,4 MW respectivamente). Dichas destrucciones representan el 42% y el 31% de la destrucción total en el HRSG respectivamente.

En cuanto a la bomba de alta presión y a la bomba de recirculación, se obtiene rendimientos altos (83,0% y 82,8 respectivamente) y con destrucciones de exergía muy reducidas si se comparan con el resto de equipos, siendo estas de 76,3KW para la BAP y de 0,08 KW para la bomba de recirculación.

En conclusión, la caldera de recuperación opera de forma bastante eficiente, aprovechando considerablemente los recursos que se disponen. Para este caso, existe la posibilidad de aumentar el rendimiento exergético de la caldera y disminuir la destrucción de exergía mediante el uso de intercambiadores de calor de alto rendimiento. Otra opción que permite un mejor aprovechamiento del recurso es incluir un tercer nivel de presión intermedio, de forma que se aproveche mejor el calor sensible de los gases de escape a media temperatura. Evidentemente, estas propuestas conllevan a una inversión económica de gran importancia y cuyo análisis no es objeto de este proyecto.

### 2.9.3 Ciclo de vapor

El estudio del ciclo de vapor desvela una destrucción de exergía total de 18,2MW y un rendimiento del 81,4%.

Dentro de este ciclo, la turbina de vapor es la que genera una mayor destrucción de exergía con 12,3MW, de los cuales, 4,5MW corresponden a la turbina de alta presión (36,6% del total) y 7,8MW corresponden a la turbina de baja presión (63,4% del total). El rendimiento exergético en este caso es del 87,8%.

El condensador es el equipo que peor rendimiento exergético tiene (24,2%) a pesar de destruir menos exergía que la turbina de vapor (5,9MW). Esto se debe a que se cede la energía del vapor a la salida de la turbina (para pasar el agua de fase vapor a fase líquida) a un flujo de agua, el cual no tiene un uso posterior. Es decir, se desaprovecha la energía del recurso. Además, el cambio de fase también ayuda a incrementar la destrucción de exergía.

En cuanto a la BBP, tan solo destruye 16KW, pero posee un rendimiento menor que la turbina de vapor (76,2%).

Plantear una mejora para el rendimiento exergético del ciclo de vapor (sin tener en cuenta la caldera de recuperación) es difícil ya que la turbina y la BBP poseen rendimientos elevados. En cuanto al condensador, difícilmente se podrán obtener rendimientos muchos más altos ya que la destrucción de exergía es un aspecto propio de este equipo (ya que su objetivo es reducir la energía del vapor para pasar a agua líquida).

### 2.9.4 Ciclo combinado

Pasando a analizar el conjunto de la instalación, se tiene una destrucción de exergía total de 195,8MW, de los cuales el 83% (162,6MW) corresponden a la exergía destruida por los dos ciclos de gas. Las calderas de recuperación suponen un 8,2% de la exergía destruida, siendo el restante 8,8% el destruido por el ciclo de vapor. El rendimiento exergético del ciclo es del 54,9%.

De los resultados obtenidos se concluye que los ciclos de gas son los que peor comportamiento exergético tienen de todo el ciclo combinado, y más concretamente la cámara de combustión, las cuales representan 68,4% de la destrucción de exergía total. Es por tanto, difícil plantear una solución que mejore el rendimiento exergético del ciclo combinado, pues tal y como se mencionó con anterioridad, el proceso de combustión es irreversible, lo que genera una gran destrucción de exergía y el cual es un proceso que no puede sustituirse.

### 2.9.5 Estudio de sensibilidad

Del análisis de sensibilidad de variables se pueden extraer una serie de conclusiones, las cuales se describen a continuación.

Al aumentarse la temperatura de vapor a la entrada de la turbina de alta presión, se genera un incremento de la potencia producida por la turbina de vapor (de 1,35MW entre 530 y 610°C) y una reducción del caudal de vapor total generado. Se produce a su vez, un incremento del rendimiento térmico del ciclo combinado (del 0,3% para el rango de estudio) motivado por el aumento del rendimiento del ciclo de vapor (mayor potencia producida).

En cuanto a aspectos exergéticos, tanto el rendimiento del HRSG como el del ciclo de vapor aumentan con el incremento de temperatura y, en consecuencia, el rendimiento exergético del ciclo combinado.

Por lo tanto se concluye que el incremento de temperatura es un aspecto positivo ya que se puede aumentar la producción de potencia. Además, una reducción del caudal de vapor implicaría un menor consumo en las desaladoras que proveen de agua al ciclo y de las bombas. Evidentemente el incremento de temperatura está condicionado por las especificaciones técnicas de la turbina de vapor, que tiene una temperatura máxima que asegura un correcto funcionamiento.

El incremento de temperatura del vapor a la entrada de la turbina de baja presión apenas produce cambios en el ciclo combinado. Se produce una reducción del caudal baja presión de 0,34Kg/s (dentro del rango de estudio) y los rendimientos, tanto térmicos como exergéticos, para el ciclo de vapor, la caldera de recuperación y el ciclo combinado permanecen invariables. Se produce un incremento de potencia en la turbina de vapor de 80KW.

De esta forma se determina que el incremento de temperatura a la entrada de la turbina de baja presión no tiene efectos considerables dentro del ciclo combinado

Si se aumenta la presión de alta, se observa un claro aumento del rendimiento del ciclo combinado, tanto energético como exergético (0,51% y 0,50% respectivamente) y un aumento de potencia producida en la turbina de vapor de 1,3MW. La producción de vapor también aumenta sobre 0,8Kg/s.

Los rendimientos exergéticos de las dos secciones del HRSG también aumentan con la presión, mientras que el rendimiento exergético del ciclo de vapor presenta un máximo a una presión de 94bar aproximadamente.

Por tanto un incremento de la presión de alta tiene un aspecto positivo para el ciclo combinado. Sin embargo, al aumentar el caudal de vapor se incrementa el consumo por parte de las desaladoras, lo que puede provocar que la eficiencia de la planta no se modifique. Al igual que ocurre con la temperatura, el aumento de presión está condicionado por los aspectos técnicos de la turbina de vapor.

Finalmente, tal y como describen los datos para la variación de la presión de baja, el ciclo combinado opera de manera más eficiente a una presión de 5,5 bar aproximadamente. A pesar de ello, las variaciones de rendimiento térmico y exergético para el ciclo combinado son muy pequeñas. En este caso se produce una disminución del caudal de vapor generado, por lo que se puede reducir el consumo energético de las desaladoras.

Como última conclusión que engloba las cuatro variables analizadas, se determina que las variaciones a la entrada de la turbina de alta presión tiene un mayor peso que la variaciones a la entrada de la turbina de baja presión, siendo por lo tanto el primer punto más sensible a la hora de diseñar una instalación de este tipo.

## 2.10 Bibliografía

- Sabugal García, Santiago; Gómez Moñux, Florentino. Centrales térmicas de ciclo combinado. Teoría y proyecto. Madrid: Díaz de Santos, 2006.
- García Garrido, Santiago. Operación y mantenimiento de centrales de ciclo combinado. Madrid: Díaz de Santos, 2008.
- Michael J. Moran; Howard N. Shapiro. Fundamentos de termodinámica técnica. 2ª ed. Barcelona: Editorial Reverté, 2004.

## 2.11 Resumen

El desarrollo del presente Proyecto Fin de Grado consiste en el análisis termodinámico (energético + exergético) de una planta de producción de potencia mediante la tecnología de ciclo combinado. Dicho estudio se realiza sobre el Ciclo Combinado II presente en la Central Térmica de Granadilla (Islas Canarias, España) y la cual es explotada por la compañía ENDESA. El análisis comprenderá del estudio energético y exergético de la instalación cuando opera a plena carga y cuando se modifican algunas de las variables más características de este tipo de instalaciones.

Las plantas de producción eléctrica de ciclo combinado emplean en conjunto dos tecnologías para su funcionamiento: se combina un ciclo de vapor (ciclo Rankine) y un ciclo de gas (basado en el ciclo Brayton). La unión de estas dos tecnologías se consigue gracias a un complejo intercambiador de calor el cual se denomina Caldera de Recuperación o HRSG (de sus siglas en inglés *Heat Recovery Steam Generator*), de manera que se aprovecha la elevada temperatura de los gases de escape generados por el ciclo de gas para la producción de vapor.

El Ciclo Combinado II de la C.T. de Granadilla posee una configuración 2x1 (dos turbinas de gas y una de vapor) en la que cada ciclo de gas cuenta con su propia caldera de recuperación. Este último equipo trabaja con dos niveles de presión que establecen en 96bar y 6bar aproximadamente. El combustible utilizado para este estudio en los ciclos de gas gemelos es gas natural.

El análisis exergético que se realiza en este estudio permite controlar los recursos energéticos de la instalación, permitiendo determinar que equipos operan de manera menos eficiente debido a la destrucción de recursos. Principalmente se calcularán los rendimientos exergéticos y destrucciones de exergía de los diferentes ciclos y equipos. También se realizará un estudio de sensibilidad donde se modifican algunas variables del ciclo combinado para analizar su comportamiento.

En la siguiente tabla (*Tabla 2.34*) se incluyen los resultados del análisis exergético, los cuales refleja los valores de rendimiento exergético, destrucción de exergía y porcentaje respecto a la destrucción del total del ciclo (parámetro A).

Volumen de control	$\dot{A}_D$ [MW]	A %	$\eta_e$ %
<b>Ciclo Combinado</b>	196,8	-	54,9
<b>Ciclo de gas (x2)</b>	162,6	83,0	35,4
<b>HRSG (x2)</b>	16,0	8,2	81,4
<b>Ciclo de vapor</b>	18,2	8,8	87,8

*Tabla 2.35 Destrucción de exergía, porcentaje correspondiente a cada valor frente al total y rendimiento exergético de cada volumen de control.*

Las conclusiones extraídas del estudio son claras: La cámara de combustión es el equipo que mayor exergía destruye debido a la irreversibilidad de los procesos de combustión. Es difícil proponer una mejora para reducir la exergía destruida en este equipo debido a las propiedades intrínsecas de la combustión.

Del análisis de sensibilidad se concluye que el punto donde mayor peso tiene las modificaciones es a la entrada de la turbina de alta presión. Para este punto, un incremento de presión y temperatura generan un aumento en el rendimiento térmico y exergético del ciclo combinado. En cuanto a la entrada de la turbina de baja presión, las variaciones apenas afectan a la eficiencia del ciclo, permaneciendo constante el rendimiento térmico y exergético del ciclo combinado cuando se aumenta la temperatura, y alcanzando un máximo (también de rendimiento térmico y exergético) a una presión de 5,5 bar aproximadamente.

## 2.12 Abstract

This project consist on the thermodynamic analysis of a combined cycle power plant to be located in ENDESA's Granadilla Power Plant, in the south of Tenerife (Canary Islands, Spain). The combined cycle of study is called Ciclo Combinado II. A sensitivity analysis of certain variables of this facility is also performed.

Combined Cycles are facilities for power generation, based on a technology which joins two different types of thermodynamic cycles: a steam cycle (Rankine cycle) and a gas cycle (based on the Brayton cycle). The joint of both technologies is a heat exchanger named heat recovery steam generator (HRSG). In the HRSG, the exhaust gases of the gas cycle exchange their energy, which is taken by the fluid of the Rankine cycle. The analysed facility operates thanks to one steam cycle and two gas cycles (2x1 configuration), joint by two heat recovery steam generators (HRSG). The turbines used in the combined cycle are General Electric's A200 (steam turbine) and 6F.03 (gas turbines). Each HRSG has 2 levels of pressure (96 bar and 6 bar). The gas cycles operate with natural gas.

The exergetic side of the thermodynamic analysis is the main target of this project. This kind of analysis is useful for locating the points of the facility in which energetic resources are being lost or wasted. The main parameters calculated are the exergetic performance and the exergy destruction.

The following table (*Table 2.18*) shows the results obtained for the exergetic analysis of the combined cycle. The exergy destruction and the exergetic performance are shown, alongside the parameter "A", which represents the percentage of the total destruction correspondent to each exergy destruction.

Volumen de control	$\dot{A}_D$ [MW]	A %	$\eta_e$ %
<b>Ciclo Combinado</b>	196,8	-	54,9
<b>Ciclo de gas (x2)</b>	162,6	83,0	35,4
<b>HRSG (x2)</b>	16,0	8,2	81,4
<b>Ciclo de vapor</b>	18,2	8,8	87,8

*Table 2.36 Exergy destruction, percentage of the totla destruction correspondent to each exergy destruction and exergetic performance.*

The conclusions of the analysis are clear: the most inefficient parts of the facility are the combustor. It,s difficult to propose an improvement for this, because combustión reactions are highly irreversible.

Senitivity analysis concludes that the input of the high pressure steam turbine is the most sensitive point of the study. To this point, an increase in pressure and temperature generate an increase of combined cycle exergy efficiency. As the inlet of low pressure steam turbine, the performance variations are less pronounce, obtaining a máximum termal an exergy efficiency when the Pressure is 5,5 bar.

## 3. Anexos

---

### 3.1 Análisis energético del ciclo de gas

Para el análisis energético del ciclo de gas se tienen los siguientes datos de partida:

- Potencia generada a plena carga: 80 MW (Dato del fabricante)
- Relación de compresión: 16 (Dato del fabricante)
- Heat Rate: 9991 kJ/kWh (Dato del fabricante)
- Condiciones del aire ambiental: 20°C y 1 bar
- Condiciones de entrada del gas natural: 27°C y 32 bar
- Condiciones del estado de referencia: 20°C y 1 bar
- Rendimientos isoentrópicos de compresor y turbina respectivamente: 80% y 90%
- Caída de presión en el filtro: 0,70%
- Caída de presión en la cámara de combustión: 5,0%
- Caudal de gases de escape: 208 kg/s

Durante el estudio, se tienen en cuenta las siguientes hipótesis:

- Variaciones de energía cinética y potencial despreciables. (1)
- Régimen estacionario. (2)
- Superficies adiabáticas. (3)
- Modelo de gas ideal. (4)

A continuación, se detalla el proceso de cálculo empleado para obtener los resultados expuestos en el apartado de la memoria [2.8 Resultados finales](#):

En primer lugar se calculan los caudales de combustible y aire necesarios. El caudal de gas natural se obtiene a partir de la expresión del Heat Rate:

$$\dot{m}_f = HR \cdot \frac{W_{net}}{PCI_f} = \frac{9991 \frac{kJ}{kWh}}{36000 s} \cdot \frac{80 MW \cdot 1000}{48566,64 \frac{kJ}{kg}} = 4,57 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{eg} - \dot{m}_f = 208 \frac{kg}{s} - 4,57 \frac{kg}{s} = 203,43 \frac{kg}{s}$$

Conocidos los caudales, se pasa a estudiar las presiones de entrada y salida del compresor de aire. Para la presión de entrada, se tienen en cuenta las pérdidas de carga en el filtro, mientras que para la presión de salida se considera la relación de compresión dada por el fabricante:

$$P_{G2} = P_{G1} \left(1 - \frac{FD}{100}\right) = 1 \text{ bar} \left(1 - \frac{0,7}{100}\right) = 0,993 \text{ bar}$$

$$P_{G3} = P_{G2} \cdot \text{Comp. Ratio} = 0,993 \text{ bar} \cdot 16 = 15,89 \text{ bar}$$

Utilizando FluidProp, se obtienen los valores de entalpía y entropía para el flujo de entrada al compresor (estado G2):

$$h_{G2}(0,993 \text{ bar}; 20^{\circ}\text{C}) = -5,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{G2}(0,993 \text{ bar}; 20^{\circ}\text{C}) = 6,8731 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Conocidos estos valores, y conocido el rendimiento isoentrópico del compresor, así como la presión a la salida del mismo, se procede a calcular la entalpía en el flujo de salida (estado G3). Para ello, se calcula primeramente  $h_{G3s}$ , para  $P_3$  y  $s_2$ :

$$h_{G3s}\left(15,89 \text{ bar}; 6,8731 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right) = 350,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A continuación, se despeja  $h_{G3}$  de la expresión del rendimiento isoentrópico del compresor:

$$h_{G3} = h_{G2} + \frac{h_{G3s} - h_{G2}}{\eta_{comp.}} = -5,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \frac{(350,19 + 5,06) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0,80} = 439 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Una vez que se conocen las entalpías de entrada y salida del compresor, se lleva a cabo un balance energía, tomando como volumen de control el compresor de aire, siguiendo las hipótesis (1), (2) y (3), para calcular la potencia consumida por el mismo:

$$W_{comp.} = \dot{m}_a (h_{G3} - h_{G2}) = 203,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (439 + 5,06) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 90,34 \text{ MW}$$

El siguiente paso es el cálculo de la presión a la entrada de la turbina (estado G4), para lo cual se tienen en cuenta las pérdidas de carga en la cámara de combustión:

$$P_{G4} = P_{G3} \left(1 - \frac{CD}{100}\right) = 15,89 \text{ bar} \cdot \left(1 - \frac{5,00}{100}\right) = 15,09 \text{ bar}$$

Se procede ahora a obtener la potencia producida por la turbina de gas. Para ello, se acude al dato de la potencia neta producida por el ciclo y al valor ya calculado del consumo del compresor:

$$W_{Turb.} = W_{Comp.} + W_{net} = (90,34 + 80) \text{ MW} = 170,34 \text{ MW}$$

A continuación, se obtiene la entalpía del combustible a la entrada de la cámara de combustión:

$$h_{F1}(32 \text{ bar}; 27^{\circ}\text{C}) = -4256,22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Para calcular la entalpía a la salida de la turbina de gas (estado G5), se lleva a cabo un balance de energía, en el cual se toma como volumen de control el ciclo completo, y se tienen en cuenta las hipótesis (1), (2) y (3):

$$\dot{h}_{G5} = \frac{(\dot{m}_a h_{G1} + \dot{m}_f h_{F1} - W_{net})}{\dot{m}_{eg}} = \frac{(-203,43 \cdot 5,06 - 4,57 \cdot 4256,22 - 80 \cdot 1000)kW}{208 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{h}_{G5} = -483,11 \frac{kJ}{kg}$$

El próximo paso consiste en el cálculo de la entalpía a la entrada de la turbina (estado G4). Para ello, se lleva a cabo un balance de energía tomando como volumen de control la turbina de gas, siguiéndose las hipótesis (1), (2) y (3):

$$h_{G4} = h_{G5} + \frac{W_{Turb.}}{\dot{m}_{eg}} = -483,11 \frac{kJ}{kg} + \frac{170,34 MW}{208 \frac{kg}{s}} = 335,81 \frac{kJ}{kg}$$

A partir de esta entalpía y de la presión a la entrada de la turbina, se puede obtener el valor de la temperatura a la entrada de la turbina (estado G4):

$$T_{G4} \left( 335,81 \frac{kJ}{kg}; 15,09 \text{ bar} \right) = 1272,1^{\circ}C$$

Para calcular la temperatura de los gases de escape de la turbina, es necesario conocer la presión de los mismos (su entalpía ya ha sido calculada). Para ello, se calcula primeramente  $h_{G5s}$  a partir de la expresión del rendimiento isoentrópico de la turbina:

$$h_{G5s} = h_{G4} - \frac{(h_{G4} - h_{G5})}{\eta_{Turb.}} = 335,81 \frac{kJ}{kg} - \frac{(335,81 + 483,11) \frac{kJ}{kg}}{0,90} = -574,11 \frac{kJ}{kg}$$

Conocida dicha entalpía, se obtiene la entropía para el estado G4:

$$s_{G4} \left( 15,094 \text{ bar}; 335,81 \frac{kJ}{kg} \right) = 8,1522 \frac{kJ}{kgK}$$

A partir de la entalpía  $h_{G5s}$  y de la entropía  $s_{G4}$ , se obtiene la presión de los gases de escape a la salida de la turbina de gas:

$$P_{G5} \left( -574,11; 8,1522 \frac{kJ}{kgK} \right) = 1,004 \text{ bar}$$

Conocida la presión y la entalpía a la entalpía de los gases de escape a la salida de la turbina de gas, se obtiene la temperatura de los mismos en dicho estado:

$$T_{G5} \left( 1,004 \text{ bar}; -483,11 \frac{kJ}{kg} \right) = 617^{\circ}C$$

Finalmente, se realiza el cálculo del rendimiento térmico del ciclo:

$$\eta_{cycle} = \frac{W_{net}}{\dot{m}_f \cdot PCI_f} = \frac{80 \text{ MW} \cdot 1000}{4,57 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 48566,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \cdot 100 = 36,03\%$$

El resto de propiedades restantes de los estados del ciclo, se obtienen en la hoja de cálculo mediante las funciones de FluidProp pertinentes:

$$T_{G3} \left( 15,89 \text{ bar}; 439 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 446,4^\circ\text{C}$$

$$s_{G3} \left( 15,89 \text{ bar}; 439 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 7,0042 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$s_{G5} \left( 1,004 \text{ bar}; -483,11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 8,2591 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$s_{F1} (32 \text{ bar}; 27^\circ\text{C}) = 9,4582 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

### 3.2 Análisis energético del HRSG

El análisis energético del HRSG comienza definiendo las siguientes variables:

- Temperatura de entrada a turbina: 570°C
- Presión de entrada a turbina: 90 bar
- Pérdidas de presión en economizador y sobrecalentador: 5%
- Temperatura de entrada a turbina de baja presión: 210°C
- Presión de entrada a turbina de baja presión: 6 bar
- Pinch point de alta presión: 5°C
- Pinch point de baja presión: 10°C
- Approach para alta y baja presión: 7°C
- Rendimiento isoentrópico de la bomba de alta presión: 75%
- Rendimiento isoentrópico de la bomba de recirculación: 75%
- Temperatura de salida de los gases de escape: 95°C
- Incremento de temperatura entre economizador de baja y gases de escape: 25°C
- Condiciones del estado de referencia: 20°C y 1 bar

Las variables de presión y temperatura de entrada a turbina para cada nivel de presión se toman como aproximación a los datos proporcionados por ENDESA.

El porcentaje de pérdidas de carga en los economizadores y sobrecalentadores se estima en función a los datos de presión de entrada y salida suministrados por ENDESA.

Los valores de Pinch point y Approach se tomaron según la bibliografía consultada.

Los rendimientos isoentrópicos se toman según valores característicos para este tipo de equipos.

La temperatura de los gases de escape se escoge para un valor por encima de la temperatura de condensación de los NOx.

Definidas las variables tomadas se pasa al desarrollo de los cálculos propiamente dichos. Durante el estudio se tienen en cuenta algunas de las hipótesis utilizadas en el apartado anterior *3.1 Análisis del ciclo de gas*, y otras que se señalan a continuación:

- Variaciones de energía cinética y potencial despreciables. (1)
- Régimen estacionario. (2)
- Superficies adiabáticas. (3)
- Presión de los flujos del calderín constante. (5)
- Condiciones de saturación a la entrada y salida del evaporador. (6)
- Entrada de agua a la BAP como líquido saturado. (7)

En primer lugar se calcula el valor de presión a la salida del calderín de alta presión conocido el porcentaje de pérdidas de carga y el valor establecido de entrada a turbina. A pesar de que el sobrecalentador de alta está dividido en dos secciones, se analizará como un único sobrecalentador, pues para este análisis se asume que el flujo de agua hacia el atemperador (estado W12) es cero. La expresión para calcular la presión de entrada al sobrecalentador (estado W16) es la siguiente:

$$P_{W16} = \frac{P_{S1}}{1 - \text{Pérdidas}} = \frac{90 \text{ bar}}{1 - 0,05} = 94,74 \text{ bar}$$

Teniendo en cuenta la hipótesis (5), este valor de presión será el mismo para el resto de flujos que interactúan con el calderín de alta presión:

$$P_{W16} = P_{W15} = P_{W14} = P_{W13} = 94,74 \text{ bar}$$

La temperatura de los flujos de entrada y salida del condensador de alta presión (estados W14 y W15) se obtienen aplicando la hipótesis (6):

$$T_{W15}(94,74 \text{ bar}; \text{Vapor sat.}) = 307,1^\circ\text{C}$$

$$T_{W14}(94,74 \text{ bar}; \text{Líquido sat.}) = 307,1^\circ\text{C}$$

Con el dato del Approach, se determina la temperatura a la que entra el agua al calderín de alta:

$$T_{W13} = T_{W14} - \text{App} = 307,1^\circ\text{C} - 7^\circ\text{C} = 300,1^\circ\text{C}$$

Aplicando un balance de energía en el calderín de alta presión, se obtiene el valor de entalpía a la entrada del sobrecalentador. En dicho balance se aplicarán las hipótesis (1), (2) y (3). Los valores de entalpía para el resto de flujos se obtiene gracias al FluidProp:

$$h_{W13}(94,74 \text{ bar}; 300,1^\circ\text{C}) = 1343,99 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{W14}(94,74 \text{ bar}; \text{Líquido sat.}) = 1384,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{W15}(94,74 \text{ bar}; \text{Vapor sat.}) = 2734,84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{W16} = h_{W13} + h_{W15} - h_{W14} = 1343,99 + 2734,84 - 1384,85 = 2693,98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Con el par de variables presión-entalpía obtenemos la temperatura del flujo:

$$T_{W16} \left( 94,74 \text{ bar}; 2693,98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 307,1^\circ\text{C}$$

A continuación se calcula la temperatura de los gases de escape tras atravesar el evaporador de alta presión. Esta temperatura se calcula gracias al dato del Pinch point:

$$T_{G7} = T_{W14} + Pp_{hp} = 307,1^{\circ}\text{C} + 5^{\circ}\text{C} = 312,1^{\circ}\text{C}$$

Conocida la temperatura, considerando que la presión de los gases de escape es constante a través del HRSG, se calcula la entalpía en dicho punto:

$$h_{G7}(1,004 \text{ bar}; 312,1^{\circ}\text{C}) = -832,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Realizando un balance energético del sobrecalentador, evaporador y calderín de alta presión en conjunto se calcula el caudal másico de agua-vapor que circula por esta parte del HRSG. Utilizando las hipótesis (1), (2) y (3) se obtiene que:

$$\dot{m}_{hp} = \dot{m}_{eg} \cdot \frac{(h_{G7} - h_{G5})}{(h_{W13} - h_{W16})} = 208 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{(-832,23 - (-483,11)) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{(1343,99 - 2693,98) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 32,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El siguiente paso es calcular la presión de los flujos que interactúan con el calderín de baja presión. Para ello se realiza el mismo procedimiento que se empleó para la parte de alta presión:

$$P_{W9} = \frac{P_{S5}}{1 - \text{Pérdidas}} = \frac{6 \text{ bar}}{1 - 0,05} = 6,32 \text{ bar}$$

Por lo tanto se tiene que:

$$P_{W9} = P_{W8} = P_{W7} = P_{W6} = P_{W5} = 6,32 \text{ bar}$$

Aplicando la hipótesis (7) se puede obtener el valor de entalpía del flujo a la entrada de la BAP (estado W8), así como el volumen específico del agua:

$$h_{W8}(6,32 \text{ bar}; \text{Líquido sat.}) = 679,26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$v_{W8}(6,32 \text{ bar}; \text{Líquido sat.}) = 1,103 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

La presión que debe suministrar la BAP al flujo de entrada al economizador de alta (estado W11) se obtiene de manera análoga a las presiones en los calderines, a partir de las pérdidas de carga que debe vencer el fluido:

$$P_{W11} = \frac{P_{W13}}{1 - \text{Pérdidas}} = \frac{94,74 \text{ bar}}{1 - 0,05} = 99,72 \text{ bar}$$

Una vez conocidas las presiones de entrada y salida de la bomba y el volumen específico del agua a la entrada, se calcula un valor de entalpía para el flujo de salida de la bomba (estado W10) a partir de la siguiente expresión:

$$h_{W10s} = h_{W8} + v_{W8} \times (P_{W10} - P_{W8}) = 679,26 \frac{kJ}{kg} + 1,103 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg} (99,7 - 6,3) bar \cdot 100$$

$$h_{W10s} = 689,56 \frac{kJ}{kg}$$

Nótese que la diferencia de presiones se multiplica por 100. Esto es por un cambio de unidades de manera que el resultado final se obtiene en kJ/Kg. Así mismo, los valores de las propiedades de los estados W10 y W11 son idénticas pues, como se dijo con anterioridad, el flujo que se dirige hacia el atemperador se considera cero.

La entalpía calculada se corresponde a la que se obtendría en el caso de que la BAP operase sin irreversibilidades, es decir, con un rendimiento isoentrópico del 100%. La entalpía real, teniendo en cuenta las irreversibilidades se obtiene con la definición de rendimiento isoentrópico para una bomba:

$$h_{W10} = h_{W8} + \frac{h_{W10s} - h_{W8}}{\eta_{Pump}} = 679,26 \frac{kJ}{kg} + \frac{(689,56 - 679,26) \frac{kJ}{kg}}{0,75} = 693,00 \frac{kJ}{kg}$$

A partir de las entalpías de los flujos de entrada y salida de la BAP (estados W8 y W10) y el caudal másico que circula a través de la misma se puede obtener el consumo energético:

$$W_{BAP} = \dot{m}_{hp} \cdot (h_{W10} - h_{W8}) = 32,75 \frac{kg}{s} \cdot (693,00 - 679,26) \frac{kJ}{kg} = 449,94 \text{ KW}$$

Para concluir con la parte correspondiente de alta presión del HRSG se calcula la entalpía de los gases de escape entre el sobrecalentador y el evaporador (estado G6) y entre el economizador de alta presión y el sobrecalentador de baja presión (estado G8). Para el primer caso se aplica un balance de energía en el evaporador y se toman las hipótesis (1), (2) y (3):

$$h_{G6} = h_{G7} - \dot{m}_{hp} \cdot \frac{(h_{W14} - h_{W15})}{\dot{m}_{eg}} = -832,23 \frac{kJ}{kg} - 32,75 \frac{kg}{s} \cdot \frac{(1384,85 - 2734,84) \frac{kJ}{kg}}{208 \frac{kg}{s}}$$

$$h_{G6} = -619,64 \frac{kJ}{kg}$$

Para el segundo caso, el balance de energía se aplica sobre el economizador y se toman las mismas hipótesis (1), (2) y (3):

$$h_{G8} = h_{G7} - \dot{m}_{hp} \cdot \frac{(h_{W13} - h_{W11})}{\dot{m}_{eg}} = -832,23 \frac{kJ}{kg} - 32,75 \frac{kg}{s} \cdot \frac{(1343,99 - 693,00) \frac{kJ}{kg}}{208 \frac{kg}{s}}$$

$$h_{G8} = -934,74 \frac{kJ}{kg}$$

La temperatura para estos puntos se obtiene gracias al FluidProp:

$$T_{G6} \left( 1,004 \text{ bar}; -619,64 \frac{kJ}{kg} \right) = 500,3^{\circ}\text{C}$$

$$T_{G8} \left( 1,004 \text{ bar}; -934,74 \frac{kJ}{kg} \right) = 218,2^{\circ}\text{C}$$

Finalizada la parte de alta presión se pasa a analizar la parte de baja presión. El procedimiento es muy similar al que se realizó en la zona de alta presión del HRSG, con la particularidad de que del calderín sale otro flujo más, que es el que alimenta la BAP.

La temperatura de los flujos de entrada y salida del condensador de baja presión (estados W6 y W7) se obtienen aplicando la hipótesis (6):

$$T_{W6}(6,32 \text{ bar}; \text{Vapor sat.}) = 160,9^{\circ}\text{C}$$

$$T_{W7}(6,32 \text{ bar}; \text{Líquido sat.}) = 160,9^{\circ}\text{C}$$

Con el dato del Approach, se determina la temperatura a la que entra el agua al calderín de baja (estado W5):

$$T_{W5} = T_{W6} - App = 160,9^{\circ}\text{C} - 7^{\circ}\text{C} = 153,9^{\circ}\text{C}$$

Mediante el FluidProp su obtenemos el valor de entalpía para cada uno de los flujos anteriores:

$$h_{W5}(6,32 \text{ bar}; 153,9^{\circ}\text{C}) = 648,95 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{W6}(6,32 \text{ bar}; \text{Vapor sat.}) = 679,26 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{W7}(6,32 \text{ bar}; \text{Líquido sat.}) = 2758,36 \frac{kJ}{kg}$$

A continuación se calcula la temperatura de los gases de escape entre el evaporador y el economizador de baja presión (estado G10) haciendo uso del dato del Pinch point:

$$T_{G10} = T_{W6} + Pp_{tp} = 160,9^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C} = 170,9^{\circ}\text{C}$$

Conocida la temperatura, considerando que la presión de los gases de escape es constante a través del HRSG, se calcula la entalpía en dicho punto:

$$h_{G10}(1,004 \text{ bar}; 170,9^{\circ}\text{C}) = -985,66 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

También se obtiene, mediante FluidProp, el valor de entalpía para el flujo a la salida del sobrecalentador (estado S5):

$$h_{S5}(6 \text{ bar}; 210^{\circ}\text{C}) = 2872,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tras obtener estos datos, se pasa a calcular el caudal másico de vapor que entra a la turbina de baja presión. Se plantea entonces un nuevo balance de energía en el que se analiza el evaporador, sobrecalentador y calderín de baja presión como un conjunto:

$$\dot{m}_{lp} = \frac{\dot{m}_{hp} \cdot (h_{W8} - h_{W5}) + \dot{m}_{eg} \cdot (h_{G10} - h_{G8})}{h_{W5} - h_{S5}}$$

$$\dot{m}_{lp} = \frac{32,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (679,26 - 648,95) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 208 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (-985,66 - (-934,74)) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{(648,95 - 2872,46) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_{lp} = 4,32 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Conocido el caudal másico de alta y baja presión, se obtiene el caudal total de vapor que se genera en el HRSG:

$$\dot{m}_{\text{Steam}} = \dot{m}_{hp} + \dot{m}_{lp} = 32,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 4,32 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 37,07 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Lo siguiente es calcular la entalpía de los gases de escape entre el sobrecalentador y el evaporador de baja presión (estado G9). Considerando las hipótesis (1), (2) y (3) se aplica un balance energético en el evaporador:

$$h_{G9} = h_{G10} - \dot{m}_{lp} \frac{(h_{W6} - h_{W7})}{\dot{m}_{eg}} = -985,66 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 4,32 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{(679,26 - 2758,36) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{208 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}$$

$$h_{G9} = -942,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Al realizar un balance de energía sobre el sobrecalentador de baja presión, se obtiene el valor de entalpía a la entrada del mismo (estado W9). Se aplicarán las hipótesis (1), (2) y (3) para realizar el balance:

$$h_{W9} = h_{S5} - \dot{m}_{eg} \cdot \frac{(h_{G8} - h_{G9})}{\dot{m}_{lp}} = 2872,46 \frac{kJ}{kg} - 208 \frac{kg}{s} \cdot \frac{(-934,74 - (-942,51)) \frac{kJ}{kg}}{4,32 \frac{kg}{s}}$$

$$h_{W9} = 2498,08 \frac{kJ}{kg}$$

A partir de los valores de presión y entalpía, el FluidProp es capaz de calcular la temperatura de los dos flujos anteriores:

$$T_{G9} \left( 1,004 \text{ bar}; -942,51 \frac{kJ}{kg} \right) = 211,0^{\circ}\text{C}$$

$$T_{W9} \left( 6,32 \text{ bar}; 2498,08 \frac{kJ}{kg} \right) = 160,9^{\circ}\text{C}$$

Se pasa ahora a analizar la parte final del HRSG, constituido por el economizador de baja presión y los flujos de recirculación. El flujo de salida del economizador (estado R2) y el de entrada a la bomba de recirculación (estado R3) poseen las mismas características que el flujo de entrada al calderín de baja presión (estado W5), por lo tanto:

$$P_{R2} = P_{R3} = P_{W5} = 6,32 \text{ bar}$$

$$T_{R2} = T_{R3} = T_{W5} = 153,9^{\circ}\text{C}$$

$$h_{R2} = h_{R3} = h_{W5} = 648,95 \frac{kJ}{kg}$$

También se calcula el valor de volumen específico a la entrada de la bomba de recirculación usando FluidProp:

$$v_{R3}(6,32 \text{ bar}; 153,9^{\circ}\text{C}) = 1,095 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

La presión del flujo de salida de la bomba de recirculación (estado R4) será igual a la que debe aportar la BBP (estado W3) y por lo tanto, igual a la de entrada del economizador de baja presión (estado R1). Esta última se calcula a partir de las pérdidas de carga:

$$P_{R1} = \frac{P_{R2}}{1 - \text{Pérdidas}} = \frac{6,32 \text{ bar}}{1 - 0,05} = 6,65 \text{ bar}$$

$$P_{R1} = P_{R4} = P_{W3} = 6,65 \text{ bar}$$

Conocido el salto de presiones que realiza la bomba de recirculación y el volumen específico a la entrada de la misma, se aplica un balance de energía tomando las hipótesis (1), (2) y (3) para obtener la entalpía a la salida de la bomba de recirculación (estado R4):

$$h_{R4s} = h_{R3} + v_{R3} \times (P_{R4} - P_{R3}) = 648,95 \frac{kJ}{kg} + 1,095 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg} (6,65 - 6,32) bar \cdot 100$$

$$h_{R4s} = 648,99 \frac{kJ}{kg}$$

A partir de la definición del rendimiento isoentrópico de la bomba se obtiene el valor real de entalpía a la salida de la bomba de recirculación:

$$h_{R4} = h_{R3} + \frac{h_{R4s} - h_{R3}}{\eta_{Pump}} = 648,95 \frac{kJ}{kg} + \frac{(648,99 - 648,95) \frac{kJ}{kg}}{0,75} = 649,00 \frac{kJ}{kg}$$

A continuación se calcula la temperatura a la que se entrará el agua al economizador de baja presión. Esto se obtiene tras restarle a la temperatura que se desea tener de los gases de escape, un incremento que se estima:

$$T_{R1} = T_{G11} - \Delta T = 95^{\circ}C - 25^{\circ}C = 70^{\circ}C$$

Conocidas las variables de presión y temperatura del flujo de entrada del economizador de baja presión (estado R1) se determina el valor de entalpía mediante el uso del FluidProp:

$$h_{R1}(6,65 \text{ bar}; 70^{\circ}C) = 293,54 \frac{kJ}{kg}$$

La entalpía de los gases de escape a la salida del HRSG se obtiene con el par de variables presión-temperatura:

$$h_{G11}(1,004 \text{ bar}; 95^{\circ}C) = -1066,35 \frac{kJ}{kg}$$

Realizando un balance de energía sobre el economizador de baja presión, aplicando las hipótesis (1), (2) y (3), se determina el caudal másico que circula por dicho equipo:

$$\dot{m}_{lpec} = \dot{m}_{eg} \cdot \frac{(h_{G10} - h_{G11})}{(h_{R2} - h_{R1})} = 208 \frac{kg}{s} \cdot \frac{(-985,66 - (-1066,35)) \frac{kJ}{kg}}{(648,95 - 293,54) \frac{kJ}{kg}} = 47,22 \frac{kg}{s}$$

Por lo tanto, el caudal másico de recirculación se obtiene al restar al caudal anterior el caudal correspondiente al de entrada al HRSG:

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{lpec} - \dot{m}_{Steam} = (47,22 - 37,07) \frac{kg}{s} = 10,15 \frac{kg}{s}$$

Finalmente, se aplica un balance energético en la bomba de recirculación para obtener su consumo. Se aplicarán las hipótesis (1), (2) y (3):

$$W_{RP} = \dot{m}_R \cdot (h_{R4} - h_{R3}) = 10,15 \frac{kg}{s} \cdot (649,00 - 648,95) \frac{kJ}{kg} = 0,490 \text{ KW}$$

Los valores de entropía para cada uno de los flujos se obtienen mediante las funciones del FluidProp, tomando el par de variables correspondientes a cada caso:

$$s_{W5}(6,32 \text{ bar}; 153,85^\circ\text{C}) = 1,8808 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W6}(6,32 \text{ bar}; \text{Líquido sat.}) = 1,9512 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W7}(6,32 \text{ bar}; \text{Vapor sat.}) = 6,7418 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W8}(6,32 \text{ bar}; \text{Líquido sat.}) = 1,9515 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W9}\left(6,32 \text{ bar}; 2498,08 \frac{kJ}{kg}\right) = 6,1421 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W10} = s_{W11}\left(99,72 \text{ bar}; 693,00 \frac{kJ}{kg}\right) = 1,9592 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W12} = 0,0000 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W13}(94,74 \text{ bar}; 300,05^\circ\text{C}) = 3,2512 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W14}(94,74 \text{ bar}; \text{Líquido sat.}) = 3,3221 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W15}(94,74 \text{ bar}; \text{Vapor sat.}) = 5,6488 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W16}\left(94,74 \text{ bar}; 2693,98 \frac{kJ}{kg}\right) = 5,5784 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{S1}(90 \text{ bar}; 570^\circ\text{C}) = 6,8752 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{S5}(6 \text{ bar}; 210^\circ\text{C}) = 7,0139 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{G6}\left(1,004 \text{ bar}; -619,64 \frac{kJ}{kg}\right) = 8,0947 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{G7}(1,004 \text{ bar}; 312,05^{\circ}\text{C}) = 7,7801 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$s_{G8}\left(1,004 \text{ bar}; -934,74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 7,5892 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$s_{G9}\left(1,004 \text{ bar}; -942,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 7,5733 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$s_{G10}(1,004 \text{ bar}; 170,85^{\circ}\text{C}) = 7,4803 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$s_{G11}(1,004 \text{ bar}; 95,0^{\circ}\text{C}) = 7,2810 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$s_{R1}(6,65 \text{ bar}; 70^{\circ}\text{C}) = 0,9546 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$s_{R2} = s_{R3}(6,32 \text{ bar}; 153,85^{\circ}\text{C}) = 1,8808 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$s_{R4}\left(6,65; 649,00 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 1,8809 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Adicionalmente, se calcula el calor transferido en la caldera. Para ello se plantea un balance de energía tomando como volumen de control la parte correspondiente al gas en todo el HRSG:

$$\dot{m}_{eg}(h_{G5} - h_{G11}) - \dot{Q}_{net} = 0$$

$$\dot{Q}_{net} = \dot{m}_{eg}(h_{G5} - h_{G11}) = 208 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (-619,64 + 1066,35) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 121313,22 \text{ kW}$$

### 3.3 Análisis energético del ciclo de vapor

En el análisis energético del ciclo de vapor se toman los siguientes datos de partida:

- Rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor: 85%
- Temperatura de condensación del vapor: 35°C
- Rendimiento isoentrópico de la BBP (Bomba de Baja Presión): 75%
- Temperatura del agua de refrigeración: 20°C
- Temperatura máxima que alcanza el agua de refrigeración: 27°C

Los rendimientos isoentrópicos se toman según valores característicos para cada tipo de equipo.

La temperatura de condensación y la temperatura máxima del agua de refrigeración se toma como aproximación a los datos proporcionados por ENDESA.

La temperatura del agua de refrigeración se toma a la temperatura del estado de referencia.

Definidas las variables, se comienza a describir el proceso de cálculo. Para realizar dichos cálculos se tomarán las siguientes hipótesis:

- Variaciones de energía cinética y potencial despreciables.(1)
- Régimen estacionario. (2)
- Superficies adiabáticas. (3)

Como el ciclo combinado tiene una configuración 2x1, los dos flujos de vapor de cada HRSG (estado S1 y S2) se unen a la entrada de cada etapa de la turbina de vapor. En el caso de la turbina de alta presión se tiene un flujo (estado S3) a la presión y temperatura establecida y con un caudal másico igual a la suma de los obtenidos en cada HRSG:

$$h_{S1} = h_{S2} = h_{S3} = (90 \text{ bar}; 570^\circ\text{C}) = 3561,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{S1} = s_{S2} = s_{S3} (90 \text{ bar}; 570^\circ\text{C}) = 6,8752 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\dot{m}_{hpst} = 2 \cdot \dot{m}_{hp} = 2 \cdot 32,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 65,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Se calcula la entalpía a la salida de la turbina de alta presión (estado S4). Primero se supondrá que opera de manera ideal, es decir, con un rendimiento isoentrópico del 100%:

$$h_{S4s} \left( 6 \text{ bar}; 6,8752 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right) = 2807,50 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Aplicándose ahora la definición de rendimiento isoentrópico para una turbina se obtiene la entalpía real a la salida de la turbina de alta presión:

$$h_{S4} = h_{S3} - \eta_{ST} \cdot (h_{S3} - h_{S4s}) = 3561,0 \frac{kJ}{kg} - 0,85 \cdot (3561,0 - 2807,50) \frac{kJ}{kg} = 2920,52 \frac{kJ}{kg}$$

Para la turbina de baja presión también se tienen dos flujos procedentes de cada HRSG (estados S5 y S6). Estos dos flujos se unen antes de combinarse con el flujo de salida de la turbina de alta presión. Sus propiedades se han fijado en el análisis del HRSG:

$$h_{S5} = h_{S6} = h_{S7}(6 \text{ bar}; 210^{\circ}\text{C}) = 2872,46 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m}_{lpst} = 2 \cdot \dot{m}_{lp} = 2 \cdot 4,32 \frac{kg}{s} = 8,64 \frac{kg}{s}$$

A continuación se realiza un balance de energía en el punto donde se mezclan los flujos de baja presión y de salida de la turbina de alta presión para obtener la entalpía de flujo a la entrada de la turbina de baja presión. En dicho balance se aplican las hipótesis (1), (2) y (3):

$$h_{S8} = \frac{(\dot{m}_{hpst} \cdot h_{S4} + \dot{m}_{lpst} \cdot h_{S7})}{\dot{m}_{Steam}} = \frac{\left(65,5 \frac{kg}{s} \cdot 2920,52 \frac{kJ}{kg} + 8,64 \frac{kg}{s} \cdot 2872,46 \frac{kJ}{kg}\right)}{65,51 \frac{kg}{s}}$$

$$h_{S8} = 2914,92 \frac{kJ}{kg}$$

$$s_{S8} \left(6 \text{ bar}; 2914,92 \frac{kJ}{kg}\right) = 7,1001 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Se calcula la presión a la salida de la turbina de baja presión. Esta presión se determina considerando la presión de saturación a la temperatura del condensador:

$$P_{S9}(35^{\circ}\text{C}; \text{Sat.}) = 0,0563 \text{ bar}$$

El flujo de salida de la turbina de baja presión será un mezcla bifásica de título de vapor desconocido. Para calcular el título de vapor, se obtiene primero la entropía para líquido saturado y vapor saturado a la temperatura de condensación:

$$q_{S9g}(35^{\circ}\text{C}; \text{Líquido sat.}) = 0,5052 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$q_{S9f}(35^{\circ}\text{C}; \text{Vapor sat.}) = 8,3518 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Conociéndose esto se determina el título de vapor:

$$q_{S9s} = \frac{(S_{S8} - S_{S9f})}{(S_{S9g} - S_{S9f})} = \frac{7,1001 - 8,3518}{0,5052 - 8,3518} = 0,84$$

Este valor no es el título de vapor real, sino el que tendría en el caso de que a turbina de baja presión operase de manera ideal (100% de rendimiento isoentrópico). Con el valor del título y la presión, se obtiene un valor de entalpía:

$$h_{S9s}(0,0563 \text{ bar}; 0,84) = 2178,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Se calcula la entalpía real mediante la definición de rendimiento isoentrópico de la turbina:

$$h_{S9} = h_{S8} - \eta_{ST} \cdot (h_{S8} - h_{S9s}) = 2914,92 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 0,85 \cdot (2914,92 - 2178,86) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{S9} = 2289,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A continuación se calcula la potencia producida por la turbina de vapor. Se aplica un balance de energía sobre el conjunto de las turbinas de baja y alta presión. En dicho balance se usarán las hipótesis (1), (2) y (3):

$$W_{ST} = \dot{m}_{hpst} \cdot (h_{S3} - h_{S4}) + \dot{m}_{lpst} \cdot (h_{S8} - h_{S9})$$

$$65,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (3561,0 - 2920,52) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 8,64 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (2914,92 - 2289,27) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 88,34 \text{ MW}$$

A la salida del condensador (estado W1) se tiene líquido saturado a la temperatura de condensación, por lo tanto su entalpía y el volumen específico se obtiene a partir de estas dos variables:

$$h_{W1}(35^\circ\text{C}; \text{Líquido sat.}) = 146,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$v_{W1}(35^\circ\text{C}; \text{Líquido sat.}) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Se obtiene el valor de entalpía a la salida de la BBP (estado W2) en el supuesto de que operase isoentrópicamente:

$$h_{W2s} = h_{W1} + v_{W1} \cdot (P_{W2} - P_{W1}) = 146,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot (6,62 - 0,0563) \text{ bar} \cdot 100$$

$$h_{W2s} = 147,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Aplicando la definición de rendimiento isoentrópico para una bomba, se obtiene el valor real de entalpía a la salida de la BBP:

$$h_{W2} = h_{W1} + \frac{(h_{W2s} - h_{W1})}{\eta_{Pump}} = 146,64 \frac{kJ}{kg} + \frac{(147,31 - 146,64) \frac{kJ}{kg}}{0,75} = 147,53 \frac{kJ}{kg}$$

Aplicando un balance de energía sobre la BBP, y usando las hipótesis (1), (2) y (3), se obtiene el consumo de la misma:

$$W_{BBP} = \dot{m}_{Steam} \cdot (h_{W2} - h_{W1}) = 74,14 \frac{kg}{s} \cdot (147,53 - 146,64) \frac{kJ}{kg} = 65,6 \text{ KW}$$

Finalmente se pasa a calcular el caudal másico de agua de refrigeración necesaria en el condensador. Lo primero es obtener los valores de entalpía para los flujos de agua de refrigeración (estados W17 y W18). Para ello, se supondrá que ambos flujos están en condiciones de saturación (líquido saturado) a la temperatura correspondiente:

$$h_{W17}(20^{\circ}\text{C}; \text{Líquido sat.}) = 83,92 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{W18}(27^{\circ}\text{C}; \text{Líquido sat.}) = 113,20 \frac{kJ}{kg}$$

Realizando un balance de energía sobre el condensador se calcula el caudal másico de agua de refrigeración. Se tendrán en cuenta las hipótesis (1), (2) y (3):

$$\dot{m}_{sw} = \dot{m}_{Steam} \cdot \frac{(h_{W1} - h_{S9})}{(h_{W17} - h_{W18})} = 74,14 \frac{kg}{s} \cdot \frac{(146,64 - 2289,27) \frac{kJ}{kg}}{(83,92 - 113,20) \frac{kJ}{kg}} = 5425,1 \frac{kg}{s}$$

Los valores de entropía necesarios para el análisis exergético se obtienen mediante el FluidProp, tomando el par de variables correspondiente en cada caso:

$$s_{S4} \left( 6,00 \text{ bar}; 2920,52 \frac{kJ}{kg} \right) = 7,1112 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{S7}(6,00 \text{ bar}; 210^{\circ}\text{C}) = 7,0139 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{S9} \left( 0,056 \text{ bar}; 2289,27 \frac{kJ}{kg} \right) = 7,4584 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{W1}(0,056 \text{ bar}; \text{Líquido sat.}) = 0,5052 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$s_{w2} \left( 0,056 \text{ bar}; 147,53 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 0,5059 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

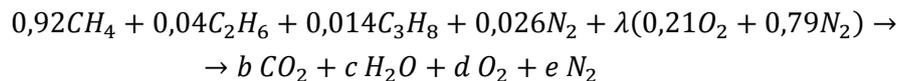
$$s_{w17} (20^\circ\text{C}; \text{Líquido sat.}) = 0,2965 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$s_{w18} (27^\circ\text{C}; \text{Líquido sat.}) = 0,3952 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

### 3.4 Análisis químico de la cámara de combustión

En el presente anexo se detalla fundamentalmente el cálculo de la composición de los gases de escape. También se lleva a cabo el cálculo de la masa molar y del PCI para cada fluido, además de la exergía química de los estados G3, G4 y F1.

Para el cálculo de la composición de los gases de escape, se plantea la reacción de combustión para un mol de gas natural:



El parámetro  $\lambda$  se toma como el caudal molar de aire partido por el caudal molar de combustible:

$$\lambda = \frac{\frac{\dot{m}_a}{MM_a}}{\frac{\dot{m}_f}{MM_f}} = \frac{\frac{203,43 \text{ kg/s}}{28,85 \text{ kg/kmol}}}{\frac{4,57 \text{ kg/s}}{17,31 \text{ kg/kmol}}} = 26,694$$

Por otro lado, se monta un sistema con una ecuación por cada elemento de la reacción:

$$\left\{ \begin{array}{l} b \text{ (carbono)} = 0,92 + 2 \cdot 0,04 + 3 \cdot 0,014 = 1,042 \\ c \text{ (hidrógeno)} = \frac{4 \cdot 0,92 + 6 \cdot 0,04 + 8 \cdot 0,014}{2} = 2,016 \\ d \text{ (oxígeno)} = \frac{26,694 \cdot 0,21 \cdot 2 - 2 \cdot 1,042 - 2,016}{2} = 3,556 \\ e \text{ (nitrógeno)} = \frac{2 \cdot 0,026 + 26,694 \cdot 0,79 \cdot 2}{2} = 21,115 \end{array} \right.$$

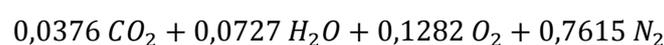
A continuación, se calcula la fracción molar total:

$$\bar{x} = 1,042 + 2,016 + 3,556 + 21,115 = 27,728$$

Finalmente, se obtiene la fracción molar de cada compuesto dividiendo los valores calculados en el sistema de ecuaciones entre la fracción molar total:

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{x}_{CO_2} = \frac{b}{\bar{x}} = \frac{1,042}{27,728} = 0,0376 \\ \bar{x}_{H_2O} = \frac{c}{\bar{x}} = \frac{2,016}{27,728} = 0,0727 \\ \bar{x}_{O_2} = \frac{d}{\bar{x}} = \frac{3,556}{27,728} = 0,1282 \\ \bar{x}_{N_2} = \frac{e}{\bar{x}} = \frac{21,115}{27,728} = 0,7615 \end{array} \right.$$

Así pues, la composición de los gases de escape calculada es la siguiente:



Una vez calculada la composición de los gases de escape, se da paso al cálculo del PCI y la masa molar de cada fluido.

Para el cálculo de la masa molar de un fluido, se realiza el sumatorio de los productos de las masas molares de los componentes y la fracción molar de los mismos. A continuación se detalla el proceso para el aire:

$$MM_{aire} = \bar{x}_{O_2} \cdot MM_{O_2} + \bar{x}_{N_2} \cdot MM_{N_2} = (0,21 \cdot 32,0 + 0,79 \cdot 28,01) \frac{kg}{kmol} = 28,85 \frac{kg}{kmol}$$

Para el cálculo del PCI se lleva a cabo el mismo procedimiento, realizándose el sumatorio de los productos del PCI de cada componente y su correspondiente fracción molar. A continuación se muestra dicho cálculo para el gas natural:

$$PCI_f = \bar{x}_{CH_4} \cdot PCI_{CH_4} + \bar{x}_{C_2H_6} \cdot PCI_{C_2H_6} + \bar{x}_{C_3H_8} \cdot PCI_{C_3H_8} + \bar{x}_{N_2} \cdot PCI_{N_2}$$

$$PCI_f = (0,92 \cdot 50020 + 0,04 \cdot 47480 + 0,014 \cdot 46360 + 0,026 \cdot 0) \frac{kJ}{kg} = 48566,64 \frac{kJ}{kg}$$

Una vez calculadas las propiedades de cada fluido, se procede a calcular los valores de las exergías químicas de los estados G3, G4 y G5. A continuación, se detalla el cálculo para el estado G3 (aire):

$$a_{CH,G3} = \frac{[\bar{a}^0_{CH,O_2} \cdot \bar{x}_{O_2} + \bar{a}^0_{CH,N_2} \cdot \bar{x}_{N_2} + (\bar{x}_{O_2} \cdot \ln \bar{x}_{O_2} + \bar{x}_{N_2} \cdot \ln \bar{x}_{N_2}) \cdot \bar{R} \cdot T_0]}{MM_{aire}} =$$

$$= \frac{[3950 \frac{kJ}{kmol} \cdot 0,21 + 640 \frac{kJ}{kmol} \cdot 0,79 + (0,21 \cdot \ln 0,21 + 0,79 \cdot \ln 0,79) \cdot 8,314 \frac{kJ}{kmolK} \cdot 298 K]}{28,85 \frac{kg}{kmol}}$$

$$a_{CH,G3} = 2,14 \frac{kJ}{kg}$$

### 3.5 Análisis exergetico del ciclo de gas

En el presente anexo se desarrollan los cálculos del análisis exergetico del ciclo de gas.

En primer lugar, se deben calcular los valores de exergía para cada estado del ciclo. Para ello se fija un estado de referencia con unos valores de temperatura y presión de 20°C y 1 bar respectivamente. A continuación se calcula la entalpía y la entropía de cada fluido para dicho estado de referencia:

$$h_0(\text{aire}; 20^\circ\text{C}; 1 \text{ bar}) = -5,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; s_0(\text{aire}; 20^\circ\text{C}; 1 \text{ bar}) = 6,8711 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$h_0(\text{g. natural}; 20^\circ\text{C}; 1 \text{ bar}) = -4271 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; s_0(\text{g. natural}; 20^\circ\text{C}; 1 \text{ bar}) = 11,0732 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$h_0(\text{g. escape}; 20^\circ\text{C}; 1 \text{ bar}) = -1145,28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; s_0(\text{g. escape}; 20^\circ\text{C}; 1 \text{ bar}) = 7,0425 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Una vez se han calculados las entalpías y las entropías del estado de referencia, se lleva a cabo el cálculo de la exergía de cada estado. A continuación se detalla el cálculo de la exergía correspondiente al estado F1:

$$a_i = (h_i - h_0) - T_i \cdot (s_i - s_0) \quad (\text{ec. 3.1})$$

$$a_{F1} = (-4256,22 + 4271) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - (27 + 273,15)\text{K} \cdot (9,4582 - 11,0732) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 488,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Conocidos los valores de las exergías de cada estado, se plantean balances de exergía en los diferentes equipos para calcular la destrucción de exergía en cada uno de ellos. En todos estos balances se considerarán las siguientes hipótesis:

- Régimen estacionario. (2)
- Superficies adiabáticas. (3)

Se comienza planteando el balance de exergía para un volumen de control que comprenda el compresor de aire:

$$\dot{A}f_{G2} - \dot{A}f_{G3} + \dot{A}_W - \dot{A}_D = 0$$

A continuación se detalla el cálculo de la exergía de flujo  $\dot{A}f_{G2}$ , de manera que sirva como ejemplo para el cálculo de las demás exergías de flujo. En este caso no se tiene en cuenta la exergía química, ya que esta no varía:

$$\dot{A}f_i = \dot{m}_i \cdot a_i \quad \{\text{ec. 3.2}\}$$

$$\dot{A}f_{G2} = 203,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (-0,59) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = -120,726 \text{ kW}$$

De esta forma se calcula la exergía de flujo restante. Además, se debe tener en cuenta que  $\dot{A}_W$  es igual al consumo del compresor en kW.

Así pues, se despeja la destrucción de exergía del balance:

$$\dot{A}_D = (-120,726 - 82399,19 + 90336,16) \text{ kW} = 7816,25 \text{ kW}$$

A continuación, se pasa al estudio de la cámara de combustión. Nuevamente se plantea un balance de exergía, para un volumen de control que comprende la cámara de combustión, con el objetivo de calcular la destrucción de exergía:

$$\dot{A}f_{G3} + \dot{A}f_{F1} - \dot{A}f_{G4} - \dot{A}_D = 0$$

En este caso, la exergía química varía entre los estados presentes en el balance, por lo tanto la exergía de flujo tiene en cuenta dicha variación. Por lo tanto, se detalla el cálculo de la exergía de flujo  $\dot{A}f_{F1}$ :

$$\dot{A}f_i = \dot{m}_i \cdot (a_i + a_{CH,i}) \quad \{ec. 3.3\}$$

$$\dot{A}f_{F1} = 4,57 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (488,23 + 48941) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 225965,5 \text{ kW}$$

De esta forma se calculan las exergías de flujo restantes y se procede a despejar la destrucción de exergía en la cámara de combustión:

$$\dot{A}_D = (82834,53 + 225965,5 - 241797,6) \text{ kW} = 67002,44 \text{ kW}$$

Finalmente, se plantea un balance de exergía tomándose como volumen de control la turbina. En este caso no se producen variaciones en la exergía química de un estado a otro, por lo que la exergía de flujo se calcula mediante la ecuación 2. Así pues, se tiene el siguiente balance, del cual se despeja la destrucción de exergía:

$$\dot{A}f_{G4} - \dot{A}f_{G5} - \dot{A}_W - \dot{A}_D = 0$$

$$\dot{A}_D = (240402,9 - 63546,72 - 170336,16) \text{ kW} = 6520,01 \text{ kW}$$

Una vez que se han calculado las destrucciones de exergía de todos los equipos del ciclo de gas, se pasa a calcular los rendimientos exergéticos de los mismos, así como el rendimiento exergético neto del ciclo (para el cual se tiene en cuenta la variación de la exergía química):

- Rendimiento exergético del compresor de aire:

$$\eta_{AC} = \frac{\dot{A}f_{G3} - \dot{A}f_{G2}}{\dot{A}_W} = \frac{(82399,19 + 120,726) \text{ kW}}{90336,16 \text{ kW}} \cdot 100 = 91\%$$

- Rendimiento exergético de la cámara de combustión:

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{A}f_{G4} - \dot{A}f_{G3}}{\dot{A}f_{F1}} = \frac{(241797,6 - 82834,53) \text{ kW}}{225965,5 \text{ kW}} \cdot 100 = 70\%$$

- Rendimiento exergético de la turbina de gas:

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{A}_W}{\dot{A}f_{G4} - \dot{A}f_{G5}} = \frac{170336,16 \text{ kW}}{(240402,9 - 63546,72) \text{ kW}} \cdot 100 = 96\%$$

- Rendimiento exergético neto del ciclo:

$$\eta_{net} = \frac{\dot{A}_{Wnet}}{\dot{A}f_{G2} + \dot{A}f_{F1}} = \frac{80000 \text{ kW}}{(314,62 + 225965,5) \text{ kW}} \cdot 100 = 35\%$$

### 3.6 Análisis exergético del HRSG

En el presente anexo se detallan los cálculos del análisis exergético de la HRSG.

En primer lugar, se deben calcular los valores de exergía para cada estado del ciclo. Para ello se fija un estado de referencia con unos valores de temperatura y presión de 20°C y 1 bar respectivamente. A continuación se calcula la entalpía y entropía de cada fluido para dicho estado de referencia:

$$h_0(\text{agua}; 20^\circ\text{C}; 1 \text{ bar}) = 84,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; s_0(\text{agua}; 20^\circ\text{C}; 1 \text{ bar}) = 0,2965 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$h_0(\text{g. escape}; 20^\circ\text{C}; 1 \text{ bar}) = -1145,28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; s_0(\text{g. escape}; 20^\circ\text{C}; 1 \text{ bar}) = 7,0425 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Una vez se tienen estos valores, se procede al cálculo de la exergía de cada estado mediante la *ecuación 3.1*.

Conocidos los valores de las exergías de cada estado, se procede al cálculo de la exergía destruida en cada equipo. Para ello, se plantean balances de exergía para los volúmenes de control correspondientes, teniéndose en cuenta las siguientes hipótesis:

- Régimen estacionario. (2)
- Superficies adiabáticas. (3)

Este análisis se realizarán diferentes niveles de agregación, comenzando por la caldera en su conjunto. Para ello se realiza un balance de exergía tomando como volumen de control toda la caldera:

$$\dot{A}f_{W3} - (\dot{A}f_{S1} + \dot{A}f_{S5}) + \dot{A}f_{G5} - \dot{A}f_{G11} + \dot{A}f_{WRP} + \dot{A}f_{WHPP} - \dot{A}_D = 0$$

Como los flujos que intervienen en el análisis son de distintas sustancias, a la hora de calcular las exergías de los flujos se debe tener en cuenta la exergía química de cada componente. Por lo tanto se empleará la *ecuación 3.3*. para obtener dichos valores de exergía. Teniéndose en cuenta que  $\dot{A}f_{WRP}$  y  $\dot{A}f_{WHPP}$  corresponden al trabajo de la bomba de recirculación y la bomba de alta presión respectivamente, se despeja el valor de destrucción de exergía:

$$\dot{A}_D = 17287,56 - (65921,63 + 5540,81) + 64941,43 - 3266,14 + 0,493 + 449,94$$

$$\dot{A}_D = 7950,4 \text{ KW}$$

A continuación se pasa a un nivel de agregación menor, planteándose los balances de exergía para la parte de alta y baja presión. Comenzando por la parte de baja presión, se aplica el balance de exergía correspondiente:

$$\dot{A}f_{W3} - (\dot{A}f_{W8} + \dot{A}f_{S5}) + \dot{A}f_{G8} - \dot{A}f_{G11} - \dot{A}_D = 0$$

Los valores de exergía para los diferentes flujos que intervienen en el balance se obtienen mediante la *ecuación 5.3*. Despejando el valor de la destrucción de exergía se tiene lo siguiente:

$$\dot{A}_D = 17287,56 - (18812,49 + 5540,81) + 11847,74 - 3266,14 = 1515,87 \text{ KW}$$

Tomándose como volumen de control la parte de alta presión se plantea un nuevo balance de exergía:

$$\dot{A}f_{W10} - \dot{A}f_{S1} + \dot{A}f_{G5} - \dot{A}f_{G8} - \dot{A}_D = 0$$

Nuevamente, se obtienen los valores de exergía de flujo mediante la *ecuación 3.3*. y se despeja el valor de destrucción de exergía:

$$\dot{A}_D = 19186,16 - 65921,63 + 64941,43 - 11847,75 = 6358,21 \text{ KW}$$

Se pasa a otro nivel de agregación menor. Ahora se analizan los equipos que conforman la caldera de forma individual, tanto para baja como para alta presión.

Comenzando por el economizador de baja presión, al plantear el balance de energía se obtiene:

$$\dot{A}f_{R1} - \dot{A}f_{R2} + \dot{A}f_{G10} - \dot{A}f_{G11} - \dot{A}_D = 0$$

Aplicándose la *ecuación 3.3*. se calculan los valores de exergía de los distintos flujo y se despeja la destrucción de exergía:

$$\dot{A}_D = 22704,19 - 26665,70 + 7900,33 - 3266,14 = 672,67 \text{ KW}$$

Se procede de igual manera para el resto de equipos. A continuación se listan los balances realizados y el valor de destrucción de exergía obtenido.

Para el caso de los evaporadores, el análisis exergético incluye el calderín correspondiente. De igual manera, la destrucción de exergía en el calderín es muy baja (pudiéndose obtener en algunos casos valores negativos, algo que no es correcto) por lo tanto se asume que el valor obtenido es el del evaporador. Para el evaporador de baja presión:

$$\dot{A}f_{W5} - \dot{A}f_{W8} - \dot{A}f_{W9} + \dot{A}f_{G9} - \dot{A}f_{G10} - \dot{A}_D = 0$$

$$\dot{A}_D = 20933,63 - 18812,49 - 5027,92 + 11202,95 = 395,83 \text{ KW}$$

Para el sobrecalentador de baja presión:

$$\dot{A}f_{W9} - \dot{A}f_{S5} + \dot{A}f_{G8} - \dot{A}f_{G9} - \dot{A}_D = 0$$

$$\dot{A}_D = 5027,92 - 5540,81 + 11847,75 - 11202,95 = 131,92 \text{ KW}$$

En la bomba de recirculación:

$$\dot{A}f_{R3} - \dot{A}f_{R4} + \dot{A}W - \dot{A}D = 0$$

Donde  $\dot{A}W$  es el consumo de la bomba de recirculación:

$$\dot{A}D = 5732,08 - 5732,49 + 0,492 = 0,08 \text{ KW}$$

Para la bomba de alta presión:

$$\dot{A}f_{W8} - \dot{A}f_{W10} + \dot{A}W - \dot{A}D = 0$$

Donde  $\dot{A}W$  es el consumo de la bomba de alta presión:

$$\dot{A}D = 18812,49 - 19186,16 + 449,94 = 76,27 \text{ KW}$$

En el economizador de alta presión:

$$\dot{A}f_{W11} - \dot{A}f_{W13} + \dot{A}f_{G7} - \dot{A}f_{G8} - \dot{A}D = 0$$

$$\dot{A}D = 19186,16 - 28102,89 + 21531,51 - 11847,75 = 767,03 \text{ KW}$$

Para el evaporador de alta presión se plantea un balance exergético de manera similar a como se realizó en el evaporador de baja presión:

$$\dot{A}f_{W13} - \dot{A}f_{W16} + \dot{A}f_{G6} - \dot{A}f_{G7} - \dot{A}D = 0$$

$$\dot{A}D = 28102,89 - 49974,92 + 46564,80 - 21531,51 = 3161,25 \text{ KW}$$

Y para el sobrecalentador de alta presión:

$$\dot{A}f_{W12} + \dot{A}f_{W16} - \dot{A}f_{S1} + \dot{A}f_{G5} - \dot{A}f_{G6} - \dot{A}D = 0$$

$$\dot{A}D = 0 + 49974,92 - 65921,63 + 64941,43 - 46564,80 = 2429,93 \text{ KW}$$

Una vez conocida la destrucción de exergía en los diferentes niveles de agregación, se da paso a calcular el rendimiento exergético del sistema HRSG, de cada nivel de presión y de los equipos que la conforman:

- Rendimiento exergético de la caldera:

$$\eta_{HRSG} = \frac{(\dot{A}f_{S1} + \dot{A}f_{S5} - \dot{A}f_{W3})}{(\dot{A}f_{G5} - \dot{A}f_{G11})} = \frac{(65921,63 + 5540,81 - 17287,56)KW}{(64941,43 - 3266,14)KW} = 87,8\%$$

- Rendimiento exergético de la parte de baja presión:

$$\eta_{LPHRSG} = \frac{(\dot{A}f_{W8} + \dot{A}f_{S5} - \dot{A}f_{W3})}{(\dot{A}f_{G8} - \dot{A}f_{G11})} = \frac{(18812,5 + 5540,8 - 17287,56)KW}{(11847,75 - 3266,1)KW} = 82,3\%$$

- Rendimiento exergético de la parte de alta presión:

$$\eta_{HPHRS} = \frac{(\dot{A}f_{S1} - \dot{A}f_{W10})}{(\dot{A}f_{G5} - \dot{A}f_{G8})} = \frac{(65921,63 - 19186,16)KW}{(64941,43 - 11874,75)KW} = 88,0\%$$

- Rendimiento exergético del economizador de baja presión:

$$\eta_{LPEC} = \frac{(\dot{A}f_{R2} - \dot{A}f_{R1})}{(\dot{A}f_{G10} - \dot{A}f_{G11})} = \frac{(26665,70 - 22704,19)KW}{(7900,33 - 3266,14)KW} = 85,5\%$$

- Rendimiento exergético del evaporador de baja presión:

$$\eta_{LPEV} = \frac{\dot{A}f_{W8} + \dot{A}f_{W9} - \dot{A}f_{W5}}{\dot{A}f_{G9} - \dot{A}f_{G10}} = \frac{(18812,5 + 5027,9 - 20933,6)KW}{(11202,95 - 7900,33)KW} = 88,0\%$$

- Rendimiento exergético del sobrecalentador de alta presión:

$$\eta_{LPSH} = \frac{\dot{A}f_{S5} - \dot{A}f_{W9}}{\dot{A}f_{G8} - \dot{A}f_{G9}} = \frac{(5540,81 - 5027,92)KW}{(11847,75 - 11202,95)KW} = 79,5\%$$

- Rendimiento exergético de la bomba de recirculación:

$$\eta_{RP} = \frac{\dot{A}f_{R3} - \dot{A}f_{R4}}{\dot{A}W} = \frac{(5732,08 - 5732,49)KW}{0,493 KW} = 82,8\%$$

- Rendimiento exergético de la bomba de alta presión:

$$\eta_{HPP} = \frac{\dot{A}f_{W10} - \dot{A}f_{W8}}{\dot{A}W} = \frac{(19186,16 - 18812,49)KW}{449,94 KW} = 83,0\%$$

- Rendimiento exergético del economizador de alta presión:

$$\eta_{HPEC} = \frac{\dot{A}f_{W13} - \dot{A}f_{W11}}{\dot{A}f_{G7} - \dot{A}f_{G8}} = \frac{(28102,89 - 19186,16)KW}{(21531,51 - 11847,75)KW} = 92,1\%$$

- Rendimiento exergético del evaporador de alta presión:

$$\eta_{HPEV} = \frac{\dot{A}f_{W16} - \dot{A}f_{W13}}{\dot{A}f_{G6} - \dot{A}f_{G7}} = \frac{(49974,92 - 28102,89)KW}{(46564,80 - 21531,51)KW} = 87,4\%$$

- Rendimiento exergético del sobrecalentador de alta presión:

$$\eta_{HPSH} = \frac{\dot{A}f_{S1} - \dot{A}f_{W12} - \dot{A}f_{W16}}{\dot{A}f_{G5} - \dot{A}f_{G6}} = \frac{(65291,63 - 0,00 - 49974,92)KW}{(64941,43 - 46564,80)KW} = 86,8\%$$

### 3.7 Análisis exergetico del ciclo de vapor

En el presente anexo se detallan los cálculos del análisis exergetico del ciclo de vapor.

En primer lugar, se calculan los valores de exergía correspondientes a cada estado del ciclo. Para ello, se fija un estado de referencia de 20°C y 1 bar. Los valores de entalpía y entropía para el agua en dicho estado son los siguientes:

$$h_0(20^{\circ}\text{C}; 1 \text{ bar}) = 84,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; s_0(20^{\circ}\text{C}; 1 \text{ bar}) = 0,2965 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Una vez se tienen estos valores, se procede al cálculo de la exergía de cada estado mediante la *ecuación 3.1*.

A continuación, se procede al cálculo de la exergía destruida en cada equipo. Para ello, se plantean balances de exergía para los volúmenes de control correspondientes, teniéndose en cuenta las siguientes hipótesis:

- Régimen estacionario. (2)
- Superficies adiabáticas. (3)

En primer lugar se estudia la turbina de vapor. Se analizarán diferentes niveles de agregación. Primeramente se plantea el balance de exergía tomando como volumen de control ambas etapas de la turbina (alta y baja presión):

$$\dot{A}f_{S3} + \dot{A}f_{S7} - \dot{A}f_{S9} - \dot{A}_W - \dot{A}_D = 0$$

Al no existir variaciones de exergía química entre los flujos presentes, se calcula la exergía de flujo mediante la *ecuación 3.2*. Teniéndose en cuenta que  $\dot{A}_W$  corresponde al trabajo neto generado por la turbina, se despeja el valor de la destrucción de exergía:

$$\dot{A}_D = (101434,3 + 7073,49 - 7840,504 - 88343,31) \text{ kW} = 12323,94 \text{ kW}$$

A continuación, se lleva a cabo el estudio de un nivel de agregación menor, planteándose balances de exergía para la etapa de alta y baja presión. Se debe cumplir que la exergía total destruida en ambos volúmenes de control corresponda con el valor calculado para la turbina completa.

Se comienza planteándose el balance de exergía para la etapa de alta presión de la turbina:

$$\dot{A}f_{S3} - \dot{A}f_{S4} - \dot{A}_{WHP} - \dot{A}_D = 0$$

Los valores de la exergía de flujo se calculan nuevamente mediante la *ecuación 3.2*, mientras que la exergía referida al trabajo producido por la etapa de alta,  $\dot{A}_{WHP}$ , se calcula de la siguiente forma:

$$\dot{A}_{WHP} = \dot{m}_{steam} \cdot (h_{S3} - h_{S4}) = 65,51 \frac{kg}{s} \cdot (3561 - 2920,52) \frac{kJ}{kg} = 41956,26 kW$$

De esta forma, se despeja el valor de la destrucción de exergía del balance planteado:

$$\dot{A}_D = (101434,3 - 54946,44 - 41956,26) kW = 4531,554 kW$$

De igual forma, se plantea el balance de exergía para la etapa de baja presión de la turbina:

$$\dot{A}f_{S8} - \dot{A}f_{S9} - \dot{A}_{WLP} - \dot{A}_D = 0$$

Nuevamente, se obtienen los valores de la exergía de flujo mediante la *ecuación 3.2*. La exergía correspondiente a trabajo de la etapa de baja presión,  $\dot{A}_{WLP}$ , se calcula a continuación:

$$\dot{A}_{WLP} = \dot{m}_{steam} \cdot (h_{S8} - h_{S9}) = 74,14 \frac{kg}{s} \cdot (2914,92 - 2289,27) \frac{kJ}{kg} = 46387,05 kW$$

Conocido el valor de cada exergía de flujo, así como el valor de  $\dot{A}_{WLP}$ , se despeja el valor de la destrucción de exergía:

$$\dot{A}_D = 62015,05 - 7840,504 - 46387,05 kW = 7787,496 kW$$

Una vez que se han calculado las destrucciones de exergía de las etapas de alta y baja presión, se procede al cálculo de la destrucción total:

$$\dot{A}_{D\ Total} = (4531,554 + 7787,496) kW = 12319,05 kW$$

Como se puede observar, esta destrucción de exergía es igual a la calculada para un nivel de agregación mayor ( $\approx 12320$  kW).

A continuación, se lleva a cabo el análisis exergético de los dos equipos restantes en el ciclo de vapor: el condensador y la bomba de alimentación de la caldera. Para ello, se plantean sendos balances de exergía, despejándose de ellos la destrucción de exergía correspondiente a cada equipo.

Se comienza planteando el balance exergía para el condensador:

$$\dot{A}f_{S9} - \dot{A}f_{W1} + \dot{A}f_{17} - \dot{A}f_{W18} - \dot{A}_D = 0$$

Para los flujos del condensador no se considera ningún cambio en la exergía química, por lo que la exergía de flujo se calcula mediante la *ecuación 5.2*. Así pues, se despeja la destrucción de exergía en el condensador:

$$\dot{A}_D = (7840,504 - 108,0297 - 530,7798 - 1342,538) kW = 5859,157 kW$$

Una vez calculada la destrucción de exergía en el condensador, se pasa a estudiar la bomba de alimentación de la caldera, planteándose el balance de exergía para la misma:

$$\dot{A}f_{W1} - \dot{A}f_{W2} + \dot{A}_{WLPP} - \dot{A}_D = 0$$

Los valores de la exergía de flujo se calculan mediante la *ecuación 3.2*, ya que no existe variación en la composición química de los flujos. Una vez se tienen dichos valores, se despeja la destrucción de exergía:

$$\dot{A}_D = (108,0297 - 157,9919 + 65,55847) \text{ kW} = 15,59621 \text{ kW}$$

Una vez conocida la destrucción de exergía de cada equipo del ciclo de vapor, se da paso al cálculo del rendimiento exergético correspondiente a la turbina de vapor (teniéndose en cuenta ambas etapas de presión), del condensador y de la bomba de alimentación:

- Rendimiento exergético de la turbina de vapor:

$$\eta_{ST} = \frac{\dot{A}_W}{\dot{A}_{f_{S3}} + \dot{A}_{f_{S7}} - \dot{A}_{f_{S9}}} = \frac{88343,31 \text{ kW}}{(101434,3 + 7073,49 - 7840,504) \text{ kW}} \cdot 100 = 87,8\%$$

- Rendimiento exergético del condensador de vapor:

$$\eta_{WC} = \frac{\dot{A}_{f_{W18}} - \dot{A}_{f_{W17}}}{\dot{A}_{f_{S9}} - \dot{A}_{f_{W1}}} = \frac{(1342,538 - 530,7798) \text{ kW}}{(7840,504 - 108,0297) \text{ kW}} \cdot 100 = 24,2\%$$

- Rendimiento exergético de la bomba de alimentación:

$$\eta_{LPP} = \frac{\dot{A}_{f_{W2}} - \dot{A}_{f_{W1}}}{\dot{A}_W} = \frac{(157,9919 - 108,0297) \text{ kW}}{65,55847 \text{ kW}} \cdot 100 = 76,2\%$$

- Rendimiento exergético neto del ciclo de vapor:

$$\eta_{ST} = \frac{\dot{A}_W}{\dot{A}_{f_{S3}} + \dot{A}_{f_{S7}}} = \frac{88343,31 \text{ kW}}{(101434,3 + 7073,49) \text{ kW}} \cdot 100 = 81,4\%$$

### 3.8 Análisis exergetico del ciclo combinado

En el presente anexo se detallan los cálculos referentes al análisis exergetico del ciclo combinado completo.

Partiéndose de los cálculos realizados en los anexos previos, se procede al cálculo de la destrucción total de exergía en la instalación. Para ello, se considera un volumen de control que incluye el ciclo de vapor, los ciclos de gas y las calderas de recuperación. Se toman los valores de exergía de las diferentes entradas y salidas de dicho volumen de control, y se plantea un balance de exergía. Para dicho balance, se tendrán en cuenta las entradas de aire y combustible a los ciclos de gas, la salida de los gases de escape de los HRSG, los trabajos generados por los ciclos de gas ( $\dot{A}_{WG}$ ) y el ciclo de vapor ( $\dot{A}_{WS}$ ), y finalmente la entrada y salida del agua de refrigeración del compresor de vapor. Se consideran despreciables los consumos de las diferentes bombas presentes en la instalación.

De esta forma, se tiene la siguiente expresión:

$$2 \cdot (\dot{A}_{G2} + \dot{A}_{F1} - \dot{A}_{G11} - \dot{A}_{WG}) - \dot{A}_{WS} + \dot{A}_{W17} - \dot{A}_{W18} - \dot{A}_D = 0$$

Se despeja el valor de la destrucción exergía:

$$\dot{A}_D = (2 \cdot (314,62 + 225965,51 - 3266,1365 - 80000) - 88343,31 + 2517816,25 - 2519689,57) \text{ kW} = 195811,35 \text{ kW}$$

A continuación, se da paso al cálculo de la eficiencia exergetica de la instalación. Para ello, se considera como producto producido el trabajo total de la planta, mientras que los recursos consumidos se consideran como las entradas de aire y combustible a los ciclos de gas. Nuevamente, se desprecia el consumo de las bombas de la instalación:

$$\eta_{c.cycle} = \frac{\dot{A}_{WS} + 2 \cdot \dot{A}_{WG}}{2 \cdot (\dot{A}_{G2} + \dot{A}_{F1})} \cdot 100 = \frac{88343,31 + 2 \cdot 80000}{2 \cdot (314,62 + 225965,51)} \cdot 100 = 54,9\%$$

### 3.9 Tablas de resultados

A continuación se incluyen una serie de tablas con las propiedades calculadas para cada uno de los estados en el análisis del ciclo combinado.

Estate	Fluid	P	T	h	s	m	m	a	q
-	-	bar	°C	kJ/Kg	kJ/kg K	Kg/s	kg/h 10 <sup>3</sup>	kJ/kg	-
G1	Aire	1,000	20,0	-5,06	6,8711	203,43	732,34	0,00	-
G2	Aire	0,993	20,0	-5,06	6,8731	203,43	732,34	-0,59	-
G3	Aire	15,888	446,4	439,00	7,0042	203,43	732,34	405,05	-
G4	Gas Esc.	15,094	1272,1	335,81	8,1522	208,00	748,80	1155,78	-
G5	Gas Esc.	1,004	617,0	-483,11	8,2591	208,00	748,80	305,51	-
F1	G.Natural	32,000	27,0	-4256,22	9,4582	4,57	16,46	488,23	-

Tabla 3.1 Propiedades de los estado del ciclo de gas.

Estado	Fluid	P	T	h	s	m	m	a	q
-	-	bar	°C	kJ/Kg	kJ/kg K	Kg/s	kg/h 10 <sup>3</sup>	kJ/kg	-
W3	Agua	6,65	35,07	147,53	0,5059	37,07	133,46	2,13	0
W5	Agua	6,32	153,85	648,95	1,8808	37,07	133,46	100,48	0
W6	Agua	6,32	160,85	679,26	1,9512	4,32	15,54	110,16	0
W7	Vapor	6,32	160,85	2758,36	6,7418	4,32	15,54	784,89	1
W8	Agua	6,32	160,85	679,26	1,9512	32,75	117,91	110,16	0
W9	Vapor	6,32	160,85	2498,08	6,1421	4,32	15,54	700,43	0,87
W10	Agua	99,72	162,76	693,00	1,9592	32,75	117,91	121,56	0
W11	Agua	99,72	162,76	693,00	1,9592	32,75	117,91	121,56	0
W12	Agua	0,00	0,00	0,00	0,0000	0,00	0,00	0,00	-
W13	Agua	94,74	300,05	1343,99	3,2512	32,75	117,91	393,80	0
W14	Agua	94,74	307,05	1384,85	3,3221	32,75	117,91	413,89	0
W15	Vapor	94,74	307,05	2734,84	5,6488	32,75	117,91	1081,79	1
W16	Vapor	94,74	307,05	2693,98	5,5784	32,75	117,91	1061,57	0,97
S1	Vapor	90,00	570,00	3561,00	6,8752	32,75	117,91	1548,44	1
S5	Vapor	6,00	210,00	2872,46	7,0139	4,32	15,54	819,23	1
G5	Gas Esc.	1,00	616,97	-483,11	8,2591	208,00	748,80	305,51	-
G6	Gas Esc.	1,00	500,34	-619,64	8,0947	208,00	748,80	217,16	-
G7	Gas Esc.	1,00	312,05	-832,23	7,7801	208,00	748,80	96,81	-
G8	Gas Esc.	1,00	218,18	-934,74	7,5892	208,00	748,80	50,26	-
G9	Gas Esc.	1,00	210,99	-942,51	7,5733	208,00	748,80	47,16	-
G10	Gas Esc.	1,00	170,85	-985,66	7,4803	208,00	748,80	31,28	-
G11	Gas Esc.	1,00	95,00	-1066,35	7,2810	208,00	748,80	9,00	-

Tabla 3.2 Propiedades de los estados del HRSG.

Estado	Fluido	P	T	h	s	m	m	a	q
-	-	bar	°C	kJ/Kg	kJ/kg K	Kg/s	kg/h 10 <sup>3</sup>	kJ/kg	-
R1	Agua	6,65	70	293,54	0,9546	47,22	170,00	16,59	0
R2	Agua	6,32	153,85	648,95	1,8808	47,22	170,00	100,48	0
R3	Agua	6,32	153,85	648,95	1,8808	10,15	36,54	100,48	0
R4	Agua	6,65	153,85	649,00	1,8809	10,15	36,54	100,53	0

Tabla 3.3 Propiedades de los estado del HRSG (Recirculación).

Estado	Fluido	P	T	h	s	m	m	a	q
-	-	bar	°C	kJ/Kg	kJ/kg K	Kg/s	kg/h 10 <sup>3</sup>	kJ/kg	-
S1	Vapor	90,00	570,00	3561,00	6,8752	32,75	117,91	1548,44	1,00
S2	Vapor	90,00	570,00	3561,00	6,8752	32,75	117,91	1548,44	1,00
S3	Vapor	90,00	570,00	3561,00	6,8752	65,51	235,83	1548,44	1,00
S4	Vapor	6,00	232,42	2920,52	7,1112	65,51	235,83	838,78	1,00
S5	Vapor	6,00	210,00	2872,46	7,0139	4,32	15,54	819,23	1,00
S6	Vapor	6,00	210,00	2872,46	7,0139	4,32	15,54	819,23	1,00
S7	Vapor	6,00	210,00	2872,46	7,0139	8,63	31,08	819,23	1,00
S8	Vapor	6,00	229,79	2914,92	7,1001	74,14	266,91	836,44	1,00
S9	Vapor	0,06	35,00	2289,27	7,4584	74,14	266,91	105,75	0,89
W17	Agua	-	20,00	83,92	0,2965	5425,06	19530,21	-0,10	0
W18	Agua	-	27,00	113,20	0,3952	5425,06	19530,21	0,25	0
W1	Agua	0,0563	35,00	146,64	0,5052	74,14	266,91	1,46	0
W2	Agua	6,65	35,07	147,53	0,5059	74,14	266,91	2,13	0
W3	Agua	6,65	35,07	147,53	0,5059	37,07	133,46	2,13	0
W4	Agua	6,65	35,07	147,53	0,5059	37,07	133,46	2,13	0

Tabla 3.4 Propiedades de los estados del ciclo de vapor.

Leyenda:

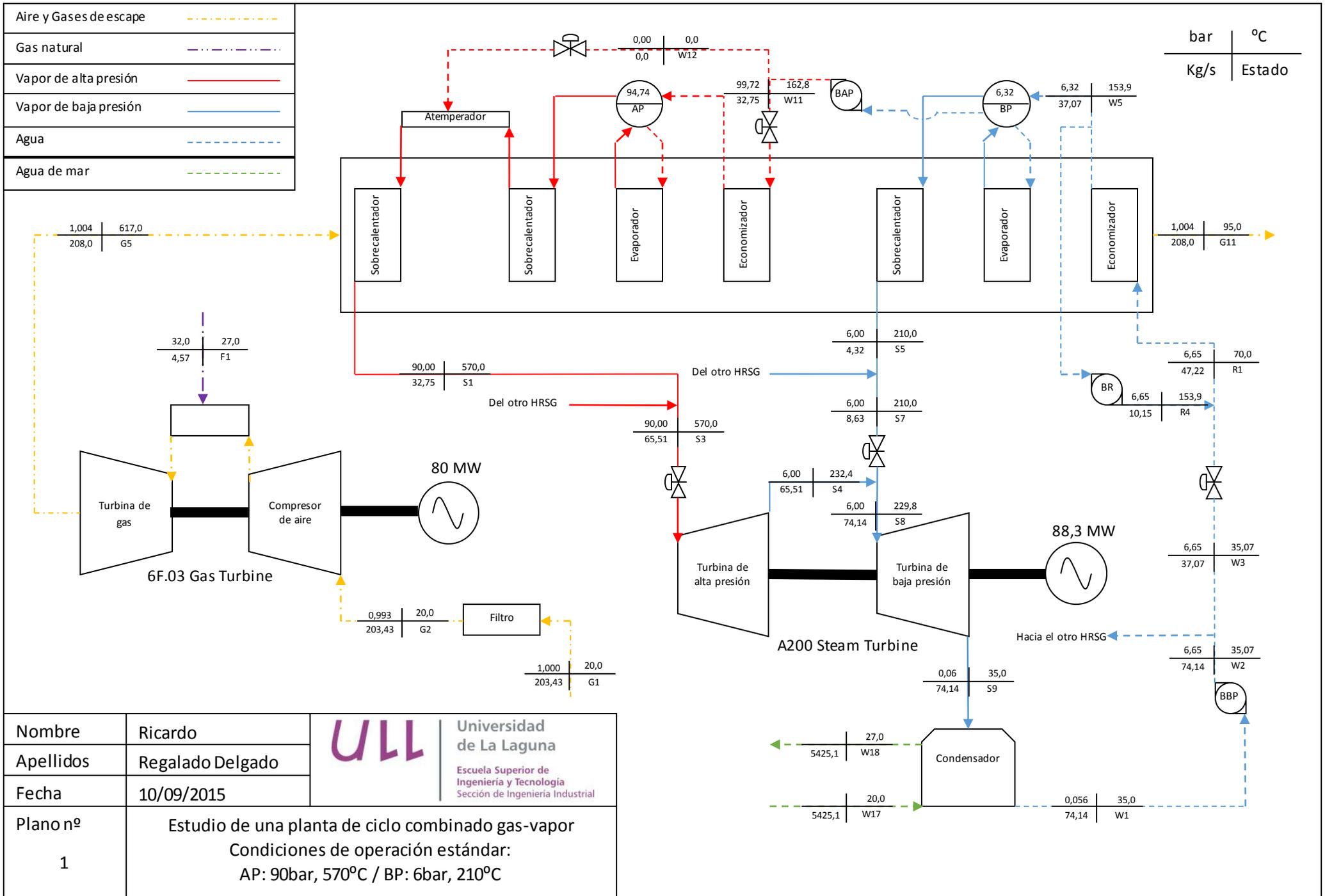
- P=presión
- T=Temperatura
- h=Entalpía
- s=Entropía
- m=Caudal másico
- a=Exergía física
- q=Título de vapor

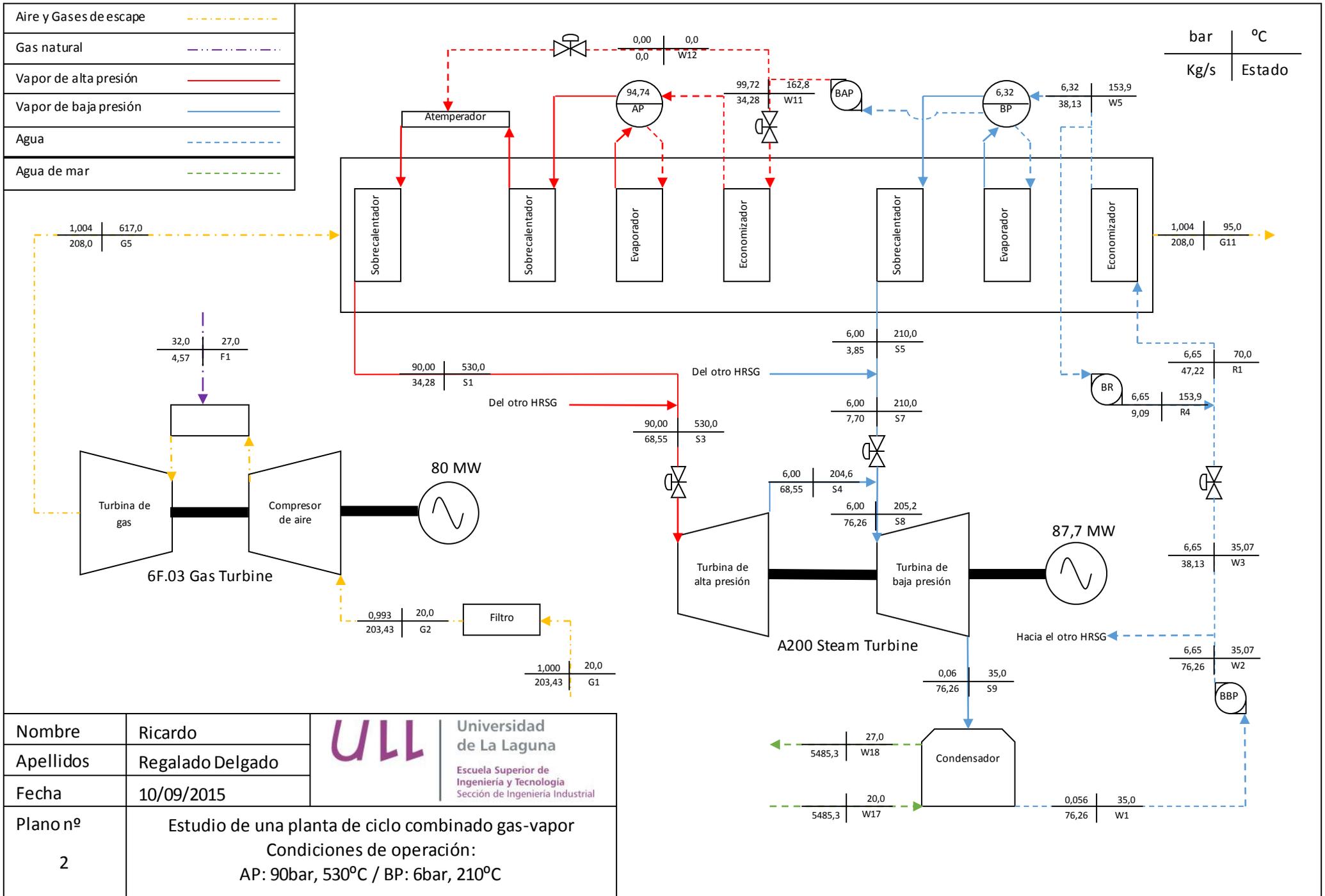
## 4. Planos

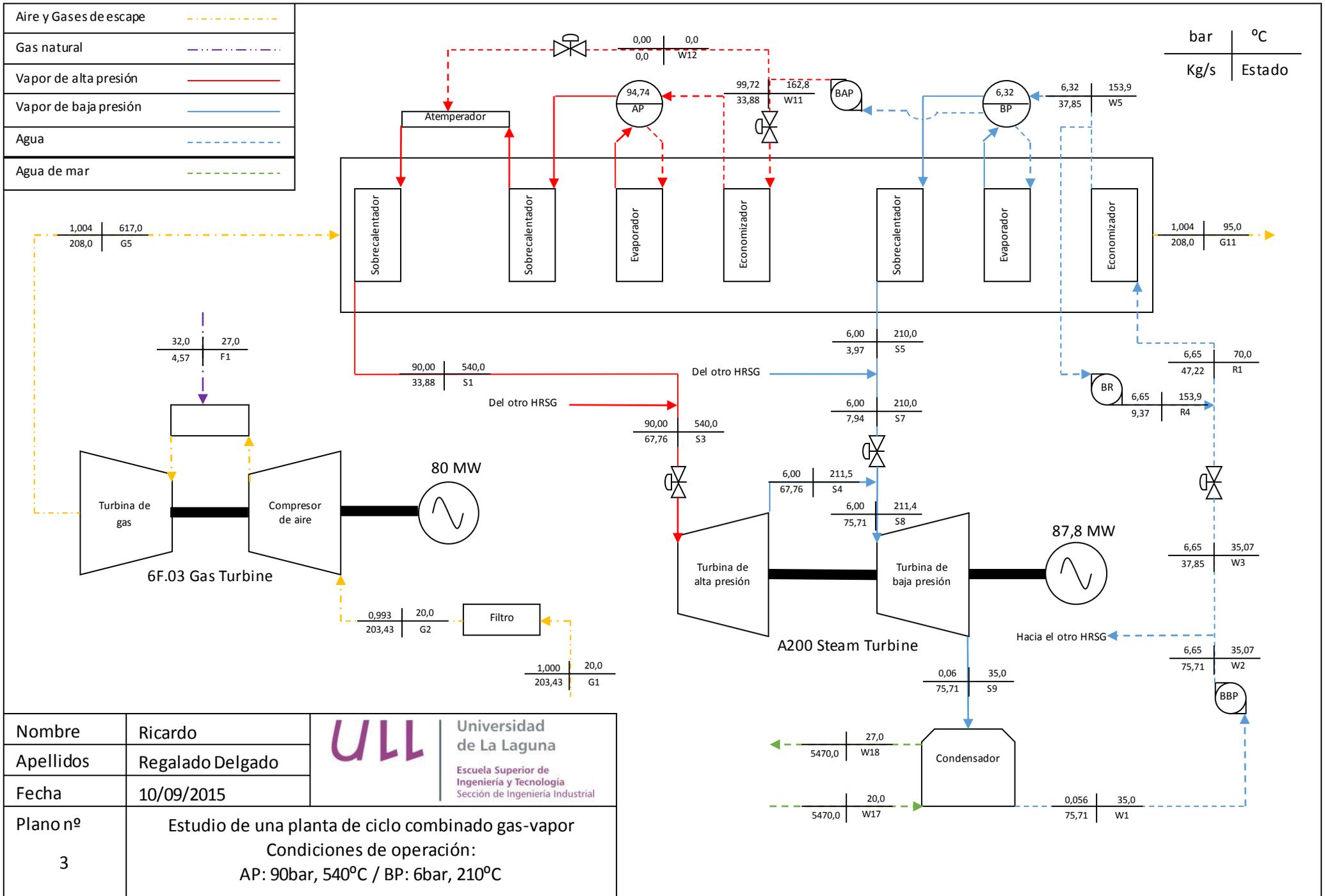
---

## 4.1 Índice de planos

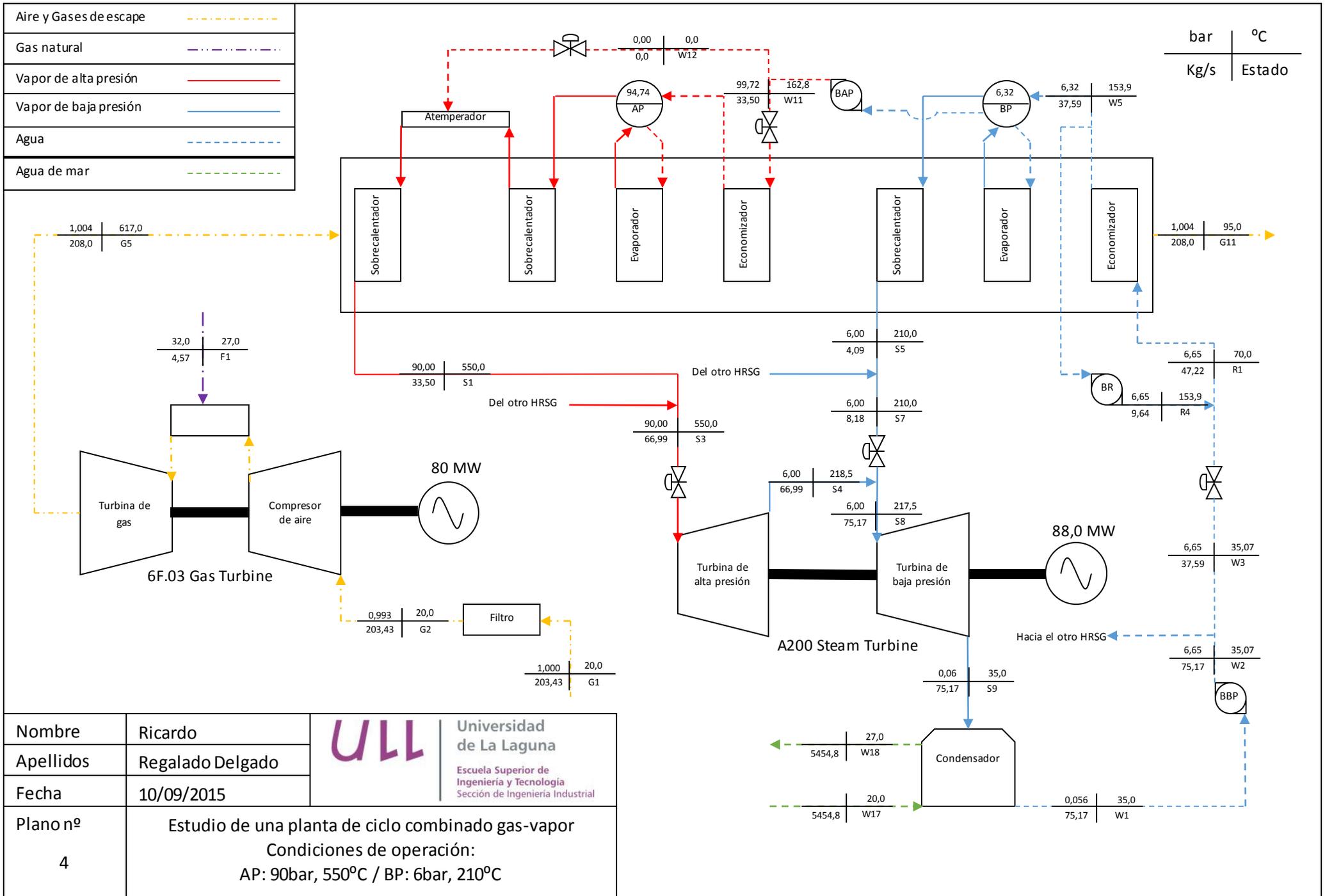
Condiciones de operación estándar.....	Plano 1
Variación de temperatura de alta presión.....	Planos 2-9
Variación de presión de alta.....	Planos 10-17
Variación de temperatura de baja presión.....	Planos 18-25
Variación de presión de baja.....	Planos 26-31

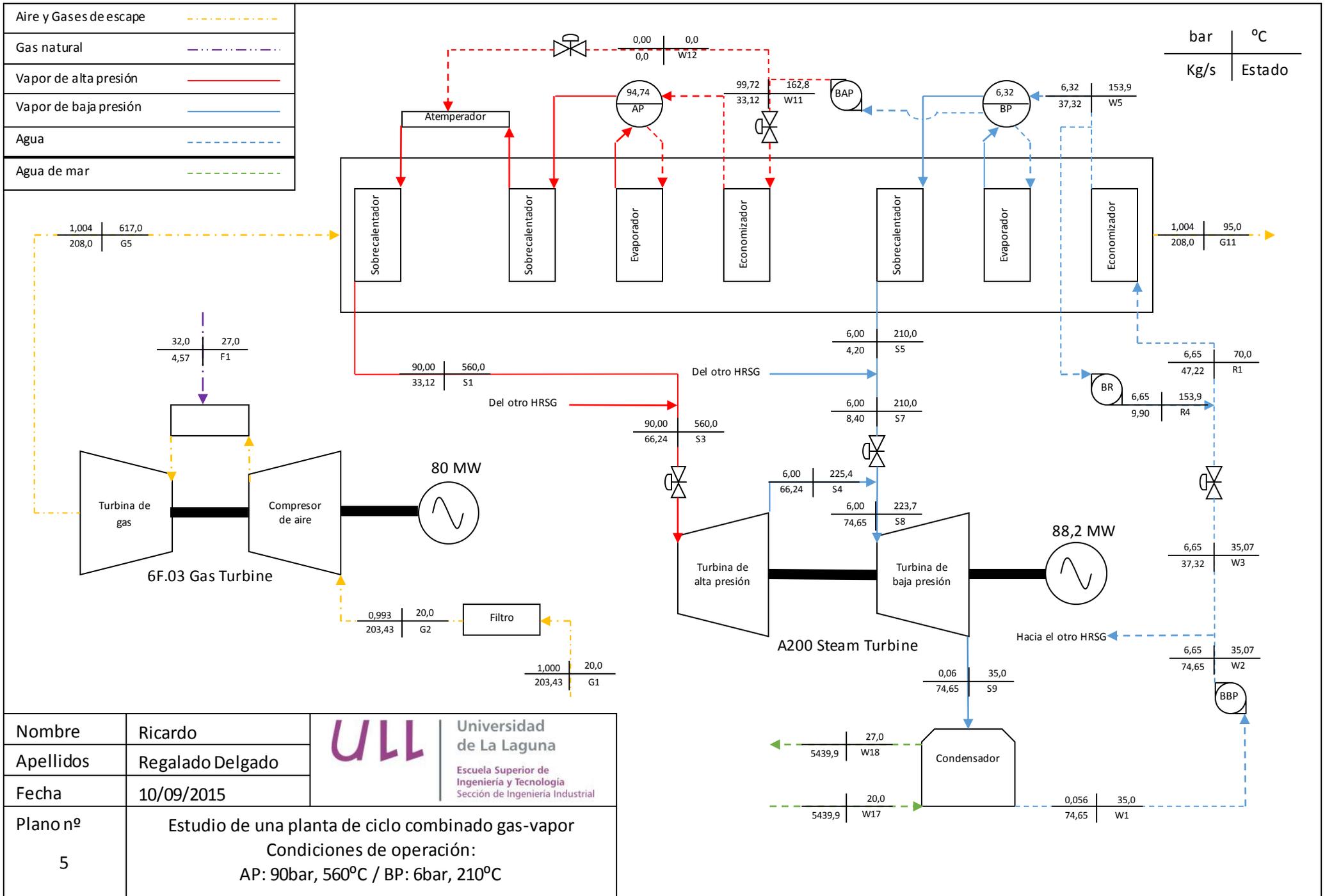






Nombre	Ricardo	 <b>Universidad de La Laguna</b> Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Sección de Ingeniería Industrial
Apellidos	Regalado Delgado	
Fecha	10/09/2015	
Plano nº	Estudio de una planta de ciclo combinado gas-vapor Condiciones de operación: AP: 90bar, 540°C / BP: 6bar, 210°C	
3		





Nombre	Ricardo	 <b>Universidad de La Laguna</b> Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Sección de Ingeniería Industrial
Apellidos	Regalado Delgado	
Fecha	10/09/2015	
Plano nº	Estudio de una planta de ciclo combinado gas-vapor Condiciones de operación: AP: 90bar, 560°C / BP: 6bar, 210°C	
5		

